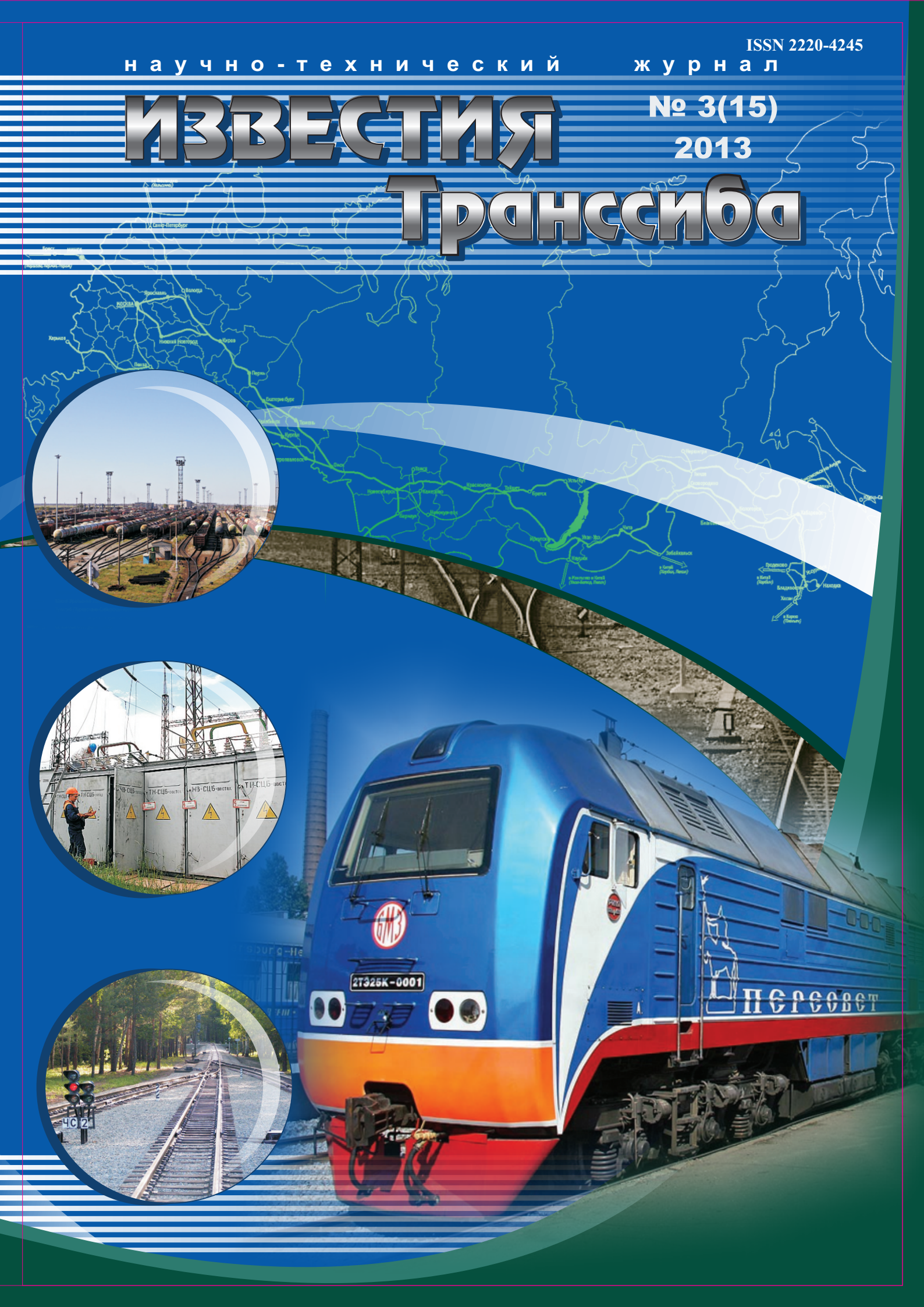
ISSN 2220-4245

научно-технический журнал

ИЗВЕСТИЯ Транссиба

№ 3(15)
2013



ИЗВЕСТИЯ Трансиба
научно-технический журнал
№ 3(15)
2013
Периодичность - 4 выпуска в год

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ ЖУРНАЛА

1. Галиев Ильхам Исламович – главный редактор, президент ОмГУПСа, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ.
2. Шантаренко Сергей Георгиевич – зам. главного редактора,проректор по научной работе ОмГУПСа, д.т.н., доцент.
3. Черемисин Василий Титович – зам. главного редактора, директор НИИЭ ОмГУПСа, д.т.н., профессор.
4. Бокарев Сергей Александрович – проректор по научной работе СГУПСа, д.т.н., профессор (Новосибирск).
5. Бирюков Виталий Васильевич – проректор по научной работе СибАДИ, д.э.н., профессор (Омск).
6. Каргапольцев Сергей Константинович – проректор по научной работе ИрГУПСа, д.т.н., профессор (Иркутск).
7. Косарев Александр Борисович – зам. генерального директора ОАО «ВНИИЖТ», д.т.н., профессор (Москва).
8. Косых Анатолий Владимирович – проректор по научной работе ОмГТУ, д.т.н., профессор (Омск).
9. Серенко Андрей Федорович – проректор по научной работе ДВГУПСа, д.т.н., профессор (Хабаровск).
10. Чугуй Юрий Васильевич – зав. лабораторией конструкторско-технологического института научного приборостроения СО РАН, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ (Новосибирск).

Захаренко Елена Игоревна – ответственный секретарь (Омск).

СОДЕРЖАНИЕ

Подвижной состав железных дорог

Авилов В. Д., Попов Д. И., Литвинов А. В. Оценка энергетической эффективности применения метода взаимной нагрузки при испытании асинхронных тяговых двигателей 2
Гиоев З. Г., Бондаренко В. М., Белухин А. К., Зубарев А. В. Виброакустическое диагностирование и методы определения зарождающихся дефектов в тяговой зубчатой передаче локомотивов 7
Капралова М. А., Мальцева А. В. Расчет контактного нажатия токоприемника «АИСТ» с учетом изменения аэродинамической подъемной силы при различных климатических условиях и рабочей высоте 17
Шантаренко С. Г., Кузнецов В. Ф., Пономарев Е. В., Евсеев И. Л. Динамическое взаимодействие контактируемых тел 24
Лысенко О. А., Дегтярев А. В., Хамитов Р. Н. Моделирование электротехнического комплекса в системе «Асинхронный двигатель – центробежный насос» 30
Нехаев В. А., Николаев В. А., Челтыгмашев Е. П. Анализ эффективности эксплуатации грузовых поездов и способы ее повышения 35
Нехаев В. А., Сабиров Р. Д. Неравноупругость железнодорожного пути как возмущающий фактор 42
Овчаренко С. М., Минаков В. А. Теоретическое и экспериментальное исследование закономерностей изнашивания деталей дизеля типа Д49 55
Петухов Ю. А., Сковородников Е. И., Тиссен Д. Э. Совершенствование методов контроля расхода топлива на маневровые и хозяйственные работы с использованием бортовых систем . 61
Сидоров О. А., Смердин А. Н., Емельянов М. В. Разработка универсального измерительного токоприемника электроподвижного состава на основе базовой конструкции Т(Л)А1-УКС.160 66
Хоменко А. П., Елисеев С. В. Защита от вибраций для объекта с двумя степенями свободы. Динамические реакции 74

Транспортная энергетика

Дёмин Ю. В., Иванов Г. В. Анализ коррозионных процессов при изменениях в заземляющем устройстве тяговых подстанций 85
Дёмин Ю. В., Скотников Д. С., Иванов Г. В. Математический метод расчета распределения токов коррозии и потенциалов в заземляющих устройствах тяговых подстанций 89
Коломоец О. А. , Комяков А. А., Пономарев А. В. Разработка программного алгоритма прогнозирования расхода электрической энергии нетяговых железнодорожных потребителей на основе искусственных нейронных сетей 96
Соколов М. М. Алгоритм контроля технического состояния проводов линии электроснабжения устройств железнодорожной автоматики 103
Черемисин В. Т., Ушаков С. Ю., Каштанов А. Л. Единая автоматизированная система учета электроэнергии на электроподвижном составе (ЕАСУЭ ЭПС) постоянного тока 108

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

Бычков Е. Д., Батраков С. А. Оценка достоверности функционирования сетевого элемента телекоммуникационной сети 114

Путь и искуственные сооружения

Овчинников С. А. Упрочнение земляного полотна объемными армирующими конструкциями 120
Цибариус Ю. А. Исследование влияния податливой временной набрызгбетонной крепи на напряженное состояние постоянной обделки тоннеля 125

Управление перевозочными процессами и безопасность движения поездов

Галиев И. И., Николаев В. А., Сергеев Б. Б., Самохвалов Е. А., Лукс Д. Ю. Причины нарушения безопасности движения грузовых вагонов в эксплуатации 133

АННОТАЦИИ 142

Научно-технический журнал «Известия Трансиба»
Учредитель: Омский государственный университет путей сообщения
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35
Тел./факс: (3812) 31-13-44; e-mail: nauka@omgups.ru

УДК 621.333:621.314.26:621.313.33:621.317

В. Д. Авилов, Д. И. Попов, А. В. Литвинов

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА ВЗАИМНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ИСПЫТАНИИ АСИНХРОННЫХ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Приведены сведения о политике ОАО «РЖД» в области энергосбережения и энергоэффективности. Проведена оценка энергетической эффективности применения метода взаимной нагрузки при испытании асинхронных машин на примере тяговых двигателей НТА-1200.

В настоящее время руководство страны уделяет значительное внимание вопросам повышения энергетической эффективности и энергосбережения. Данные понятия расшифрованы в Федеральном законе № 261-ФЗ «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности».

Энергосбережение и повышение энергетической эффективности рассматривается как один из основных источников будущего экономического роста. Государственная программа РФ «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года», состоящая из ряда подпрограмм, одной из которых является «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на транспорте», задает основные пути развития в этом направлении и подчеркивает его приоритетность как для транспорта в целом, так и для железнодорожного транспорта в частности.

На железнодорожном транспорте разработаны две стратегии развития, период действия первой стратегии заканчивается в 2015 г., а второй – в 2030 г. Обе стратегии не противоречат работе [1], а лишь дополняют государственную программу. Так, одной из задач в рамках «Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года» является внедрение инновационных материалов, технических средств и технологий в области эксплуатации и ремонта инфраструктуры и подвижного состава, обеспечивающих снижение стоимости жизненного цикла подвижного состава и повышение надежности его эксплуатации.

Обновление и замена локомотивного парка на локомотивы с повышенной энергоэффективностью, улучшенными тяговыми свойствами и рекуперацией энергии возможны при использовании асинхронного тягового привода. Этот тип привода имеет ряд известных преимуществ перед тяговым приводом постоянного тока. Его широкое внедрение в настоящее время стало возможным в связи с высоким уровнем развития силовой преобразовательной техники. В настоящее время в России эксплуатируется следующий подвижной состав с асинхронным тяговым приводом: электровозы НПМ2, ЭП20, 2ЭС10, 2ЭС5; тепловозы 2ТЭ25А, ТЭМ9Н; электропоезда «Аллегро», «Ласточка», ЭТ4А.

В связи с большим интересом ОАО «РЖД» к применению бесколлекторного тягового привода на базе асинхронных двигателей и удовлетворительными результатами его эксплуатации на новом подвижном составе вполне оправданно ожидать дальнейший рост его внедрения. Однако вся отрасль железнодорожных перевозок должна быть готова к проведению обслуживания и ремонта новой техники. Это требует в первую очередь разработки соответствующих стандартов, норм и правил, отвечающих современным условиям развития техники и технологии, а также обеспечения требуемым оборудованием для проведения ремонта и обслуживания основных узлов подвижного состава. Причем оборудование должно быть не только работоспособным и надежным, но и должно характеризоваться повышенной энергетической эффективностью по сравнению с аналогами.

Метод взаимной нагрузки успешно применяется при испытании тяговых двигателей постоянного тока. Суть этого метода заключается в том, что испытуемый двигатель нагружают при помощи однотипной нагрузочной электрической машины, работающей в режиме генера-

тора. Электрическая энергия, вырабатываемая нагрузочной машиной, используется для питания испытуемого двигателя. Из сети потребляется электрическая энергия, необходимая только для компенсации потерь в обеих машинах. По окончании испытаний обе машины меняются ролями: испытуемая машина становится нагрузочной, а нагрузочная проходит процесс испытаний. При этом не требуется никаких дополнительных операций по переустановке машин на испытательной станции.

Существует несколько различных методик, позволяющих испытать асинхронные двигатели методом взаимной нагрузки [1 – 3].

Одна из наиболее перспективных методик [1] состоит в следующем. Асинхронные двигатели подключены к электрической сети переменного тока посредством преобразователей частоты, которые осуществляют двойное преобразование энергии. Сначала подведенное из сети напряжение выпрямляется, сглаживается, а затем инвертируется для питания двигателей. Выпрямители выполнены неуправляемыми (диодный мост), а инверторы – управляемыми (IGBT-транзисторы). Между выпрямителями и инверторами находятся звенья постоянного тока, которые электрически объединены в одну систему. Реализация режима взаимной нагрузки осуществляется за счет установки разных частот питающего напряжения, подаваемого на электрические машины, и, соответственно, разных частот вращения их магнитных полей. При этом одна из электрических машин, магнитное поле которой вращается быстрее ротора, работает в двигательном режиме, а другая, магнитное поле которой отстает от ротора, – в генераторном. Вырабатываемая генератором электрическая энергия передается по звену постоянного тока двигателю, а энергия, необходимая для компенсации потерь в обеих машинах, потребляется из сети. Схема, поясняющая изложенное выше, приведена на рисунке 1.

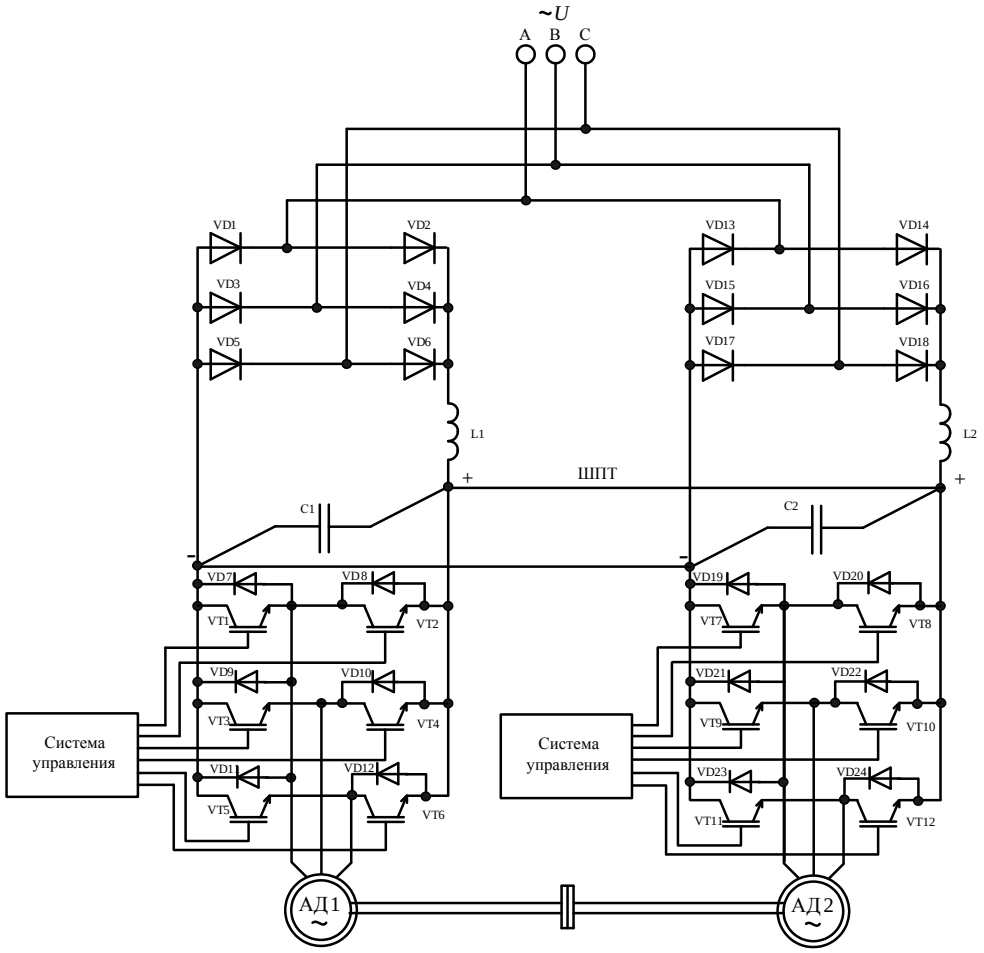


Рисунок 1 – Схема взаимной нагрузки асинхронных тяговых двигателей:
АД1, АД2 – первый и второй асинхронные двигатели; ШПТ – общая шина постоянного тока

В отличие от существующих схем испытаний асинхронных двигателей [2, 3] схема, предлагаемая в источнике [1], имеет следующие преимущества:

нет необходимости в применении дополнительных электрических машин, которые служили бы для регулирования нагрузки, эту функцию выполняют преобразователи частоты;

применение двухзвенных преобразователей частоты, входными звеньями которых являются неуправляемые выпрямители, по сравнению с аналогичными, имеющими управляемые выпрямители на входе, существенно снижает их стоимость;

передача электрической энергии по общей шине постоянного тока снижает загрузку выпрямителя, общие потери в схеме и влияние на сеть высших гармоник;

использование преобразователей частоты позволяет повысить информативность процесса испытаний.

Для оценки энергетической эффективности процесса испытания асинхронных тяговых двигателей проведена апробация данного метода на физической модели, позволяющей реализовать метод взаимной нагрузки при испытании асинхронных двигателей малой мощности.

Испытания на физической модели показали, что эффект от применения данного метода может достигать 60 % экономии электрической энергии (рисунок 2).

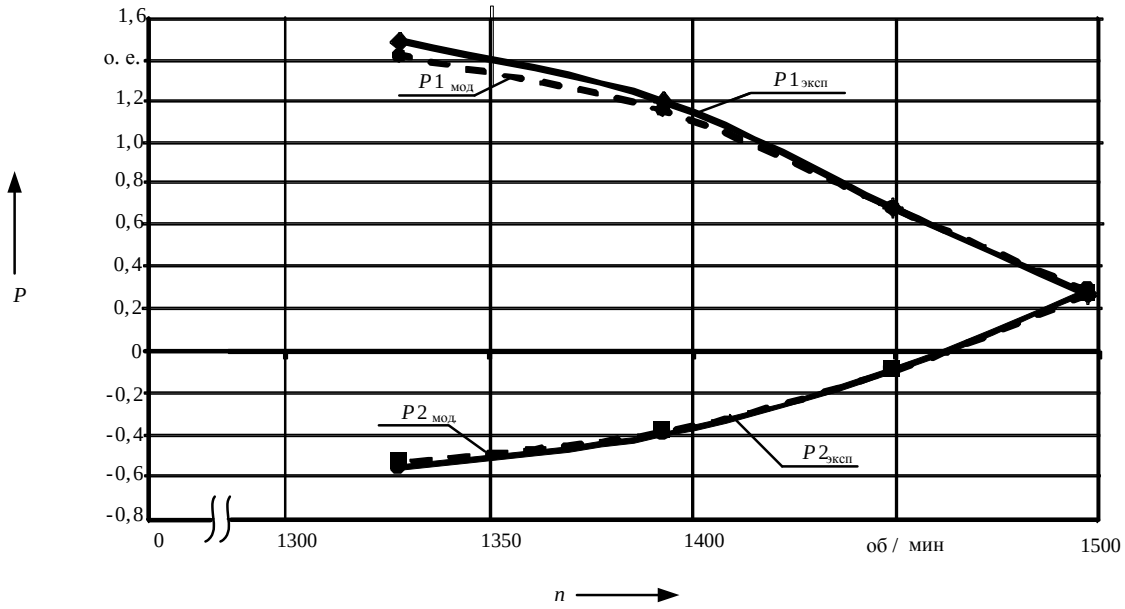


Рисунок 2 – Сравнение результатов моделирования и эксперимента: электрическая мощность, потребляемая первой и вырабатываемая второй машиной

На рисунке 2 введены следующие обозначения:

$P1_{мод}$ – мощность, потребляемая испытуемым двигателем, полученная в результате математического моделирования;

$P2_{мод}$ – мощность, вырабатываемая нагрузочным генератором, полученная в результате математического моделирования;

$P1_{эксп}$ – мощность, потребляемая испытуемым двигателем, полученная в результате измерений при эксперименте на физической модели;

$P2_{эксп}$ – мощность, вырабатываемая нагрузочным генератором, полученная в результате измерений при эксперименте на физической модели.

Для последующей оценки эффективности применения метода взаимной нагрузки при испытании асинхронных двигателей разработана математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений (1), которая для отдельного асинхронного двигателя приведена в работе [4]. Система дифференциальных уравнений состоит из 13 уравнений:

уравнения с первого по шестое описывают электромагнитные процессы, происходящие в первой электрической машине;

уравнения с восьмого по тринадцатое описывают электромагнитные процессы, происходящие во второй электрической машине;

седьмое уравнение системы определяет общую частоту вращения механически сопряженных электрических машин, связывая электромагнитные моменты, моменты сопротивления и моменты инерции этих машин.

