

**ОПТИМИЗАЦИЯ ЛОГИСТИКИ В ЗОНЕ ЭКСПЕДИЦИИ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

**СТАТИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ
ПРУЖИН БУКСОВОГО ПОДВЕШИВАНИЯ
ТЕЛЕЖКИ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА ЭС2Г**

**ТЕСТОВЫЙ КОНТРОЛЬ ДАТЧИКОВ МАССОВОГО РАСХОДА ВОЗДУХА
СОВРЕМЕННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

**КОМПЕНСИРОВАНИЕ ПОТЕРЬ КОНТАКТНОЙ СЕТИ
ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ БОРТОВОГО НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ**

**ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МАКСИМАЛЬНЫХ ТОКОВ
В ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ЭЛЕМЕНТАХ
ТИРИСТОРНО-РЕАКТОРНОГО ПЕРЕКЛЮЧАЮЩЕГО
УСТРОЙСТВА РЕГУЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕНИЯ**



МЕЖДУНАРОДНЫЙ РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

1. Галкин Александр Геннадьевич, д-р техн. наук, профессор, главный редактор, УрГУПС, Екатеринбург, Россия
2. Буйносов Александр Петрович, д-р техн. наук, профессор, УрГУПС, Екатеринбург, Россия
3. Козлов Петр Алексеевич, д-р техн. наук, профессор, научно-производственный холдинг «СТРАТЕГ», Москва, Россия
4. Симармата Джулиатер, доктор менеджмента, Институт транспорта и логистики Трисакти, Джакарта, Индонезия
5. Цяо Цун, канд. техн. наук, Чжэнчжоуский железнодорожный профессиональный технический институт, Чжэнчжоу, Китай

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

1. Александров Александр Эрнстович, д-р техн. наук, доцент, научный редактор, Екатеринбург
2. Бородин Андрей Федорович, д-р техн. наук, профессор, Москва
3. Галиев Ильхам Исламович, д-р техн. наук, профессор, Омск
4. Гриценко Александр Владимирович, д-р техн. наук, доцент, Челябинск
5. Куренков Петр Владимирович, д-р экон. наук, профессор, Москва
6. Лапшин Василий Федорович, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
7. Ларин Олег Николаевич, д-р техн. наук, профессор, Москва
8. Ледяев Александр Петрович, д-р техн. наук, профессор, Санкт-Петербург
9. Локтев Алексей Алексеевич, д-р физ.-мат. наук, профессор, Москва
10. Неволин Дмитрий Германович, д-р техн. наук, с. н. с., Екатеринбург
11. Румянцев Сергей Алексеевич, д-р техн. наук, с. н. с., Екатеринбург
12. Сай Василий Михайлович, д-р техн. наук, профессор, зам. главного редактора, Екатеринбург
13. Сирина Нина Фридриховна, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
14. Смольянинов Александр Васильевич, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
15. Тушин Николай Андреевич, д-р техн. наук, доцент, Екатеринбург
16. Хоменко Андрей Павлович, д-р техн. наук, профессор, Иркутск
17. Якунин Николай Николаевич, д-р техн. наук, профессор, Оренбург

INTERNATIONAL EDITORIAL BOARD

1. Galkin Alexander Gennadyevich, DSc, professor, editor-in-chief, USURT, Ekaterinburg, Russia
2. Buynosov Alexander Petrovich, DSc, professor, USURT, Ekaterinburg, Russia
3. Kozlov Petr Alexeevich, DSc, professor, Research & Production Holding STRATEG, Moscow, Russia
4. Simarmata Juliater, DSc, Trisakti Institute of Transportation and Logistics, Jakarta, Indonesia
5. Qiao Cong, PhD, Zhengzhou Railway Vocational and Technical Institute, Zhengzhou, China

EDITORIAL BOARD

1. Alexandrov Alexander Ernstovich, DSc, associate professor, science editor, Ekaterinburg
2. Borodin Andrey Fedorovich, DSc, professor, Moscow
3. Galiev Ilkham Islamovich, DSc, professor, Omsk
4. Gritsenko Alexander Vladimirovich, DSc, associate professor, Chelyabinsk
5. Kurenkov Petr Vladimirovich, DSc, professor, Moscow
6. Lapshin Vasilii Fedorovich, DSc, professor, Ekaterinburg
7. Larin Oleg Nikolaevich, DSc, professor, Moscow
8. Ledyev Alexander Petrovich, DSc, professor, St. Petersburg
9. Loktev Alexey Alexeevich, DSc, professor, Moscow
10. Nevolin Dmitriy Germanovich, DSc, senior staff scientist, Ekaterinburg
11. Rumyantsev Sergey Alexeevich, DSc, senior staff scientist, Ekaterinburg
12. Say Vasilii Mikhaylovich, DSc, professor, deputy editor-in-chief, Ekaterinburg
13. Sirina Nina Fridrikhovna, DSc, professor, Ekaterinburg
14. Smolyaninov Alexander Vasilyevich, DSc, professor, Ekaterinburg
15. Tushin Nikolay Andreevich, DSc, associate professor, Ekaterinburg
16. Khomenko Andrey Pavlovich, DSc, professor, Irkutsk
17. Yakunin Nikolay Nikolaevich, DSc, professor, Orenburg

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА

А. В. Шипулин, Н. А. Тушин.
Оптимизация логистики в зоне экспедиции с использованием имитационного моделирования 3

ВАГОНЫ И ВАГОННОЕ ХОЗЯЙСТВО

С. В. Кротов, Д. П. Кононов, А. П. Буйносов.
Влияние проката колеса грузового вагона на контактно-усталостную долговечность 11

С. А. Кравцов, А. П. Болдырев, Ф. Ю. Лозбинец.
Построение расчетных моделей деталей из гиперэластичных материалов, применяемых на железнодорожном транспорте..... 16

А. Ю. Сурнин, С. В. Беспалко.
К вопросу о моделировании разрушения котла железнодорожной цистерны ударом дугами безопасности при опрокидывании 21

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ И ТЯГА

А. В. Смольянинов, К. М. Колясов, Д. В. Дуванов.
Статическая и динамическая нагруженность пружин буксового подвешивания тележки электропоезда ЭС2Г 28

В. В. Шилер, А. В. Шилер, А. В. Смольянинов, К. М. Колясов.
Влияние особенностей динамики блочной колесной пары на ресурс буксовых подшипников 33

В. Г. Булаев.
Оценка воздействия дизелей железнодорожного подвижного состава на парниковый эффект 39

АВТОМАТИКА, ТЕЛЕМЕХАНИКА И СВЯЗЬ

Е. М. Тарасов, А. Е. Тарасова, В. А. Надежкин.
Выбор параметров дроссель-трансформаторов по условиям обратимости матрицы четырехполюсника..... 43

ГРУЗОВЫЕ И ПАССАЖИРСКИЕ ПЕРЕВОЗКИ

Д. Г. Неволин, А. А. Цариков, В. Г. Бондаренко.
Реальная скорость перемещения жителей города на примере пассажирского транспорта Екатеринбурга..... 48

АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

А. В. Гриценко, К. В. Глемба, А. Н. Медведев, А. Ю. Бурцев, Ж. С. Рахимов, А. И. Емельянова.
Тестовый контроль датчиков массового расхода воздуха современных двигателей внутреннего сгорания 54

А. В. Пузаков.
Оценка эффективности работы системы электроснабжения автотранспортных средств 62

Д. Г. Неволин, А. А. Цариков, В. Г. Бондаренко.
К вопросу организации движения пассажирского транспорта на пешеходных улицах крупных и крупнейших городов России 68

ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ТЯГА

А. П. Буйносов, М. Г. Дурандин, О. И. Тутынин.
Компенсирование потерь контактной сети за счет применения бортового накопителя энергии 74

ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ

Т. С. Тарасовский, А. Н. Штин.
Особенности расчета максимальных токов в полупроводниковых элементах тиристорно-реакторного переключающего устройства регулирования напряжения 79

С. И. Макашева.
Интерактивный тренажер для обучения персонала ОАО «РЖД» навыкам оперативных переключений..... 84

П. С. Пинчуков.
Особенности работы защит линий автоблокировки в условиях обратной селективности 90

GENERAL TRANSPORT PROBLEMS

A. V. Shipulin, N. A. Tushin.
Optimization of logistics in forwarding zone with the use of simulation modeling..... 3

RAILWAY CARS AND CARRIAGE EQUIPMENT

S. V. Krotov, D. P. Kononov, A. P. Buynosov.
Influence of freight car wheel mileage on contact and fatigue durability 11

S. A. Kravtsov, A. P. Boldyrev, F. Yu. Lozbinev.
Creation of calculation models for elements made of hyper elastic materials used on railway transport..... 16

A. Yu. Surnin, S. V. Bespalko.
To the question of modeling of railway tank shell failure by safeguard bow impact at overswinging..... 21

ROLLING STOCK AND TRACTION

A. V. Smolyaninov, K. M. Kolyasov, D. V. Duvanov.
Static and dynamic loading of springs of axle-box suspension for ES2G electric-multiple unit bogie..... 28

V. V. Shiler, A. V. Shiler, A. V. Smolyaninov, K. M. Kolyasov.
Influence of peculiarities of block wheelset dynamics on life of axle-box bearings 33

V. G. Bulaev.
Assessment of influence of railway rolling stock diesel engines on the greenhouse effect 39

AUTOMATION, TELEMECHANICS AND COMMUNICATION

E. M. Tarasov, A. E. Tarasova, V. A. Nadezhkin.
Selection of parameters of impedance bonds according to invertibility conditions of quadropole matrix..... 43

CARGO AND PASSENGER TRANSPORTATION

D. G. Nevolin, A. A. Tsarikov, V. G. Bondarenko.
Real speed of movement of city residents on the example of passenger transport in Ekaterinburg..... 48

MOTOR TRANSPORT

A. V. Gritsenko, K. V. Glemba, A. N. Medvedev, A. Yu. Burtsev, Zh. S. Rakhimov, A. I. Emelyanova.
Test control of sensors of mass air flow rate for modern internal combustion engines 54

A. V. Puzakov.
Assessment of operation efficiency of power supply system for motor vehicles 62

D. G. Nevolin, A. A. Tsarikov, V. G. Bondarenko.
To the question of organization of passenger transport service on pedestrian streets of big and the biggest Russian cities 68

ELECTRIC TRACTION

A. P. Buynosov, M. G. Durandin, O. I. Tutynin.
Compensation of catenary losses by application of on-board power source 74

ELECTRIC SUPPLY

T. S. Tarasovskiy, A. N. Shtin.
Features of calculation of critical currents in semiconductor elements of thyristor-reactor switching device used for voltage regulation 79

S. I. Makasheva.
Interactive training simulator for training the JSC «RZD» personnel in operating switching skills 84

P. S. Pinchukov.
Features of operation of automatic block system protection in conditions of reverse selectivity..... 90

УДК 656.073

Александр Валерьевич Шипулин, кандидат технических наук, доцент кафедры «Управление эксплуатационной работой» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,
Николай Андреевич Тушин, доктор технических наук, профессор кафедры «Управление эксплуатационной работой» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия

ОПТИМИЗАЦИЯ ЛОГИСТИКИ В ЗОНЕ ЭКСПЕДИЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Alexander Valeryevich Shipulin, PhD in Engineering, Associate Professor, Operations Management Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,

Nikolay Andreevich Tushin, DSc in Engineering, Professor, Operations Management Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia

Optimization of logistics in forwarding zone with the use of simulation modeling

Аннотация

В статье рассмотрен опыт повышения производительности труда на предприятии с коротким производственным циклом. Отмечены недостатки аналитических методов расчета производительности. Выполнен анализ влияния случайных процессов на время такта, время цикла. Представлена методика оптимизации логистики в зоне экспедиции с использованием имитационной модели. Рассмотрены возможности имитационной системы для проверки принимаемых решений.

Ключевые слова: производительность труда, планирование, логистика, зона экспедиции, комплектация, погрузка, доставка, имитационная модель.

Abstract

The paper considers experience of increase of labour productivity in an enterprise with a short production cycle. It underlines drawbacks of analytical methods of productivity calculation. The authors have analysed influence of stochastic processes on tact and cycle time. They have presented a method for optimization of logistics in a forwarding zone with the use of a simulation model. As a result, the authors have considered possibilities of the simulation system for verification of decisions.

Keywords: labour productivity, planning, logistics, forwarding zone, equipment, loading, delivery, simulation model.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-3-10

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время наблюдается тенденция всевозрастающей потребности производственных и логистических предприятий в оптимизации своих процессов. Повышение производительности труда становится не просто идеей, а необходимым инструментом эффективной деятельности предприятия.

Существует множество подходов, направленных на повышение производительности труда, например: эффективная организация рабочего места (5С), методология принятия решения (PDCA), быстрая переналадка (SMED) и др. Продолжительность процессов нормируется, как правило, технологическими картами. Производительность на каждом переделе определяется с использованием аналитических формул. Необходимый объем производства рассчитывается в ERP-системах автоматически. Планирование производства и сбыта осуществляется без учета их взаимного влияния, транспорт считается неограниченным ресурсом. В результате возникают задержки на этапе отгрузки и доставки продукции, которые влияют на удовлетворенность потребителя. Решения, принятые на основе приближенных расчетов, могут приводить к значительным финансовым потерям.

Усложнение технологической и конкурентной ситуации стало причиной появления концепции менеджмента, ориентированного на рынок. Зрелость и насыщение рынков заставляют переносить ключевые компетенции с бизнес-процессов продаж и производства на процессы логистики и сервисного обслуживания. Повышение производительности подсистемы логистики готовой продукции, взаимосвязь с производственной подсистемой влияют на улучшение качества работы предприятия в целом.

Индивидуальный характер оказания транспортно-логистических услуг, необходимость оперативного реагирования на потребности рынка обуславливают широкий разброс

в формировании ассортимента услуг как по набору, так и по географическому охвату. Реализация услуг характеризуется широким разбросом в операционных циклах и потребных ресурсах. Для оценки производительности необходимо выбрать метод, позволяющий оперировать процессами с различными операционными циклами.

В статье рассматривается построение и исследование имитационной модели подразделения логистики в зоне экспедиции одного из предприятий хлебоуточного производства.

МЕТОДЫ

Традиционный подход к планированию производства базируется на аналитическом методе по расчету производительности. Расчет основывается на определении объема затраченной работы в единицу времени. Для учета конкретной специфики предприятия используют различные поправочные коэффициенты [1–3]. Преимуществом этого метода является простота. Недостаток — низкая точность результатов для систем с динамической или детальной сложностью и случайными процессами.

Часто выбор метода определяется учетной системой, используемой на предприятии. Например, в ERP-системах по планированию производства применяется теория системных ограничений ToC (Theory of Constraints). В ее основе лежит выбор ключевого рабочего центра и его максимально эффективного использования. Методика разработана по принципу «тянущей» системы. В ней используется правило «барабан — буфер — веревка». Барабаном является ключевой рабочий центр, веревка — это обратная связь, а буфер — страховой запас для обеспечения бесперебойной работы. На каждом этапе производства выделяется «узкое место», удельная производительность которого задает обобщенное время выполнения заказов [4–7]. В отдельных случаях для получения исходных значений используется аппроксимация функции статистических данных с применением Microsoft Excel или Mathcad. Очевидное преимущество этого метода — скорость и простота расчета благодаря очень высокому уровню абстракции. Недостаток — отсутствие отображения управления и взаимного влияния подразделений друг на друга.

Более точный метод — графоаналитический, но он применяется редко, так как является весьма трудоемким.

Производительность в сложных системах можно исследовать с использованием принципов системной динамики. Достоверность результатов зависит от предполагаемой зависимости структуры элементов системы и взаимодействия между ними. Такую зависимость возможно установить, если система глубоко изучена. К числу методов исследования сложных систем относится построение имитационной модели.

Имитационное моделирование — это инструмент анализа, так как модели наглядны, просты для понимания и повторяют сложившуюся ментальную модель о системе. Имитационное моделирование позволяет выявить «узкие места» и дает ясное представление о сложных системах. Имитационную модель можно анализировать в динамике и наблюдать за эмерджентными свойствами системы [8–14].

Существует множество имитационных систем, которые позволяют создать имитационную модель (например, популярная

AnyLogic [15]). Недостатком таких систем является то, что нужен аналитик, который может построить модель. Кроме того, большинство этих систем платные.

В нашем исследовании предприятия хлебоуточного производства выбор сделан в пользу известной и хорошо зарекомендовавшей себя имитационной системы ИСТРА. Ранее она применялась для расчета транспортных объектов, в том числе железнодорожных станций, узлов, морских портов. Сегодня с ее помощью можно строить макромодели, включающие целые полигоны. Имитационная система ИСТРА сочетает в себе дискретно-событийный метод с учетом структуры элементов системы и управления. Структура имитационной системы ИСТРА представляет собой упорядоченную тройку множества элементов, операций и оператора управления. Операции являются элементарной, «естественной» частью технологического процесса, что позволяет без сложности преобразований достаточно легко и полно моделировать транспортные процессы. В модели реализован ситуационный принцип управления, так как он более всего соответствует процессам управления в сложных транспортных системах [11, 16].

ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА В ЗОНЕ ЭКСПЕДИЦИИ

Для построения имитационной модели проанализируем процесс, происходящий в зоне экспедиции, где соединяется поток машин с производством готовой продукции. Рассматриваемый производственный цикл короткий. Необходимо обеспечить отгрузку готовой продукции до 8.00 утра для дальнейшей ее доставки по магазинам.

В процессе, который протекает в зоне экспедиции, задействовано несколько участников (табл. 1).

Таблица 1

Роли сотрудников в зоне экспедиции

Роль	Описание
Комплектовщик	Сотрудник, выполняющий операции по подбору готовой продукции на машину в зоне экспедиции
Водитель	Сотрудник, выполняющий погрузку товара, в том числе комплектацию по точкам доставки в машину и доставку до клиентов
Грузчик	Сотрудник, осуществляющий вспомогательные операции и возврат порожних тележек на производство

Процесс предварительной комплектации машины продукцией, выполняемый в зоне экспедиции, представлен на рис. 1.

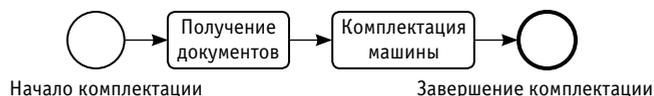


Рис. 1. Процесс комплектации машины продукцией без распределения по точкам доставки

Машина прибывает к расчетному времени. Водитель получает документы, осуществляет погрузку и окончательную комплектацию с учетом точек доставки по маршруту (рис. 2).



Рис. 2. Процесс комплектации по маршруту с распределением по точкам доставки

Особенность рассматриваемого предприятия заключается в том, что оно имеет две зоны экспедиции, расположенные в 6 км друг от друга. Это обусловлено наличием второго производства. Ассортимент доставки включает продукцию первого и второго производства. В одном маршруте ассортимент продукции может достигать 78 позиций номенклатуры. На первом производстве ассортимент составляет 49 позиций, на втором — 66.

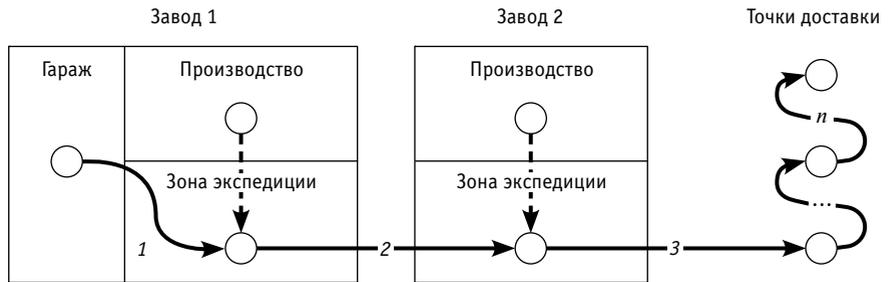


Рис. 3. Процесс отгрузки на хлебокомбинате:
1, 2, 3, ..., n — передвижение машины

Для доставки продукции используется собственный транспорт, который дислоцируется на первом производстве. В результате отгрузка начинается на первом производстве и включает несколько этапов (рис. 3).

Операция / продолжительность, мин	0	10	20	30
Получение документов		2		
Комплектация по машине		7		
Проверка				
Маркировка				
Пережат тележек			2	
Итого		11		

Рис. 4. Технологическая карта комплектации по машине без распределения по точкам доставки

Зона экспедиции второго производства загружает 111 транспортных средств. Доставка осуществляется в утренние часы, поэтому основная отгрузка выполняется ночью.

При планировании используется технологическая карта комплектации машины продукцией без распределения по точкам доставки. Суммарное время составляет 11 мин, из них непосредственно на комплектацию приходится 7 мин (рис. 4).

Операция / продолжительность, мин	0	10	20	30
Регистрация		4		
Регистрация на стоянке (проверка пропуска)		2		
Получение документов				
Движение автомобиля к месту погрузки				
Погрузка				
Поиск тележки			23	
Проверка количества				
Подкатка тележек к автомобилю		2		
Подбор по маршруту			20	
Погрузка			20	
Отправление				
Получение пропуска / отгрузка документов				3
Проверка пропуска и машины на охране				2
Итого			30	

Рис. 5. Технологическая карта комплектации по маршруту с распределением по точкам доставки

Технологическая карта комплектации по маршруту с распределением по точкам доставки имеет суммарную продолжительность 30 мин, а комплектация занимает 20 мин (рис. 5).

Как следует из приведенных технологических карт, комплектация по машине выполняется быстрее, значит, задержек быть не должно. При условии, что за 8 ч нужно отгрузить 111 машин, используя 7 фронтов погрузки, такт (темп) отгрузки должен быть не меньше 30,3 мин. Согласно технологической карте комплектации по маршруту, время нахождения машины на фронте составляет 25 мин, т.е. план должен быть выполнен.

Фактическая плотность прибытия машин на второе производство для отгрузки представлена на рис. 6.

Как показали наблюдения, в зоне экспедиции второго производства при отгрузке готовой продукции возникают затруднения.

АНАЛИЗ ПРИЧИН ЗАДЕРЖЕК В ЗОНЕ ЭКСПЕДИЦИИ

Логический анализ, основанный на практическом опыте, позволяет определить причины возникновения задержек на втором производстве. Рассмотрим их подробнее.

Так, при натурном наблюдении за процессом в зоне экспедиции выявлено следующее:

- комплектация происходит быстрее, чем определено технологическими картами, и ее скорость зависит от ассортимента продукции;

- прибытие машин имеет стохастический характер;

- для въезда и выезда с поста охраны используются одни ворота, поэтому при встречных потоках возникают задержки; стоянка для машин, ожидающих погрузки, не ограничена;

- поскольку ворот семь, то одновременная погрузка рассчитана не более чем на 7 машин;

- в зоне экспедиции одновременно может быть размещено не более 4 комплектов доставки, так как площадь зоны экспедиции ограничена;

- для перемещения грузных и порожних тележек используется один коридор, поэтому при ожидании освобождения прохода возникают задержки;

- фактически в зоне экспедиции план отгрузки не выполняется, в результате возникает очередь из машин, задержки длятся до 8.00 утра.

Анализ процессов, происходящих в зоне экспедиции, позволил классифицировать возникающие потери (табл. 2).

Однако по результатам этого анализа оказалось невозможным установить ключевую причину невыполнения плана. Поэтому было принято решение подробно исследовать процессы в зоне экспедиции с использованием имитационной системы ИСТРА.

РАЗРАБОТКА ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ

В имитационной системе ИСТРА была построена абстрактная структура зоны экспедиции (рис. 7). В нее вошли стоянка машин (до 30 машино-мест), 7 фронт погрузки, площадь зоны на четыре комплекта.

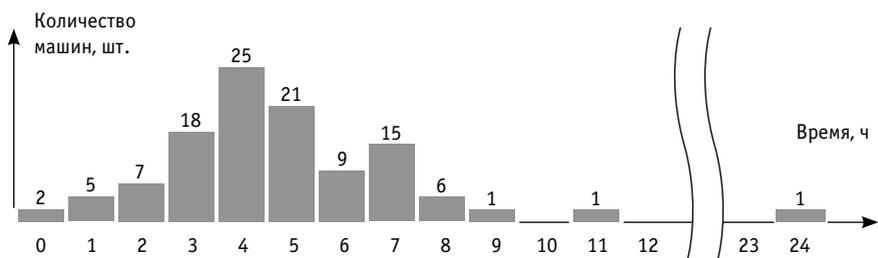


Рис. 6. Фактическая плотность прибытия машин для отгрузки в зону экспедиции второго производства

Таблица 2

Потери в зоне экспедиции

Вид потерь	Причина
Ожидание	Встречное передвижение порожних или грузных тележек из-за узкого коридора
	Очереди из машин на погрузку из-за отсутствия свободных ворот
Транспортировка	Падение продукции из лотков на пол в результате перемещений
Обработка	Ошибки в комплектации продукции
	Повторный пересчет продукции при комплектации из-за некомплектности в лотках
Издержки	Повторный пересчет продукции при погрузке из-за необходимости распределения продукции по точкам доставки
Ненужные действия	Поиск готовой продукции из-за нечеткого закрепления мест размещения продукции и ее отсутствия в зоне экспедиции по причине несвоевременного перемещения
	Поиск свободной тары для комплектации машины продукцией

Была задана технология выполнения операций по комплектации и погрузке машин (рис. 8).

ВЕРИФИКАЦИЯ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ

В имитационную модель закладывалось время с фактических проведенных замеров, а не с технологических карт. Это связано с тем, что время в картах не соответствует фактической длительности операций, так как не учитывается ассортиментная линейка продукции.

Время выполнения комплектации по машине задано в интервале нормального распределения $\tau_1(3 < 4 < 7)$, комплектация по маршруту с учетом точек доставки — в интервале $\tau_2(10 < 12 < 20)$.

Важно отметить, что для расчета на имитационной модели выполняется множество экспериментов. Это обусловлено тем, что модель стохастическая и только серия экспериментов может выявить устойчивое состояние системы.

Как показали эксперименты, данные по задержкам в зоне экспедиции, полученные на имитационной модели, совпадают с реальной ситуацией (рис. 9). Продолжительность ожидания машин в очереди на парковке до 8.00 утра выделена на рис. 9 желтым цветом.

АПРОБАЦИЯ УПРАВЛЕНЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ

Анализ причин задержек в имитационной модели показал чувствительность модели к несогласованной подаче автомобилей в зону экспедиции. Для устойчивой работы системы необходима уравновешивающая (балансирующая) обратная связь, которая бы обеспечивала согласованную комплектацию к моменту прибытия машины.

В результате отгрузка должна быть объединена общим параметром — временем прибытия машин. Фактически это означает начало комплектации под машину после ее выезда с первого производства. Новый процесс отгрузки представлен на рис. 10.

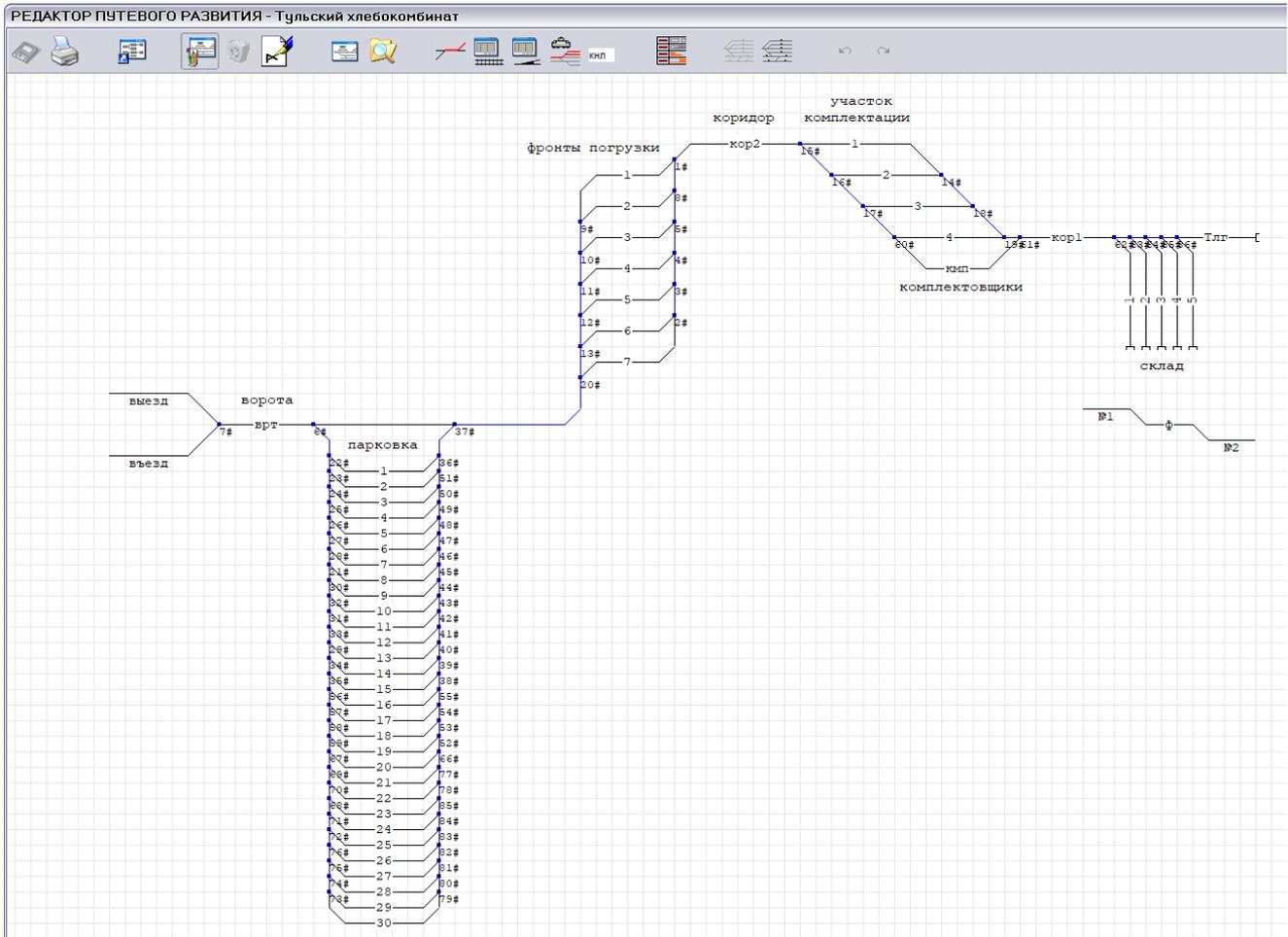


Рис. 7. Абстрактная структура зоны экспедиции в имитационной системе ИСТРА

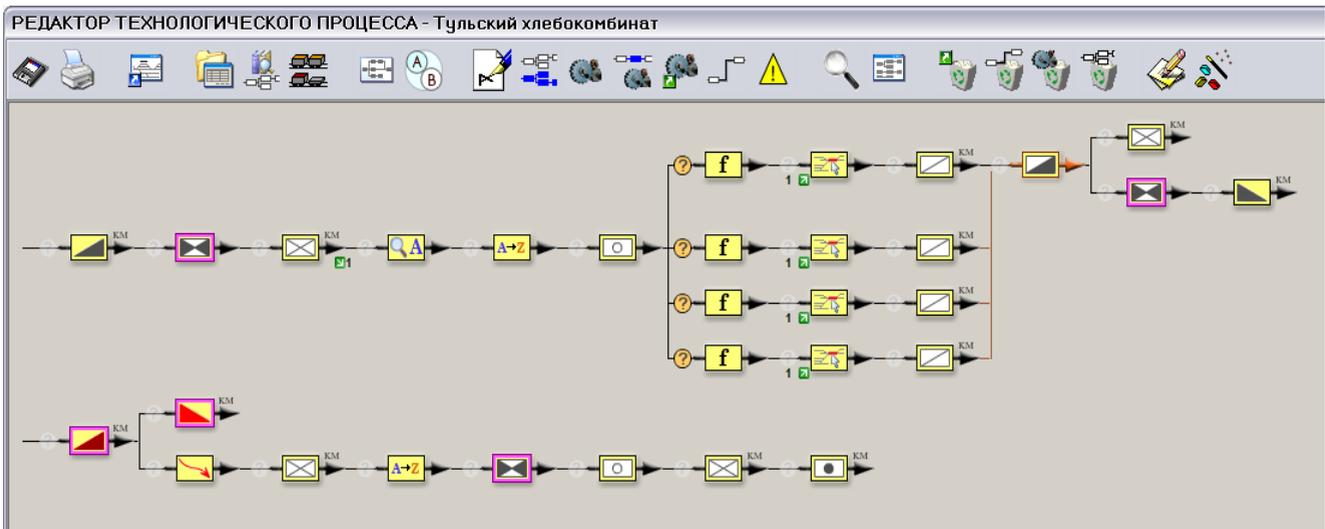


Рис. 8. Описание в имитационной системе ИСТРА процесса отгрузки в зоне экспедиции

Изменение только одного параметра показало, что задержки сократились на час и длина очереди уменьшилась (рис. 11).

Организационные мероприятия, позволяющие снизить потери в зоне экспедиции, приведены в табл. 3.

Согласно экспертной оценке, внедрение указанных мероприятий позволяет сократить время операций комплектации в интервале нормального распределения: по машине $\tau_v(3 < 4 < 6)$, по маршруту $\tau_r(3 < 3 < 18)$. С использованием этих параметров была проведена серия экспериментов на имитационной модели, показавшая, что зона экспедиции стала устойчива к отклонениям, очередь из машин сократилась, но задержки продолжают до 7.00 утра (рис. 12).

Цель следующего этапа имитационного моделирования состояла в том, чтобы найти такие параметры зоны экспедиции, которые позволят увеличить объем производства на 30 % при существующем штате сотрудников.

Эксперименты на имитационной модели показали, что зона экспедиции справится с увеличением объема производства на 30 % при скорости комплектации по машине $\tau_v(3 < 3 < 6)$ и комплектации по маршруту $\tau_r(10 < 10 < 15)$. При этом очереди не возникнет, а задержки будут минимальными (рис. 13).

Чтобы определить погрешность полученных значений при использовании аналитического метода, было решено провести эксперимент, в котором параметры комплектации по машине и маршруту будут соответствовать технологическим картам. В результате задержки в зоне экспедиции наблюдались до 10 ч, что соответствует погрешности значений аналитического метода в 20 %.

ОБСУЖДЕНИЕ

На исследуемом предприятии уже был опыт внедрения системы оптимизации маршрутов доставки. Проект завершился неудачей, так как в оптимизационную задачу не были заложены все ограничения. Компетенции менеджеров предприятия не позволили отличить принципы построения имитационной модели от решения оптимизационной задачи.



Рис. 9. Очередь из машин в ожидании отгрузки «как есть»



Рис. 10. Процесс отгрузки в зоне экспедиции



Рис. 11. Очередь из машин в ожидании отгрузки при согласованных ритмах

Таблица 3

Мероприятия по снижению потерь в зоне экспедиции

Мероприятие	Эффект	Операция
Размещение на участке комплектации постеров с ассортиментом и указанием количества продукции в лотке	Сокращение времени на подсчет продукции, снижение случаев брака	Комплектация по машине
Применение правила для лотков, когда в лотке размещается красный флажок, сигнализирующий о несоответствии количества продукции	Сокращение времени на повторный пересчет продукции	Комплектация по машине
Применение правила для тележек, когда в одной тележке есть дополнительный пустой лоток, используемый для комплектации продукции	Сокращение времени на поиск пустого лотка	Комплектация по машине
Применение правила для тележек, когда используются магниты для крепления листов комплектации, заметок и хранения флажков и маркеров	Сокращение времени на сверку информации по документам	Комплектация: – по машине – по маршруту
Обеспечение в зоне экспедиции своевременного пополнения продукции для комплектования машин	Сокращение времени на поиск продукции и на ожидание начала комплектации	Комплектация по машине
Исключение встречных перемещений, в том числе возврата используемой тары, тележек в зону погрузки, внесение изменений в маршрут	Исключение ожидания, обусловленного встречным перекатом тележек по одному коридору	Комплектация: – по машине – по маршруту



Рис. 12. Очередь из машин в ожидании отгрузки при внедрении мероприятий по снижению потерь



Рис. 13. Отсутствие очереди из машин в ожидании отгрузки при увеличении объема отгрузки на 30 %

Следует отметить, что в настоящее время ограничением для применения имитационного моделирования на предприятиях является отсутствие специалистов в данной области. Разработка модели — это специфическая, творческая задача, напрямую зависящая от опыта аналитика. Но, как правило, аналитиков по построению имитационной модели в штате предприятия нет. В целом рынок таких аналитиков сегодня ограничивается научными школами и разработанными в них имитационными системами, причем каждая школа имеет свою специфику создания имитационных моделей. Поэтому разработка единой нотации языка моделирования и принятие его основны-

ми школами способствовали бы более широкому распространению имитационного моделирования.

Вовлеченность менеджеров предприятия в процесс написания модели и ее верификации — единственный способ изменения ментального представления. Важно, чтобы на этапе верификации модели были проведены эксперименты, закономерность которых понятна менеджерам.

Практика имитационного моделирования показывает, что имитационная модель позволяет найти «узкие места» и выявить, что не всегда самый загруженный элемент структуры или технологии является ограничивающим. Например, в нашем исследовании зоны экспедиции предприятия хлебобулочного производства самым загруженным элементом структуры оказалась парковка, но при этом ее ресурс не был ограничен. Причинами задержек были погрузка, операции по комплектованию и ограниченное место под собранные комплекты продукции, а действительно «узким местом» — скорость комплектации.

Имитационная модель показала, что за счет согласованных ритмов комплектации и прибытия транспорта можно сократить очередь из машин. Это подтверждает важность диспетчерского управления процессами. Полученные результаты позволяют сделать вывод, что зона экспедиции способна справляться с большими объемами производства при организации рациональной работы комплектовщиков.

ВЫВОДЫ

Планирование производства и доставки готовой продукции с использованием аналитических методов может приводить к ошибкам, так как эти методы рассматривают систему не в целом, а частями. Аналитическими методами невозможно учесть стохастические процессы, определить поведение системы в динамике, когда ритмы тактов процессов не совпадают. Погрешность аналитических методов может составлять более 20 %.

Использование имитационного моделирования позволяет реализовать синтез аналитического и экспертного метода, воспроизвести эмерджентные связи и системные свойства. С помощью имитационной системы возможно найти барьеры производительности, правильно расставить приоритеты планируемых мероприятий по повышению производительности и апробировать управленческие решения в безопасных условиях.

Литература

1. Гаджинский А. М. Логистика. Москва : Дашков и К, 2007. 472 с.
2. Волгин В. Склад: логистика, управление, анализ. Москва : Дашков и К, 2017. 724 с.
3. Пилипчук С. Ф. Логистика предприятия. Складирование. Санкт-Петербург : Лань, 2021. 300 с.
4. 1С: Хлебобулочное и кондитерское производство 2. Модуль для 1С: ERP 2. URL: <https://rarus.ru/1c-branches/avtomatizatsiya-pischevoy-promishlennosti/avtomatizatsiya-konditerskogo-proizvodstva/article-1c-hlebobulochnoe-i-konditerskoe-proizvodstvo-2-modul-dlya-1c-erp-2/> (дата обращения: 07.05.2022).

References

1. Gadzhinskiy A. M. Logistiks [Logistika]. Moscow : Dashkov & Co, 2007. 472 p.
2. Volgin V. Warehouse: logistics, management, analysis [Sklad: logistika, upravlenie, analiz]. Moscow : Dashkov & Co, 2017. 724 p.
3. Pilipchuk S. F. Logistics of the enterprise. Warehousing [Logistika predpriyatiya. Skladirovanie]. St. Petersburg : Lan, 2021. 300 p.
4. 1C: Bakery and candy production 2. Module for 1C: ERP 2. [1C: Khlebobulochnoe i konditerskoe proizvodstvo 2. Modul' dlya 1C: ERP 2]. URL: <https://rarus.ru/1c-branches/avtomatizatsiya-pischevoy-promishlennosti/avtomatizatsiya-konditerskogo-proizvodstva/article-1c-hlebobulochnoe-i-konditerskoe-proizvodstvo-2-modul-dlya-1c-erp-2/> (access date: 07.05.2022).

5. Демиденко О. Принципы теории системных ограничений (планирования производства в ERP). URL: <https://infostart.ru/1c/articles/309204/> (дата обращения: 17.07.2022).
6. Ильдарович С. Улучшение пооперационного планирования в 1С: ERP 2.4 внешними средствами. URL: <https://infostart.ru/1c/articles/1203840/> (дата обращения: 18.07.2022).
7. Детмер У. Теория ограничений Голдратта. Системный подход к непрерывному совершенствованию. Москва : Альпина Паблишер, 2012. 443 с.
8. Бусленко Н. П. Математическое моделирование производственных процессов на цифровых вычислительных машинах. Москва : Наука, 1964. 362 с.
9. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем. Москва : Наука, 1968. 356 с.
10. Персианов В. А., Скаков К. Ю., Усков Н. С. Моделирование транспортных систем: комплексные расчеты на ЭВМ и вопросы развития узловых пунктов сети. Москва : Транспорт, 1972. 208 с.
11. Козлов П. А. Универсальная имитационная система транспорта ИСТРА // Организация работы транспорта предприятий. Калининград : КГУ, 1984.
12. Shannon R. E. Introduction to the art and science of simulation // Proceedings of 1998 Winter Simulation Conference. DOI: 10.1109/WSC.1998.744892.
13. Law A. M. Simulation Modeling and Analysis. McGraw-Hill, 2014. 776 p.
14. О'Коннор Д., Макдермотт И. Искусство системного мышления. Необходимые знания о системах и творческом подходе к решению проблем. Москва : Альпина Паблишер, 2018. 254 с.
15. Каталевский Д. Ю. Основы имитационного моделирования и системного анализа в управлении. Москва : ИД «Дело» РАНХиГС, 2015. 496 с.
16. Козлов П. А., Пермикин В. Ю., Колокольников В. С. Автоматизированное построение имитационных моделей крупных транспортных объектов // Транспорт Урала. 2013. № 2 (37). С. 3–5. ISSN 1815–9400.

Объем статьи 0,9 авторских листа

УДК 629.4.015:625.1.03

Сергей Викторович Кротов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительная механика» Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС), Ростов-на-Дону, Россия,

Дмитрий Павлович Кононов, доктор технических наук, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические комплексы» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС), Санкт-Петербург, Россия,

Александр Петрович Буйносов, доктор технических наук, профессор кафедры «Электрическая тяга» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия

ВЛИЯНИЕ ПРОКАТА КОЛЕСА ГРУЗОВОГО ВАГОНА НА КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНУЮ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Sergey Viktorovich Krotov, PhD in Engineering, Associate Professor, Structural Mechanics Department, Rostov State Transport University (RSTU), Rostov-on-Don, Russia,

Dmitriy Pavlovich Kononov, DSc in Engineering, Professor, Mechanical Handling and Road Building Machines Department, Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (PSTU), St. Petersburg, Russia,

Alexander Petrovich Buynosov, DSc in Engineering, Professor, Electric Traction Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia

Influence of freight car wheel mileage on contact and fatigue durability

Аннотация

Проанализированы и вычислены кривизна и радиусы изношенного профиля колеса и углов наклона касательной к нему. Получена зависимость величины износа поверхности катания от проката. При расчете кривизны и радиуса профиля по значениям проката в дискретных равностоящих точках использованы конечно-разностный метод и аппроксимация профильной линии дугой окружности. Определено влияние первой производной на радиус кривизны изношенного профиля, и уточнена формула для этого радиуса. Проанализированы пределы применимости параметров формул конечных разностей, что позволит использовать их в расчетах при исследовании изношенного профиля поверхности катания колеса.

Ключевые слова: профиль поверхности катания, параболическая аппроксимация, метод конечных разностей, усталостная трещина.

Abstract

The authors have analysed and determined curvature and radius of worn contour of a wheel and an inclination angle of a tangent. They have got a dependence of a value of tread surface wear from a mileage. The authors have determined influence of the first-order derivative on curvature radius of the worn contour and refined a formula for that radius. As a result, they have analysed limits of applicability of the formulas that will allow using them in calculations at studying worn tread surface contour.

Keywords: tread surface contour, parabolic approximation, finite-difference method, endurance crack.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-11-15

ВВЕДЕНИЕ

При критериальной оценке опасности напряженно-деформированного состояния материала колеса прежде всего необходимо вычислять эквивалентные напряжения в опасной зоне области контакта колеса с рельсом. Для этого нужно знать координаты перемещающегося центра пятна контакта (ЦПК), его геометрические и силовые параметры при движении колеса [1–5]. Примем, что вагон перемещается только по прямолинейному пути, совершая боковые колебания. По мере увеличения пробега изменяются поверхности радиального сечения колеса и поперечного сечения рельса, а значит, геометрические и силовые параметры пятна контакта тоже изменяются. Эти изменения и надо учитывать в расчетах на долговечность.

Определив вероятность нагружения точек поверхности катания колеса при нескольких значениях величины проката Π , мы сможем найти приближенную зависимость Y от пробега колеса α (км), затем установить связь величины количества циклов нагружения $N_{\text{Ц}}$ с величиной эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ в опасной зоне контакта.

Разрушающие (предельные) величины чисел циклов нагружения $N_{\text{ПР}}$, которые выдерживает материал колеса, зависят от значений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ в опасной зоне и связаны с ними следующими уравнениями [4]: для незакаленной стали

$$N = 10^{8,21} \cdot 10^{-(0,0303 + 0,0401)\sigma_{\text{ЭКВ}}}$$

для закаленной стали

$$N = 10^{8,6} \cdot 10^{-(0,0363 + 0,0484)\sigma_{\text{ЭКВ}}}$$

Используя эти данные и применяя гипотезу линейного суммирования накапливаемых повреждений материала в наиболее «слабых частицах» самой напряженной зоны, определим, при какой величине пробега $L_{пр}$ процесс развития трещины усталости в подповерхностном слое приведет к выкрашиванию поверхности катания колеса.

Рассмотрим геометрические параметры соприкасаемых поверхностей контакта колеса и рельса. При изменении профилей радиальных сечений колеса и поперечного профиля рельса меняются углы наклона касательных к ним и радиусы кривизны поверхностей катания контактируемых тел. Знание тангенсов углов наклона ($z = \operatorname{tg} \beta$) необходимо для определения координат тех точек колеса (y_k) и рельса (y_p), которые при качении колеса по рельсу приходят в соприкосновение. Точнее, это будут координаты центра перемещающегося пятна контакта. Радиусы кривизны профилей в указанных соприкасаемых точках r_k и r_p необходимы для вычисления размеров полуосей контурных эллипсов, ограничивающих площадку контакта [6–9]. Эти вопросы подробно рассмотрены для среднесетевого профиля колеса с прокатом $\Pi = 2,5$ мм.

Профиль, заданный значениями ординат износа $z_{изн}$ в ограниченном числе точек, с высокой степенью точности описывается аналитическим уравнением. Углы наклона и радиусы (или первая и вторая производные функции $z_{изн}$) находятся двумя способами — методом конечных разностей при нескольких шагах и аналитическим. Результаты сравниваются, и делается заключение о возможности применения метода конечных разностей.

Многочисленными исследованиями установлено, что эксплуатационный профиль колеса представляет собой сложную кривую с резко изменяющимися величинами радиусов кривизны соприкасающихся поверхностей, имеющими несколько пиковых значений.

ПРОФИЛЬ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ В РАДИАЛЬНОМ СЕЧЕНИИ ИЗНОШЕННОГО КОЛЕСА С ПРОКАТОМ 2,5 ММ

Колесо с прокатом 2,5 мм обычно называется среднесетевым. Геометрия такого профиля представляет существенный интерес, поскольку поверхность катания колеса приработалась к среднесетевому профилю головки рельса, и в дальнейшем параметры профиля будут изменяться с ростом проката незначительно, что можно назвать положительным фактором.

Для вычисления напряжений в контакте колеса с рельсом надо знать размеры пятна контакта, а они при использовании теории Герца определяются радиусами кривизны контактирующих тел.

Значение кривизны R или радиусов r является первой необходимостью для анализа напряженного состояния в контакте. Их значения можно вычислить по величинам износа в различных точках (сечения) профиля.

Масштабное исследование эксплуатационных профилей колес грузовых вагонов было выполнено во ВНИИЖТе [1]. На основе статистической обработки обширного материала по снятым профилограммам профилей бандажей получена зависимость величин износа бандажей по всей поверхности

катания. Эта зависимость представлена в виде уравнений регрессии и приведена в табл. 1. Также в табл. 1 указаны значения износа z при различных величинах проката.

Таблица 1

Зависимость величины износа
поверхности катания от проката

Сечение	Уравнение регрессии	Износ при прокате Π , мм			
		1,0	2,5	5,0	7,0
1	$z = 0,4\Pi - 0,9$	-0,500	0,100	1,1	1,9
2	$z = 0,7\Pi - 0,9$	-0,200	0,800	2,6	4,0
3	$z = 0,9\Pi - 0,2$	0,700	2,050	4,3	6,5
4	$z = 0,98\Pi$	0,980	2,450	4,9	6,85
5	$z = 0,98\Pi - 0,1$	1,080	2,550	5,0	6,05
6	$z = 0,1\Pi$	1,000	2,500	5,0	7,0
7	$z = 0,94\Pi - 0,2$	0,740	2,150	4,5	6,47
8	$z = 0,78\Pi - 0,4$	0,380	1,550	3,5	5,06
9	$z = 0,64\Pi - 0,5$	0,140	1,100	2,7	3,97
10	$z = 0,53\Pi - 0,2$	0,730	1,525	2,85	3,91
11	$z = 0,42\Pi - 0,5$	0,920	1,550	2,6	3,44
12	$z = 0,36\Pi - 1,9$	2,260	2,800	3,7	4,42
13	$z = 0,13\Pi - 2,3$	2,430	2,625	2,95	3,21
14	$z = 0,08\Pi - 1,8$	1,880	2,000	2,2	2,36
15	$z = 0,04\Pi - 1,6$	1,640	1,700	1,8	1,88

По данным [1, 2] среднесетевой профиль поверхности катания имеет очертания, которые приобретает стандартный профиль при прокате $\Pi = 2,5$ мм. Расположение сечений координатных осей и их начало показано на рис. 1.

Приведенные в табл. 1 значения z_i мы используем для расчета кривизны и радиусов изношенного профиля, а также углов наклона β касательной к нему. При вычислении этих величин по значениям z_i в дискретных равностоящих точках обычно используются конечно-разностный метод и аппроксимация профильной линии дугой окружности [3–5, 10, 11].

Из геометрии (см. рис. 1) следует:

$$r = \frac{l^2}{8h} + \frac{h}{2}. \quad (1)$$

При малых величинах износа z_i логичнее применять параболическую аппроксимацию. Тогда

$$r = \frac{l^2}{8h}. \quad (2)$$

Далее в табл. 2 показано, что величина $\frac{h}{2}$ меньше первого слагаемого на 4–5 порядков и на точность вычисления r не влияет. Из того же геометрического соотношения (см. рис. 1) устанавливаем:

$$l^2 = (2\Delta y)^2 + (z_{i+1} - z_{i-1})^2; \quad (3)$$

$$h = \left(\frac{1}{2}(z_{i+1} - z_{i-1}) - z_i \right) \cos \beta, \quad (4)$$

или

$$h = \frac{z_{i+1} - 2z_i + z_{i-1}}{2\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}. \quad (5)$$

Тангенс угла наклона касательной в точке i с достаточно высокой точностью может быть вычислен по формуле

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{2\Delta y} (z_{i+1} - z_{i-1}), \quad (6)$$

также вытекающей из построений (см. рис. 1).

По уравнениям регрессии [1, 2] определяем износ в точках 1–10 профиля колеса, равноотстоящих друг от друга на 10 мм, за исключением точек 9 и 10, которые удалены от точки 8 на 5 и 10 мм. Для построения кривой изношенного профиля (рис. 2) используем эти значения в виде $z = (z_{\text{изн}} - 3) \cdot 100$, удобные для выбранного масштаба (точки колеса и рельса, имеющие соприкосновение, располагаются по оси абсцисс). Например, точка 7 при прокате $\Pi = 2,5$ мм имеет износ $z = 2,15$ мм (см. табл. 1) и легко находится на графике рис. 2, все значения которого умножаются на 10^{-1} .

Уточненные (с незначительно малым исправлением) значения z' в названных точках, а также в точках, равноотстоящих на 2,5 мм, приведены в столбце 4 (см. табл. 1) и использованы для вычисления тангенсов углов наклона β касательных к кривой профиля в этих точках и радиусов кривизны r в них.

Вычисления выполнены по формулам метода конечных разностей [8–11]: для $\operatorname{tg} \beta$ — при шаге $\Delta y = 2,5$ мм (см. табл. 2, столбец 4), а для r — при шаге 2,5 и 5 мм. В столбце 7 (см. табл. 2) приведены средние значения радиуса кривизны изношенного профиля r . Профиль поверхности катания колеса с $\Pi = 5$ мм имеет сложное очертание с резко изменяющейся величиной и знаком радиуса. Отметим, что некоторые данные, приведенные в табл. 2, получены по следующим формулам:

$$z_{i+1} - z_{i-1} = \Delta z \cdot 10^2;$$

$$l^2 = (2\Delta y)^2 + (\Delta z)^2;$$

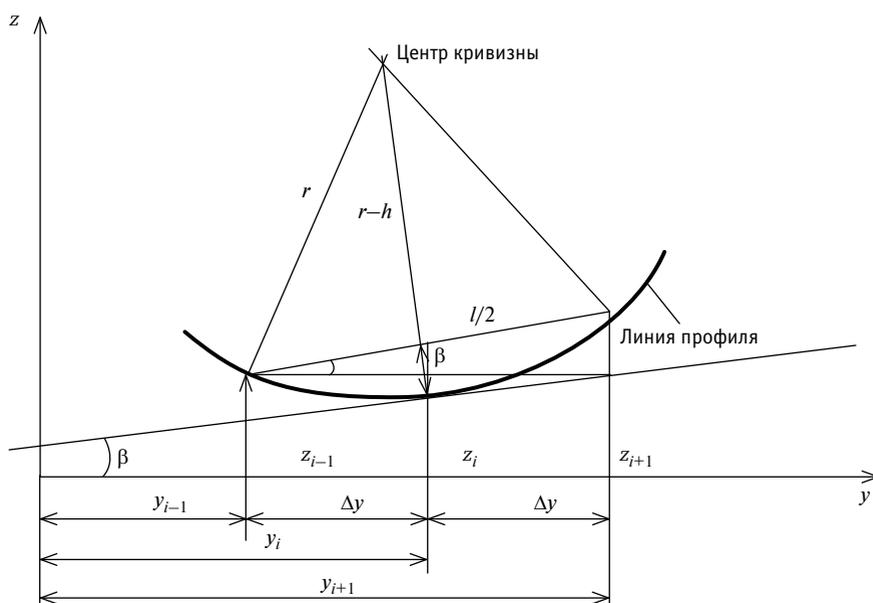


Рис. 1. Среднесетевой профиль поверхности катания

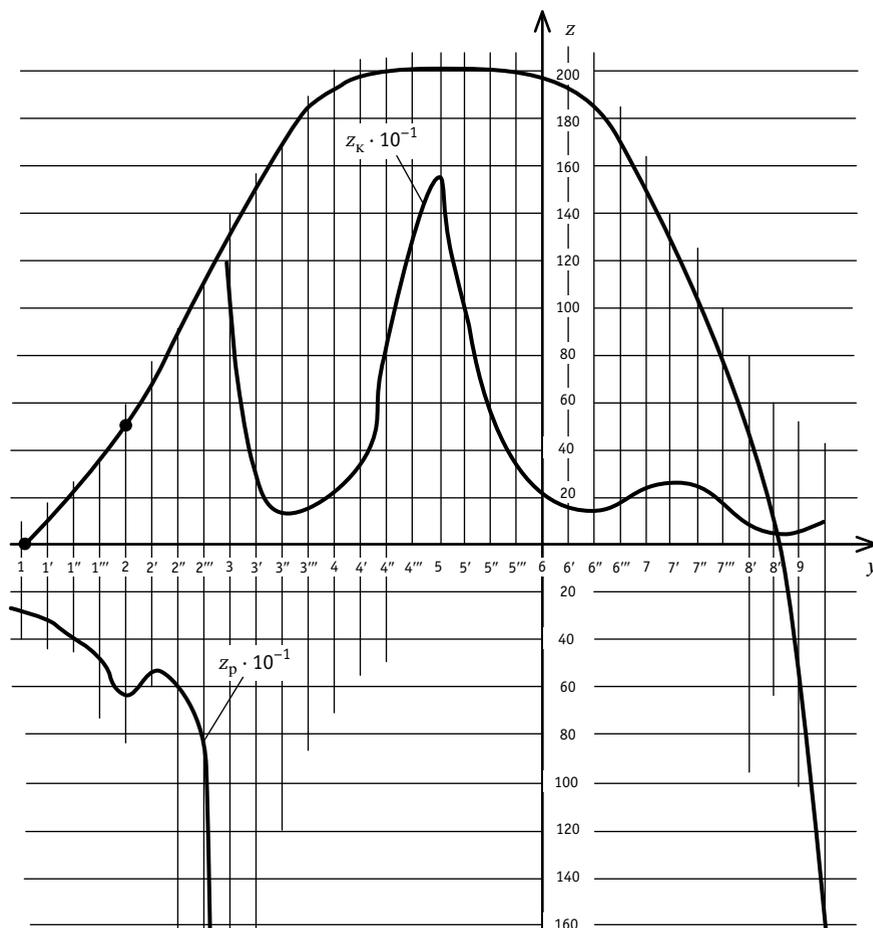


Рис. 2. Профиль колеса с $\Pi = 5$ мм и его радиусы кривизны ($z_{\text{изн}} - 3$) мм-100:
 $z_{\text{к}}$ — износ колеса; $z_{\text{р}}$ — износ рельса

$$z' = \operatorname{tg}\beta = \frac{1}{2\Delta y} \cdot (z_{i+1} - z_{i-1});$$

$$\Delta^2 z = -2z_i + z_{i+1} + z_{i-1}.$$

Поясним, что

$$r = \frac{(\Delta y)^2}{\Delta^2 z} \left[1 + \left(\frac{\Delta z}{2\Delta y} \right)^2 \right]^{3/2}. \quad (7)$$

Величины $(z_{i+1} - z_{i-1})$ и $(z_{i+1} - 2z_i + z_{i-1})$ называются соответственно первой и второй центральными разностями и обозначаются как Δz и $\Delta^2 z$. Выразим β , l и h через центральные разности $\operatorname{tg}\beta = \frac{\Delta z}{2\Delta y}$:

$$l^2 = (2\Delta y)^2 + (\Delta z)^2 \approx (2\Delta y)^2 \left[1 + \left(\frac{\Delta z}{2\Delta y} \right)^2 \right]; \quad (8)$$

$$h = \frac{\Delta^2 z}{2 \left[1 + \left(\frac{\Delta z}{2\Delta y} \right)^2 \right]^{1/2}} = \frac{\Delta y \cdot \Delta^2 z}{l}. \quad (9)$$

Подставляя значения l и h в формулу (1) для r , имеем

$$r = \frac{l^2}{8h} = \frac{(\Delta y)^2}{\Delta^2 z} \left[1 + \left(\frac{\Delta z}{2\Delta y} \right)^2 \right]^{3/2}. \quad (10)$$

В методе конечных разностей доказывается, что

$$\frac{(z_{i+1} - z_{i-1})}{2\Delta y} \approx z'; \quad (11)$$

$$\frac{(z_{i+1} - 2z_i + z_{i-1})}{(\Delta y)^2} \approx z''. \quad (12)$$

С учетом этих соотношений формула для радиуса кривизны изношенного профиля принимает известный из математического анализа вид

$$r = \frac{(1 + (z')^2)^{3/2}}{z''}. \quad (13)$$

На участках, где профильная линия $z_{\text{изн}}$ в результате износа становится пологой кривой, первая производная z' достаточно точно вычисляется по соотношению $z' = \frac{\Delta z}{2\Delta y}$ и незначительно зависит от расстояния между узловыми точками. Величина z' мала в сравнении с радиусом формулы (2).

Об этом свидетельствуют данные табл. 2, где приведены вычисления для точки 7, в которой следует ожидать наибольшей величины z' . Таким образом, с погрешностью, не превышающей 0,5 %, можно использовать формулу

$$r = \frac{1}{z''} = \frac{(\Delta y)^2}{z_{i+1} - 2z_i + z_{i-1}}. \quad (14)$$

Однако вычислять z'' из соотношения (12) $z'' \approx \frac{\Delta^2 y}{(\Delta y)^2}$ можно для весьма пологих кривых при отсутствии внутри шага Δy точек перегиба и вершин кривой износа.

Таблица 2

Оценка влияния z' на величину r в точке 7 (см. рис. 2), где $z = 2,15$ мм

Δy , мм	$\Delta z \cdot 10^2$	l^2	z'	$\Delta^2 z$	$h = \frac{\Delta y \cdot \Delta^2 z}{l}$	r	$(1 + (z')^2)^{3/2}$	$r \approx \frac{(\Delta y)^2}{\Delta^2 z}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
2,5	2 - 27 = -25	25,0623	-0,05	-0,01	-0,005	627,3	1,0038	625
5,0	-12 - 36,5 = -48,5	100,235	-0,049	-0,06	-0,028	456,2	1,0035	454,5
7,5	-28 - 44,4 = -72,4	225,524	-0,048	-0,14	-0,679	415,0	1,0035	413,6
10	-45 - 50 = -95	400,903	-0,045	-0,25	-0,125	401,4	1,0030	400

Литература

1. Голутвина Т. К. Износ бандажей вагонных колес // Вестник ВНИИЖТ. 1960. № 4. С. 37–41.
2. Яковлев В. Ф., Семенов И. И. Геометрические неровности колес подвижного состава // Труды ЛИИЖТ. 1964. Вып. 222.
3. Кротов С. В., Кононов Д. П., Соболев А. А. Влияние трения на контактно-усталостную долговечность образцов из рельсовой и колесной стали // Известия ПГУПС. 2019. Т. 16. № 2. С. 212–219. ISSN 1815–588X.
4. Кротов С. В., Кононов Д. П., Соболев А. А. Показатели контактно-усталостной долговечности при взаимодействии колеса с рельсом в кривых участках пути // Бюллетень результатов научных исследований. 2019. № 3. С. 56–66. ISSN 2223–9987.
5. Кротов С. В., Кононов Д. П. Исследование напряженного состояния в колесе вагона // Бюллетень результатов научных исследований. 2020. № 3. С. 26–40. ISSN 2223–9987.
6. Использование фрактальных характеристик для анализа развития разрушения цельнокатаных колес / И. А. Иванов, Д. П. Кононов, С. В. Урушев, С. В. Кротов // Транспорт Российской Федерации. 2018. № 3 (76). С. 68–71. ISSN 1994–831X.
7. Кротов С. В. Основы теории несущей способности прессовых соединений колесных пар железнодорожных вагонов. Москва : УМЦ ЖДТ, 2011. 152 с.
8. Кротов С. В., Сладковски А. Факторный анализ расчета несущей способности колесной пары вагона // Транспорт Урала. 2012. № 2 (33). С. 36–40. ISSN 1815–9400.
9. Кротов С. В. Факторный анализ несущей способности колесной пары железнодорожного вагона : монография. Ростов-на-Дону : РГУПС, 2011. 137 с.
10. Krotov S. V., Krotov V. P. Application of the discriminant analysis at research of bearing ability of the wheel pair of the car // Transport Problems. 2011. Vol. 6. Issue 1. Pp. 43–49.
11. Кротов С. В., Кононов Д. П. Контактно-усталостная долговечность рельсовой и колесной сталей // Известия ПГУПС. 2018. Т. 15. № 1. С. 54–61. ISSN 1815–588X.

References

1. Golutvina T. K. Binding bands wear [Iznos bandazhey vagonnykh kolos] // VNIIZhT Scientific Journal. 1960. No. 4. Pp. 37–41.
2. Yakovlev V. F., Semenov I. I. Geometric irregularities of rolling stock wheels [Geometricheskie nerovnosti kolos podvizhnogo sostava] // Proceedings of Leningrad Institute of Transport Engineers. 1964. Issue 222.
3. Krotov S. V., Kononov D. P., Sobolev A. A. The influence of friction on contact fatigue endurance of samples from rail and wheel steel [Vliyanie treniya na kontaktno-ustalostnuyu dolgovechnost' obraztsov iz rel'sovoy i kolesnoy stali] // Proceedings of Petersburg Transport University. 2019. Vol. 16. No. 2. Pp. 212–219. ISSN 1815–588X.
4. Krotov S. V., Kononov D. P., Sobolev A. A. Contact fatigue endurance indices of the wheel-rail interaction at curved sections of the track [Pokazateli kontaktno-ustalostnoy dolgovechnosti pri vzaimodeystvii kolesa s rel'som v krivykh uchastkakh puti] // Bulletin of scientific research results. 2019. No. 3. Pp. 56–66. ISSN 2223–9987.
5. Krotov S. V., Kononov D. P. Car wheel stress state study [Issledovanie napryazhennogo sostoyaniya v kolese vagona] // Bulletin of scientific research results. 2020. No. 3. Pp. 26–40. ISSN 2223–9987.
6. Application of fractal characteristics for analysis of development of solid-rolled railway wheels [Ispol'zovanie fraktal'nykh kharakteristik dlya analiza razvitiya razrusheniya tsel'nokatanykh kolos] / I. A. Ivanov, D. P. Kononov, S. V. Urushev, S. V. Krotov // Transport of the Russian Federation. 2018. No. 3 (76). Pp. 68–71. ISSN 1994–831X.
7. Krotov S. V. Basics of theory on carrying capacity of press-fit connections of wheelsets for railway cars [Osnovy teorii nesushhey sposobnosti pressovykh soedineniy kolesnykh par zheleznodorozhnykh vagonov]. Moscow : UMTs ZhDT, 2011. 152 p.
8. Krotov S. V., Sladkowski A. Factor analysis of bearing capacity calculation of railcar's wheel set [Faktornyy analiz rascheta nesushhey sposobnosti kolesnoy pary vagona] // Transport of the Urals. 2012. No. 2 (33). Pp. 36–40. ISSN 1815–9400.
9. Krotov S. V. Factor analysis of bearing capacity of railcar's wheel set [Faktornyy analiz nesushhey sposobnosti kolesnoy pary zheleznodorozhnogo vagona]: monograph. Rostov-on-Don: RSTU, 2011. 137 p.
10. Krotov S. V., Krotov V. P. Application of the discriminant analysis at research of bearing ability of the wheel pair of the car // Transport Problems. 2011. Vol. 6. Issue 1. Pp. 43–49.
11. Krotov S. V., Kononov D. P. Contact fatigue durability of track and wheel steel [Kontaktno-ustalostnaya dolgovechnost' rel'sovoy i kolesnoy staley] // Proceedings of Petersburg Transport University. 2018. Vol. 15. No. 1. Pp. 54–61. ISSN 1815–588X.

Объем статьи 0,47 авторских листа

УДК 629.4.028.86

**Сергей Андреевич Кравцов, ассистент кафедры «Подвижной состав железных дорог»
Брянского государственного технического университета (БГТУ), Брянск, Россия,**

**Алексей Петрович Болдырев, доктор технических наук, профессор кафедры «Подвижной состав железных дорог»
Брянского государственного технического университета (БГТУ), Брянск, Россия,**

**Федор Юрьевич Лозбинец, доктор технических наук, профессор кафедры «Компьютерные технологии и системы»
Брянского государственного технического университета (БГТУ), Брянск, Россия**

ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ГИПЕРЭЛАСТИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

**Sergey Andreevich Kravtsov, Assistant Lecturer, Rolling Stock of Railways Department,
Bryansk State Technical University (BSTU), Bryansk, Russia,**

**Alexey Petrovich Boldyrev, DSc in Engineering, Professor, Rolling Stock of Railways Department,
Bryansk State Technical University (BSTU), Bryansk, Russia,**

**Fedor Yuryevich Lozbinin, DSc in Engineering, Professor, Computer Technologies and Systems Department,
Bryansk State Technical University (BSTU), Bryansk, Russia**

Creation of calculation models for elements made of hyper elastic materials used on railway transport

Аннотация

Описана методика расчета деталей из гиперэластичных материалов, применяемых на железнодорожном транспорте. Апробация методики выполнена при расчете полимерных элементов подпорных комплектов поглощающих аппаратов автосцепного устройства. В качестве объекта рассмотрен полимерный элемент поглощающего аппарата ПМКП-110, относящегося к классу Т1. При работе поглощающих аппаратов данного типа в комплекте полимерных элементов наблюдается высоконелинейное деформирование, поэтому при расчете использован программный комплекс, реализующий метод конечных элементов с учетом высокой нелинейности. Модель полимерного элемента, рассчитанная по предложенной методике, подтверждена данными эксперимента, отклонения соответствуют допустимым.

Ключевые слова: полимерный элемент, поглощающий аппарат автосцепного устройства, энергоемкость, метод конечных элементов, силовая характеристика.

Abstract

The paper describes a method for calculation of elements made of hyper elastic materials used on railway transport. Approbation of the method is carried out at calculation of polymer elements of supporting units for cushion of automatic couplers. As an object the authors have considered a polymer element of the ПМКП-110 cushion that refers to T1 class. In operation of such cushion polymer elements unit is exposed to highly non-linear deformation, that is why at calculation the authors have used a program complex that implements the finite element method with the consideration for high non-linearity. A model of the polymer element calculated according to the suggested method is confirmed by experimental data. Deviations are permissible.

Keywords: polymer element, cushion of automatic coupler, power intensity, finite element method, power characteristics.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-16-20

При эксплуатации грузовых вагонов особое внимание уделяется автосцепному устройству, исправная работа которого, обеспечивающая сохранность как перевозимых грузов, так и самих вагонов, в свою очередь, напрямую зависит от стабильного функционирования поглощающего аппарата, являющегося его неотъемлемой частью. Наиболее высокие нагрузки на вагон в продольном направлении в период его эксплуатации возникают при маневровых операциях, переходных режимах движения поезда. Нарушение работоспособности поглощающего аппарата в этих случаях может обернуться не только экономическими потерями (повреждением вагона, перевозимого груза), но и нанесением вреда окружающей среде и здоровью людей. Практика показывает, что на устранение повреждений, вызванных продольными нагрузками, за срок службы вагона затрачиваются средства, по меньшей мере равные его первоначальной стоимости [1].

На территории Российской Федерации для грузовых вагонов самыми распространенными являются фрикционно-полимерные поглощающие аппараты (ПМКП-110, РТ-120 и др.), относящиеся к классу Т1 [2]. Полимерный комплект в таких аппаратах представляет собой возвратно подпорный компонент, функция которого заключается в восстановлении поглощающего аппарата после нагрузки. Для оценки эффективности полимерного комплекта используют полученную в процессе экспериментов силовую характеристику (рис. 1) [3].

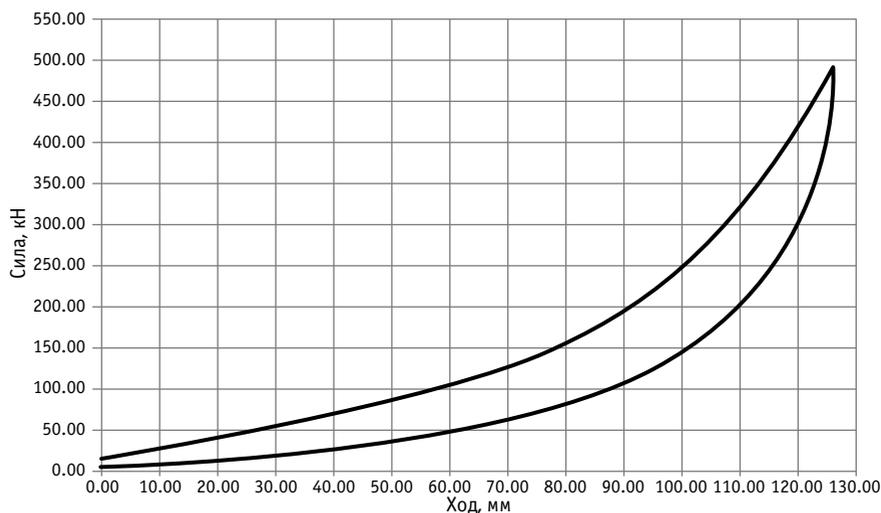


Рис. 1. График силовой характеристики комплекта полимерных элементов поглощающего аппарата, полученной в результате эксперимента

Подобная экспериментальная силовая характеристика имеет несколько параметров, но при внедрении какого-либо нововведения эффективность того или иного изменения оценивается в основном по силовой характеристике, которая снята с полимерного комплекта, подвергнувшегося максимальной конструктивной деформации. В этом случае в качестве критерия выступает совокупность трех параметров — максимальной силы, энергоёмкости и коэффициента полноты.

Как показывают исследования, модернизация полимерного комплекта сказывается на характеристиках поглощающего аппарата в целом [4, 5]. В частности, увеличение внешнего диаметра опорного элемента поглощающего аппарата ПМКП-110 позволило повысить его максимальную энергоёмкость до 22 % [6].

Вместе с тем проведение многочисленных натурных испытаний опытных комплектов требует больших временных и финансовых ресурсов [7]. Сократить количество натурных экспериментов возможно за счет применения методов компьютерного моделирования: корректно созданная расчетная модель дает адекватное представление о характеристиках моделируемого объекта, позволяет выявить наиболее перспективные технические решения, а малоэффективные и тупиковые отбросить на начальном этапе разработки [8].

В настоящее время наиболее распространёнными являются исследова-



Рис. 2. Фотография опорного полимерного элемента ПМКП-110

ния компьютерных моделей, полученных с помощью метода конечных элементов (МКЭ) и твердотельного моделирования. В данной работе рассматривается методика исследования характеристик поглощающих аппаратов на основе МКЭ.

Программные комплексы, в которых применяется МКЭ, представлены множеством реализаций, каждая из которых имеет свои положительные и отрицательные стороны. В нашем исследовании предполагалось, что деформации полимерных элементов будут значительными. Поэтому для расчета напряженно-деформируемого состояния (НДС) полимерного комплекта предпочтение было отдано программному комплексу конечно-элементного моделирования, предназначенному для решения многих задач,

связанных с прочностными расчетами, и специализирующемуся именно на нелинейном анализе объектов [9]. С учетом строения конструкции полимерного комплекта и целей данной работы объектом моделирования был выбран только один элемент из комплекта — опорный полимерный элемент поглощающего аппарата ПМКП-110 (рис. 2), как наиболее перспективный для исследования и модернизации.

Решение задачи моделирования можно разбить на несколько основных этапов:

1. Получение экспериментальных характеристик полимерного материала, из которого состоит полимерный элемент, а также самого полимерного элемента.

2. Создание конечно-элементной расчетной модели полимерного элемента, участвовавшего в эксперименте.

3. Задание свойств полимерного материала, из которого изготовлены полимерные элементы, в среде программного комплекса конечно-элементного моделирования путем приведения в соответствие расчетной силовой характеристики модели и экспериментальной характеристики реального элемента.

4. Расчет поставленных задач по заданным условиям.

При этом необходимо понимать, что полученные модели и элемента, и материала никогда не будут в точности соответствовать реальным объектам, послужившим прототипами. Но вполне возможно минимизировать несоответствие оригиналу в принципиальных для решаемой задачи аспектах, позволяющих говорить об адекватности модели. Для этого необходимо придерживаться нескольких правил.

Во-первых, имеет смысл создавать модель элемента такой геометрической конфигурации, которая как можно более точно соответствует экспериментально исследованному реальному прототипу.

Во-вторых, в силу того что полимерный материал — сложное высокомолекулярное соединение, меняющее свои свойства при каждом нагружении, необходимо выбирать именно те результаты эксперимента, которые соответствуют наиболее вероятному состоянию материала и элемента при эксплуатации. Размеры модели элемента также должны соответствовать размерам прототипа

в этом наиболее вероятном состоянии, поскольку в процессе эксплуатации форма и размеры элемента тоже меняются, что сказывается на силовой характеристике.

В-третьих, по возможности желательно создавать несколько моделей элементов различной формы и добиваться наилучшего приближения каждой из них к своему прототипу, получая, таким образом, некую обобщенную модель материала, в достаточной степени соответствующую всем исследованным объектам.

Для определения характеристик материала упругого элемента нами был проведен ряд экспериментов. В них использовались образцы вида «стержень» для растяжения (рис. 3) и цилиндрические образцы, испытываемые на сжатие.

Испытания проводились несколько раз для одного образца. Прилагаемую нагрузку удерживали в таких пределах, чтобы напряжения в образце не превысили предела текучести [10].

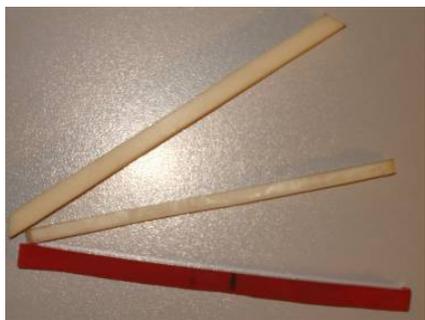


Рис. 3. Фотография образцов для испытаний на растяжение

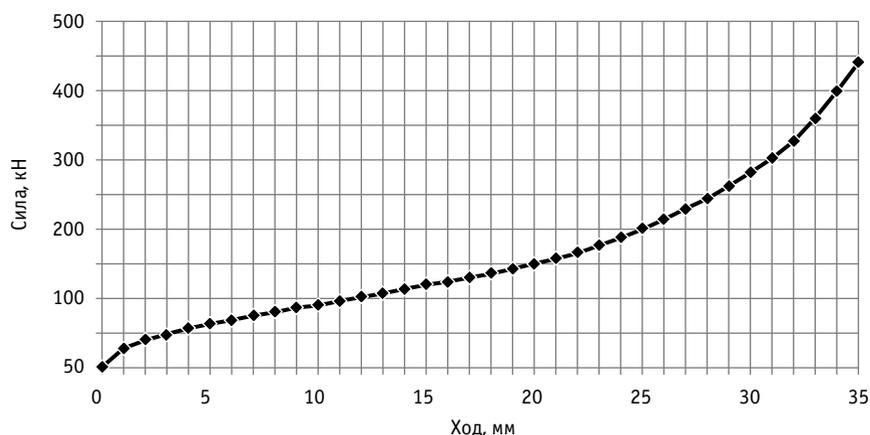


Рис. 4. График экспериментальной силовой характеристики, взятой за основу при создании расчетной модели опытного опорного элемента ПМКП-110

После серии экспериментов полученные данные обрабатывались и заносились в программный комплекс конечно-элементного моделирования, где рассчитывались константы выбранной модели материала.

Статическую характеристику полимерного элемента необходимо записывать после того, как она стабилизируется и отклонения двух последовательных нагружений не будут превышать 5 % по силе и энергоёмкости. Для опытного образца опорного полимерного элемента, силовая характеристика которого показана на рис. 4, предварительно было сделано 30 нагружений силой 350 кН с перерывом между нагружениями не менее 3 мин.

По геометрическим размерам опытного полимерного элемента, экспериментальная силовая характеристика которого представлена на рис. 4, была создана трехмерная модель. На основе этой модели, импортированной в программный комплекс конечно-элементного моделирования, создана контактная конечно-элементная схема в осесимметричной постановке (рис. 5).

Ось симметрии располагалась горизонтально, рифленые стальные пластины, через которые производилось нажатие на элемент, имитировались левой и правой вертикальными плоскостями. Коэффициент трения пластина — полимер принят равным 0,85 для имитации воздействия рифления. Коэффициент трения полимер — полимер принят равным 0,4.

Сжатие модели имитировалось пошаговым перемещением левой плоскости вправо на 35 шагов (рис. 6), каждый шаг соответствовал смещению на 1 мм. Таким образом, общая величина хода составляла 35 мм, что соответствует реальной максимальной деформации полимерного элемента в эксплуатации. В программном комплексе конечно-элементного моделирования процедура создания материала с определенными свойствами сводится к выбору соответствующей ему модели и определению ряда параметров, эту модель описывающих. Для имитации свойств опытного полимера, используемого при производстве упругих элементов аппарата ПМКП-110, было принято решение воспользоваться моделью Муни — Ривлина. Чтобы облегчить процедуру определения этих коэффициентов, программные комплексы конечно-элементного моделирования предлагают несколько средств, с помощью которых можно подобрать коэффициенты Муни — Ривлина на основе результатов испытаний образцов материала при различных видах нагружения, для чего эти результаты в виде табличных данных необходимо определенным образом импортировать в пакет.

В качестве отправной точки для подбора коэффициентов Муни — Ривлина использовались данные испытаний вышеописанных образцов, но для более удовлетворительного результата данные могут быть подвергнуты корректировке, включающей в себя изменение кривой деформирования, пересчет коэффици-

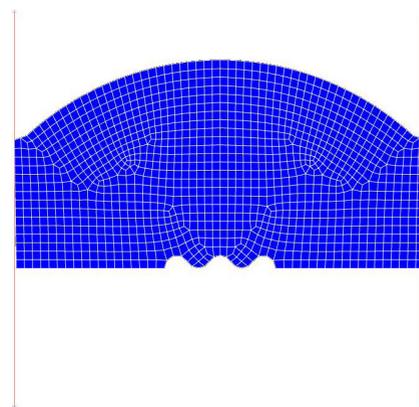


Рис. 5. Конечно-элементная модель опорного полимерного элемента в осесимметричной постановке

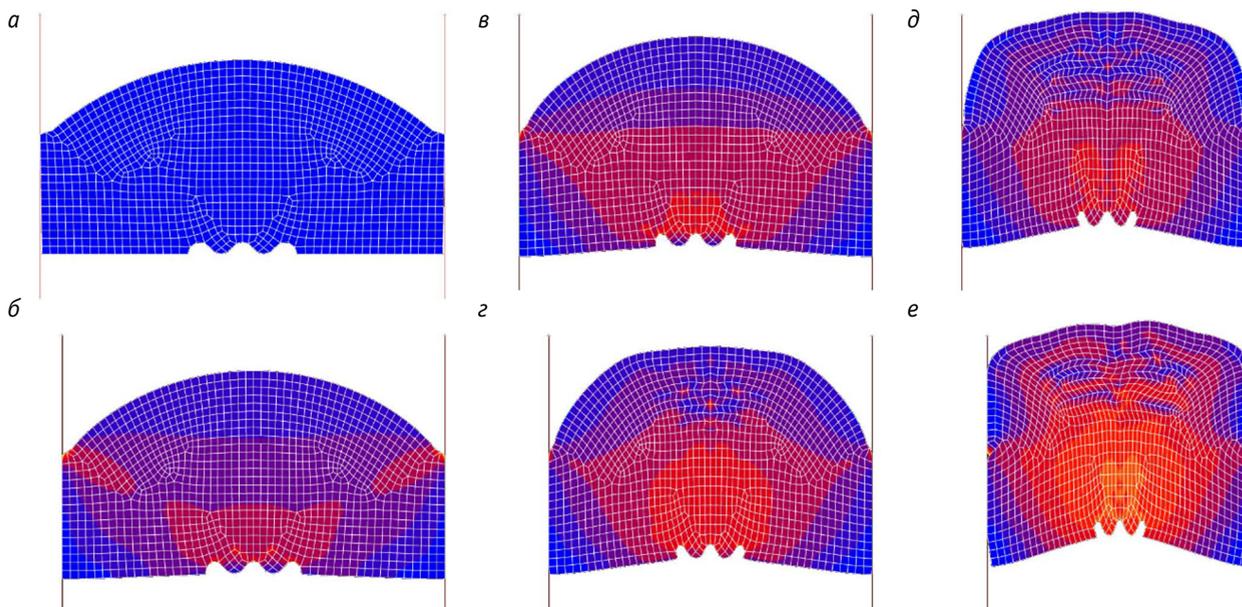


Рис. 6. Деформация исходной модели опорного элемента (а) при величине хода 7 мм (б), 14 мм (в), 21 мм (г), 28 мм (д), 35 мм (е)

ентов в программном комплексе, получение силовой характеристики и сравнение ее с экспериментальной. Проводить такие расчеты вручную, выполняя каждый шаг отдельно, достаточно трудоемко, поэтому для упрощения процесса рекомендуется написать какой-либо утилиты, позволяющей автоматизировать данный процесс.

Результатом применения методики при моделировании опорного полимерного элемента ПМКП-110 стало создание его расчетной модели с силовой характеристикой и параметрами, представленными на рис. 7 и в табл. 1.

Как видно из табл. 1, расхождение характеристик не превысило 1,2 % по энергоемкости и 3,2 % по полноте, основной вклад в эти величины внес начальный участок хода от 0 до 7 мм, для которого не удалось добиться хорошего приближения. С учетом того что этот участок характеристики относится к области начальной затяжки и потому практически не реализуется, в данной задаче приближения его можно не принимать во внимание. На участке хода от 5 до 35 мм при визуальной близости характеристик их расхождение по энергоемкости составляет всего 0,1 %, что говорит о достаточной адекватности расчетной модели.

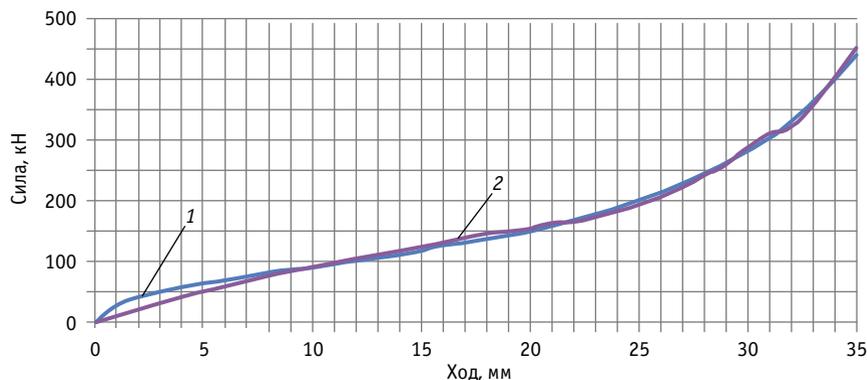


Рис. 7. Силовые характеристики опорного элемента: 1 — экспериментальная; 2 — расчетная

Таблица 1

Сравнение расчетной и экспериментальной характеристик опорного элемента

Показатель	Экспериментальная характеристика	Расчетная характеристика	Расхождение
Коэффициент полноты	0,363	0,351	-3,2 %
Энергоемкость, кДж	5,59	5,52	-1,2 %
Энергоемкость от 5 мм, кДж	5,38	5,39	0,1 %
Максимальная сила, кН	431,6	440,5	2,1 %

Таким образом, можно сделать вывод об удовлетворительном опыте применения описанной методики для элементов, изготовленных из гиперупругих материала-

лов, что позволяет применять ее при проектировании и модернизации полимерных комплектов поглощающих аппаратов автосцепного устройства.

Литература

1. Болдырев А. П., Жиров П. Д. Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава. Курск : ЗАО «Университетская книга», 2021. 230 с.
2. ГОСТ 32913–2014. Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки. Москва : Стандартинформ, 2015. 12 с.
3. Фатьков Э. А. Оценка энергетической нагруженности поглощающих аппаратов автосцепки // Вестник БГТУ. 2007. № 4 (16). С. 16–20. ISSN 1999–8775.
4. Болдырев А. П., Кеглин Б. Г. Разработка и внедрение перспективных поглощающих аппаратов автосцепки для грузовых вагонов // Тяжелое машиностроение. 2005. № 12. С. 20–24. ISSN 1024–7106.
5. Кеглин Б. Г., Никольский Л. Н., Стриженок А. Г. Улучшение конструкции поглощающих аппаратов // Железнодорожный транспорт. 1980. № 6. С. 23–26. ISSN 0044–4448.
6. Сжимаемый упругий элемент / А. П. Болдырев, А. М. Гуров : патент 2651789 Российская Федерация. № 2016139880; заявл. 10.10.2016; опубл. 23.04.2018, Бюл. № 12.
7. Болдырев А. П., Кеглин Б. Г., Иванов А. В. Разработка и исследование фрикционно-полимерного поглощающего аппарата ПМКП-110 класса Т1 // Вестник ВНИИЖТ. 2005. № 4. С. 8. ISSN 2223–9731.
8. Болдырев А. П. Научные основы совершенствования поглощающих аппаратов автосцепки : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. Брянск, 2006. 360 с.
9. Жилкин В. А. Моделирование и статический расчет элементов конструкций в MSC PATRAN-NASTRAN-MARC. Санкт-Петербург : Проспект Науки, 2016. 240 с. URL: <https://www.iprbookshop.ru/80063.html> (дата обращения: 04.08.2022).
10. Болдырев А. П., Говоров В. В. Теоретические и экспериментальные исследования полимерных элементов амортизаторов удара автосцепки // Вестник БГТУ. 2011. № 2 (30). С. 42–46. ISSN 1999–8775.

Объем статьи 0,59 авторских листа

References

1. Boldyrev A. P., Zhiron P. D. Calculation and design of rolling stock shock absorbers [Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава]. Kursk : University book, 2021. 230 p.
2. GOST 32913–2014. Draft gears of coupler and automatic coupler devices of railway rolling stock. Technical specifications and acceptance rules [ГОСТ 32913–2014. Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки]. Moscow : Standardinform, 2015. 12 p.
3. Fatkov E. A. Assessment of energy loading of cushion for automatic couplers [Оценка энергетической нагруженности поглощающих аппаратов автосцепки] // Bulletin of Bryansk State Technical University. 2007. No. 4 (16). Pp. 16–20. ISSN 1999–8775.
4. Boldyrev A. P., Keglina B. G. Development and introduction of perspective cushioning devices of automatic couplers for freight cars [Разработка и внедрение перспективных поглощающих аппаратов автосцепки для грузовых вагонов] // Heavy machinery. 2005. No. 12. Pp. 20–24. ISSN 1024–7106.
5. Keglina B. G., Nikolskiy L. N., Strizhenok A. G. Improvement of design of cushion [Улучшение конструкции поглощающих аппаратов] // Railway Transport. 1980. No. 6. Pp. 23–26. ISSN 0044–4448.
6. Compressible elastic element [Сжимаемый упругий элемент] / A. P. Boldyrev, A. M. Gurov: patent 2651789 Russian Federation. No. 2016139880; filed 10.10.2016; publ. 23.04.2018, Bulletin No. 12.
7. Boldyrev A. P., Keglina B. G., Ivanov A. V. Development and study of T1 class friction and polymer cushion PMKP-110 [Разработка и исследование фрикционно-полимерного поглощающего аппарата ПМКП-110 класса Т1] // VNIIZhT Scientific Journal. 2005. No. 4. P. 8. ISSN 2223–9731.
8. Boldyrev A. P. Scientific basics of improvement of cushion for automatic couplers [Научные основы совершенствования поглощающих аппаратов автосцепки] : DSc in Engineering Thesis. Bryansk, 2006. 360 p.
9. Zhilkin V. A. Modeling and statistical calculation of design elements in MSC PATRAN-NASTRAN-MARC [Моделирование и статический расчет элементов конструкций в MSC PATRAN-NASTRAN-MARC]. St. Petersburg: Science Prospect, 2016. 240 p. URL: <https://www.iprbookshop.ru/80063.html> (access date: 04.08.2022).
10. Boldyrev A. P., Govorov V. V. Theoretical and experimental studies of polymer elements of shock absorbers for automatic couplers [Теоретические и экспериментальные исследования полимерных элементов амортизаторов удара автосцепки] // Bulletin of Bryansk State Technical University. 2011. No. 2 (30). Pp. 42–46. ISSN 1999–8775.

УДК 629.463.32

Артем Юрьевич Сурнин, аспирант Российского университета транспорта РУТ (МИИТ), Москва, Россия,
Сергей Валерьевич Беспалько, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»
Российского университета транспорта РУТ (МИИТ), Москва, Россия

К ВОПРОСУ О МОДЕЛИРОВАНИИ РАЗРУШЕНИЯ КОТЛА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ЦИСТЕРНЫ УДАРОМ ДУГАМИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ОПРОКИДЫВАНИИ

Artem Yuryevich Surnin, postgraduate student, Russian University of Transport (MIIT), Moscow, Russia,
Sergey Valeryevich Bepalko, DSc in Engineering, Professor, Railway Cars and Carriage Facilities Department,
Russian University of Transport (MIIT), Moscow, Russia

To the question of modeling of railway tank shell failure by safeguard bow impact at overswinging

Аннотация

В статье изложена методика расчета прочности котлов железнодорожных цистерн при ударе с учетом пластичности материала. В нелинейной статической постановке выполнено моделирование разрушения котла с дугой на кронштейне и без кронштейна. Моделирование позволяет сформировать методологию определения прочностных характеристик котлов железнодорожных цистерн в условиях удара и реализовать защиту уязвимых мест конструкции. Определено, что более предпочтительным техническим решением является вариант установки дуги безопасности через кронштейн, поэтому оно выбрано для исследования, направленного на получение лучших прочностных характеристик котлов цистерн.

Ключевые слова: котел, железнодорожная цистерна, нелинейность материала, метод конечных элементов, теория пластичности, напряженно-деформируемое состояние.

Abstract

The paper presents a method for calculation of railway tank shells at an impact with the consideration for material plasticity. The authors have modelled failures of a tank shell with a safeguard bow on a bracket and without a bracket in a non-linear static formulation. Modeling allows formulating a methodology for determination of strength properties of railway tank shells in conditions of an impact and allows realizing protection of tender spots of design. It is determined that the use of the safeguard bow on a bracket is a preferred technical solution, that is why this design is selected for the study aimed at gaining the best parameters of tank shells.

Keywords: tank shell, railway tank, material non-linearity, finite element method, theory of plasticity, stress-strain state.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-21-27

ВВЕДЕНИЕ

Безопасность движения поездов и охрана окружающей среды — одни из важнейших направлений развития современного железнодорожного транспорта [1–5]. Сегодня на сети железных дорог России эксплуатируются цистерны с дугами безопасности, которые приварены к котлу цистерны либо смонтированы к нему через кронштейн. В аварийных ситуациях дуга безопасности может сыграть роль пробойника и нарушить целостность котла, что приведет к разливу опасных жидких грузов [6–8]. Последствия этого — от финансовых потерь владельца груза до чрезвычайных ситуаций с человеческими жертвами и значительным ущербом окружающей среде.

Чтобы предотвратить подобные повреждения, необходимо принять меры по защите уязвимых узлов котла цистерны [9]. В частности, в работе [10] на основе сравнительного анализа вариантов пробоя котла с броневой пластиной и без нее установлено, что монтаж дуги безопасности на кронштейн с броневой пластиной — лучшее решение, чем сварка дуги непосредственно к котлу.

Цель исследования, представленного в статье, заключается в том, чтобы определить прочностные характеристики котла цистерны в зависимости от геометрической конфигурации броневой пластины и ее расположения на котле.

МЕТОДЫ

Математическая модель котла цистерны основана на использовании теории упругости и пластичности [11–13] и метода конечных элементов (МКЭ) [14–18]. Напряженно-деформированное состояние (НДС) однородного твердого тела можно описать тензором напряжений

$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (1)$$

и тензором деформаций

$$T_{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \frac{\gamma_{yx}}{2} & \varepsilon_y & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{zy}}{2} & \varepsilon_z \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ — нормальные напряжения;

$\tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{xz}, \tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$ — касательные напряжения.

Под действием внешних сил точки тела перемещаются в про-

странстве. Вектор перемещения разложим на составляющие $\begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix}$,

которые представляют собой непрерывные функции координат $u = u(x, y, z), v = v(x, y, z), w = w(x, y, z)$. Составим полную систему уравнений теории упругости, описав законы взаимодействия между упомянутыми выше параметрами.

Дифференциальные уравнения равновесия Навье устанавливают зависимость напряжений от координат:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где X, Y, Z — проекции внешних сил на соответствующие координатные оси.

Кроме того, приведем шесть уравнений — обобщенный закон Гука, описывающий физические зависимости напряжений и деформаций:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)], \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)], \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_y + \sigma_x)], \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где E — модуль упругости;

ν — коэффициент Пуассона;

$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ — модуль сдвига.

Обратный закон Гука выражает напряжения через деформации:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= 2\mu\varepsilon_x + \lambda e, \quad \tau_{xy} = \mu\gamma_{xy}, \\ \sigma_y &= 2\mu\varepsilon_y + \lambda e, \quad \tau_{yz} = \mu\gamma_{yz}, \\ \sigma_z &= 2\mu\varepsilon_z + \lambda e, \quad \tau_{zx} = \mu\gamma_{zx} \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

где $e = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$ — объемная деформация;

$\mu = G, \lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}$ — коэффициенты Ламе.

Уравнения Коши:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

В задачах теории пластичности определение напряжений и деформаций в теле осуществляется за пределами упругости. При напряжениях в точке тела, равных пределу текучести, на диаграмме деформации материала наблюдается плато текучести, которое определяет увеличение деформаций при практически постоянном напряжении.

Существуют различные представления теории пластичности, такие как теория малых упругопластических деформаций или теория деформаций, теория течения. Теория деформаций основана на физических соотношениях, связывающих деформации и напряжения. Теория деформирования проста, справедлива для малых деформаций, но неприменима в условиях изменения знака нагрузки, сложного нагружения, для описания остаточных напряжений и локализации деформаций. В теории течения процесс деформации рассматривается как движение вязкой жидкости, тензор деформаций имеет упругую и пластическую составляющие, физические соотношения координируют приращения деформаций или скорости деформации с напряжениями. Теория течения универсальна, применима для больших деформаций и сложного нагружения, не имеет недостатков, присущих теории деформирования. Уравнения равновесия (3) и соотношения Коши (6) теории упругости также справедливы для обеих теорий пластичности.

Рассмотрим основные понятия.

Интенсивность напряжений:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}. \quad (7)$$

Интенсивность деформаций:

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2)}. \quad (8)$$

Интенсивность напряжений и деформаций, выраженная через главные напряжения и деформации:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}; \quad (9)$$

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2}. \quad (10)$$

Определим условия появления пластических деформаций. Рассмотрим два критерия.

Критерий Треска — Сен-Венана. Переход в состояние пластической деформации происходит, когда предел текучести достигается максимальным касательным напряжением τ_{\max} при сдвиге τ_e . Учитывая $\tau_e = \frac{\sigma_e}{2}$ и $\tau_{\max} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2}$, получим

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_e. \quad (11)$$

Критерий Нубера — Мизеса. Переход в состояние пластических деформаций происходит в момент достижения предела текучести σ_e интенсивностью напряжения σ_i . С учетом (9) имеем

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_e^2. \quad (12)$$

Расчет будем проводить нелинейным анализом NX Nastran, поддерживающим нелинейные свойства материала. NX Nastran представляет собой CAE-систему, реализующую МКЭ. Также этот тип анализа поддерживает расчет моделей с большими деформациями. Настройки решателя учитывают пластичность материала, контактное действие при ударе, геометрическую нелинейность, нелинейное отношение сил к скорости в переходном процессе. Нелинейный анализ в Nastran имеет высокую точность решения. Расчет осуществляется с приращением нагрузки и времени.

Рассмотрим МКЭ в общей постановке, базирующейся на методе перемещений, для трехмерного однородного тела. Тело имеет следующие силовые факторы: объемные силы f_B , поверхностные нагрузки f_S , сосредоточенные силы F_i , начальные напряжения σ_i :

$$[f_B] = \begin{bmatrix} f_B^x \\ f_B^y \\ f_B^z \end{bmatrix}; [f_S] = \begin{bmatrix} f_S^x \\ f_S^y \\ f_S^z \end{bmatrix}; [F_i] = \begin{bmatrix} F_i^x \\ F_i^y \\ F_i^z \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Согласно принципу возможных перемещений,

$$\int [\bar{\varepsilon}]^T [\sigma] dV = \int [\bar{U}]_B^T [f_B] dV + \int [\bar{U}]_S^T [f_S] dS + \sum_i [\bar{U}]_i^T [F_i], \quad (14)$$

где $[\bar{\varepsilon}]^T = \{\bar{\varepsilon}_x \bar{\varepsilon}_y \bar{\varepsilon}_z \bar{\gamma}_{xy} \bar{\gamma}_{yz} \bar{\gamma}_{zx}\}$ — возможные деформации;

$[\sigma]$ — столбец напряжений;

$[\bar{U}]_B^T, [\bar{U}]_S^T, [\bar{U}]_i^T$ — возможные узловые перемещения.

Равновесие системы устанавливается соотношением (14). Тело определяется совокупностью конечных элементов (КЭ) с общими узлами на границах. Перемещения и деформации в КЭ устанавливаются по смещениям узлов всей системы. На количество узлов влияют тип и фактическое количество КЭ. Таким образом, получаем

$$[U(x, y, z)]_m = [H(x, y, z)]_m [U], \quad (15)$$

где m — номер элемента;

$[U(x, y, z)]_m$ — столбец перемещений элемента;

$[H(x, y, z)]_m$ — матрица преобразований перемещений;

$[U] = \{U_1 V_1 W_1 U_2 V_2 W_2 \dots U_n V_n W_n\}$ — столбец глобальных перемещений;

$$[\varepsilon(x, y, z)]_m = [B(x, y, z)]_m [U], \quad (16)$$

где $[\varepsilon(x, y, z)]_m$ — столбец деформаций элемента;

$[B(x, y, z)]_m$ — матрица преобразования перемещений в деформации.

Напряжения в КЭ:

$$[\sigma]_m = [C]_m [\varepsilon]_m + \sigma_{i(m)}, \quad (17)$$

где $[C]_m$ — матрица упругости.

Преобразуем (14) в суммы интегралов по площади и объему для всех КЭ:

$$\sum_{m V(m)} \int [\bar{\varepsilon}]_m^T [\sigma]_m dV_m = \sum_{m V(m)} \int [\bar{U}]_{B(m)}^T [f_B]_m dV_m + \sum_{m S(m)} \int [\bar{U}]_{S(m)}^T [f_S]_m dS_m + \sum_i [\bar{U}]_i^T [F_i]. \quad (18)$$

Учтем (15)–(17):

$$\begin{aligned} & [\bar{U}]^T \sum_m \left(\int_{V(m)} [B]_m^T [C]_m [B]_m dV_m \right) [U] = \\ & = [\bar{U}]^T \left(\sum_{m V(m)} \int [H]_m^T [f_B]_m dV_m \right) + \\ & + [\bar{U}]^T \left(\sum_{m S(m)} \int [H]_m^T [f_S]_m dS_m \right) - \\ & - [\bar{U}]^T \left(\sum_{m V(m)} \int [B]_m^T \sigma_{i(m)} dV_m \right) + [\bar{U}]_i^T [F]. \quad (19) \end{aligned}$$

Согласно принципу возможных перемещений и при условии, что $[\bar{U}]^T = [I] ([I]$ — единичная матрица), (19) примет вид

$$[K][U] = [R], \quad (20)$$

где $[K]$ — матрица жесткости системы,

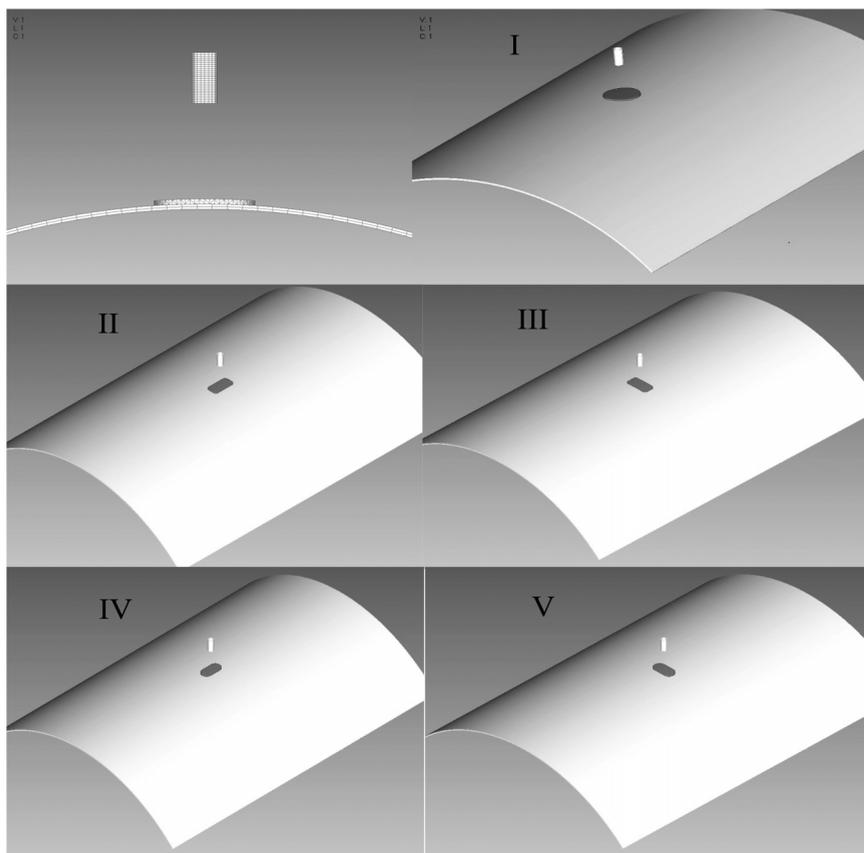


Рис. 1. Расчетные схемы для вариантов:

I — с круглой броневой пластиной; II — прямоугольной формы вдоль котла;
III — прямоугольной формы по радиусу; IV — овальной формы вдоль котла;
V — овальной формы по радиусу

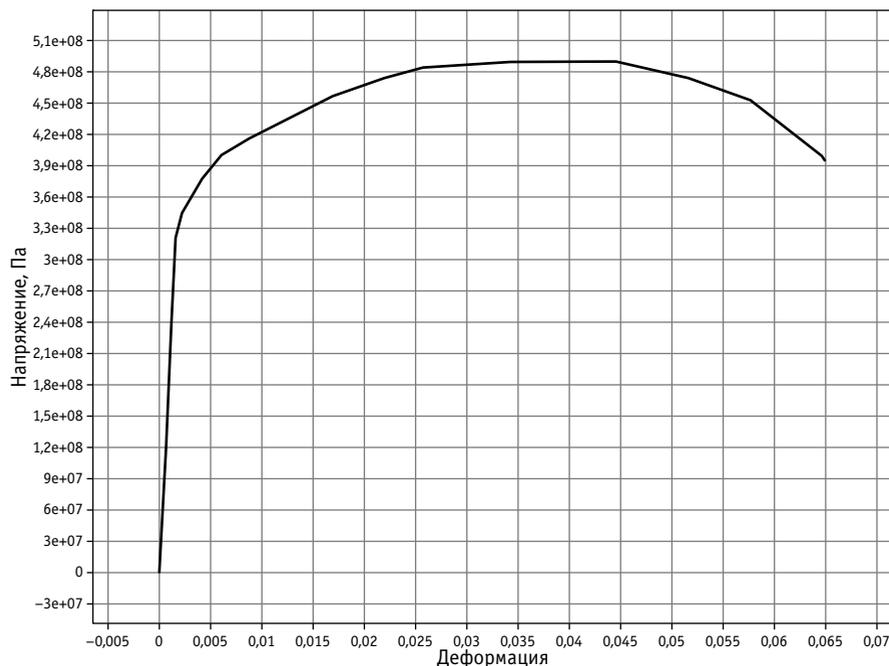


Рис. 2. Кривая деформаций

$$[K] = \sum_{mV(m)} [B]_m^T [C]_m [B]_m dV_m;$$

$[R]$ — столбец нагрузок,

$$[R] = [R_B] + [R_S] - [R_I] + [R_j];$$

$$[R_B] = \sum_{mV(m)} [H]_m^T [f_B]_m dV_m —$$

влияние объемных сил;

$$[R_S] = \sum_{mS(m)} [H]_m^T [f_S]_m dS_m —$$

влияние поверхностных нагрузок;

$$[R_I] = \sum_{mV(m)} [B]_m^T \sigma_{i(m)} dV_m —$$

вклад начальных напряжений;

$[R_j] = F$ — сосредоточенные силы.

Решая уравнение (20), получаем перемещения узлов системы, после чего определяем по ним деформации и напряжения.

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА И ДОПУЩЕНИЯ

Расчетные схемы с разными конфигурациями броневых листов показаны на рис. 1. Во всех вариантах представлены сетки конечных элементов на основе геометрии. При разбиении используются тетраэдральные и шестигранные КЭ. Броневые пластины приварены к котлу и имеют различные геометрические параметры. Сварка смоделирована аппаратом сопелст. Нижняя часть обечайки отсечена для улучшения производительности решателя. Диаметр котла 3 м, длина листа 2 м, толщина обечайки равномерная и составляет 1 см. Геометрические нерегулярности не учитываются.

В настройках заданы свойства стали 09Г2С: модуль упругости $E = 200000$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$, предел текучести $\sigma_e = 345$ МПа, предел прочности $\sigma_{lim} = 490$ МПа. Материал котла задан пластичным, кривая деформации показана на рис. 2.

Моделирование удара осуществлено падением ударника. Ударная сила устанавливается заданной массой ударника и его скоростью. Ударник имеет кольцевое сечение, внутренний диаметр — 4,5, внешний — 5 см. Масса ударника 10 т, скорость 1,913 м/с.

Таблица 1

Деформации в момент разрушения

Вид броневой пластины	Деформация, м	Вид броневой пластины	Деформация, м
Круглая пластина, радиус 10 см	0,006989167	Овальная пластина вдоль котла, 10×20 см	0,006441524
Круглая пластина, радиус 15 см	0,007328271	Овальная пластина вдоль котла, 15×30 см	0,007057025
Круглая пластина, радиус 20 см	0,007119094	Овальная пластина вдоль котла, 20×40 см	0,007851382
Круглая пластина, радиус 25 см	0,005941096	Овальная пластина вдоль котла, 25×50 см	0,008138804
Круглая пластина, радиус 30 см	0,024463598	Овальная пластина вдоль котла, 30×60 см	0,00838897
Круглая пластина, радиус 40 см	0,021112602	Овальная пластина вдоль котла, 40×80 см	0,007353516
Прямоугольная пластина вдоль котла, 10×20 см	0,016220594	Овальная пластина поперек котла, 10×20 см	0,005963364
Прямоугольная пластина вдоль котла, 15×30 см	0,004858744	Овальная пластина поперек котла, 15×30 см	0,006663691
Прямоугольная пластина вдоль котла, 20×40 см	0,007831775	Овальная пластина поперек котла, 20×40 см	0,006941718
Прямоугольная пластина вдоль котла, 25×50 см	0,008249904	Овальная пластина поперек котла, 25×50 см	0,01173503
Прямоугольная пластина вдоль котла, 30×60 см	0,008262303	Овальная пластина поперек котла, 30×60 см	0,020307267
Прямоугольная пластина вдоль котла, 40×80 см	0,011083151	Овальная пластина поперек котла, 40×80 см	0,0271051
Прямоугольная пластина поперек котла, 10×20 см	0,006614692	Прямоугольная пластина поперек котла, 25×50 см	0,018235322
Прямоугольная пластина поперек котла, 15×30 см	0,007055757	Прямоугольная пластина поперек котла, 30×60 см	0,020996308
Прямоугольная пластина поперек котла, 20×40 см	0,006659199	Прямоугольная пластина поперек котла, 40×80 см	0,027096845

РЕЗУЛЬТАТЫ

Деформации в зоне удара при разрушении листа ударником массой 10 т приведены в табл. 1.

По данным табл. 1 можно сделать выборку вариантов с большими деформациями.

1. Среди вариантов с круглой броневой пластиной наибольшие деформации — 24,5 мм — у варианта с радиусом 30 см.
2. Среди прямоугольных пластин наибольшие деформации — у вариантов с пластиной 10×20 см, расположенной вдоль котла, и с пластиной 40×80 см, расположенной поперек котла: соответственно 16,2 и 27,1 мм.
3. Среди пластин овальной формы максимальные деформации у варианта с радиусом 40 см и поперечным расположением на котле. Деформация равна 27,1 мм.

На рис. 3–6 представлены поля напряжений. Из рис. 3 видно, что в варианте с круглой пластиной критические напряжения, равные пределу прочности, сконцентрированы в зоне контакта ударника и пластины, тогда как сварные зоны нагружены слабо. В варианте

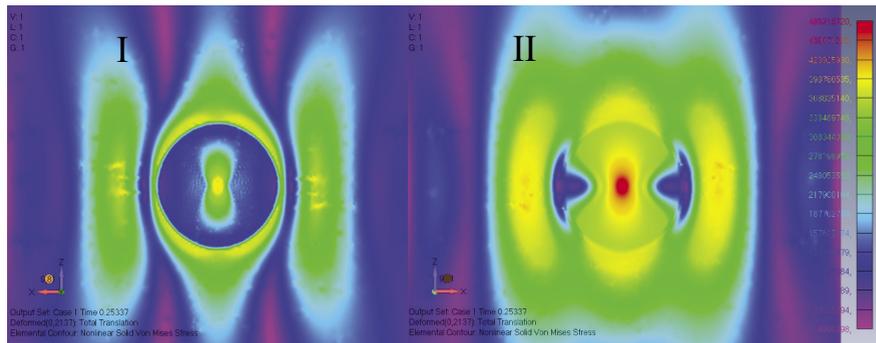


Рис. 3. Напряжения по Мизесу в варианте с круглой броневой пластиной, радиус 30 см:

I и II — соответственно наружная и внутренняя поверхность котла (то же на рис. 4–6)

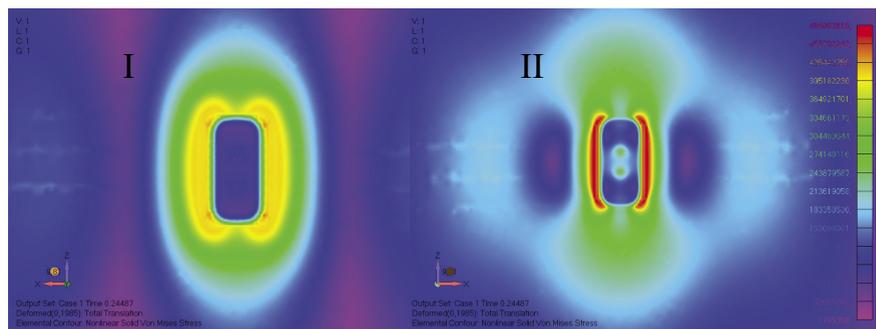


Рис. 4. Напряжения по Мизесу в варианте с прямоугольной броневой пластиной вдоль котла, 10×20 см

с прямоугольной пластиной, расположенной вдоль котла (см. рис. 4), критические напряжения концентрируются в сварной зоне, контактная зона нагружена слабо. Что касается двух последних вариантов (см. рис. 5 и 6), здесь максимальные напряжения концентрируются в зоне контакта, а на сварных зонах напряжения близки к пределу прочности.

ВЫВОДЫ

Таким образом, поскольку при деформировании оболочка принимает часть энергии от ударника, на данном этапе будем считать деформацию основным критерием отбора лучших вариантов. Лучшие — это варианты с большими деформациями в момент разрушения.

Расположение броневой пластины на оболочке и ее форма влияют на локализацию критических напряжений, но влияния на прочность конструкции в большинстве расчетов не обнаружено. Размер пластины, напротив, влияет на величину деформаций: варианты, имеющие большую площадь соприкосновения с оболочкой, показывают лучшие результаты, за исключением прямоугольной пластины 10×20 см, расположенной вдоль котла.

В итоге выборки лучшие результаты показали круглая броневая пластина с радиусом 30 см, прямоугольная броне-

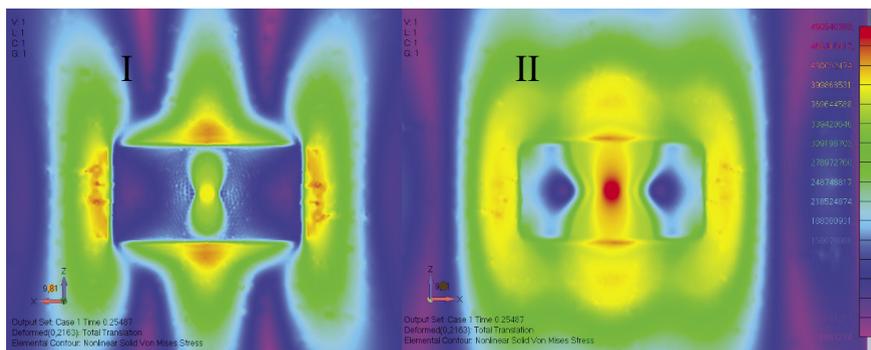


Рис. 5. Напряжения по Мизесу в варианте с прямоугольной броневой пластиной поперек котла, 40×80 см

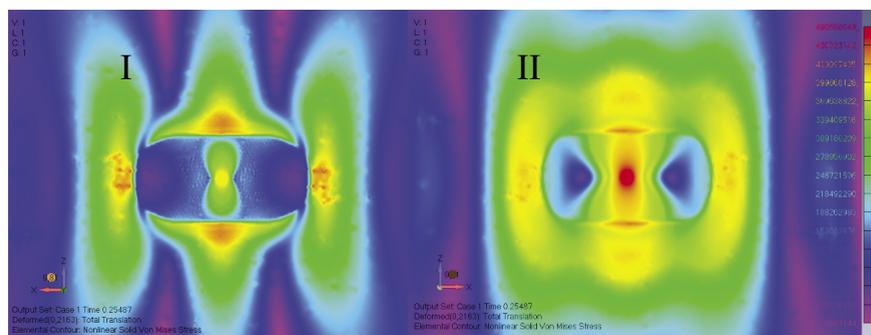


Рис. 6. Напряжения по Мизесу в варианте с овальной броневой пластиной поперек котла, радиус 40 см

невая пластина 40×80 см, расположенная поперек котла, и овальная броневая пластина 40×80 см, также расположенная поперек котла.

Дальнейшие исследования, связанные с получением лучших прочностных характеристик, будут посвящены изучению вариации толщины котла и броневой пластины.