Проверка адекватности математической модели выполнена сопоставлением результатов моделирования и экспериментов на физической модели. Входными параметрами модели приняты характеристики асинхронных двигателей, использованных при физическом моделировании, АДМ71В4У2: R_1 = 14,5 Ом; R_2 = 13,8 Ом; p = 2; I_μ = 1,75 А; $J = 2 \cdot 0{,}00143$ кг·м^2; $l_{1\sigma}$ = 0,04 Гн; $l_{2\sigma}$ = 0,036 Гн; $P_н$ = 750 Вт; $n_н$ = 1350 об/мин; $M_н$ = 5,3 Н·м; $U_ф$ = 220 В. Закон управления частотными преобразователями – скалярный. Решение системы дифференциальных уравнений выполнено при помощи программного продукта MathCAD 14.0.

В математической модели приняты следующие допущения: не учитываются

– влияние высших гармоник напряжения, возникающих в результате широтно-импульсной модуляции (ШИМ-модуляции) – сигналы напряжений приняты идеальными синусоидами;

– частота коммутации транзисторов и потери в частотных преобразователях;

– насыщение магнитной системы двигателей;

– эффект вытеснения тока;

– изменение активных сопротивлений с изменением температуры нагрева обмоток машин;

– двигатель работает в диапазоне от холостого хода до номинального режима.

Сопоставление результатов моделирования и эксперимента по потребляемой и генерируемой мощностям показывает, что максимальное расхождение результатов моделирования и эксперимента не превышает 5 % (см. рисунок 2: график построен в относительных единицах от номинальной мощности двигателя). Данные по режиму работы при номинальной нагрузке испытуемого двигателя приведены на рисунке 3, где указано распределение мощностей по элементам схемы испытаний, полученное в результате измерений на физической модели и в результате расчетов (приведено в скобках).

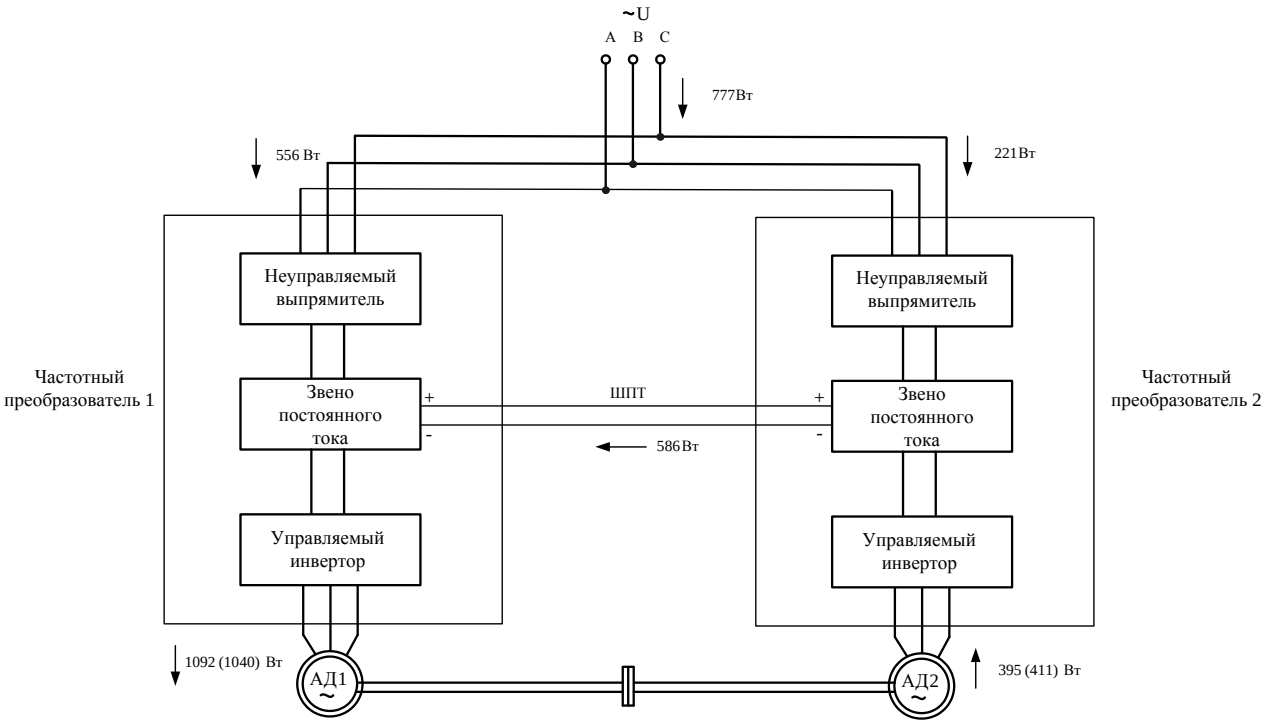


Рисунок 3 – Распределение мощностей по результатам эксперимента на физической модели и по расчету математической модели (номинальный режим нагрузки испытуемого двигателя АД1)

$$
\left.\begin{aligned}
&\frac{di1_{1a}}{dt}=\frac{1}{\sigma 1\cdot L1_1}\left[u_{1a}(t)-i1_{1a}\cdot R_1+k1_r\left[i1'_{2a}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L1_{12}(i1_{1b}-i1_{1c})+L1_2(i1'_{2b}-i1'_{2c})\right]\right];\\
&\frac{di1_{1b}}{dt}=\frac{1}{\sigma 1\cdot L1_1}\left[u_{1b}(t)-i1_{1b}\cdot R_1+k1_r\left[i1'_{2b}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L1_{12}(i1_{1c}-i1_{1a})+L1_2(i1'_{2c}-i1'_{2a})\right]\right];\\
&\frac{di1_{1c}}{dt}=\frac{1}{\sigma 1\cdot L1_1}\left[u_{1c}(t)-i1_{1c}\cdot R_1+k1_r\left[i1'_{2c}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L1_{12}(i1_{1a}-i1_{1b})+L1_2(i1'_{2a}-i1'_{2b})\right]\right];\\
&\frac{di1'_{2a}}{dt}=-\frac{1}{\sigma 1\cdot L1_2}\left[k1_s\cdot(u_{1a}(t)-i1_{1a}\cdot R_1)+\left[i1'_{2a}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L1_{12}(i1_{1b}-i1_{1c})+L1_2(i1'_{2b}-i1'_{2c})\right]\right];\\
&\frac{di1'_{2b}}{dt}=-\frac{1}{\sigma 1\cdot L1_2}\left[k1_s\cdot(u_{1b}(t)-i1_{1b}\cdot R_1)+\left[i1'_{2b}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L1_{12}(i1_{1c}-i1_{1a})+L1_2(i1'_{2c}-i1'_{2a})\right]\right];\\
&\frac{di1'_{2c}}{dt}=-\frac{1}{\sigma 1\cdot L1_2}\left[k1_s\cdot(u_{1c}(t)-i1_{1c}\cdot R_1)+\left[i1'_{2c}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L1_{12}(i1_{1a}-i1_{1b})+L1_2(i1'_{2a}-i1'_{2b})\right]\right];\\
&\frac{d\omega}{dt}=\frac{-p}{J\cdot\sqrt{3}}\left[\left[i1_{1a}\cdot(i1'_{2b}-i1'_{2c})+i1_{1b}\cdot(i1'_{2c}-i1'_{2a})+i1_{1c}\cdot(i1'_{2a}-i1'_{2b})\right]\cdot L1_{12}+\left[i2_{1a}\cdot(i2'_{2b}-i2'_{2c})+\right.\right.\\
&\left.\left.+i2'_{1b}\cdot(i2'_{2c}-i2'_{2a})+i2_{1c}\cdot(i2'_{2a}-i2'_{2b})\right]\cdot L2_{12}\right]-\frac{M_{\text{пот}}}{\text{J}}\cdot\text{sign}(\omega);\\
&\frac{di2_{1a}}{dt}=\frac{1}{\sigma 2\cdot L2_1}\left[u_{2a}(t)-i2_{1a}\cdot R_1+k2_r\left[i2'_{2a}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L2_{12}(i2_{1b}-i2_{1c})+L2_2(i2'_{2b}-i2'_{2c})\right]\right];\\
&\frac{di2_{1b}}{dt}=\frac{1}{\sigma 2\cdot L2_1}\left[u_{2b}(t)-i2_{1b}\cdot R_1+k2_r\left[i2'_{2b}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L2_{12}(i2_{1c}-i2_{1a})+L2_2(i2'_{2c}-i2'_{2a})\right]\right];\\
&\frac{di1_{1c}}{dt}=\frac{1}{\sigma 2\cdot L2_1}\left[u_{2c}(t)-i2_{1c}\cdot R_1+k2_r\left[i2'_{2c}R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L2_{12}(i2_{1a}-i2_{1b})+L2_2(i2'_{2a}-i2'_{2b})\right]\right];\\
&\frac{di2'_{2a}}{dt}=-\frac{1}{\sigma 2\cdot L2_2}\left[k2_s(u_{2a}(t)-i2_{1a}\cdot R_1)+\left[i2'_{2a}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L2_{12}(i2_{1b}-i2_{1c})+L2_2(i2'_{2b}-i2'_{2c})\right]\right];\\
&\frac{di2'_{2b}}{dt}=-\frac{1}{\sigma 2\cdot L2_2}\left[k2_s(u_{2b}(t)-i2_{1b}\cdot R_1)+\left[i2'_{2b}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L2_{12}(i2_{1c}-i2_{1a})+L2_2(i2'_{2c}-i2'_{2a})\right]\right];\\
&\frac{di2'_{2c}}{dt}=-\frac{1}{\sigma 2\cdot L2_2}\left[k2_s(u_{2c}(t)-i2_{1c}\cdot R_1)+\left[i2'_{2c}\cdot R'_2+\frac{p}{\sqrt{3}}\omega(L2_{12}(i2_{1a}-i2_{1b})+L2_2(i2'_{2a}-i2'_{2b})\right]\right];
\end{aligned}\right\}\quad(1)
$$

Для оценки применения метода взаимной нагрузки при испытании асинхронных тяговых двигателей в качестве исследуемого выбран двигатель НТА-1200, имеющий номинальную мощность 1200 кВт. Номинальные и основные параметры двигателя, необходимые для использования в качестве входных данных в математической модели, приведены в источнике [5].

В результате математического моделирования работы двух тяговых двигателей НТА-1200 в режиме взаимной нагрузки получены кривые, приведенные на рисунке 4, которые показывают, что применение метода взаимной нагрузки при испытаниях машин большей мощности дает значительно бóльшую экономию электроэнергии. Так, если при работе в номинальном режиме при взаимной нагрузке маломощных двигателей АДМ71В4У2 на питание двигателей расходовалось 40 % от номинальной мощности, то для двигателей НТА-1200 эта величина, полученная при моделировании, составила 10 %.

Полученные результаты математического моделирования указывают на возможность реализации метода взаимной нагрузки при испытании асинхронных тяговых двигателей с высокой степенью энергетической эффективности и могут быть использованы при проектировании новых испытательных станций для тяговых асинхронных двигателей.

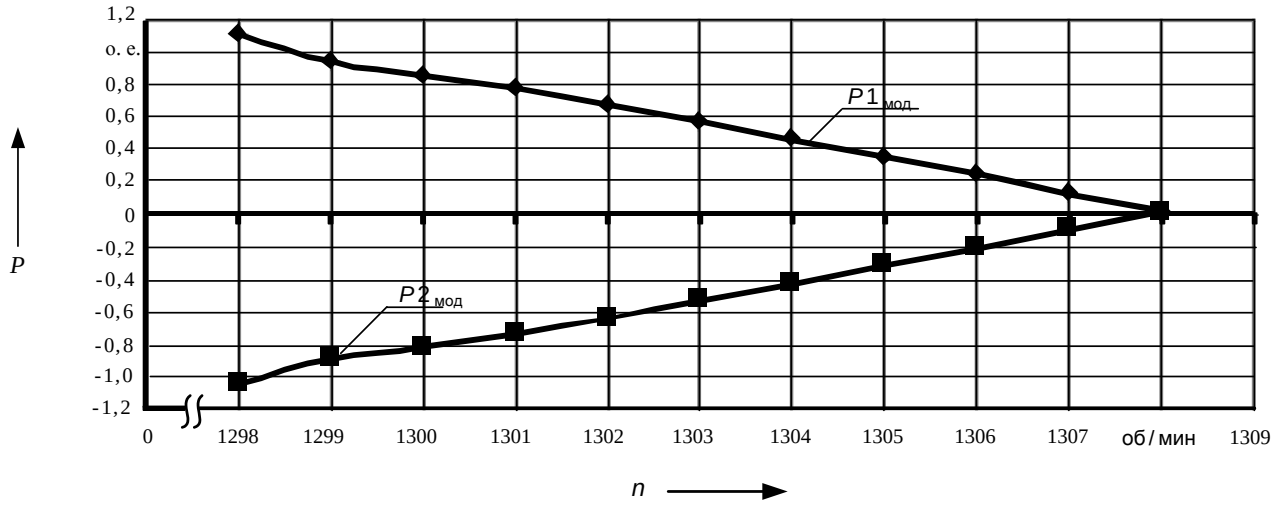


Рисунок 4 – Результаты математического моделирования по суммарной мощности потребляемой и вырабатываемой первым и вторым тяговыми двигателями

Список литературы

1. Пат. 2433419 Российская Федерация, МПК G 01 R 31/34. Способ испытаний асинхронных электродвигателей методом их взаимной нагрузки [Текст] / Авилов В. Д., Володин А. И., Данковцев В. Т., Лукьянченко В. В., Панькин Е. В.; заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей собщения. – № 2010124307/28; заявл. 15.06.10; опубл. 10.11.11, Бюл. № 31 (II ч.). – 5 с.

2. Пат. 80018 Российская Федерация, МПК G 01 R 31/04. Устройство для испытания тяговых электродвигателей [Текст] / Бейерлейн Е. В., Раппопорт О. Л., Цукублин А. Б.; заявитель и патентообладатель Томский политехн. ун-т. – № 2008115647/22; заявл. 21.04.08; опубл. 20.01. 09, Бюл. № 2. – 6 с.

3. Жерве, Г. К. Промышленные испытания электрических машин [Текст] / Г. К. Жерве. – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1984. – 408 с.

4. Фираго, Б. И. Регулируемые электроприводы переменного тока [Текст] / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск: Техноперспектива, 2006. – 363 с.

5. Динамические процессы в асинхронном тяговом приводе магистральных электровозов: Монография [Текст] / Ю. А. Бахвалов, Г. А. Булазо и др. – М.: Маршрут, 2006. – 374 с.

УДК 629.4.03.004 + 06

З. Г. Гиоев, В. М. Бондаренко, А. К. Белухин, А. В. Зубарев

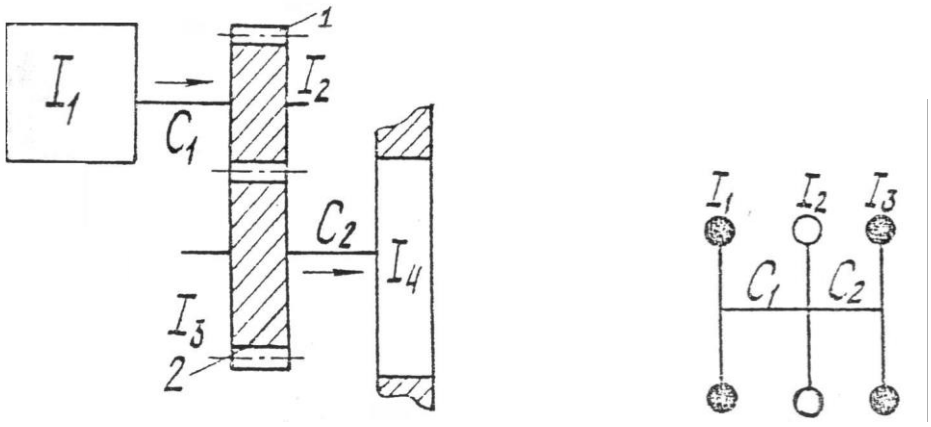
ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ И МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАРОЖДАЮЩИХСЯ ДЕФЕКТОВ В ТЯГОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ ЛОКОМОТИВОВ

В настоящей работе рассматривается физическая природа возникновения возмущающих сил в тяговых зубчатых передачах в процессе пересопряжения зубьев и определение амплитудно-частотного состава спектра. Экспериментально определены дефекты, возникающие в элементах тяговой зубчатой передаче локомотивов.

Тяговая зубчатая передача (рисунки 1, 2) локомотива согласует частоту вращения вала высокооборотного электродвигателя и низкооборотной оси колесной пары. Конструкция тя-

гового привода должна обеспечивать кинематическую неразрывную связь неподрессоренной колесной пары с частично или полностью подрессоренным тяговым электродвигателем и учитывать наличие между ними относительных перемещений, неизбежных при прохождении колесами неровностей пути и колебаниях подрессорного строения локомотива [1 – 5].

Тяговые зубчатые механизмы бывают одноступенчатыми и многоступенчатыми, прямозубыми и косозубыми с различными профилем и модулем зуба и качеством изготовления (см. рисунки 1, 2). Разнообразие конструкций и различие габаритных размеров, скоростных режимов и, соответственно, динамических нагрузок, значения которых определяются технологическими погрешностями изготовления и монтажа зубчатых колес (рисунок 3), обусловливают разнообразие характеристик возбуждения колебаний в тяговых зубчатых механизмах из-за проявления различных дефектов и неисправностей в виброакустическом сигнале. Поэтому динамические процессы, развивающиеся в тяговых зубчатых передачах (ТЗП), приводят к возникновению нежелательных вибраций и шума [6 – 9].



а б

Рисунок 1 – Схема тяговой зубчатой передачи (а) и заменяющая ее эквивалентная крутильная динамическая система (б); 1, 2 – зубчатые колеса

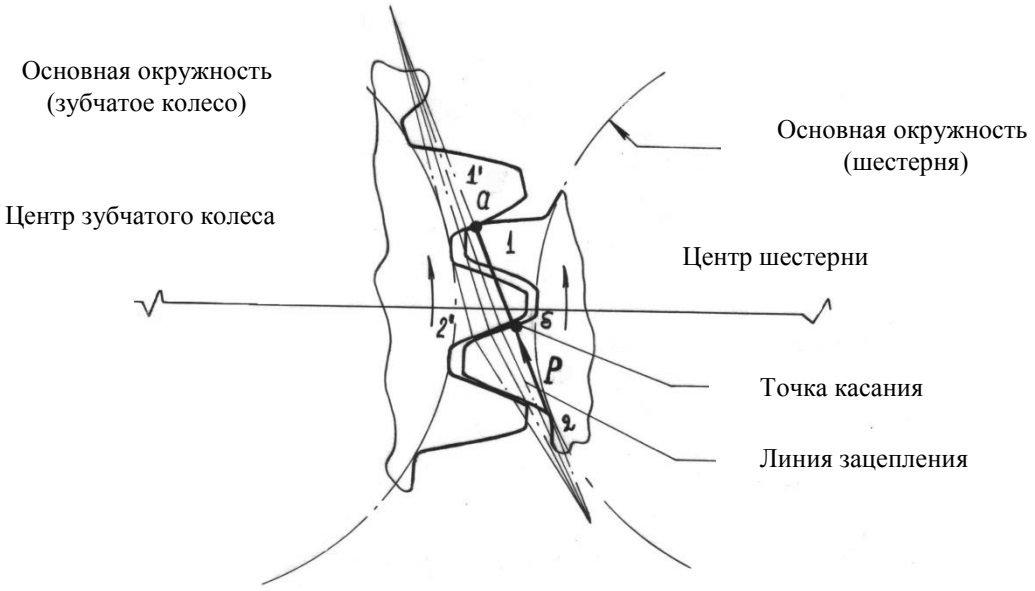


Рисунок 2 – Начало (а) и конец (б) кромочного удара выходящей из зацепления пары зубьев 1-1’

Погрешности, дефекты и деформации ТЗП, отображенные на рисунке 3, приводят к колебаниям передаточного отношения.

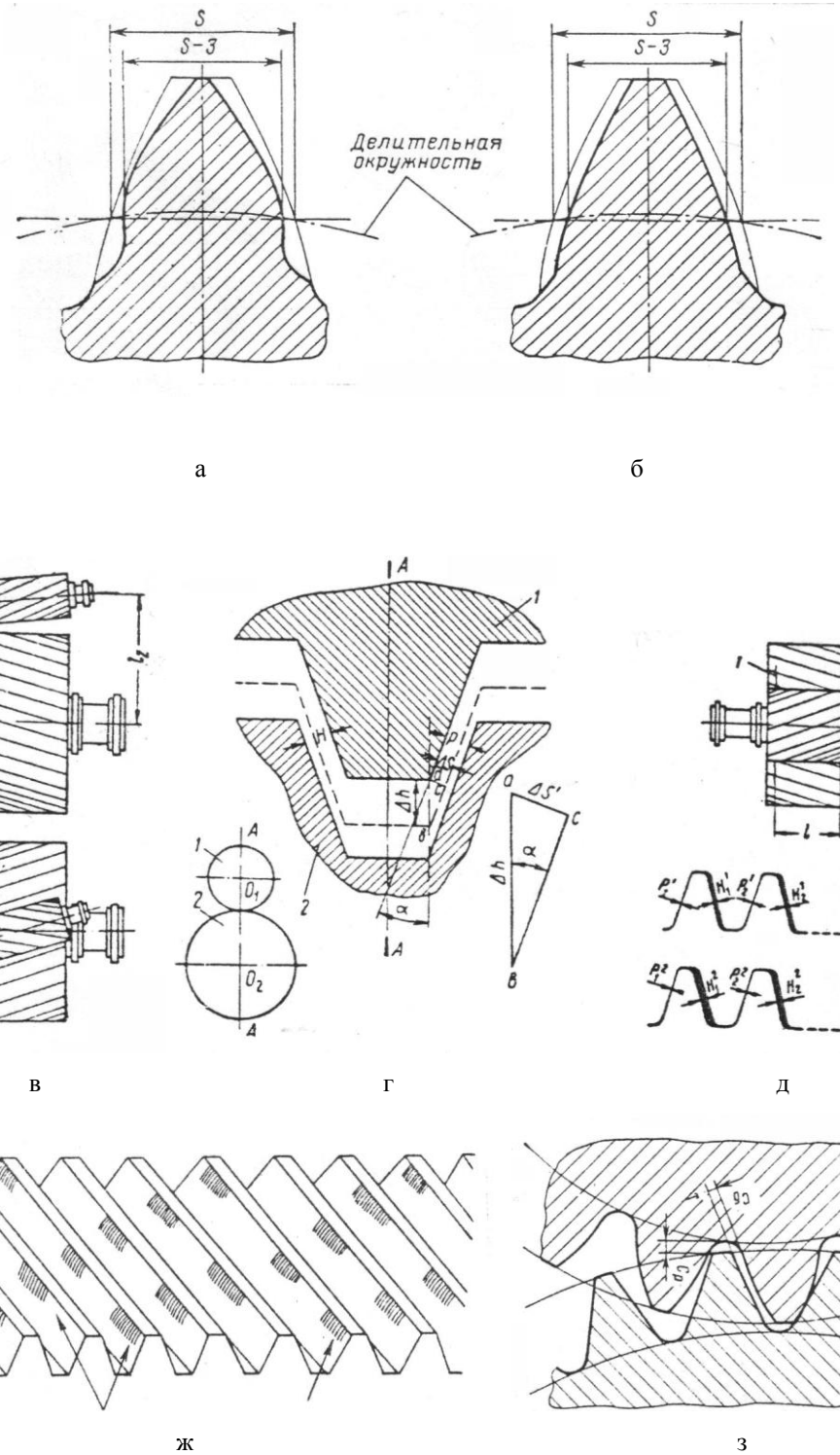


Рисунок 3 – Часто встречающиеся дефекты в ТЗП при их эксплуатации: а – износ прямозубых зубьев (характер износа: S – номинальная толщина зуба, S-З – толщина предельно изношенного зуба); б – износ косых зубьев; в – непараллельность осей зубчатых колес; г – положение зуба во впадине при перекосе; д – измерение зазора между зубьями при помощи свинцовой выжимки; ж – риски на зубьях; з – боковые Сδ и радиальные Ср зазоры в зубчатой передаче

Тяговая зубчатая передача локомотива является очень точным механизмом. Если бы ТЗП были изготовлены и обработаны соответствующим образом с применением их динамической балансировки и имели бы уход, который заслуживают все точные механизмы, то срок их службы был бы значительно больше. Соответственно тяговые двигатели были бы защищены от разрушительной собственной вибрации.

Одним из наиболее важных путей уменьшения виброактивности ТЗП является борьба с

источниками возбуждения колебаний, т. е. уменьшение возмущающих сил. Определение возмущающих сил необходимо для определения вынужденных колебаний в тяговых зубчатых передачах [10].

Вопросам собственной вибрации зубчатых передач посвящена обширная литература [1 – 13].

При исследовании тяговых зубчатых передач (см. рисунки 1, 2) основное внимание уделялось вопросам кромочного и серединного удара профилей зубьев, обусловленного постоянной ошибкой основного шага (см. рисунок 1). При этом период зубчатого зацепления разбивается на отдельные интервалы времени, число которых зависит от соотношения величин статической деформации и ошибки основного шага. Для каждого интервала составляется дифференциальное уравнение движения колес. В результате последовательного решения этих уравнений определяются динамические нагрузки за один период пересопряжения зубьев в тяговой передаче.

Представленная методика не позволяет определить возмущающую силу как функцию времени за один период зацепления зубьев. Недостатком этой методики является также отсутствие описания стационарного периодического колебательного процесса в тяговых зубчатых колесах передачи.

При исследовании тяговых косозубых колес возмущающая сила задается в виде некоторой гармонической функции $P_i = A \cdot \sin\omega t$, где $A = C \cdot \delta_{эф}$, C – коэффициент жесткости; $\delta_{эф}$ – накопленная эффективная погрешность.

Представленная работа посвящена выявлению физической природы возникновения возмущающих сил в тяговых зубчатых передачах в процессе пересопряжения зубьев и определению амплитудно-частотного состава, а также получению зависимости возмущающих сил в виде периодических функций времени, пригодных для расчета вынужденных колебаний в тяговых передачах локомотивов.

Рассмотрим тяговые зубчатые колеса косозубой передачи.

Динамическая модель передачи состоит из двух абсолютно жестких опор. Колеса связаны между собой пружинами, имитирующими жесткость зацепляющихся пар, и могут вращаться под действием приложенных к ним статических крутящих моментов – полезного M_1 и тормозного M_2 (рисунок 4).

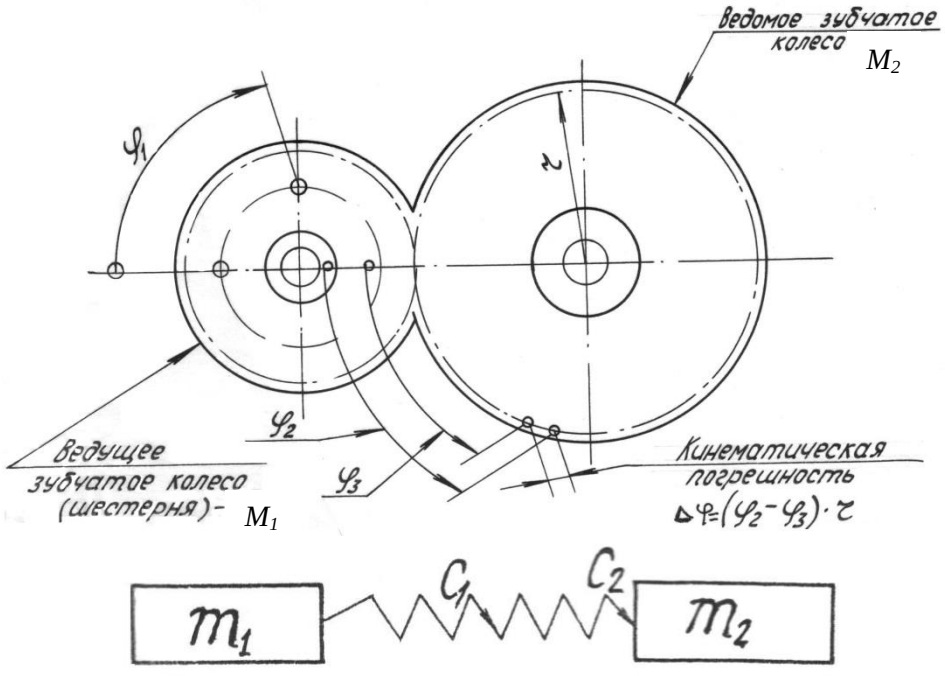
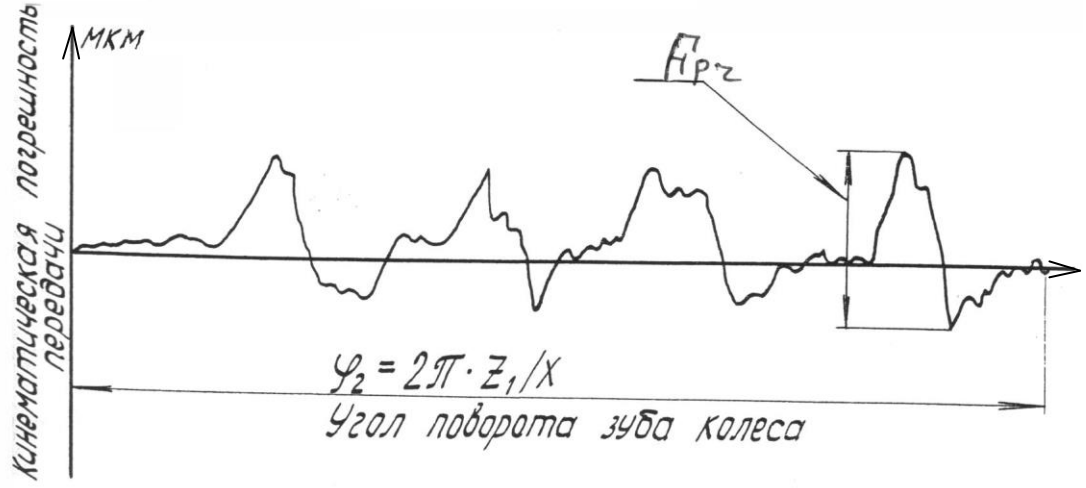


Рисунок 4 – Взаимодействие тяговых зубчатых колес

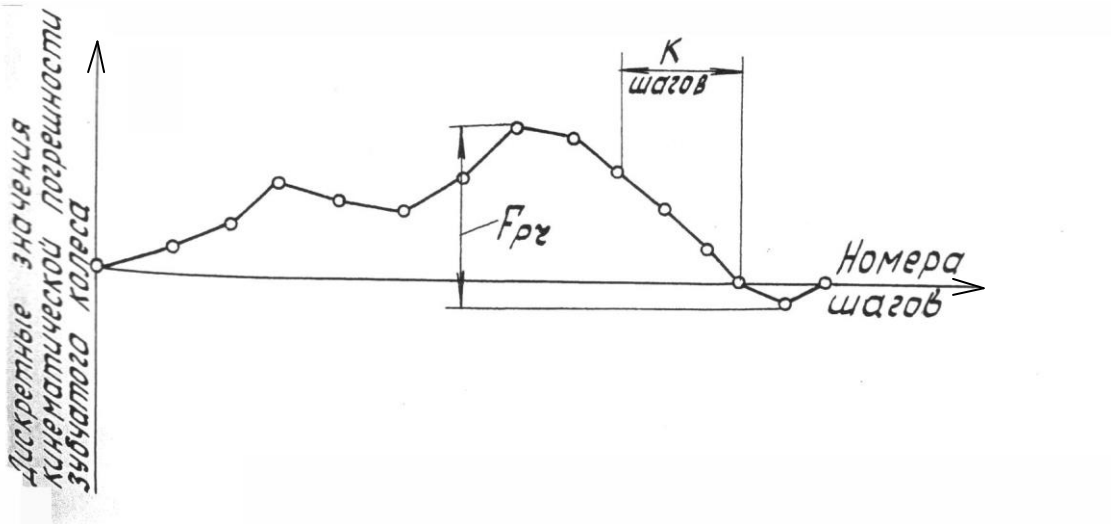
Примем следующие обозначения:

J_1 и J_2 – моменты инерции, кг·м^2; ω_1 и ω_2 – постоянные угловые скорости вращения колес 1 и 2; φ_1 и φ_2 – углы поворота колес; r_1 и r_2 – радиусы основных окружностей колес; $r_1 = \frac{u}{i \pm 1}$; $r_2 = i \cdot r_1 = \frac{i \cdot u}{i \pm u}$; где $u = r_2 \pm r_1$ – межцентровое расстояние; $\alpha = \varphi_1 \cdot r_1 - \varphi_2 \cdot r_2$ – относительное линейное перемещение, мм; $\mu = J_1 \cdot J_2 / (J_1 \cdot r_2^2 + J_2 \cdot r_1^2 + \gamma_2 \cdot r_1^2)$ – приведенный момент инерции, кг·м^2.

C_i – линейные жесткости зацепляющихся i-х пар зубьев, пропорциональные длинам контактных линий i-х пар зубьев на поле зацепления, кг·м^2; $C_\Sigma = \Sigma C_i$ – суммарная жесткость зацепления; Δ_i – разность шагов ведомого и ведущего колес (между i-й и $i-1$ парами зубьев), которая в общем случае может быть представлена как $\bar{\Delta}_i = \Delta_0 + \hat{\Delta}_i - \hat{\Delta}_{i-1}$, где Δ_0 и $\hat{\Delta}_i$ – постоянная и переменная составляющие погрешности шага, $\Delta_i = \Sigma \bar{\Delta}_i$ – накопленная кинематическая погрешность на зубьях передач (рисунок 5).



а



б

Рисунок 5 – Кинематические погрешности на зубьях передачи

Принятая модель предполагает отсутствие размыкания в контактах нагруженных зубьев

при вступлении в зацепление каждой новой пары зубьев, что справедливо для тяжелонагруженных передач.

Определение возмущающих сил основано на использовании метода кинетостатики и составлении уравнений Даламбера [11]. Методика определения возмущающих сил заключается в следующем. При заданном равномерном вращении зубчатых колес время одного периода зацепления условно разбивается на отрезки времени – фазы зацепления, характеризующие вход зубьев в зацепление, потом некоторое промежуточное положение и выход зубьев из зацепления. Этим фазам соответствуют определенные положения контактных линий на поле зацепления.

На каждом *k*-м отрезке времени задается обобщенная координата относительного перемещения колес α_k и определяются усилия в зацеплениях *i*-х пар зубьев $P_i = C_i \cdot \alpha_k + Q_i$, где Q_i – дополнительная сила, обусловленная преждевременным входом и запаздыванием при выходе зубьев из зацепления в связи с наличием статической и динамической деформации и ошибок шага.

Из условия статического равновесия тяговых зубчатых колес, т. е. $\sum P_i = P_{\text{ст}} = M_1 / r_1$, и с учетом инерционного члена $\mu \cdot \ddot{\alpha}_{\text{к}}$ составляется уравнение движения в виде:

$$\mu \cdot \ddot{\alpha}_{\text{к}} + \Sigma C_i \cdot \alpha_k = P_{\text{ст}} - \Sigma\, Q_i\,. \qquad (1)$$

Число таких уравнений равно числу рассмотренных фаз зацепления, причем значения $\alpha_{\text{к}}$ в конце предыдущей фазы зацепления и в начале последующей равны между собой. Для того чтобы записать единое уравнение движения зубчатых колес для всех фаз за один период зацепления, вводится новая координата β, отсчитываемая от одного определенного положения статического равновесия в виде линейного перемещения зубьев, т. е. $\alpha_k = \beta \cdot P_{\text{ст}} / C_0$. С учетом этого получим единое уравнение движения колес за период зацепления в виде:

$$\mu \cdot \ddot{\beta} + \Sigma C_i \cdot \beta = P_{\text{ст}} - \frac{\sum C_i \cdot P_{\tilde{n}\grave{o}}}{\tilde{N}_0} + \sum Q_i(t)\,, \qquad (2)$$

где правая часть уравнения является функцией времени и задана на каждом из рассмотренных отрезков времени. Силы, входящие в правую часть уравнения (2), являются возмущающими силами, вызываемыми различными дефектами зубьев (см. рисунок 3). Эти силы можно определить во времени за любое число периодов зацепления в ТЗП.

Поскольку вибрационная информация о зарождающихся дефектах ТЗП содержится в слабых, сравнимых с помехами изменениях структуры виброакустических процессов, то применение обычного спектрального анализа в диагностических целях малоэффективно. Поэтому методы обработки диагностических сигналов для раннего обнаружения локальных повреждений – дефектов зубьев передачи, таких как выкрашивание, заедание или трещина, базируются на применении амплитудной модуляции узкополосных виброакустических процессов в окрестности вынужденных частот в ТЗП. Применение статистических характеристик, вибрационного сигнала и спектрокорреляционного анализа дали удовлетворительные результаты при диагностировании локальных повреждений.

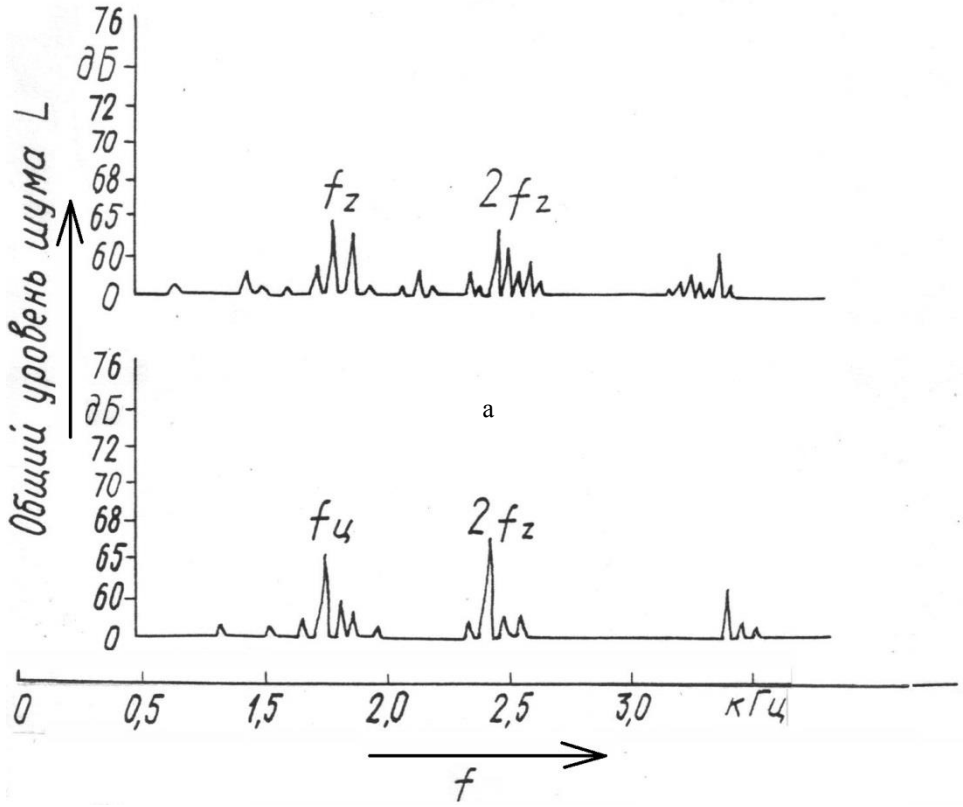
Из изложенного видно, что результаты исследования динамических процессов, генерируемых различными зубьями, показывают, что возбуждение колебаний в зубчатом зацеплении в режиме нормального функционирования обусловлено двумя факторами: периодическим изменением жесткости зубьев по фазе зацепления и технологическими погрешностями – дефектами изготовления, монтажа и неудовлетворительной эксплуатации ТЗП (рисунки 6 – 8).

Экспериментально установлено [11 – 13], что кроме дискретных составляющих в спектре корпусной вибрации тягового редуктора нормально функционирующей ТЗП присутствует распределенная шумовая составляющая, обусловленная неидеальностью контактирующих поверхностей, отрывными виброударными режимами и другими причинами, вызывающими колебания вибраций на собственных частотах передачи.

Для простейшей эквивалентной динамической модели крутильных колебаний в тяговой зубчатой паре (см. рисунок 1, б) с передаточным отношением, равным единице, и при воздействии распределенных локальных дефектов на зубья передачи можно написать уравнение:

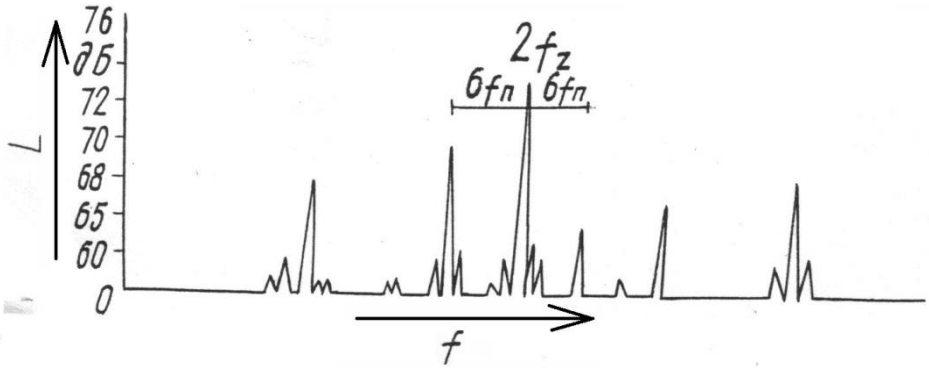
$$\ddot{X}(t) + \varepsilon(t, R) \cdot \dot{X}(t) + \omega_n^2 \cdot C(t, R) \cdot X(t) = F(t, R), \quad (3)$$

где X – деформация зубьев; ω_n – собственная частота; ε – коэффициент демпфирования; C – жесткость; F – нагрузка; R – вектор дефектов; t – время.



а

б



в

Рисунок 6 – Спектр шума у зацеплений, не имеющих погрешностей: а – график погрешностей зацепления 0 мк, левый профиль зуба; б – график погрешностей зацепления 0 мк, правый профиль зуба; в – график погрешностей зацепления в левом профиле зуба +8; -8; -8; +8… мк

Основной параметр модели (3), определяющий возбуждение колебаний в зубчатом зацеплении, есть периодически изменяющаяся функция жесткости $C(t, R)$, которая может быть представлена в виде двух функций:

$$C(t, R) = g(t, R) \cdot h(t), \quad (4)$$

где $g(t, R) = 1+m(R)\ \xi\ (t+T_0)$ – медленно меняющаяся функция с частотой вращения вала $\Omega = \frac{2\pi}{T_0}$;

$h(t) = h(t+T_z)$ – быстро меняющаяся функция с частотой пересопряжения зубьев $\omega_z = \frac{2\pi}{T_z}$;

$m(R)$ – индекс амплитудной модуляции (АМ) функции жесткости зубьев периодической последовательности импульсов $\xi\ (t+T_0)$, возникающих при попадании локального дефекта в зону контакта.