Литература

1. Assessment of dynamics of a rail vehicle in terms of running properties while moving on a real track model / J. Dižo, M. Blatnický, J. Harušinec, A. Suchánek // *Symmetry*. 2022. Vol. 14. No. 3. DOI: 10.3390/sym14030536.
2. Analysis of train derailments and collisions to identify leading causes of loss incidents in rail transport of dangerous goods in Canada / H. Ebrahimi, F. Sattari, L. Lefsrud, R. Macciotta // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2021. Vol. 72. 104517.
3. Ju S.-H., Ro T.-I. Vibration and Derailment Analyses of Trains Moving on Curved and Cant Rails // *Applied Sciences*. 2021. 11. 5106. DOI: 10.3390/app11115106.
4. Risk evaluation of failures of the running gear with effects on rail infrastructure / S. Poveda-Reyes, L. Rizzetto, C. Triti [et al.] // *Engineering Failure Analysis*. 2021. Vol. 128. 105613.
5. Zemlin A., Mamedova I., Kholikov I. Current issues of metro safety technical regulations // *Lecture Notes in Civil Engineering*. 2021. Vol. 130 LNCE. Pp. 236–247. DOI: 10.1007/978-981-33-6208-6_24.

References

1. Assessment of dynamics of a rail vehicle in terms of running properties while moving on a real track model / J. Dižo, M. Blatnický, J. Harušinec, A. Suchánek // *Symmetry*. 2022. Vol. 14. No. 3. DOI: 10.3390/sym14030536.
2. Analysis of train derailments and collisions to identify leading causes of loss incidents in rail transport of dangerous goods in Canada / H. Ebrahimi, F. Sattari, L. Lefsrud, R. Macciotta // *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2021. Vol. 72. 104517.
3. Ju S.-H., Ro T.-I. Vibration and Derailment Analyses of Trains Moving on Curved and Cant Rails // *Applied Sciences*. 2021. 11. 5106. DOI: 10.3390/app11115106.
4. Risk evaluation of failures of the running gear with effects on rail infrastructure / S. Poveda-Reyes, L. Rizzetto, C. Triti [et al.] // *Engineering Failure Analysis*. 2021. Vol. 128. 105613.
5. Zemlin A., Mamedova I., Kholikov I. Current issues of metro safety technical regulations // *Lecture Notes in Civil Engineering*. 2021. Vol. 130 LNCE. Pp. 236–247. DOI: 10.1007/978-981-33-6208-6_24.

6. Determination of the Loading of the Carrying Structure of a Tank Wagon During Transportation by a Railway Ferry / O. Fomin, G. Vatulia, A. Lovska [et al.] // TransNav. 2021. Vol. 15. No. 2. Pp. 321–327. DOI: 10.12716/1001.15.02.07.
7. Kuba E., Moravčík M., Pavelčík V. Examination of structural properties of a new railway wagon design for flammable substance transportation // Transportation Research Procedia. 2021. Vol. 55. No. 19. Pp. 760–766. DOI: 10.1016/j.trpro.2021.07.043.
8. Structural improvements in a tank wagon with modern software packages / G. Vatulia, A. Falendysh, Y. OreI, M. Pavliuchenkov // Procedia Engineering. 2017. Vol. 187. Pp. 301–307.
9. О необходимости формирования единой технической политики для обеспечения пожарной безопасности перевозки опасных грузов по железным дорогам России / Д. Г. Евсеев, В. Н. Филиппов, Г. И. Петров [и др.] // Пожаровзрывобезопасность. 2018. Т. 27. № 9. С. 26–34. ISSN 0869–7493.
10. Surnin A. Ju., Bernalco S. V., Tarmaev A. A. Modeling of the conditions of breakdown of the tank shell by safety arcs during overturning // MIP Engineering-IV, 2022. Pp. 502–512.
11. Мейз Дж. Э. Теория и задачи механики сплошных сред. Москва : Мир, 1974. 318 с.
12. Ильюшин А. А. Механика сплошной среды. Москва : Изд-во МГУ, 1990. 310 с.
13. Сопrotивление материалов с основами теории упругости и пластичности / Г. С. Варданыян, В. И. Андреев, Н. М. Атаров, А. А. Горшков. Москва : Изд-во АСВ, 1995. 568 с.
14. Bathe K.-J., Wilson E. L. Numerical methods in finite element analysis. Hoboken, NJ: Prentice Hall, 1976. 544 p.
15. Bathe K.-J. Finite element procedures / 2nd edition. Watertown, MA, 2014. 1043 p.
16. Norrie D. H., de Vries G. An introduction to finite element analysis. New York : Academic Press, 1978. 301 p.
17. Zienkiewicz O. C. The finite element method. London, New York : McGraw-Hill, 1977. 787 p.
18. Zienkiewicz O. C., Morgan K. Finite elements and approximation. New York : Wiley, 1983. 328 p.

Объем статьи 0,67 авторских листа

УДК 629.4.027.3

Александр Васильевич Смольянинов, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,

Константин Михайлович Колясов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,

Даниил Вадимович Дуванов, аспирант кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия

СТАТИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ПРУЖИН БУКСОВОГО ПОДВЕШИВАНИЯ ТЕЛЕЖКИ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА ЭС2Г

Alexander Vasilyevich Smolyaninov, DSc in Engineering, Professor, Railway Cars Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,

Konstantin Mikhailovich Kolyasov, PhD in Engineering, Associate Professor, Railway Cars Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,

Daniil Vadimovich Duvanov, postgraduate student, Railway Cars Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia

Static and dynamic loading of springs of axle-box suspension for ES2G electric-multiple unit bogie

Аннотация

Установить срок службы электропоезда и его узлов возможно по фактическому времени исправной работы или теоретически — по результатам всесторонних испытаний комплектующих элементов и деталей.

Согласно нормам расчета вагонов на прочность, для деталей, работающих в условиях длительного и интенсивного воздействия динамических нагрузок, требуется определять сопротивление усталости при многоцикловом нагружении. Расчет выполняется с учетом вероятностного рассеивания характеристик сопротивления усталости и случайного характера динамического нагружения детали, на основании чего устанавливается срок ее службы. Осциллограммы динамических процессов, полученные при ходовых испытаниях, в теоретических расчетах заменяются набором простых циклов.

Представленные в статье результаты исследования позволят определять статические и динамические параметры рессор первой ступени подвешивания тележки электропоезда, а также вид простого цикла и его параметры.

Ключевые слова: жизненный цикл, буксовое подвешивание, параметры, нагрузки, жесткостные характеристики, динамический прогиб, напряжения.

Abstract

It is possible to determine a service life of an electric-multiple unit and its assemblies by actual time of proper operation or theoretically according to results of comprehensive test of components and parts.

According to standards of car calculation on strength, for parts that work in conditions of long and intense influence of dynamic loads it is necessary to determine fatigue strength at multi-cycle loading. Calculation is carried out with the consideration for probabilistic dispersion of fatigue strength characteristics and stochasticity of dynamic loading of a part, on the basis of which a life cycle is determined. Oscillograms of dynamic processes gained at tests on the line in theoretical calculations are substituted by a number of simple cycles.

Study results presented in the paper allow determining static and dynamic parameters of springs of the primary spring suspension for electric-multiple unit bogie and a type of a simple cycle and its parameters.

Keywords: life cycle, axle-box suspension, parameters, loads, stiffness properties, dynamic deflection, strain.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-28-32

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в Российской Федерации электропоезда «Ласточка» эксплуатируются в качестве пригородного (в Свердловской, Челябинской, Самарской, Московской, Ленинградской, Тверской, Новгородской и Калининградской областях), городского (в Кавказских Минеральных Водах, на Черноморском побережье Кавказа, в Пермском крае) и межрегионального скоростного подвижного состава (в Москве, Санкт-Петербурге, Уральском, Приволжском, Южном и Северо-Кавказском федеральных округах), а в качестве международного транспорта — на направлении Москва — Минск.

Первые электропоезда ЭС1 производились на заводе Siemens в Крефельде (Германия), электропоезда типа ЭС1П, ЭС2Г и ЭС2ГП выпускаются заводом «Уральские локомотивы» по лицензии Siemens. К настоящему времени производство электропоездов на заводе локализовано на 85 % [1].

На базе немецкой платформы (Siemens Desiro Rus) разработаны новые поезда с учетом российских требований (увеличенная ширина колеи и габарита, повышенная населенность вагона за счет сидячих и стоячих мест и др.). Это привело к увеличению нагрузки от оси на рельсы до 20,4 тс (вагон промежу-

точный прицепной с токоприемником — ПпТ) поезда ЭС2Г: вес брутто 81,6 тс при tare 50,6 тс), что, в свою очередь, потребовало адаптировать тележку к новым условиям эксплуатации [2].

В связи с этим ООО «Уральские локомотивы» поставило перед собой следующие стратегические цели:

- снизить стоимость жизненного цикла грузовых локомотивов и электропоездов за счет увеличения надежности узлов, совершенствования конструкции, назначения максимального срока службы, приближенного к сроку службы всего изделия;
- увеличить межремонтные пробеги;
- внедрить полноценную систему цифрового двойника электропоезда.

Стоимость жизненного цикла железнодорожного подвижного состава — это суммарные финансовые затраты на осуществление всех стадий, включая научные исследования, проектирование, производство, эксплуатацию (техническое обслуживание и плановые виды ремонта), утилизацию [3, 4].

Начиная с 2014 г. завод массово выпускает скоростные электропоезда «Ласточка» серии ЭС2Г с расчетным сроком службы 40 лет. Однако некоторые узлы механической части, в том числе пружины первой ступени подвешивания тележки, имеют гораздо меньший срок службы. В соответствии с ГОСТ 1452–2011 циклическая долговечность пружин рессорного подвешивания подвижного состава должна обеспечивать срок их службы в эксплуатации не менее 16 лет [5]. С другой стороны, согласно техническому регламенту Таможенного союза «О безопасности железнодорожного подвижного состава», после достижения срока эксплуатации 16 лет пружины должны быть сняты и заменены новыми. Поэтому определение реального жизненного цикла отдельных узлов тележки (таких, как рессорное подвешивание первой и второй ступеней и рама) является актуальной проблемой.

Нормы расчета вагонов на прочность предусматривают для деталей, работающих в условиях длительного и интенсивного воздействия динамических нагрузок, расчет на сопротивление

усталости при многоцикловом нагружении. Расчет выполняется с учетом вероятностного рассеивания характеристик сопротивления усталости и случайного характера динамического нагружения детали, на основании чего определяется срок ее службы [6].

Действующие нормативные документы предусматривают поэтапный расчет на сопротивление усталости. Для буксового рессорного подвешивания первый этап — это определение статических и динамических характеристик [5, 6].

РАСЧЕТНЫЕ СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В работе [7] дано подробное описание конструктивного исполнения и приведены паспортные параметры элементов первой (буксовой) ступени рессорного подвешивания, расположенной между корпусом буксового узла каждой колесной пары и рамой тележки (рис. 1).

Упругие элементы буксового подвешивания состоят из наружной и внутренней пружин высотой 362 и 352 мм с допусками по увеличению 7,5 и по уменьшению 3 мм соответственно (см. рис. 1б). Суммарная жесткость пружин буксового подвешивания, согласно техническим характеристикам, составляет $C = 920 \text{ кН/м}$ (92 кг/мм).

Состав электропоезда ЭС2Г включает пять вагонов: тяговые головной (Мг) и хвостовой (Мг) с осевой формулой 2_0-2_0 и три прицепные, из которых два вагона (ПпТ) с массой тары 50,6 тс и один вагон (Пп) — с массой 45,8 тс, причем в каждом из этих трех вагонов расположено 94 сидячих места [8]. В качестве расчетного принимаем вагон массой тары 50,6 тс. Нагрузка от веса нетто вагона, приходящаяся на один комплект и вычисленная путем уменьшения веса тары на величину суммарного веса колесных пар, равна 52500 Н, при этом полный прогиб комплекта составит 61 мм. При паспортной рабочей нагрузке на один рессорный комплект 61000 Н расчетный прогиб составит 71 мм. Разница между рабочей и нагрузкой нетто 8500 Н, что соответствует 8–9 пассажирам при расчетном весе одного пассажира 1000 Н [6], т.е. рабочая нагрузка соответствует

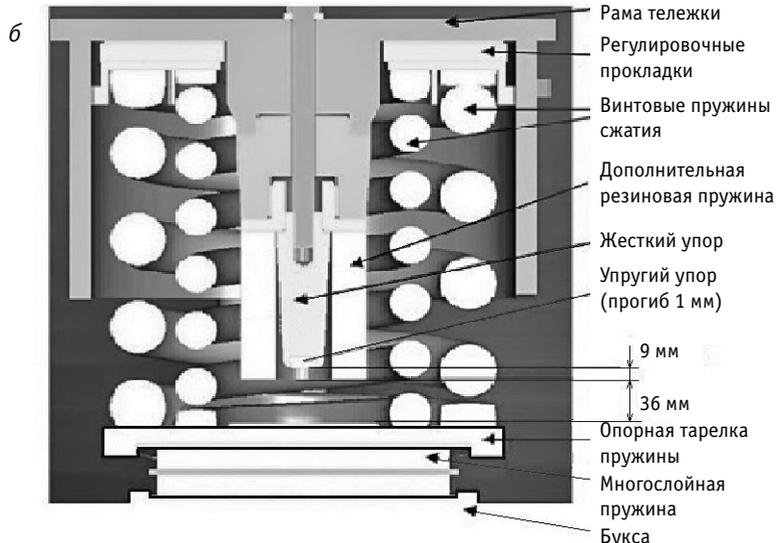
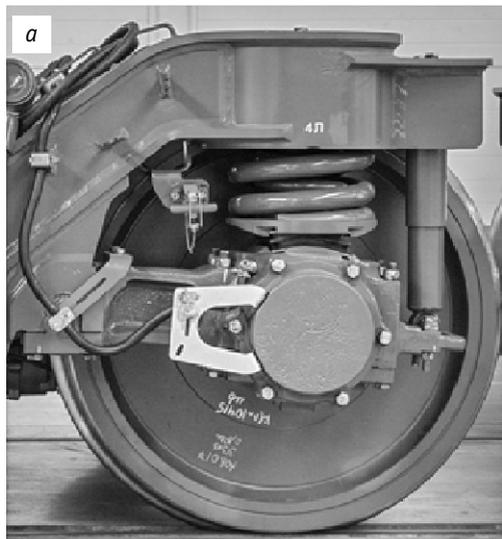


Рис. 1. Буксовое рессорное подвешивание: а — общий вид; б — элементы устройства

населенности вагона 64–72 чел. От нагрузки при полном сжатии 88500 Н (паспортной) прогиб будет равен 100 мм. При такой нагрузке расчетная населенность вагона исходя из среднего веса пассажира составит 360 чел.

На рис. 2 представлены результаты расчета вертикальных параметров (силы, прогиба и жесткости) буксового рессорного подвешивания тележки. Три приведенные зависимости жесткостных характеристик отличаются значениями сочетания высот пружин в пределах допусков. График 1 построен для значений $(362-3)-(352+7,5) = -0,5$ мм, а график 3 — для условия $(362+7,5)-(352-3) = 20,5$ мм. Кривая 2 построена по номинальным значениям и отражает билинейную характеристику рессорного подвешивания. Учет билинейности подвешивания приводит к тому, что общий прогиб не равен своему расчетному значению. В частности, от нагрузки нетто расчетный прогиб равен 57 мм, а полный — 61 мм. Билинейность кривой 3 существенна, и при разности высот между наружной и внутренней пружинами 20,5 мм полный прогиб от веса нетто составляет 64,4, а расчетный 56,5 мм. В целом отклонения пружин по высоте в пределах установленных допусков приводят к незначительным изменениям жесткостных характеристик рессорного комплекта буксового подвешивания.

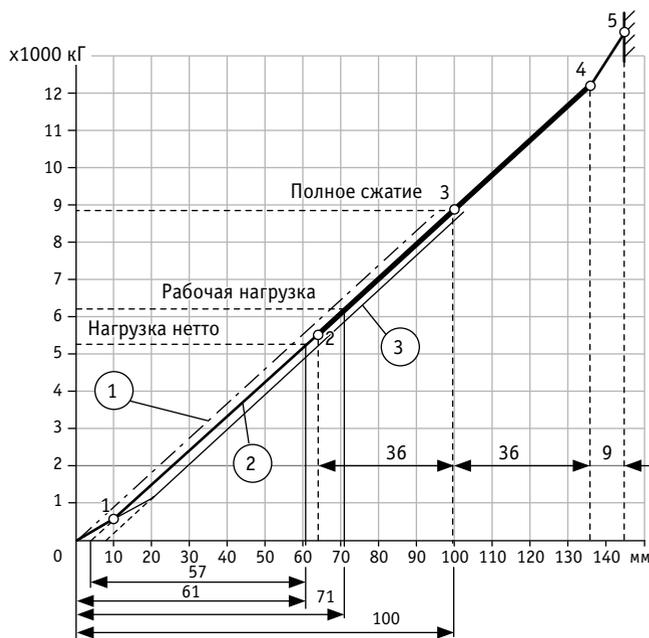


Рис. 2. Вертикальные жесткостные характеристики буксового подвешивания

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ

Для определения динамических ограничений по прогибу проведем следующие расчеты.

Высота наружной пружины в свободном состоянии определяется таким образом:

$$h_{1CB} = h_{1CЖ} + f_{1max} = 362 \text{ мм.}$$

Отсюда вычислим высоту в сжатом состоянии и максимально возможный прогиб:

$$h_{1CЖ} = (n_{1P} + 1) \cdot d_1 = (3,6 + 1) \cdot 42 = 193,2 \text{ мм;}$$

$$f_{1max} = 168,8 \text{ мм.}$$

Вычтем из этого значения максимальную величину прогиба при полном сжатии 100 мм (паспортное значение), получим 68,8 мм, что представляет собой сумму зазоров между витками. При числе рабочих витков 4 (см. рис. 1б) зазор между ними составит 17,2 мм при минимально допустимом 3 мм, а максимальный прогиб пружины будет равен 156 мм.

Аналогичные вычисления сделаем для внутренней пружины:

$$h_{2CB} = h_{2CЖ} + f_{2max} = 352 \text{ мм;}$$

$$h_{2CЖ} = (n_{2P} + 1) \cdot d_2 = (5,9 + 1) \cdot 30 = 207 \text{ мм;}$$

$$f_{2max} = 145 \text{ мм.}$$

Как и для наружной пружины, уменьшим полученное значение на максимальную величину прогиба при полном сжатии 90 мм (паспортное значение), получим 55 мм, что также будет суммой зазоров между витками. При числе рабочих витков 6 (см. рис. 1б) зазор между ними составит 9,16 мм. Эта пружина является лимитирующей, так как она первой достигает зазора между витками 3 мм. По полученным параметрам определим максимальную амплитуду динамических колебаний: $(9,16-3) \cdot 6 = 36$ мм. При этом минимальная допустимая высота внутренней пружины составит $207 + 6 \cdot 3 = 225$ мм.

Расчетная высота пружин при полной нагрузке равна 264,5 мм (рис. 3). Амплитуда динамического прогиба пружин конструктивно ограничена 36 мм. При движении вниз (рис. 3з) после прохождения 36 мм в работу включается упругий упор (см. рис. 1б), он опирается на многослойную упругую резинометаллическую рессору, которая может сжиматься вместе с пружинами на 9 мм, после чего жесткий упор предотвращает дальнейшее сжатие буксового подвешивания (см. рис. 2, участок 4–5, и рис. 3д). В данном случае при прохождении полного цикла нагружения нагрузка в рессорном комплекте изменяется от 53820 (точка 2 жирного участка, см. рис. 2) до 120060 Н (точка 4, см. рис. 2). Этим периодическим нагрузкам будут соответствовать переменные напряжения, изменяющиеся от минимального (τ_{min}) до максимального (τ_{max}) и обратно. Вычислим значения напряжений, возникающих в витках пружин при действии данных нагрузок.

Действующая на комплект пружин максимальная (минимальная) нагрузка величиной 120060 (53820) Н распределяется между пружинами следующим образом: на наружную — 77320 (34660), на внутреннюю — 42720 (1916) Н. Напряжения вычислим по формуле

$$\tau_{i\max/\min} = \frac{8Pm}{\pi d^2} \eta,$$

где m — индекс пружины;

d — диаметр прутка пружины, мм;

η — коэффициент, учитывающий кривизну витков.

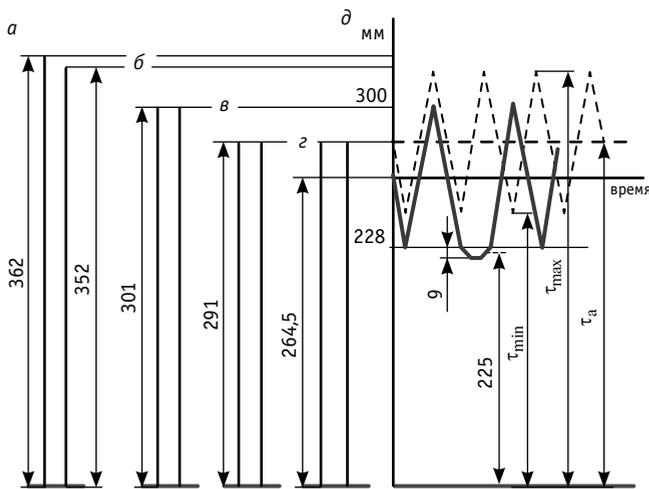


Рис. 3. Геометрические и динамические характеристики работы буксовых пружин:

a — номинальные высоты пружин; *б* — высота пружин под нагрузкой нетто; *в* — высота пружин под рабочей нагрузкой; *г* — высота пружин при полной нагрузке; *д* — максимальные значения динамического процесса работы буксовых пружин

Вычислим максимальные значения напряжений, возникающих в пружинах. Для наружной пружины при $P = 77320$ Н, $m = 5,91$, $d = 42$ мм, $\eta = 1,24$ имеем $\tau_{1max} = 818$ МПа. Для внутренней пружины при $P = 42720$ Н, $m = 5,35$, $d = 30$ мм, $\eta = 1,27$ имеем $\tau_{2max} = 822$ МПа.

Пружины буксового подвешивания тележки электропоезда ЭС2Г изготавливаются из кремнистой стали марки 60С2ХФА. В отличие от сталей 55С2 и 60С2, массово применявшихся ранее для изготовления пружин, эта сталь легирована хромом и ванадием, имеет допускаемые напряжения с учетом кручения, сдвига и кривизны витков 1000 МПа (при $\sigma_T = 1470$ МПа) [6]. Многочисленные испытания по определению механических характеристик при кручении образцов из стали 60С2ХФА в связи с ее применением для изготовления пружин рессорных комплектов тележек типа барбер (мод. 18-5810 и 18-5855),

выполненные под руководством проф А. М. Орловой, позволили рекомендовать допускаемые касательные напряжения 1000 МПа [9, 10]. В нашем случае оба значения напряжений меньше допустимого.

Минимальные напряжения вычислим по той же зависимости. Для наружной пружины при $P = 34660$ Н, $m = 5,91$, $d = 42$ мм, $\eta = 1,24$ имеем $\tau_{1min} = 367$ МПа. Для внутренней пружины при $P = 19160$ Н, $m = 5,35$, $d = 30$ мм, $\eta = 1,27$ имеем $\tau_{2min} = 368$ МПа.

На рис. 3д пунктиром изображен динамический процесс работы буксового подвешивания под рабочей нагрузкой 61000 Н. Цикл данного вида характеризуется:

$$\text{средним напряжением } \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2};$$

$$\text{амплитудой переменного напряжения } \tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2};$$

$$\text{коэффициентом асимметрии цикла } r = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}.$$

Расчетные значения данного цикла пружин буксового подвешивания при расчетной амплитуде 36 мм составят: $\tau_{max} = 544$ МПа, $\tau_{min} = 178$ МПа, $\tau_m = 311$ МПа, $\tau_a = 208$ МПа; $r = 0,327$.

Так как среднее напряжение не равно нулю, следовательно, цикл асимметричный.

ВЫВОДЫ

1. Наряду с твердотельными (САД) и конечно-элементными (САЕ) моделями пружин буксового подвешивания [7] результаты представленного в статье исследования будут использованы авторами при расчете жизненного цикла пружин, в том числе расчетной величины амплитуды динамического напряжения условного симметричного цикла, приведенной к базе $N_{0\sigma}$ эквивалентной по повреждающему действию реальному режиму эксплуатационных случайных напряжений за проектный срок службы детали.

2. Полученные при исследовании данные позволят более качественно и обоснованно выбирать метод схематизации результатов ходовых динамических испытаний электропоезда.

Литература

1. Поезд многоцелевого назначения. URL: <https://www.kommersant.ru/doc/3861473?ysclid=l80dcxcq6l633895877> (дата обращения: 28.06.2022).
2. Циглер В., Манглер Р. Desiro RUS — перспективный пригородный электропоезд // Железные дороги мира. 2012. № 4. С. 44–51. ISSN 0321–1495.
3. ГОСТ 31539–2012. Цикл жизненный железнодорожного подвижного состава. Термины и определения. Москва : Стандартинформ, 2014. 12 с.
4. ГОСТ Р 56136–2014. Управление жизненным циклом продукции военного назначения. Термины и определения. Москва : Стандартинформ, 2016. 15 с.
5. ГОСТ 1452–2011. Пружины цилиндрические винтовые тележек и ударно-тяговых приборов подвижного состава желез-

References

1. Universal purpose train [Poezd mnogotsel'evogo naznacheniya]. URL: <https://www.kommersant.ru/doc/3861473?ysclid=l80dcxcq6l633895877> (access date: 28.06.2022).
2. Ziegler W., Mangler R. Desiro RUS — an advanced commuter electric train [Desiro RUS — perspektivnyy prigorodnyy elektropoezd] // Rail International. 2012. No. 4. Pp. 44–51. ISSN 0321–1495.
3. GOST 31539–2012. Live-cycle of railway rolling stock. Terms and definitions [Tsikl zhiznennyy zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. Terminy i opredeleniya]. Moscow : Standardinform, 2014. 12 p.
4. GOST R 56136–2014. Life cycle management for military products. Terms and definitions [Upravlenie zhiznennym tsiklom produktsii voennogo naznacheniya. Terminy i opredeleniya]. Moscow : Standardinform, 2016. 15 p.
5. GOST 1452–2011. Helical springs for trucks and draw-and-buffer gears of railway rolling stock. Specifications [Pruzhini tsilindricheskie vintovye

ных дорог. Технические условия. Москва : Стандартинформ, 2011. 16 с.

6. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). Москва : ГосНИИВ ; ВНИИЖТ, 1996. 319 с.
7. О разработке методики цифрового двойника тележки электропоезда «Ласточка» и оценка напряженно-деформированного состояния пружин первой ступени / А. В. Смольянинов, Д. В. Дуванов, К. М. Колясов, И. А. Добычин // Инновационный транспорт. 2021. № 1 (39). С. 37–44. DOI: 10.20291/2311-164X-2021-1-37-41. ISSN 2311–164X.
8. Технические характеристики электропоезда «Ласточка». URL: <https://ru.wikipedia> (дата обращения: 28.06.2022).
9. Орлова А. М., Рудакова Е. А., Гусев А. В. Определение механических свойств стали пружин рессорного подвешивания тележек грузовых вагонов // Известия ПГУПС. 2016. Т. 13. № 3 (48). С. 370–376. ISSN 1815–588X.
10. 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.

telezhkek i udarno-tyagovykh priborov podvizhnogo sostava zheleznykh dorog. Tekhnicheskie usloviya]. Moscow : Standardinform, 2011. 16 p.

6. Norms for calculation and design of cars of 1520 mm gauge railways of Ministry of Railways (non-self-propelled) [Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh)]. Moscow : GosNIIV ; VNIIZhT, 1996. 319 p.
7. Development of the digital counterpart of the «Lastochka» electric train bogie [O razrabotke metodiki tsifrovogo dvoynika telezhki elektropoezda «Lastochka» i otsenka napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya pruzhin pervoy stupeni] / A. V. Smolyaninov, D. V. Duvanov, K. M. Kolyasov, I. A. Dobychin // Innotrans. 2021. No. 1 (39). Pp. 37–44. DOI: 10.20291/2311-164X-2021-1-37-41. ISSN 2311–164X.
8. Technical specifications of the «Lastochka» electric train [Tekhnicheskie kharakteristiki elektropoezda «Lastochka»]. URL: <https://ru.wikipedia> (access date: 28.06.2022).
9. Orlova A. M., Rudakova E. A., Gusev A. V. Mechanical test of steel for freight bogie swing suspension springs [Opredelenie mekhanicheskikh svoystv stali pruzhin ressonnogo podveshvaniya telezhkek gruzovykh vagonov] // Proceedings of Petersburg Transport University. 2016. Vol. 13. No. 3 (48). Pp. 370–376. ISSN 1815–588X.
10. Levin A. B., Smolyaninov A. V., Pavlyukov A. E. Design of bilinear spring suspension of freight car bogies [Proektirovanie bilineynogo ressonnogo podveshvaniya telezhkek gruzovykh vagonov] // Transport of the Urals. 2015. No. 1 (44). Pp. 57–61. ISSN 1815–9400.

Объем статьи 0,54 авторских листа

Валерий Викторович Шилер, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроподвижной состав» Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС), Омск, Россия,

Александр Валерьевич Шилер, доктор технических наук, проректор по цифровой трансформации Омского государственного технического университета (ОмГТУ), Омск, Россия,

Александр Васильевич Смольянинов, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,

Константин Михайлович Колясов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия

ВЛИЯНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ДИНАМИКИ БЛОЧНОЙ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ НА РЕСУРС БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Valeriy Viktorovich Shiler, PhD in Engineering, Associate Professor, Electric Rolling Stock Department, Omsk State Transport University (OSTU), Omsk, Russia,

Alexander Valeryevich Shiler, DSc in Engineering, Vice-rector on Digital Transformation, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk, Russia,

Alexander Vasilyevich Smolyaninov, DSc in Engineering, Professor, Railway Cars Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,

Konstantin Mikhaylovich Kolyasov, PhD in Engineering, Associate Professor, Railway Cars Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia

Influence of peculiarities of block wheelset dynamics on life of axle-box bearings

Аннотация

Стандартная (типовая) колесная пара представляет собой непосредственное соединение оси и двух колес. Колеса имеют поверхность катания, которая обеспечивает прохождение кривых участков пути и ее центрирование (извилистое движение) в прямых участках пути. Авторами предложена новая конструкция колесной пары, в которой функции удержания и направления движения колесной пары (гребня) отделены от поверхности катания колеса (опорного колеса). Такая колесная пара обладает рядом преимуществ по сравнению с типовой конструкцией.

В статье представлена методика сравнительной оценки ресурсов буксовых сдвоенных цилиндрических подшипников в блочной и стандартной конструкциях колесных пар грузового вагона. Установлено, что ресурс буксовых подшипников в блочной колесной паре в 1,7–2,3 раза больше, чем в стандартной.

Ключевые слова: стандартная колесная пара, блочная колесная пара, букса, подшипник качения, ресурс, рельс, динамическое взаимодействие.

Abstract

Standard (typical) wheelset is a direct connection of an axle and two wheels. Wheels have tread surface that provides rounding a curve and centering (winding movement) on tangent track. The authors propose a new design of a wheelset, in which functions of holding and directing the wheelset (flange) are separated from wheel (support wheel) tread surface. Such a wheelset has a row of advantages in comparison with a typical design.

The paper proposes a method for a comparative assessment of life of twin cylindrical axle-box bearings in block and standard designs of wheelsets of freight cars. It is established that life of axle-box bearings in a block wheelset is 1.7–2.3 times bigger than in a standard one.

Keywords: standard wheelset, block wheelset, axle-box, rolling bearing, life, rail, dynamic interaction.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-33-38

Букса типового грузового вагона оборудована сдвоенными роликовыми цилиндрическими подшипниками (СРЦП), которые обеспечивают свободное вращение колесной пары и передают на нее от экипажа все виды нагрузки. Одним из главных факторов, влияющих на ресурс подшипников, является уровень динамического взаимодействия в системе «колесная пара — рельсовая колея» [1–3].

Цель представленной работы — сравнительная оценка влияния новых конструктивных решений, реализованных в блочной колесной паре (БКП), на ресурс СРЦП буксы грузового вагона [4, 5].

К основным конструктивным особенностям стандартной колесной пары (СКП) относятся жесткая посадка колес на оси колесной пары и конические поверхности катания колес. Преимущества таких решений состоят в механической компенсации разности диаметров кругов катания колес, простоте конструкции, отработанных технологиях изготовления и обслуживания. К серьезным недостаткам СКП относится «паразитное» проскальзывание колес по рельсам (замкнутая механическая система), которое генерирует движение колесной пары по извилистой траектории (режим автоколебаний) [6]. Кроме того, при движении в кривых участках пути с радиусом менее 1000 м формируется некомпенсированная разность между расстояниями, пройденными колесами СКП по внешней и внутренней рельсовым нитям. Образующийся в результате этого

момент сил трения колес по рельсам препятствует при вписывании в кривые участки пути установке тележки в хордовое положение [1, 6–8]. Перечисленные особенности динамики СКП являются причиной повышенного сопротивления движению, интенсивного уровня износа поверхностей катания колесных пар и рельсов, подшипников букс и элементов конструкции вагона.

Блочное колесо конструктивно состоит из опорного и направляющего колес (рис. 1) [4]. Опорное колесо с цилиндрической поверхностью катания устанавливается на оси колесной пары посредством сдвоенных стандартных подшипников и катится по рельсам. Направляющее колесо воспринимает направляющие усилия со стороны рельса. Все виды нагрузок на ось передаются через буксы, оборудованные сдвоенными роликовыми цилиндрическими подшипниками.

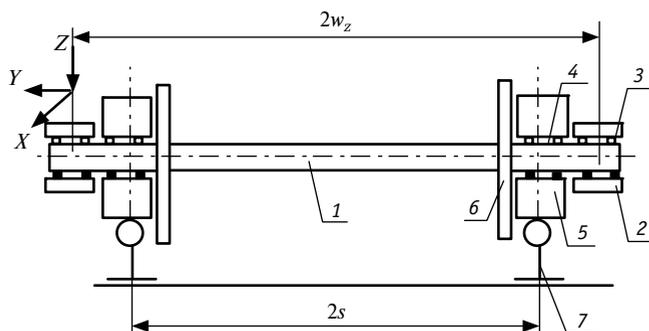


Рис. 1. Кинематическая схема блочной колесной пары:

1 — ось колесной пары; 2 — букса; 3 — сдвоенный роликовый цилиндрический подшипник (СРЦП); 4 — подшипники опорного колеса; 5 — опорное колесо; 6 — направляющее колесо (гребень); 7 — рельс

За счет независимого вращения опорных колес в системе «блочная колесная пара — рельсовая колея» (открытая механическая система) механизм извилистого движения отсутствует. В этом случае собственная траектория движения двухосной тележки зависит только от взаимного положения в ней блочной колесной пары (БКП): чем больше их отклонение от параллельности, тем больше радиус кривизны собственной траектории движения тележки.

Для оценки ресурса СРЦП в буксе блочной колесной пары грузового вагона использован коэффициент фактора ресурса подшипников — сравнительный удельный показатель:

$$I_p^{\Pi} = \frac{L_{\text{БК}}^{\Pi}}{L_{\text{СК}}^{\Pi}}, \quad (1)$$

где $L_{\text{БК}}^{\Pi}$ ($L_{\text{СК}}^{\Pi}$) — величина ресурса СРЦП буксы БКП (СКП), ч. Ресурс сдвоенного роликового цилиндрического подшипника, согласно ГОСТ 18855–2013 [3], определяется по формуле

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P^3} \right)^p, \quad (2)$$

где L_{10h} — номинальный ресурс СРЦП, ч;

n — частота вращения СРЦП, об/мин;
 C — динамическая грузоподъемность СРЦП, Н;
 P^3 — фактическая эквивалентная нагрузка СРЦП буксы (приняты следующие обозначения: $P_{\text{СК}}^3$ — для СКП, $P_{\text{БК}}^3$ — для БКП), Н;

p — показатель степени для СРЦП, равный 10/3 ед. [3].

Подставляя в числитель и знаменатель уравнения (1) соответственно формулы (2) для БКП и СКП и сокращая одинаковые и равные по значениям параметры, получаем выражение для коэффициента фактора ресурса СРЦП буксы БКП:

$$I_{\text{БК}}^{\Pi} = \left(\frac{P_{\text{СК}}^3}{P_{\text{БК}}^3} \right)^p. \quad (3)$$

Использование коэффициента фактора ресурса СРЦП буксы БКП позволяет не учитывать ряд условий, в значительно меньшей степени влияющих на их ресурс [2, 7, 9]. Кроме того, автоматически в уравнении (1) взаимно сокращается и ряд основных параметров, определяющих ресурс и надежность подшипников (геометрические и прочностные параметры, частота вращения, условия смазки и др.).

Согласно [3], если $F_a/F_r \leq e$, то эквивалентная динамическая нагрузка, действующая на буксы, вычисляется по формуле

$$P^3 = F_r + 0,45 \cdot F_a \cdot \text{ctg} \alpha, \quad (4)$$

где F_r и F_a — соответственно радиальная и осевая нагрузка на буксу, Н;

e — коэффициент, относящийся к индивидуальным характеристикам СРЦП,

$$e = 1,5 \cdot \text{tg} \alpha, \quad (5)$$

где α — номинальный угол контакта СРЦП, который определяется из соотношения $\text{tg} \alpha = F_r/F_a$.

Обобщенная радиальная нагрузка F_r , действующая на буксу, принята равной средней геометрической сумме сил, действующих в радиальной плоскости:

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}, \quad (6)$$

где F_x — продольная сила, формируемая «паразитным» проскальзыванием поверхности катания колес СКП и БКП по рельсу в процессе извилистого движения, Н,

$$F_x = \mu_{\text{к}}^{\Pi} \cdot P_{\text{ст}}^{\text{б}} + \mu_{\text{гр}} \cdot F_{\text{гр}}^{\Pi}, \quad (7)$$

где $\mu_{\text{к}}^{\Pi}$ — коэффициент «паразитного» трения при проскальзывании поверхности катания колеса СКП по рельсу, принятый равным 0,25 (зона «покоя» трения скольжения);

$\mu_{\text{гр}}$ — коэффициент крипа проскальзывания гребня СКП и направляющего колеса БКП по боковой поверхности головки рельса (в расчетах приняты следующие значения: при относительной скорости проскальзывания гребня СКП $v = 1,75\%$ коэффициент трения $\mu_{\text{гр}} = 0,25$ ед.; для направляющего колеса БКП при $v = 0,1\%$ коэффициент трения $\mu_{\text{гр}} = 0,014$ ед. [1]);

$P_{ст}^б$ — статическая нагрузка на буксы СКП и БКП (112,8 кН);
 $F_{гр}^ц$ — сила трения гребня колеса о головку рельса, Н;
 F_z — вертикальная нагрузка буксы, Н,

$$F_z = P_z^{цб} + P_{ст}^б \quad (8)$$

где $P_z^{цб}$ — центробежная сила от криволинейного движения СКП и БКП, определяемая из соотношения равенства моментов, Н,

$$P_z^{цб} = \frac{F_Y^{цб} \cdot h_{цм}}{2w_{кп}}, \quad (9)$$

где $h_{цм}$ — высота центра массы кузова относительно оси СКП и БКП, равная 1,5 м;

$2w_{кп}$ — расстояние между опорными точками боковин рам тележек на буксах СКП и БКП (2,0 м);

$F_Y^{цб}$ — центробежная сила, действующая на экипаж при движении в кривом участке пути, в расчете для одной СКП и БКП, и вычисляемая по формуле

$$F_Y^{цб} = \frac{m \cdot V^2}{R_k}, \quad (10)$$

где m — масса осевой нагрузки грузового вагона, равная 23,0 т/ось;

V — скорость движения грузового вагона, м/с;

R_k — радиус кривизны кривого участка пути, м.

Движение грузового вагона со стандартными колесными парами в кривых участках пути в зависимости от уровня непогашенного ускорения может осуществляться по таким трем вариантам установки тележки, как перекося, свободная установка и хордовое положение. Кроме того, за счет некомпенсированной разности расстояния, пройденного колесами СКП по рельсам, действует «паразитное» трение, которое формирует момент сил, препятствующий установке тележки в хордовое положение. Согласно [10], наибольшая допустимая скорость движения в кривой при значении непогашенного ускорения, равного $\alpha_{доп} = 0,7 \text{ м/с}^2$, может быть определена по зависимости

$$V_{max} = 1,27 \cdot \sqrt{R_{п}}, \quad (11)$$

где $R_{п}$ — радиус кривого участка пути, м.

Величина возвышения направляющего рельса для тех же условий вычисляется по уравнению [10]

$$h_{min} = 0,16 \frac{V_{max}^2}{R_{п}} - 0,115. \quad (12)$$

Оценка влияния уровня динамики на ресурс сдвоенного роликового цилиндрического подшипника при вписывании тележек в кривые участки пути выполнена для $R_{п} = 300-1200 \text{ м}$. При этом учтено [10], что наибольшее допустимое значение возвышения внешнего рельса в кривой с $R_{п} = 300 \text{ м}$ должно быть не более $h_{п} = 150 \text{ мм}$. С использованием формул (11) и (12) для радиусов кривых $R_{п} = 300-1200 \text{ м}$ определены значения $V_{max} = 22-44 \text{ м/с}$ и $h_{min} = 150-14 \text{ мм}$ соответственно.

При движении по неподвижной поверхности мгновенным центром поворота любого тела является точка его контакта с данной поверхностью [11]. Поэтому в качестве мгновенных центров поворотов тележек в кривых участках пути приняты точки контактов направляющих колес БКП и гребней СКП первой и второй колесных пар с направляющей и внутренней рельсовыми нитями K_1 и K_2 соответственно (рис. 2).

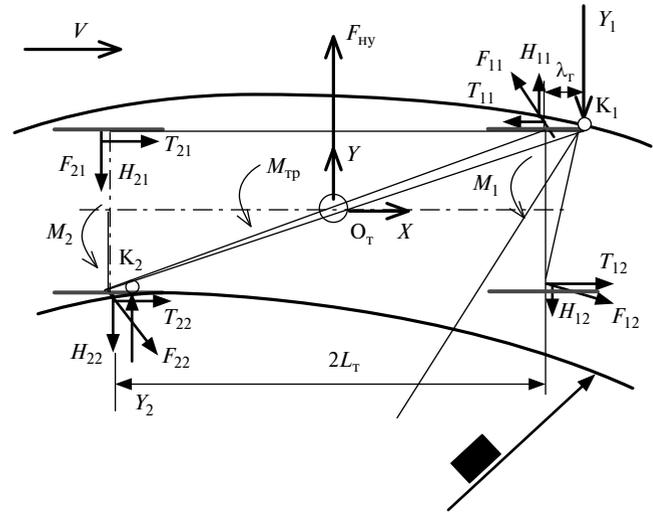


Рис. 2. Схема расположения в рельсовой колее двухосной тележки и действующих на нее сил

На рис. 2 показаны кинематическая схема двухосной тележки грузового вагона в круговой кривой и действующие на нее силы в положении свободной установки, предшествующей наибольшему перекося тележки в колее. В кинематической схеме силы трения F_{ij} в пятнах контактов «колесо — рельс» по координатным направлениям H_j и T_j ($i = 1$ и 2 — номер колесной пары; $j = 1$ и 2 — номер колеса в колесной паре). Реакции направляющих сил Y_1 и Y_2 приложены к направляющим колесам БКП и гребням СКП первой и второй колесных пар соответственно.

Центробежная сила от непогашенного ускорения экипажа вычисляется по уравнению

$$F_{ну} = \frac{P_{ст}^т}{g} \left[\frac{V_{max}}{R_{п}} - \frac{h_{min} \cdot g}{2s} \right], \quad (13)$$

где $P_{ст}^т$ — статический вес экипажа, приходящийся на одну тележку, равный 451,26 кН;

g — ускорение свободного падения ($9,81 \text{ м/с}^2$);

$2s$ — ширина рельсовой колее между кругами катания колес (1,6 м).

Решая уравнение суммы моментов сил относительно силы реакции Y_1 , получаем

$$Y_1 = [M_1 + M_2 + F_{ну} L_T + \text{sign} \psi (M_{тр} + 2n_T F_{12} + 2L_T H_{11} + 2s T_{22})] / 2L_T, \quad (14)$$

где $\text{sign}\psi$ — функция сигнатуры:

$$\begin{aligned} \text{при } \psi > 0 \text{ sign}\psi &= -1; \\ \text{при } \psi < 0 \text{ sign}\psi &= +1; \\ \text{при } \psi = 0 \text{ sign}\psi &= 0; \end{aligned} \quad (15)$$

$2n_T$ — радиус поворота точки K_1 относительно мгновенного центра поворота K_2 , равный 2,45 м;

M_1 и M_2 — моменты сил от «паразитного» трения скольжения колес СКП по рельсам, формируемые некомпенсированной разностью путей, пройденных колесами по внешней и внутренней рельсовым нитям, для первой и второй СКП тележки соответственно, Нм,

$$M_1 = M_2 = 2s\mu P_{\text{CT}}^{\text{КП}}, \quad (16)$$

где M_2 — момент силы трения скольжения в подпятнике тележки грузового вагона, определяется из следующего выражения, Нм:

$$M_2 = d_{\text{ПТ}} \cdot \mu \cdot P_{\text{CT}}^{\text{T}} \quad (17)$$

где $d_{\text{ПТ}}$ — диаметр опорной поверхности подпятника тележки ($d_{\text{ПТ}} = 0,308$ м).

Уникальная особенность динамического вписывания тележки с БКП в кривой участок пути состоит в том, что при касании упорного рельса направляющего колеса первой БКП вторая по ходу БКП механически катится по траектории наименьшего сопротивления (трактрисе) в направлении упорной рельсовой нити до момента касания с ней ее направляющего колеса [5, 12].

Длина трактрисы для БКП не превышает 10 м [5]. Таким образом, уже в переходной кривой тележка с БКП гарантированно занимает хордовое положение во всех диапазонах значений скоростей движения и возвышения направляющей рельсовой нити.

В хордовом положении тележки в кривой с $R_{\text{П}} = 300$ м «забегание» точки контакта направляющего колеса БКП с боковой поверхностью головки рельса составляет $\lambda_{\text{НК}} = 3,2$ мм, а соответствующее ему поперечное смещение пятна контакта опорного колеса по рельсу $\lambda_{\text{ОК}} = 0,009$ мм. Установлено, что максимальная осевая упругая деформация опорного колеса БКП в точке контакта имеет значение $\Delta_{\text{ОК}} = 1,2$ мм [8]. С учетом относительной малости поперечного смещения пятна контакта $\lambda_{\text{ОК}} \ll \Delta_{\text{ОК}}$ можно обоснованно принять [13], что за счет упругой деформации опорного колеса идущие друг за другом пятна контакта его поверхности катания следуют по криволинейной траектории рельсовой нити без проскальзывания в режиме трения качения [5, 8]. Поэтому в системе «БКП — рельсовая колея» отсутствуют реакции в виде сил трения скольжения опорных колес в продольном направлении: $T_{11} = T_{12} = T_{21} = T_{22} = 0$ и $M_{1\text{КП}} = M_{2\text{КП}} = 0$ соответственно.

С учетом особенностей динамического вписывания БКП и с использованием параметров, полученных по выражениям (4)–(17), по формуле (3) построены зависимости коэффициента фактора ресурса для СРЦП буксы БКП от значений скорости движения и радиуса кривых участков пути (рис. 3).

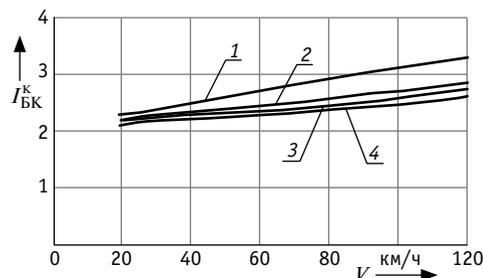


Рис. 3. Зависимость коэффициента фактора ресурса СРЦП БКП от скорости движения и радиусов кривых участков пути: 1 — $R = 300$ м; 2 — $R = 600$ м; 3 — $R = 900$ м; 4 — $R = 1200$ м

Согласно рис. 3, при движении в кривых участках пути ресурс СРЦП буксы блочной колесной пары в 2,4–3,3 раза больше по сравнению с ресурсом СРЦП буксы стандартной колесной пары. Полученный эффект обусловлен в основном за счет хордовой установки тележки с БКП. В этом положении направляющее усилие наружного рельса действует не на одну БКП, а распределяется между двумя БКП тележки, как при свободной установке или перекосе тележки с СКП. В то же время значения радиуса кривой и скорости ее прохождения оказывают меньшее влияние на коэффициент $I_{\text{БК}}^{\text{П}}$.

На рис. 4 представлены траектории движения тележек с СКП и БКП в прямом участке пути [5, 8].

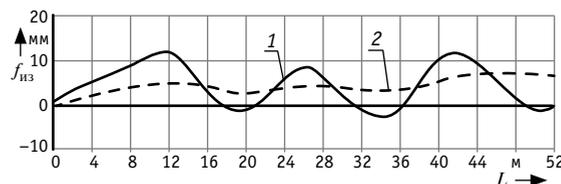


Рис. 4. Траектории движения тележек в прямом участке пути: 1 — стандартная колесная пара; 2 — блочная колесная пара

Центробежная сила, действующая на экипаж при извилистом движении в прямом участке пути, в расчете на одну СКП и БКП вычисляется по формуле

$$F_Y^{\text{цб}} = \frac{mV^2}{R_{\text{из}}}, \quad (18)$$

где $R_{\text{из}}$ — радиус кривизны волны извилистой траектории движения СКП и БКП, определяемый по выражению

$$R_{\text{из}} = \frac{L_{\text{из}}^2}{32f_{\text{из}}}, \quad (19)$$

где $L_{\text{из}}$ — длина волны криволинейной траектории движения тележки, приняты следующие обозначения и их значения: $L_{\text{изС}} = 18$ м — для СКП, $L_{\text{изБ}} = 20$ –120 м — для БКП (см. рис. 4); $f_{\text{из}}$ — амплитуды волн траекторий движения тележек, $f_{\text{изС}} = 6$ мм — для СКП, $f_{\text{изБ}} = 1,5$ мм — для БКП (см. рис. 4).

Осевая сила, действующая на буксы СКП или БКП, равна

$$F_a = F_Y^{\text{цб}}. \quad (20)$$

После подстановки результатов расчетов по формулам (4)–(9) и (14)–(20) в уравнение (3) получены значения коэффициента фактора ресурса СРЦП буксы БКП в зависимости от скорости и длин волн траекторий движения тележек в прямых участках пути (рис. 5). При этом учитывались два варианта: с касанием и без касания гребней СКП или направляющих колес БКП головки рельса. Как видно из рис. 5, существенное влияние на увеличение ресурса СРЦП буксы БКП оказывает значение длины волны извилистого движения.

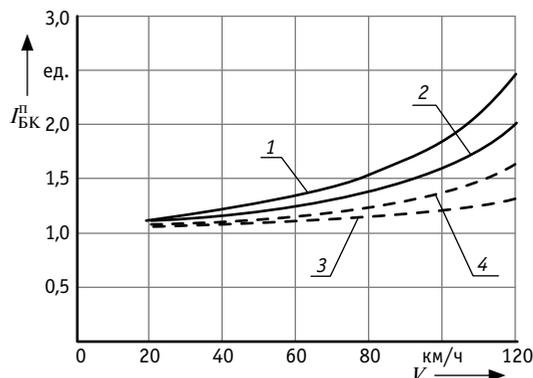


Рис. 5. Зависимость коэффициента фактора ресурса ($I_{БК}^p$) СРЦП буксы БКП от скорости движения тележек в прямых участках пути при $L_{изС} = 18$ м:
1 и 3 — $L_{изБ} = 18$ м (соответственно с касанием гребней головок рельсов и без касания); 2 и 4 — $L_{изБ} = 120$ м (соответственно с касанием гребней головок рельсов и без касания)

Длина волны СКП зависит от значения конусности поверхности катания колес и для стандартного профиля ($\leq 1:10$) составляет $L_{изС} = 18$ м. Кроме того, установлено [12], что в прямом участке пути между траекториями извилистого движения СКП и рельсовой колеей действует жесткая синхронизация со сдвигом по фазе между ними, равной 90° . В этом случае гребень колеса СКП касается головки рельса на встречной стороне полуволны траектории рельсовой колеи. Доля длины этого участка составляет $0,25L_{из}^p$. При движении со среднетехнической скоростью ($V_T = 50$ км/ч) коэффициенты ресурсов СРЦП (см. рис. 5) принимают следующие значения: при касании гребня СКП и направляющего колеса БКП боковой поверхности головок рельсов $I_{БК50}^{п1} = 1,25$, без касания $I_{БК50}^{п2} = 1,1$.

Используя значения долей длин извилистой траектории (0,25 и 0,75) прямого участка в качестве весовых коэффициентов, получаем обобщенный коэффициент фактора ресурса СРЦП в прямом участке пути, равный

$$I_{БК50}^{п0} = 0,25 \cdot I_{БК50}^{п1} + 0,75 \cdot I_{БК50}^{п2} = 1,135.$$

При движении с конструкционной скоростью ($V_K = 120$ км/ч) (см. рис. 5) для этих же условий обобщенный коэффициент фактора ресурса равен

$$I_{БК120}^{п0} = 0,25 \cdot I_{БК120}^{п1} + 0,75 \cdot I_{БК120}^{п2} = 1,825.$$

Аналогичные расчеты обобщенных коэффициентов фактора ресурса выполнены и для кривых участков пути. Так, для значений технической и конструкционной скоростей при среднеобобщенном радиусе кривых участков пути, равном $R_{ср} = 750$ м, получено, что $I_{БК50}^{к0} = 2,4$ и $I_{БК120}^{к0} = 2,9$ (см. рис. 3).

Известно, что 47 % длины магистральных линий РЖД составляют кривые участки пути. С использованием весовых коэффициентов для долей длин кривых (0,47) и прямых (0,53) участков в общей протяженности магистральных линий и соответствующих им величин $I_{БК50}^{п0}$, $I_{БК50}^{к0}$, $I_{БК120}^{п0}$ и $I_{БК120}^{к0}$ определены значения обобщенных коэффициентов факторов ресурса СРЦП БКП для всей протяженности магистральных линий РЖД:

при движении с технической скоростью (50 км/ч)

$$I_{БК50}^{п-к} = 0,53 \cdot I_{БК50}^{п0} + 0,47 \cdot I_{БК50}^{к0} = 1,73;$$

при движении с конструкционной скоростью (120 км/ч)

$$I_{БК120}^{п-к} = 0,53 \cdot I_{БК120}^{п0} + 0,47 \cdot I_{БК120}^{к0} = 2,32.$$

Таким образом, по результатам выполненного исследования можно сделать следующие выводы.

1. Коэффициент фактора ресурса является объективной сравнительной оценкой влияния конструктивных особенностей блочной колесной пары на ресурс подшипников буксы.

2. Внедрение блочной колесной пары позволит:

при движении грузового вагона с технической скоростью 50 км/ч увеличить обобщенный ресурс СРЦП буксы БКП в 1,73 раза по сравнению с СРЦП буксы СКП (при переводе в километры пробега это 865,0 тыс. км для СРЦП буксы БКП в сравнении с 500 тыс. км для СРЦП буксы СКП);

при движении с конструкционной скоростью 120 км/ч увеличить ресурс СРЦП буксы БКП в 2,32 раза по сравнению с СРЦП буксы СКП;

увеличить межремонтные пробеги грузовых вагонов; снизить вредное воздействие на окружающую среду.

Литература

1. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Дж. Харрис, С. М. Захаров, Дж. Ландарен [и др.]. Москва : Интекст, 2002. 408 с.
2. Механическая часть тягового подвижного состава / Под ред. И. В. Бирюкова. Москва : Транспорт, 2013. 440 с.
3. ГОСТ 18855–2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс. Москва : Стандартинформ, 2014. 56 с.
4. Колесо рельсового транспортного средства / В. В. Шилер, А. В. Шилер, А. Н. Головаш, П. Н. Рубежанский: патент 2207250 Российская Федерация. № 2000125462/28; заявл. 10.09.2000; опубл. 27.06.2003, Бюл. № 18.
5. Шилер В. В., Шилер А. В. Новая конструкция колесной пары для рельсового транспорта // Техника железных дорог. 2012. № 4 (20). С. 64–73. ISSN 1998–9318.
6. Шилер В. В. Особенности формирования траектории движения стандартной колесной пары // Транспорт Урала. 2013. № 1 (36). С. 88–93. ISSN 1815–9400.
7. Лысюк В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов. Москва : Транспорт, 2002. 215 с.
8. Шилер В. В., Шилер А. В. Результаты натурных статических испытаний колесной пары блочной конструкции для грузового вагона железнодорожного транспорта // Техника железных дорог. 2019. № 1 (45). С. 84–88. ISSN 1998–9318.
9. Вериги М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. Москва : Транспорт, 1986. 559 с.
10. Чернышев М. А. Железнодорожный путь. Москва : Транспорт, 1974. 352 с.
11. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. Т. 1. Статика и кинематика. Москва : Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1955. 379 с.
12. Кильдибеков А. Б., Шилер В. В., Шилер А. В. Математическая модель динамического взаимодействия колесной пары с гибкими бандажами и рельсовой колеи // Известия ПГУПС. 2013. № 3 (36). С. 79–90. ISSN 1815–588X.
13. Неймарк Ю. И., Фуфаев Н. А. Динамика неголономных систем. Москва : Наука, 1967. 498 с.