Уравнение (3) является параметрическим даже в отсутствие локальных дефектов и возмущающих сил $F(t, R)$, поэтому в системе даже в режиме нормального функционирования возбуждаются полигармонические колебания (рисунок 7), снятые с контрольных точек, расположенных на корпусе редуктора:

$$X(t) = \Sigma Q_k \cdot \cos(\omega_z \cdot t + \varphi_n). \quad (5)$$

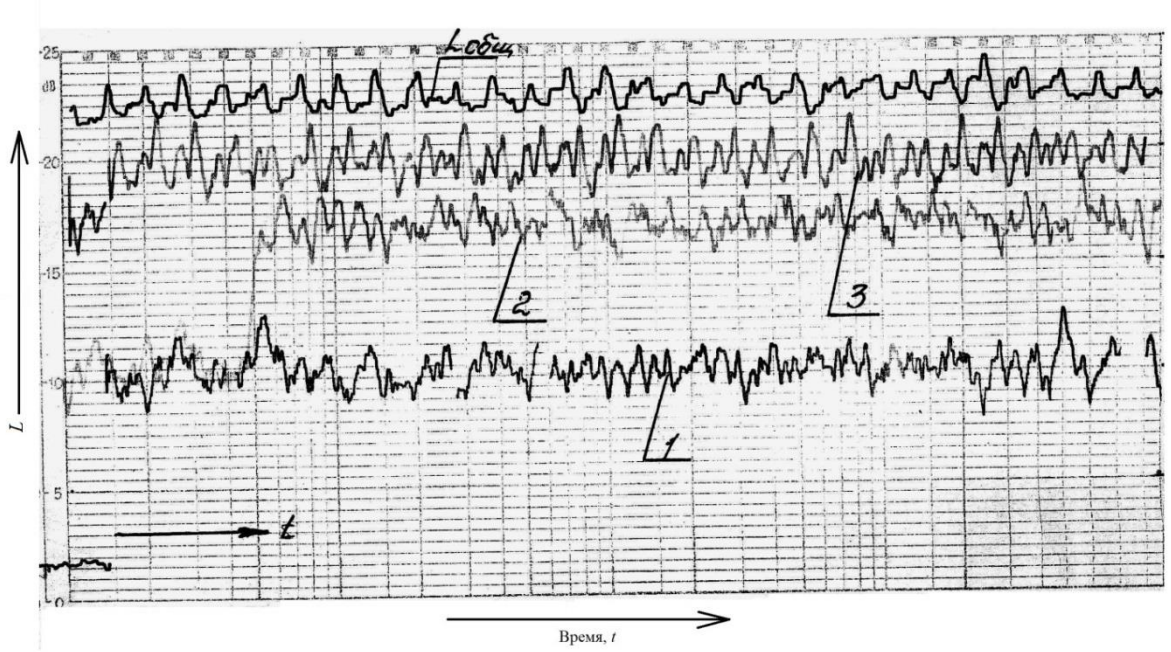


Рисунок 7 – Спектральное разложение собственной вибрации в октавных полосах 63, 125, 250 Гц; общий уровень L = 74дБ (1,4 м/с^2); 1 – кривая временной зависимости спектральной составляющей вибрации в октавной полосе 63 Гц; 2 – то же – 125 Гц; 3 – то же – 250 Гц (зубчатое колесо (левое), Ст3-97-181; разность шага – 0,09 мм; накопленная погрешность – 0,196; биение колеса – 0,01 мм)

Эффект выкрашивания дефектного зубчатого колеса, производимый локальным дефектом типа ямки, моделируется периодической последовательностью виброимпульсов, моделирующей амплитуду функции жесткости зацепления. Воздействие дефекта типа задира моделируется случайной фазовой модуляцией демпфирования

$$\varepsilon(t, R) = \varepsilon[t + T_z + M(R) \cdot \eta(t)], \quad (6)$$

где $M(R)$ – индекс фазовой (частотной) модуляции (rM).

Технология обнаружения локальных дефектов тягового зубчатого зацепления может быть реализована двумя способами: путем амплитудной или частотной модуляции вибросигналов на вынужденных частотах, т. е. на гармониках зубцовой частоты $K \cdot \omega_z$, или путем амплитудной демодуляции вибросигнала в зоне собственной частоты механизма. Таким образом, спектр вибрации рассматриваемой модели может быть представлен как суперпозиция дискретных компонентов на вынужденных или на собственных частотах и случайного шума:

$$S_x(\omega)=\sum_k A_k\cdot\delta(\omega-k\cdot\Omega)+\sum_i B_i\cdot\delta(\omega-l\cdot\omega_z)+\sum_p\times$$
$$\times\sum_q C_{pq}\cdot\delta\left[\omega-\left(p\cdot\omega_z\pm q\cdot\Omega\right)\right]+\sum_p\cdot\sum_q\delta\left\{\omega-\left[\omega_n\pm\left(p\cdot\omega_z\pm q\Omega\right)\right]\right\}+S_r(\omega). \quad (7)$$

Появление или интенсивное развитие эксплуатационных дефектов (см. рисунок 3) приводит к перераспределению колебательной энергии между спектральными составляющими в пользу высокочастотных или комбинационных частот.

Наибольшие нарушения геометрии тяговых зубчатых колес, вызванные износом – кинематической погрешностью зубьев, приводят к случайным флуктуациям коэффициента демпфирования, что в свою очередь является причиной повышения амплитуды шумового компонента $S_r(f)$ в выражении (7), что получило экспериментальное подтверждение (рисунок 8).

Интенсивное изнашивание зубьев при малом уровне смазки со временем приводит к увеличению бокового зазора и ударному возбуждению колебаний, вызванному отрывом профилей зубьев в зацеплении. Это приводит также к увеличению энергии гармонического ряда частот, кратных частоте пересопряжения зубьев $l_{r1}\cdot\omega_{z2}, l_{r2}$.

Выражение для узкополосного виброакустического сигнала в окрестности k-й гармоники зубцовой частоты может быть представлено в виде:

$$X_k(t)=a_k\left[1+\sum_i m_i\cdot\cos\left(i\cdot\Omega\cdot t\right)\right]\left\{\cos\left(k\cdot\omega_z\right)\left[t+\sum_j M_j\cdot\cos\left(j\cdot\Omega\cdot t\right)\right]\right\}, \quad (8)$$

где ω_z – частота сопряжения зубьев колес; Ω – частота попадания локального дефекта в зону контакта; m_i и M_j – порциональные индексы АМ и ЧМ.

Как следует из выражения (8), питтинг характеризуется увеличением индекса АМ на гармониках зубцовой частоты $(\Delta m_i\neq 0, \Delta M_j\neq 0)$, заедание зубчатых колес характеризуется увеличением индекса ЧМ $(\Delta m_i=0, \Delta M_j\neq 0)$. Индекс модуляции можно оценить, воспользовавшись преобразованием Гильберта.

Для практических целей, т. е. для безразборного диагностирования технического состояния тяговых зубчатых колес (ТЗК), нужно иметь вибрационные нормы на ТЗК в зависимости от наработки и собственной корпусной вибрации, снятой с определенной контрольной точки редуктора в зависимости, например, от накопленной погрешности – бокового зазора (рисунок 8).

Анализ спектрограмм виброускорений для разных тяговых зубчатых колес локомотивов показывает насыщенность частотных составляющих в пределах от 25 – 20000 Гц, выделяются составляющие спектра с частотами накопленной и зубцовой погрешностей [14].

Таким образом, из анализа виброосциллограмм и спектрограмм можно сделать выводы:

1. Собственная корпусная вибрация и шум в тяговом зубчатом редукторе вызываются накопленным (износом), импульсным и параметрическим возбуждением колебаний, а также неуравновешенностью вращающихся зубчатых колес.

2. Кинематическое возбуждение колебаний колес связано с технологическими погрешностями изготовления.

3. Кроме указанных источников корпусной вибрации при передаче мощности от ведущего колеса – от шестерни – возникают импульсное возбуждение вибраций при взаимодействии зубьев на выходе из зацепления и параметрические колебания, связанные с переменной жесткостью зубьев зацепления.

4. Линейное смещение контрольных точек на корпусе в любом направлении координатных осей *OZ, OX, OY* позволяет выразить вибрацию в математической форме:

$$X(t) = \sum_{i=1}^{n} A_i \cdot \cos\left(i \cdot \omega \cdot t + \varphi_i\right), \quad (9)$$

где A_i – амплитуда i-й гармоники корпусной вибрации; i – порядок гармоник, i = 0, 1, 2, …; n – целое положительное число; ω – угловая частота, $\omega = 2\pi \cdot f$; φ_i – фаза сигнала.

5. Накопленная погрешность проявляется при каждом обороте зубчатого колеса, и тогда частота основной гармоники, обусловленной этой погрешностью, совпадает с частотой вращения колеса.

6. Импульсное и кинематическое возбуждение вызывают вибрацию с частотой зацепления зубьев $f_z = Z_k \cdot f_k$, где f_k – частота вращения колеса, Гц; Z_k – число зубьев зубчатого колеса.

7. Дефект, обусловленный зубцовой погрешностью, проявляется при пересопряжении каждого зуба в ТЗП. Тогда частота первой гармоники дефекта зубцовой погрешности рассчитывается по выражению: $f_1 = f_0 = Z_k \cdot f_0$, где $f_0 = \frac{n_1}{60}$ Гц; n_1 – частота вращения вала.

8. Так как для тяговых зубчатых колес, образующих пару, произведение частоты вращения на число зубьев одинаково, то частота технологической погрешности, обусловленная зубцовой погрешностью, является общей для пары сопряженных колес, а ее уровень будет определять состояние зубьев в зубчатой передаче.

9. На основании частотного анализа спектров собственной корпусной вибрации можно разработать технологию безразборного диагностирования ТЗП локомотивов.

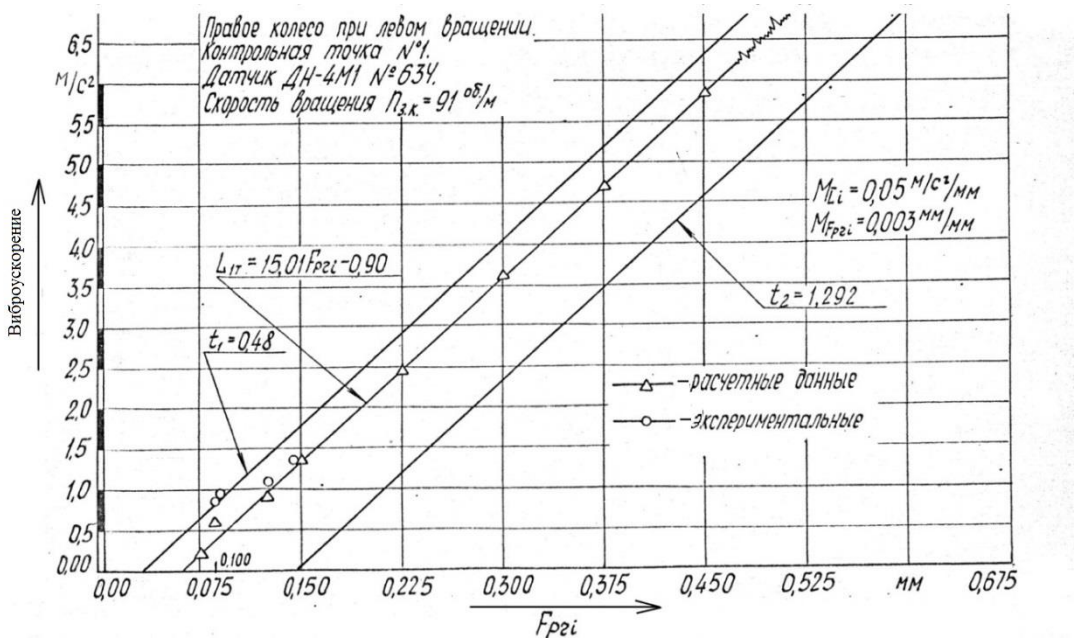


Рисунок 8 – Зависимости общего уровня собственной корпусной вибрации от величины накопленной погрешности и доверительные интервалы

Список литературы

1. Бирюков, И. В. Прогнозирование динамических свойств тяговых приводов электрического подвижного состава [Текст]: Автореф. дис… доктора техн. наук. – М., 1974.

2. Беляев, А. И. Оптимальное проектирование упругих самоустанавливающихся зубчатых колес [Текст] / А. И. Беляев, В. Н. Иванов // Труды МИИТа / Московский ин-т инж. ж.-д. трансп. – М., 1976. – № 545.– С. 53 – 69.

3. Бирюков, И. В. Методика исследования динамики тяговых приводов электрического подвижного состава при сложном спектре возмущения [Текст] / И. В. Бирюков, Е. К. Рыбников / Московский ин-т инж. ж.-д. трансп. – М., 1971. – № 374. – С. 3 – 35.

4. Калихович, В. Н. Тяговые приводы локомотивов [Текст] / В. Н. Калихович. – М.: Транспорт, 1983.

5. Кудрявцев, В. Н. Зубчатые передачи [Текст] / В. Н. Кудрявцев. – М., 1957.

6. Осецкий, В. М. Прикладная механика [Текст] / В. М. Осецкий. – М.: Машиностроение, 1985.

7. Генкин, М. Д. Динамические нагрузки в передачах с косозубыми колесами [Текст] / М. Д. Генкин, В. К. Гринкевич / АН СССР. – М., 1977.

8. Абрамов, Б. М. Колебания прямозубых зубчатых колес [Текст] / Б. М. Абрамов / Харьковский гос. ун-т. – Харьков,1968.

9. Петрусевич, А. И. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами [Текст] / А. И. Петрусевич, М. Д. Генкин, В. К. Гринкевич / АН СССР. – М., 1956.

10. Айрапетов, Э. Л. Исследование статики и динамики планетарных механизмов [Текст] / Э. Л. Айрапетов / Гос. науч.-исслед. ин-т машиноведения. – М., 1973.

11. Виброакустическая диагностика тягового привода локомотива [Текст] / З. Г. Гиоев, В. Н. Жуков и др. // Электровозостроение / ОАО «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский ин-т электровозостроения». – Новочеркасск, 1999. – Т. 39.

12. Тобе Тошими. Динамические нагрузки на зубьях прямозубых колес, вызванные ударами зубьев. Детали машин (экспресс-информация) [Текст] / Тобе Тошими, Токацу Нобуо / ВИНИТИ. – М., 1973. – № 39.

13. Осецкий, В. М. Прикладная механика [Текст] /В. М. Осецкий. – М.: Машиностроение, 1977.

14. Прогнозирование параметрической виброакустической надежности тяговых зубчатых колес локомотивов по результатам испытаний [Текст] / З. Г. Гиоев, А. И. Беляев и др. // Электровозостроение / ОАО «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский ин-т электровозостроения». – Новочеркасск, 2001. – Т. 43.

УДК 629.423.33

М. А. Капралова, А. В. Мальцева

РАСЧЕТ КОНТАКТНОГО НАЖАТИЯ ТОКОПРИЕМНИКА «АИСТ» С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПОДЪЕМНОЙ СИЛЫ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ И РАБОЧЕЙ ВЫСОТЕ

В статье представлен расчет контактного нажатия с учетом изменения аэродинамической подъемной силы в зависимости от климатических условий (в одно- и двухфазном потоке), а также при изменении рабочей высоты токоприемника. Выполнено сравнение полученных результатов с экспериментальными данными.

При движении электроподвижного состава с высокими скоростями начинают существенным образом проявляться аэродинамические силы, оказывающие влияние на взаимодействие токоприемника и контактной подвески.

Воздействие набегающего потока воздуха на токоприемник можно разложить на подъемную силу, лобовое сопротивление и опрокидывающие моменты. Подъемная сила (аэродинамическая составляющая контактного нажатия) изменяет контактное нажатие. В случае положительной подъемной силы происходит увеличение отжатий контактных проводов, а отрицательная способствует отрывам полоза от контактного провода. В обоих случаях происходит интенсивный износ контактирующих элементов, повышается вероятность повреждения токосъемных устройств. Все это приводит к сокращению срока эксплуатации контактных пластин полозов токоприемников электровозов, а также к увеличенному износу контактного провода.

При исследовании системы токосъема важно правильно учесть действие аэродинамической подъемной силы. Большинство методов расчета взаимодействия токоприемника и контактной подвески основаны на решении дифференциальных уравнений при условии, что аэродинамическая сила определенного типа токоприемника является величиной постоянной для конкретной скорости движения [1]. Однако, как показывает практика, это утверждение некорректно [2], так как помимо скорости набегающего воздушного потока на величину подъемной силы влияют и другие условия: климатические факторы (температура и давление), наличие второй фазы (снег, дождь) в воздухе, рабочая высота токоприемника и расположение крышевого оборудования.

В рамках проекта «Разработка и организация высокотехнологичного производства нового магистрального токоприемника для применения на линиях с модернизированной инфраструктурой системы токосъема» (договор № 13.G25.31.0034 от 7 сентября 2010 г.), реализуемого при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, в ОмГУПСе был разработан токоприемник «АИСТ». Для данной конструкции была просчитана аэродинамическая подъемная сила с учетом перечисленных выше условий обтекания токоприемника.

Железные дороги проходят через территории, где имеют место сложные метеорологические условия, сопровождающиеся штормовым ветром и присутствием в атмосферном воздухе высокой влажности или взвешенных частиц таких, как снег, капли дождя. В этих условиях набегающий поток становится многокомпонентным, а его воздействие на токоприемник электровоза усиливается. Таким образом, вопросы надежности и экономичности работы токосъемных устройств как при повышении скоростей движения электроподвижного состава, так и в сложных метеоусловиях являются актуальными.

При численном расчете токоприемника «АИСТ» были смоделированы различные условия процессов обтекания. Учет климатических факторов проведен в диапазоне температур от –40 до +40 °С при атмосферном давлении 760 мм рт. ст. для рабочей высоты токоприемника от 0,4 до 1,8 м для углов атаки α = 1 ° (последний по ходу движения токоприемник) и α = 3 ° (первый по ходу движения токоприемник). Рассматривалось также присутствие второй фазы (дождь, мокрый снег) в воздухе.

В качестве примера рассмотрим влияние температуры на аэродинамическую характеристику при рабочей высоте H = 0,8 м (рисунок 1).

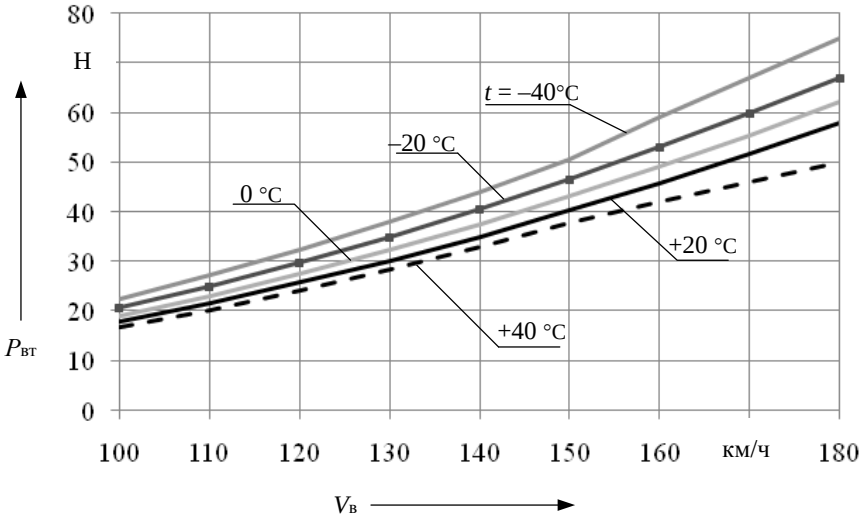


Рисунок 1 – Влияние температуры на аэродинамическую подъемную силу токоприемника «АИСТ» легкого типа при движении «коленом» назад

Как видно из графиков на рисунке 1, отрицательная температура оказывает большее влияние на аэродинамическую силу. Так, при –40 °С сила возрастает по отношению к нормальным условиям (+20 °С) на 23 %. Это согласуется с классической теорией газовой динамики.

При отрицательной температуре для расчета контактного нажатия необходимо использовать безразмерный поправочный коэффициент k_t аэродинамической подъемной силы, который зависит только от климатических условий окружающей среды (рисунок 2).

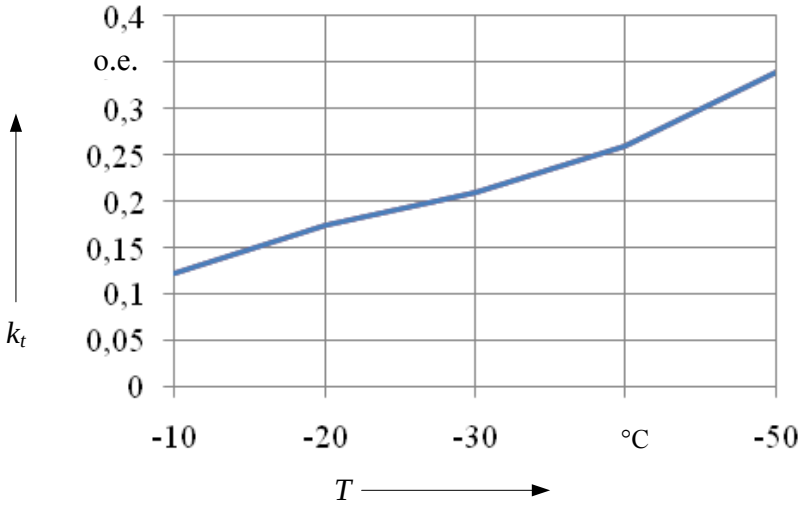


Рисунок 2 – Поправочный коэффициент аэродинамической подъемной силы

Формула для определения аэродинамической подъемной силы при отрицательной температуре имеет вид:

$$P_{\text{вт}} = P'_{\text{вт}} + \Delta P_{\text{вт}}; \quad (1)$$

$$\Delta P_{\text{вт}} = k_t P'_{\text{вт}}, \quad (2)$$

где $P'_{\text{вт}}$ – аэродинамическая подъемная сила в однофазном потоке, полученная при положительной температуре;

k_t – поправочный коэффициент, учитывающий плотность воздуха при различной температуре.

Снег, выпадающий при отрицательной температуре, сухой, поэтому он не задерживается на гладких стенках при интенсивном движении [3] и его влияние на аэродинамическую подъемную силу будет незначительно. Мокрый снег, выпадающий при температуре воздуха близкой к нулю, прилипает к гладким стенкам и имеет большую инерционную силу, воздействующую на токоприемник. Мокрый снег, как показывают метеорологические наблюдения, выпадает при незначительной отрицательной температуре от 0 до – 3 °С. У токоприемника отложение мокрого снега образуется тем сильнее, чем больше скорость движения (рисунок 3).

Рисунок 3 – Спектр обтекания токоприемника двухфазным потоком при движении «коленом» назад со скоростью 55 м/с

Мелкой сеткой на рисунке 3 показана зона, подверженная воздействию мокрого снега. Наибольшее налипание будет происходить в шарнирном соединении, на нижней штанге и на синхронизирующей тяге. Если нормальную скорость частицы к поверхности непосредственно перед ее соударением с этой поверхностью обозначить $V_{1,n}$, а тангенциальную скорость частицы непосредственно перед ее соударением с этой поверхностью обозначить $V_{1,\tau}$, а эти же составляющие скорости частицы сразу после ее соударения со стенкой обозначить соответственно $V_{2,n}$ и $V_{2,\tau}$, то из рисунка 3 видно, что их величина будет меняться. Так, до соударения условная частица имела результирующую скорость $V_{1в}$ 55м/с, а после соударения скорость снизилась до 14 м/с ($V_{2в}$).

Двухфазные течения набегающего воздушного потока были смоделированы с жидкими и условно твердыми частицами. Они моделируются, как при движении этих частиц в установившемся потоке текучей среды, т. е. предполагается, что силовое и тепловое воздействие частиц на течение газовой фазы пренебрежимо мало. Это предположение верно в том случае, когда массовая доля частиц в двухфазном потоке не превышает 30 % (для снега она составляет 10 %). Объемная доля частиц снега в воздухе невелика (концентрация частиц снега на уровне двух метров составляет 50 – 100 г/м^3), взвешенные частицы достаточно равномерно распределены в пространстве, поэтому характеристики воздействующего на токоприемник потока будут определяться в основном параметрами воздуха.

Для расчета воздействия такого потока на токоприемник предложен метод, основанный на расчетах для свободнодисперсной системы, где плотность набегающего потока представляет собой смесь двух сред [4]. Направление и скорость движения частиц принимаются равными направлению и скорости движения воздуха относительно токоприемника. Тогда в качестве алгоритма решения этой модели можно использовать уже известные методы, полученные для расчета аэродинамических сил, возникающих при взаимодействии однофазного потока с токоприемником [5].

При определении коэффициента сопротивления частиц предполагается, что они, как жидкие (дождь), так и твердые (мокрый снег), имеют условно сферическую форму. Наибольший размер частиц (5 мм в диаметре) достигается при нулевой температуре набегающего воздушного потока [3]. Масса частицы считается неизменной во всем потоке (m = = 2,06·10^{-6} кг). Взаимодействие частиц с поверхностями твердых тел смоделировано как прилипание частиц к поверхности (свойственно каплям жидкости) при неидеальном отражении (свойственно твердым частицам).

Так как мокрый снег совмещает в себе свойства твердых (частичное отражение) и жидких (частичное налипание) частиц, то в расчетной программе зададим условия обтекания токоприемника при неидеальном отражении ($e_n < 1$ и $e_\tau < 1$) и суммарной интенсивности налипания частиц по всем поверхностям, на которые выпали частицы, по формулам [6]:

$$e_n = \left| \frac{V_{2,n}}{V_{1,n}} \right|; \tag{3}$$

$$e_\tau = \left| \frac{V_{2,\tau}}{V_{1,\tau}} \right|; \tag{4}$$

$$R_{\sum eros} = \sum_{i=1}^{N} M_{pi}, \tag{5}$$

где N – число фракций частиц;

Mpi – расход частиц *i*-й фракции, выпавших на поверхности.

Для удобства расчета количество фракций примем равным единице. При выполнении численного эксперимента выбираем в программе, что набегающий воздушный поток является свободнодисперсной системой [5], отражение является неидеальным с интенсивностью налипания частиц 0,3.

По результатам расчетов можно отметить, что мелкий дождь не оказывает существенного влияния на аэродинамические силы, в отличие от мокрого снега, который может налипать на элементы токоприемника, тем самым увеличивая приведенную массу и создавая дополнительные силы (рисунок 4).

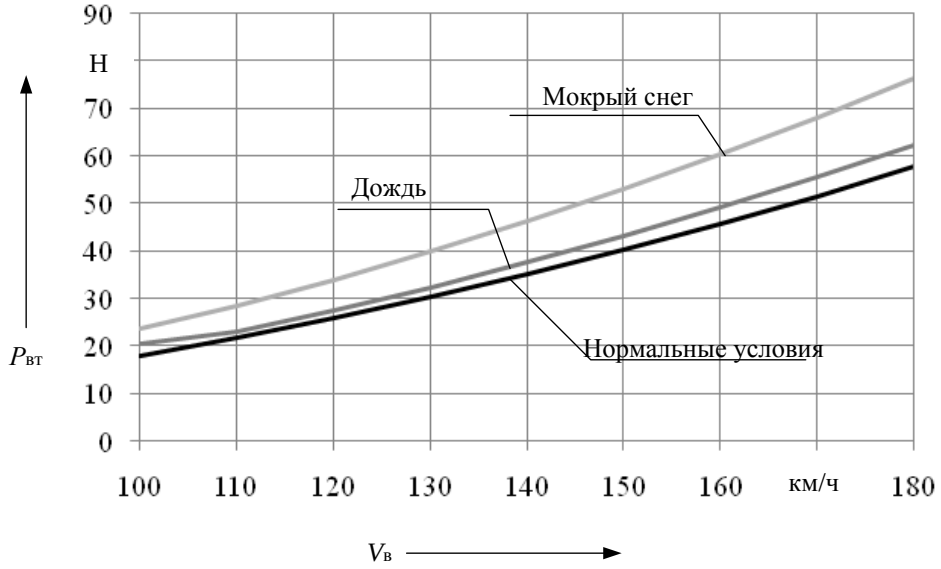


Рисунок 4 – Аэродинамические характеристики токоприемника «АИСТ» легкого типа при движении «коленом» назад при наличии второй фазы в набегающем потоке

При изменении рабочей высоты токоприемника изменяется его миделевое сечение – меняется и аэродинамическая сила (рисунок 5).

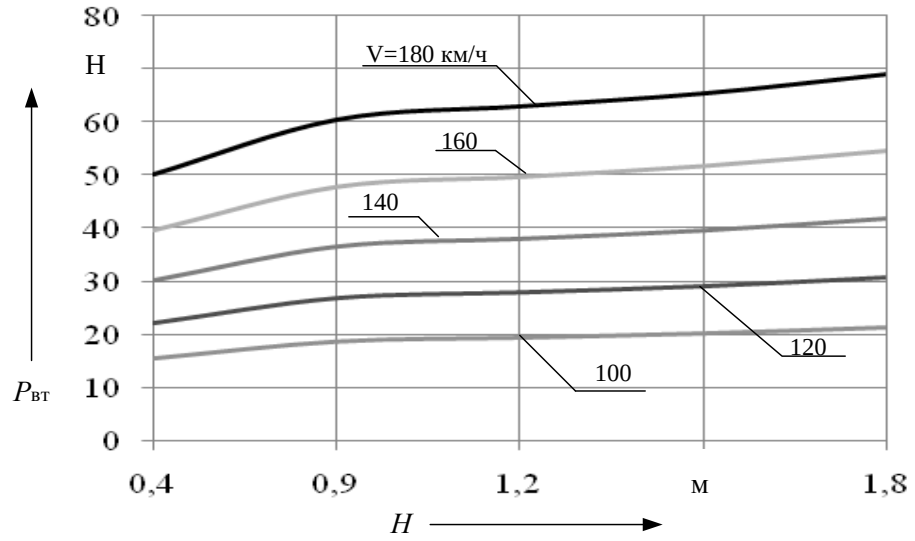


Рисунок 5 – Аэродинамические характеристики токоприемника «АИСТ» легкого типа при движении «коленом» назад в зависимости от рабочей высоты токоприемника

Аэродинамические подъемные силы в зависимости от рабочей высоты токоприемника показаны на рисунке 5. Как видно из графиков на рисунке 5, влияние рабочей высоты начинает сказываться при скоростях набегающего воздушного потока более 120 км/ч. В диапазоне рабочих высот до 0,9 м аэродинамическая подъемная сила изменяется значительней.

С учетом сказанного аэродинамическую подъемную силу можно представить в виде:

$$P_{вт} = k_H P'_{вт} + \Delta P_{вт\,t} + \Delta P_{вт\,ф}, \quad (6)$$

где k_H – поправочный коэффициент отклонения подъемной силы и при использовании токоприемника «АИСТ» на рабочей высоте (ниже 0,9 м);

$\Delta P_{\text{вт ф}}$ – вертикальная сила, возникающая от ударов частиц о поверхность токоприемника.

Для расчета взаимодействия токоприемников с контактными подвесками воспользуемся методом, предложенным А. В. Фрайфельдом [7].

Составим расчетную схему, на которой реакции связей элементов системы заменены эквивалентными силами. Не принимая во внимание отрывы токоприемника, в соответствии со вторым законом Ньютона будем иметь систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_{\text{р}} \dfrac{d^2 H_p}{dt^2} = -P_{\text{рам}} + P_{\text{к ср}} + P_{\text{вр}} + P_{\text{р}}; \\ \left(m_{\text{л}} + m_{\text{с}}\right) \dfrac{d^2 H_n}{dt^2} = -P_{\text{к ср}} + P_{\text{с}} + P_{\text{вл}}, \end{cases} \tag{7}$$

где m_p – масса рамы токоприемника, кг;

$m_{\text{л}}$ – масса верхнего узла токоприемника, кг;

m_c – приведенная масса подвески контактной сети, кг;

H_p – высотное положение верхних шарниров рам токоприемника над уровнем головки рельса, м;

H_n – высотное положение полоза токоприемника над уровнем головки рельса, м;

t – время, с;

$P_{\text{рам}}$ – суммарная реакция связей системы подвижных рам, Н:

$P_{\text{кср}}$ – суммарная реакция связей верхнего узла токоприемника, Н:

$P_{\text{вр}}$ – вертикальная составляющая аэродинамического воздействия на подвижные рамы токоприемника, Н;

P_p – сила нажатия подъемных пружин токоприемника, приведенная к оси верхних шарниров рам, Н;

P_c – суммарная реакция связей подвески контактной сети, Н:

$P_{\text{вл}}$ – вертикальная составляющая аэродинамического воздействия на полоз токоприемника, Н.

Решив систему уравнений относительно контактного нажатия, получим:

$$P_{\text{кт}} = -m_{\text{л}} V_{\text{в}}^2 \frac{d^2 H_n}{dx^2} + ж_{\text{к}} \left(h_{\text{ко}} - H_n + H_p\right) - r_{\text{к}} V_{\text{в}} \left(\frac{dH_n}{dx} - \frac{dH_p}{dx}\right) - w_{\text{к}} \cdot \text{sign}\left(\frac{dH_n}{dx} - \frac{dH_p}{dx}\right) + P_{\text{вт}}, \tag{8}$$

где $V_{\text{в}}$ – скорость набегающего воздушного потока, м/с;

x – расстояние в пролете от опоры, м;

$r_{\text{к}}$ – коэффициент вязкого трения кареток токоприемника, кг/с;

$ж_{\text{к}}$ – суммарная жесткость кареток токоприемника, Н/м;

$h_{\text{ко}}$ – свободный ход кареток (высота кареток при их полной разгрузке), мм;

$w_{\text{к}}$ – коэффициент сухого трения кареток токоприемника, Н.

Расчет аэродинамической подъемной силы (рисунки 6, 7) и контактного нажатия для токоприемника «АИСТ» произведен по формулам (5) и (7). Температура воздуха t составляет 0 °С и присутствует вторая фаза (мелкий дождь); рабочая высота – от 0,4 до 0,8 м. Данные условия были характерны при проведении испытаний на линии Москва – Санкт-Петербург Октябрьской железной дороги. Токоприемник был установлен на крыше вагона для исследования контактной сети ВИКС ЦЭ.

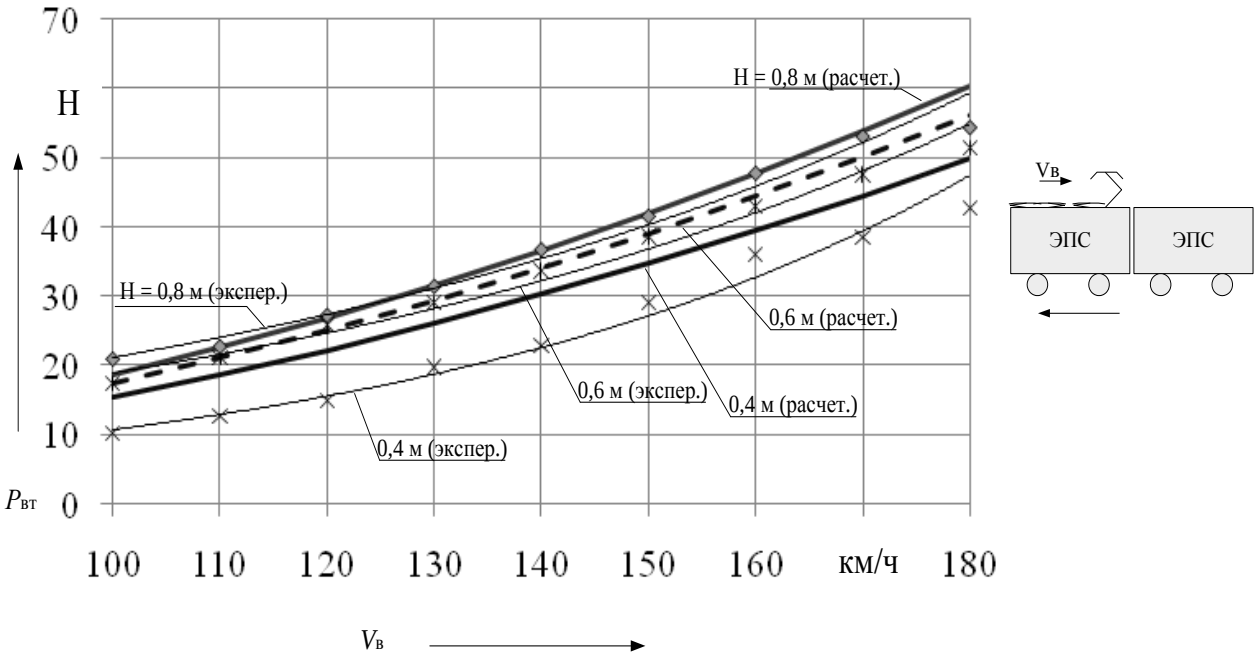


Рисунок 6 – Экспериментальные и расчетные аэродинамические характеристики подъемной силы при движении токоприемника легкого типа «коленом» назад

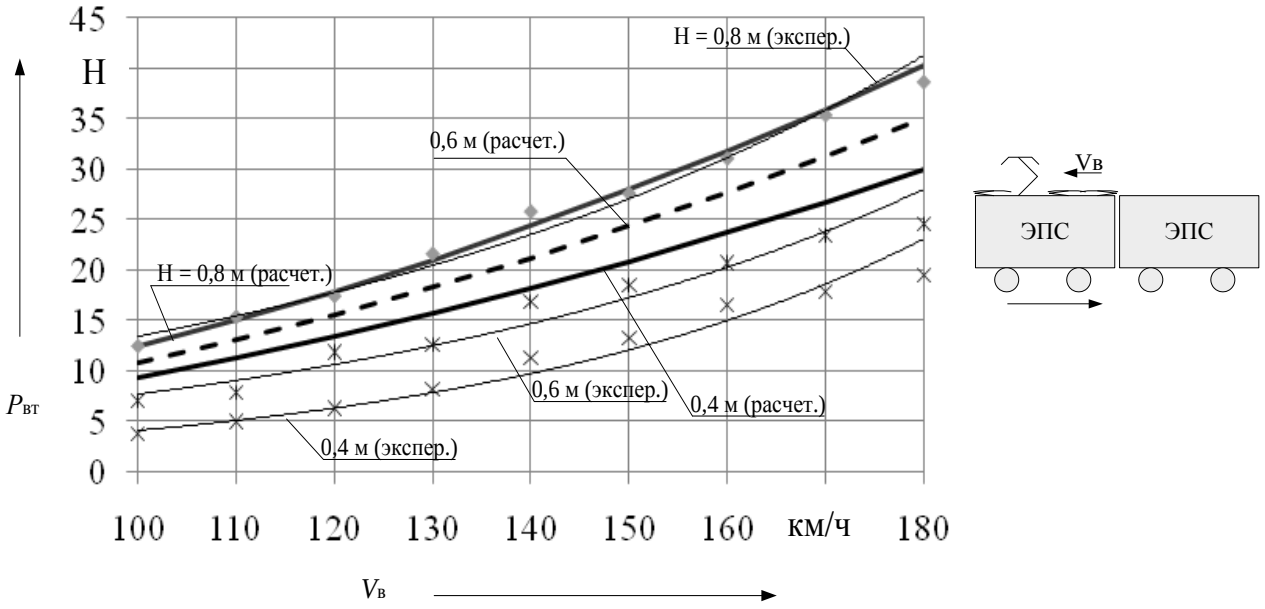


Рисунок 7 – Экспериментальные и расчетные аэродинамические характеристики подъемной силы при движении токоприемника легкого типа «коленом» вперед

Как видно из рисунка 7, характеристика, полученная при испытаниях токоприемника при рабочей высоте 0,4 м, отличается от расчетной. Это обусловлено наличием оборудования, установленного на крыше локомотива (оно не учитывалось при моделировании). При движении «коленом» вперед из-за большего удаления токоприемника от лобовой стенки локомотива влияние крышевого оборудования начинает сказываться уже при высоте от 0,6 м. Такие же зависимости наблюдаются и для токоприемника тяжелого типа.

Расчетное среднее значение контактного нажатия по длине пролета при рабочей высоте 0,8 м составило 135,8 Н при скорости 160 км/ч, тогда как экспериментальное измерение равно 131,5 Н, что говорит о высокой точности расчета.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

При расчете аэродинамической подъемной силы необходимо учитывать изменение температуры окружающей среды и присутствие второй фазы. При расчете контактного нажатия учет этих факторов возможен при помощи поправочного коэффициента k_t и дополнительной вертикальной силы, возникающей от ударов частиц о поверхность токоприемника. Изменение рабочей высоты учитываются поправочным коэффициентом k_H.

Следует отметить также, что при низкой рабочей высоте токоприемника значительное влияние на аэродинамическую подъемную силу оказывает крышевое оборудование локомотива, а в зависимости от его расположения и типа локомотива влияние это будет различно.

Список литературы

1. Беляев, И. А. Взаимодействие токоприемников и контактной сети [Текст] / И. А. Беляев, В. А. Вологин. – М.: Транспорт, 1983. – 191 с.

2. Капралова, М. А. Взаимодействие токосъемных устройств при аэродинамическом воздействии на токоприемник в различных метеоусловиях [Текст] / М. А. Капралова // Актуальные проблемы проектирования и эксплуатации контактных подвесок и токоприемников электрического транспорта / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – С. 83 – 88.

3. Андреев, Ю. Н. К вопросу о физико-метеорологических условиях образования гололеда [Текст] / Ю. Н. Андреев // Труды / Главная геофизическая обсерватория им. А. И. Воейкова. – Санкт-Петербург, 1947. – Вып. 2. – С. 23.

4. Маслов, Г. П. Взаимодействие токоприемника с двухфазным воздушным потоком [Текст] / Г. П. Маслов, А. П. Стариков // Новые технологии – железнодорожному транспорту: подготовка специалистов, организация перевозочного процесса, эксплуатация технических средств/ Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2000. – Ч. 3. – С. 388 – 390.