References

1. Best practices for heavy haul railway operations: wheel and rail interface issues [Obobshhenie peredovogo opyta tyazhelovesnogo dvizheniya: voprosy vzaimodeystviya kolesa i rel'sa] / W. J. Harris, S. M. Zakharov, J. Lundgren [et al.]. Moscow : Intext, 2002. 408 p.
2. Mechanical part of tractive rolling stock [Mekhanicheskaya chast' tyagovogo podvizhnogo sostava] / Ed. by I. V. Biryukov. Moscow : Transport, 2013. 440 p.
3. GOST 18855–2013. Rolling bearings. Dynamic load rating and rating life [Podshipniki kacheniya. Dinamicheskaya gruzopod'emnost' i nominal'nyy resurs]. Moscow : Standardinform, 2014. 56 p.
4. Wheel of rail vehicle [Koleso rel'sovogo transportnogo sredstva] / V. V. Shiler, A. V. Shiler, A. N. Golovash, P. N. Rubzhanskiy: patent 2207250 Russian Federation. No. 2000125462/28; filed 10.09.2000; publ. 27.06.2003, Bulletin No. 18.
5. Shiler A. V., Shiler V. V. The new design of the wheel set for the railway transport [Novaya konstruktsiya kolesnoy pary dlya rel'sovogo transporta] // Railway Equipment. 2012. No. 4 (20). Pp. 64–73. ISSN 1998–9318.
6. Shiler V. V. Specifics of motion pattern development of standard wheel pair [Osobennosti formirovaniya traektorii dvizheniya standartnoy kolesnoy pary] // Transport of the Urals. 2013. No. 1 (36). Pp. 88–93. ISSN 1815–9400.
7. Lysyuk V. S. Reasons and mechanism of derailment. Problem of wheel and rail wear [Prichiny i mekhanizm skhoda kolesa s rel'sa. Problema iznosa koles i rel'sov]. Moscow : Transport, 2002. 215 p.
8. Shiler V. V., Shiler A. V. Results of full-scale static tests of the wheelset of block construction for a freight wagon of railway transport [Rezultaty naturnykh staticheskikh ispytaniy kolesnoy pary blochnoy konstruktsii dlya gruzovogo vagona zheleznodorozhnogo transporta] // Railway Equipment. 2019. No. 1 (45). Pp. 84–88. ISSN 1998–9318.
9. Verigo M. F., Kogan A. Ya. Interaction of track and rolling stock [Vzaimodeystvie puti i podvizhnogo sostava]. Moscow : Transport, 1986. 559 p.
10. Chernyshev M. A. Railway track [Zheleznodorozhnyy put']. Moscow : Transport, 1974. 352 p.
11. Loytsyanskiy L. G., Lurye A. I. Theoretical mechanics course. Vol. 1. Statics and kinematics [Kurs teoreticheskoy mekhaniki. T. 1. Statika i kinematika]. Moscow, 1955. 379 p.
12. Kildibekov A. B., Shiler A. V., Shiler V. V. Estimate procedure of probability of timely freight delivery by railway transport [Matematicheskaya model' dinamicheskogo vzaimodeystviya kolesnoy pary s gibkimi bandazhami i rel'sovoy kolei] // Proceedings of Petersburg Transport University. 2013. No. 3 (36). Pp. 79–90. ISSN 1815–588X.
13. Neymark Yu. I., Fufaev N. A. Dynamics of nonholonomic systems [Dinamika negolonomykh system]. Moscow : Science, 1967. 498 p.

Объем статьи 0,64 авторских листа

УДК 504.7:502.3:629.4

Владимир Григорьевич Булаев, доктор технических наук, профессор кафедры «Техносферная безопасность» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия

ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ ДИЗЕЛЕЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА ПАРНИКОВЫЙ ЭФФЕКТ

Vladimir Grigoryevich Bulaev, DSc in Engineering, Professor, Technospheric Safety Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia

Assessment of influence of railway rolling stock diesel engines on the greenhouse effect

Аннотация

В статье проанализировано воздействие, которое оказывают выбросы парниковых газов, содержащихся в отработавших газах тепловозных дизелей, на образование парникового эффекта. Показано, что выбросы в окружающую воздушную среду углекислого газа и оксидов азота весьма значительны и должны учитываться в общем балансе выбросов парниковых газов страны.

Ключевые слова: вредные выбросы, отработавшие газы, парниковый эффект, углекислый газ, оксиды азота, двигатель внутреннего сгорания, дизель, тепловоз.

Abstract

The paper analyses influence that greenhouse gases emissions contained in exhaust gases of diesel engines render on formation of the greenhouse effect. The author shows that except CO₂ in the total balance of greenhouse gases emissions it is necessary to consider also nitrogen oxides emissions that more aggressively than the carbon dioxide affect the air environment.

Keywords: noxious emissions, exhaust gases, greenhouse effect, carbon dioxide, nitrogen oxides, internal combustion engine, diesel engine, diesel locomotive.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-39-42

Глобальное потепление климата на Земле обусловлено в том числе выбросами в воздушную среду вредных веществ, в частности парниковых газов. Источники таких выбросов — промышленные предприятия, транспортные средства, оборудованные двигателями внутреннего сгорания (ДВС), и т.д.

В России к числу основных потребителей жидкого углеводородного топлива, при сгорании которого в цилиндрах двигателя образуются парниковые газы, относится железнодорожный транспорт. Однако точной оценки влияния железнодорожного транспорта (в частности, выбросов от тепловозов и путевых машин) на парниковый эффект до сих пор нет — пока оценивается только экологическая опасность загрязнения окружающей среды. Хотя учитывать следует выбросы и нормируемых (CO, CH, NO_x, твердые частицы), и тех ненормируемых компонентов (SO₂, альдегиды, CO₂), опасность которых общепризнана. Что касается парниковых газов, то до последнего времени их выбросы тоже не учитывались. Отметим, что концентрация нормируемых токсичных компонентов в составе отработавших газов (ОГ) определяется техническим уровнем конструкции ДВС, а их предельные значения регламентируются международными и национальными стандартами. В качестве примера можно привести нормы США (нормы Tier), на которые ориентируются во многих странах [1].

К парниковым газам относятся диоксид углерода (CO₂), метан (CH₄), оксиды азота (NO_x), гидрофторуглероды (ГФУ), перфторуглероды (ПФУ), гексафторид серы (SF) [2–5]. Из перечисленного списка в составе ДВС нормируется только выброс оксидов азота (это основные компоненты, определяющие токсичность отработавших газов дизелей), которые оказывают влияние на здоровье человека и являются одной из причин возникновения кислотных дождей. Однако их воздействие на изменение климата не учитывается.

Парниковые газы обладают разной активностью в образовании парникового эффекта, в частности, по сравнению с углекислым газом негативное влияние метана в 25 раз, а оксидов азота — в 298 раз выше [2–4]. Поэтому роль метана и оксидов азота необходимо учитывать в парниковом эффекте, а значит, разрабатывать новые способы снижения их выбросов, что

становится для конструкторов ДВС сложной проблемой, так как некоторые из этих способов приводят к росту содержания углекислого газа и продуктов неполного сгорания топлива.

Суммарный выброс парниковых газов, образующихся при эксплуатации ДВС (в частности, дизелей) на железных дорогах, до сих пор не оценивается, несмотря на то что этого требуют нормативные документы [6, 7]. Так как современные тепловозные дизели обладают большой мощностью, сосредоточенной в одном агрегате, они массивно выбрасывают в атмосферу вредные отработавшие газы, в том числе парниковые. По нашим расчетам, основанным на инструментальном контроле состава ОГ и расходе топлива по сети ОАО «РЖД» (без учета промышленного железнодорожного транспорта), выброс вредных компонентов доходит до 1,2 млн т в год [1, 8].

Среди нетоксичных выбросов заслуживает внимания углекислый газ (CO₂). Пока что его содержание в ОГ не нормируется, однако вопрос о нормировании становится все более актуальным в связи с особой ролью, которую играют выбросы CO₂ в парниковом эффекте. С другой стороны, повышенное содержание в атмосфере CO₂ благоприятно отражается на интенсивности фотосинтеза, что способствует развитию растений и увеличению урожайности зерновых культур.

Учитывая растущее негативное влияние парниковых газов на изменение климата, территориальные органы Росприроднадзора разместили на своих официальных сайтах запрос сведений об объеме выбросов. В соответствии с запросом фактическая масса выбросов парниковых газов должна быть представлена в пересчете на углекислый газ (CO₂-эквивалент), т/год. На текущий момент предлагаемые изменения не включены в требования Федерального закона № 7-ФЗ, соответственно расчет и представление сведений о выбросах парниковых газов отсутствуют, так как упомянутый проект не является обязательным для исполнения.

Рассмотрим результаты исследований по выбросам углекислого газа и оксидов азота в составе ОГ в зависимости от нагрузки на коленчатом валу ДВС (табл. 1) [5].

На основании данных, приведенных в табл. 1, рассчитаны выбросы парниковых газов (CO₂, NO_x), поступающие в окружающую среду вместе с ОГ тепловоза ТГМ6А. Маневровый тепловоз мощностью дизеля 1200 л.с. в течение года работает около 8000 ч, потребляя до 140 т дизельного топлива, и образует весомый выброс парниковых газов. Причем, поскольку мощность современных тепловозных дизелей достигает 6000 л.с., это приводит к значительным выбросам ОГ в воздушную среду.

Наши расчеты показывают, что выброс CO₂ в атмосферу составляет 3,933 кг на 1 кг сгоревшего топлива. Аналогичные данные получены и в работе [9]. За год эксплуатации тепловоза выбросы CO₂ достигают 788 т. В течение года тепловозы ОАО «РЖД» потребляют не менее 2,6 млн т дизельного топлива, т.е. на долю выбросов CO₂ приходится от 10 млн т. А если принимать во внимание и тепловозы промышленного назначения, то эта доля значительно возрастает, что необходимо учитывать в общем балансе выбросов парниковых газов страны.

Кроме того, в связи с большой агрессивностью роль метана и оксидов азота в суммарном воздействии на изменение климата становится соизмерима с ролью углекислого газа, поэтому их выбросы в атмосферу тоже необходимо учитывать. Например, по нашим данным [5], тепловоз ТГМ6А ежегодно выбрасывает до 18 т оксидов азота (а это пятый по значимости парниковый газ). Вклад NO_x в глобальное потепление оценивается как 6 % общего воздействия парниковых газов [4].

Следует отметить, что дизель- и тепловозостроительные компании многих стран для снижения вредных выбросов разрабатывают системы обезвреживания ОГ, однако выбросам парниковых газов внимание до сих пор не уделяется.

Таблица 1

Содержание в ОГ парниковых газов и их выброс при эксплуатации дизеля ЗА-6Д49 (тепловоз ТГМ6А, мощность двигателя 1200 л.с.)

Показатель	Позиция контроллера (ПК)								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность двигателя (Ne), л.с.	–	80	100	300	430	590	840	930	1200
Выбросы ОГ (Q), г/с	0,35	0,35	0,606	0,840	1,075	1,31	1,55	1,78	2,0
Температура ОГ (t), °C	110	200	220	350	405	530	405	500	550
Объемный выброс ОГ (Q), м ³ /ч	1620	1620	1800	5300	7420	10960	11600	12600	14200
O ₂ , об.%	18	16	14	12	11	10	11	10	10
CO ₂ , об.%	1,5	3,5	4,5	6	7	7,5	6	7	8
CO ₂ , г/м ³	29,46	65,02	112,93	102,13	150,64	136,11	121,38	141,02	132,0
CO ₂ , кг/ч	28,70	63,33	149,97	161,77	287,42	338,10	419,48	543,13	725,60
NO _x , г/л. с.	–	21,59	26,3	14,7	12	11	9,25	8,8	6,9
NO _x , г/ч	–	760	2630	3830	5150	6410	6750	8160	8270
Весовой коэффициент	0,5971	0,1127	0,0930	0,0867	0,0519	0,0324	0,0146	0,0057	0,0059
Работа на ПК, ч	4720	880	720	640	400	240	80	40	47

Наметились такие способы снижения вредных выбросов, как использование каталитических нейтрализаторов, рециркуляция ОГ на линию всасывания дизеля, применение впрыска раствора мочевины в поток ОГ до катализатора. Два последних способа направлены на снижение выбросов оксидов азота.

Однако применение некоторых из перечисленных методов приводит к росту концентрации CO_2 в составе ОГ. Поэтому при выборе способа обезвреживания ОГ эту особенность необходимо учитывать.

На рис. 1 и 2 представлены результаты измерения концентрации CO_2 и O_2 при работе дизеля с рециркуляцией газов и при совместной работе комплексной системы обезвреживания, состоящей из каталитического нейтрализатора и рециркуляции ОГ.

Как показывает анализ полученных результатов, при работе дизеля с рециркуляцией газов с нулевой по четвертую позицию контроллера, т.е. в диапазоне нагрузок до 0,48–0,58 % (см. рис. 1) концентрация CO_2 растет, содержание кислорода падает, но при этом происходит значительное снижение концентрации оксидов азота (от 18 до 57 %), что приводит к снижению выброса оксидов азота на 4 т, на 30 % растут концентрации продуктов неполного сгорания топлива (сажа, окись углерода, альдегиды и др.). В данном диапазоне нагрузок маневровый тепловоз работает до 80 % рабочего времени [5].

При использовании каталитического нейтрализатора (см. рис. 2) происходит незначительное повышение концентрации CO_2 в отработавших газах (за счет беспламенного каталитического горения вредных веществ на катализаторе), однако это не приводит к росту негативного влияния тепловозов на парниковый эффект.

С другой стороны, снижение выброса оксидов азота за счет рециркуляции газов, а также снижение концентрации углеводородов и метана в каталитическом нейтрализаторе также в целом отразится положительно.

Вместе с тем следует отметить, что работе дизеля с рециркуляцией газов присущи некоторые недостатки, такие, например, как отложение сажи в воздухоподводящем канале и на впускных клапанах. Чтобы их исключить, требуется устанавливать дополнительные фильтры или устройства для дожигания сажи [8].

Еще один перспективный способ снижения содержания оксидов азота — использование аммиака или раствора мочевины, которые подаются в поток ОГ до каталитического (селективного) нейтрализатора.

В последние 10–15 лет восстановление оксидов азота аммиаком получило широкое распространение как базовый метод обезвреживания NO_x в ОГ дизелей [10]. В качестве восстанавливающего реагента применяется 32,5 %-й водный раствор карбамида NHCO (мочевины), который впрыскивается в поток ОГ в виде эмульсии.

При использовании аммиака (мочевины) концентрация сажи (твердых частиц) и CO_2 в отработавших газах не растет, в этом и состоит преимущество данного способа перед рециркуляцией ОГ. Окончательное решение о применении

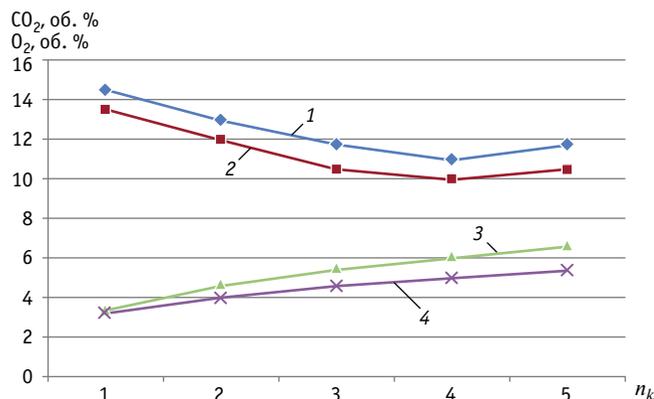


Рис. 1. Содержание кислорода и углекислого газа в составе ОГ дизеля 8ЧН26/26 (тепловоз ТГМ6А) при работе с рециркуляцией газов: n_k — позиция контроллера; 1 — O_2 без рециркуляции; 2 — O_2 с рециркуляцией; 3 — CO_2 с рециркуляцией; 4 — CO_2 без рециркуляции

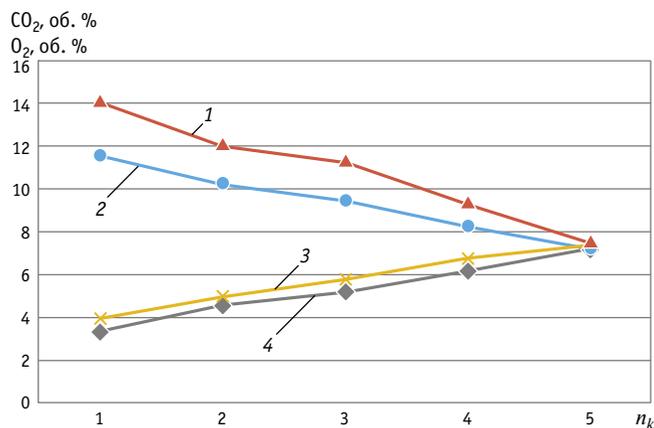


Рис. 2. Содержание кислорода и углекислого газа в составе отработавших газов дизеля 8ЧН26/26 (тепловоз ТГМ6А) при совместном применении рециркуляции газов и каталитического нейтрализатора: 1 — O_2 до нейтрализации; 2 — O_2 после нейтрализации; 3 — CO_2 после нейтрализации; 4 — CO_2 до нейтрализации

рециркуляции или использовании мочевины должно приниматься в каждом конкретном случае в зависимости от места эксплуатации тепловоза и предъявляемых к нему требований по выбросу вредных веществ. Например, требования к маневровым тепловозам промышленного назначения должны быть более жесткими, чем к магистральным, так как в процессе эксплуатации им приходится заходить в производственные помещения. Стоимость современных средств обезвреживания ОГ дизелей тепловозов доходит до половины его стоимости.

Таким образом, при оценке роли железнодорожного транспорта в парниковом эффекте необходимо учитывать выбросы оксидов азота исходя из их высокой агрессивности.

Литература

1. Булаев В. Г. Экологическая безопасность тепловозов и пути ее решения // Железнодорожный транспорт. 2011. № 8. С. 70–72. ISSN 0044–4448.
2. Причины усиления парникового эффекта и возможные последствия, основные парниковые газы. URL: <https://uglekislygaz.ru/parnikoviy-effect/o-parnikovom-effecte/?ysclid=l844oupnv2264139769> (дата обращения: 18.09.2021).
3. Климатологи впервые оценили парниковый эффект метана с помощью полевых измерений. URL: <https://nplus1.ru/news/2018/04/04/methane-forcing?ysclid=l844whkgm9988753439> (дата обращения: 18.09.2021).
4. Влияние оксидов азота на окружающую среду. URL: <https://lektcii.org/14-25858.html?ysclid=l844yyjwrt306886645> (дата обращения: 18.09.2021).
5. Булаев В. Г. Экологическая безопасность тягового подвижного состава. Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2010. 164 с.
6. Об утверждении методических указаний по количественному определению объема косвенных энергетических выбросов парниковых газов: приказ Минприроды России от 29.06.2017 г. № 330. URL: <https://minjust.consultant.ru/documents/37099?items=1&page=2> (дата обращения: 18.09.2021).
7. Об утверждении методики определения количества выбросов парниковых газов в ОАО «РЖД»: распоряжение ОАО «РЖД» от 08.08.2017 г. № 1602р.
8. Булаев В. Г. Перспективные системы очистки отработавших газов тепловозных дизелей // Транспорт Урала. 2019. № 3 (62). С. 68–73. DOI: 10.20291/1815-9400-2019-3-68-73. ISSN 1815–9400.
9. Ливчак И. Ф., Воронов Ю. В. Охрана окружающей среды. Москва : Стройиздат, 1988. 192 с.
10. Восстановление оксидов азота в выхлопных газах дизельных двигателей: перспективы использования синтез-газа / В. А. Кириллов, Е. И. Смирнов, Ю. И. Амосов [и др.] // Кинетика и катализ. 2009. Т. 50. № 1. С. 22–30. ISSN 0453–8811.

Объем статьи 0,41 авторских листа

References

1. Bulaev V. G. Environmental safety of diesel locomotives and ways to improve it [Ekologicheskaya bezopasnost' teplovozov i puti ee povysheniya] // Railway Transport. 2011. No. 8. Pp. 70–72. ISSN 0044–4448.
2. Reasons of the greenhouse effect strengthening and possible consequences, main greenhouse gases [Prichiny usileniya parnikovogo effekta i vozmozhnye posledstviya, osnovnye parnikovye gazy]. URL: <https://uglekislygaz.ru/parnikoviy-effect/o-parnikovom-effecte/?ysclid=l844oupnv2264139769> (access date: 18.09.2021).
3. Climatologists have assessed the greenhouse effect of methane with the use of field measurements for the first time [Klimatologi v pervye otsenili parnikovyy effekt metana s pomosh'yu polevykh izmereniy]. URL: <https://nplus1.ru/news/2018/04/04/methane-forcing?ysclid=l844whkgm9988753439> (access date: 18.09.2021).
4. Influence of nitrogen oxides on the environment [Vliyaniye oksidov azota na okruzhayushhuyu sredyu]. URL: <https://lektcii.org/14-25858.html?ysclid=l844yyjwrt306886645> (access date: 18.09.2021).
5. Bulaev V. G. Ecological safety of the traction rolling stock [Ekologicheskaya bezopasnost' tyagovogo podvizhnogo sostava]. Ekaterinburg : Publishing House of USURT, 2010. 164 p.
6. On approval of guidelines of quantitative determination of indirect energy emission volumes of greenhouse gases [Ob utverzhdenii metodicheskikh ukazaniy po kolichestvennomu opredeleniyu ob'ema kosvennykh energeticheskikh vybrosov parnikovyykh gazov]: the Order of the Ministry of Natural Resources and Environment of the Russian Federation dated 29.06.2017 No. 330. URL: <https://minjust.consultant.ru/documents/37099?items=1&page=2> (access date: 18.09.2021).
7. On approval of method for determination of volumes of greenhouse gases emissions in the JSC «RZD» [Ob utverzhdenii metodiki opredeleniya kolichestva vybrosov parnikovyykh gazov v ОАО «RZhD»]: the Order of JSC «RZD» dated 08.08.2017 No. 1602p.
8. Bulaev V. G. Perspective exhaust fumes control systems of locomotive-type diesel engines [Perspektivnye sistemy oчитki otrabotavshikh gazov teplovoznyykh dizeley] // Transport of the Urals. 2019. No. 3 (62). Pp. 68–73. DOI: 10.20291/1815-9400-2019-3-68-73. ISSN 1815–9400.
9. Livchak I. F., Voronov Yu. V. Environmental protection [Okhрана okruzhayushhey sredy]. Moscow : Stroyizdat, 1988. 192 p.
10. Reduction of nitrogen oxides in diesel exhaust: prospects for use of synthesis gas [Vosstanovlenie oksidov azota v vykhopnykh gazakh dizeľnykh dvigateley: perspektivy ispol'zovaniya sintez-gaza] / V. A. Kirillov, E. I. Smirnov, Yu. I. Amosov [et al.] // Kinetics and Catalysis. 2009. Vol. 50. No. 1. Pp. 22–30. ISSN 0453–8811.

УДК 656.259.12

Евгений Михайлович Тарасов, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Автоматика, телемеханика и связь на железнодорожном транспорте» Самарского государственного университета путей сообщения (СамГУПС), Самара, Россия,

Анна Евгеньевна Тарасова, аспирант кафедры «Автоматика, телемеханика и связь на железнодорожном транспорте» Самарского государственного университета путей сообщения (СамГУПС), Самара, Россия,

Вадим Александрович Надежкин, аспирант кафедры «Автоматика, телемеханика и связь на железнодорожном транспорте» Самарского государственного университета путей сообщения (СамГУПС), Самара, Россия

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ДРОССЕЛЬ-ТРАНСФОРМАТОРОВ ПО УСЛОВИЯМ ОБРАТИМОСТИ МАТРИЦЫ ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНИКА

Evgeniy Mikhaylovich Tarasov, DSc in Engineering, Professor, Head of Automation, Telemechanics and Communication in Railway Transport Department, Samara State Transport University (SSTU), Samara, Russia,

Anna Evgenyevna Tarasova, postgraduate student, Automation, Telemechanics and Communication in Railway Transport Department, Samara State Transport University (SSTU), Samara, Russia,

Vadim Alexandrovich Nadezhkin, postgraduate student, Automation, Telemechanics and Communication in Railway Transport Department, Samara State Transport University (SSTU), Samara, Russia

Selection of parameters of impedance bonds according to invertibility conditions of quadrupole matrix

Аннотация

Качество согласования аппаратуры рельсовых цепей с рельсовыми линиями зависит от параметров дроссель-трансформаторов, которые в процессе изготовления и эксплуатации изменяются. Вследствие этого нарушаются условия согласования, что ухудшает устойчивость функционирования систем интервального регулирования движения поездов. Модели, используемые в настоящее время, идеализированы и не позволяют выявлять параметры, которые приводят к невыполнению условий симметрии.

В статье представлен подход, который дает возможность, анализируя выполнение условий обратимости матрицы симметричного четырехполюсника дроссель-трансформатора, определять параметры, приводящие к невыполнению условий обратимости, а затем корректирующим воздействием на эти параметры минимизировать погрешность выполнения условий обратимости.

Ключевые слова: рельсовая линия, дроссель-трансформатор, четырехполюсник, системы уравнений, коэффициенты четырехполюсника, ошибка выполнения условий обратимости.

Abstract

Quality of coordination of equipment for track circuits with rail lines depends on parameters of impedance bonds that change in process of production and operation. Consequently, coordination conditions are violated, which deteriorates sustainability of operation of spacing traffic control systems. Currently used models are idealised and can't reveal parameters that lead to violation of symmetry conditions.

The paper presents an approach that allows determining parameters that lead to violation of invertibility conditions on the basis of execution of invertibility conditions of impedance bond symmetric quadrupole matrix and then allows minimizing inaccuracies of execution of invertibility conditions with the use of corrective actions on these parameters.

Keywords: rail line, impedance bond, quadrupole, system of equations, quadrupole coefficients, error of execution of invertibility conditions.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-43-47

ВВЕДЕНИЕ

Путевые дроссель-трансформаторы представляют собой электромагнитные устройства, обеспечивающие пропуск обратного тягового тока, обходя изолирующие стыки, и позволяющие согласовывать малые сопротивления рельсовой линии с высоким сопротивлением аппаратуры питающего и приемного концов рельсовых цепей. При расчетах они рассматриваются как идеальный трансформатор с коэффициентом трансформации $n = w_1/w_2$, где w_1 и w_2 — число витков основной и дополнительной обмоток, и сопротивлением $Z_{\text{д}}$ учитывающим обобщенные потери холостого хода и представляющим собой сопротивление основной обмотки путевого дроссель-трансформатора [1]. Для определения общих закономерностей явлений, происходящих в рельсовых цепях, и для ориентировочных расчетов такая схема замещения четырехполюсника дроссель-трансформатора вполне подходит. Однако для оценки потерь и выявления параметров, вызывающих отклонение характеристик дроссель-трансформаторов, она неприемлема. Поэтому возникает необходимость в разработке такого подхода, который позволяет учитывать потери в сердечнике и обмотках, приводящие к асимметрии коэффициентов четырехполюсника дроссель-трансформатора [2].

ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНАЯ МОДЕЛЬ ДРОССЕЛЬ-ТРАНСФОРМАТОРА

При расчетах рельсовых цепей дроссель-трансформатор представляется в виде четырехполюсника, токи и напряжения на входе и выходе которого описываются уравнениями [3, 4]:

$$U_1 = a_{11}U_2 + a_{12}I_2;$$

$$I_1 = a_{21}U_2 + a_{22}I_2.$$

Как правило, в четырехполюсной схеме замещения дроссель-трансформатора матрица имеет свойство обратимости и определяется соотношением

$$\det A = a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21} = 1, \quad (1)$$

где $A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix}$.

Величина несоответствия условия обратимости оценивается как

$$\xi(A) = \det A - 1. \quad (2)$$

Представим параметры дроссель-трансформатора ДТ-02-500, установленного на приемном конце рельсовой цепи, при числе витков катушек $n_1 = 40$ и частоте тягового тока $f = 50$ Гц, выраженные через матрицу A -параметров [5]:

$$A = \begin{pmatrix} 0,03e^{-j2^\circ} & 1,47e^{j61^\circ} \\ 0,14e^{-j82^\circ} & 40,1e^{-j1^\circ} \end{pmatrix}. \quad (3)$$

В соответствии с (2) погрешность исполнения условия обратимости составляет

$$\xi(A) = 0,0129.$$

Для определения причины несоответствия выразим параметры дроссель-трансформатора через Z -параметры

$$Z = \begin{pmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{pmatrix}, \quad (4)$$

в которых, согласно условию обратимости (1), $Z_{12} = Z_{21}$.

Так как априори известны коэффициенты A -параметров, преобразуем Z -параметры через A -параметры [6]

$$Z = \begin{pmatrix} -1 & a_{11} \\ 0 & a_{21} \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} 0 & a_{12} \\ 1 & a_{22} \end{pmatrix} = \frac{1}{a_{21}} \begin{pmatrix} a_{11} & \det A \\ 1 & a_{22} \end{pmatrix} \quad (5)$$

и, подставляя (3) в (5), получим

$$Z = \begin{pmatrix} 0,0409 + j0,2103 & 1,0739 + j7,1194 \\ 0,9941 + j7,0733 & 44,8073 + j282,91 \end{pmatrix}. \quad (6)$$

На схеме замещения дроссель-трансформатор представляется как трансформатор с выделенными активными сопротивлениями обмоток и взаимной индуктивностью M между обмотками L_1 и L_2 (рис. 1).

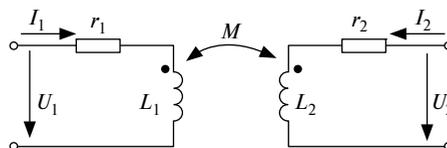


Рис. 1. Схема замещения дроссель-трансформатора

Согласно схеме, представленной на рис. 1, напряжения и токи в обмотках описываются системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} (r_1 + j\omega L_1)I_1 + j\omega MI_2 &= U_1 \\ j\omega MI_1 + (r_2 + j\omega L_2)I_2 &= U_2 \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

В матричном виде система (7) имеет вид

$$Z \cdot I = U,$$

где

$$Z = \begin{pmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} r_1 + j\omega L_1 & j\omega M \\ j\omega M & r_2 + j\omega L_2 \end{pmatrix}; \quad (8)$$

$$I = [I_1, I_2]^T; \quad U = [U_1, U_2]^T.$$

Из (6) и (8) следует:

1) для удовлетворения условиям обратимости коэффициентов Z_{12} и Z_{21} со значением погрешности, равным примерно 1 %, возникает потребность в корректировке данных коэффициентов с целью выполнения условия обратимости;

2) в упрощенной схеме дроссель-трансформатора, которая показана на рис. 1, не выявляются дополнительные потери, поскольку они приводят к непосредственному несоблюдению условий обратимости с отличными от нуля значениями вещественной части Z_{12} и Z_{21} матрицы (6). Потери можно учесть, если рассматривать взаимную индуктивность как комплексную величину.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОМПЛЕКСНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ОБМОТК В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РАССЕЯНИЯ МАГНИТНЫХ ПОЛЮСОВ И ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В МЕДИ

Если положить

$$Z_M = \frac{Z_{12} + Z_{21}}{2} = 1,034 + j7,096 \text{ Ом}, \quad (9)$$

то четырехполюсник будет взаимным.

Обратный переход от Z - к A -параметрам выполняется операцией

$$A = \begin{pmatrix} -1 & Z_{11} \\ 0 & Z_M \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} 0 & Z_M \\ 1 & Z_{22} \end{pmatrix} = \frac{1}{Z_M} \begin{pmatrix} Z_{11} & \det Z \\ 1 & Z_{22} \end{pmatrix}, \quad (10)$$

где $\det Z = Z_{11} \cdot Z_{22} - Z_M^2$.

С учетом (9) A -параметры матрицы после корректировок равны

$$A_{C_1} = \begin{pmatrix} 0,0299e^{-j2,71^\circ} & 1,4641e^{j61,30^\circ} \\ 0,1394e^{-j81,71^\circ} & 39,94e^{-j0,71^\circ} \end{pmatrix}.$$

Значения матрицы A_{C_1} при отклонениях от данных, полученных эмпирически и представленных в справочнике [5] и в матрице (3), можно оценить с помощью формулы

$$\delta(A_{C_1}) = \frac{1}{4} \sqrt{\sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left(\frac{a_{ij}^C - a_{ij}}{a_{ij}} \right)^2}, \quad (11)$$

где a_{ij}^C — элементы матрицы A_C ;
 a_{ij} — элементы матрицы A .

Проведя вычисления, имеем

$$\delta(A_{C_1}) = 3,23 \cdot 10^{-3}.$$

Полученное значение $\delta(A_{C_1})$ можно минимизировать оптимизацией целевой функции (11).

В (9) делаем замену Z_M соотношением

$$Z_M = [Z_{12} + k_1(Z_{21} - Z_{12}) + (1 + jk_2)]$$

и находим, что при $k_1 = 0,54$ и $k_2 = 3 \cdot 10^{-4}$ функция (11) принимает минимальные значения, а коэффициенты матрицы Z в итоге будут равны

$$Z_{C_2} = \begin{pmatrix} 0,0408 + j0,2103 & 1,0287 + j7,0948 \\ 1,0287 + j7,0948 & 44,807 + j282,902 \end{pmatrix}. \quad (12)$$

Используя процедуру перехода (10), получаем

$$A_{C_2} = \begin{pmatrix} 0,02989e^{-j2,75^\circ} & 1,4724e^{j60,96^\circ} \\ 0,1395e^{-j81,75^\circ} & 39,9535e^{-j0,75^\circ} \end{pmatrix}. \quad (13)$$

Погрешность аппроксимации при скорректированных значениях элементов матрицы (13) соответствует

$$\delta(A_{C_2}) = 2,5 \cdot 10^{-3}.$$

Отсюда, используя (12), с помощью соотношений (7) рассчитаем индуктивность обмоток и коэффициенты связи:

$$L_1 = \frac{\text{Im}(Z_{11})}{\omega} = \frac{0,2103}{314,16} = 0,6696 \cdot 10^{-3} \text{ Гн};$$

$$L_2 = \frac{\text{Im}(Z_{22})}{\omega} = \frac{282,91}{314,16} = 0,9005 \text{ Гн};$$

$$M = \frac{\text{Im}(Z_M)}{\omega} = 0,0226 \text{ Гн};$$

$$K = \frac{M}{\sqrt{L_1 L_2}} = 0,9197.$$

Каждая из индуктивностей L_1 и L_2 имеет компонент, который не зависит от наличия сердечника (рис. 2).

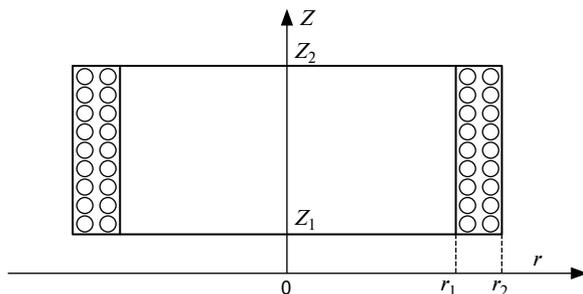


Рис. 2. Схема представления цилиндрической катушки

Следовательно, чтобы определить значения этих компонент, необходимо использовать соотношения для цилиндрической катушки, приведенные в [4]:

$$L = \frac{2\mu_0 w^2}{S} \int_{Z_1}^{Z_2} dZ \int_{r_1}^{r_2} dr \cdot r \int_{r_1}^{r_2} d\rho \cdot \rho \cdot \sum_{i=1}^2 (-1)^i \times \\ \times \frac{Z - Z_i}{\sqrt{(Z - Z_i)^2 + (r + \rho)^2}} \times \\ \times \left\{ \frac{K(t_i) - E(t_i)}{t_i^2} + \frac{(r - \rho)^2}{4r\rho} [K(t_i) - \Pi(k, t_i)] \right\},$$

где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \frac{\text{Гн}}{\text{м}}$ — магнитная проницаемость;

w — количество витков обмотки;

$S = (Z_2 - Z_1) \cdot (r_2 - r_1)$ — площадь обмотки, см²;

$(Z_2 - Z_1)$ — длина катушки, см;

r_1 и r_2 — соответственно внутренний и наружный радиусы катушки с обмотками, см;

k, t_i — добавочные переменные,

$$k = \frac{4\pi r \cdot \rho}{(r + \rho)^2},$$

$$t_i = 2 \sqrt{\frac{r \cdot \rho}{(Z - Z_i)^2 + (r + \rho)^2}}, \quad i \in 1, 2;$$

Z, r, ρ — переменные интегрирования;

$K(t), E(t), \Pi(t)$ — полные интегралы эллиптического происхождения первых, вторых, третьих родов:

$$K(t) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\beta}{\sqrt{1 - t^2 \sin^2 \beta}};$$

$$E(t) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - t^2 \sin^2 \beta} d\beta;$$

$$\Pi(k, t) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\beta}{(1 - k \sin^2 \beta) \sqrt{1 - t^2 \sin^2 \beta}}.$$

Применяя компьютерное моделирование с использованием приведенных выражений, получим следующие значения индуктивностей и индуктивных сопротивлений:

$$L_{10} = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ Гн}; L_{20} = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ Гн};$$

$$X_{10} = 2\pi f L_{10} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ Ом};$$

$$X_{20} = 2\pi f L_{20} = 1,2 \text{ Ом}.$$

Так как на частоте 50 Гц толщина скин-слоя меди, которая составляет 2 см, сравнительно невелика, появляется возможность найти активное сопротивление обмоток без включения в расчет поверхностного эффекта, Ом:

$$R_{10} = \rho \cdot \frac{l_1}{S_1} = 1,78 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{3,2}{1,2 \cdot 10^{-4}} = 5 \cdot 10^{-4};$$

$$R_{20} = \rho \cdot \frac{l_2}{S_2} = 12.$$

В итоге получаем комплексные сопротивления обмоток с учетом рассеяния магнитного поля и потерь мощности в меди, Ом:

$$Z_{10} = (5 + j5) \cdot 10^{-4};$$

$$Z_{20} = 1,2 + j12.$$

Для того чтобы учесть потери в меди и стали, а также рассеяние магнитного потока относительно одной из обмоток, можем представить реальный трансформатор, в котором имеются идеальный трансформатор A_1 и T -образный пассивный четырехполюсник A_2 [7], в виде схемы замещения дроссель-трансформатора (рис. 3).

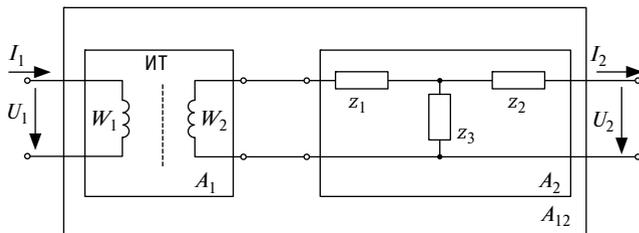


Рис. 3. Схема замещения дроссель-трансформатора

Матрицу A -параметров A_{12} обобщенного четырехполюсника определяем как произведение коэффициентов отдельных каскадно-соединенных четырехполюсников:

$$A_{12} = A_1 \cdot A_2. \quad (14)$$

Для нахождения матриц отдельных четырехполюсников используем соотношение

$$A_1 = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ n_1 & n_1 \end{pmatrix}, \quad (15)$$

где $n_1 = \frac{w_2}{w_1}$ — коэффициент трансформации;

w_1 и w_2 — количество витков основной и дополнительной обмоток трансформатора.

Матрица T -образного пассивного четырехполюсника:

$$A_2 = \frac{1}{Z_3} \begin{pmatrix} Z_1 + Z_3 & (Z_1 + Z_3) \cdot (Z_2 + Z_3) - Z_3^2 \\ 1 & Z_2 + Z_3 \end{pmatrix},$$

где Z_1, Z_2, Z_3 — сопротивления T -образной схемы замещения, матрица Z -параметров которой равна

$$Z_2 = \begin{pmatrix} Z_1 + Z_3 & Z_3 \\ Z_3 & Z_2 + Z_3 \end{pmatrix}. \quad (16)$$

Можно выделить A -параметры T -образной схемы замещения при помощи формулы (14)

$$A_2 = A_1^{-1} \cdot A_{12}. \quad (17)$$

С учетом значения матрицы (3) для A_{12} анализируемого устройства и выражений (15) и (17) получаем

$$A_2 = \begin{pmatrix} 1,198 - j0,0628 & 28,507 + j51,428 \\ (0,487 - j3,466) \cdot 10^{-3} & 1,002 - j0,0175 \end{pmatrix}.$$

Используя формулу (5), выводим Z -параметры T -образной схемы замещения

$$Z_2 = \begin{pmatrix} 65,42 + j336,56 & 42,96 + j284,77 \\ 39,76 + j282,93 & 44,81 + j282,90 \end{pmatrix}. \quad (18)$$

Параметры сопротивлений T -образной схемы определим за счет сопоставления выражений (16) и (18), Ом:

$$Z_1 = Z_{11} - Z_3 = 24,06 + j52,70;$$

$$Z_2 = Z_{22} - Z_3 = 3,447 - j0,952. \quad (19)$$

$$Z_3 = \frac{Z_{12} + Z_{21}}{2} = 41,36 + j283,85;$$

В показательной форме эти значения будут равны, Ом:

$$Z_1 = 57,936e^{j65,46^\circ};$$

$$Z_2 = 3,5769e^{-j65,46^\circ};$$

$$Z_3 = 286,85e^{j81,71^\circ}.$$

Относительную погрешность определения Z_3 можно оценить следующим образом:

$$\frac{|Z_{12} - Z_{21}|}{|Z_{12} + Z_{21}|} = 6,423 \cdot 10^{-3}.$$

Изменение элементов побочной диагонали матрицы (18) осуществляется определенным изменением значений (19) за счет использования выражения (10), в результате получаем конкретные значения матрицы A -параметров дроссель-трансформатора:

$$A_{12c_1} = \begin{pmatrix} 0,0299e^{-j2,71^\circ} & 1,464e^{j61,3^\circ} \\ 0,1394e^{-j81,71^\circ} & 39,941e^{-j0,71^\circ} \end{pmatrix}. \quad (20)$$

Отклонение (20) от (3) по критерию (11) составляет

$$\delta(A_{12c_1}) = 3,23 \cdot 10^{-3}.$$

Способ значительного повышения точности аппроксимации A -параметров заключается в выборе более рациональной величины Z_M . При проведении оптимизации установлено, что $Z_M = 41,1535 + j283,7932$ Ом, сопротивления T -образной схемы замещения равны, Ом:

$$Z_1 = 58,077e^{j65,3^\circ} = 24,27 + j52,76;$$

$$Z_2 = 3,760e^{-j13,7^\circ} = 3,65 - j0,89;$$

$$Z_3 = 286,76e^{j81,75^\circ} = 41,15 + j283,79.$$

В соответствии с этим скорректированные значения A -параметров рассматриваемого дроссель-трансформатора равны

$$A_{12c_2} = \begin{pmatrix} 0,02989e^{-j2,749^\circ} & 1,47226e^{j60,968^\circ} \\ 0,13949e^{-j81,749^\circ} & 39,953e^{-j0,749^\circ} \end{pmatrix}.$$

Отклонение значений матрицы A_{12c_2} от данных, полученных эмпирически и представленных в справочнике [5] и в матрице (3), составит $\delta(A_{12c_2}) = 2,5 \cdot 10^{-3}$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, представленная методика выбора (уточнения) параметров дроссель-трансформаторов по условиям обратимости матрицы четырехполюсника позволяет анализировать и определять коэффициенты этой матрицы для любого дроссель-трансформатора, а следовательно, и параметры, приводящие к невыполнению условий обратимости.

Литература

1. Брылеев А. М., Кравцов Ю. А., Шишляков А. В. Теория, устройство и работа рельсовых цепей. Москва : Транспорт, 1978. 344 с.
2. Методика определения коэффициентов матрицы A -параметров многополюсника, моделирующего влияние смежной рельсовой цепи / Е. М. Тарасов, Д. В. Железнов, А. Г. Исачева, С. В. Копейкин // Электротехника. 2017. № 3. С. 3–8. ISSN 0013–5860.
3. Обеспечение инвариантности в задачах контроля сопротивления рельсовых линий / Е. М. Тарасов, В. Б. Тепляков, В. Б. Гумеников [и др.] // Электротехника. 2017. № 3. С. 8–12. ISSN 0013–5860.
4. Аркатов В. С., Кравцов Ю. А., Степенский Б. М. Рельсовые цепи. Анализ и техническое обслуживание. Москва : Транспорт, 1990. 295 с.
5. Аркатов В. С., Котляренко Н. Ф., Баженов А. И. Рельсовые цепи магистральных железных дорог. Москва : Транспорт, 1982. 360 с.
6. Тарасов Е. М. Математическое моделирование рельсовых цепей с распределенными параметрами рельсовых линий. Самара : СамГАПС, 2003. 118 с.
7. Тарасов Е. М., Волик В. Г. Определение первичных параметров рельсовой линии по величине сигнального тока // Известия Самарского научного центра Российской академии наук: Транспортно-технологические системы. 2005. Т. 2005. С. 169–173.

References

1. Bryleev A. M., Kravtsov Yu. A., Shishlyakov A. V. Theory, design and operation of track circuits [Teoriya, ustroystvo i rabota rel'sovykh tsepey]. Moscow : Transport, 1978. 344 p.
2. A method for determination of the matrix coefficients of the A -parameters of a multipole that simulates the impact of the adjacent track circuit [Metodika opredeleniya koeffitsientov matritsy A -parametrov mnogopolyusnika, modeliruyushchego vliyaniye smezhnoy rel'sovoy tsepi] / E. M. Tarasov, D. V. Zheleznov, A. G. Isaycheva, S. V. Kopeykin // Russian Electrical Engineering. 2017. No. 3. Pp. 3–8. ISSN 0013–5860.
3. On ensuring invariance in problems of control of rail-line conduction [Obespechenie invariantnosti v zadachakh kontrolya soprotivleniya rel'sovykh liniy] / E. M. Tarasov, V. B. Teplyakov, V. B. Gumennikov [et al.] // Russian Electrical Engineering. 2017. No. 3. Pp. 8–12. ISSN 0013–5860.
4. Arkatov V. S., Kravtsov Yu. A., Stepenskiy B. M. Track circuits. Analysis and maintenance [Rel'sovye tsepi. Analiz i tekhnicheskoe obsluzhivaniye]. Moscow : Transport, 1990. 295 p.
5. Arkatov V. S., Kotlyarenko N. F., Bazhenov A. I. Track circuits of mainline railways [Rel'sovye tsepi magistral'nykh zheleznykh dorog]. Moscow : Transport, 1982. 360 p.
6. Tarasov E. M. Mathematical modeling of track circuits with distributed parameters of rail lines [Matematicheskoe modelirovaniye rel'sovykh tsepey s raspredelennymi parametrami rel'sovykh liniy]. Samara : SSTU, 2003. 118 p.
7. Tarasov E. M., Volik V. G. Determination of first-order parameters of rail line according to value of marking current [Opredeleniye pervichnykh parametrov rel'sovoy linii po velichine signal'nogo toka] // Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences: Transport and technological systems. 2005. Vol. 2005. Pp. 169–173.

УДК 656.132

Дмитрий Германович Неволин, доктор технических наук, профессор кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,
Алексей Алексеевич Цариков, кандидат технических наук, доцент кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,
Виктор Григорьевич Бондаренко, кандидат технических наук, доцент кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия

РЕАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЖИТЕЛЕЙ ГОРОДА НА ПРИМЕРЕ ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА ЕКАТЕРИНБУРГА

Dmitriy Germanovich Nevolin, DSc in Engineering, Professor, Design and Operation of Automobiles Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,
Alexey Alexeevich Tsarikov, PhD in Engineering, Associate Professor, Design and Operation of Automobiles Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,
Viktor Grigoryevich Bondarenko, PhD in Engineering, Associate Professor, Design and Operation of Automobiles Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia

Real speed of movement of city residents on the example of passenger transport in Ekaterinburg

Аннотация

В статье рассмотрена проблема реальной скорости перемещения городских жителей на примере Екатеринбурга. Сравнение различных видов городского пассажирского транспорта обычно сводится к оценке эксплуатационной скорости движения на маршруте. Вместе с тем скорость перемещения пассажира зависит не только от используемого им транспорта, но также от расстояния поездки и от дальности пешеходных подходов к остановкам общественного транспорта. Кроме того, на реальную скорость сообщения влияет интервал движения подвижного состава на маршруте.

Ключевые слова: городской пассажирский транспорт, транспортная система города, маршруты городского транспорта.

Abstract

The paper considers a problem of a real speed of movement of city residents on the example of Ekaterinburg. Comparison of various types of municipal passenger transport is usually reduced to assessment of cruising speed on a route. However, speed of passenger movement depends not only on the transport used, but on distance of a trip and distance of pedestrian approaches to stops of public transport. Besides, real speed depends on a headtime between consecutive vehicles on a route.

Keywords: municipal passenger transport, city transportation system, routes of municipal transport.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-48-53

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы скорости сообщения того или иного вида городского пассажирского транспорта неоднократно рассматривались в научной литературе. При этом практически все работы по этой теме посвящены решению проблемы за счет создания приоритетного пропуска, строительства линий скоростного транспорта и т.д. Вместе с тем расчеты и исследования, проводимые специалистами, показывают, что время поездки в общественном транспорте может составлять 25–35 % от полных затрат времени перемещения. Остальное время расходуется на подход к остановкам (станциям), ожидание подвижного состава, пересадки, перемещение внутри станции. Совокупность таких затрат называется накладными затратами времени поездки.

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ

В нашей стране одними из первых высокую долю накладного времени поездок (включая поездки на метро) еще в 1970-е гг. исследовали А. А. Поляков (результаты его работы были опубликованы Г. Е. Голубевым [1]) и К. Э. Александер [2]. Наиболее глубокий анализ этой проблемы был выполнен А. М. Якиным [3], который очень подробно рассмотрел ее в своих работах. В частности, А. М. Якин предложил использовать такой показатель, как коэффициент эффективности транспортной системы:

$$\varepsilon_i = \frac{t_i}{T_i}, \quad (1)$$

где ε_i — коэффициент эффективности транспортной системы (табл. 1);

t_i и T_i — трудность пешеходного и транспортного сообщения соответственно, мин.

Таблица 1

Значения коэффициента эффективности транспортной системы ε_i [3]

Эффективность транспортной системы	ε_i
Очень малая	< 1,43
Малая	1,43–2,28
Умеренная	2,28–3,1
Большая	3,1–4,0
Очень большая	4,0–5,0
Исключительно большая	> 5,0

Среди зарубежных специалистов необходимо отметить Яна Цибулку, который предложил перечень мероприятий по снижению накладного времени [4]. Причем именно Я. Цибулка сделал сравнение реального времени передвижения пассажиров от двери до двери для общественного и индивидуального транспорта в городах Чехословакии (табл. 2).

Как видно из табл. 2, реальная скорость сообщения пассажиров общественного транспорта в городах Чехословакии составляла 8–13 км/ч при накладном времени от 37 до 41 %. Скорость сообщения индивидуального легкового транспорта была несколько выше — 12–27 км/ч. Стоит отметить, что в городах Чехословакии на момент проведения исследования не было систем скоростного пассажирского транспорта — первые станции метрополитена появились в Праге только в 1974 г.

Наличие накладных расходов в структуре перевозок пассажиров заставляет с другой точки зрения рассматривать вопрос о необходимости строительства метрополитенов в российских городах. Известно, что скорость сообщения в метрополитене составляет 35–45 км/ч, и это наибольшая скорость среди всех видов городского пассажирского транспорта России. Однако, чтобы оказаться в вагоне метро, очень часто приходится преодолевать достаточно длинный путь от места жительства до станции посадки.

В работах [5–7] отмечено, что системы метрополитенов практически ограничены в маневренности маршрутной сети. Это затрудняет пересадку пассажиров и приводит к большим затратам времени на переходы между станциями и внутри них. Соответственно реальная скорость сообщения пассажиров метрополитена примерно вдвое ниже, чем скорость движения подвижного состава, и при поездках на короткие расстояния не превышает 10–15 км/ч, т.е. даже ниже, чем на наземном транспорте. Поэтому метрополитен используется пассажирами в основном как скоростной вид транспорта при поездках на большие расстояния.

Именно по этой причине в метрополитенах Нью-Йорка, Лондона и некоторых других городов мира линии трассированы частично с пересечениями в разных уровнях и частично в одном, что позволяет создавать маршрутные системы, podobные трамвайным.

В работе [5] приведены данные о том, что в 1986 г. средняя дальность поездки в метро Москвы составляла 10,8 км. При этом скорость сообщения пассажира составляла 27 км/ч. Однако если пассажиру необходимо было сделать одну пересадку, то скорость падала до 20 км/ч, а две пересадки снижали скорость до 16 км/ч.

Стоит отметить, что такая скорость указана без учета подхода к станции и отхода от нее. Если учитывать время поездки от двери до двери, то реальная скорость будет значительно ниже. С другой стороны, для таких городов, как Москва и Санкт-Петербург, вопрос скорости сообщения пассажиров очень важен, но куда важнее проблема обслуживания высоких пассажиропотоков. Фактически, кроме метрополитена, такие объемы пассажиропотоков ни один вид наземного пассажирского транспорта переместить не может.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕАЛЬНОЙ СКОРОСТИ СООБЩЕНИЯ

Для оценки реальной скорости сообщения городского пассажирского транспорта авторы статьи провели натурные исследования и сделали расчеты. Учитывалось, что пассажир должен дойти до остановки, дождаться транспорта, доехать на нем до определенной остановки, пересест на другой маршрут, проехать на нем до нужной остановки и только потом пешком дойти до места назначения.

Таблица 2

Основные показатели времени и скорости сообщения в городах Чехословакии в 1970-е гг. [4]

Город	Население, тыс. чел.	Доля накладного времени сообщения на городском пассажирском транспорте, %	Реальная скорость сообщения, км/ч	
			городского пассажирского транспорта	индивидуального автомобильного транспорта
Йиглава	44	41	9,2	15,3
Дечин	45	41	7,6	11,9
Пльзень	150	39	9,4	16,8
Острава	293	36	13,4	27,0
Братислава	325	36	11,6	19,7
Прага	1100	37	10,2	15,7

Таблица 3

Для расчетов использованы формулы, предложенные А. М. Якшиным [3]:

$$V_p = \frac{S_i}{T_i}; \quad (2)$$

$$T_i = t_{\text{п+о}} + t_{\text{ож}} + t_{\text{пер}} + t_{\text{поезд}} \quad (3)$$

где V_p — реальная скорость сообщения пассажира, км/ч;

S_i — дальность i -го перемещения, км;

T_i — время i -го перемещения, ч;

$t_{\text{п+о}}$ — время подхода к остановке и отхода от остановки наземного транспорта, ч;

$t_{\text{ож}}$ — время ожидания подвижного состава на остановке, ч;

$t_{\text{пер}}$ — время пересадки с одного маршрута на другой, ч;

$t_{\text{поезд}}$ — время, необходимое для поездки на городском пассажирском транспорте, ч.

Исследование основных показателей движения подвижного состава по маршруту на городском электрическом транспорте в Екатеринбурге

Показатель	Трамвай № 25	Троллейбус № 1	Метро
Протяженность маршрута, км	21,3	16,5	12,7
Количество остановок на маршруте	38	36	9
Время рейса, мин	82,5 (106,5)	65 (110)	19
Общие затраты на остановки, мин	9	9	3
Общие затраты на задержки на светофорах, мин	9,5 (28,5)	17 (62)	0
Общие задержки на остановках, расположенных перед светофорами, мин	11,7 (16,7)	0	0
Реальная скорость сообщения транспорта, км/ч	15,5 (12)	15,2 (9)	40

Примечание. В скобках приведены показатели движения трамвая и троллейбуса в периоды массовых заторов на улично-дорожной сети города.

Таблица 4

Распределение затрат времени на различные процессы при движении подвижного состава на линии, %

Показатель	Трамвай № 25	Троллейбус № 1	Метро
Время в движении	62 49	60 36	84
Затраты времени на остановки	12 8	14 8	16
Задержки на остановках, расположенных перед светофорами	14 16	0 0	0
Задержки на светофорах	12 27	26 56	0
Общее время рейса	100	100	100

Примечание. В числителе — в межпиковый, в знаменателе — в пиковый период.

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕАЛЬНОЙ СКОРОСТИ СООБЩЕНИЯ

Чтобы оценить реальную скорость сообщения пассажиров, авторы провели натурные исследования процесса движения подвижного состава на линии. Для этого выбраны два маршрута городского наземного транспорта Екатеринбурга — трамвайный № 25 и троллейбусный № 1. Отдельные исследования были проведены в вечерние часы пик — в период массовых заторов, когда скорость движения транспорта в центре города падает до уровня движения пешехода. Кроме того, было исследовано сообщение подвижного состава в метрополитене. Полученные данные приведены в табл. 3.

Необходимо отметить, что остановочные платформы трамвая в соответствии с действующей нормативной документацией по возможности должны размещаться до перекрестка. Такое расположение трамвайных остановок, которое отличает их от троллейбусных и автобусных, способствует снижению общего времени задержек. Иными словами, трамвай, стоящий на остановке, совмещает время посадки-высадки пассажиров со временем запрещающего сигнала светофора. Поэтому в табл. 3 отдельным пунктом выделено время общих задержек на остановках, расположенных перед светофором.

Как видно из табл. 3, реальная скорость метрополитена в 2,5 раза выше, чем у наземных видов городского пассажирского транспорта. Причем в часы пик, когда общественный транспорт движется в условиях заторов, это соотношение увеличивается еще больше — до 4 раз.

Отличительная черта метрополитена состоит в том, что он построен под землей и полностью изолирован от других участников движения. Фактически для вагонов метро характерны два процесса: посадка-высадка пассажиров и движение в тоннелях. В то время как на процесс движения наземного пассажирского транспорта влияет гораздо большее количество факторов: заторы, задержки перед светофорами, посадка-высадка пассажиров, помехи в движении от легковых автомобилей и пр. Сравним, ка-

кую долю времени расходует подвижной состав пассажирского транспорта на тот или иной процесс (табл. 4).

Как видно из табл. 4, вагоны метрополитена 84 % времени находятся в режиме движения и только 16 % времени тратят на посадку-высадку пассажиров, что позволяет развивать реальную скорость сообщения до 40 км и более.

Движение троллейбуса в пиковый и межпиковый периоды несколько отличается. Если в межпиковый период троллейбус находится в движении 60 % времени рейса, то в пиковый период этот показатель падает до 36 %. Одновременно задержки на светофорах вырастают с 26 до 56 %. Иными словами, более половины маршрутного времени троллейбус тратит на то, что ждет разрешающего сигнала светофора на перекрестках.

Трамвайные маршруты Екатеринбурга проложены как на обособленных, так и на совмещенных путях сообщения. На участках, обособленных от автомобилей, заторы в меньшей мере влияют на движение трамваев. Однако участки, проходящие через центр города, совмещены с автомобильным движением, что отрицательно сказывается на процессе движения трамвая.

Как видно из табл. 4, в межпиковый период трамвай находится в движении 62 % времени. При этом на посадку-высадку пассажиров он тратит 26 %. В пиковый период под влиянием заторов скорость сообщения трамвая снижается: в движении он проводит 49 % времени, а на светофорах теряет 27 % времени.

Из данных, приведенных в табл. 3 и 4, следует, что у наземных видов городского пассажирского транспорта есть резервы для повышения реальной скорости движения. Для этого прежде всего необходимо сделать обособленными пути сообщения трамваев, троллейбусов и автобусов. Значительный эффект по снижению задержек может дать приоритетный пропуск на регулируемых перекрестках. Однако в любом случае увеличить скорость сообщения наземного транспорта выше 22–24 км/ч, а тем более достичь скорости метрополитена не получится.

Вместе с тем и метрополитен имеет недостатки, которые снижают реальную скорость перемещения жителей города. Первое, что стоит отметить, — подземное расположение станций. Для того чтобы сесть в поезд метро, необходимо спуститься под землю, причем иногда на достаточно большую глубину. Это требует определенных временных затрат, которые снижают реальную скорость перемещения. Еще один недостаток — значительные вложения, необходимые для строительства метрополитена, что не позволяет вводить метро повсеместно, а требует выбора наиболее нагруженных направлений. Это приводит к тому, что плотность сети метрополитена в любом городе России, за исключением Москвы и Санкт-Петербурга, достаточно низкая. Поэтому, чтобы дойти до входа в метро, очень часто необходимо преодолевать значительные расстояния, которые могут составлять 1–2 км, а иногда и больше.