5. Долгоносов, Б. М. Равновесное распределение частиц в дисперсной системе с коагуляцией и распадом агрегатов [Текст] / Б. М. Долгоносов // Коллоидный журнал. – М., 2001. – Т. 63. – № 1. – С. 32 – 38.

6. Капралова, М. А. Расчет аэродинамических характеристик токоприемника электрического подвижного состава [Текст] / М. А. Капралова // Казанская наука . – Казань: Казанский издательский дом, 2010. – Вып. 1. – № 8. – С. 123 – 126.

7. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин и др. – СПб: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

8. Фрайфельд, А. В. Проектирование контактной сети [Текст] / А. В. Фрайфельд, Г. Н. Брод. – М.: Транспорт, 1991. – 335 с.

УДК 531.1

С. Г. Шантаренко, В. Ф. Кузнецов, Е. В. Пономарев, И. Л. Евсеев

ДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОНТАКТИРУЕМЫХ ТЕЛ

В статье представлены результаты математического моделирования определения характера и закона изменения сил и напряжений, возникающих в области контакта взаимодействующих тел на примере динамического контакта при соударении упругого шара о неподвижную, абсолютно жесткую плиту при его плоском движении. Полученные результаты могут быть использованы при расчете контактных сил и напряжений материала в металлоконструкциях при ударных воздействиях.

Работоспособность технического объекта во многом определяется поведением материала в конструкции, которое зависит не только от его механических свойств, но от технологического выполнения узлов и деталей и условий эксплуатации. Деформация как проявление ме-

ханических свойств упругих и твердых тел – это результат воздействия внешних факторов, которыми в технике зачастую являются механические воздействия.

Механика контактного взаимодействия является основополагающей инженерной дисциплиной, обязательной при проектировании надежного энергосберегающего оборудования, она используется при решении многих контактных задач, например, «колесо – рельс», при расчете муфт, тормозов, подшипников скольжения и качения, двигателей внутреннего сгорания, шарниров, уплотнений; при штамповке, металлообработке, ультразвуковой сварке, электрических контактах и др. Механика контактного взаимодействия охватывает широкий спектр задач, начиная от расчета прочности элементов сопряжения трибосистемы с учетом смазывающей среды и строения материала до применения в микро- и наносистемах. Исследование и анализ поведения материала деталей и узлов под воздействием условий эксплуатации является основой для совершенствования технологии ремонта железнодорожного подвижного состава.

Рассмотрим контактное взаимодействие двух тел, совершающих произвольное движение. Процесс движения системы двух тел разбиваем на три этапа, на каждом из которых движение тел существенно различно и их динамика имеет свое математическое представление.

Первый этап – движение системы тел до начала контакта, второй – движение системы тел в процессе контактного взаимодействия, третий – движение тел после окончания контакта.

Основной задачей данного исследования является определение характера и закона изменения сил и напряжений, возникающих в области контакта взаимодействующих тел.

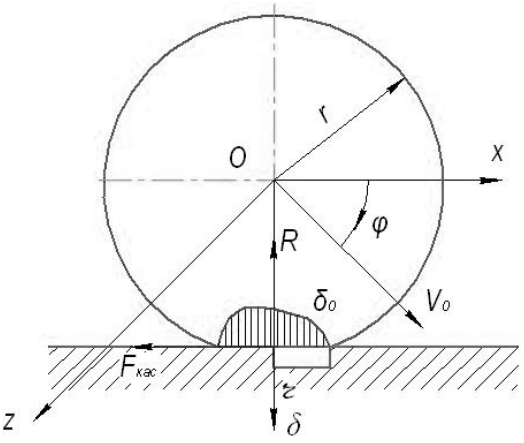
На основе распределения сил и напряжений по области контакта можно получить закон распределения напряжений по объему контактирующих тел и законы их движения после окончания контакта.

Рассмотрим поставленную задачу на примере динамического контакта при ударении упругого шара о неподвижную, абсолютно жесткую плиту при его плоском движении (рисунок).

На первом этапе движение шара представляем системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m\ddot{\delta} = 0; \\ m\ddot{x} = 0; \\ J\ddot{\varphi} = 0. \end{cases} \qquad (1)$$

с начальными условиями: $\overline{\nu_0} = \nu_x : \nu_\delta$; $\varphi_0 = \omega_0$.



Соударение упругого шара с неподвижной, абсолютно жесткой плитой

В момент начала контакта возникают упругие контактные силы: R – нормальная составляющая силы, $F_{кас}$ – касательная составляющая.

Под действием этих сил характер движения шара изменится и в течение всего времени контакта будет подчиняться системе уравнений

$$\begin{cases} \mathrm{m}\ddot{\delta} + \mathrm{R} = 0; \\ m\ddot{x} + F_{кас} = 0; \\ J\ddot{\varphi} - \mathrm{RF}_{кас} = 0 \end{cases} \qquad (2)$$

с начальными условиями:

$$\begin{cases} t = 0; \\ \delta(0) = x(0) = \varphi(0) = 0; \\ \dot{\delta}(0) = \nu_\delta; \\ \dot{x}(0) = \nu_x; \\ \dot{\varphi}(0) = \omega_0, \end{cases}$$

здесь δ, x – смещение центра тяжести шара;

φ – поворот шара вокруг оси, параллельной плоскости движения;
m, J, R – масса, момент инерции и радиус шара.

Считаем, что движение вдоль оси Oδ не зависит от касательных сил в области контакта.

Используем известные формулы решения задачи теории упругости контакта шара с плоскостью:

– радиус контактного круга

$$r = \sqrt[3]{\frac{3\pi kP}{8\beta}}; \tag{3}$$

– наибольшее напряжение в центре области контакта

$$\sigma_0 = \sqrt[3]{\frac{24}{\pi^5}\left(\frac{\beta}{k}\right)^2 P}; \tag{4}$$

– наибольшее сближение центра тяжести шара с плитой

$$\delta_0 = \sqrt[3]{\frac{9\pi^2}{8}\beta k^2 P^2}. \tag{5}$$

Здесь $\kappa = \frac{1-\mu}{\pi E}$; $\beta = \frac{1}{2R}$, μ, E – коэффициент Пуассона и модуль упругости материала шара соответственно.

Из выражения (5) получаем зависимость нормальной силы R от величины сближения δ:

$$P = \frac{4E\sqrt{R}}{3(1-\mu)}\delta^{3/2}. \tag{6}$$

Движение шара вдоль нормали определяется по уравнению

$$\ddot{\delta} + \frac{K}{m}\delta^{3/2} = 0 \tag{7}$$

при начальных условиях: $t = 0$; $\delta(0) = 0$; $\dot{\delta}(0) = \nu_x$;

$$K = \frac{4E\sqrt{R}}{3(1-\mu)}.$$

Первый интеграл уравнения (7) имеет вид:

$$\dot{\delta} = \left(\nu_y^2 - \frac{4K}{5m}\delta^{5/2}\right)^{1/2}. \tag{8}$$

Так как при наибольшем сближении $\dot{\delta} = 0$, то

$$\delta_{\max} = \left(\frac{\nu_y^2 \cdot 5m}{4K}\right)^{2/5}. \tag{9}$$

Нормальная составляющая упругой контактной силы

$$\mathrm{P}_{\max} = K\left(\frac{\nu_y^2 \cdot 5m}{4K}\right)^{3/5}. \tag{10}$$

Наибольшее напряжение в центре области контакта

$$\sigma_{\max} = \sqrt[3]{\frac{6E^2 P_{\max}}{\pi^3 R^2 (1-\mu)^2}}. \tag{11}$$

Для определения закона изменения величины сближения δ от времени воспользуемся уравнением (8). Его полное решение приводит к специальным функциям, которые весьма затрудняют дальнейшее использование поставленной задачи, поэтому будем искать решение уравнения (8) в виде степенного ряда по степеням $(t - \tau)$, где τ – середина отрезка времени контактного взаимодействия:

$$\delta = \delta(\tau) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\delta^{(n)}(\tau)}{n!} \left| t - \tau \right|^n . \quad (12)$$

Так как при $t = \tau;\ \delta = \delta_{\max};\ \dot{\delta} = 0$, то для выполнения этих условий можно ограничиться двумя отличными от нуля слагаемыми. В результате получим:

$$\delta = \delta_{max} - \frac{K}{2m} \delta_{\max}^{3/2} (t - \tau)^2 . \quad (13)$$

Выражение для продолжительности T времени контакта получаем из условия $\delta(\tau) = 0$:

$$T = 2\tau = 2\sqrt{\frac{2m}{K\delta_{\max}^{3/2}}} . \quad (14)$$

Подставляя зависимость δ от времени в выражение (6), получим закон изменения нормальной составляющей контактной силы:

$$P = \frac{4E\sqrt{R}}{3(1-\mu^2)} \left[\delta_{\max} - \frac{K}{2m} \delta_{\max}^{3/2} (t - \tau)^2 \right]^{3/2} . \quad (15)$$

Для определения движения шара вдоль оси OX и его вращения вокруг оси OZ необходимо знать закон изменения касательных сил на контактной области и закон изменения площади контакта.

При соударении шара с поверхностью полупространства контактной областью будет круг с площадью $S = \pi r^2$.

Закон изменения площади в течение времени контакта найдем, используя выражения (3), (6) и (13):

$$S = \pi\delta \mathrm{R} = \pi \mathrm{R} \left[\delta_{\max} - \frac{K}{2m} \delta_{\max}^{3/2} (t - \tau)^2 \right]. \quad (16)$$

При отсутствии относительного движения точек контактируемых тел в области контакта можно предположить, что касательные напряжения $\sigma_{\text{кас}}$ распределены равномерно по всей области.

Тогда касательная сила взаимодействия определится как

$$F_{\text{кас}} = \sigma_{\text{кас}} S . \quad (17)$$

В рамках линейной теории упругости принимаем

$$\sigma_{\text{кас}} = G\gamma , \quad (18)$$

где γ – деформация сдвига;

$G = \dfrac{E}{2(1+\mu)}$ – коэффициент упругости сдвига.

Если касательная сила превысит значение $P \cdot f_{\text{ск}}$,
где $f_{\text{ск}}$ – коэффициент сопротивления скольжению, то следует принять

$$F_{\text{кас}} = P f_{\text{ск}} . \quad (19)$$

При этом будет иметь место относительное проскальзывание точек контактирующих тел в области контакта.

При отсутствии проскальзывания деформация сдвига

$$\gamma = \frac{x}{R} - \varphi . \quad (20)$$

Закон изменения касательной силы на площадке контакта примет вид:

$$F_{кас} = \gamma G \pi R \left[\delta_{\max} - \frac{K}{2m} \delta_{\max}^{3/2} \left(t - \sqrt{\frac{2m}{K\delta_{\max}^{3/2}}} \right)^2 \right]. \quad (21)$$

Из системы дифференциальных уравнений (2) получаем уравнение для определения деформации сдвига материала шара в области контакта с начальными условиями: $\gamma(0)=0;\dot{\gamma}(0)=\frac{\nu_x}{R}-\omega_0$:

$$\ddot{\gamma}=-\frac{J+mR^2}{JmR}\left[A-B\left(t-\tau\right)^2\right]\gamma; \tag{22}$$

где $A=GR\pi\delta_{max}$; $B=\frac{GR\pi K}{2m}\delta_{\max}^{3/2}$.

Для нахождения аналитического решения представим касательную силу рядом

$$F_{\text{кас}}=F(0)+\sum_{n=1}^{\infty}\frac{F^{n}(0)}{n!}t^n. \tag{23}$$

Так как время контакта очень мало, то можно ограничиться двумя отличными от нуля слагаемыми ряда.

Закон изменения касательной силы от времени примет в виде:

$$F_{\text{кас}}=\left(\frac{\nu_x}{R}-\omega_0\right)\left[2B\tau t^2-Bt^3\right]. \tag{24}$$

Уравнения системы (2) для координаты x запишутся как:

$$\begin{cases}\ddot{x}=\dfrac{B}{m}\left(\dfrac{\nu_x}{R}-\omega_0\right)t^3-2\tau t^2\ ;\\ \dot{x}=\dfrac{B}{m}\left(\dfrac{\nu_x}{R}-\omega_0\right)\left(\dfrac{t^4}{4}-\dfrac{2\tau t^3}{3}\right)+\nu_x;;\\ x=\dfrac{B}{m}\left(\dfrac{\nu_x}{R}-\omega_0\right)\left(\dfrac{t^5}{20}-\dfrac{\tau t^4}{6}\right)+\nu_x t.\end{cases} \tag{25}$$

Из третьего уравнения системы (2) находим

$$\begin{cases}\ddot{\varphi}=-\dfrac{RB}{J}\ t^3-2\tau t^2\ \left(\dfrac{\nu_x}{R}-\omega_0\right);\\ \dot{\varphi}=\omega_0-\dfrac{RB}{J}\left(\dfrac{t^4}{4}-\dfrac{2\tau t^3}{3}\right)\left(\dfrac{\nu_x}{R}-\omega_0\right);\\ \varphi=\omega_0 t\dfrac{RB}{J}\left(\dfrac{t^5}{20}-\dfrac{\tau t^4}{6}\right)\left(\dfrac{\nu_x}{R}-\omega_0\right).\end{cases} \tag{26}$$

Проведем анализ изменения обобщенных координат x и φ по времени контакта:

1) t = 0 – начало контакта; $x=0;\varphi=0;\dot{x}=v_x;\dot{\varphi}=\omega_0;\ddot{x}=0;\ddot{\varphi}=0;$

2) $t=\tau$ – середина времени контакта,

$$\begin{cases}x=\nu_x\tau-\dfrac{B}{m}\left(\dfrac{\nu_x}{R}-\omega_0\right)\dfrac{7\tau^5}{60};\\ \dot{x}=\nu_x-\dfrac{B}{m}\left(\dfrac{\nu_x}{R}-\omega_0\right)\dfrac{5\tau^4}{12};\\ \ddot{x}=-\dfrac{B}{m}\left(\dfrac{\nu_x}{R}-\omega_0\right)\tau^3.\end{cases} \tag{27}$$

$$\begin{cases} \varphi = \omega_0 \tau + \dfrac{RB}{J}\left(\dfrac{\nu_x}{R} - \omega_0\right)\dfrac{7\tau^5}{60}; \\ \dot{\varphi} = \omega_0 + \dfrac{RB}{J}\left(\dfrac{\nu_x}{R} - \omega_0\right)\dfrac{5\tau^4}{12}; \\ \ddot{\varphi} = + \dfrac{RB}{J}\left(\dfrac{\nu_x}{R} - \omega_0\right)\tau^3. \end{cases} \quad (28)$$

3) $t = 2\tau$ – окончание контакта

$$\begin{cases} x = 2\nu_x \tau - \dfrac{B}{m}\left(\dfrac{\nu_x}{R} - \omega_0\right)\left(\dfrac{8}{3} - \dfrac{8}{5}\right)\tau^5 = 2\nu_x \tau - \dfrac{16}{15}\dfrac{B}{m}\left(\dfrac{\nu_x}{R} - \omega_0\right)\tau^5; \\ x = \nu_x - \dfrac{B}{m}\left(\dfrac{\nu_x}{R} - \omega_0\right)\dfrac{4}{3}\tau^4; \\ \ddot{x} = 0 : \dot{\varphi} = \omega_0 + \dfrac{RB}{J}\left(\dfrac{\nu_x}{R} - \omega_0\right)\dfrac{4\tau^4}{3}; \ddot{\varphi} = 0. \end{cases} \quad (29)$$

Проведем анализ распределения напряжений и изменения сил на области контакта по времени

$$\begin{cases} t = 0;\ \sigma_{\text{кас}} = 0; \sigma = 0; \dot{x} = v_x; \dot{\varphi} = \omega_0; P = 0; \\ t = \tau : \sigma_{\text{кас}} = \left(\dfrac{\nu_x}{R} + \omega_0\right)\dfrac{B\tau^3}{\pi R \delta_{\max}}; \\ \sigma_{\max} = \sqrt[3]{\dfrac{6E^2 P_{\max}}{\pi^2 R^2 (1-\mu)^2}}; \\ P_{\max} = K\left(\dfrac{5v_x^2 m}{4K}\right)^{3/5}; \\ t = 2\tau;\ \sigma_{\text{кас}} = 0; \sigma = 0; P = 0. \end{cases} \quad (29)$$

После окончания контакта шар будет двигаться со скоростью

$$\nu = \left\{(\nu_x - \frac{B}{m}\left(\frac{\nu_x}{R} - \omega_0\right)\frac{4}{3}\tau^4) : \nu_y\right\} \quad (30)$$

и вращаться с угловой скоростью

$$\dot{\varphi} = \omega_0 + \frac{RB}{J}\left(\frac{\nu_x}{R} - \omega_0\right)\frac{4\tau^4}{3}. \quad (31)$$

Предложенный подход может быть использован для расчета контактных сил и напряжений материала в металлоконструкциях и узлах подвижного состава при ударных воздействиях, что в свою очередь позволит определять ресурс деталей и совершенствовать технологию их ремонта.

1. Беляев, Н. М. Вычисление наибольших расчетных напряжений при сжатии соприкасающихся тел [Текст] / Н. М. Беляев // Сборник трудов ЛИИПСа / Ленинградский ин-т инж. путей сообщения. – Л., 1929. – Вып. 102. – С. 151 – 174.

УДК 621.67

О. А. Лысенко, А. В. Дегтярев, Р. Н. Хамитов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА В СИСТЕМЕ «АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС»

В статье рассматриваются вопросы моделирования динамических процессов системы «асинхронный двигатель – центробежный насос» насосных установок. Разработанная математическая модель базируется на совместном рассмотрении механических, гидравлических и электрических подсистем, из которых состоит рассматриваемый комплекс в целом.

В условиях современных экономических отношений возникает необходимость повышения эффективности использования всех видов энергоресурсов с применением в широких масштабах энергосберегающих технологий. Одним из важных ресурсов в решении этой задачи является снижение энергопотребления на промышленных объектах средствами автоматизированного электропривода. Механизмы центробежного действия являются массовыми и энергоемкими потребителями электрической энергии, широко используемыми в энергохозяйствах железнодорожных станций системы ОАО «РЖД». В настоящее время в мировой практике существует устойчивая тенденция замены нерегулируемых электроприводов центробежных насосов (ЦН), компрессоров, вентиляторов на регулируемые системы [1].

В качестве систем автоматизированного электропривода центробежных насосов наибольшее распространение получили регулируемые электроприводы на базе наиболее простого и надежного асинхронного двигателя (АД). Ведущими мировыми производителями выпускаются и постоянно совершенствуются приводы с управлением от вентильных преобразователей по схеме «преобразователь частоты – асинхронный двигатель» (ПЧ – АД). Непрерывный переход на более современную элементную базу позволил значительно улучшить массогабаритные, энергетические и эксплуатационные показатели. Частотное управление является наиболее экономичным способом плавного регулирования частоты вращения АД, так как он во всем диапазоне регулирования работает с малой величиной скольжения ротора (малыми потерями скольжения), имеет высокий КПД и хорошую жесткость механических характеристик.

Установки центробежных насосов (УЦН) электротехнических комплексов (ЭТК) станций перекачки жидкости, как правило, моделируются с помощью обобщенных интегральных характеристик, не позволяющих исследовать поведение ЭТК в динамических режимах работы. Эти режимы обусловлены широким применением в составе УЦН статических преобразователей частоты, а также непостоянным, непрерывно меняющимся потреблением жидкости, имеющим место во многих современных технологических циклах. Исследования ЭТК, построенных с использованием динамических моделей ЦН, необходимы для реализации эффективного и энергосберегающего регулирования технологических параметров (напора и расхода) гидросети. Станции перекачки жидкости в силу технологических процессов обладают одним из самых высоких потенциалов применения энерго- и ресурсосберегающих технологий.

Режимы работы ПЧ и АД определяются в конечном итоге заданными параметрами трубопровода и характеристиками насоса. С этой точки зрения проведено недостаточно исследований системы «регулируемый электропривод – насосный агрегат» в комплексе. Режимы работы, параметры регулирования ЦН, которые определяют требования к электроприводу, различны в зависимости от назначения агрегатов. Правильный выбор системы электропривода, разработка оптимальных законов управления двигателем и преобразователем должны опираться на точную идентификацию центробежного агрегата как нагрузки привода. Необходимо получить взаимозависимости основных параметров режимов работы насоса, трубопровода, двигателя и преобразователя как составляющих единой системы.

Для решения указанных задач необходимо рассмотреть вопросы моделирования отдельных элементов системы электропривода УЦН.

При разработке модели УЦН используется подход, который базируется на совместном рассмотрении механических, гидравлических и электрических подсистем, из которых состоит комплекс УЦН в целом.

В качестве модели электрической подсистемы используется двухконтурная схема замещения асинхронного двигателя.

В основе методики построения математической модели центробежного насоса лежит подход, взятый за основу в работе В. С. Костышина [2]. Рассматривая математические модели отдельных устройств, входящих в состав УЦН, определяя взаимосвязи между отдельными элементами и используя уравнения связи между подсистемами, авторы создали общую систему уравнений УЦН, соответствующую схеме, приведенной на рисунке 1 [3].