Учитывая все отменное выше, авторы попытались оценить реальную скорость перемещения жителей Екатеринбурга на метро, трамвае и троллейбусе. Для этого было выполнено математическое моделирование перемещений на основе формул (2) и (3) с учетом реальной скорости сообщения (см. табл. 3).

В результате моделирования приняты следующие параметры: интервал движения между поездами метро — 5 мин; интервал движения подвижного состава троллейбусного маршрута № 1 — 10 мин; интервал движения подвижного состава трамвайного маршрута № 25 — 20 мин.

При выполнении расчетов сделаны следующие допущения: для метрополитена выполнено три варианта расчетов. В первом варианте принято, что жителю города необходимо пройти 500 м до станции отправления и 500 м — от станции метро до места назначения. В этом варианте объем пеших передвижений в общей структуре перемещения составил 1000 м. Во втором варианте удаление от станций метро составило 1000, а в третьем варианте — 1500 м;

для трамвая и троллейбуса удаление остановок от места отправления и места назначения составило 500 м;

общая дальность перемещения рассчитывалась из суммы дальности поездки на пассажирском транспорте и дальности расстояния до остановок и от них.

Полученные в результате моделирования данные представлены на рис. 1 и 2.

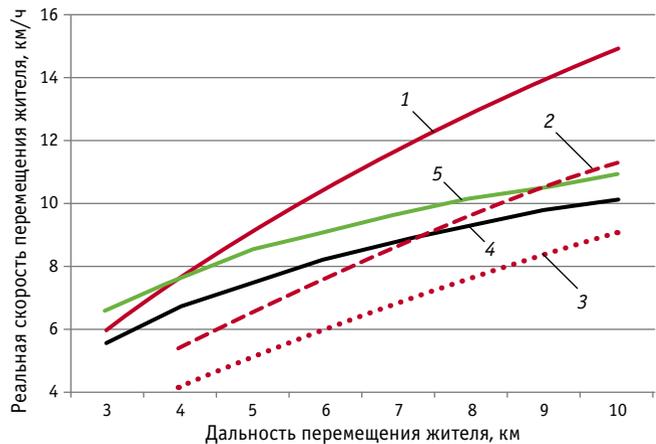


Рис. 1. Реальная скорость перемещения жителя Екатеринбурга в межпиковый период в зависимости от вида используемого транспорта:
1 — метро (500 м); 2 — метро (1000 м); 3 — метро (1500 м); 4 — трамвай; 5 — троллейбус

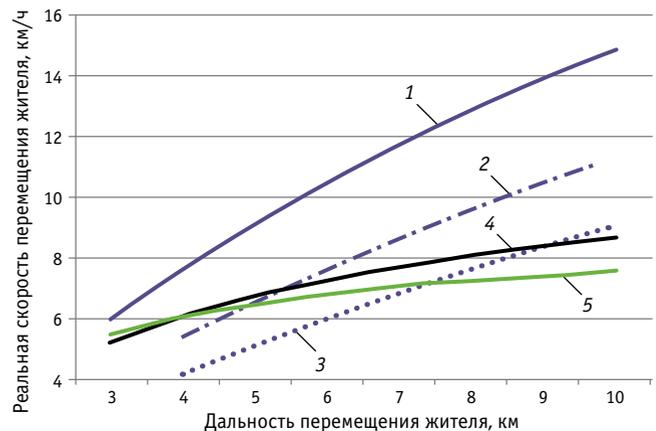


Рис. 2. Реальная скорость перемещения жителя Екатеринбурга в пиковый период в зависимости от вида используемого транспорта:
1 — метро (500 м); 2 — метро (1000 м); 3 — метро (1500 м); 4 — трамвай; 5 — троллейбус

Как видно из рис. 1, использование метрополитена на короткие расстояния не дает существенного эффекта. Если пассажиру необходимо переместиться на расстояние в 5 км, и при этом 2 км он проедет на метро, то реальная скорость перемещения составит всего 5 км/ч. Такая скорость соизмерима со скоростью движения пешехода и делает транспортные передвижения в метро нецелесообразными. С другой стороны, передвижения в метро на большие расстояния увеличивают реальную скорость перемещения до 9–15 км/ч. Данный эффект особенно проявляется тогда, когда расстояние до станции метро составляет 500 м.

Необходимо отметить, что если станция метро удалена от места отправления и места прибытия на 1500 м, то дополнительно использовать наземный транспорт для подъезда к ней или, наоборот, для отъезда от нее неэффективно. Это связано с тем, что время ожидания подвижного состава и поездки на нем будет больше или равно времени перемещения пешком.

Если детально рассмотреть рис. 1, то видно, что при перемещении на расстояние 7 км и менее пользование наземным пассажирским транспортом более эффективно. Однако это характерно только для межпикового периода, а также для случаев, когда расстояние до станции метро превышает 1000 м. Реальная скорость перемещения жителя Екатеринбурга в межпиковый период при использовании наземного транспорта колеблется в зависимости от расстояния от 6 до 11 км/ч.

В пиковый период скорость движения метрополитена остается неизменной, а скорость наземных видов транспорта значительно падает (см. рис. 2). Так, при перемещении на расстояние в 6 км, из которых 1 км необходимо преодолеть пешком, реальная скорость составит 7 км/ч. Отметим, что средняя дальность перемещения жителя Екатеринбурга при использовании наземного транспорта составляет 6 км.

Как отмечалось выше, значительные заторы в часы пик резко снижают скорость сообщения наземного транспорта. Поэтому в пиковый период для перемещения на расстояние от 7 км целесообразнее пользоваться метрополитеном, даже если до метро необходимо идти пешком 1500 м и столько же перемещаться после поездки на нем.

Низкие скорости сообщения пассажирского транспорта общего пользования в часы пик и заторы привели к тому, что в последние годы в Екатеринбурге набирает популярность использование в качестве средства передвижения велосипедов и электросамокатов. Исследование индивидуальных средств передвижения по Екатеринбургу показало, что их средняя скорость составляет 12–13 км/ч. Есть учитывать, что на электросамокате можно начинать движение сразу при выходе из подъезда, то это средство передвижения становится реальным конкурентом другим способам перемещения, включая общественный транспорт.

Горожане, которые активно пользуются индивидуальными средствами передвижения, отметили, что метрополитен и электросамокат могут отлично дополнять друг друга при передвижении по Екатеринбургу. Действительно, при перемещении из дома на работу или по делам можно быстро доехать на личном самокате до станции метро, там сложить его и продолжить движение на поезде метрополитена. Необходимо отметить, что для подобной поездки подходят только легкие самокаты весом 7–12 кг, которые малогабаритны и которые можно переносить в сумке.

Учитывая это, авторы выполнили моделирование скорости сообщения для различных условий совместного использования электросамокатов и пассажирского транспорта (рис. 3).

Как видно из рис. 3, использование электросамоката совместно с трамваем или троллейбусом нецелесообразно. При любой дальности поездки жителя Екатеринбурга самокат или велосипед выигрывает в скорости у наземных видов пассажирского транспорта.

Несколько иная ситуация наблюдается при совместном использовании метро и электросамоката. Так, при перемещении на расстояние в 10 км реальная скорость сообщения жителя города составит от 16 до 19 км/ч (в зависимости от удаленности от станции метро). Это достаточно хорошие показатели, превышающие среднюю скорость сообщения на легковом автомобиле в рабочие дни.

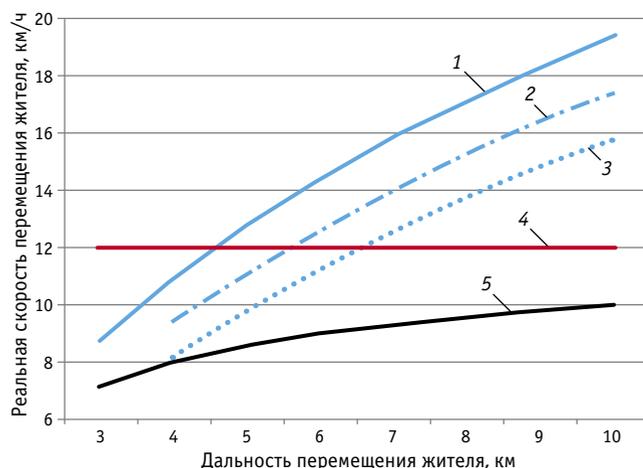


Рис. 3. Реальная скорость перемещения жителя Екатеринбурга при использовании индивидуального средства передвижения совместно с транспортом общего пользования:

1 — метро (500 м) + электросамокат; 2 — метро (1000 м) + электросамокат; 3 — метро (1500 м) + электросамокат; 4 — велосипед или электросамокат; 5 — трамвай + электросамокат

Однако стоит отметить и проблемы, связанные с данным способом передвижения в Екатеринбурге. В-первых, электросамокаты достаточно сложно использовать в зимний период, поэтому подобные перемещения возможны только в течение полугодия и при относительно хорошей погоде. Во-вторых, в Екатеринбурге действует лишь одна линия метро, которая охватывает всего несколько районов города. Кроме того, не все жители города Екатеринбурга в силу физических и финансовых возможностей могут использовать электросамокаты и велосипеды для перемещения по городу.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные авторами исследования и расчеты позволяют сделать вывод, что Екатеринбургу действительно нужна развитая сеть скоростного пассажирского транспорта, которая смогла бы повысить реальную скорость перемещения жителей. Однако без развития наземных видов транспорта решить проблему низкой скорости перемещения невозможно — в любом случае для ежедневных перемещений достаточно высокая доля жителей будет пользоваться именно наземными видами транспорта. Для увеличения реальной скорости перемещения жителей Екатеринбурга необходимо снизить интервал движения подвижного состава, создать систему обособленных полос для пассажирского транспорта и организовать на регулируемых перекрестках приоритетные условия движения общественного транспорта.

Литература

1. Голубев Г. Е. Современные принципы размещения и архитектурно-пространственной организации станций и пересадочных узлов метрополитена // Метрополитен и планировка крупнейшего города: тезисы докладов республиканской научно-технической конференции. Харьков : Изд-во ХИИКС, 1980. 153 с.
2. Александер К. Э., Руднева Н. А. Скоростной рельсовый транспорт в градостроительстве. Москва : Стройиздат, 1985. 140 с.
3. Графоаналитический метод в градостроительных исследованиях и проектировании / А. М. Якшин, Т. М. Говоренкова, М. И. Каган [и др.]. Москва : Стройиздат, 1979. 204 с.
4. Цибулка Я. Качество пассажирских перевозок в городах : пер. с чеш. Москва : Транспорт, 1987. 239 с.
5. Гаврилов Я. И., Мнацаканов В. А. Вагоны метрополитена с импульсными преобразователями. Москва : Транспорт, 1986. 230 с.
6. Якушкин И. М. Пассажирские перевозки на метрополитенах. Москва : Транспорт, 1982. 175 с.
7. Якушкин И. М. Рациональная организация пассажирских перевозок на метрополитене. Москва : Стройиздат, 1965. 100 с.

References

1. Golubev G. E. Modern principles of location and space planning of metro stations and transfer hubs [Sovremennye printsiipy razmeshheniya i arkhitekturno-prostranstvennoy organizatsii stantsiy i peresadochnykh uzlov metropolitena] // Metro and planning of the biggest city: scientific conference abstracts of the Republic scientific and technical conference. Kharkov, 1980. 153 p.
2. Alexander K. E., Rudneva N. A. High-speed rail transport in urban planning [Skorostnoy rel'soviy transport v gradostroitel'stve]. Moscow : Stroyizdat, 1985. 140 p.
3. Grapho-analytical method in urban planning studies and design [Grafoanaliticheskiy metod v gradostroitel'nykh issledovaniyakh i proektirovaniy] / A. M. Yakshin, T. M. Govorenkova, M. I. Kagan [et al.]. Moscow : Stroyizdat, 1979. 204 p.
4. Tsibulka Ya. Quality of passenger traffic in cities [Kachestvo passazhirskikh perevozok v gorodakh] : translation from Czech. Moscow : Transport, 1987. 239 p.
5. Gavrilov Ya. I., Mnatsakanov V. A. Metro cars with pulse converters [Vagony metropolitena s impul'snymi preobrazovatelyami]. Moscow : Transport, 1986. 230 p.
6. Yakushkin I. M. Passenger traffic in metro [Passazhirskie perevozki na metropolitenakh]. Moscow : Transport, 1982. 175 p.
7. Yakushkin I. M. Rational organization of passenger traffic in metro [Ratsional'naya organizatsiya passazhirskikh perevozok na metropolitene]. Moscow : Stroyizdat, 1965. 100 p.

Объем статьи 0,6 авторских листа

УДК 621.43.013

Александр Владимирович Гриценко, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета), профессор кафедры «Технический сервис машин, оборудования и безопасности жизнедеятельности» Южно-Уральского государственного аграрного университета (ЮУрГАУ), Челябинск, Россия,

Константин Вячеславович Глемба, кандидат технических наук, доцент, научный сотрудник кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета), доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства» Южно-Уральского государственного аграрного университета (ЮУрГАУ), Челябинск, Россия,

Алексей Николаевич Медведев, кандидат технических наук, доцент Челябинского высшего военного авиационного краснознаменного училища штурманов — филиала Военного учебно-научного центра Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина» в г. Челябинске, Челябинск, Россия,

Александр Юрьевич Бурцев, кандидат технических наук, доцент кафедры горного дела и техносферной безопасности филиала Кузбасского государственного технического университета им. Т. Ф. Горбачева в г. Белово, Белово, Россия,

Жанат Сагындыкович Рахимов, аспирант кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства» Южно-Уральского государственного аграрного университета (ЮУрГАУ), Челябинск, Россия,

Анастасия Ивановна Емельянова, аспирант кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства» Южно-Уральского государственного аграрного университета (ЮУрГАУ), Челябинск, Россия

ТЕСТОВЫЙ КОНТРОЛЬ ДАТЧИКОВ МАССОВОГО РАСХОДА ВОЗДУХА СОВРЕМЕННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Alexander Vladimirovich Gritsenko, DSc in Engineering, Professor, Automobile Transport Department, South Ural State University (NIU), Professor, Technical Service of Machinery, Equipment and Life Safety Department, South Ural State Agrarian University (SURSAU), Chelyabinsk, Russia,

Konstantin Vyacheslavovich Glemba, PhD in Engineering, Associate Professor, Researcher, Automobile Transport Department, South Ural State University (NIU), Associate Professor, Operation of the Machine and Tractor Fleet, and Technology and Mechanization of Animal Husbandry Department, South Ural State Agrarian University (SURSAU), Chelyabinsk, Russia,

Alexey Nikolaevich Medvedev, PhD in Engineering, Associate Professor, Chelyabinsk Higher Military Aviation Red Banner School of Navigators (branch of the Military Training and Research Center of the Air Force «Air Force Academy named after Professor N. E. Zhukovskiy and Yu. A. Gagarin» in Chelyabinsk), Chelyabinsk, Russia,

Alexander Yuryevich Burtsev, PhD in Engineering, Associate Professor, Mining and Technosphere Safety Department, branch of the T. F. Gorbachev Kuzbass State Technical University in Belovo, Belovo, Russia,

Zhanat Sagyndykovich Rakhimov, postgraduate student, Operation of the Machine and Tractor Fleet, and Technology and Mechanization of Animal Husbandry Department, South Ural State Agrarian University (SURSAU), Chelyabinsk, Russia,

Anastasiya Ivanovna Emelyanova, postgraduate student, Operation of the Machine and Tractor Fleet, and Technology and Mechanization of Animal Husbandry Department, South Ural State Agrarian University (SURSAU), Chelyabinsk, Russia

Test control of sensors of mass air flow rate for modern internal combustion engines

Аннотация

Рассмотрены типовые конструкции датчиков массового расхода воздуха (ДМРВ), используемых на автотранспорте, и установлено, что наиболее совершенные из них — датчики пленочного типа. Анализ современных средств и методов контроля технического состояния датчиков массового расхода воздуха показал, что методы их неразрушающего контроля отсутствуют. Представленное в статье исследование основано на использовании разработанного приборного средства для создания тестовых режимов. В качестве контролируемых параметров выбраны массовый расход воздуха, напряжение с контрольного вывода датчика, положение дроссельной заслонки, часовой расход топлива при варьировании частотой вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания при положении дроссельной заслонки от 0 до 100 %. Установлено, что наиболее чувствительными параметрами являются массовый расход воздуха и дублирующее его напряжение на контрольном контакте датчика.

Ключевые слова: двигатель, отказ, диагностирование, тестовый метод, датчик, массовый расход воздуха.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-54-61

Abstract

The authors have considered typical designs of sensors of mass air flow rate used in motor vehicles and established that the most perfect are film-type sensors. Analysis of modern means and methods for diagnostics of mass air flow rate sensors showed that there are no methods for their nondestructive inspection. The study presented in the paper is based on the use of a developed measuring device for creation of test modes. As controlled parameters the authors have selected a mass air flow rate, voltage from sensor test terminal, a position of the butterfly throttle, hourly consumption of fuel at variation of the ICE crankshaft rotation speed at the position of the butterfly throttle from 0 to 100 %. It is established that the most sensitive parameters are the mass air flow rate and the voltage of the sensor control contact.

Keywords: engine, failure, diagnostics, test method, sensor, mass air flow rate.

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время автомобильная электроника развивается значительными темпами [1–3], создаются новые системы, датчики и элементы [4–6]. В частности, в современных системах впуска конструкция датчиков массового расхода воздуха (ДМРВ) прошла ряд усовершенствований [7–9].

Одним из наиболее ранних ДМРВ стал расходомер флюгерного типа с чувствительной заслонкой в воздушном потоке. Однако из-за значительной инерционности и низкой чувствительности в современных системах автотранспортных средств он не применяется [10–12]. Известна и конструкция вихревого ДМРВ, основанного на принципе измерения давления на передней и задней стороне обтекаемого тела (явление вихревой дорожки Кармана), в элементной базе которого используется ультразвуковой принцип детекции сигнала. В настоящее время схожие конструкции датчиков все реже применяются в системах впуска современных автотранспортных средств, но достаточно широко используются в промышленности [13–15].

Последние 10 лет наиболее распространенной конструкцией считался термометрический, или нитевой, ДМРВ [16]. Но из-за высокой стоимости и низкой способности к самоочистке его стали заменять более совершенными устройствами, например ДМРВ на основе пленочных технологий (рис. 1).

Пленки и мембраны данного типа ДМРВ очень чувствительны к попаданию на них загрязняющих веществ. Однако, как более технологичные в изготовлении, они вытеснили все другие возможные варианты датчиков. Таким образом, основной акцент следует делать на контроле ДМРВ пленочного типа.

АНАЛИЗ СРЕДСТВ И МЕТОДОВ КОНТРОЛЯ ДМРВ

Прежде всего следует отметить, что современные ДМРВ относятся к числу неремонтируемых и невозстанавливаемых электронных устройств. В технических рекомендациях упоминается метод контроля ДМРВ при помощи регулируемого блока питания и контрольного вольтметра (рис. 2) (возможен также контроль сопротивления выводов), однако этот метод не позволяет выявить отклонения ДМРВ от исправной работы.

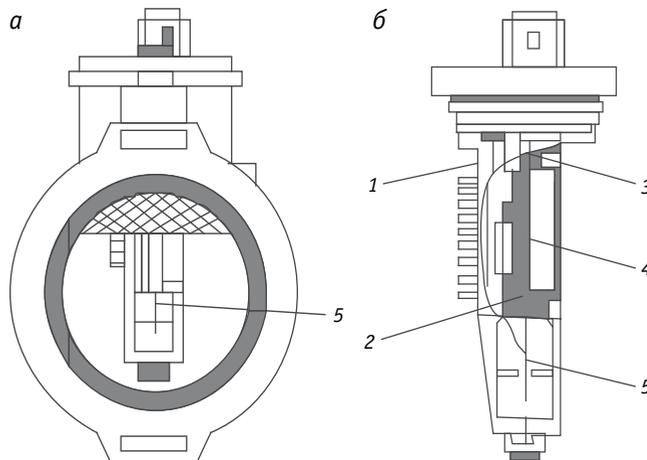


Рис. 1. Пример ДМРВ пленочного типа:

a — база ДМРВ; *б* — чувствительный элемент ДМРВ;
1 — радиатор охлаждения; 2 — разделитель; 3 — базовый задающий блок; 4 — согласующий элемент; 5 — контрольная плата



Рис. 2. Метод контроля ДМРВ при помощи регулируемого блока питания и контрольного вольтметра:

1 — контролируемый ДМРВ; 2 — измерительный вольтметр;
3 — регулируемый блок питания

Известен также метод контроля, основанный на сравнении параметров ДМРВ с аналогичным эталонным устройством (рис. 3).

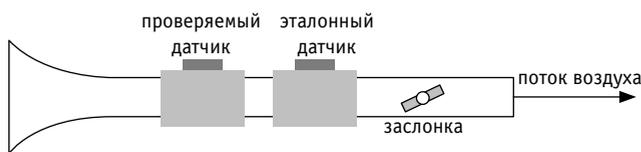


Рис. 3. Метод контроля ДМРВ при сравнении его параметров с эталонными устройствами

При использовании данного метода необходимо снимать контролируемый ДМРВ с автотранспортного средства, в результате режимы, которые задаются на устройстве, не полностью соответствуют эксплуатационным. В целом метод очень трудоемок и малоэффективен.

В заводских лабораториях и на рядовых предприятиях предлагается применять метод контроля ДМРВ с учетом влияния прямого и обратного воздушного потока (рис. 4). Однако этот метод характеризуется повышенной сложностью и имеет те же недостатки, что предыдущий.

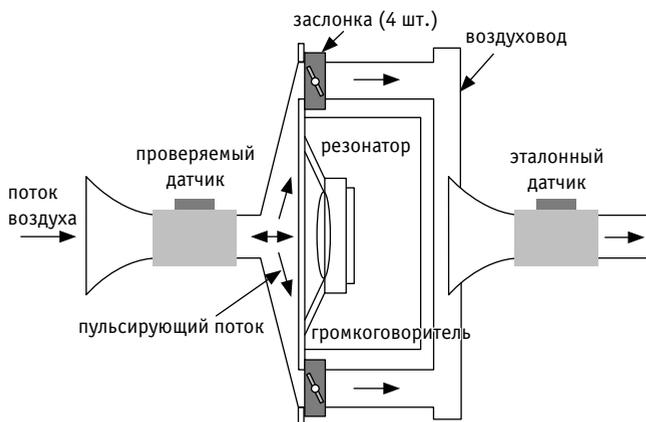


Рис. 4. Метод контроля ДМРВ с учетом влияния прямого и обратного воздушного потока

Для контроля технического состояния ДМРВ используется широкий перечень диагностических сканеров, тестеров, мотор-тестеров, цифровых осциллографов [4–6]. Однако контроль носит местный характер и направлен на конкретный разъем или вывод. Как показывает практика диагностирования, с высокой достоверностью различимы только следующие отказы ДМРВ: обрыв цепей, замыкание на плюс или массу. Отклонение правильности работы ДМРВ никак не регистрируется.

Иными словами, возникла необходимость в разработке метода, позволяющего диагностировать ДМРВ, не снимая с автотранспортного средства, и учитывать реальные условия работы датчика. Таким является предлагаемый метод тестового контроля ДМРВ при формировании нагрузочных воздействий и фиксации отклика выходных параметров ДМРВ на проведенные тесты.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Рассмотрим теоретические аспекты применения метода тестового диагностирования и его особенности при использовании на современных автомобильных средствах. На практике очень

часто возникают неисправности, которые вызывают значительное отклонение подачи воздуха [5–7]. Определим суммарные потери напора на входе в цилиндр, количество проходящего воздуха и цикловой расход воздуха. Составим для этого уравнение Бернулли [6, 7]:

$$\frac{P_K}{\rho_K} + \frac{W_K^2}{2} + gZ_K = \frac{P_a}{\rho_a} + \beta^2 \frac{W_{ВП}^2}{2} + \xi_{ВП} \frac{W_{ВП}^2}{2} + gZ_a, \quad (1)$$

где P_K, P_a — давление воздуха соответственно на впуске и непосредственно в цилиндре, Па;

ρ_K, ρ_a — плотность воздуха соответственно на впуске и в цилиндре, кг/м³;

$W_K, W_{ВП}$ — соответственно скорость движения воздуха на входе во впускную систему и средняя за процесс впуска скорость воздуха в клапане, м/с;

Z_K и Z_a — нивелирная высота соответственно от оси впускной системы и оси впускного клапана, м;

β — коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра, $\beta = W_{Ц}/W_{ВП}$ ($W_{Ц}$ — средняя скорость движения воздуха в рассматриваемом сечении цилиндра, м/с);

$\xi_{ВП}$ — коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению.

Принимая условное допущение, что $W_K = 0$, а высоты расположения элементов системы впуска и отдельных цилиндров одинаковы ($Z_K = Z_a$), и одновременно пренебрегая изменением плотности воздуха и топливовоздушной смеси (ТВС) при движении во впускной системе ($\rho_K = \rho_a$), получаем

$$\frac{P_K}{\rho_K} = \frac{P_a}{\rho_a} + (\beta^2 + \xi_{ВП}) \frac{W_{ВП}^2}{2}. \quad (2)$$

Преобразуя уравнение (1) и выражая из него потери напора в виде разности $\Delta P_a = P_K - P_a$ на рассматриваемом участке, получаем

$$\Delta P_a = P_K - P_a = (\beta^2 + \xi_{ВП}) \frac{W_{ВП}^2}{2} \rho_K. \quad (3)$$

Представим уравнение неразрывности потока ТВС, принимая во внимание наименьшие значения сечений во впускной системе и в цилиндре двигателя внутреннего сгорания (ДВС):

$$W_{ВП} f_{ВП} = C_{Пmax} F_{П}, \quad (4)$$

где $f_{ВП}$ — площадь рабочего сечения впускного клапана (наиболее узкого сечения системы впуска), м²;

$C_{Пmax}$ — максимальная скорость поршня, м/с;

$F_{П}$ — суммарная площадь днища поршня, м².

Используя известное выражение, определяем максимальную скорость поршня:

$$C_{Пmax} = R \cdot \omega \cdot \sqrt{1 + \lambda^2}, \quad (5)$$

где R — радиус кривошипа, м;

ω — угловая скорость коленчатого вала ДВС, которую можно определить из выражения $\omega = 2\pi n$ (n — частота вращения коленчатого вала ДВС, мин^{-1});

λ — соотношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L , т.е. $\lambda = R/L$.

Решая совместно уравнения (4) и (5) и выражая $W_{ВП}$, получаем

$$W_{ВП} = C_{П\max} \frac{F_{П}}{f_{ВП}} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n \cdot \sqrt{1 + \lambda^2} \frac{\pi \cdot D^2}{4} \frac{1}{f_{ВП}} = A_1 \frac{n}{f_{ВП}}. \quad (6)$$

Далее, подставляя значение скорости воздуха в клапане $W_{ВП}$ в выражение (2), получаем

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{ВП}) \rho_K A_1^2 \frac{n^2}{2} \frac{1}{f_{ВП}^2} = A_2 \frac{n^2}{f_{ВП}^2}. \quad (7)$$

Таким образом, с учетом всех преобразований установлены потери напора на входе в цилиндр ДВС, скорость воздуха и цикловой расход воздуха. Данные модели (5)–(7) можно использовать для определения реального количества воздуха, перепада давления воздуха, поступающего в цилиндры ДВС, скорости воздуха в сечении клапана.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для решения поставленных задач разработана общая методика исследований ДМРВ при формировании тестовых воздействий на работающем ДВС. В ходе исследований для формирования нагрузки на ДВС использован электронный прибор ДБД-4 (рис. 5), который интегрирован в штатный электронный блок автомобиля, подсоединяется к персональному компьютеру при помощи LAN-кабеля и далее управляется программой Mikas 5.1.

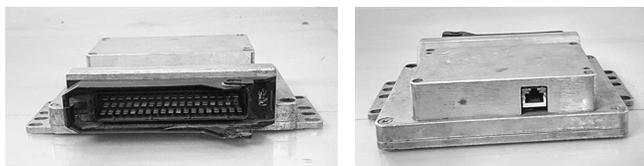


Рис. 5. Прибор ДБД-4 для формирования нагрузки на ДВС

Прибор ДБД-4 позволяет создавать нагружение путем последовательного полного и частичного отключения рабочих цилиндров (за счет управления электромагнитными форсунками) [17–19]. В результате в работе может оставаться один цилиндр, нагруженный механическими потерями отключенных соседних цилиндров [20, 21]. Кроме того, при указанной схеме нагружения непрерывно открывается дроссельная заслонка с дискретностью 5 %. При данных режимах эксперимента контролировались следующие выходные параметры: массовый расход воздуха Q (кг/ч), величина напряжения с контрольного вывода ДМРВ U (В), величина открытия дроссельной заслонки R (%), часовой расход топлива при плавном изменении частоты вращения коленчатого вала ДВС n (мин^{-1}).

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В соответствии с программой эксперимента получен ряд зависимостей, анализ которых выполнен в порядке проведения опытов.

На первом этапе построены зависимости массового расхода воздуха от частоты вращения коленчатого вала ДВС (рис. 6). Как показывает анализ данных, явный максимум наблюдается при тестировании четвертого цилиндра, на котором зафиксирована минимальная утечка воздуха (14 %). Максимальная величина массового расхода в четвертом цилиндре 361 кг/ч при одновременном максимуме частоты вращения коленчатого вала ДВС 4230 мин^{-1} . Минимальный массовый расход наблюдается в третьем цилиндре (315 кг/ч) при одновременном достижении минимума частоты вращения коленчатого вала ДВС в 4040 мин^{-1} . Полученные данные сведены в табл. 1.

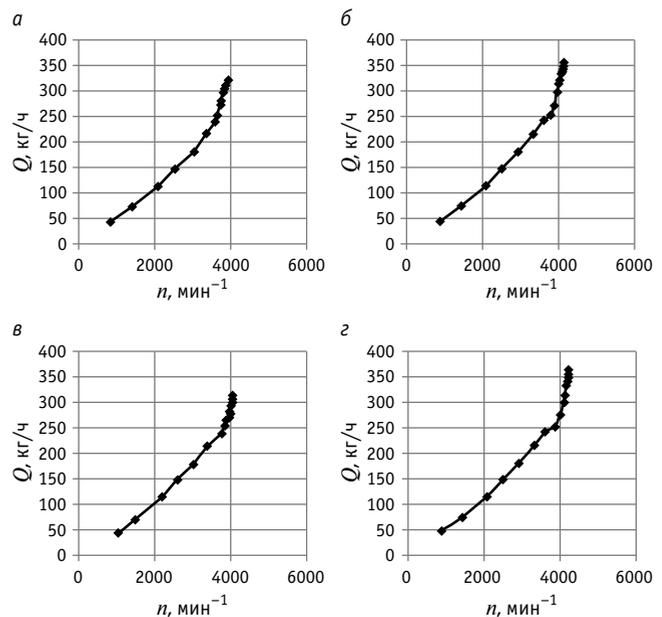


Рис. 6. Зависимость массового расхода воздуха (Q) от частоты вращения коленчатого вала ДВС (n) при работе:

- а — на первом цилиндре (2–4-й выключены);
- б — на втором (1-й, 3–4-й выключены);
- в — на третьем (1–2-й, 4-й выключены);
- г — на четвертом (1–3-й выключены)

Таблица 1

Результаты контроля массового расхода воздуха Q

Выходные показатели контроля	Номер цилиндра			
	1	2	3	4
Утечка в конце такта сжатия S , %	32	22	29	14
Максимальная величина массового расхода воздуха Q , кг/ч	321	355	315	361
Максимальная величина частоты вращения коленчатого вала ДВС n , мин^{-1}	3930	4140	4040	4230
Разность от максимальной величины ΔQ , кг/ч	40	5	46	0
Разность от максимальной величины Δn , мин^{-1}	300	90	190	0

Оценим чувствительность массового расхода воздуха по отношению к утечке воздуха из цилиндра. Так, отношение максимальной величины утечки из цилиндра к минимальной $S_{\max}/S_{\min} = 32/14 = 2,28$. При этом отношение максимальной величины массового расхода воздуха к минимальной $Q_{\max}/Q_{\min} = 361/315 = 1,14$. Отношение максимальной величины частоты вращения коленчатого вала ДВС к минимальной $n_{\max}/n_{\min} = 4230/3930 = 1,07$. Отметим, что нужно учитывать также точность фиксации соответствующего параметра и возможные ошибки при его измерениях.

Рассмотрим динамику изменения величины напряжения с контрольного вывода ДМРВ (рис. 7). Анализ данных показывает на максимум значения этого параметра при диагностировании четвертого цилиндра, в котором наблюдается наименьший износ. Максимальная величина напряжения с контрольного вывода ДМРВ в четвертом цилиндре достигает 4,37 В при одновременном максимуме частоты вращения коленчатого вала ДВС, равном 4230 мин⁻¹. Минимальная величина напряжения с контрольного вывода ДМРВ зарегистрирована в третьем цилиндре и составляет 4,20 В при одновременном минимуме частоты вращения коленчатого вала ДВС, равном 4040 мин⁻¹. Полученные данные приведены в табл. 2.

Оценим чувствительность этого параметра по отношению к утечке воздуха из цилиндра. Так, отношение между максимальной и минимальной величиной утечки составляет $S_{\max}/S_{\min} = 32/14 = 2,28$, при этом отношение максимальной величины напряжения с контрольного вывода к минимальной $U_{\max}/U_{\min} = 4,37/4,19 = 1,04$, а отношение максимальной величины частоты вращения коленчатого вала ДВС к минимальной $n_{\max}/n_{\min} = 4230/3930 = 1,07$. То есть, как видно из этих соотношений, параметр U не такой чувствительный, как рассмотренный выше.

Значительную ценность для оценки технического состояния системы впуска и ДМРВ представляет такой параметр, как положение дроссельной заслонки при реализации тестовых режимов. Во время экспериментов были получены данные по контролю положения дроссельной заслонки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала ДВС (рис. 8). Анализ результатов показывает, что максимальная степень открытия дроссельной заслонки характеризуется разными значениями частоты вращения коленчатого вала ДВС. Так, наиболее герметичный цилиндр, которым является четвертый, развивает наибольшую максимальную частоту вращения коленчатого вала ДВС, равную 4230 мин⁻¹, при максимальной степени открытия дроссельной заслонки. Далее по степени износа идет второй цилиндр с утечкой в конце такта сжатия 22 %. Полученные данные сведены в табл. 3.

Контроль частоты вращения коленчатого вала, развиваемой вторым цилиндром при максимальной степени открытия дроссельной заслонки, показывает значение 4140 мин⁻¹, а контроль наиболее изношенных цилиндров (третьего и первого) — 4040 и 3930 мин⁻¹ соответственно. Максимальная разность частоты вращения коленчатого вала ДВС определяется между результатами контроля четвертого и первого цилиндров, т.е. $\Delta n_{4,1} = n_4 - n_1 = 4230 - 3930 = 300$ мин⁻¹, или 7 %. Достаточно чувствительным параметром является частота

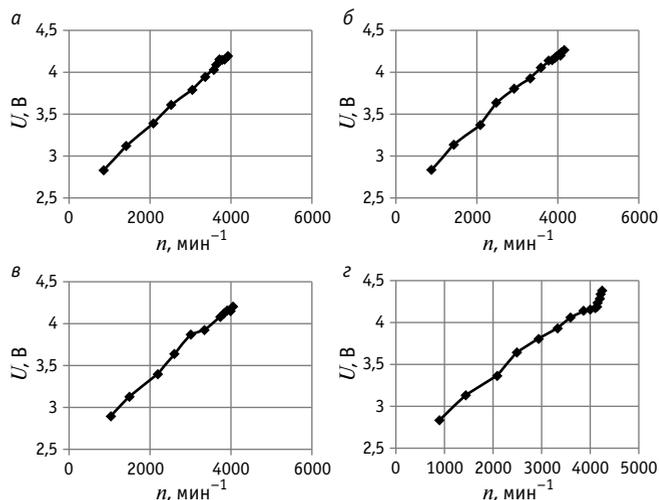


Рис. 7. Зависимость величины напряжения с контрольного вывода ДМРВ (U) от частоты вращения коленчатого вала ДВС (n) при работе: а — на первом цилиндре (2–4-й выключены); б — на втором (1-й, 3–4-й выключены); в — на третьем (1–2-й, 4-й выключены); з — на четвертом (1–3-й выключены)

Таблица 2

Результаты измерения напряжения U с контрольного вывода ДМРВ

Выходные показатели контроля	Номер цилиндра			
	1	2	3	4
Утечка в конце такта сжатия S , %	32	22	29	14
Максимальная величина напряжения с контрольного вывода ДМРВ U , В	4,19	4,27	4,20	4,37
Максимальная величина частоты вращения коленчатого вала ДВС n , мин ⁻¹	3930	4140	4040	4230
Разность от максимальной величины ΔU , В	0,18	0,10	0,17	0
Разность от максимальной величины Δn , мин ⁻¹	300	90	190	0

та вращения коленчатого вала при условии точности измерения с погрешностью 1–3 мин⁻¹.

На заключительной стадии экспериментальной работы оценивался часовой расход топлива от частоты вращения коленчатого вала ДВС (рис. 9). Анализ результатов показывает, что наибольшее значение часового расхода топлива при максимальной частоте вращения коленчатого вала ДВС наблюдается для четвертого цилиндра — 33,5 л/ч. При контроле часового расхода второго цилиндра зафиксировано значение 33,1 л/ч. Значения часового расхода топлива в третьем и первом цилиндрах составляют соответственно 32,4 и 31,3 л/ч. Полученные данные приведены в табл. 4.

Представленные результаты показывают, что с увеличением износа цилиндропоршневой группы (ЦПГ) значение массового расхода воздуха падает и соответственно снижается подача топлива. Таким образом, наилучший по герметично-

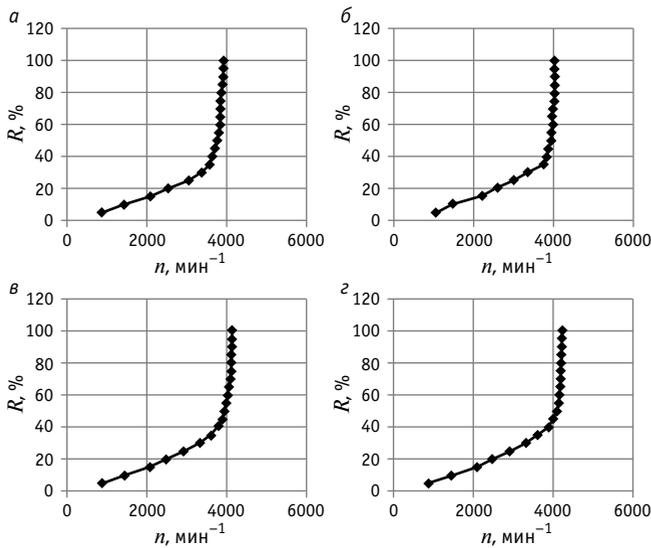


Рис. 8. Зависимость положения дроссельной заслонки (R) от частоты вращения коленчатого вала ДВС (n) при работе:
а — на первом цилиндре (2–4-й выключены); **б** — на втором (1-й, 3–4-й выключены); **в** — на третьем (1–2-й, 4-й выключены); **г** — на четвертом (1–3-й выключены)

Таблица 3

Результаты измерения положения дроссельной заслонки R

Выходные показатели контроля	Номер цилиндра			
	1	2	3	4
Утечка в конце такта сжатия S , %	32	22	29	14
Максимальная величина положения дроссельной заслонки R , %	100	100	100	100
Максимальная величина частоты вращения коленчатого вала ДВС n , мин ⁻¹	3930	4140	4040	4230
Разность от максимальной величины Δn , мин ⁻¹	300	90	190	0

сти цилиндр всегда покажет максимум часового расхода топлива. Максимальная разность часовых расходов топлива возникает между результатами контроля четвертого и первого цилиндров, т.е. $\Delta V_{4,1} = V_4 - V_1 = 33,5 - 31,3 = 2,2$ л/ч, или 6,5 %. Этот параметр является результирующим от комплекса различных входных параметров и может дополнительно использоваться для уточнения технического состояния системы впуска и ЦПГ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнен анализ конструкций ДМРВ, показавший, что основной современной системы впуска являются датчики, созданные с использованием пленочных технологий.

В результате изучения практических методов контроля технического состояния ДМРВ разработан новый метод тестового диагностирования ДМРВ на автотранспортном средстве с ис-

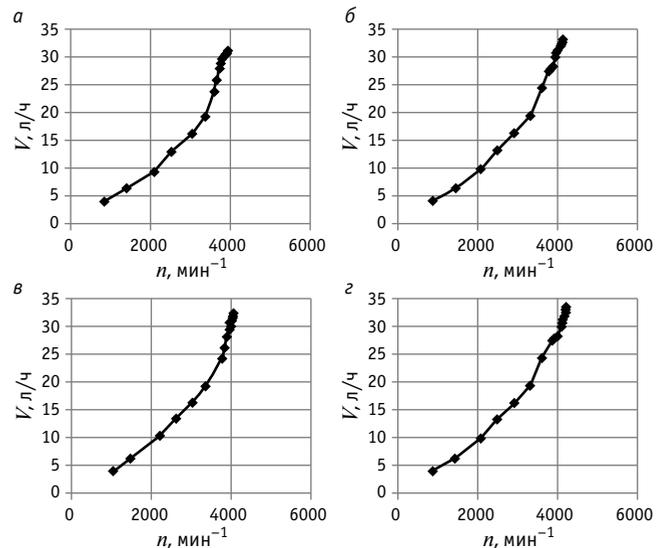


Рис. 9. Зависимость часового расхода топлива (V) от частоты вращения коленчатого вала ДВС (n) при работе:
а — на первом цилиндре (2–4-й выключены); **б** — на втором (1-й, 3–4-й выключены); **в** — на третьем (1–2-й, 4-й выключены); **г** — на четвертом (1–3-й выключены)

Таблица 4

Результаты измерения часового расхода топлива V

Выходные показатели контроля	Номер цилиндра			
	1	2	3	4
Утечка в конце такта сжатия S , %	32	22	29	14
Максимальная величина часового расхода топлива V , л/ч	31,3	33,1	32,4	33,5
Максимальная величина частоты вращения коленчатого вала ДВС n , мин ⁻¹	3930	4140	4040	4230
Разность от максимальной величины ΔV , л/ч	2,2	0,4	1,1	0
Разность от максимальной величины Δn , мин ⁻¹	300	90	190	0

пользованием прибора ДБД-4, предназначенного для формирования тестовых режимов.

В ходе экспериментальных исследований разработаны режимы контроля ДМРВ, которые основаны на отключении трех цилиндров и нагружении одного оставшегося в работе цилиндра мощностью механических потерь отключенных цилиндров. Кроме того, дальнейшее нагружение осуществляется за счет плавного ступенчатого формирования нагрузки на работающий цилиндр. В качестве контролируемых параметров выбраны массовый расход воздуха, напряжение с контрольного вывода ДМРВ, частота вращения коленчатого вала ДВС, часовой расход топлива при варьировании положения дроссельной заслонки от 0 до 100 %. По результатам экспериментов установлено, что наиболее чувствительные параметры — массовый расход воздуха и дублирующее его напряжение на контрольном контакте ДМРВ.

Литература

1. Startcev A., Romanov S., Vagina O. Increasing Engine Power by Applying Water Injection // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering ICIE 2018. Springer International Publishing, 2019. Pp. 2071–2078. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_223.
2. Startcev A., Romanov S., Romanova G. Influence of Water Injection on Performance of Diesel Engine // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering ICIE 2018. Springer International Publishing, 2019. Pp. 2089–2096. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_225.
3. Startcev A., Romanov S., Vagina O. Interaction of Elastic Wheel with Bumps of Rectangular Shape // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering ICIE 2019. Springer International Publishing, 2020. Pp. 621–629. DOI: 10.1007/978-3-030-22041-9_67.
4. Ageev E. V., Kudryavtsev A. L., Sevastiyarov A. L. The algorithm for diagnosing a cylinder-piston group using the technical endoscope // World of Transport and Technological Machinery. 2012. Vol. 1. Pp. 116–122.
5. Gritsenko A. V., Zadorozhnaya E. A., Shepelev V. D. Diagnostics of friction bearings by oil pressure parameters during cycle-by-cycle loading // Tribology in Industry. 2018. Vol. 40. No. 2. Pp. 300–310.
6. Plaksin A., Gritsenko A., Glemba K. Experimental studies of cylinder group state during motoring // Procedia Engineering: proceedings of the 2nd International Conference on Industrial Engineering ICIE 2016. Elsevier Ltd, 2016. Vol. 150. Pp. 1188–1191.
7. Учебные стенды-тренажеры по электрооборудованию автомобилей / С. С. Куков, Ю. Е. Михайлов, В. К. Глемба [и др.] // Вестник ЧГАУ. 2006. Т. 47. С. 67–69. ISSN 2227–7005.
8. Fleming W. J. Overview of automotive sensors // IEEE Sensors Journal. 2001. Vol. 1. No. 4. Pp. 296–308.
9. Marek J., Illing M. Microsystems for the automotive industry // Proceedings of International Electron Devices Meeting, San Francisco, CA, 2000. Pp. 3–8. DOI: 10.1109/IEDM.2000.904246.
10. Сажин О. В., Первушин Ю. В. Микросенсор потока теплового типа для датчика массового расхода воздуха // Научное приборостроение. 2011. Т. 21. № 3. С. 52–61. ISSN 0868–5886.
11. Cylinder Deactivation with Mechanically Fully Variable Valve Train / R. Flierl, F. Lauer, M. Breuer, W. Hannibal // SAE International Journal of Engines. 2012. 5 (2). Pp. 207–215. DOI: 10.4271/2012-01-0160.
12. Мельников А. А., Мельников А. А. (мл.). Ультразвуковые преобразователи в средствах измерения. Москва : Спутник, 2010. 154 с.
13. Теремьякин П. Г. Определение циклового наполнения воздухом цилиндров газового двигателя // Транспорт на альтернативном топливе. 2011. № 1 (19). С. 19–21. ISSN 2073–1329.
14. Ерохов В. И. Проектирование и расчет расходомера воздуха электронных систем впрыскивания топлива // Транспорт на альтернативном топливе. 2011. № 6 (24). С. 20–27. ISSN 2073–1329.
15. Набоких В. А., Сафронов А. В. Способы диагностирования датчиков автомобильных электронных систем управления в гибридной силовой установкой // Известия МГТУ «МАМИ». 2013. Т. 1. № 2 (16). С. 185–188. ISSN 2074–0530.
16. Increasing reliability of gas-air systems of piston and combined internal combustion engines by improving thermal and mechanic flow characteristics / Yu. M. Brodov, N. I. Grigor'ev,

References

1. Startcev A., Romanov S., Vagina O. Increasing Engine Power by Applying Water Injection // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering ICIE 2018. Springer International Publishing, 2019. Pp. 2071–2078. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_223.
2. Startcev A., Romanov S., Romanova G. Influence of Water Injection on Performance of Diesel Engine // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering ICIE 2018. Springer International Publishing, 2019. Pp. 2089–2096. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_225.
3. Startcev A., Romanov S., Vagina O. Interaction of Elastic Wheel with Bumps of Rectangular Shape // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering ICIE 2019. Springer International Publishing, 2020. Pp. 621–629. DOI: 10.1007/978-3-030-22041-9_67.
4. Ageev E. V., Kudryavtsev A. L., Sevastiyarov A. L. The algorithm for diagnosing a cylinder-piston group using the technical endoscope // World of Transport and Technological Machinery. 2012. Vol. 1. Pp. 116–122.
5. Gritsenko A. V., Zadorozhnaya E. A., Shepelev V. D. Diagnostics of friction bearings by oil pressure parameters during cycle-by-cycle loading // Tribology in Industry. 2018. Vol. 40. No. 2. Pp. 300–310.
6. Plaksin A., Gritsenko A., Glemba K. Experimental studies of cylinder group state during motoring // Procedia Engineering: proceedings of the 2nd International Conference on Industrial Engineering ICIE 2016. Elsevier Ltd, 2016. Vol. 150. Pp. 1188–1191.
7. Educational simulator stands on electric equipment of motor vehicles [Uchebnye stendy-trenazhery po elektrooborudovaniyu avtomobiley] / S. S. Kukov, Yu. E. Mikhaylov, V. K. Glemba [et al.] // Proceedings of ChSAU. 2006. Vol. 47. Pp. 67–69. ISSN 2227–7005.
8. Fleming W. J. Overview of automotive sensors // IEEE Sensors Journal. 2001. Vol. 1. No. 4. Pp. 296–308.
9. Marek J., Illing M. Microsystems for the automotive industry // Proceedings of International Electron Devices Meeting, San Francisco, CA, 2000. Pp. 3–8. DOI: 10.1109/IEDM.2000.904246.
10. Sazhin O. V., Pervushin Yu. V. Flow micro sensor of thermal type for air mass flow meter [Mikrosensory potoka teplovogo tipa dlya datchika massovogo raskhoda vozdukh] // Scientific Instrumentation. 2011. Vol. 21. No. 3. Pp. 52–61. ISSN 0868–5886.
11. Cylinder Deactivation with Mechanically Fully Variable Valve Train / R. Flierl, F. Lauer, M. Breuer, W. Hannibal // SAE International Journal of Engines. 2012. 5 (2). Pp. 207–215. DOI: 10.4271/2012-01-0160.
12. Melnikov A. A., Melnikov (Jr.) A. A. Ultrasound transformers in measuring instruments [Ul'trazvukovye preobrazovateli v sredstvakh izmereniya]. Moscow : Sputnik, 2010. 154 p.
13. Teremyakin P. G. On the determination of the cycle air filling of the gas fueled engine [Opredelenie tsiklovogo napolneniya vozdukhom tsilindrov gazovogo dvigatelya] // Transport on alternative fuel. 2011. No. 1 (19). Pp. 19–21. ISSN 2073–1329.
14. Erokhov V. I. Designing and calculation of a flowmeter of air of electronic systems of injection of fuel [Proektirovaniye i raschet raskhodomera vozdukh] elektronnykh sistem vpryskivaniya topliva // Transport on alternative fuel. 2011. No. 6 (24). Pp. 20–27. ISSN 2073–1329.
15. Nabokikh V. A., Safronov A. V. Methods of diagnostics of sensors of automotive electronic control systems with hybrid transmission [Sposoby diagnostirovaniya datchikov avtomobil'nykh elektronnykh sistem upravleniya s gibridnoy silovoy ustanovkoy] // Izvestiya MG TU «MAMI». 2013. Vol. 1. No. 2 (16). Pp. 185–188. ISSN 2074–0530.

- B. P. Zhilkin [et al.] // Thermal Engineering, 2015. Vol. 62. No. 14. Pp. 1038–1042.
17. Senapati U., McDevitt I., Hankinson A. Vehicle Refinement Challenges for a Large Displacement Engine with Cylinder Deactivation Capability // SAE Technical Paper 2011-01-1678, 2011. DOI: 10.4271/2011-01-1678.
 18. Investigation of Cylinder Deactivation (CDA) Strategies on Part Load Conditions / Muhamad Said M., Abdul Aziz A., Abdul Latiff Z. [et al.] // SAE Technical Paper 2014-01-2549, 2014. DOI: 10.4271/2014-01-2549.
 19. Bech A., Shayler P. J., McGhee M. The Effects of Cylinder Deactivation on the Thermal Behaviour and Performance of a Three Cylinder Spark Ignition Engine // SAE International Journal of Engines. 2016. 9 (4). DOI: 10.4271/2016-01-2160.
 20. Connolly F. Direct Estimation of Cyclic Combustion Pressure Variability Using Engine Speed Fluctuations in an Internal Combustion Engine // SAE Technical Paper 940143, 1994.
 21. Cylinder Deactivation for Increased Engine Efficiency and Aftertreatment Thermal Management in Diesel Engines / A. Ramesh, D. Gosala, C. Allen [et al.] // SAE Technical Paper 2018-01-0384, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0384.
16. Increasing reliability of gas-air systems of piston and combined internal combustion engines by improving thermal and mechanic flow characteristics /Yu. M. Brodov, N. I. Grigor'ev, B. P. Zhilkin [et al.] // Thermal Engineering, 2015. Vol. 62. No. 14. Pp. 1038–1042.
 17. Senapati U., McDevitt I., Hankinson A. Vehicle Refinement Challenges for a Large Displacement Engine with Cylinder Deactivation Capability // SAE Technical Paper 2011-01-1678, 2011. DOI: 10.4271/2011-01-1678.
 18. Investigation of Cylinder Deactivation (CDA) Strategies on Part Load Conditions / Muhamad Said M., Abdul Aziz A., Abdul Latiff Z. [et al.] // SAE Technical Paper 2014-01-2549, 2014. DOI: 10.4271/2014-01-2549.
 19. Bech A., Shayler P. J., McGhee M. The Effects of Cylinder Deactivation on the Thermal Behaviour and Performance of a Three Cylinder Spark Ignition Engine // SAE International Journal of Engines. 2016. 9 (4). DOI: 10.4271/2016-01-2160.
 20. Connolly F. Direct Estimation of Cyclic Combustion Pressure Variability Using Engine Speed Fluctuations in an Internal Combustion Engine // SAE Technical Paper 940143, 1994.
 21. Cylinder Deactivation for Increased Engine Efficiency and Aftertreatment Thermal Management in Diesel Engines / A. Ramesh, D. Gosala, C. Allen [et al.] // SAE Technical Paper 2018-01-0384, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0384.

Объем статьи 0,9 авторских листа

УДК 629.3

Андрей Владимирович Пузаков, кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей» Оренбургского государственного университета (ОГУ), Оренбург, Россия

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Andrey Vladimirovich Puzakov, PhD in Engineering, Associate Professor, Technical Maintenance and Repair of Automobiles Department, Orenburg State University (OSU), Orenburg, Russia

Assessment of operation efficiency of power supply system for motor vehicles

Аннотация

Современные автотранспортные средства не оборудованы устройствами, позволяющими контролировать эффективность работы системы электроснабжения, что приводит к непредвиденным расходам при эксплуатации. Одним из решений данной проблемы может быть непрерывный контроль параметров системы электроснабжения, однако их текущие значения сами по себе не являются информативными. На основе сравнительного анализа параметров системы электроснабжения при штатной и аварийной работе предложены новые принципы оценки ее эффективности. Представленные в статье результаты могут получить практическое развитие при реализации бортового устройства мониторинга системы электроснабжения автотранспортных средств в режиме реального времени.

Ключевые слова: система электроснабжения автотранспортных средств, аккумуляторная батарея, автомобильный генератор, коэффициент эффективности, коэффициент отдачи.

Abstract

Modern motor vehicles are not equipped with devices that allow controlling efficiency of operation of power supply system, which leads to unexpected losses in operation. One of the solutions of the problem is continuous control of parameters of power supply system. However, their current values are not informative. On the basis of comparative analysis of power supply system parameters at normal and emergency operation the author suggests new principles of assessment of its efficiency. Results presented in the paper can get a practical development at realization of on-board device for monitoring power supply system for motor vehicles in real time.

Keywords: power supply system for motor vehicles, storage battery, automotive alternator, efficiency rate, output factor.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-62-67

ВВЕДЕНИЕ

Система электроснабжения включает в себя устройства генерации и хранения электроэнергии на борту автотранспортных средств [1]. Основной источник генерации электроэнергии — вентильный генератор, представляющий собой синхронную электрическую машину со встроенным выпрямителем и регулятором напряжения. Свинцово-кислотная аккумуляторная батарея (АКБ) служит для хранения запаса электроэнергии и играет роль энергетического буфера, сглаживая пульсации при резких колебаниях нагрузки.

В процессе эксплуатации автотранспортных средств в работе системы электроснабжения возникают отклонения, вызванные как неисправностями элементов системы (генератора, аккумуляторной батареи, ременной передачи), так и неполадками в остальном электрооборудовании (например, короткими замыканиями) [2].

Отклонения в работе системы электроснабжения автомобиля можно классифицировать по месту их возникновения (связанные с генератором, с аккумуляторной батареей), а также по прочим неисправностям (повышенное сопротивление в цепях «генератор — нагрузка» и «аккумуляторная батарея — нагрузка», ослабление натяжения приводного ремня, неполадки в электропроводке).

К отклонениям, связанным с генератором, относятся [2] неисправности регулятора напряжения; короткое замыкание диода, обрыв диода; обрыв фазы статора, межвитковое замыкание обмотки статора, межфазное замыкание обмотки статора, замыкание фазы обмотки статора на корпус; обрыв и межвитковое замыкание обмотки ротора. Отклонения, вызванные неисправностями аккумуляторной батареи, сводятся к снижению степени заряженности, окислению полюсных выводов, сульфатации и короткому замыканию пластин.

При параллельной работе автомобильного генератора и стартерной аккумуляторной батареи (САКБ), с одной стороны, повышается надежность электроснабжения потребителей, а с другой — растет уязвимость системы к выходу из строя одного из источников электроэнергии. Так как неисправности автомобильного генератора и аккумуляторной

батареи всегда взаимосвязаны (нарушение работы генератора вызывает неисправности АКБ, и наоборот), то логичным решением будет рассматривать систему электроснабжения и отклонения в ее работе на основе анализа совокупности параметров [3, 4].

В общем случае работу системы электроснабжения автомобиля можно охарактеризовать такими параметрами, как сила тока генератора I_G , сила тока аккумуляторной батареи I_B (в зарядном или разрядном режиме), напряжение бортовой сети U_B [2, 5]. При штатном режиме ток, вырабатываемый генератором (рис. 1), расходуется на работу потребителей, заряд АКБ и самовозбуждение. Как видно из анализа рис. 1, автомобильный генератор и САКБ связаны с потребителями соединительными проводами, замененными на схеме замещения сосредоточенными сопротивлениями R_L^1 и R_L^2 .

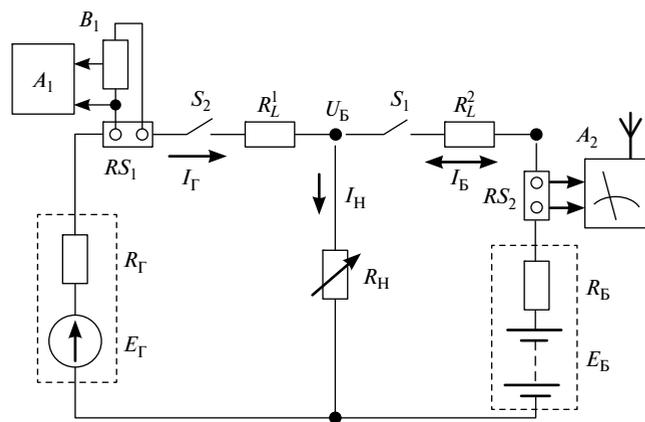


Рис. 1. Схема замещения и подключения измерительной аппаратуры системы электроснабжения автомобиля

На рис. 1 введены следующие обозначения: A_1 — регистратор аналоговых данных OnSet H0B0 UX120–006M; A_2 — цифровой мультиметр OWON B 41t+; B_1 — датчик постоянного напряжения CABLE-ADAP5; U_B — напряжение бортовой сети; I_G , I_H , I_B — ток генератора, на нагрузки и аккумуляторной батареи соответственно; R_G , R_H , R_B — сопротивление генератора, нагрузки и внутреннее сопротивление аккумуляторной батареи соответственно; E_G и E_B — ЭДС генератора и аккумуляторной батареи; R_L^1 — сопротивление цепи «генератор — нагрузка»; R_L^2 — сопротивление цепи «аккумуляторная батарея — нагрузка»; RS_1 — токоизмерительный шунт (75 мВ, 50 А); RS_2 — токоизмерительный шунт (75 мВ, 100 А); S_1 и S_2 — выключатель зажигания.