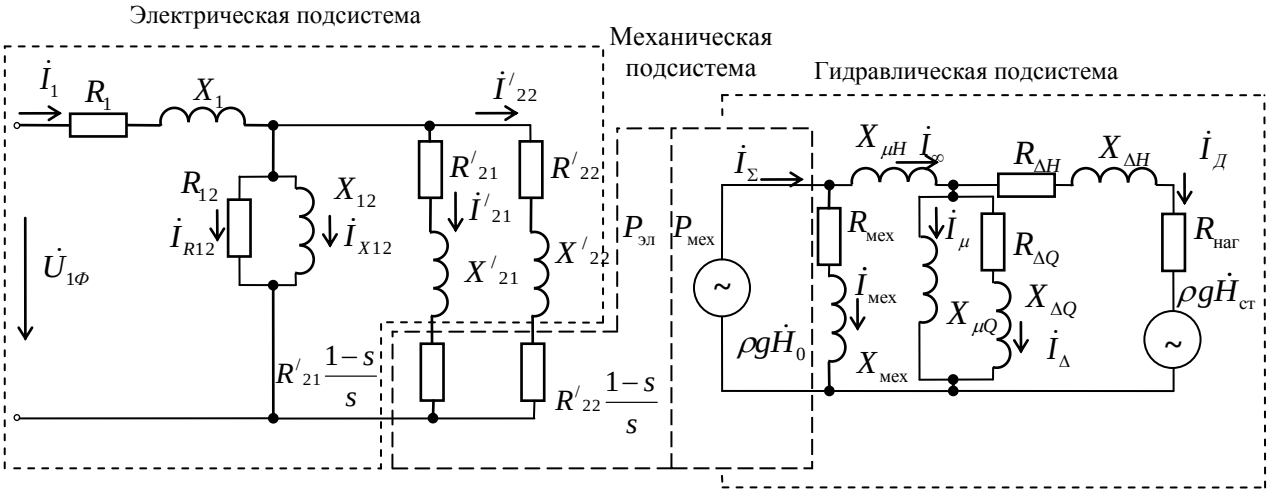


Рисунок 1 – Схема замещения УЦН

$$\begin{cases} \dot{I}_1 - \dot{I}'_{21} - \dot{I}'_{22} - \dot{I}_{R12} - \dot{I}_{X12} = 0; \\ \dot{I}_1(R_1 + jX_1) + \dot{I}_{R12}R_{12} = \dot{U}; \\ \dot{I}_{R12}R_{12} - \dot{I}_{X12}X_{12} = 0; \\ \dot{I}'_{21}(\frac{R'_{21}}{s} + jX'_{21}) - \dot{I}_{X12}jX_{12} = 0; \\ \dot{I}'_{22}(\frac{R'_{22}}{s} + jX'_{22}) - \dot{I}_{X12}jX_{12} = 0; \end{cases} \quad (1)$$

$$\dot{E}_0\dot{I}_\Sigma(1-s) = m[(\dot{I}'_{21})^2R'_{21} + (\dot{I}'_{22})^2R'_{22}]\frac{1-s}{s}; \quad (2)$$

$$\dot{I}_{мех}(1-s)(R_{мех} + jX_{мех}(1-s)) = \dot{E}_0; \quad (3)$$

$$\dot{I}_\Sigma - \dot{I}_{мех} - \dot{I}_\infty = 0; \quad (4)$$

$$\begin{cases} \dot{I}_\infty - \dot{I}_\mu - \dot{I}_\Delta - \dot{I}_Д = 0; \\ (1-s)(\dot{I}_\infty jX_{\mu H}(1-s) - \dot{I}_\mu jX_{\mu Q}(1-s) - \dot{I}_{мех}(R_{мех} + jX_{мех}(1-s))) = 0; \\ (1-s)(\dot{I}_\Delta(R_{\Delta Q} + jX_{\Delta Q}(1-s)) - \dot{I}_\mu jX_{\mu Q}(1-s)) = 0; \\ (1-s)(\dot{I}_д(R_{\Delta H} + jX_{\Delta H}(1-s)) + \dot{I}_д R_{наг} + \rho g\dot{H}_{ст} - \dot{I}_\Delta(R_{\Delta Q} + jX_{\Delta Q}(1-s))) = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Система уравнений (1) представляет собой математическую модель электрической подсистемы. Уравнение (2) является уравнением связи между электрической и механической подсистемами. Уравнение (3) представляет собой математическую модель механической подсистемы. Уравнение (4) является уравнением связи между механической и гидравлической подсистемами. Уравнения (5) представляют собой математическую модель гидравлической подсистемы.

В уравнениях (1) – (5) $\dot{I}_1, \dot{I}'_{21}, \dot{I}'_{22}, \dot{I}_{R12}, \dot{I}_{X12}$ – токи в соответствующих ветвях схемы замещения АД; $\dot{I}_\Sigma = \dot{Q}_\Sigma$ – ток – аналог суммарного расхода; $\dot{I}_{\text{мех}} = \dot{Q}_{\text{мех}}$ – ток – аналог расхода ветви механических потерь; $\dot{I}_\infty = \dot{Q}_\infty$ – ток – аналог расхода идеального центробежного насоса (ИЦН); $\dot{I}_\mu = \dot{Q}_\mu$ – ток – аналог расхода ветви учитывающей потери в зависимости от количества лопастей; $\dot{I}_\Delta = \dot{Q}_\Delta$ – ток – аналог расхода объемных потерь; $\dot{I}_\text{Д} = \dot{Q}_\text{Д}$ – ток – аналог действительного расхода насоса; $\rho g \dot{H}_{\text{ст}}$ – противоЭДС, моделирующая статический напор в трубопроводе; $\rho g \dot{H}_0$ – ЭДС холостого хода; $P_{\text{мех}}$ – механическая мощность; $P_{\text{эл}}$ – электрическая мощность; R_1 – активное сопротивление статора; R'_{21}, R'_{22} – активные сопротивления ротора; R_{12} – активное сопротивление цепи намагничивания; X_1 – реактивное сопротивление статора; X'_{21}, X'_{22} – реактивные сопротивление ротора; X_{12} – реактивное сопротивление цепи намагничивания; $X_{\text{мех}}$ – реактивное сопротивление, которое характеризует механические потери; $R_{\text{мех}}$ – активное сопротивление, которое характеризует механические потери; $X_{\mu Q}$ – реактивное сопротивление, которое характеризует изменение расхода жидкости в зависимости от количества лопастей; $X_{\mu H}$ – реактивное сопротивление, которое характеризует изменение напора жидкости в зависимости от количества лопастей; $R_{\Delta Q}$ и $X_{\Delta Q}$ – активное и реактивное сопротивления, учитывающие объемные потери; $R_{\Delta H}$ – активное сопротивление, учитывающее потери напора в отводе; $X_{\Delta H}$ – реактивное сопротивление, учитывающее потери напора в отводе; $R_{\text{наг}}$ – активное сопротивление, учитывающее потери в нагрузке.

В целом уравнения (1) – (5) являются полной математической моделью системы «АД – ЦН», представленной взаимосвязанными и взаимодействующими электрической, механической и гидравлической подсистемами.

Для элементов рассматриваемых элементов (ЦН марки К8/18, а также АД марки АД80А2У3) найдены соответствующие параметры схемы замещения, определенные согласно методикам, предложенным в работах [2, 4] (таблицы 1 и 2).

Таблица 1 – Значения параметров схемы замещения ЦН типа К8/18

$X_{\text{мех}}$, Ом	$R_{\text{мех}}$, Ом	$X_{\mu H}$, Ом	$X_{\mu Q}$, Ом	$X_{\Delta Q}$, Ом	$R_{\Delta Q}$, Ом	$X_{\Delta H}$, Ом	$R_{\Delta H}$, Ом
185,055	221,964	95,2	85,782	9,418	5542,473	7,127	0,305

Таблица 2 – Значения параметров схемы асинхронного двигателя типа А80А2У3

R_1, Ом	R'_{21}, Ом	R'_{22}, Ом	R_{12}, Ом	X_1, Ом	X'_{21}, Ом	X'_{22}, Ом	X_{12}, Ом
5,908	4,105	16,701	710,375	3,790	8,156	11,522	194,293

Уравнение связи между асинхронным двигателем и центробежным насосом имеет вид [3]:

$$M_{\text{н}} \omega_{\text{m}} = k^3{}_\omega q_\Sigma h_0, \tag{6}$$

где $M_{\text{н}}$ – момент нагрузки асинхронного электродвигателя (АД); ω_m – угловая скорость вращения асинхронного электродвигателя; k_ω – коэффициент отношения текущей угловой

скорости вращения центробежного насоса к номинальной; h_0 – напор холостого хода ЦН; q_Σ – суммарная подача насоса модели ЦН.

Структурная схема динамической модели для УЦН на базе «АД – ЦН» представлена на рисунке 2.

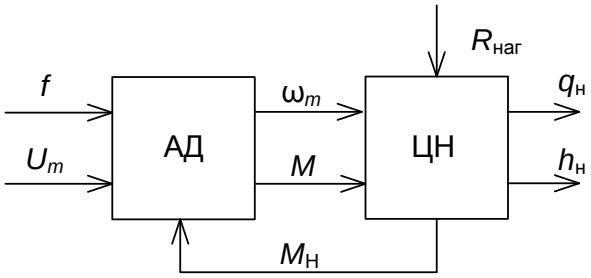
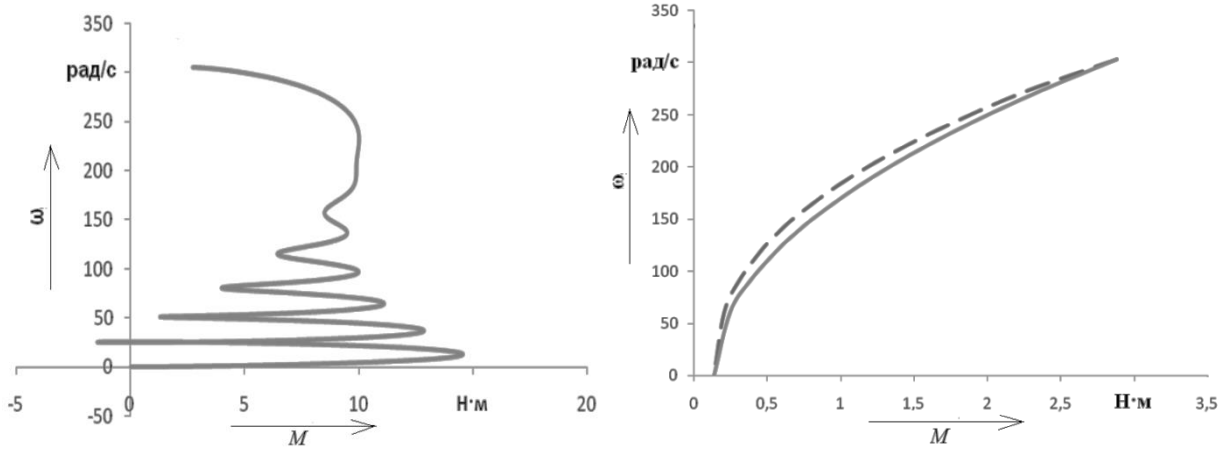


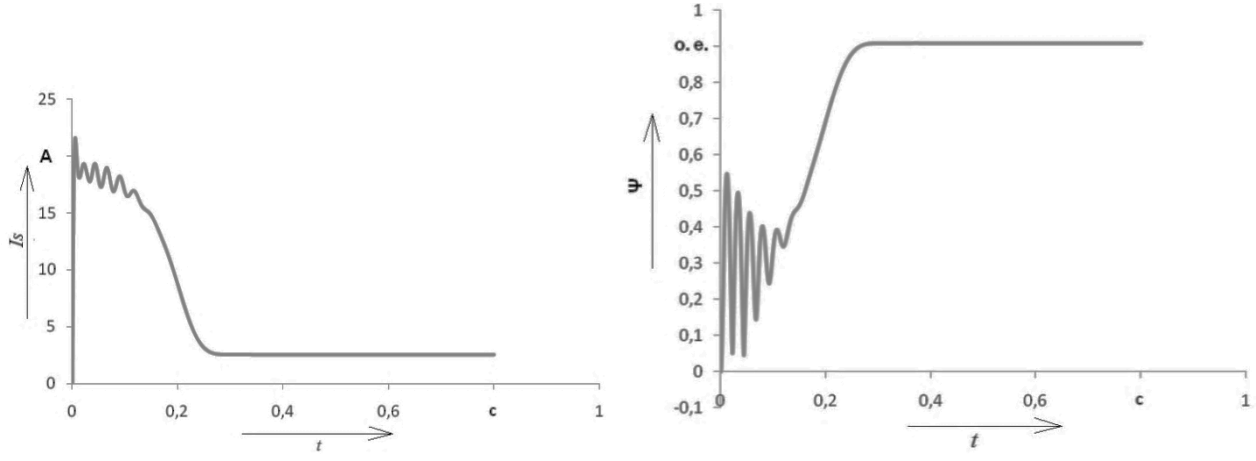
Рисунок 2 – Структурная схема динамической модели УЦН:
f – частота питающего напряжения; U_m – питающее напряжение; M – момент, развиваемый АД;
$R_{наг}$ – сопротивление нагрузки ЦН; $q_Н$ и $h_Н$ – подача и напор ЦН соответственно

Результаты моделирования асинхронного двигателя А80А2У3 и насоса при прямом пуске двигателя (ρ = 1000 кг/м^3, $U = U_{ном}$, $f = f_{ном}$) представлены на рисунках 3 – 6. Моделирование осуществлялось с использованием пакета Matlab – Simulink.



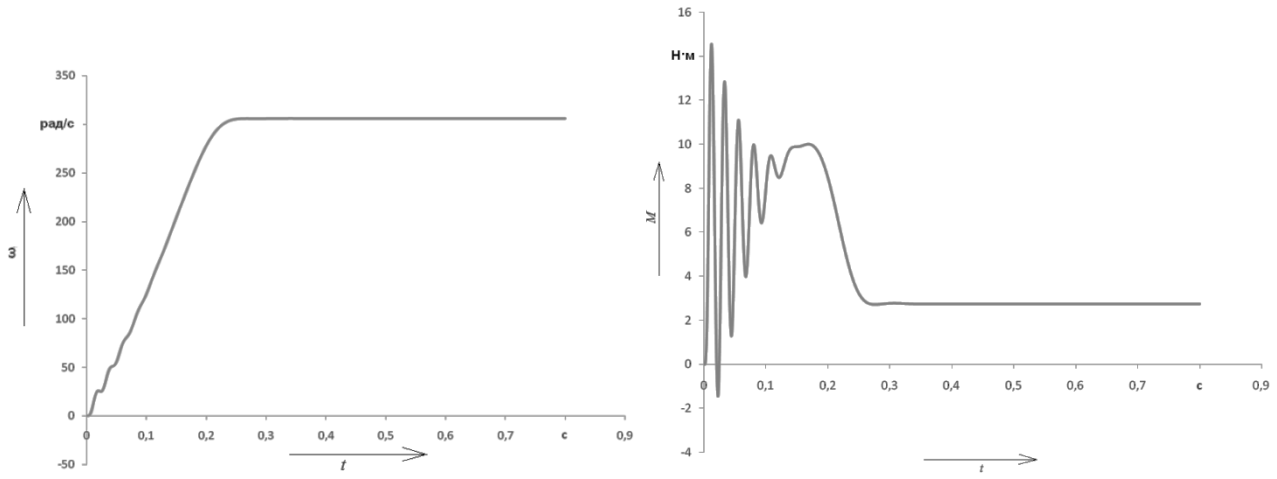
а б

Рисунок 3 – Механические характеристики: а – двигателя; б – насоса (штриховой линией показана зависимость при квадратичном изменении момента $M_н = k\omega_m^2 + M_{тр)}$



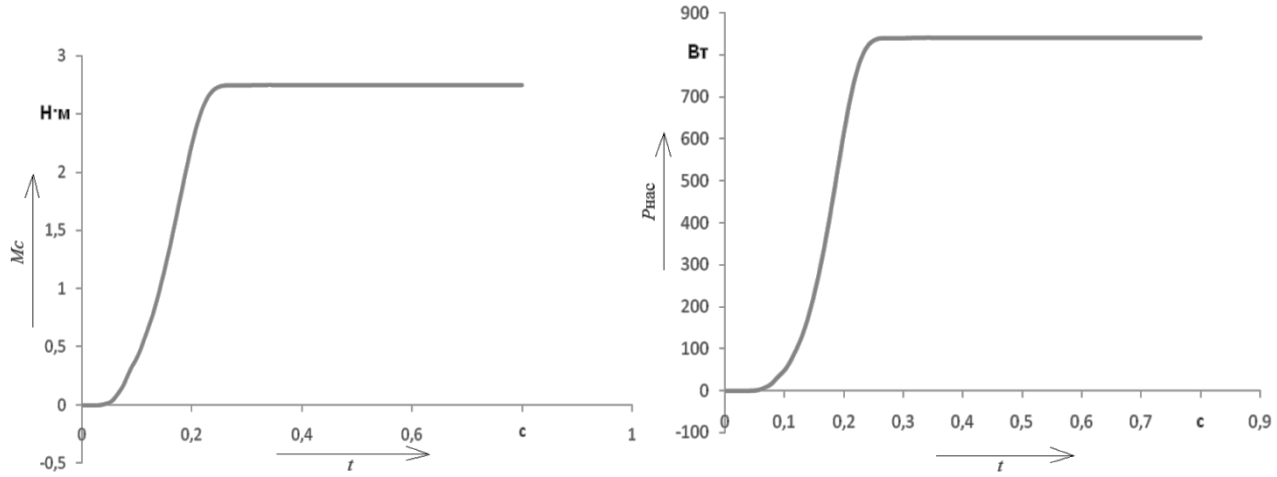
а б

Рисунок 4 – Зависимости тока статора (а) и потокосцепления (б)



а б

Рисунок 5 – Зависимости момента двигателя (а) и скорости вращения (б)



а б

Рисунок 6 – Зависимости момента сопротивления ЦН (а) и мощности, потребляемой ЦН (б)

Если проанализировать полученные зависимости, то видно, что механическая характеристика центробежного насоса отличается от характеристики, полученной с помощью традиционно применяемой зависимости [5] – $M_н = k\omega_m^2 + M_{тр}$, что говорит от том, что показатель степени при угловой скорости больше двух.

Достоверность математического моделирования подтверждается сопоставлением теоретических результатов, полученных по результатам исследования математической модели, с экспериментальными данными, полученными с помощью гидравлического стенда [6]. Расхождение расчетных и экспериментальных данных не превышает 15 %.

Таким образом, созданная математическая модель динамической системы «асинхронный двигатель – центробежный насос», представленной взаимосвязанными и взаимодействующими электрической, механической и гидравлической подсистемами, позволяет получить основные динамические характеристики системы для основных эксплуатационных режимов работы УЦН (пуск, останов, сброс или наброс нагрузки).

Список литературы

1. Белов, М. П. Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов: Учебник для вузов [Текст] / М. П. Белов, В. А. Новиков, Л. Н. Рассудов. – М.: Академия, 2004. – 576 с.

2. Костышин, В. С. Моделирование режимов работы центробежных насосов на основе

электрогидравлической аналогии [Текст]: Дис… канд. техн. наук / Костышин Владимир Степанович. – Ивано-Франковск, 2000. – 115 с.

3. Лысенко, О. А. Исследование электротехнических комплексов с использованием динамических моделей центробежных насосов [Текст]: Автореф. дис… канд. техн. наук / Лысенко Олег Александрович. – Омск, 2012. – 21 с.

4. Мощинский, Ю. А. Определение параметров схемы замещения асинхронной машины по каталожным данным [Текст] / Ю. А. Мощинский, В. Я. Беспалов, А. А. Кирякин // Электричество. –. 1998. – № 4. – С. 38 – 42.

5. Онищенко, Г. Б. Электрический привод [Текст] / Г. Б. Онищенко. – М.: РАСХН, 2003. – 362 с.

6. Лысенко, О. А. Гидравлический стенд для исследования авиационных электротехнических комплексов [Текст] / О. А. Лысенко, А. В. Дегтярев, Р. Н. Хамитов // Решетневские чтения: Матер. XVI междунар. науч. конф.: В 2 ч. / Сибирский гос. аэрокосмический ун-т им. академика М. Ф. Решетникова. – Красноярск, 2012. – Ч. 1. – С. 316, 317.

УДК 629.4.027

В. А. Нехаев, В. А. Николаев, Е. П. Челтыгмашев

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОВЫХ ПОЕЗДОВ И СПОСОБЫ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

Выполнен анализ эффективности эксплуатации парка грузовых вагонов, обращающихся на российских железных дорогах, показаны недостатки базовой тележки модели 18-100, а также ее модификаций и иностранных аналогов. Предложен способ повышения эффективности динамических свойств грузового вагона с тележкой, имеющей новую конструкцию рессорного подвешивания, основанную на принципе компенсации внешних возмущений, и представлены ее преимущества.

На итоговом заседании правления ОАО «РЖД» в 2012 г. его президент В. И. Якунин в своем докладе отметил: «Снижается конкурентоспособность всего железнодорожного транспорта, а грузоотправители из-за ухудшения качества обслуживания начинают рассматривать альтернативные варианты доставки грузов».

В современных экономических условиях к подвижному составу предъявлены такие противоречивые требования, как низкая начальная стоимость, своевременная доставка грузов, обеспечение требуемого уровня безопасности движения грузовых поездов и существенного снижения эксплуатационных расходов на их тягу и ремонт подвижного состава.