При эффективной работе системы электроснабжения силы тока, вырабатываемой генератором, достаточно и для штатного, и для дополнительного электрооборудования; баланс электроэнергии [6] за время поездки остается положительным (энергия, полученная аккумуляторной батареей, равна или превышает ее отдачу); мощность, затраченная на привод генератора, соответствует паспортному коэффициенту полезного действия.

Следовательно, техническим состоянием системы электроснабжения определяется не только энерговооруженность автотранспортных средств, но также экономические поте-

ри и экологический ущерб, связанные с выработкой электроэнергии на борту.

Современные автотранспортные средства не оборудованы устройствами контроля за эффективностью работы системы электроснабжения, что может вызвать непредвиденные расходы при эксплуатации. В ряде случаев автомобили оснащают системами управления аккумуляторной батареей и/или генератором, основная задача которых — обеспечить необходимую степень заряженности аккумуляторной батареи. Алгоритм работы таких систем предполагает периодическое выключение генератора и его последующее подключение — по мере разряда аккумуляторной батареи, а также для рекуперации электроэнергии в процессе торможения автомобиля. В то же время подобные бортовые устройства не учитывают изменение технического состояния системы электроснабжения. Силу тока в ключевых точках системы электроснабжения для контроля ее технического состояния можно определять при помощи штатных датчиков тока АКБ.

Помимо силы тока аккумуляторной батареи необходимо контролировать и изменение силы тока генератора.

Ранее автором установлено, что оценка технического состояния автомобильного генератора возможна на основе расчета коэффициента загрузки

$$Z_a = \frac{I_{Gi}}{I_G^{\max}(n_i)}, \quad (1)$$

где I_{Gi} — текущее значение силы тока генератора, А; $I_G^{\max}(n_i)$ — сила тока генератора по токоскоростной характеристике для текущего значения частоты вращения ротора генератора, А.

Но для определения коэффициента загрузки необходимо численное значение текущей частоты вращения ротора генератора, что затрудняет практическое использование данного коэффициента.

Текущие значения силы тока АКБ и генератора не дают информации о режиме работы системы электроснабжения, поэтому для оценки эффективности ее работы необходимо ввести ряд коэффициентов, однозначно характеризующих режим эксплуатации.

Аккумуляторная батарея при штатной эксплуатации должна заряжаться сразу после завершения пуска автомобильного двигателя, чтобы компенсировать затраченную электроэнергию. При дальнейшей работе АКБ режимы отдачи и восполнения электроэнергии циклически сменяют друг друга. Эффективность работы АКБ и ее техническое состояние можно оценить по величине зарядного тока (способности принимать заряд, см. ГОСТ 53165–2020) и по вкладу в общий ток нагрузки. Введем для оценки эффективности работы АКБ коэффициент, численно равный отношению тока аккумуляторной батареи к току нагрузки системы электроснабжения, т.е. коэффициент отдачи АКБ:

$$K_{AKB} = I_B / I_H, \quad (2)$$

где

$$I_H = I_G - I_B. \quad (3)$$

По аналогии с аккумуляторной батареей введем для оценки эффективности работы генератора коэффициент, численно равный отношению тока генератора к току нагрузки системы электроснабжения, — коэффициент отдачи генератора:

$$K_{ГЕН} = I_{Г} / I_{Н}. \quad (4)$$

Нетрудно заметить, что сумма коэффициентов отдачи генератора и аккумуляторной батареи всегда равна единице и не может быть использована для оценки эффективности работы системы электроснабжения в целом. Введем коэффициент эффективности системы электроснабжения, численно равный отношению коэффициента отдачи аккумуляторной батареи к коэффициенту отдачи генератора:

$$K_{\Sigma} = K_{АКБ} / K_{ГЕН}. \quad (5)$$

Тогда целевую функцию системы электроснабжения на основе введенных коэффициентов можно представить в следующем виде:

$$K_{АКБ} = I_{Б} / I_{Н} [-\infty; 1] \quad K_{АКБ} \rightarrow \min;$$

$$K_{ГЕН} = I_{Г} / I_{Н} [0; \infty] \quad K_{ГЕН} \rightarrow \max;$$

$$K_{\Sigma} = I_{Б} / I_{Г} [1; -\infty] \quad K_{\Sigma} \rightarrow \max.$$

Графически совместное изменение указанных коэффициентов иллюстрирует рис. 2, из которого следует, что режим работы системы электроснабжения можно признать эффективным при обеспечении положительного баланса электроэнергии. Большое отрицательное значение коэффициента эффективности системы электроснабжения однозначно свидетельствует об аварийной работе, следствием которой является прогрессивный разряд АКБ и дальнейшее прекращение движения автотранспортного средства.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Регистрация параметров системы электроснабжения на борту автомобиля осуществлялась с помощью подключения измерительной аппаратуры (см. рис. 1) [7–10].

Для измерения силы тока генератора датчик постоянного напряжения CABLE-ADAP5 подключался к токоизмерительному шунту (50 А, 75 мВ), включенному в цепь силового провода, на участке между выводом В+ генератора и точкой подключения нагрузки. Вывод датчика соединялся с регистратором аналоговых данных OnSet HOB0 UX120–006M. Этот прибор позволяет фиксировать в памяти значения постоянного напряжения в диапазоне от 0 до 5 В с сохранением до 16 млн значений.

Для измерения силы тока аккумуляторной батареи к токоизмерительному шунту (100 А, 75 мВ), включенному в разрыв положительного кабеля, подключался цифровой мультиметр OWON B 41t+, позволяющий сохранять информацию в памяти устройства (до 4000 значений) или передавать данные по каналу Bluetooth. Выбор данного средства измерения объясняется биполярностью тока аккумуляторной батареи: в началь-

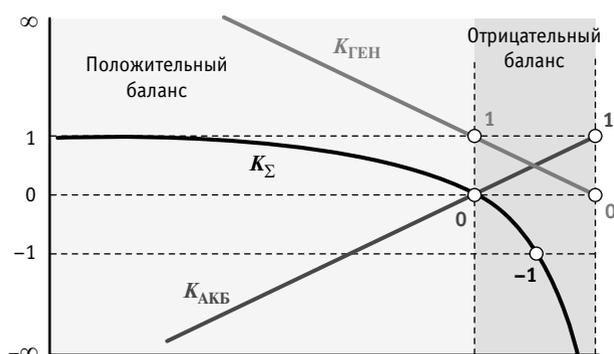


Рис. 2. Изменение коэффициентов эффективности системы электроснабжения автотранспортных средств

ный момент времени при включении потребителей и запуске автомобильного двигателя ток батареи отрицательный, а при работе генератора — в большинстве случаев положительный.

При проведении эксперимента вариация нагрузки производилась путем изменения мощности задействованных потребителей. Полученный профиль нагрузки показан на рис. 3 пунктирной линией.

Отрицательные значения коэффициента отдачи АКБ говорят о работе аккумуляторной батареи в режиме заряда, причем уменьшение абсолютной величины коэффициента свидетельствует о способности АКБ принимать заряд. Участки 1 и 2 (см. рис. 3), на которых коэффициент отдачи АКБ принимает положительные значения, соответствуют включению мощных потребителей. В этом случае АКБ непродолжительное время работает в режиме буфера, совместно с генератором отдавая электроэнергию потребителям. Величина коэффициента отдачи АКБ на этих участках может служить индикатором эффективности работы системы электроснабжения в целом, поскольку его существенное увеличение будет свидетельствовать о нарушениях в работе генератора, снижении натяжения приводного ремня и увеличении сопротивления соединительных проводов.

Величина коэффициента эффективности системы электроснабжения принимает значения между единицей и нулем, что согласуется с данными рис. 2.

Аварийными ситуациями в работе системы электроснабжения можно считать выход из строя одного из источников электроэнергии (аккумуляторной батареи или генератора). При анализе схемы замещения системы электроснабжения (см. рис. 1) можно заметить, что автомобильный генератор и АКБ связаны с потребителями соединительными проводами, которые заменены на схеме сосредоточенными сопротивлениями. При штатной работе системы электроснабжения эти сопротивления обычно невелики (единицы мОм), так как соединительные провода имеют достаточную площадь сечения. Однако окисление выводов и клемм может привести к увеличению сопротивлений вплоть до разобщения электрической схемы на два независимых контура.

Рассмотрим результаты моделирования окисления клемм генератора. При снижении эффективности работы генератора коэффициент отдачи АКБ растет (рис. 4).

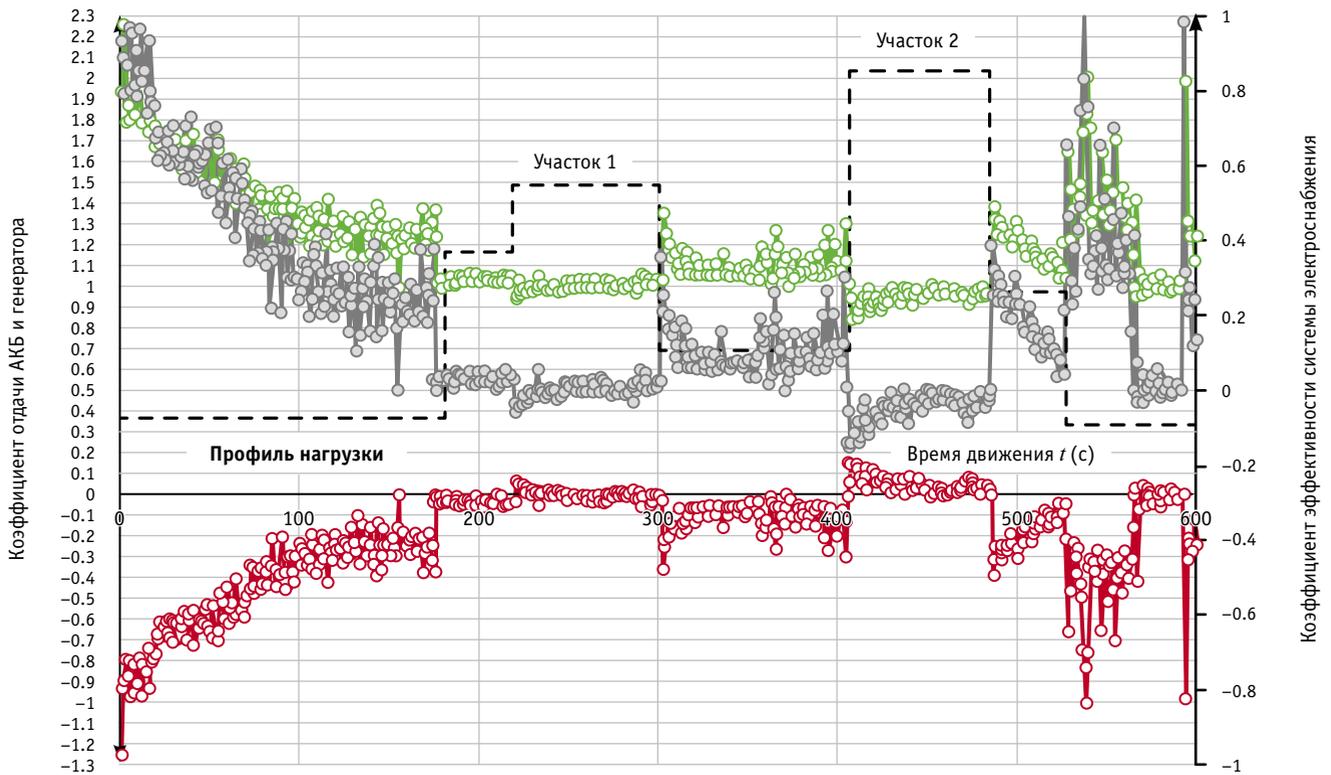


Рис. 3. Изменение расчетных коэффициентов при штатной работе системы электроснабжения:

— коэффициент отдачи АКБ; — коэффициент отдачи генератора; — коэффициент эффективности системы электроснабжения

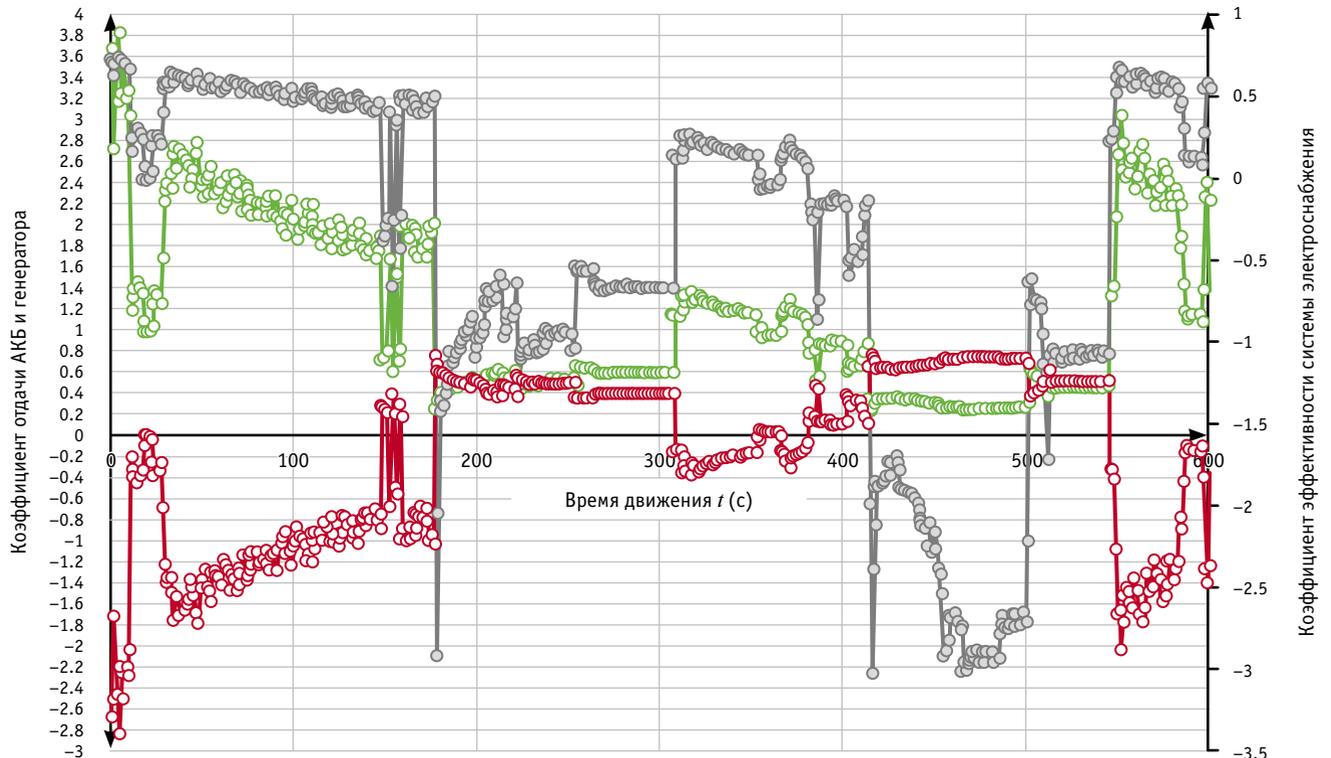


Рис. 4. Изменение коэффициентов отдачи при окислении клемм генератора:

— коэффициент отдачи АКБ; — коэффициент отдачи генератора; — коэффициент эффективности системы электроснабжения

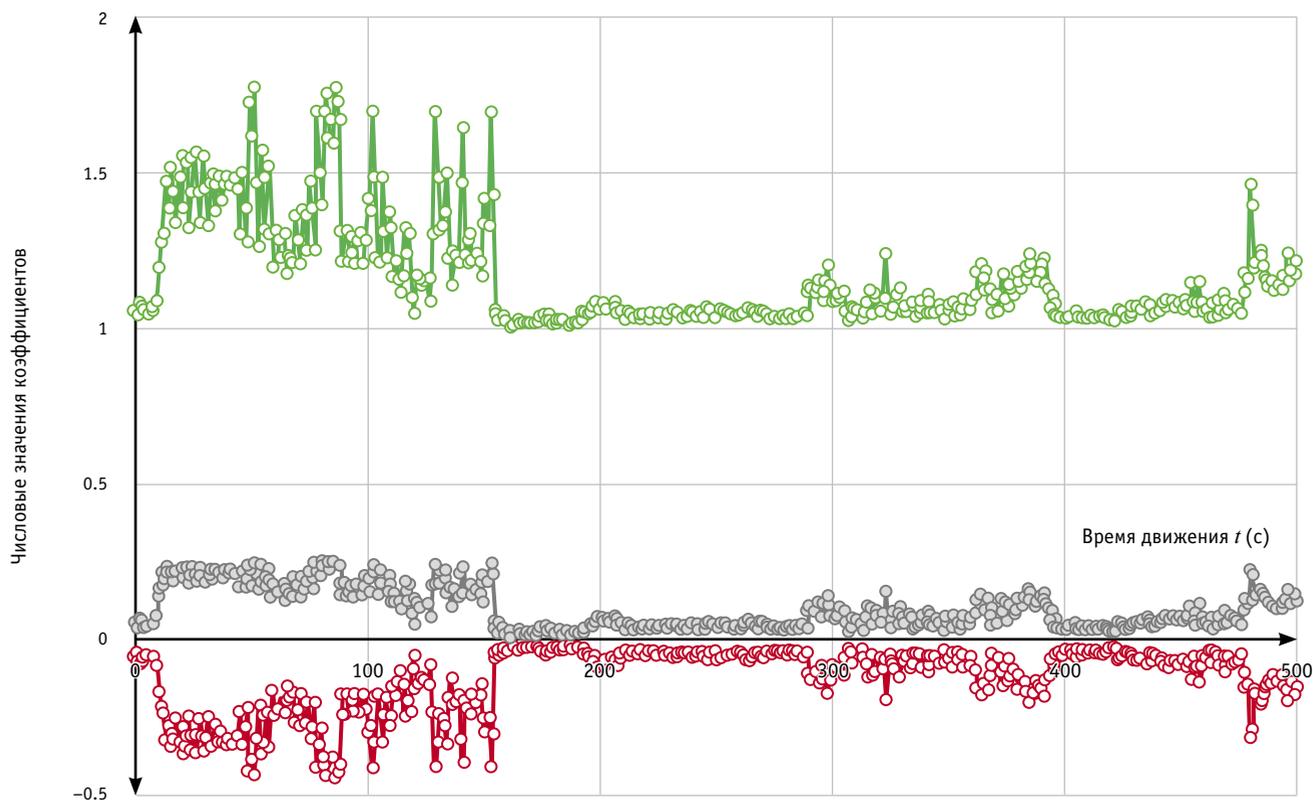


Рис. 5. Изменение коэффициентов отдачи при окислении полюсных выводов аккумуляторной батареи:

— коэффициент отдачи АКБ; — коэффициент отдачи генератора; — коэффициент эффективности системы электроснабжения

При окислении клемм генератора коэффициент отдачи АКБ увеличивается с 15 %, характерных для штатной работы системы электроснабжения, до 74 %. Соответственно коэффициент отдачи генератора снижается с 85 до 26 %. Коэффициент отдачи АКБ не может превышать единицы, а коэффициент отдачи генератора не может быть меньше нуля, так как в этом случае весь ток нагрузки обеспечивается аккумуляторной батареей, а генератор отсутствует или неисправен. Коэффициент эффективности системы электроснабжения в этом случае регулярно принимает отрицательные значения.

Рассмотрим результаты моделирования окисления полюсных выводов аккумуляторной батареи. Окисление полюсных выводов АКБ ведет к снижению ее коэффициента отдачи до нуля и стабилизации коэффициента отдачи генератора в районе единицы (рис. 5).

Коэффициент эффективности системы электроснабжения в этом случае не принимает отрицательных значений, но его величина стремится к нулю, по-

этому работу системы нельзя признать эффективной.

Таким образом, на основании диапазона изменения коэффициентов отдачи АКБ и генератора по данным эксперимента можно установить степень функционирования агрегатов системы электроснабжения, т.е. их текущий вклад в общий ток нагрузки.

ВЫВОДЫ

Эффективная работа системы электроснабжения не только является необходимым условием обеспечения энергообеспеченности автотранспортных средств, но и характеризует экономические потери и экологический ущерб, связанные с выработкой электроэнергии на борту. В стремлении снизить так называемый углеродный след автотранспортных средств разработка бортового комплекса мониторинга системы электроснабжения становится особенно актуальной.

В основу оценки эффективности работы аккумуляторной батареи, генератора и системы электроснабжения в це-

лом положено отношение текущих значений токов на участках бортовой сети.

Экспериментальное определение предлагаемых коэффициентов отдачи АКБ и генератора может быть использовано для оценки эффективности работы этих агрегатов по вкладу в общий ток нагрузки. Расчет коэффициента эффективности системы электроснабжения позволит определить баланс электроэнергии на борту автомобиля и предотвратить прогрессивный разряд аккумуляторной батареи.

Дальнейшие исследования будут направлены на практическую реализацию бортового устройства мониторинга системы электроснабжения автотранспортных средств в режиме реального времени.

Работа выполнена в рамках инициативной госбюджетной научно-исследовательской работы «Методы бортового и встроенного диагностирования автотранспортных средств», № госрегистрации 121110900074–8 (период выполнения работы с 01.11.2021 по 31.12.2027).

Литература

1. Чернов А. Е., Акимов А. В. Повышение энергетической эффективности системы электрооборудования автотранспортных средств // Известия МГУ МАМИ. 2019. № 1 (39). С. 67–76. ISSN 2074–0530.
2. Puzakov A. Analysis of diagnostic parameters of the vehicle's power supply system // AIP Conference Proceedings 2503, 080013 (2022); <https://doi.org/10.1063/5.0099442>.
3. Construction of Highly-Accurate Simulation Model in Automobile's Power System / N. Nagashima, R. Nishimura, R. Ochiai // 7th WSEAS International Conference on Electric Power Systems, High Voltages, Electric Machines, 2007. Pp. 67–73.
4. Puzakov A. Estimation of efficiency of electric power balance in automobiles // Transport Problems. 2021. Vol. 16. Issue 2. Pp. 113–120. ISSN 1896–0596.
5. Monitoring system for vehicle power supply based on CAN bus / S. Wang, L. Wang, P. Shen, B. Liu // 2008 Eighth Int. Conf. on Intelligent Systems Design and Applications (Kaohsiung). Pp. 323–326. DOI: 10.1109/ISDA.2008.32.
6. Пузаков А. В. Инструментальный контроль зарядного баланса транспортных средств // Вестник гражданских инженеров. 2020. № 5 (82). С. 199–205. ISSN 1999–5571.
7. Modeling of the automotive power supply network with VHDL-AMS / M. Diebig, S. Frei, H. Reitingner, C. Ullrich // 2010. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Pp. 1–6. DOI: 10.1109/VPPC.2010.5729074.
8. Покровский В. В., Пилугин А. А. Исследование параметров системы электроснабжения в процессе движения автомобиля // Фундаментальные и прикладные исследования молодых ученых: сборник материалов IV Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. Омск : СибАДИ, 2020. С. 61–64.
9. Копылов К. Е., Телегин А. В. Определение состояния системы электроснабжения автомобиля на основе мониторинга выходного напряжения // Проблемы функционирования систем транспорта: материалы Всероссийской (национальной) научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. Тюмень : ТИУ, 2021. С. 151–154.
10. Experimental study on the effect of alternator speed to the car charging system / R. K. Mazlan, R. M. Dan, M. Z. Zakaria, A. H. A. Hamid // MATEC Web of Conference 90, 01076 (2017). DOI: 10.1051/mateconf/20179001076.

References

1. Chernov A. E., Akimov A. V. Improving the energy efficiency of vehicle electrical systems [Povyshenie energeticheskoy effektivnosti sistemy elektrooborudovaniya avtotransportnykh sredstv] // Izvestiya MGU «MAMI». 2019. No. 1 (39). Pp. 67–76. ISSN 2074–0530.
2. Puzakov A. Analysis of diagnostic parameters of the vehicle's power supply system // AIP Conference Proceedings 2503, 080013 (2022); <https://doi.org/10.1063/5.0099442>.
3. Construction of Highly-Accurate Simulation Model in Automobile's Power System / N. Nagashima, R. Nishimura, R. Ochiai // 7th WSEAS International Conference on Electric Power Systems, High Voltages, Electric Machines, 2007. Pp. 67–73.
4. Puzakov A. Estimation of efficiency of electric power balance in automobiles // Transport Problems. 2021. Vol. 16. Issue 2. Pp. 113–120. ISSN 1896–0596.
5. Monitoring system for vehicle power supply based on CAN bus / S. Wang, L. Wang, P. Shen, B. Liu // 2008 Eighth Int. Conf. on Intelligent Systems Design and Applications (Kaohsiung). Pp. 323–326. DOI: 10.1109/ISDA.2008.32.
6. Puzakov A. V. Instrumental monitoring of the vehicle charging balance [Instrumental'nyy kontrol' zaryadnogo balansa transportnykh sredstv] // Bulletin of Civil Engineers. 2020. No. 5 (82). Pp. 199–205. ISSN 1999–5571.
7. Modeling of the automotive power supply network with VHDL-AMS / M. Diebig, S. Frei, H. Reitingner, C. Ullrich // 2010. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. Pp. 1–6. DOI: 10.1109/VPPC.2010.5729074.
8. Pokrovskiy V. V., Pilyugin A. A. Study of parameters of power supply system in process of movement [Issledovanie parametrov sistemy elektrosnabzheniya v protsesse dvizheniya avtomobilya] // Fundamental and applied research of young scientists: proceedings of the 4th International research and practice conference of students, postgraduates and young scientists. Omsk: SibADI, 2020. Pp. 61–64.
9. Kopylov K. E., Telegin A. V. Determination of condition of automobile power supply system on the basis of monitoring of output voltage [Opredelenie sostoyaniya sistemy elektrosnabzheniya avtomobilya na osnove monitoringa vykhodnogo napryazheniya] // Problems of operation of transport systems: proceedings of the All-Russian (National) research and practice conference of students, postgraduates and young scientists. Tyumen : TIU, 2021. Pp. 151–154.
10. Experimental study on the effect of alternator speed to the car charging system / R. K. Mazlan, R. M. Dan, M. Z. Zakaria, A. H. A. Hamid // MATEC Web of Conference 90, 01076 (2017). DOI: 10.1051/mateconf/20179001076.

Объем статьи 0,7 авторских листа

УДК 656.132

Дмитрий Германович Неволин, доктор технических наук, профессор кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,
Алексей Алексеевич Цариков, кандидат технических наук, доцент кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,
Виктор Григорьевич Бондаренко, кандидат технических наук, доцент кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия

К ВОПРОСУ ОРГАНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА НА ПЕШЕХОДНЫХ УЛИЦАХ КРУПНЫХ И КРУПНЕЙШИХ ГОРОДОВ РОССИИ

Dmitriy Germanovich Nevolin, DSc in Engineering, Professor, Design and Operation of Automobiles Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,
Alexey Alexeevich Tsarikov, PhD in Engineering, Associate Professor, Design and Operation of Automobiles Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,
Viktor Grigoryevich Bondarenko, PhD in Engineering, Associate Professor, Design and Operation of Automobiles Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia

To the question of organization of passenger transport service on pedestrian streets of big and the biggest Russian cities

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы, связанные с организацией движения общественного транспорта на городских пешеходных улицах. Показано, что это позволит не только улучшить условия движения пассажиров и пешеходов, но и снизить объем движения личного автотранспорта через центральную часть города.

Ключевые слова: городской пассажирский транспорт, пешеходные улицы, организация движения.

Abstract

The paper considers questions connected with organization of public transport service on urban pedestrian streets. The authors show that it will not only improve the conditions of movement for passengers and pedestrians, but decrease traffic of private transport through the central part of the city.

Keywords: municipal passenger transport, pedestrian streets, organization of service.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-68-73

ВВЕДЕНИЕ

Крупные и крупнейшие города Российской Федерации за период своего существования претерпели множество архитектурных изменений и подходов к проектированию улиц и дорог. Одним из итогов таких преобразований стало создание в центральной части городов узких улиц, на которых организация движения транспорта оказалась крайне затруднительной.

При Петре I в Российской империи началась новая эра градостроительной деятельности. Воодушевленный архитектурой европейских городов, он не только приступил к строительству новой столицы государства — Санкт-Петербурга, но и лично вводил в нем нормирование.

Прямолинейные петербургские улицы с одноэтажными и двухэтажными домами, обилием зелени, вертикалями шпилеобразных колоколен и башен поражали строгостью и стройностью перспектив. Одновременно с введением прямолинейных улиц росла и их абсолютная ширина. Так, уже в петровское время ширина на разных участках Невского проспекта составляла от 25 до 40 м. Однако рядовые улицы имели ширину 14–16 м и в крайне редких случаях — 20 м. В уездных и губернских городах широких улиц, подобных Невскому проспекту, практически не было, что сказалось на историческом облике Казани, Екатеринбурга, Челябинска и др.

При Елизавете Петровне были предприняты попытки упорядочить застройку Москвы. Согласно указу от 22 мая 1742 г., ширина московских улиц должна была составлять не менее 8 сажень (17 м), переулки — не менее 4 сажень (8,5 м). Однако после случившихся в 1748 и 1752 гг. больших пожаров

потребовалось пересмотреть ширину, чтобы обеспечить пожарную безопасность. В новом указе ширина улиц уже регламентировалась в 10 саженей (21,3 м), а переулков — в 6 саженей (13,8 м) [1].

В 1837 г. министерство внутренних дел издало Строительный устав, в котором содержались нормативы, обязательные при проектировании. Так, в редакции устава от 1857 г. в статье 281 указано: «При устройстве новых улиц необходимо, чтобы они были шириною, по крайней мере, от 10 до 15 саженей. При этом допускается ширина улиц менее 10 саженей, в случае если для устройства улицы потребуется снести или уничтожить существующие казенные, общественные или частные здания, или подвергнуть отчуждению какие-либо другие имущества значительной ценности».

В дореволюционной России ширина улиц в красных линиях была напрямую связана с высотой зданий, например, при пятиэтажной застройке ширина улицы должна была составлять не менее 11 саженей (23,5 м). Посадку деревьев вдоль улиц также регламентировали размеры в красных линиях: во избежание затемнения и сырости не рекомендовалось сажать деревья ближе 3–4 саженей от зданий (6,4–8,5 м); при ширине улиц менее 10 саженей (21 м) посадка деревьев тоже не рекомендовалась; в случае если ширина улицы между домами составляла более 25 м посадка деревьев рекомендовалась только с одной стороны (солнечной), а при ширине более 32 м — с двух сторон [2].

ИСТОРИЧЕСКОЕ ПРОШЛОЕ ГОРОДСКИХ ЦЕНТРАЛЬНЫХ УЛИЦ

Действие подобных рекомендаций можно наблюдать и сегодня на центральных (исторических) улицах российских городов. Так, в Екатеринбурге примером может служить улица 8 Марта, застроенная капитальными зданиями еще до революции и имеющая ширину в красных линиях 23 м.

Улицы, подобные 8 Марта, проектировались по нормативам дореволюционной эпохи и фактически не соответствуют современным требованиям к габаритным размерам городских магистралей. Нередко здания, построенные вдоль подобных улиц, относятся к памятникам архитектуры, что практически делает невозможной их реконструкцию под современные требования.

Следует отметить, что в российских городах, за исключением Санкт-Петербурга и Москвы, улиц дореволюционного периода немного. Однако они расположены в центре города и через них проходит основной транспортный поток. В последние же годы, следуя европейскому опыту, в центральной исторической части крупных и крупнейших городов России стали организовывать улицы с пешеходным движением (табл. 1).

Как видно из табл. 1, протяженность улиц, предназначенных только для пешеходного движения, колеблется от 220 до 1350 м, а ширина в красных линиях находится в пределах 16–30 м. Вместе с тем в соответствии с современными нормами [3] минимальная ширина улиц и дорог магистрального значения составляет 40 м. Поэтому столь узкие улицы крайне неудобны для транспорта, особенно для транзитного движения с высокой скоростью сообщения.

Таблица 1

Пешеходные улицы крупных и крупнейших городов России (за исключением Москвы и Санкт-Петербурга)

Город	Улица	Длина улицы, м	Ширина улицы в красных линиях, м
Екатеринбург	Вайнера	1200	25
Екатеринбург	Красноармейская	270	30
Челябинск	Кирова	850	30
Казань	Баумана	1350	20
Казань	Каюма Насыри	640	20
Казань	Петербургская	530	20
Самара	Ленинградская	1700	25
Воронеж	Карла Маркса	1200	30
Нижний Новгород	Большая Покровская	1250	20
Пермь	Пермская	220	22
Владивосток	Адмирала Фокина	750	18
Иркутск	Урицкого	450	15
Орел	Ленина	800	25
Пенза	Московская	1100	24
Саратов	Кирова	1300	24
Тверь	Трехсвятская	1300	21
Чебоксары	Бульвар Купца Ефремова	250	22
Ярославль	Кирова	260	16

ОРГАНИЗАЦИЯ ДВИЖЕНИЯ ПАССАЖИРСКОГО ТРАНСПОРТА НА ПЕШЕХОДНЫХ УЛИЦАХ

Сегодня в крупных и крупнейших российских городах продолжается процесс организации улиц для пешеходов. Но в то же время практически все существующие и перспективные пешеходные улицы расположены в кварталах и на территориях, которые имеют высокий транспортный спрос, т.е. здесь проходит транспорт с высоким пассажиропотоком. И если в новой концепции организации пешеходных улиц можно игнорировать личные автомобили как транспортные средства, которые перевозят небольшое количество пассажиров, то к общественному транспорту требуется особый подход. Например, в ряде случаев при организации пешеходных улиц расстояние, которое проходит пассажир к остановке общественного транспорта, может увеличиться с 400 до 900 м, что негативно повлияет на качество транспортного обслуживания.

Как показывает практика, на улицах с шириной в красных линиях от 16 до 25 м невозможно устроить проезжую часть для движения транспортных средств в четыре ряда, выделив при этом пространство пешеходных тротуаров. Особенно сложно на таких улицах организовать движение трамвая [4].

Для решения этой проблемы авторы статьи предлагают организовать движение городского пассажирского транспорта.

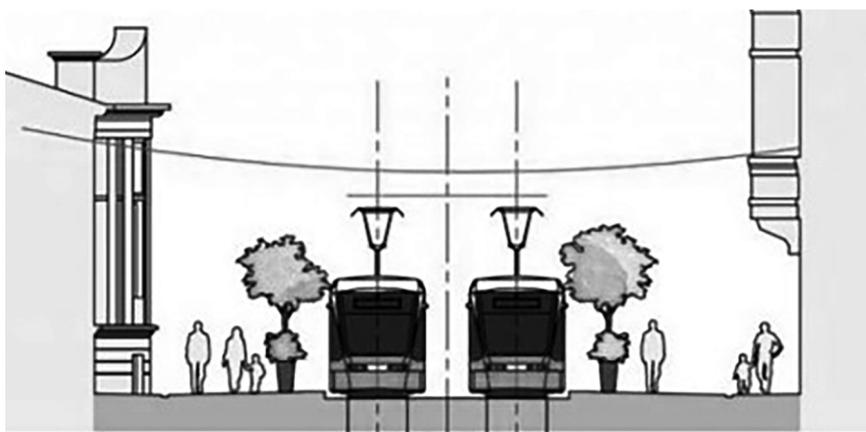


Рис. 1. Поперечный профиль пешеходной улицы с движением пассажирского транспорта



Рис. 2. Пешеходно-трамвайная улица Яффо (Иерусалим, Израиль)

Таблица 2

Основные показатели пешеходных улиц,
используемых для движения пассажирского транспорта за рубежом

Город (страна)	Улица	Длина (ширина) улицы, м	Используемый транспорт
Иерусалим (Израиль)	Яффо	1420 (16)	Трамвай
Линц (Австрия)	Ландштрассе	1400 (12–14)	Трамвай
Эрфурт (Германия)	Банхофштрассе	730 (14)	Трамвай
Эрфурт (Германия)	Шлессерштрассе	640 (12)	Трамвай
Тур (Франция)	Насьональ	730 (12–21)	Трамвай
Монпелье (Франция)	Магелона	350 (12–14)	Трамвай
Цюрих (Швейцария)	Банхофштрассе	1250 (12–21)	Трамвай, автобус
Хельсинки (Финляндия)	Александровская	570 (14–16)	Трамвай
Аугсбург (Германия)	Бюргермайстер-Фишерштрассе	290 (14–16)	Трамвай
Аугсбург (Германия)	Максимилианштрассе	290 (12–14)	Трамвай
Львов (Украина)	Кафедральная и Русская	490 (10–18)	Трамвай

Устройство специализированных троллейбусно-пешеходных, трамвайно-пешеходных и автобусно-пешеходных улиц достаточно давно рассматривается и в отечественной научной литературе, и в нормативной документации [5], однако практического применения пока не получило.

Вместе с тем пешеходные улицы с движением пассажирского транспорта — интересный и прогрессивный вариант реконструкции исторических пространств с точки зрения современного понимания мобильности в городах (рис. 1). Результатом организации таких улиц является их полное закрытие для транспортных средств, за исключением экологически чистых видов транспорта, таких как трамвай, троллейбус и автобусы, работающие на альтернативных видах топлива. Движение частного автотранспорта на пешеходных улицах запрещено, однако в ночное время возможен проезд коммунальной уборочной техники и автомобилей, обслуживающих торговые точки (при отсутствии альтернативного проезда).

Необходимо отметить, что организовать движение пассажирского транспорта можно и на пешеходных улицах с крайне малой (менее 14 м) шириной в красных линиях. Для этого, как указано в руководстве [5], необходимо уменьшить ширину проезжей части для движения подвижного состава до 7 м при условии, что протяженность таких магистральных улиц не более 1,5 км. Скорость общественного транспорта на этих улицах не должна превышать 30 км/ч.

Исследования городской транспортной инфраструктуры показали, что в Европе опыт организации движения общественного транспорта на пешеходных улицах существует достаточно давно. Для пешеходных улиц, на которых используется общественный транспорт, характерна небольшая ширина в красных линиях (10–21 м) и протяженность, редко превышающая 1000 м (табл. 2). Одной из наиболее протяженных является улица Яффо в Иерусалиме (1420 м) с преобладанием средне- и низкоэтажной застройки (рис. 2).

Необходимо отметить, что на пешеходных улицах обычно расположено множество точек досуга: кафе, рестораны, магазины, музеи и пр. Именно поэтому здесь должно уделяться особое внимание эко-



логическим аспектам. То есть на пешеходных улицах необходимо использовать наиболее экологичные виды пассажирского транспорта. Например, как видно из табл. 2, в городах Европы на таких улицах преимущественное распространение получили трамваи. Кроме того, на пешеходных улицах можно достаточно эффективно использовать электробусы, троллейбусы, а также автобусы, работающие на экологически чистых видах топлива.

Организация движения пассажирского транспорта на пешеходных улицах дает возможность создавать определенные приоритетные условия для пассажиров. Несмотря на ограничение скорости движения общественного транспорта, улицы подобного типа позволят снизить влияние заторов и транспортные затруднения в центральных исторических частях города.

В некоторых литературных источниках (например, [6–8]) пешеходные улицы рассматриваются также в качестве отдельных участков, на которых можно организовать движение скоростного пассажирского транспорта.

Проанализируем на примере Красноярска варианты устройства пешеходных улиц с возможностью организации на них движения пассажирского транспорта.

Улично-дорожная сеть центральной исторической части Красноярска представляет собой прямоугольную сетку улиц, построенную в начале XX в. С запада на восток через центральную часть проходят три параллельные улицы — Ленина, Мира и Карла Маркса, расстояние между ними составляет всего 160 м, а ширина в красных линиях в наиболее узких местах не превышает 25 м.

На сегодняшний момент по ул. Ленина и Карла Маркса организовано одностороннее движение транспорта. Улица Мира расположена между этими двумя улицами, и во время проведения общественных мероприятий движение транспорта по ней прекращается. Именно ул. Мира можно сделать полностью пешеходной. С другой стороны, еще в конце 1980-х гг. по ул. Мира предлагалось закрыть движение всех видов транспорта, кроме автобусов и троллейбусов.

Эта два предложения можно совместить, если организовать по ул. Мира пешеходное движение с возможностью перемещения по ней общественного транспорта. На рис. 3 представлены три различных варианта организации пешеходного пространства в центральной части Красноярска.

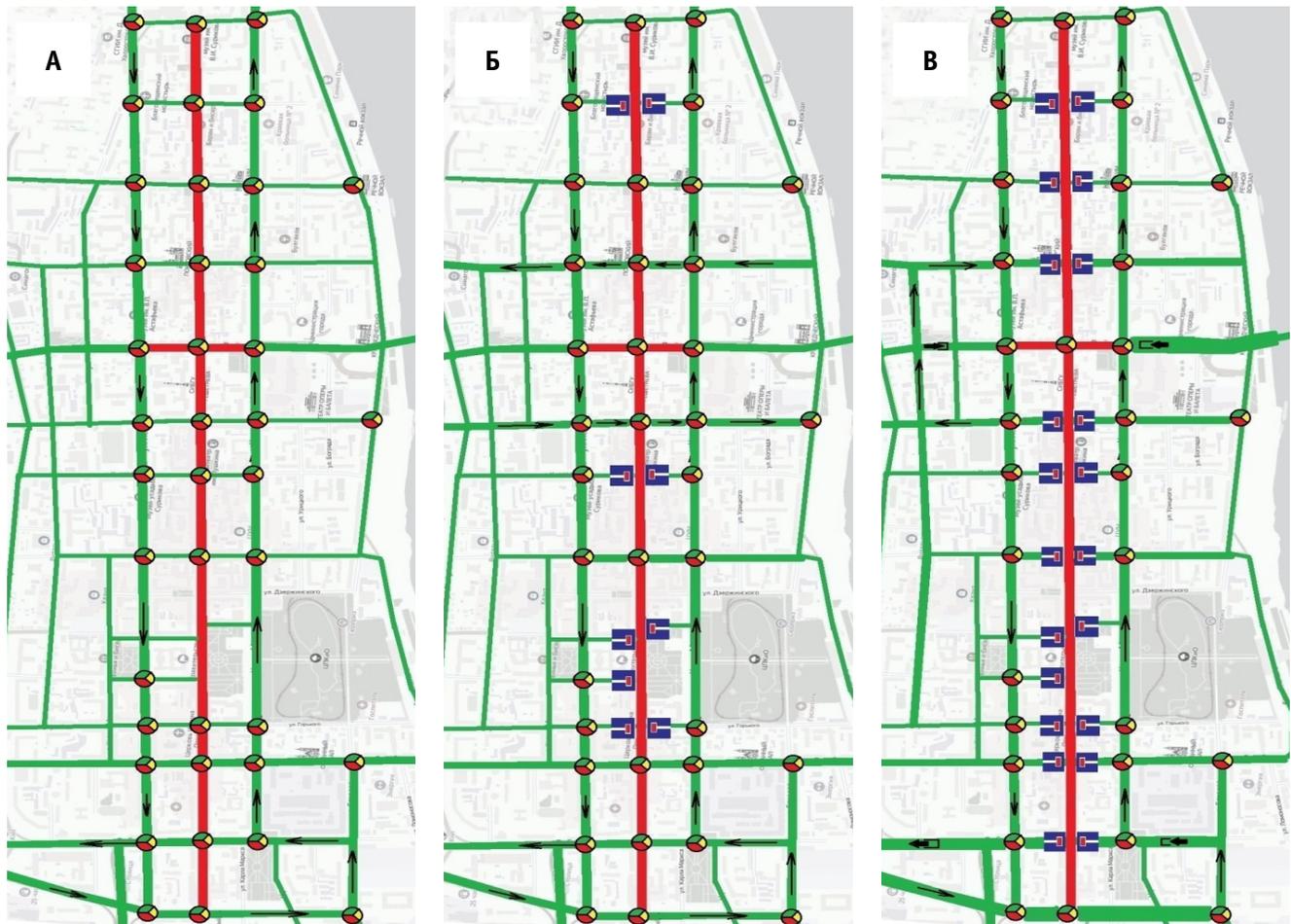


Рис. 3. Варианты развития пешеходного пространства в Красноярске с возможностью организации движения пассажирского транспорта: А, Б, В — соответственно первый, второй и третий варианты; — пешеходная улица; — улицы транспортного движения;

- — улицы одностороннего движения; — транспортные тоннели;
- ⦿ — перекрестки со светофорным регулированием; T — тупиковые улицы

Первый вариант (рис. 3А) предполагает организацию пешеходного движения по ул. Мира и на небольшом участке ул. Вейнбаума. В данном случае движение на перекрестках по пешеходной ул. Мира предлагается организовать с помощью светофоров. Пассажирский транспорт при въезде в центр по кратчайшей траектории переместится на ул. Мира, что позволит ему двигаться без затруднений. Однако плотная сетка улиц в центре Красноярска привела к тому, что на протяжении всей ул. Мира построено 12 светофоров. Расстояние между ними при такой схеме организации движения составит в среднем 300 м.

Второй вариант (рис. 3Б) отличается от первого меньшим количеством пересечений. Авторы статьи предлагают оставить перекрестки по ул. Мира только с наиболее важными магистралями центра. Остальные улицы центра сделать тупиковыми, чтобы с них нельзя было попасть на ул. Мира на автомобиле. Такое решение позволит сократить количество светофоров на ул. Мира до девяти и увеличить среднее расстояние между ними до 400 м.

Стоит отметить, что закрытие движения по ул. Мира приведет к росту транспортной нагрузки на остальные магистрали. В связи с этим мы предлагаем организовать по наиболее загруженным улицам одностороннее движение. Это позволит увеличить пропускную способность перекрестков в центральной части города и минимизировать протяженность заторов.

Третий вариант (рис. 3В) — наиболее радикальный и предусматривает закрытие по ул. Мира практически всех перекрестков. Согласно этому варианту, на ул. Мира необходимо организовать всего три светофора со светофорным регулированием (в начале и в конце улицы, а также посередине, на пересечении с ул. Вейнбаума).

Радикальным третий вариант является потому, что требует строительства нескольких тоннелей для движения транспорта через улицу. С одной стороны, этот вариант позволит создать непрерывную пешеходную улицу протяженностью 3400 м, по которой организовано движение пассажирского транспорта. С другой стороны, строительство тоннелей в центральной части города потребует значительных финансовых вложений и переноса множества подземных коммуникаций.

Вместе с тем подобный вариант организации пешеходной улицы мог бы стать визитной карточкой Красноярска. Ни в одном городе мира нет такой длинной пешеходной улицы, на которой отсутствуют перекрестки с автомобильным движением. Кроме того, с восточной стороны к ул. Мира примыкает площадь Мира, на которой движение транспорта уже закрыто. За площадью Мира расположен пешеходный мост, связывающий центральную часть города с островом Татышева, где вплоть до Октябрьского моста организовано пешеходно-велосипедное движение, а движение автотранспорта ограничено.

ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ВНЕСЕНИЮ ИЗМЕНЕНИЙ В НОРМАТИВНЫЕ ДОКУМЕНТЫ

Подобные мероприятия по организации пассажирского транспорта на пешеходных улицах следует распространять и на другие крупные и крупнейшие города России. Одновременно с этим необходимо внести определенные изменения в градостроительную и транспортную нормативную документацию.

В частности, авторы статьи предлагают выделить два типа пешеходных улиц.

К первому типу необходимо отнести пешеходные улицы с возможностью движения пассажирского транспорта (табл. 3). Такие улицы рекомендуется организовывать при ширине в красных линиях 16 м и менее. В зависимости от геометрических возможностей улицы и используемого вида пассажирского транспорта ширину проезжей части необходимо назначать в пределах от 6 до 7 м. Учитывая, что улицы подобного типа в первую очередь организуются для движения пешеходов, ширина тротуаров здесь может достигать 5 м.

Таблица 3

Параметры пешеходных улиц, предлагаемые к включению в нормативную документацию

Показатель	Пешеходная улица с возможностью движения пассажирского транспорта	Пешеходно-транспортная улица*
Ширина в красных линиях, м	До 16	16–35
Ширина проезжей части, м	6–7	7–8 (14)**
Ширина тротуара, м	1,5–5	3–10
Ширина разделительной полосы между проезжей частью и тротуаром, м	–	1,5–3
Разрешенная максимальная скорость движения транспорта, км/ч	30	50–60

* Пешеходно-трамвайная, пешеходно-автобусная.

** В скобках приведена ширина проезжей части для четырехполосного движения общественного транспорта.

Узкая ширина пешеходной улицы, а также перемещение пешеходов и транспортных средств требуют определенных мероприятий по безопасности дорожного движения. Опыт зарубежных стран показывает, что на улицах данного типа скорость движения пассажирского транспорта необходимо ограничить 30 км/ч. Такая скорость позволяет водителю пассажирского транспорта оперативно реагировать в случае выхода пешехода на проезжую часть.

Опыт организации пешеходно-трамвайных улиц в западных странах показывает, что проезжая часть и тротуары можно устраивать в одном уровне. Исключение составляют участки, на которых производится посадка-высадка пассажиров общественного транспорта. Приподнятые над уровнем проезжей части остановки общественного транспорта позволяют улучшить условия посадки-высадки пассажиров, особенно маломобильных групп граждан. Общий уровень проезжей части и тротуаров необходим, чтобы использовать пространство всей улицы для движения пешеходов. Общественному транспорту на улицах подобного типа отводится второстепенная роль.

Ко второму типу авторы отнесли пешеходно-транспортные улицы. Магистрали подобного типа рекомендуется организовывать при ширине в красных линиях более 16 м. Здесь

движение пешеходов и общественного транспорта разделяется специальными полосами, ширина которых составляет от 1,5 до 3 м. На таких разделительных полосах можно посадить деревья и установить на них столбы освещения. Именно разделительные полосы являются препятствием для незапланированного выхода пешеходов на проезжую часть улицы. В отличие от улиц первого типа пешеходно-транспортные улицы организуются для равного приоритета пешеходам и пассажирскому транспорту.

Учитывая, что на улицах подобного типа транспортные и пешеходные потоки разделены между собой, разрешенную скорость движения общественного транспорта здесь можно устанавливать в 50 и даже 60 км/ч. Кроме того, на улицах с высоким пассажиропотоком можно организовать четыре полосы

движения для пассажирского транспорта. Такое количество полос позволит помимо простых маршрутов вводить экспрессные и полуэкспрессные маршруты.

ВЫВОДЫ

Устройство пешеходных улиц, на которых организовано движение пассажирского транспорта, представляет собой эффективное градостроительное и транспортное мероприятие. Улицы подобного типа позволяют, с одной стороны, улучшить условия движения пассажиров и пешеходов, а с другой — снизить объем движения личного автотранспорта через центральную часть города. Одновременно с этим пешеходные улицы становятся центром притяжения горожан, а также местом развития торговли и сферы услуг.

Литература

1. Бунин А. В., Саваренская Т. Ф. История градостроительного искусства. Москва : Стройиздат, 1979. 496 с.
2. Дубелир Г. Д. Городские улицы и мостовые. Киев, 1912. 407 с.
3. СП 42.13330.2016. Свод правил. Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений. Актуализированная редакция СНиП 2.07.01–89*: утв. Приказом Минстроя России от 30.12.2016 г. № 1034/пр. Москва, 2016. 125 с.
4. Цариков А. А. К вопросу организации трамвайного движения на проблемных участках на примере Екатеринбурга // Социально-экономические проблемы развития и функционирования транспортных систем городов и зон их влияния: материалы XXIV Международной научно-практической конференции. Минск : Изд-во БНТУ, 2018. С. 279–288.
5. Рекомендации по проектированию улиц и дорог городов и сельских поселений. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data1/45/45490/?ysclid=lbookmootu318036570> (дата обращения: 12.04.2022).
6. Скоростные автобусные перевозки. Руководство по планированию. Нью-Йорк : Институт политики транспорта и развития, 2007. 1004 с.
7. Хиценко В. В. Скоростной трамвай. Ленинград : Стройиздат, 1976. 180 с.
8. Александр К. Э., Руднева Н. А. Скоростной рельсовый транспорт в градостроительстве. Москва : Стройиздат, 1985. 140 с.

Объем статьи 0,7 авторских листа

References

1. Bunin A. V., Savarenskaya T. F. History of urban planning [Istoriya gradostroitel'nogo iskusstva]. Moscow : Stroyizdat, 1979. 496 p.
2. Dubelir G. D. Urban streets and pavements [Gorodskie ulitsy i mostovye]. Kiev, 1912. 407 p.
3. SP 42.13330.2016. Set of rules. Urban planning. Planning and development of urban and rural settlements. Actual edition of SNiP 2.07.01–89* [SP 42.13330.2016. Svod pravil. Gradostroitel'stvo. Planirovka i zasstroyka gorodskikh i sel'skikh poseleniy. Aktualizirovannaya redaktsiya SNiP 2.07.01–89*]: approved by the Order of the Ministry of Construction, Housing and Utilities of the Russian Federation dated 30.12.2016 No. 1034/pr. Moscow, 2016. 125 p.
4. Tsarikov A. A. To the question of organization of tram service on problem sections on the example of Ekaterinburg [K voprosu organizatsii tramvaynogo dvizheniya na problemnykh uchastkakh na primere Ekaterinburga] // Social and economic problems of development and operation of city transportation systems and areas of their influence: proceedings of the XXIVth International research and practice conference. Minsk : Publishing House of BNTU, 2018. Pp. 279–288.
5. Recommendations on design of streets and roads for urban and rural settlements [Rekomendatsii po proektirovaniyu ulits i dorog gorodov i sel'skikh poseleniy]. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data1/45/45490/?ysclid=lbookmootu318036570> (access date: 12.04.2022).
6. Rapid bus transit. Guidelines on planning [Skorostnye avtobusnye perevozki. Rukovodstvo po planirovaniyu]. New York: Institute for Transportation and Development Policy, 2007. 1004 p.
7. Khitsenko V. V. High-speed tram [Skorostnoy tramvay]. Leningrad : Stroyizdat, 1976. 180 p.
8. Alexander K. E., Rudneva N. A. High-speed rail transport in urban planning [Skorostnoy rel'soviy transport v gradostroitel'stve]. Moscow : Stroyizdat, 1985. 140 p.

УДК 629.4.064.5

Александр Петрович Буйносов, доктор технических наук, профессор кафедры «Электрическая тяга» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,

Михаил Гелиевич Дурандин, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая тяга» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,

Олег Иванович Тутынин, аспирант кафедры «Электрическая тяга» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия

КОМПЕНСИРОВАНИЕ ПОТЕРЬ КОНТАКТНОЙ СЕТИ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ БОРТОВОГО НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ

Alexander Petrovich Buynosov, DSc in Engineering, Professor, Electric Traction Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,

Mikhail Gelievich Durandin, PhD in Engineering, Associate Professor, Electric Traction Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,

Oleg Ivanovich Tutynin, postgraduate student, Electric Traction Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia

Compensation of catenary losses by application of on-board power source

Аннотация

Выполнен анализ методов и способов снижения потерь электроэнергии в контактной сети. В настоящее время применяются как минимум два традиционных способа: первый направлен на сокращение расстояния от источника питания до потребителя электроэнергии, второй — на уменьшение сопротивления контактного провода. Авторами статьи предложен новый метод компенсации потерь в контактной сети за счет установки на борту электротягового подвижного состава накапливающего устройства, которое будет восполнять необходимую мощность в случае недостатка электроэнергии. С помощью этого метода можно сократить потери электроэнергии за счет запасенной энергии накопителя, а впоследствии восполнить ее в режиме рекуперации. В качестве накапливающего устройства выбран особый емкостный накопитель энергии — суперконденсатор российского производства, который может компенсировать более половины потерь в тяговой сети, что равноценно установке дополнительной тяговой подстанции на участке одностороннего питания. Преимущества предложенного метода заключаются в его более простой и менее затратной реализации и в высоких показателях эффективности.

Ключевые слова: высокие потери электроэнергии, тяговая сеть, падение напряжения, тяговая подстанция, сокращение потерь, электropодвижной состав, бортовой источник энергии, суперконденсатор, эффективность.

Abstract

The authors have analysed methods for energy loss reduction in catenary. Currently, there are at least two traditional methods: the first is aimed at decrease of distance between a power source and a consumer, the second — at reduction of resistance of a contact wire. The authors suggest a new method for compensation of catenary losses by installing on a board of electric motive power of an accumulating device that will compensate required power in case of energy shortage. The method allows reducing energy losses due to accumulated energy of the power source and, consequently, allows compensating it in the recuperation mode. As an accumulating device the authors have selected a Russian made supercondenser that can compensate more than a half of traction power system losses. It is equal to construction of an additional traction substation on a section with single-way feed. A simpler and a less expensive realization and high efficiency are the advantages of the proposed method.

Keywords: high energy losses, traction power system, voltage drop, traction substation, loss reduction, electric motive power, on-board power source, supercondenser, efficiency.

Снижение потерь в контактной сети и повышение эффективности использования электрической энергии — одни из главных задач в усовершенствовании железнодорожного транспорта. Как показывает анализ, уровень потерь на отдельных участках железных дорог варьируется в пределах 15–25 % при норме 5 %, а в сетях переменного тока из-за появления реактивной мощности может увеличиваться в среднем на 3 % [1–4]. Такие сверхнормативные показатели потерь способны нанести серьезный финансовый ущерб.

Электротяговый подвижной состав (ЭПС), основной потребитель электроэнергии, постоянно находится в движении, что создает определенные сложности для решения проблемы из-за меняющегося расстояния от ЭПС до тяговой подстанции (ТП) и предполагает потери в тяговой сети на всем пути следования ЭПС. Соответственно из-за вынужденных потерь при транспортировке энергии мощность, генерируемая ТП, не может в полном объеме передаваться на тяговые двигатели ЭПС. Наиболее эффективным решением снижения потерь может стать использование бортового накопителя энергии (БНЭ) в системе тягового электроснабжения ЭПС.

Одна из основных причин потерь электроэнергии в контактной сети — расстояние от источника напряжения до потребителя [5]. Напряжение на токоприемнике ЭПС определяется по формуле

$$U_T = U_{ТП} - \Delta U, \quad (1)$$

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-74-78

где $U_{ТП}$ — напряжение ТП, В;
 ΔU — падение напряжения в контактной сети, В.

В свою очередь, падение напряжения можно найти по выражению

$$\Delta U = I_3 \cdot L \cdot \rho, \quad (2)$$

где I_3 — ток электровоза ЭПС, А;
 L — расстояние от ТП до ЭПС, км;
 ρ — сопротивление проводов контактной сети, Ом.

Из анализа следует, что падение напряжения в контактной сети зависит от трех факторов — тока электровоза ЭПС, сопротивления проводов контактной сети, расстояния от ТП до ЭПС.

Так как необходимый для питания тяговых двигателей ток уменьшить нельзя, то потери электроэнергии можно сократить за счет снижения сопротивления проводов в контактной сети либо свести к минимуму расстояние от ТП до ЭПС.

Сопротивление в контактной сети ρ можно уменьшить путем увеличения поперечного сечения контактного провода. Согласно ГОСТ Р 55647–2018, самый большой по сечению и соответственно меньший по сопротивлению — это провод марки МФО-150 с сопротивлением на 0,118 Ом/км. В совокупности с несущим проводом ПБСМ-2-95 и усиливающим А-185, имеющими сопротивления 0,678 и 0,170 Ом/км, сопротивление контактной сети будет равно

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_{кп}} \cdot \frac{1}{\rho_{нп}} \cdot \frac{1}{\rho_{уп}}, \quad (3)$$

где $\rho_{кп}$, $\rho_{нп}$, $\rho_{уп}$ — соответственно сопротивление контактного провода, несущего провода и проводов усиливающего провода, Ом.

Таким образом:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{0,118} \cdot \frac{1}{0,678} \cdot \frac{1}{0,170} = 73,526 \text{ Ом};$$

$$\rho = \frac{1}{73,526} = 0,014 \text{ Ом}.$$

Чтобы показать эффективность данного метода, проведем идентичный расчет для провода марки МФО-100 с сопротивлением 0,177 Ом/км:

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{0,177} \cdot \frac{1}{0,678} \cdot \frac{1}{0,170} = 49,017 \text{ Ом};$$

$$\rho_1 = \frac{1}{49,017} = 0,020 \text{ Ом}.$$

Эффект от увеличения поперечного сечения провода:

$$\Theta = \frac{\rho_1 - \rho}{\rho_1} \cdot 100, \quad (4)$$

$$\Theta = \frac{0,020 - 0,014}{0,020} \cdot 100 = 30 \text{ \%}.$$

Итак, при использовании метода увеличения поперечного сечения удастся сократить потери на 30 %. Этот способ можно считать эффективным, однако при увеличении сечения возникают некоторые негативные последствия, которые приводят к дополнительным финансовым расходам. Во-первых, замена провода на более мощный в условиях роста стоимости цветных металлов уже несет в себе немалые затраты. Во-вторых, увеличение массы контактного провода с 890 до 1335 кг/км невозможно без усо-

вершенствования имеющихся контактных опор или установки дополнительных, что еще более увеличивает расходы железнодорожной компании.

Другой метод, позволяющий снизить потери контактной сети, — уменьшение расстояния от ТП до ЭПС, что может быть реализовано двумя способами:

использованием двустороннего питания электровоза;
установкой дополнительных ТП.

Суть первого способа состоит в том, чтобы питание ЭПС осуществлялось от двух ТП [6, 7], тем самым потребитель будет получать питание от ближайшего источника, что позволяет сократить потери напряжения на токоприемнике ЭПС:

$$\downarrow \Delta U = I_3 \cdot \downarrow L \cdot \rho.$$

Таким образом, если при одностороннем питании суммарные потери увеличиваются на протяжении всего пути и максимальны в конце пути (рис. 1), то при двустороннем питании максимальные потери напряжения будут в середине пути, а затем станут постепенно сокращаться (рис. 2).

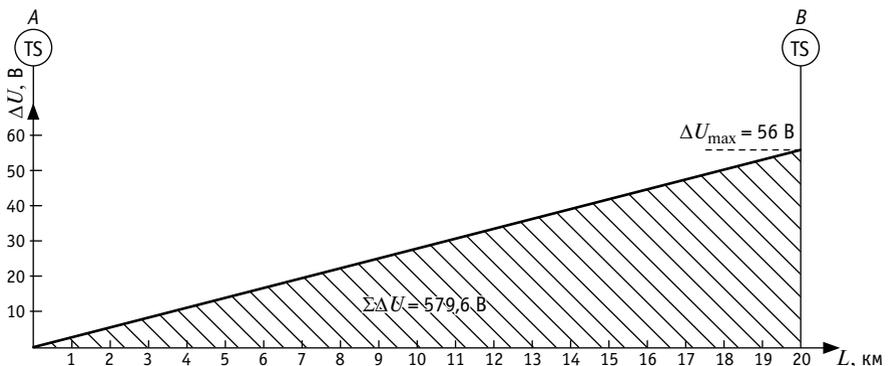


Рис. 1. Потери напряжения при одностороннем питании

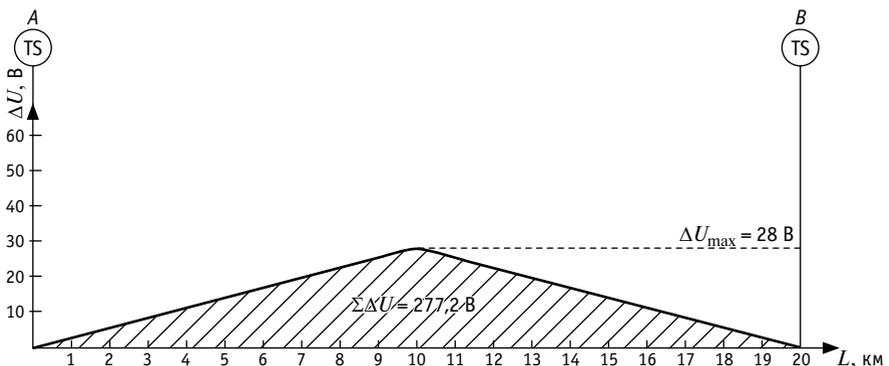


Рис. 2. Потери напряжения при двустороннем питании

Эффект от использования двустороннего питания равен

$$\Theta = \frac{579,6 - 277,2}{579,6} \cdot 100 = 52,1 \%$$

Второй способ, позволяющий уменьшить длину участка, реализуется вместе с первым, т.е. в месте, где происходят максимальные потери напряжения (рис. 3), устанавливают дополнительную ТП, тем самым падение в этой точке будет минимальным, а расстояние до ЭПС снизится вдвое:

$$\downarrow \Delta U = I_3 \cdot \downarrow L \cdot \rho.$$

Эффект от использования дополнительной подстанции по сравнению с односторонним питанием равен

$$\Theta = \frac{579,6 - 131,6}{579,6} \cdot 100 = 77,3 \%$$

Первый способ уже довольно широко применяется в электроснабжении железных дорог, является эффективным для снижения потерь и необходим при использовании на сложных участках движения высокомоощных ЭПС.

Второй способ тоже высокоэффективен, но применяется реже — лишь на тех участках, где это необходимо. С другой стороны, любая реконструкция железных дорог связана с огромными финансовыми вложениями, и, вполне вероятно, что получаемое при использовании данного способа снижение потерь электроэнергии не сможет покрыть затраты на установку и обслуживание дополнительной подстанции.

Суть предлагаемого авторами метода компенсации потерь заключается в установке на борту ЭПС аккумуляторного устройства, которое будет восполнять необходимую мощность в случае недостатка электроэнергии. С помощью этого метода можно сократить потери электроэнергии до нуля за счет запасенной энергии накопителя, а впоследствии восполнить ее в режиме рекуперации [8, 9]. К тому же эффективность метода не зависит от расстояния ЭПС до ТП.

Если сравнивать циклы работы подвижного состава (для электропоездов: разгон — чередование тяги/выбега — слу-

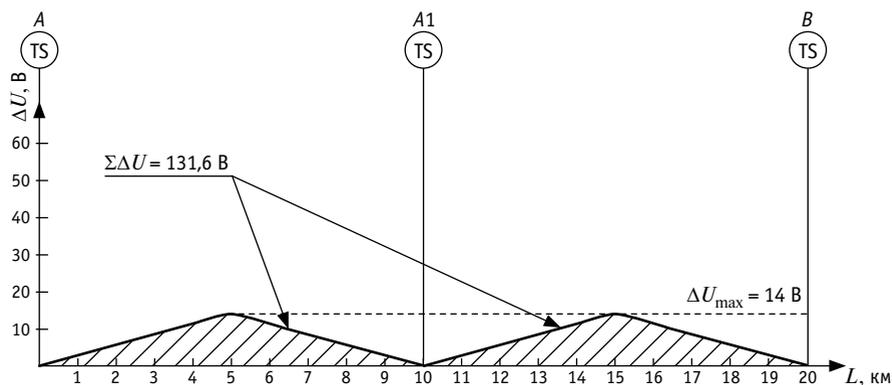


Рис. 3. Потери напряжения при двустороннем питании в случае использования дополнительной подстанции

жебное торможение; для электропоездов: разгон — выбег — служебное торможение), то очевидно, что методику компенсации потерь наиболее целесообразно применять для поездов в пригородном сообщении, так как цикл регулярного чередования режимов тяги и торможения при работе моторвагонного подвижного состава создает идеальные условия для временного запаса энергии торможения и ее эффективного использования при восполнении недостающей энергии.

Для анализа компенсации потерь в контактной сети при движении на участке от А до В примем следующие допущения:

участок движения не имеет спусков и подъемов, $i = 0 \text{ ‰}$;

отсутствуют режимы разгона и торможения, $V = V_{\text{нп}} = V_{\text{кп}}$;

внутреннее электрическое сопротивление электровоза мало, и им пренебрегают, т.е. суммарная электродвижущая сила тяговых электродвигателей равна напряжению на токоприемнике электровоза; сопротивление тяговой сети на ТП равно нулю.

Введем следующие исходные данные: электропоезд ЭР1;

напряжение электровоза $U = 3000 \text{ В}$;

питание участка движения одностороннее;

сопротивление контактного провода $\rho = 0,014 \text{ Ом}$;

длина участка движения от А до В $L = 20 \text{ км}$;

средняя скорость электропоезда $V = 90 \text{ км/ч}$.

Для того чтобы спроектировать батарею, способную компенсировать потери

электроэнергии в тяговых сетях, потребуется определить суммарные потери мощности на всем участке пути:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^n (\Delta U_i \cdot I_3) \cdot 10^{-3}, \quad (5)$$

где n — число участков пути ($n = 20$).

Ток электровоза определим из токовой характеристики электропоезда ЭР1 (рис. 4), $I_3 = 200 \text{ А}$.

Падение напряжения найдем из выражения (2), т.е.

$$\Delta U_1 = 200 \cdot 1 \cdot 0,014 = 2,8 \text{ В}.$$

Тогда падение мощности на первом километре равно

$$\Delta P_1 = 2,8 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 0,56 \text{ кВт}.$$

Остальные результаты расчетов сведены в табл. 1.

Как видно из табл. 1, $\Delta P = 115,92 \text{ кВт}$.

Тогда потери энергии на всем участке определим из выражения

$$W = \frac{\Delta P \cdot L}{V} \cdot 3600; \quad (6)$$

$$W = \frac{115,92 \cdot 20}{90} \cdot 3600 = 92736 \text{ кДж}.$$

Для питания электровоза требуется накопитель напряжением 3000 В. В настоящее время такой батареи не существует, однако на практике эта проблема может быть решена за счет создания сборных емкостных батарей с последовательнопараллельным включением единичных элементов, обеспечивающих требуемые

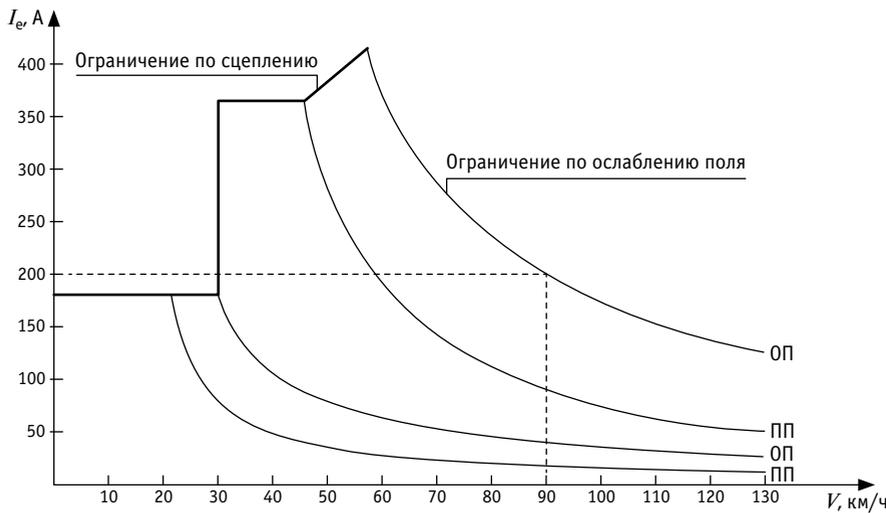


Рис. 4. Токосная характеристика электропоезда ЭР1

уровни рабочего напряжения и энергетических показателей. В качестве накопителя энергии можно использовать особый емкостный накопитель энергии — суперконденсатор, который по своим характеристикам на порядок превосходит традиционные виды накопителей (табл. 2).

Чтобы получить необходимое напряжение для питания электровоза, воспользуемся последовательной сборкой емкостной батареи из единичных конденсаторов и найдем их требуемое количество:

$$n = \frac{U}{U_k}; \quad (7)$$

$$n = \frac{3000}{60} = 50.$$

Далее определим энергию батареи:

$$W_{нб} = W_{нэ} \cdot n; \quad (8)$$

$$W_{нб} = 960 \cdot 50 = 48000 \text{ кДж};$$

$$\Theta = \frac{48000}{92736} \cdot 100 = 51,7 \text{ \%}.$$

Как показывают результаты проектирования батареи, выбранный тип суперконденсатора при идеальных условиях моделирования способен компенсировать более половины потерь в тяговой

сети, что равноценно установке тяговой подстанции с экономической эффективностью в 52,1 %. Однако при моделировании движения ЭПС на неравномерном участке, где присутствуют режимы разгона и электрического торможения, энергия накопителя в процессе работы может восполняться за счет рекуперативного торможения с передачей энергии в бортовой накопитель, что позволит существенно увеличить эффективность предлагаемого способа снижения потерь в тяговой сети.

ВЫВОДЫ

В ходе исследования способа передачи электроэнергии от ТП до ЭПС по контактной сети выявлены причины падения напряжения. Проанализированы известные методы сокращения потерь, в том числе с точки зрения их эффективности и сложностей реализации.

Предложен метод снижения потерь за счет компенсации электроэнергии с помощью бортового накопителя энергии — суперконденсатора БКДТ-30 российского производителя РКК «Энергия». Как показали расчеты, при идеальных условиях моделирования использование накопительной батареи позволяет компенсировать 51,7 % потерь электроэнергии в контактной сети, что почти равноценно установке дополнительной ТП на участке одностороннего питания.

Таблица 1

Результаты расчетов потери мощности на определенной дислокации пути

Дислокация ЭПС, км	Потери напряжения, В	Потери мощности, кВт
1	2,8	0,56
2	5,6	1,12
3	8,4	1,68
4	11,2	2,24
5	14,0	2,80
6	16,8	3,36
7	19,6	3,92
8	22,4	4,48
9	25,2	5,04
10	28,0	5,60
11	30,8	6,16
12	33,6	6,72
13	36,4	7,28
14	39,2	7,84
15	42,0	8,40
16	44,8	8,96
17	47,6	9,52
18	50,4	10,08
19	53,2	10,64
20	56,0	11,20
Сумма	579,6	115,92

Таблица 2

Технические характеристики суперконденсатора БКДТ-30

Показатель	Значение показателя
Емкость, Ф	0,52
Количество циклов заряда-разряда	200 000
Энергия, кДж	940
Напряжение, В	60
Диапазон температур, °С	От -50 до +50
Масса, кг	15
Цена, руб.	13 568 000

Литература

1. Буйносов А. П., Худояров Д. Л., Тюшев И. А. Развитие функциональных возможностей системы диагностики локомотивов // Железнодорожный транспорт. 2021. № 2. С. 60–63. ISSN 0044–4448.
2. Обухов М. Ю., Калинин Н. П. Повышение энергоэффективности электропоезда за счет установки накопителей электрической энергии // Известия ПГУПС. 2020. Т. 17. № 4. С. 449–461. ISSN 1815–588X.
3. Мазнев А. С., Евстафьев А. М. Применение энергонакопительных устройств на электроподвижном составе // Транспорт Урала. 2009. № 2 (21). С. 83–85. ISSN 1815–9400.
4. Титова Т. С., Евстафьев А. М. Повышение энергетической эффективности локомотивов с накопителями энергии // Известия ПГУПС. 2017. Т. 14. № 2. С. 200–210. ISSN 1815–588X.
5. Евстафьев А. М. Оценка энергоемкости бортового накопителя энергии для тягового подвижного состава // Бюллетень результатов научных исследований. 2018. № 2. С. 7–17. ISSN 2223–9987.
6. Буйносов А. П., Худояров Д. Л., Тюшев И. А. Алгоритмизация процесса расшифровки диагностической информации современных локомотивов // Труды РГУПС. 2020. № 4 (53). С. 9–11. ISSN 1818–5509.
7. Наговицын В. С., Буйносов А. П. Структурная классификация технических средств диагностики тягового подвижного состава // Научно-технический вестник Поволжья. 2012. № 6. С. 326–329. ISSN 2079–5920.
8. Буйносов А. П. Модель эксплуатационного износа сложных систем железнодорожного транспорта // Вестник транспорта Поволжья. 2010. № 4 (24). С. 21–25. ISSN 1997–0722.
9. Буйносов А. П., Дурандин М. Г., Тутынин О. И. Увеличение жизненного цикла аккумуляторных батарей, используемых на технических средствах железнодорожного транспорта, путем защиты от глубокого разряда // Транспорт Урала. 2022. № 2 (73). С. 92–96. DOI: 10.20291/1815-9400-2022-2-92-96. ISSN 1815–9400.

Объем статьи 0,53 авторских листа

References

1. Buynosov A. P., Khudoyarov D. L., Tyushev I. A. Development of functional possibilities of locomotives diagnostics system [Razvitie funktsional'nykh vozmozhnostey sistemy diagnostiki lokomotivov] // Railway Transport. 2021. No. 2. Pp. 60–63. ISSN 0044–4448.
2. Obukhov M. Yu., Kalinin N. P. Increasing the energy efficiency of an electric train by installing electric energy [Povyshenie energoeffektivnosti elektropoezda za schet ustanovki nakopiteley elektricheskoy energii] // Proceedings of Petersburg Transport University. 2020. Vol. 17. No. 4. Pp. 449–461. ISSN 1815–588X.
3. Maznev A. S., Evstafyev A. M. Energy-storage devices application on an electric rolling stock [Primenenie energonakopitel'nykh ustroystv na elektropodvizhnom sostave] // Transport of the Urals. 2009. No. 2 (21). Pp. 83–85. ISSN 1815–9400.
4. Titova T. S., Evstafyev A. M. Energy efficiency improvement of locomotives with energy storages [Povyshenie energeticheskoy effektivnosti lokomotivov s nakopitelyami energii] // Proceedings of Petersburg Transport University. 2017. Vol. 14. No. 2. Pp. 200–210. ISSN 1815–588X.
5. Evstafyev A. M. Energy capacity evaluation of on-board energy storage unit for a tractive rolling stock [Otsenka energoemkosti bortovogo nakopitelya energii dlya tyagovogo podvizhnogo sostava] // Bulletin of scientific research results. 2018. No. 2. Pp. 7–17. ISSN 2223–9987.
6. Buynosov A. P., Khudoyarov D. L., Tyushev I. A. Algorithmization of interpretation process of diagnostic information from modern locomotives [Algoritmizatsiya protsessa rasshifrovki diagnosticheskoy informatsii sovremennykh lokomotivov] // Works of RGUPS. 2020. No. 4 (53). Pp. 9–11. ISSN 1818–5509.
7. Nagovitsyn V. S., Buynosov A. P. Structural classification of means of diagnostics of the traction rolling stock [Strukturnaya klassifikatsiya tekhnicheskikh sredstv diagnostiki tyagovogo podvizhnogo sostava] // Scientific and Technical Volga region Bulletin. 2012. No. 6. Pp. 326–329. ISSN 2079–5920.
8. Buynosov A. P. A work wear model of rail transport complex systems [Model' ekspluatatsionnogo iznosa slozhnykh sistem zheleznodorozhnogo transporta] // Bulletin of transport of the Volga region. 2010. No. 4 (24). Pp. 21–25. ISSN 1997–0722.
9. Buynosov A. P., Durandin M. G., Tutynin O. I. Increase of life cycle of storage batteries used on technical means of railway transport by protection from deep discharge [Uvelichenie zhiznennogo tsikla akkumulyatornykh batarey, ispol'zuemykh na tekhnicheskikh sredstvakh zheleznodorozhnogo transporta, putem zashhity ot glubokogo razryada] // Transport of the Urals. 2022. No. 2 (73). Pp. 92–96. DOI: 10.20291/1815-9400-2022-2-92-96. ISSN 1815–9400.

УДК 621.314.214.332

Тимофей Сергеевич Тарасовский, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение транспорта» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия,
 Андрей Николаевич Штин, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение транспорта» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Россия

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА МАКСИМАЛЬНЫХ ТОКОВ В ПОЛУПРОВОДНИКОВЫХ ЭЛЕМЕНТАХ ТИРИСТОРНО-РЕАКТОРНОГО ПЕРЕКЛЮЧАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА РЕГУЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕНИЯ

Timofey Sergeevich Tarasovskiy, PhD in Engineering, Associate Professor, Transport Power Supply Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia,
 Andrey Nikolaevich Shtin, PhD in Engineering, Associate Professor, Transport Power Supply Department, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Russia

Features of calculation of critical currents in semiconductor elements of thyristor-reactor switching device used for voltage regulation

Аннотация

В статье представлена уточненная методика расчета максимальных токов, протекающих через тиристоры тиристорно-реакторного переключающего устройства, предназначенного для регулирования напряжения на тяговых подстанциях железных дорог постоянного тока. Методика учитывает токовые перегрузки тиристорov в динамическом режиме работы, возникающие в результате разряда накопленной электрической энергии в индуктивных элементах устройства. Выполнен расчет максимальных токов, протекающих через тиристоры переключателя в составе перспективного преобразовательного трансформатора ТРСНП-12500/10, имеющего 14 %-й диапазон регулирования напряжения.

Ключевые слова: тяговое электроснабжение, тяговая подстанция, преобразовательный трансформатор, тиристорно-реакторное переключающее устройство, уточненная методика, максимальные токи, тиристоры.

Abstract

The paper presents a refined method for calculation of critical currents flowing through thyristors of a thyristor-reactor switching device aimed at voltage regulation at traction substations on railways electrified with direct current. The method considers overcurrent of thyristors in a dynamic mode of operation that occur in result of discharge of accumulated energy in inductive elements of the device. The authors have calculated critical currents flowing through thyristors of the switch being a part of the perspective converter transformer TRSNP-12500/10 that has a 14 % range of voltage regulation.

Keywords: traction power supply, traction substation, converter transformer, thyristor-reactor switching device, refined method, critical currents, thyristors.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-79-83

Одна из актуальных задач по обеспечению конкурентоспособности перевозочного процесса — повышение энергетической эффективности электрифицированных железных дорог. С этой целью для усиления системы тягового электроснабжения постоянного тока 3,0 кВ широко применяются устройства регулирования напряжения под нагрузкой (РПН) [1].

Перспективное направление развития устройств РПН связано с использованием в их конструкции полупроводниковых приборов [1, 2]. В частности, для тяговых подстанций железных дорог ведется разработка тиристорно-реакторного переключающего устройства (ТРПУ) [1, 3]. При проектировании такого переключателя необходимо решить задачу определения максимальных токов, протекающих через тиристоры, в том числе в динамическом режиме его работы.

Принципиальная электрическая схема соединений ТРПУ с однофазным трансформатором показана на рис. 1. Первичная обмотка трансформатора состоит из последовательно соединенных нерегулируемой части с числом витков w_β (сетевая обмотка СО) и регулируемой части с числом витков w_α (регулирующая обмотка РО). В место соединения этих обмоток подключается тиристорный ключ (ТК). Неуправляемый реактор (НР) подключен к концу РО. Концы ТК и НР объединены между собой в одном узле, который соединяется с источником питания E_C .

Тиристорно-реакторное переключающее устройство в зависимости от состояния ТК имеет два режима работы. При закрытом ТК напряжение приложено к СО и РО трансформатора и НР. Напряжение на нагрузке минимально. При открытом ТК напряжение приложено только к СО трансформатора, напряжение на нагрузке наибольшее, а в контуре РО — НР — ТК протекает циркулирующий ток $I_{Ц}$, ограниченный НР. Подробно режимы работы трансформатора с ТРПУ рассмотрены в [1, 3].

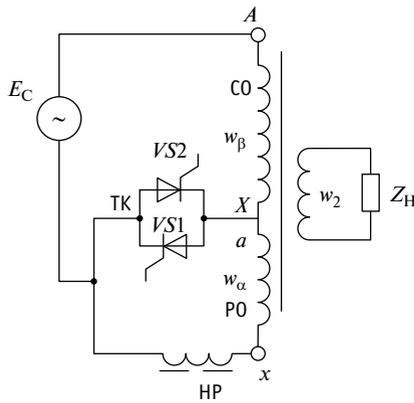


Рис. 1. Принципиальная электрическая схема соединений ТРПУ с однофазным трансформатором

Тип и количество тиристоры в ТРПУ определяются по максимальным значениям токов, протекающих через тиристоры, и по максимальным напряжениям, которые к ним прикладываются [4]. В данной статье рассмотрены особенности расчета только максимальных токов тиристоры ТРПУ.

При изменении режимов работы ТРПУ возникают токовые перегрузки тиристоры, связанные с разрядом накопленной электрической энергии в индуктивных элементах цепи коммутации [5]. Величина тока перегрузки определяется по формуле

$$I_{\text{ТК ПЕР}} = K_{\text{ПЕР}} I_{\text{Н}}, \quad (1)$$

где $K_{\text{ПЕР}}$ — коэффициент перегрузки, о.е.;

$I_{\text{Н}}$ — величина номинального тока первичной обмотки трансформатора с числом витков $w_{\beta} + w_{\alpha}$ А.

В соответствии с вышесказанным можно сделать вывод, что, выбирая тиристоры для ТРПУ, необходимо определить величину коэффициента $K_{\text{ПЕР}}$ тока перегрузки $I_{\text{ТК ПЕР}}$, протекающего через тиристоры ТК при переходном процессе в момент повышения напряжения. Вычисление $K_{\text{ПЕР}}$ основано на классическом методе [6] расчета переходных процессов.

В момент времени до коммутации ($t = 0_{-}$) ТРПУ работает в режиме с закрытыми тиристорными ключами. Схема замещения трансформатора с ТРПУ в этом режиме показана на рис. 2.

На рис. 2 приняты следующие обозначения:

$R_C, R_{\beta}, R_{\alpha}, R_{\text{HP}}$ — соответственно активное сопротивление питающей сети, СО и РО трансформатора и HP, Ом;

R'_2, R'_H — приведенные к числу витков первичной обмотки активные сопротивления вторичной обмотки трансформатора и нагрузки, Ом;

$L_C, L_{\beta}, L_{\alpha}, L_{\text{HP}}$ — соответственно индуктивность питающей сети, СО и РО трансформатора и HP, Гн;

L'_2, L'_H — приведенные к числу витков первичной обмотки индуктивности вторичной обмотки трансформатора и нагрузки, Гн.

В соответствии с рис. 2 комплексная величина тока в цепи будет равна

$$i(0_{-}) = \frac{e_C(t)}{R_{\text{ЭКВ}} + j\omega L_{\text{ЭКВ}}} = \frac{E_C e^{j(\psi)}}{\sqrt{R_{\text{ЭКВ}}^2 + (\omega L_{\text{ЭКВ}})^2} e^{j \arctg \frac{\omega L_{\text{ЭКВ}}}{R_{\text{ЭКВ}}}}} = I_1 e^{j(\psi - \varphi)}, \quad (2)$$

где

$$R_{\text{ЭКВ}} = R_C + R_{\beta} + R_{\alpha} + R_{\text{HP}} + \left(\frac{w_{\alpha} + w_{\beta}}{w_2} \right)^2 R_2 + \left(\frac{w_{\alpha} + w_{\beta}}{w_2} \right)^2 R_H;$$

$$L_{\text{ЭКВ}} = j\omega \left(L_C + L_{\beta} + L_{\alpha} + L_{\text{HP}} + \left(\frac{w_{\alpha} + w_{\beta}}{w_2} \right)^2 L_2 + \left(\frac{w_{\alpha} + w_{\beta}}{w_2} \right)^2 L_H \right);$$

ω — угловая частота, рад/с;

ψ — начальный фазовый угол, рад/с;

φ — угол сдвига фаз между током

нагрузки в докоммутационном режиме и ЭДС питающей сети \dot{E}_C , рад/с.

Согласно первому закону коммутации [6], величина тока до коммутации равна величине тока после коммутации:

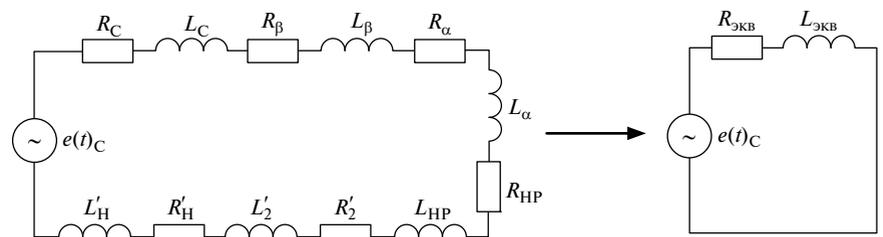


Рис. 2. Схема замещения трансформатора с ТРПУ в режиме с закрытым тиристорным ключом в момент времени до коммутации ($t = 0_{-}$)

$$i(0_{-}) = i(0_{+}) = I_1 e^{j(\psi_1 - \varphi_1)}. \quad (3)$$

В момент времени после коммутации ($t = 0_{+}$) (при открытом ТК) в установившемся режиме через ТК протекает ток нагрузки трансформатора I_1 и циркулирующий ток I_{II} . Следовательно, для исследования величины тока, протекающего через ТК во время переходного процесса, следует рассмотреть контуры протекания обоих токов отдельно. Первый контур соответствует пути протекания тока нагрузки I_1 трансформатора при работе ТРПУ в режиме с открытым ТК. Схема замещения первого контура трансформатора с ТРПУ в момент времени после коммутации ($t = 0_{+}$) показана на рис. 3а. Второй контур соответствует протеканию циркулирующего тока I_{II} трансформатора при работе ТРПУ в режиме с открытым ТК. Схема замещения второго контура трансформатора с ТРПУ в момент времени после коммутации $t = 0_{+}$ представлена на рис. 3б.

Для схемы рис. 3а в установившемся режиме после коммутации $t = 0_{+}$ принужденная составляющая тока равна

$$i_{\text{HP1}}(t) = \frac{e(t)_C}{R_{\text{ЭКВ1}} + jL_{\text{ЭКВ1}}} = \frac{E_C e^{j(\psi)}}{\sqrt{R_{\text{ЭКВ1}}^2 + (\omega L_{\text{ЭКВ1}})^2} e^{j \arctg \frac{\omega L_{\text{ЭКВ1}}}{R_{\text{ЭКВ1}}}}} = \frac{E_C e^{j(\psi)}}{Z_{\text{ЭКВ1}} e^{j(\varphi_1)}} = I_{\text{HP1}} e^{j(\psi - \varphi_1)}, \quad (4)$$

где

$$R_{\text{ЭКВ1}} = R_C + R_{\beta} + R_{\text{он}} + \left(\frac{w_{\alpha} + w_{\beta}}{w_2} \right)^2 R_2 + \left(\frac{w_{\alpha} + w_{\beta}}{w_2} \right)^2 R_H;$$

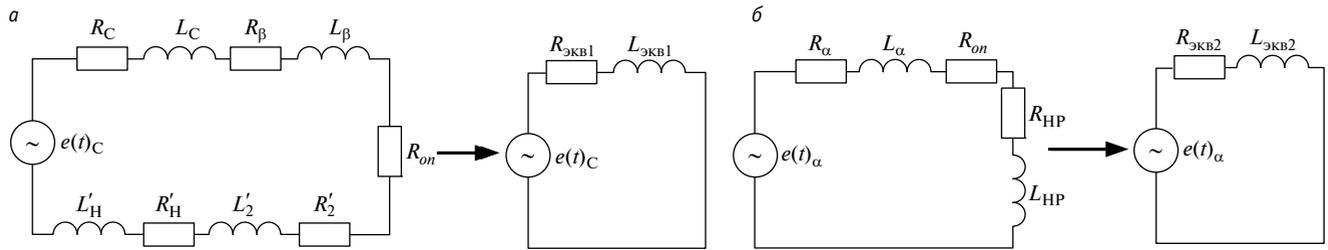


Рис. 3. Схемы замещения трансформатора с ТРПУ в момент времени после коммутации ($t = 0_+$):

a — для первого контура; *б* — для второго контура;

$R_{он}$ — активное сопротивление тиристора ТК в открытом состоянии, Ом; e_α — ЭДС РО трансформатора, В

$$L_{ЭКВ1} = j\omega \left(L_C + L_B + \left(\frac{w_\alpha + w_\beta}{w_2} \right)^2 L_2 + \left(\frac{w_\alpha + w_\beta}{w_2} \right)^2 L_H \right);$$

φ_1 — угол сдвига фаз между принужденной составляющей тока $\dot{I}_{пр1}$ в послекоммутационном режиме и ЭДС питающей сети \dot{E}_C , рад/с.

Величина тока трансформатора с ТРПУ при переходном процессе для первого контура (см. рис. 3а) в общем виде определяется как

$$i_{1-К}(t) = i_{пр1}(t) + i_{св1}(t) = I_{пр} e^{j(\psi - \varphi_1)} + A_1 e^{-\left(\frac{R_{ЭКВ1}}{L_{ЭКВ1}}\right)t}, \quad (5)$$

где $i_{св1}(t)$ — свободная составляющая;

A_1 — постоянная интегрирования.

Для момента времени $t = (0_+)$ получаем постоянную интегрирования

$$A_1 = I_1 e^{j(\psi - \varphi_1)} - I_{пр1} e^{j(\psi - \varphi_1)}. \quad (6)$$

Таким образом, подставляя (6) в (5), находим ток в цепи в переходном процессе для схемы рис. 3а:

$$i_{1-К}(t) = I_{пр1} e^{j(\psi - \varphi_1)} + \left(I_1 e^{j(\psi - \varphi_1)} - I_{пр1} e^{j(\psi - \varphi_1)} \right) e^{-\left(\frac{R_{ЭКВ1}}{L_{ЭКВ1}}\right)t} = \frac{E_C e^{j(\psi)}}{\sqrt{R_{ЭКВ1}^2 + (\omega L_{ЭКВ1})^2} e^{j \arctg \frac{\omega L_{ЭКВ1}}{R_{ЭКВ1}}}} + \left(I_1 e^{j(\psi - \varphi_1)} - \frac{E_C e^{j(\psi)}}{\sqrt{R_{ЭКВ1}^2 + (\omega L_{ЭКВ1})^2} e^{j \arctg \frac{\omega L_{ЭКВ1}}{R_{ЭКВ1}}}} \right) e^{-\left(\frac{R_{ЭКВ1}}{L_{ЭКВ1}}\right)t}. \quad (7)$$

Для схемы рис. 3б в установившемся режиме после коммутации $t = 0_+$ принужденная составляющая тока равна

$$i_{пр2}(t) = \frac{e(t)_\alpha}{R_{ЭКВ2} + j\omega L_{ЭКВ2}} = \frac{E_\alpha e^{j(\psi + 180)}}{\sqrt{R_{ЭКВ2}^2 + (\omega L_{ЭКВ2})^2} e^{j \arctg \frac{\omega L_{ЭКВ2}}{R_{ЭКВ2}}}} = I_{пр2} e^{j(\psi + 180 - \varphi_2)}, \quad (8)$$

где

$$R_{ЭКВ2} = R_\alpha + R_{он} + R_{НП};$$

$$L_{ЭКВ2} = j\omega(L_\alpha + L_{НП});$$

φ_2 — угол сдвига фаз между принужденной составляющей тока $\dot{I}_{пр2}$ в послекоммутационном режиме и ЭДС питающей сети \dot{E}_C , рад/с.

Величина тока трансформатора с ТРПУ при переходном процессе для второго контура (см. рис. 3б) в общем виде равна

$$i_{2-К}(t) = i_{пр2} + i_{св2} = I_{пр2} e^{j(\psi + 180 - \varphi_2)} + A_2 e^{-\left(\frac{R_{ЭКВ2}}{L_{ЭКВ2}}\right)t}. \quad (9)$$

Для момента времени $t = (0_+)$ получаем постоянную интегрирования

$$A_2 = I_1 e^{j(\psi - \varphi)} - I_{пр2} e^{j(\psi + 180 - \varphi_2)}. \quad (10)$$

Таким образом, подставляя (10) в (9), находим ток в цепи в переходном процессе для схемы рис. 3б:

$$i_{2-К}(t) = I_{пр2} e^{j(\psi + 180 - \varphi_2)} + \left(I_1 e^{j(\psi - \varphi)} - I_{пр2} e^{j(\psi + 180 - \varphi_2)} \right) e^{-\left(\frac{R_{ЭКВ2}}{L_{ЭКВ2}}\right)t} = \frac{E_\alpha e^{j(\psi + 180)}}{\sqrt{R_{ЭКВ2}^2 + (\omega L_{ЭКВ2})^2} e^{j \arctg \frac{\omega L_{ЭКВ2}}{R_{ЭКВ2}}}} + \left(I_1 e^{j(\psi - \varphi)} - \frac{E_\alpha e^{j(\psi + 180)}}{\sqrt{R_{ЭКВ2}^2 + (\omega L_{ЭКВ2})^2} e^{j \arctg \frac{\omega L_{ЭКВ2}}{R_{ЭКВ2}}}} \right) e^{-\left(\frac{R_{ЭКВ2}}{L_{ЭКВ2}}\right)t}. \quad (11)$$

Согласно первому закону Кирхгофа [6], величина тока, протекающего через ТК во время переходного процесса, при повышении напряжения трансформатора будет равна сумме токов первого и второго контуров:

$$i_{п.п}(t) = i_{1-к}(t) + i_{2-к}(t). \quad (12)$$

Подставляя в (12) уравнения (7) и (11), а также применяя в качестве расчетных значений характеристики преобразовательного трансформатора ТРСНП-12500/10 ($d = 14\%$) [7] и НР с сопротивлением $X_{НР} = 2,2 \text{ Ом}$ [8], рассчитаем ток тиристора $I_{ТК ПЕР}$ при переходном процессе в момент повышения напряжения (рис. 4).

Достоверность полученных аналитически результатов расчета подтверждена экспериментально на имитационной [5] и на лабораторной физической [3] моделях преобразовательного агрегата.

Коэффициент $K_{ПЕР}$ показывает, во сколько раз величина тока в первый полупериод питающего напряжения $I_{ТК ПЕР}$ (тока перегрузки) после открытия ТК превышает номинальное значение тока нагрузки трансформатора $I_{Н}$, и его несложно определить из формулы (1). Для преобразовательного трансформатора ТРСНП-12500/10 ($d = 14\%$) и НР с сопротивлением $X_{НР} = 2,2 \text{ Ом}$ коэффициент $K_{ПЕР} = 2$.

Результаты исследований показали, что величина тока перегрузки и продол-

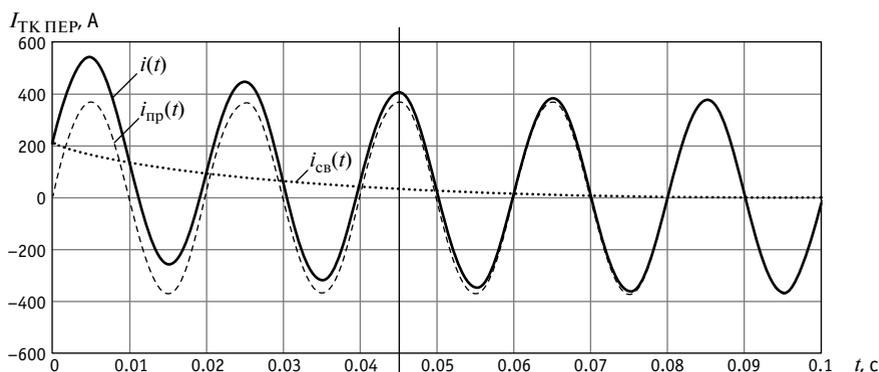


Рис. 4. Ток тиристора $I_{ТК ПЕР}$ в момент включения

Таблица 1

Максимальные значения токов через тиристоры ТРПУ в составе с трансформатором ТРСНП-12500/10 ($d = 14\%$), А

Параметр	Значение параметра
Среднее значение тока тиристора при номинальной нагрузке	310
Среднее значение тока перегрузки по тиристоры	565

жительность переходного процесса главным образом зависят от индуктивности НР ТРПУ, так как индуктивность реактора значительно превышает индуктивность других элементов контура протекания тока нагрузки трансформатора.

На основании полученных данных выполнен расчет максимальных значений токов, протекающих через тиристоры ТРПУ в составе с преобразователь-

ным трансформатором ТРСНП-12500/10 (табл. 1).

В соответствии с данными табл. 1 известной методикой расчета предельно допустимых значений тиристоров [4] для работы в ТК ТРПУ подойдут тиристоры типа ТЗ73-1250 производства ПАО «Электровыпрямитель» [4], оснащенные охладителем типа ТЗ43-017-В2 с естественным воздушным охлаждением.

Литература

1. Аржанников Б. А. Устройства регулирования напряжения преобразовательных трансформаторов под нагрузкой. Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2017. 101 с.
2. Алтунин Б. Ю., Чивенков А. И., Панфилов С. Ю. Трансформаторно-тиристорные регуляторы переменного напряжения. Нижний Новгород : Изд-во НГТУ, 2014. 110 с.
3. Тарасовский Т. С. Совершенствование системы бесконтактного автоматического регулирования напряжения с использованием индуктивных и полупроводниковых приборов : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Екатеринбург, 2021.
4. Бурков А. Т. Электроника и преобразовательная техника. Москва : УМЦ ЖДТ, 2015. 480 с.

References

1. Arzhannikov B. A. Devices for voltage regulation of transformers under load [Ustroystva regulirovaniya napryazheniya preobrazovatel'nykh transformatorov pod nagruzkoj]. Ekaterinburg: Publishing House of USURT, 2017. 101 p.
2. Altunin B. Yu., Chivenkov A. I., Panfilov S. Yu. Transformer and thyristor regulator of alternating voltage [Transformatorno-tiristornye regulatory peremennogo napryazheniya]. Nizhniy Novgorod: Publishing House of NNSTU, 2014. 110 p.
3. Tarasovskiy T. S. Improvement of contactless automatic voltage regulation system with the use of inductive and semiconductor devices [Sovershenstvovanie sistemy beskontaktnogo avtomaticheskogo regulirovaniya napryazheniya s ispol'zovaniem induktivnykh i poluprovodnikovyykh priborov]: PhD in Engineering Thesis. Ekaterinburg, 2021.
4. Burkov A. T. Electronics and converter equipment [Elektronika i preobrazovatel'naya tekhnika]. Moscow: UMTs ZhDT, 2015. 480 p.

5. Тарасовский Т. С. Моделирование переходных процессов тиристорно-реакторного устройства регулирования напряжения под нагрузкой // Инновационный транспорт. 2020. № 1 (35). С. 69–72. DOI: 10.20291/2311-164X-2020-1-69-72. ISSN 2311–164X.
6. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники. Электрические цепи. Москва: Гардарики, 2006. 701 с.
7. Совершенствование основных требований к системе и устройствам тягового электроснабжения постоянного тока / Б. А. Аржанников, М. П. Бадер, А. Т. Бурков [и др.] // Электротехника. 2016. № 9. С. 51–57. ISSN 0013–5860.
8. Аржанников Б. А., Баева И. А., Тарасовский Т. С. Разработка методики расчета рационального сопротивления неуправляемого реактора тиристорно-реакторного устройства регулирования напряжения под нагрузкой на тяговых подстанциях // Известия Транссиба. 2021. № 2 (46). С. 40–52. ISSN 2220–4245.
5. Tarasovskiy T. S. Simulation of transient processes of a thyristor-reactor device for voltage regulation on load [Modelirovaniye perekhodnykh protsessov tiristorno-reaktornogo ustroystva regulirovaniya napryazheniya pod nagruzkoy] // Innotrans. 2020. No. 1 (35). Pp. 69–72. DOI: 10.20291/2311–164X-2020–1–69–72. ISSN 2311–164X.
6. Bessonov L. A. Theoretical basics of electrical engineering. Electric circuits [Teoreticheskie osnovy elektrotehniki. Elektricheskie tsepi]. Moscow: Gardariki, 2006. 701 p.
7. Improvement of basic requirements for the system and devices of traction DC power supply [Sovershenstvovanie osnovnykh trebovaniy k sisteme i ustroystvam tyagovogo elektrosnabzheniya postoyannogo toka] / B. A. Arzhannikov, M. P. Bader, A. T. Burkov [et al.] // Russian Electrical Engineering. 2016. No. 9. Pp. 51–57. ISSN 0013–5860.
8. Arzhannikov B. A., Baeva I. A., Tarasovskiy T. S. Development of a method for calculating the rational resistance of a non-controlled reactor of a thyristor-reactor device for voltage regulation under load at traction substations [Razrabotka metodiki rascheta ratsional'nogo soprotivleniya neupravlyаемого reaktora tiristorno-reaktornogo ustroystva regulirovaniya napryazheniya pod nagruzkoy na tyagovykh podstantsiyakh] // Journal of Transsib Railway Studies. 2021. No. 2 (46). Pp. 40–52. ISSN 2220–4245.

Объем статьи 0,42 авторских листа

УДК 614.825:621.331

Светлана Игоревна Макашева, кандидат технических наук, доцент кафедры «Системы электроснабжения» Дальневосточного государственного университета путей сообщения (ДВГУПС), Хабаровск, Россия

ИНТЕРАКТИВНЫЙ ТРЕНАЖЕР ДЛЯ ОБУЧЕНИЯ ПЕРСОНАЛА ОАО «РЖД» НАВЫКАМ ОПЕРАТИВНЫХ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЙ

Svetlana Igorevna Makasheva, PhD in Engineering, Associate Professor, Power Supply Systems Department, Far Eastern State Transport University (FESTU), Khabarovsk, Russia

Interactive training simulator for training the JSC «RZD» personnel in operating switching skills

Аннотация

В статье предложен интерактивный комплекс тренировочных упражнений, предназначенный для обучения электротехнического персонала железных дорог переменного тока безопасным методам проведения оперативных переключений в схемах электрических подстанций.

Отработка навыка виртуальных оперативных переключений на тренажере поможет снизить вероятность совершения ошибок персоналом, что будет способствовать сокращению количества несчастных случаев и травматизма в реальных условиях работы. Разработанный тренажер адаптируется к схеме любой тяговой подстанции на сети железных дорог ОАО «РЖД», что позволяет тиражировать предлагаемый продукт, расширять его функциональные возможности и обмениваться опытом по его использованию.

Ключевые слова: электроснабжение железных дорог, электробезопасность, производственный травматизм, оперативные переключения, тяговая подстанция, электротехнический персонал, тренажер.

Abstract

The paper is devoted to decrease of a number of accidents and electrical injuries in electrical power engineering organizations. The author proposes an interactive complex of training exercises aimed at training electrical personnel of alternating current railways in safe methods of operating switching in schemes of electric substations.

Practising a skill of virtual operating switching on a training simulator will allow the personnel to decrease the probability of mistakes in future, which will contribute to reduction of a number of accidents and injuries in operation. The developed training simulator adapts to the scheme of any traction substation on the JSC «RZD» railway network, which creates the possibility for replication of the product, enlargement of its functional possibilities and exchange of experience of its use.

Keywords: railway power supply, electric safety, work-related injuries, operating switching, traction substation, electrical personnel, training simulator.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-84-89

ВВЕДЕНИЕ

Электротехнический персонал систем электроснабжения железных дорог выполняет монтаж, наладку, техническое обслуживание, ремонт и управление режимами работы электроустановки. Перечисленные виды работ проводятся в условиях воздействия одного или сразу нескольких опасных производственных факторов. К основным факторам опасности на рабочих местах электротехнического персонала дирекции по энергообеспечению структурного подразделения Трансэнерго — филиала ОАО «РЖД» относятся: поражающее действие электрического тока (при непосредственном контакте с электрическим током или в случае воздействия на человека зарядов, индуцированных электромагнитными полями в окружающем пространстве); движущиеся объекты (подвижной состав, машины, механизмы и т. п.); работу на высоте и вероятность падения предметов с высоты; коррозию, ослабляющую прочность и несущую способность металлических конструкций, что вызывает их внезапное разрушение [1, 2].

Из перечисленных факторов наиболее опасное воздействие оказывает электрический ток [1–3]. Согласно статистике, среди работников Дальневосточной службы электрификации и электроснабжения (изменившей свое название после реструктуризации на дирекцию по энергообеспечению Трансэнерго — филиала ОАО «РЖД») за последние 10 лет из общего числа электротравм летальным исходом заканчивались от 40 до 100 % случаев [1].

Как отмечено в исследованиях, выполненных для ОАО «РЖД» [3], риск смертельного травмирования персонала железных дорог превышает средние риски по другим видам экономической деятельности человека, что позволяет в полной мере назвать объекты системы электроснабжения электрифицированных железных дорог зонами повышенного риска. Причем для энергетиков риск травматизма выше, чем по другим структурным подразделениям железных дорог [3]. Таким образом, можно сделать вывод, что улучшение ситуации в области электробезопасности в первую очередь необходимо для сотрудников дирекции по энергообеспечению железных дорог.

Несмотря на существующую в ОАО «РЖД» систему охраны труда, в настоящее время среди электротехнического персонала электроустановок железных дорог количество несчастных случаев, связанных с ошибочными действиями человека, остается значительным [1, 3–5]. Современный подход к снижению производственных несчастных случаев и поддержанию стабильного уровня безопасности персонала электроустановок включает в себя систему обучения и подготовки работников, в том числе регулярное тестирование и проверку знаний по охране труда [1–6]. Однако пока в ОАО «РЖД» применяется пассивная форма стандартных тестов. Тесты выполнены в формате «вопрос — варианты ответов», что не позволяет эффективно проверить высокие и продуктивные уровни знаний, которые тесно связаны с развитием логики, сообразительности и памяти и которые требуются электротехническому персоналу для решения инженерной задачи выбора правильной последовательности действий при оперативных переключениях. Поэтому в представленном исследовании акцент делается на использовании интерактивной формы обучения, более гибкой и результативной при решении сложных инженерных задач [7].

В последнее время большую популярность в образовательном процессе приобрели продукты, выполненные в виде программ-тренажеров, применение которых способствует получению необходимых знаний и навыков за счет активизации внимания и стимулирования познавательной деятельности обучающегося. При этом визуализация и имитационные приемы делают процесс решения поставленной задачи понятным и интересным, позволяя человеку практиковать и отрабатывать полученные навыки столько раз, сколько потребуется для освоения материала [4, 5, 7, 8].

ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель исследования — сокращение количества производственных несчастных случаев и электротравматизма. Поставленная цель достигается за счет разработки и применения программного обеспечения для проведения оперативных переключе-

ний, что способствует улучшению процесса подготовки к оперативной работе электротехнического персонала на примере персонала тяговых подстанций. Разработка интерактивного комплекса тренировочных упражнений, направленных на обучение безопасным методам проведения оперативных переключений на тяговых подстанциях, позволит снизить уровень электротравматизма среди электротехнического персонала электроустановок системы электроснабжения железных дорог.

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОЙ СИСТЕМЫ ОБУЧЕНИЯ И ПРОВЕРКИ ЗНАНИЙ ПО ЭЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТИ

Для обеспечения безопасности на рабочем месте для оперативного персонала электроустановок проводятся специальные виды обучения, благодаря которым работник будет готов к выполнению профессиональных функций, сможет поддерживать и повышать квалификацию и соблюдать производственную дисциплину. Федеральный закон № 35-ФЗ «Об электроэнергетике» [9] закрепляет роль государства в регулировании правовых основ экономических отношений в электроэнергетической сфере, регулирует права и обязанности субъектов электроэнергетики, нормативно закрепляет обязательное соблюдение правил по охране труда при эксплуатации электроустановок. Кроме того, в соответствии с нормативными документами ОАО «РЖД» электротехнический персонал подразделений, чья трудовая деятельность связана с ремонтом и обслуживанием железнодорожных электроустановок, обязан проходить обучение безопасным методам и приемам выполнения работ. На рис. 1 представлена общая структура мероприятий, входящих в систему обучения по охране труда электротехнического персонала железных дорог, составленная на основании анализа нормативных документов ОАО «РЖД» [2, 10, 11].

В систему обучения по охране труда, представленную на рис. 1, входит не только получение персоналом определенной информации для запоминания и приобретения навыков (стажировки, инструктажи, курсы обучения правилам охраны труда, изучение технологических карт на производство

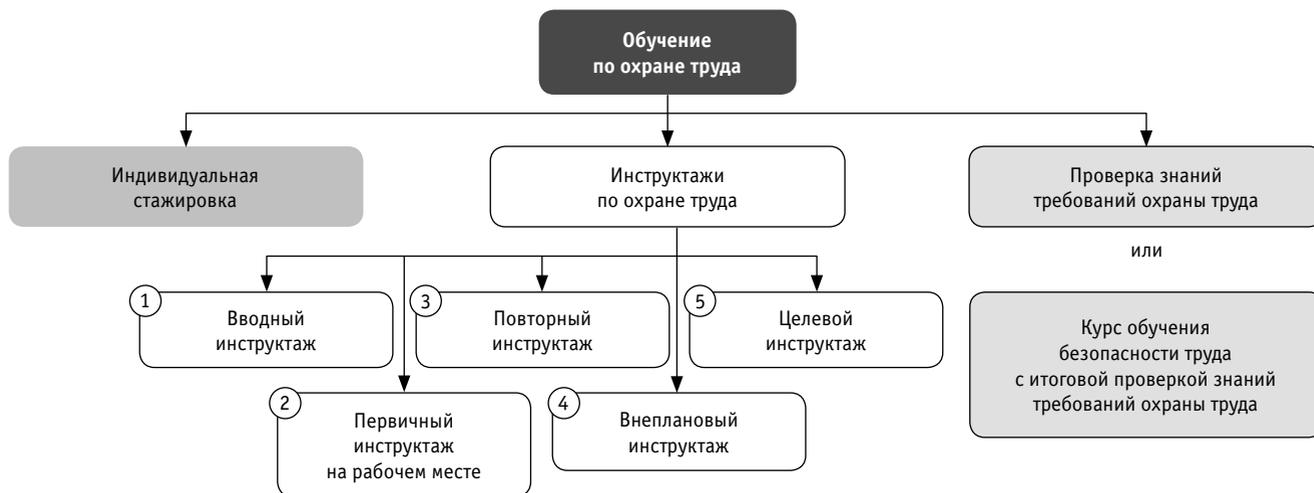


Рис. 1. Система обучения по охране труда электротехнического персонала ОАО «РЖД»

конкретных видов работ и т.п.), но и контроль (проверка) приобретенных знаний. Порядок проведения, требования к организации контроля и проверке знаний по охране труда, а также основные формы проведения экзамена приведены в [12] и графически структурированы в виде диаграммы на рис. 2.



Рис. 2. Формы проведения экзамена по охране труда

Из представленных на рис. 2 форм проведения экзамена по охране труда билетная форма является традиционным способом, при котором экзаменуемый вытягивает билет с вопросами, после чего ему дается некоторое время на подготовку ответа. При подготовке разрешается строить план ответа на отдельном листе, а экзаменатор вправе задавать дополнительные вопросы.

Форма беседы предполагает диалог по заданной тематике между проверяющим и экзаменуемым. Особенность этого способа — отсутствие времени на подготовку к ответу, что позволяет проверяющему сразу определить степень подготовки.

При письменной форме перед экзаменуемым ставится определенная задача, которую он должен решить, применяя как теоретические, так и практические навыки.

Коллоквиум — это коллективный процесс в виде дискуссии между проверяющим и экзаменуемой группой лиц. По результатам коллоквиума можно судить об уровне подготовки каждого экзаменуемого.

Тест представляет собой альтернативу письменному экзамену — тестируемый должен выбрать правильный вариант ответа на поставленные вопросы. Большое преимущество этого способа по сравнению с письменной формой экзамена — минимальные затраты времени, причем тестирование может проходить автоматически с использованием компьютера, что исключает субъективность оценки проверяющего. В настоящее время среди работников Трансэнерго наиболее распространенными формами экзамена являются тестирование и традиционная форма письменных ответов на билеты по охране труда.

Применение тренажеров — относительно новый, современный способ, который во многом напоминает тестирование, но имеет большую вариативность и практический уклон в сторону отработки у обучающихся определенных навыков. Такая форма наиболее подходит для развития и проверки сложных навыков, которые нужны при работе со схемами электрических соединений, поэтому именно она была выбрана для решения поставленной задачи.

ЭТАПЫ РАЗРАБОТКИ ТРЕНАЖЕРА

В Дальневосточном государственном университете путей сообщения последние три года ведется разработка различных обучающих программ (приложений, тренажеров и иного программного обеспечения) в сфере электробезопасности. Представляемый интерактивный тренажер создавался для персонала Дальневосточной дирекции по энергообеспечению — структурного подразделения Трансэнерго — филиала ОАО «РЖД» на основе браузерной технологии в виде отдельного сайта. Разработка проводилась на платформе ASP.NET, которая установлена в Дорожной электротехнической лаборатории (ДЭЛ) Дальневосточной железной дороги. В качестве web-сервера задействован Microsoft IIS 6.2, который входит в состав операционной системы Microsoft Windows. В проекте использована система управления базой данных Microsoft SQL Server Express версии 2008. Язык программирования — VB.NET, входящий в состав среды Microsoft Visual Web Developer Express 2010.

Разработанный тренажер является частью автоматизированного рабочего места (АРМ), которое включает в себя:

- блок накопления и учета хроматографического анализа масла;

- блок систематизации суточных планов с учетом факта их выполнения;

- блок учета замечаний, вынесенных при квартальных объездах руководства, с отслеживанием сроков устранения замечаний;

- блок тестов по электробезопасности с накоплением статистики уровня квалификации работников предприятия.

АРМ реализовано в виде корпоративного сайта ДВОСТ НТЭ на базе внутренней корпоративной сети ОАО «РЖД» и размещено по адресу <http://dvgd-ech-01>. Разработанный тренажер используется не только для обучения, но и для проверки знаний электротехнического персонала и является новым программным продуктом в корпоративной сети ОАО «РЖД»: до его разработки и внедрения знания по электробезопасности проверялись в тестовой форме — со стандартными текстовыми вопросами и вариантами ответов. Такая форма имеет ряд общеизвестных недостатков: вероятность угадывания правильных ответов, предсказуемость стандартизированного тестирования при повторном прохождении теста, отсутствие творческой составляющей при прохождении теста и т.п. [4, 7, 13].

Перечисленные недостатки ликвидируются переходом на интерактивную форму, что и воплощено в тренажере, который имитирует реальную схему главных электрических соединений конкретной тяговой подстанции. Работа с конкретной схемой позволяет изучать и отрабатывать навык переключений, что и является главным преимуществом тренажера перед тестами в формате «вопрос — варианты ответа».

ПРИМЕР РАБОТЫ НА ИНТЕРАКТИВНОМ ТРЕНАЖЕРЕ

Рассмотрим работу обучающего тренажера на примере составления бланка переключения для высоковольтной линии «два провода — рельс» (ВЛДПР) схемы главных электрических соединений тяговой подстанции Круликово Дальневосточной железной дороги. Обучающийся, который работает с трена-

жером, выводит на экран монитора изображение фрагмента схемы главных электрических соединений тяговой подстанции, как показано на рис. 3.

Поскольку мы рассматриваем пример операций переключений, производимых на фидере ВЛДПР, то на рис. 3 показан процесс поэтапного перехода для выполнения операций, имитирующих конкретное переключение в электрической схеме. Для этого в тренажере необходимо кликнуть мышью на нужный коммутационный аппарат на выбранном фрагменте схемы (в нашем случае — на высоковольтный выключатель ВФ1ДПР, см. рис. 3), после чего на экране появляется таблица с возможными действиями, из которых необходимо выбрать одно правильное.

При создании тренажера был разработан графический интерфейс в виде изображений включенного и отключенного положения коммутационных аппаратов, переносных плакатов и графических изображений для принятия мер против ошибочного включения (рис. 4).

Следующим действием работник должен убедиться в отключенном положении выключателя, затем отключить разъединитель и замкнуть контакты его заземляющих ножей ЗНШРФ1ДПР. После включения на схеме рис. 3 необходимо вывесить на приводе разъединителя указательный плакат «Заземлено». После того как работник убедится во включенном положении ножей ЗНЛРФ1ДПР, устанавливается переносное заземление сечением 70 мм² с обеих сторон от выключателя ВФ1ДПР, а на месте производства работ вывешивается плакат «Работать здесь» (рис. 5). Поскольку плакаты в программе выставляются последовательно, т.е. один поверх другого, то на рис. 5 сделано их наложение: сверху расположен плакат, установленный последним.

В результате после выполнения всех операций по переключению вывод в ремонт ВФ1ДПР считается законченным, и далее можно показать на экране перечень всех операций, т.е. подвести итог проделанной работы и дать корректную оценку действиям сотрудника. Для этого в тренажере предусмотрена вкладка, при нажатии на которую на экран выводится список выполненных действий (рис. 6).

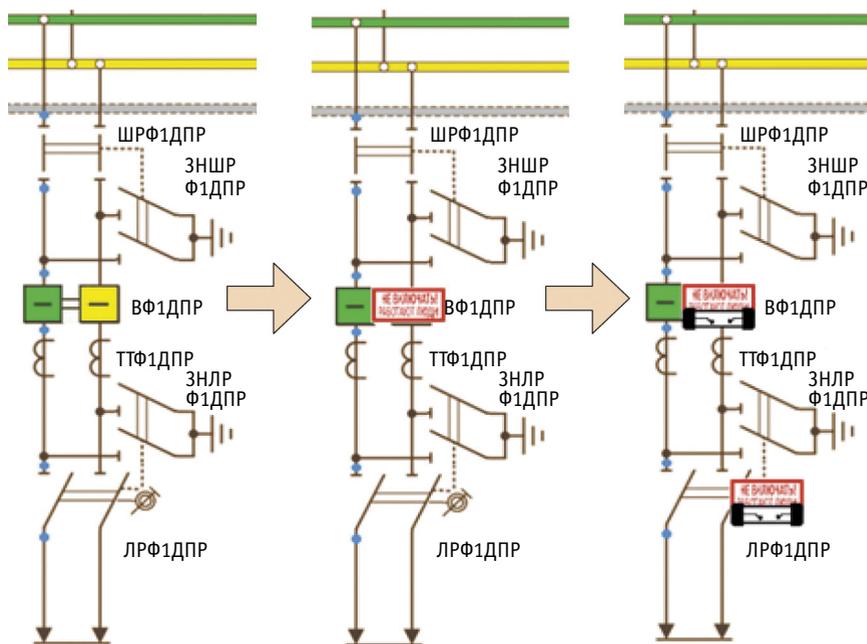


Рис. 3. Поэтапная работа со схемой ВЛДПР в интерактивном тренажере

ВФ1ДПР-27,5		
		Коммутация выключателя
Плакаты		
		Не включать! Работают люди
		Не включать! Работа на линии
		Работа под напряжением. Повторно не включать!
		Испытание. Опасно для жизни
		Работать здесь!
		Влезать здесь!
		Заземлено
Меры против ошибочного включения		
		Предохранитель
		Механический замок
		Тяга привода
		Выкатная тележка оборудования
Дополнительные меры		
		Убедиться в отсутствии напряжения
		Убедиться в положении коммутационного аппарата
		Ой! Не туда залез

Рис. 4. Таблица выбора действий в тренажере

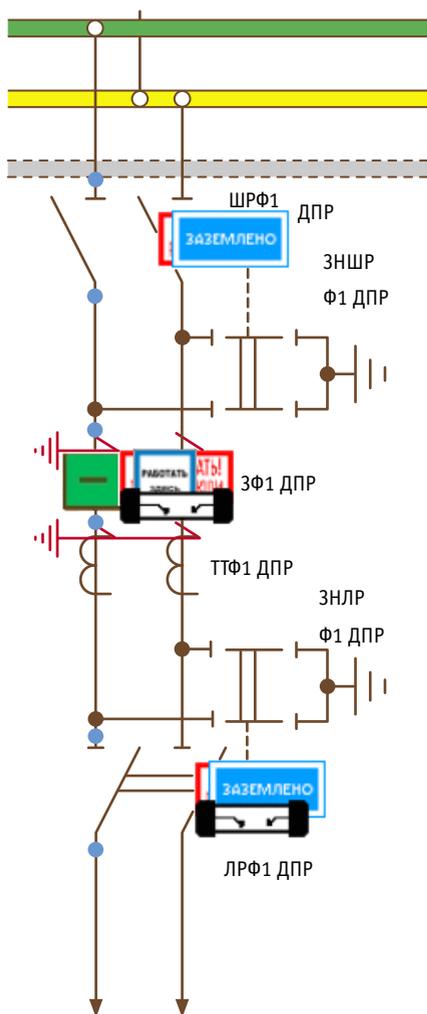


Рис. 5. Финальное изображение подготовленного рабочего места

В целом созданный тренажер представляет собой хорошую практическую базу для обучения и закрепления навыка переключений, так как позволяет проводить работу со схемой и сразу обнаруживать возникающие ошибки, чего

Список выполненных операций

- ВФ1ДПР-27,5 убедились в положении коммутационных аппаратов
- ВФ1ДПР-27,5 установили плакат 'Не включать! Работают люди'
- ЛРФ1ДПР-27,5 убедились в положении коммутационных аппаратов
- ЛРФ1ДПР-27,5 установили плакат 'Не включать! Работают люди'
- ВФ1ДПР-27,5 сняли предохранители
- ЛРФ1ДПР-27,5 сняли предохранители
- ШРФ1ДПР-27,5 отключили
- ШРФ1ДПР-27,5 установили плакат 'Не включать! Работают люди'
- ШРФ1ДПР-27,5 убедились в положении коммутационных аппаратов
- ШРФ1ДПР-27,5 убедились в отсутствии напряжения
- ВФ1ДПР-27,5 убедились в отсутствии напряжения
- ЛРФ1ДПР-27,5 убедились в отсутствии напряжения
- ШРФ1ДПР-27,5 установили плакат 'Заземлено'
- ЛРФ1ДПР-27,5 установили плакат 'Заземлено'
- Место №2 наложения переносного заземления на ВФ1ДПР установили переносное заземление 70кв.мм
- Место №1 наложения переносного заземления на ВФ1ДПР установили переносное заземление 70кв.мм
- ВФ1ДПР-27,5 установили плакат 'Работать здесь'

Рис. 6. Запись произведенных операций при работе со схемой

зачастую нельзя сделать на реальной электроустановке.

Тренажер можно также дополнять новыми действиями, включать в него различные бланки переключений, адаптировать для различных тяговых подстанций на всей территории России, что дает возможность тиражировать предлагаемый продукт, расширять его функциональные возможности и обмениваться опытом его использования. Поскольку тренажер выполнен на платформе, интегрированной в корпоративную сеть ОАО «РЖД», и представлен в виде сайта, для работы с ним не требуется устанавливать какие-либо сторонние программы, что также является его большим преимуществом. С июля 2022 г. тренажер используется Дальневосточной дирекцией по энергообеспечению структурного подразделения Трансэнерго — филиала ОАО «РЖД» для обучения электротехнического персонала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современные программные продукты дают возможность создавать интерактивные тренажеры, при помощи кото-

рых процесс обучения становится более эффективным, что особенно важно при обучении электротехнического персонала железных дорог. Анализ существующей в ОАО «РЖД» системы обучения и проверки знаний по охране труда электротехнического персонала дирекции по энергообеспечению позволил выявить преимущества и недостатки основных форм проверки знаний. Установлено, что особенно важным и востребованным практическим навыком персонала Трансэнерго является навык оперативных переключений, который предлагается отрабатывать и закреплять при помощи интерактивного тренажера. Разработанный тренажер может быть адаптирован к схеме любой тяговой подстанции на сети железных дорог ОАО «РЖД», а его применение позволит повысить качество обучения и снизить риск электротравматизма.

Автор выражает благодарность сотрудникам Дорожной электротехнической лаборатории ДВОСТЖД за опыт и помощь при проведении исследования.

Литература

- Макашева С. И., Мартыанов Е. О. Электротравматизм среди работников дирекции по энергообеспечению — структурного подразделения Трансэнерго — филиала ОАО «РЖД» // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. 2021. № 1 (26). С. 48–53. ISSN 2415–8658.
- ИОТ РЖД-4100612-ТЭ-000-2019. Инструкция по охране труда для электромонтера тяговой подстанции. URL: <https://sudact.ru/law/rasporiazhenie-oao-rzhd-ot-21102019-n-2312r/iot-rzhd-4100612-te-000-2019/> (дата обращения: 10.08.2022).

References

- Makasheva S. I., Martyanov E. O. Electrical accidents among employees of power supply directorate — Transenergo structural subdivision — a branch of «Russian Railways» JSC [Elektrotavmatizm sredi rabotnikov direktcii po energoobespecheniyu — strukturnogo podrazdeleniya Transenergo — filiala OAO «RZhD»] // Transport of the Asia-Pacific region. 2021. No. 1 (26). Pp. 48–53. ISSN 2415–8658.
- IOT RZD-4100612-TE-000-2019. Regulations on labour protection for traction substation electrician [IOT RZhD-4100612-TE-000-2019. Instruktziya po okhrane truda dlya elektromontera tyagovoy podstantsii]. URL: <https://sudact.ru/law/rasporiazhenie-oao-rzhd-ot-21102019-n-2312r/iot-rzhd-4100612-te-000-2019/> (access date: 10.08.2022).

3. Кузнецов К. В. Основы электробезопасности в электроустановках. Москва : УМЦ ЖДТ, 2017. 495 с.
4. Макашева С. И., Мартыанов Е. О., Синкевич Е. А. Интерактивный тренажер по освоению электробезопасных методов труда в устройствах электроснабжения железных дорог // Транспортное машиностроение. 2022. № 4 (4). С. 78–88. ISSN 2782–5957.
5. Шиханов Р. А., Макашева С. И. Электротравматизм и электробезопасность: современные тенденции // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке. 2022. Т. 2. С. 81–87.
6. Правила безопасности при эксплуатации электроустановок тяговых подстанций и районов электроснабжения железных дорог ОАО «РЖД»: утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 13.06.2017 г. № 1105/р. URL: <http://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=EXP&n=700088#7AW4nETzoJzCxF5> (дата обращения: 10.08.2022).
7. Бурнышева Л. А., Газгиреева Л. Х. Активные и интерактивные методы обучения в образовательном процессе высшей школы. Москва : КноРус, 2016. 192 с.
8. Попова А. С., Макашева С. И. Повышение эффективности обучения по электробезопасности персонала дирекции по энергообеспечению железных дорог // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке. 2022. Т. 2. С. 73–80.
9. Об электроэнергетике: Федеральный закон от 28.01.2021 г. № 35-ФЗ. URL: <http://www.consultant.ru/> (дата обращения: 22.07.2022).
10. СТО РЖД 15.013–2015. Электрическая безопасность. Общие положения. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200139481> (дата обращения: 24.07.2022).
11. ГОСТ 12.0.004–2015. Организация обучения безопасности труда. Общие положения. Москва : Стандартинформ, 2019. 42 с.
12. Об утверждении Правил работы с персоналом в организациях электроэнергетики Российской Федерации : приказ Министерства энергетики Российской Федерации от 22.09.2020 г. № 796. URL: <https://rg.ru/documents/2021/01/19/minenergo-prikaz796-site-dok.html> (дата обращения: 24.07.2022).
13. Макашева С. И., Пинчуков П. С. Усиление мотивации к обучению посредством открытой системы рейтинговой оценки учебной деятельности студентов // Проблемы и перспективы развития образования в технических вузах: сборник материалов научно-методической конференции, посвященной памяти В. Г. Григоренко, Хабаровск, 8–10 ноября 2016 года / Под ред. А. Н. Гануса. Хабаровск : ДВГУПС, 2016. С. 233–237.
3. Kuznetsov K. V. Basics of electric safety in electric installations [Osnovy elektrobezopasnosti v elektroustanovkakh]. Moscow : UMTs ZhDT, 2017. 495 p.
4. Makasheva S. I., Martyanov E. O., Sinkevich E. A. Interactive simulator for learning electrical safety methods of work in railway power supply devices [Interaktivnyy trenazher po osvoeniyu elektrobezopasnykh metodov truda v ustroystvakh elektrosnabzheniya zheleznykh dorog] // Transport Engineering. 2022. No. 4 (4). Pp. 78–88. ISSN 2782–5957.
5. Shikhanov R. A., Makasheva S. I. Electrical safety and injury: modern trends [Elektrotравmatizm i elektrobezopasnost': sovremennyye tendentsii] // Scientific, technical and economic cooperation of the Asia-Pacific countries in the XXI century. 2022. Vol. 2. Pp. 81–87.
6. Safety specification at operation of electric installations of traction substations and railway power supply regions of the JSC «RZD» [Pravila bezopasnosti pri ekspluatatsii elektroustanovok tyagovykh podstantsiy i rayonov elektrosnabzheniya zheleznykh dorog ОАО «RZHD»]: approved by the Order of JSC «RZD» dated 13.06.2017 No. 1105/r. URL: <http://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=EXP&n=700088#7AW4nETzoJzCxF5> (access date: 10.08.2022).
7. Burnyashева L. A., Gazgireeva L. Kh. Active and interactive teaching methods in educational process of higher educational establishments [Aktivnye i interaktivnye metody obucheniya v obrazovatel'nom protsesse vysshey shkoly]. Moscow : KnoRus, 2016. 192 p.
8. Popova A. S., Makasheva S. I. Increasing the efficiency of electric safety training for the staff of the railway Energy Supply Directorate [Povyshenie effektivnosti obucheniya po elektrobezopasnosti personala direktcii po energoobespecheniyu zheleznykh dorog] // Scientific, technical and economic cooperation of the Asia-Pacific countries in the XXI century. 2022. Vol. 2. Pp. 73–80.
9. On electric power engineering [Ob elektroenergetike]: Federal Law dated 28.01.2021 No. 35-FZ. URL: <http://www.consultant.ru/> (access date: 22.07.2022).
10. STO RZD 15.013–2015. Electric safety. General requirements [STO RZHD 15.013–2015. Elektricheskaya bezopasnost'. Obshhie polozheniya]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200139481> (access date: 24.07.2022).
11. GOST 12.0.004–2015. Organization of training for safety and health at work. General requirements [GOST 12.0.004–2015. Organizatsiya obucheniya bezopasnosti truda. Obshhie polozheniya]. Moscow : Standardinform, 2019. 42 p.
12. On approval of operating rules with personnel in electrical power engineering organizations of the Russian Federation [Ob utverzhdenii Pravil raboty s personalom v organizatsiyakh elektroenergetiki Rossiyskoy Federatsii]: the Order of the Ministry of Energy of the Russian Federation dated 22.09.2020 No. 796. URL: <https://rg.ru/documents/2021/01/19/minenergo-prikaz796-site-dok.html> (access date: 24.07.2022).
13. Makasheva S. I., Pinchukov P. S. Increase of motivation to studying by open rating system [Usilenie motivatsii k obucheniyu posredstvom otkrytoy sistemy reytingovoy otsenki uchebnoy deyatel'nosti studentov] // Problems and perspectives of development of education in technical higher educational establishments: proceedings of the scientific and instructional conference devoted to memory of V. G. Grigorenko, Khabarovsk, November 8–10, 2016 / Ed. by A. N. Ganus. Khabarovsk : FESTU, 2016. Pp. 233–237.

Объем статьи 0,75 авторских листа

УДК 621.311+621.316+621.316.9

Павел Сергеевич Пинчуков, кандидат технических наук, доцент кафедры «Системы электроснабжения» Дальневосточного государственного университета путей сообщения (ДВГУПС), Хабаровск, Россия

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ЗАЩИТ ЛИНИЙ АВТОБЛОКИРОВКИ В УСЛОВИЯХ ОБРАТНОЙ СЕЛЕКТИВНОСТИ

Pavel Sergeevich Pinchukov, PhD in Engineering, Power Supply Systems Department, Far Eastern State Transport University (FESTU), Khabarovsk, Russia

Features of operation of automatic block system protection in conditions of reverse selectivity

Аннотация

Статья посвящена обеспечению селективности защит в электрических сетях автоблокировки участка неэлектрифицированной железной дороги. Исследованы нетиповые ситуации, нарушающие селективность работы защит питающих линий, присоединений опорных центров питания и линий автоблокировки. Дана оценка влияния на селективность защит их аппаратной части и типов коммутационной аппаратуры. Предложен вариант настройки защит линий для согласования их выдержек времени в условиях «обратной» селективности. Объектом исследования является защита линий автоблокировки и присоединений опорного пункта питания на Комсомольской дистанции электроснабжения Дальневосточной железной дороги.

Ключевые слова: максимальная токовая защита, токовая отсечка, селективность, выдержка времени, система автоблокировки, опорный пункт питания.

Abstract

The paper is devoted to provision of protection selectivity in electric networks of an automatic block system of a non-electrified railway section. The author has studied atypical situations that violate selectivity at operation of power lines protection, connections of base feeding stations and lines of automatic block system. The author has assessed influence on selectivity of hardware protection and types of switching equipment. As a result, the author suggests a variant of configuration of lines protection for the coordination of their timing periods in conditions of 'reverse' selectivity. The object of the study is the protection of automatic block system lines and connections of a base feeding station at the Komsomolsk power supply division of the Far Eastern Railway.

Keywords: maximal current protection, current cutoff, selectivity, timing period, automatic block system, base feeding station.

DOI: 10.20291/1815-9400-2022-4-90-96

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день основной документ, определяющий стратегию ОАО «РЖД», — утвержденная Правительством Российской Федерации Долгосрочная программа развития ОАО «РЖД» до 2025 года [1]. Также важнейшим документом в области научно-технологического развития холдинга «РЖД» является утвержденная распоряжением Правительства Российской Федерации Транспортная стратегия Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года [2].

К 2025 г. в соответствии с [1] предусмотрено решение следующих общекорпоративных задач:

- опережающее развитие инфраструктуры для обеспечения объемов перевозок, планируемых в перспективе, и повышение производственной эффективности;

- обеспечение необходимого уровня безопасности движения и экологической безопасности.

Линии электропередачи напряжением 6–35 кВ широко используются в качестве линий продольного электроснабжения систем обеспечения движения поездов и нетяговых потребителей, а также в распределительных электрических сетях городов, промышленных и сельскохозяйственных предприятий [3, 4].

Даже на неэлектрифицированных участках железных дорог система питания нетяговых потребителей — важнейший элемент, обеспечивающий стабильность перевозочного процесса и безопасность движения.

Особенность линий продольного электроснабжения железных дорог — значительная разветвленность при относительно небольших электрических нагрузках [3, 4]. К питанию линий автоблокировки (АБ) применяется ряд требований [5]. В связи с высокой ответственностью систем, обеспечивающих безопасность перевозочного процесса, их питание по правилам [6] осуществляется как потребителей особой группы 1-й категории электроприемников. В то же время защиты линий АБ должны обеспечивать выполнение ряда требований, предъявляемых не только правилами [6], но и нормативными документами ОАО «РЖД» [5].

Защиты элементов АБ важны, так как они обеспечивают необходимую защиту от аварийных и ненормальных режимов.

Поскольку центры питания и подстанции электросетевых компаний иногда находятся достаточно близко, короткие замыкания могут достигать больших значений.

К требованиям, предъявляемым к защитах элементов любой системы электроснабжения, относятся селективность, чувствительность, резервирование, быстрое действие, надежность и устойчивость функционирования [6, 7]. Неправильные действия релейных защит линий продольного электроснабжения напряжением 6–35 кВ анализировались в работах [8, 9], но выполнение отдельных требований, например селективности, подробно не рассматривалось.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Устройства, питающиеся от линий АБ, имеют основное и резервное питание. Поэтому опорные пункты питания (ОПП) оборудованы не только фидерами, напрямую выходящими с шин 10 кВ, но и фидерами, подающими питание через трансформацию 10/0,4/10 кВ. Шины 0,4 кВ также обеспечены питанием от независимого дизель-генераторного агрегата (ДГА), вводимого в работу автоматическими устройствами типа АВР.

На рис. 1 показана структурная схема присоединений одного из ОПП Комсомольской дистанции электроснабжения Дальневосточной дирекции по энергоснабжению — СП Трансэнерго — филиала ОАО «РЖД». Питание ОПП осуществляется по двум фидерам 10 кВ от ЭЧ-2 (Хабаровская дистанция электроснабжения) и относящейся к АО «ДРСК» (Дальневосточная Распределительная Сетевая Компания) подстанции ПС 35/10 кВ Электрических сетей Еврейской автономной области (ЕС ЕАО). Дополнительный фидер 0,4 кВ приходит от ПС ЭЧ-2.

С подобных ОПП питание уходит на «Запад» и на «Восток» в виде фидеров, обозначенных на схеме как ф. СЦБ и ф. ПЭ. Также возможно наличие и других фидеров 10 кВ, отходящих от основных шин 10 кВ и питающих сторонних потребителей. Зона обслуживания дистанции электроснабжения неэлектрифицированного участка железной дороги может достигать нескольких сотен км. К примеру, протяженность участков питания Комсомольской дистанции элек-

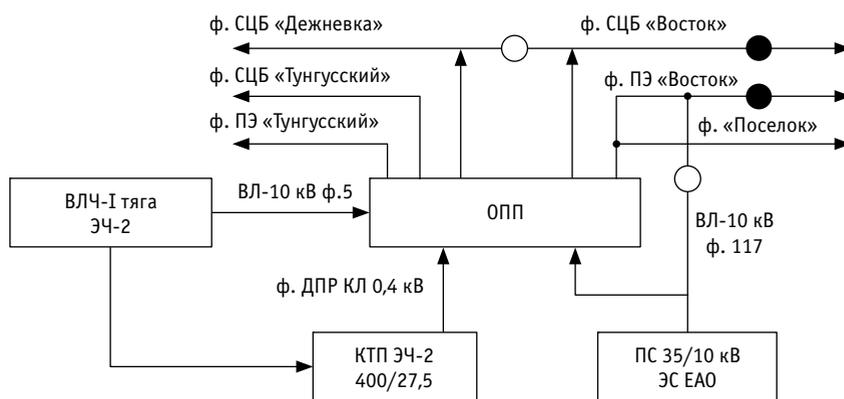


Рис. 1. Структурная схема входящих и отходящих присоединений ОПП

троснабжения составляет более 700 км, в зоне ее ответственности находится 27 подстанций 6/10 кВ и 25 пунктов питания такого же класса напряжения. Питание подстанций и пунктов питания осуществляется от подстанций АО «ДРСК» и других электросетевых организаций по линиям класса напряжения 35 и 10 кВ.

Линии АБ обеспечивают основное питание потребителей, линии фидера ПЭ — резервное. Естественно, что защиты фидеров и вводов ОПП должны быть согласованы как между собой, так и с защитами питающих фидеров со стороны ПС электросетевых компаний. Данное согласование определяется требованием к защитах, которое называется селективностью [6, 7]. В общем, селективность — это требование, определяющее способность защиты отключать с помощью выключателей только поврежденный элемент системы электроснабжения.

Различают абсолютную и относительную селективность. Абсолютная селективность характерна для быстродействующих защит, которые, как правило, не имеют выдержек времени, примером могут служить токовые отсечки (ТО). В данном случае защиты имеют ограниченные зоны действия, которые не перекрываются с зонами действия других защит. Поэтому при коротком замыкании на каком-то участке оно попадает в зону действия только одной защиты, что и позволяет срабатывать лишь одной конкретной защите, а не нескольким защитах в электрической сети.

Относительная селективность необходима тогда, когда одно короткое замыкание может находиться в зоне действия нескольких защит. В данном случае при

возникновении короткого замыкания могут одновременно запускаться несколько защит разных присоединений, что вполне допустимо, но действовать должна одна конкретная защита на отключение ближайшего к месту короткого замыкания выключателя. Для правильного срабатывания защит время их действия устанавливается определенным и больше 0 с. Время срабатывания защит должно быть различным, чтобы исключить их одновременное срабатывание и воздействие на выключатель. К таким защитах относятся, например, максимальная токовая защита (МТЗ), максимальная направленная токовая защита (МНТЗ) и пр.

Принцип работы защит с относительной селективностью можно проиллюстрировать следующим примером. На рис. 2 показан участок сети из трех линий, каждая из них имеет выключатель и трансформатор тока (ТТ), к которому подключается защита соответствующей линии. Каждая защита будет чувствительна к любому короткому замыканию, возникающему на участке от места подключения защиты к трансформатору тока и до конца сети. Если короткое замыкание происходит, например, в линии w1, то ток, который при этом возникнет, будет протекать через все линии участка, а значит, и через места установки ТТ. То есть защиты всех трех линий запустятся, так как почувствуют ток короткого замыкания. Если время действия трех защит одинаково, то все они одновременно воздействуют на выключатели линий для отключения. Тогда вместо только одной линии w1 будут отключены все линии в сети, что, конечно, недопустимо.

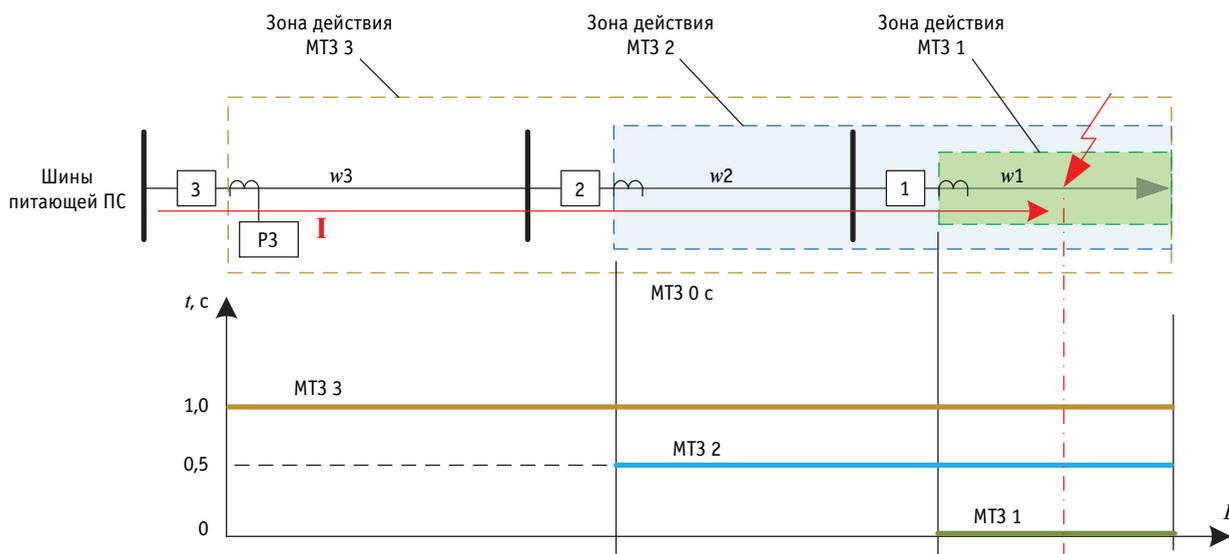


Рис. 2. Работа защит, имеющих относительную селективность

Из рис. 2 видно, что быстрее всех должна сработать и отключить выключатель защита линии w_1 . Остальные защиты должны «чувствовать» ток короткого замыкания, но время их действия должно быть больше, чтобы дать возможность защите первой линии успеть произвести отключение выключателя поврежденной линии w_1 . По этому принципу защита линии w_2 должна иметь выдержку времени больше, чем защита линии w_1 , и в то же время защита линии w_3 должна иметь выдержку времени больше, чем защита линии w_2 . В соответствии с этим правилом минимальное время срабатывания должна иметь защита самого отдаленного от источника питания потребителя, а чем ближе защита к источнику питания, тем время срабатывания защиты должно быть больше. Разницу между временем срабатывания смежных защит называют ступенью селективности [7]. Для электромеханических защит рекомендуется ступень селективности не менее 0,5 с, для микропроцессорных — 0,2–0,3 с.

Однако на Комсомольской дистанции электроснабжения требования к временным параметрам защит невозможно выполнить по способу, описанному выше и действующему в подавляющих случаях обеспечения селективности защит в электрических сетях. Увеличение мощности энергосистемы, связанное с введением новых генерирующих мощностей и строительством новых питающих линий, создало опасность термического повреждения элементов ПС 35/10 кВ, в том числе и отходящих линий, при близких коротких замыканиях. Такая ситуация заставила эксплуатационный персонал службы РЗА электросетевой компании уменьшить выдержку времени МТЗ фидера № 117 ВЛ-10 кВ до 0,5 с. При этом на приемной стороне фидера № 117, входящей уже в зону ответственности Комсомольской дистанции электроснабжения, МТЗ имела выдержку времени, равную 0,5 с. Данную ситуацию иллюстрирует рис. 3.

Эксплуатировать указанные защиты с одинаковыми выдержками времени стало невозможно, потому что это привело бы к появлению зоны неселективного действия защит, как

это показано на рис. 3. Следовательно, возникает задача обеспечить селективность работы МТЗ ввода 10 кВ ОПП, согласовав ее не только с МТЗ отходящих от СШ 10 кВ ОПП линий, но и с МТЗ питающей линии со стороны ПС 35/10 кВ.

Таким образом, рассматриваемая задача исследования заключается в обеспечении селективности действия релейных защит в нетиповых условиях ограничения диапазонов регулировки времени срабатывания энергоснабжающей организацией. Для этого необходимо проанализировать параметры защит присоединений, оценить возможности регулирования времени срабатывания защит присоединений и возможные действия персонала, отвечающего за эксплуатацию устройств РЗА дистанции электроснабжения.

Объект исследования — защита элементов системы питания линий АБ, а предмет исследования — селективность действия защит.

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ЗАЩИТ ПРИСОЕДИНЕНИЙ

На некоторых ПС и ОПП рассматриваемой дистанции электроснабжения была осуществлена модернизация и проведена замена оборудования, в том числе устройств РЗА. На ряде модернизированных объектов были установлены микропроцессорные терминалы защиты и автоматики. Из общего количества 354 защит 218, или 61,6 %, — микропроцессорные. Но, как показал анализ информации, на разных ОПП и ПС установлены терминалы разных производителей. На объектах дистанции можно найти терминалы более 10 различных производителей. Распределение производителей микропроцессорных терминалов защит, эксплуатируемых на объектах дистанции, показано на рис. 4.

Терминалы, несмотря на то что они изготавливаются разными компаниями, имеют практически одинаковый набор защит, характеристики которых тоже примерно одинаковые. Диапазон значений уставок по времени у многих терминалов определяется значениями от 0 до 60 с с дискретностью 0,01 с [10].

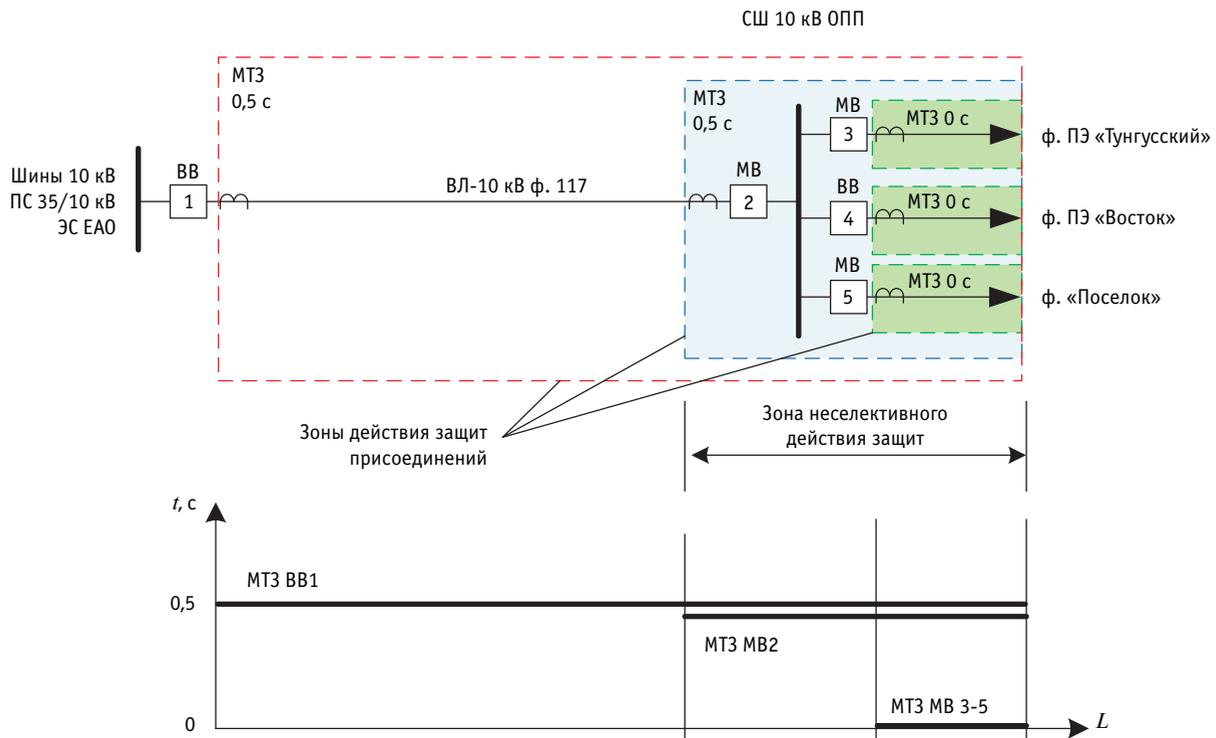


Рис. 3. Схема питания присоединений ОПП (с обозначением зон действия защит) и график селективности

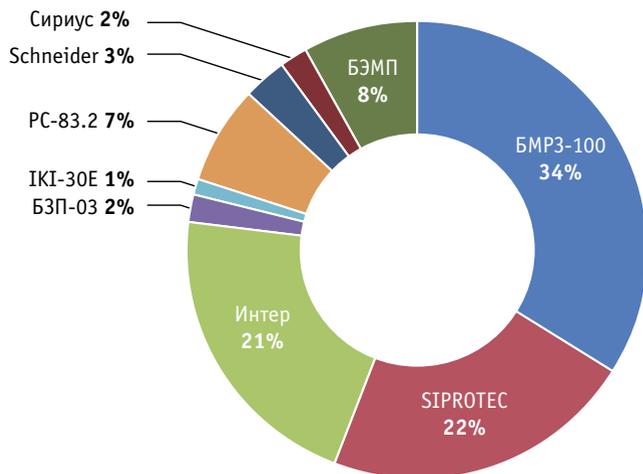


Рис. 4. Производители микропроцессорных терминалов защит и их доли на присоединениях Комсомольской ЭЧ

Замена электромеханических защит на микропроцессорные была продиктована не только необходимостью замены устаревшего оборудования, она также может рассматриваться и как средство обеспечения термической стойкости оборудования при коротком замыкании. Возможность выставления выдержек времени буквально от 0,01 с является важным преимуществом микропроцессорных защит по сравнению с электромеханическими. Однако минимизация выдержек времени МТЗ может привести к неселективным действиям защит. При таких малых выдержках необходимо учитывать собственное

время действия реле защит и время отключения выключателя смежного присоединения. Поэтому использование защит, различных по аппаратной базе, и разных типов коммутационной аппаратуры на смежных присоединениях требует анализа селективного действия защит.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСЛОВИЙ СЕЛЕКТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ ЗАЩИТ ПРИСОЕДИНЕНИЙ

Изначально ввод ф. 117 10 кВ на ОПП был оснащен маломалярным выключателем и МТЗ на релейно-контактной базе с выдержкой времени 0,5 с. При таких параметрах обеспечить селективность защит в «голове» и «конце» ф. 117 после изменения настроек головной защиты не представлялось возможным. К тому же от СШ 10 кВ ОПП отходят три фидера 10 кВ, с защитами которых МТЗ ввода ф. 117 тоже должна быть согласована. Таким образом, МТЗ ввода 10 кВ ОПП было необходимо согласовать не только с защитами отходящих фидеров, как это делается в соответствии с типовой методикой, но и дополнительно согласовать с защитами, установленными на питающей стороне ф. 117. Следовательно, потребовалось выполнить ряд мероприятий, направленных на обеспечение селективности защит фидеров ОПП. Первым таким действием стала замена релейно-контактной аппаратной базы МТЗ ввода 10 кВ ОПП на микропроцессорную — был установлен терминал БМРЗ-100. На всех отходящих от шин 10 кВ ОПП присоединениях (см. рис. 3) в качестве действующей защиты используется токовая отсечка (ТО) без выдержки времени. Отличие этих трех фидеров заключалось в типе коммутационной аппаратуры: на двух отходящих фидерах установлены мало-

масляные выключатели, а на одном — вакуумный выключатель. Причем у маломасляных выключателей, в отличие от вакуумного выключателя, более длительное время отключения. Так, выключатели типа ВМПЭ-10 имеют собственное время отключения не более 0,07 с и полное время отключения не более 0,11 с [11], а для вакуумных выключателей типа ВВ/TEL-10 эти показатели составляют не более 0,045 и не более 0,055 с соответственно [12].

МТЗ ввода ф. 117 на ОПП должна иметь такую выдержку времени, которая позволит обеспечить селективность с ТО отходящих фидеров. При этом выдержка времени МТЗ ввода ф. 117 на ОПП должна быть как можно меньшей, чтобы быть согласованной с МТЗ этого же фидера, установленной на ТП 35/10 кВ. В соответствии с принципом селективности при коротком замыкании на отходящих фидерах рассматриваемая МТЗ ввода ф. 117 на ОПП должна дать возможность их защитам сработать, подать сигнал на отключение выключателей, а сами выключатели должны успеть отключиться. В течение этого времени МТЗ ввода ф. 117 не должна успеть отработать и подать сигнал на отключение вводного выключателя, чтобы не отключить питание всех потребителей ОПП. Быстродействующие защиты, такие как ТО, не имеют выдержку времени, но тем не менее они располагают определенным временем на срабатывание реле, из которых состоят. Согласно справочнику реле защиты и автоматики [13], время срабатывания реле тока типа РТ-40 может составлять от 0,03 с при токе $I_{изм} = 3I_{уст}$ до 0,1 с при токе $I_{изм} = 1,2I_{уст}$. Промежуточное реле типа РП-23 имеет время срабатывания 0,06 с. Таким образом, общее время отключения тока короткого замыкания будет состоять из времени действия реле защиты и времени полного отключения выключателя до разрыва электрической дуги. При применении релейно-контактной ТО и маломасляного выключателя это время составит максимум $t_{откКЗ} = 0,1 + 0,06 + 0,11 = 0,27$ с, минимум $t_{откКЗ} = 0,03 + 0,06 + 0,11 = 0,2$ с. Если используются релейно-контактная ТО и вакуумный выключатель, это время составит максимум $t_{откКЗ} = 0,1 + 0,06 + 0,055 = 0,215$ с, минимум $t_{откКЗ} = 0,03 + 0,06 + 0,055 = 0,145$ с. Конечно, можно обойтись и без учета времени отключения выключателя, однако опыт, основанный на исследовании ряда неправильных действий защит [8, 9], доказывает, что не учитывать время действия выключателей можно при релейно-контактных типах МТЗ, у которых выдержки реле времени составляют 0,5 с и более. Что касается быстродействующих релейно-контактных ТО и микропроцессорных защит, имеющих время работы выходных герконов около 1 мс, то для них учет времени срабатывания выключателей до погасания дуги имеет большое значение.

Таким образом, время срабатывания МТЗ ввода ф. 117 на ОПП должно быть больше, чем определенные ранее 0,27 с. Если учесть рекомендованную ступень селективности для микропроцессорных защит, равную 0,2–0,3 с, то необходимо принять время срабатывания МТЗ ввода ф. 117 на ОПП от 0,345 до 0,47 с. Однако, как уже говорилось, выдержка времени МТЗ ф. 117 на ПС 35/10 кВ составляет 0,5 с и увеличить ее невозможно. Практически в данном случае мы можем говорить об обратной отстройке селективности защит. То есть защита

отстраивается не от предыдущей защиты, как рекомендуется в типовой методике [7], а, наоборот, от последующей защиты, которая находится ближе к источнику питания. Конечно, такая ситуация является нетиповой, и тем не менее защиты должны работать селективно. В этом случае можно говорить об обратной селективности, подходы в обеспечении которой несколько отличаются от принятых в типовых методиках. Если руководствоваться выдержкой времени МТЗ ф. 117 на ПС 35/10 кВ, равной 0,5 с, то МТЗ ввода ф. 117 на ОПП должна иметь выдержку времени не более $t_{з ОПП} = t_{з ПС} - \Delta t = 0,5 - 0,2 = 0,3$ с, что не укладывается в допустимый диапазон, определенный по условиям селективности с защитами отходящих фидеров (от 0,345 до 0,47 с). Слишком большая выдержка времени может привести к неселективным действиям с МТЗ ф. 117 на ПС 35/10 кВ, а слишком маленькая — к неселективному действию с защитами отходящих от СШ 10 кВ ОПП фидеров. Второе более опасно, поскольку может произойти отключение всех потребителей СШ 10 кВ на ОПП (кроме поврежденного), например, при коротком замыкании. Срабатывание же одновременно МТЗ ф. 117 на ПС 35/10 кВ и МТЗ ввода ф. 117 на ОПП приведет к отключению ф. 117 с двух сторон, что в принципе не противоречит действию защит при коротком замыкании на СШ 10 кВ ОПП или при резервировании в случае отказа защит фидеров, отходящих от СШ 10 кВ ОПП. Итоговый вариант, принятый в эксплуатацию, показан на рис. 5.

Предложенный вариант настройки защит можно использовать в конкретном рассматриваемом случае, поскольку на линии 10 кВ от шин ПС до шин ОПП нет других промежуточных потребителей и нет риска излишне их отключить при неселективном действии защит. Поэтому на практике был принят вариант выдержки времени 0,35 с на МТЗ ввода ф. 117 на ОПП, что хорошо согласуется с защитами отходящих от СШ 10 кВ фидеров.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного исследования проанализированы особенности схем питания линий АБ и нетяговых потребителей на участке неэлектрифицированной железной дороги, показаны способы обеспечения селективности токовых защит, приведены данные о типах защит, используемых на ОПП и линиях АБ Комсомольской дистанции электроснабжения. Рассмотрена ситуация, когда энергоснабжающая организация выставляет требования по отстройке времени срабатывания токовых защит ОПП и линий АБ. Даны пояснения, почему отстройка защит ОПП и линий АБ от защит питающей линии противоречит типовым методикам, определяющим обеспечение селективности защит смежных присоединений.

На конкретном примере показана сложность определения выдержки времени токовых защит на присоединениях с разными типами защит (электромеханических и микропроцессорных) и разными типами выключателей (маломасляными и вакуумными). Обычно селективность подразумевает отстройку выдержки времени защиты одного присоединения от защиты присоединения, расположенного дальше от источника питания. При отстройке же защиты одного присоединения от защиты другого присоединения, находящегося, наоборот, ближе к источнику питания, предложено учиты-

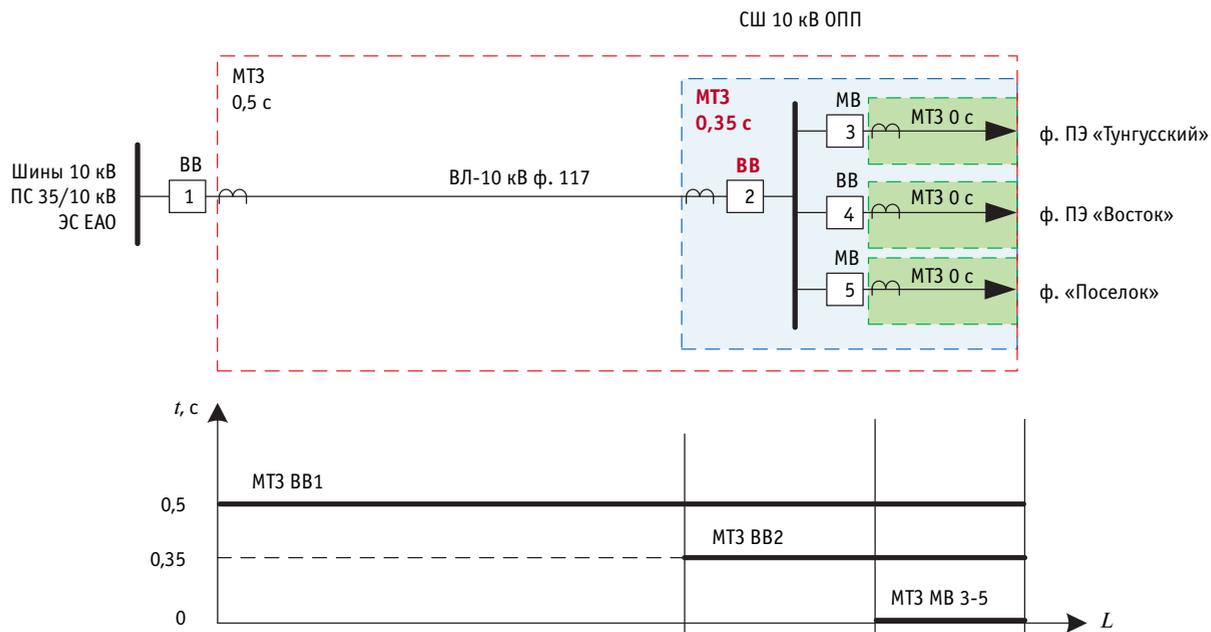


Рис. 5. Схема присоединений ОПП с графиком селективности защит после настройки защит

вать обратную селективность. Кроме того, рассмотрены возможные риски неселективной работы защит в этой ситуации и варианты, допустимые в эксплуатации для защит, находящихся в подобных условиях. Таким образом, проанализированы особенности работы защит в условиях обратной селективности, дана оценка рисков неселективной работы защит питающих линий, ОПП и линий АВ.

Работа поддержана персональным грантом ОАО «РЖД» на развитие научно-педагогических школ железнодорожного транспорта, утвержденным на 2022–2023 гг.

Автор выражает благодарность за сотрудничество работникам Комсомольской дистанции электроснабжения Дальневосточной дирекции по энергообеспечению — СП Трансэнерго — филиала ОАО «РЖД» за помощь при проведении исследований.

Литература

1. Об утверждении программы развития ОАО «РЖД» до 2025 года (вместе с «Долгосрочной программой развития открытого акционерного общества «Российские железные дороги» до 2025 года»): распоряжение Правительства Российской Федерации от 19.03.2019 г. № 466-р. URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_320741/94e59446265357ab18409fb076fcb01d97b35d28/ (дата обращения: 10.08.2022).
2. Транспортная стратегия Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года: утв. распоряжением Правительства Российской Федерации от 27.11.2021 г. № 3363-р. URL: <https://docs.cntd.ru/document/727294161?marker=65C0IR> (дата обращения: 10.08.2022).
3. Тер-Оганов Э. В., Пышкин А. А. Электроснабжение железных дорог. Екатеринбург : Изд-во УрГУПС, 2014. 432 с.
4. Чернов Ю. А. Электроснабжение железных дорог. Москва : УМЦ ЖДТ, 2014. 406 с.
5. Правила содержания тяговых подстанций и линейных устройств системы тягового электрооборудования: распоряжение ОАО «РЖД» от 05.08.2016 г. № 1587р. URL: <http://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=EXP&n=720904#yLdz3eS8J9npgqaw> (дата обращения: 10.06.2022).

References

1. On approval of the JSC «RZD» development program for the period up to 2025 (with the «Longterm development program of the JSC «RZD» for the period up to 2025») [Ob utverzhdenii programmy razvitiya ОАО «RZhD» do 2025 goda (vmeste s «Dolgosrochnoy programмой razvitiya otkrytogo aktsionernogo obshhestva «Rossiyskie zheleznyye dorogi» do 2025 goda») : approved by the Order of the Government of the Russian Federation dated 19.03.2019 No. 466-r. URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_320741/94e59446265357ab18409fb076fcb01d97b35d28/ (access date: 10.08.2022).
2. The Russian Federation transport strategy up to 2030 with a forecast for the period up to 2035 [Transportnaya strategiya Rossiyskoy Federatsii do 2030 goda s prognozom na period do 2035 goda]: approved by the Order of the Government of the Russian Federation dated 27.11.2021 No. 3363-r. URL: <https://docs.cntd.ru/document/727294161?marker=65C0IR> (access date: 10.08.2022).
3. Ter-Oganov E. V., Pyshkin A. A. Railway power supply [Elektrosnabzhenie zheleznykh dorog]. Ekaterinburg : Publishing House of USURT, 2014. 432 p.
4. Chernov Yu. A. Railway power supply [Elektrosnabzhenie zheleznykh dorog]. Moscow : UMTS ZhDT, 2014. 406 p.
5. Rules for the maintenance of traction substations and linear devices of the traction electrical equipment system [Pravila soderzhaniya tyagovykh podstantsiy i lineynykh ustroystv sistemy tyagovogo elektrooborudovaniya]: the Order of JSC «RZD» dated 05.08.2016 No. 1587r. URL: <http://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=EXP&n=720904#yLdz3eS8J9npgqaw> (access date: 10.06.2022).

6. Правила устройства электроустановок: 7-е изд.; утв. приказом Минэнерго России от 08.07.2002 г. № 204. Москва, 2009. 701 с.
 7. Фигурнов Е. П. Релейная защита: в 2-х ч.; 3-е изд., перераб. и доп. Москва : УМЦ ЖДТ, 2009. 604 с.
 8. Пинчуков П. С., Макашева С. И. Повышение устойчивости функционирования устройств релейной защиты параллельных линий 6–35 кВ // Вестник УрГУПС. 2017. № 4 (36). С. 67–76. DOI: 10.20291/2079-0392-2017-4-67-76. ISSN 2079–0392.
 9. Pinchukov P., Makasheva S. The False Tripping of Relay Protection in Parallel Lines: Finding Cause and Solution Methods // Proceedings of International Scientific Conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport EMMFT 2017. Advances in Intelligent Systems and Computing. Cham: Springer, 2018. Pp. 154–161. DOI: 10.1007/978-3-319-70987-1_16.
 10. Блок микропроцессорный релейной защиты БМРЗ. Руководство по эксплуатации ДИВГ.648228.092 РЭ. URL: <https://www.mtrele.ru/files/filedoc/releynaya-zashita/bmrz-100/bmrz-100.pdf> (дата обращения: 30.08.2022).
 11. Руководство по эксплуатации выключателя ВМП(Э) 10 кВ. URL: <https://vunivere.ru/work15500?screenshots=1> (дата обращения: 02.09.2022).
 12. Вакуумный выключатель ВВ/TEL-10-20/1000. URL: <https://www.konstalin.ru/?sid=3&ID=174> (дата обращения: 02.09.2022).
 13. Какуевичкий Л. И., Смирнова Т. В. Справочник реле защиты и автоматики / Под ред. М. Э. Хэйфитца; 3-е изд., перераб. и доп. Москва : Энергия, 1972. 344 с.
- consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=EXP&n=720904#yLdz-3eS 8J9npgqaw (access date: 10.06.2022).
 6. Electrical installations requirements [Pravila ustroystva elektroustanovok]: 7th ed.; approved by the Order of the Ministry of Energy of the Russian Federation dated 08.07.2002 No. 204. Moscow, 2009. 701 p.
 7. Figurnov E. P. Relay protection [Releynaya zashhita]: in two parts; 3rd ed., revised and enlarged. Moscow : UMTs ZhDT, 2009. 604 p.
 8. Pinchukov P. S., Makasheva S. I. Increasing the stability of functioning devices of relay protection of parallel lines 6–35 kV [Povyshenie ustoychivosti funktsionirovaniya ustroystv releynoy zashhity parallelnykh liniy 6–35 kV] // Herald of USURT. 2017. No. 4 (36). Pp. 67–76. DOI: 10.20291/2079-0392-2017-4-67-76. ISSN 2079–0392.
 9. Pinchukov P., Makasheva S. The False Tripping of Relay Protection in Parallel Lines: Finding Cause and Solution Methods // Proceedings of International Scientific Conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport EMMFT 2017. Advances in Intelligent Systems and Computing. Cham: Springer, 2018. Pp. 154–161. DOI: 10.1007/978-3-319-70987-1_16.
 10. BMRZ microprocessor relay protection unit. Application guide DIVG.648228.092 RE [Blok mikroprotsessornyy releynoy zashhity BMRZ. Rukovodstvo po ekspluatatsii DIVG.648228.092 RE]. URL: <https://www.mtrele.ru/files/filedoc/releynaya-zashita/bmrz-100/bmrz-100.pdf> (access date: 30.08.2022).
 11. VMP(E) 10 kV switch application guide [Rukovodstvo po ekspluatatsii vyklyuchatelya VMP(E) 10 kV]. URL: <https://vunivere.ru/work15500?screenshots=1> (access date: 02.09.2022).
 12. BB/TEL-10-20/1000 vacuum switch [Vakuumnyy vyklyuchatel' BB/TEL-10-20/1000]. URL: <https://www.konstalin.ru/?sid=3&ID=174> (access date: 02.09.2022).
 13. Kakuevitskiy L. I., Smirnova T. V. Handbook on protection and automatics relay [Spravochnik rele zashhity i avtomatiki] / Ed. by M. E. Kheyfits; 3rd ed., revised and enlarged. Moscow : Energy, 1972. 344 p.

Объем статьи 0,87 авторских листа

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 диссертационных работ, выполняемых в УрГУПС.

Всю необходимую информацию вы можете получить по тел. (343) 221-24-67 или на сайте <http://www.usurt.ru/vypusknikam/assotsiatsiya-vypusnikov-urgups>

Извещение	<p>Получатель: Ассоциация выпускников УЭМИИТ-УрГУПС КПП: 667001001 ИНН: 6670317893 ОКТМО: 65701000 Р/сч.: 40703810863010000192 в: ПАО КБ «УБРИР» филиал ССБ БИК: 046577795 К/сч.: 30101810900000000795 Код бюджетной классификации (КБК): _____ Платеж: Пожертвование для поддержки научных журналов УрГУПС Плательщик: _____ Адрес плательщика: _____ ИНН плательщика: _____ № л/сч. плательщика: _____ Сумма: _____ руб. ____ коп. Подпись: _____ Дата: «___» _____ 2023 г.</p>
Квитанция	<p>Получатель: Ассоциация выпускников УЭМИИТ-УрГУПС КПП: 667001001 ИНН: 6670317893 ОКТМО: 65701000 Р/сч.: 40703810863010000192 в: ПАО КБ «УБРИР» филиал ССБ БИК: 046577795 К/сч.: 30101810900000000795 Код бюджетной классификации (КБК): _____ Платеж: Пожертвование для поддержки научных журналов УрГУПС Плательщик: _____ Адрес плательщика: _____ ИНН плательщика: _____ № л/сч. плательщика: _____ Сумма: _____ руб. ____ коп. Подпись: _____ Дата: «___» _____ 2023 г.</p>

Подписка на 2023 год.

Периодичность — 4 номера в год.

ф. СП-1

✂

АБОНЕМЕНТ

на ~~газету~~
журнал

46463

(индекс издания)

Транспорт Урала

(наименование издания)

Количество комплектов:

на 2023 год по месяцам:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
✕	✕	✕	✕	✕	✕						

Куда

(почтовый индекс)

(адрес)

Кому

(фамилия, инициалы)

ДОСТАВОЧНАЯ КАРТОЧКА

на ~~газету~~
журнал

46463

(индекс издания)

Транспорт Урала

(наименование издания)

Стоимость	подписки	руб. ____ коп.	Количество комплектов:
	переадресовки	руб. ____ коп.	

на 2023 год по месяцам:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
✕	✕	✕	✕	✕	✕						

Куда

(почтовый индекс)

(адрес)

Кому

(фамилия, инициалы)

Научно-технический журнал «Транспорт Урала» DOI:10.20291/1815-9400

№ 4 (75), 2022 год

Издается с июня 2004 г. Выходит 1 раз в квартал

Подписной индекс в общероссийском каталоге «Пресса России» — 46463

Издание зарегистрировано в Министерстве Российской Федерации по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций 27 мая 2004 г.

Свидетельство о регистрации ПИ № 77-18098

Свидетельство на товарный знак (знак обслуживания) № 577040.

Зарегистрировано в Государственном реестре товарных знаков и знаков обслуживания Российской Федерации 6 июня 2016 г.

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уральский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО УрГУПС)

Адрес учредителя и издателя:

620034, Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66

Адрес редакции:

620034, Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66

Тел. (343) 221-24-90

<http://www.usurt.ru/transporturala>

e-mail: EPupova@usurt.ru

Главный редактор:

Александр Геннадьевич Галкин

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

Верстка и дизайн:

Андрей Викторович Трубин

Автор фотографии на обложке:

Дмитрий Васильевич Поморцев

Журнал включен ВАК в перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук

Подписано в печать 30.12.2022 Выход в свет 22.02.2023

Тираж 250 экз. (1-й з-д 1–60) Формат 60×90/8

Цена 489,09 руб.

Изготовлено в ИБК УрГУПС,
620034, Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66

Заказ № 31

© ФГБОУ ВО «Уральский государственный университет путей сообщения», 2022