По данным железных дорог ущерб от нарушений требований безопасности движения ежегодно превышает десятки миллионов рублей, а с учетом потерь от задержек поездов, вследствие перерыва движения размеры убытков значительно выше. При этом свыше трети этих убытков обусловлено отступлениями от норм содержания верхнего строения пути и эксплуатацией морально и физически устаревшего подвижного состава. Например, в условиях Кузбасского региона Западно-Сибирской железной дороги сумма затрат на деповский ремонт одного полувагона составляет порядка 120 тыс. р. По подтвержденному нагреву буксовых узлов ежегодно на сети железных дорог ОАО «РЖД» происходит свыше 20 тыс. отцепок грузовых вагонов. На обеспечение эксплуатационной работы вагонного хозяйства инфраструктуры ОАО «РЖД» только в 2011 г. израсходовано почти 31 млрд р.

Острая необходимость повышения эффективности и конкурентоспособности железнодорожного транспорта России ставит крайне важную задачу существенного повышения провозной и пропускной способностей железных дорог. Одной из основных негативных причин, препятствующих этому, по нашему мнению, являются низкие динамические качества ходовой части грузовых вагонов, основу которых составляют морально устаревший аналог те-

лежки Барбера, созданной в прошлом веке – в далеком 1928 г. – трехэлементная тележка модели 18-100 и ее модификации.

Простые по конструкции и в обслуживании трехэлементные тележки имеют характерные недостатки:

значительная необрессоренная масса и высокая частота собственных колебаний в вертикальной плоскости симметрии, особенно в порожнем состоянии, что обусловливает низкие показатели динамических качеств и, следовательно, значительное динамическое воздействие на раму тележки и на путь, а также накопление его расстройств;

интенсивный износ элементов системы «клин – фрикционная планка», обусловливающий нестабильность и несоответствие диссипативных характеристик рессорного подвешивания в порожнем и груженом состояниях вагона;

недостаточные конструктивный зазор и сила трения между узлами надрессорной балки и боковой рамой тележки в поперечном направлении, приводящие к ударному взаимодействию их элементов, а тележки – с элементами буксового узла, что также является причиной повреждений торцов роликов, торцового крепления и нагрева буксовых узлов, что в свою очередь является причиной большого количества отцепок вагонов по подтвержденному нагреву;

интенсивный износ опорных поверхностей сопрягаемых узлов тележки и пятникового узла;

увеличенные, по сравнению с тележкой Барбера, продольные и поперечные зазоры между буксами и боковыми рамами, приводящие к параллелограммированию тележки в кривых участках пути и вследствие этого – к увеличению сопротивления движению поезда и повышению энергоресурсов на его тягу, к остроконечному накату и подрезу гребня, а также к повышенному износу боковой грани головки наружного рельса;

недостаточный, вследствие отмеченных факторов, межремонтный пробег, не превышающий 160 тыс. км;

недостаточная надежность боковых рам и надрессорной балки, обусловленная наличием дефектов литья, приводящая к излому боковых рам в эксплуатации с вытекающими отсюда известными тяжелыми последствиями.

Значительное сопротивление движению и сложные климатические условия железных дорог Сибирского региона, особенно в зимний период эксплуатации при вождении поездов с установленными весовыми нормами, вынуждают тяговый подвижной состав, в большинстве своем представляющий физически и морально устаревшие магистральные электровозы серий ВЛ10, ВЛ11, ВЛ80 и ВЛ85, работать на пределе сцепления, что приводит к увеличению их неплановых порч.

Как показывает практика, вследствие недостатка сил трения между фрикционными клиньями и планками, порожние вагоны совершают интенсивные колебания виляния и боковой качки при скорости движения поезда, близкой к 70 км/ч. Это приводит к снижению коэффициента устойчивости против вкатывания гребня колеса на головку рельса и появлению неисправностей тележек, автотормозного оборудования, а также к саморасцепам автосцепок. Именно по этой причине количество сходов порожних вагонов с рельсов в 10 раз превышает аналогичный показатель для груженых вагонов. Вынужденной мерой борьбы с такими явлениями является действующее ограничение скорости порожняковых составов до 60 км/ч в кривых малого радиуса, что негативно влияет на пропускную способность железных дорог и препятствует развитию высокоскоростного движения.

В силу упомянутых факторов, а также низкой маршрутной скорости грузовых поездов, снижающей пропускную способность участков Транссибирской магистрали, доля российских железных дорог в мировом грузообороте контейнерных перевозок составляет около одного процента, несмотря на выгодное географическое положение России.

Известно, что боковая рама тележки 18-100 в эксплуатации подвержена целому комплексу нагрузок как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости симметрии экипажа (в первую очередь – импульсное воздействие со стороны стыков рельсов, особенно зимой,

тормозные силы и силы взаимодействия в контакте колес и рельсов в кривых участках пути), в результате чего материал боковой рамы работает в условиях сложного сопротивления, при этом ударная вязкость материала боковых рам является недостаточной. Вследствие несовершенства динамических качеств ходовой части грузового вагона, проявляющегося в первую очередь в значительных силах взаимодействия необрессоренной массы тележки с верхним строением пути, особенно в зимних суровых климатических условиях железных дорог Сибири и Забайкалья, для которых характерно увеличение жесткости подрельсового основания, а также нарушения технологии изготовления боковых рам, в первой половине 2013 г. произошло 33 случая излома боковых рам (с 2006 г. по настоящее время – 135 случаев), приводящего к сходу вагонов с рельсов и другим тяжелым последствиям. Несоблюдение технологического процесса при литье приводит к тому, что по параметру ударной вязкости при низкой температуре материал боковых рам не соответствовал необходимым требованиям, чем и объясняется тот факт, что большинство катастроф с грузовыми поездами происходит зимой на железных дорогах Сибири и Забайкалья, особенно на участках вечномерзлых грунтов.

Как отмечал старший вице-президент ОАО «РЖД» В. А. Гапанович, «в 2012 г. мы потратили более 190 млн р. выплаты компенсаций пассажирам и грузоотправителям из-за срывов графиков движения, а также на ликвидацию последствий аварий, произошедших в результате излома рам». «Всего в 2006 – 2013 гг. произошло 129 изломов боковых рам, из них 92 в последние четыре года. На вознаграждение осмотрщиков, получающих премии за каждый выявленный дефект вагонной рамы, в 2012 г. «РЖД» потратила 33 млн р. «Эти средства идут исключительно из бюджета «РЖД», – подчеркивает Сергей Гончаров (газета «Известия» от 20 марта 2013 г. «РЖД» винит литейщиков в крушении поездов»).

Здесь можно отметить, что в 2012 г. на пунктах технического осмотра вагонов выявлено 11124 и пропущено 3788 дефектных боковых рам [1]. Кроме того, имеет место накопление расстройств верхнего строения пути, например, таких дефектов рельсов, как № 17 (выкрашивание металла в зоне стыка) и других, вследствие чего, согласно данным, приведенным в работе [2], количество ежегодно вынужденно сменяемых рельсов составляет около 60 тыс. штук, что влечет за собой значительный экономический ущерб.

Необходимо также отметить, что процесс взаимодействия в системе «колесо - рельс» носит характер положительной обратной связи: воздействие ударной нагрузки на колесо грузового вагона приводит к возникновению и развитию дефектов контактно-усталостного происхождения как в колесах, так и на концах рельсов в их стыковом соединении, что влечет за собой дальнейший рост сил взаимодействия в контакте колеса с рельсом. Вследствие отмеченных недостатков конструкции, обусловливающих низкие динамические свойства тележки модели 18-100 и ее модификаций, несмотря на принимаемые меры по модернизации тележек и оснащению их колесами повышенной твердости, по сравнению с 2011-м годом в 2012 г. возросло количество неисправностей колесных пар и тележек в целом. По этим причинам рост нарушений безопасности движения в 2012 г. по сравнению с 2011 г. составил 167 % [1], а число саморасцепов автосцепок увеличилось на 34 % (18 в 2012 г. против 12 в 2011 г.).

Несмотря на то, что на «РЖД» поставлено около 5 млн колес повышенной твердости, количество неисправностей поверхности катания колес в 2011 г. составило свыше 180 тыс. случаев. Повышенное по сравнению с обычными колесами содержание углерода и марганца, способствующее повышению их износостойкости, вместе с тем создало проблемы повышения вероятности образования выщербин, затруднения в обрабатываемости таких колес и удорожание этого процесса. Количество возвратов сопредельными государствами вагонов по технической неисправности вагонов в 2012 г. по сравнению с 2011 г. увеличилось на 38 % (12607 вагонов, их них по выщербинам – на 46%), что влечет за собой значительные экономические потери компании «ОАО «РЖД» [1]. Большое количество неисправностей в грузовых вагонах из-за вынужденных остановок грузовых поездов послужило причиной многочисленных задержек пассажирских и пригородных поездов. Так, в 2012 г. по вине вагонного комплекса от расписания отстали 200 пассажирских поездов, а количество задержек приго-

родных поездов по вине вагонников увеличилось на 13 % (1366 случаев в 2012 г. против 1188 в 2011г.) [1]. Задержки пассажирских и пригородных поездов значительно снижают привлекательность пассажирских перевозок компании «ОАО «РЖД» и негативно влияют на формирование имиджа и конкурентоспособности «РЖД».

Известно, что тележка грузового вагона должна отвечать следующим нескольким противоречивым требованиям.

1. Для обеспечения необходимой плавности хода вагона в вертикальной плоскости симметрии экипажа и снижения динамического воздействия на путь его рессорное подвешивание должно быть как можно более мягким и в то же время разность высот двух сцепленных между собой вагонов не должна превышать регламентируемого значения, что налагает ограничение на величину статического прогиба типовой схемы системы обрессоривания вагона.

2. Вследствие коничности поверхностей катания колесных пар для ограничения колебаний виляния необходимо создание определенного момента трения между скользунами кузова и тележки, который вместе с тем препятствует вписыванию экипажа в кривые участки пути и является причиной повышенного износа гребней колес, появления остроконечного наката, а также увеличения сопротивления движению поезда.

В настоящее время так называемые ресурсосберегающие технологии при ремонте вагонов, как, например, обточка бандажей по тонкому гребню и устранение остроконечного наката без выкатки колесных пар из-под вагона (эти неисправности обусловлены параллелограммированием тележки в кривых), устранение выщербин и ползунов, обусловлены низкими динамическими свойствами тележек грузового вагона. Таким образом, значительная необрессоренная масса и неоптимальные значения конструктивных параметров многих модификаций трехэлементных тележек – главные причины случившихся событий и сходов порожних вагонов с рельсов, больших эксплуатационных расходов на ремонт вагонов и на их тягу, а также на ремонт верхнего строения пути, особенно в кривых его участках.

Одной из мер, направленных на повышение уровня безопасности движения грузовых поездов, является усиление конструкции с целью доведения коэффициента усталостной прочности до 2,3 (такие боковые рамы уже начал выпускать ОАО «НПК «Уралвагонзавод»). Здесь следует заметить, что это влечет за собой повышение необрессоренной массы тележки, что послужит причиной повышения уровня сил взаимодействия в системе «колесо – рельс» и приведет в первую очередь к дальнейшему росту сил взаимодействия подвижного состава и пути и к последующему повышению интенсивности накопления дефектов верхнего строения пути.

Таким образом, принятие паллиативных мер и отсутствие системного подхода к решению обозначенных проблем не в полной мере способствуют решению проблем повышения уровня безопасности движения поездов и снижения эксплуатационных расходов на их тягу.

Большинство разработчиков грузовых тележек, обращающихся на «РЖД», заняты модернизацией тележки модели 18-100 (в качестве примера можно назвать тележки моделей 18-194 или 18-9836) или созданием тележек, основу которых составляет модифицированная тележка Барбера. При этом в конструкциях тележек, как в свое время отмечали профессора Ю. П. Бороненко и А. М. Орлова, во многом повторяются технические решения прежних лет, принятые за рубежом. Эти конструкции имеют различное устройство буксы или адаптера, износостойкого элемента буксового узла, боковой рамы, пружин подвешивания, фрикционных клиньев, надрессорной балки, боковых скользунов и унифицированы только по колесным парам, кассетным подшипникам и тормозной рычажной передаче.

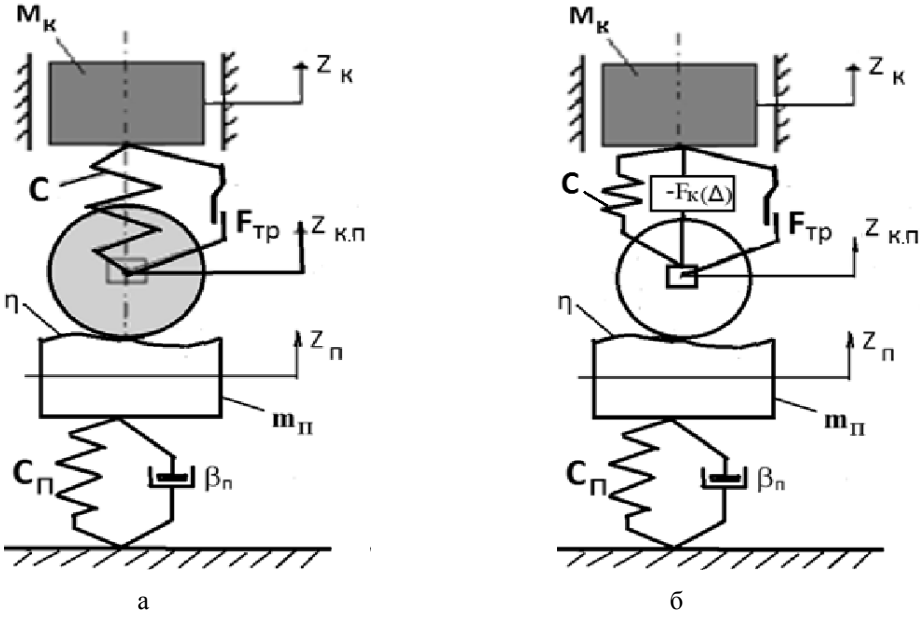
Новые решения связаны в основном с введением упругих скоб и полиуретановых элементов между буксой и боковой рамой тележки, износостойких элементов в пары трения и скользунов постоянного контакта (например, тележка 18-9855 Barber S-2-R). В конструкции некоторых тележек для предотвращения перекоса боковых рам в горизонтальной плоскости и снижения подреза гребней колес, а также бокового износа головок рельсов введены диагональные анкерные связи (тележка железных дорог Китайской Народной Республики KZ6 и

тележка модели TVP 2009 с билинейным рессорным подвешиванием в буксовой ступени обрессоривания).

Стремление разработчиков реализовать концепцию создания тележки, «дружественной к пути», по терминологии Бирюкова И. В., привело к созданию тележки ДП-3, разработанной сотрудниками МИИТа, ВНИКТИ и ЗАО «ВКМ-Инжиниринг». Судя по опубликованным результатам [3] горизонтальные ускорения и рамные силы вагона с этой тележкой значительно меньше, чем у вагона-эталона, оснащенного типовой тележкой 18-100. Однако в вертикальной плоскости показатели динамики сравниваемых образцов, как в порожнем, так и в груженом режимах движения, отличаются несущественно вследствие недостаточной гибкости буксовой ступени рессорного подвешивания тележки опытного вагона. Заметим, что в качестве опытного образца была принята платформа с данной тележкой ДП-3, а в качестве вагона-эталона – цистерна с типовой тележкой 18-100, имеющая, в отличие от платформы, другие инерционные характеристики.

Решение проблемы радикального повышения динамических качеств грузового вагона в целом можно осуществить на основе применения принципа компенсации внешних возмущений [4]. Для этого с целью снижения необрессоренной массы тележки целесообразно рессорное подвешивание кузова вагона осуществить в буксовой ступени обрессоривания тележки и параллельно ему на боковой раме тележки установить компенсирующее устройство, выбрав его значения с учетом прочностных, габаритных и функциональных ограничений, накладываемых на значения его параметров. Это будет обеспечивать (в динамике) значительное снижение (в пять – восемь раз) результирующей жесткости системы обрессоривания защищаемого объекта. Статический прогиб такого рессорного подвешивания не превышает такого же показателя типовой схемы обрессоривания эксплуатируемых тележек.

Отметим, что для сравнительной оценки показателей динамических качеств вагона с типовой и новой предлагаемой системами обрессоривания грузового вагона достаточно ограничиться линейчатой схемой системы «экипаж – путь», приведенной на рисунке 1.



а б

Рисунок 1 – Расчетные схемы вагонов с типовым (а) и новым (б) рессорным подвешиванием

Сухое трение $F_{тр}$ в рессорном подвешивании линеаризовано по известной методике М. И. Батя. ($F_к$) – компенсирующая сила, зависящая от прогиба Δ рессорного подвешивания и параметров дополнительного упругого элемента. Остальные обозначения понятны и не нуждаются в пояснениях. В качестве кинематического возмущения, действующего на подвижной состав, примем широко применяемую в практике исследований динамики вагонов неровность профессора ВНИИЖТа д. т. н. Н. Н. Кудрявцева [5]:

$$\eta(x) = |A_1 \sin(\pi x/L) + A_3 \sin(3\pi x/L), \quad (1)$$

где $A_1 = 0{,}005$ м; $A_3 = 0{,}003$ м.

Вертикальные колебания узлов системы «вагон – путь», приведенной на рисунке 1, описываются дифференциальным уравнением:

$$M\ddot{\vec{z}} + B\dot{\vec{z}} + C\vec{z} = B^{\eta}\dot{\vec{\eta}} + C^{\eta}\vec{\eta}, \quad (2)$$

где M, B, и C – матрицы инерционных, диссипативных и жесткостных коэффициентов соответственно: B^{η} и C^{η} – матрицы преобразования вектора внешнего возмущения.

Значения упругих, диссипативных и инерционных параметров пути выбраны в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [6].

В качестве тестируемых было рассмотрено три варианта:

1) грузовой полувагон с типовой тележкой модели 18-100 (жесткость рессорного комплекта C = 400 тс/м);

2) грузовой вагон с тележкой чешской фирмы «Татравагонка», имеющей рессорное подвешивание в буксовой ступени;

3) вагон с новым рессорным подвешиванием буксовой ступени, основанным на принципе компенсации внешних возмущений.

Зависимости от скорости максимальных значений вертикальных виброускорений кузова сравниваемых образцов приведены на рисунке 2.

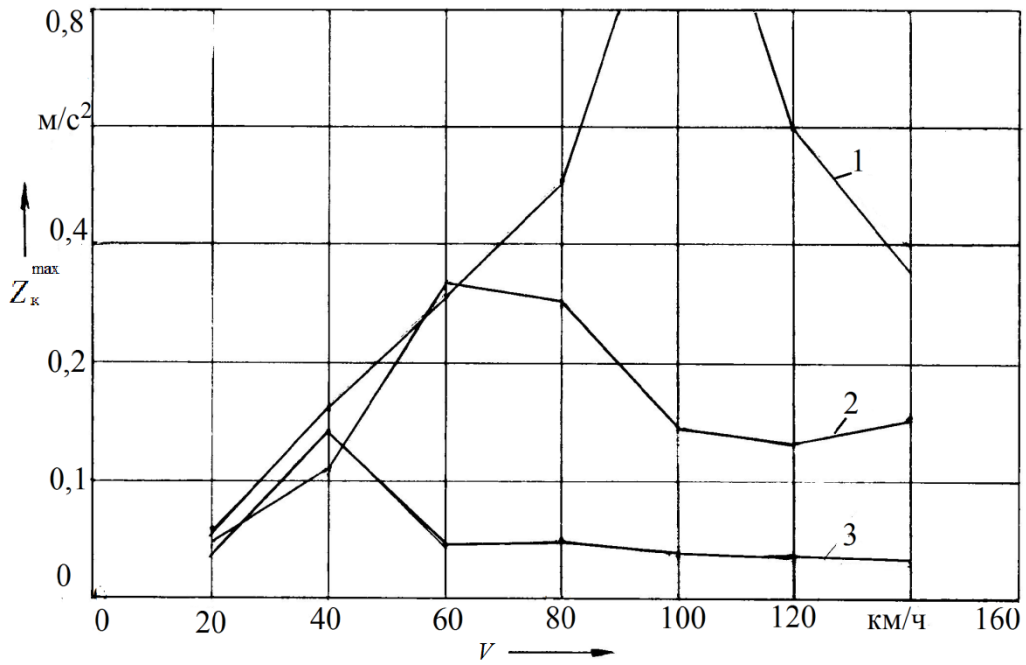


Рисунок 2 – Зависимости максимальных вертикальных ускорений кузова груженого вагона от скорости его движения: 1 – вагон с типовой тележкой; 2 – вагон с тележкой «Татравагонка»; 3 – вагон с новой тележкой

Из графика на рисунке 2 видно, что самые низкие показатели динамических качеств у вагона с типовой тележкой модели 18-100. При этом максимум вертикальных ускорений кузова наблюдается при скорости движения 100 км/ч и составляет 3,2 м/с^2 (на графике не показан из-за несоразмерности показателей ускорений разных вагонов). Вагон с тележкой фирмы «Татравагонка» имеет лучшие динамические показатели по сравнению с типовой трехэлементной тележкой. Ускорения кузова вагона на предлагаемом подвешивании практически в 10 раз меньше, чем у вагона с тележкой модели 18-100 при скорости движения свыше 60 км/ч, т. е. практически – на маршрутной (ходовой) скорости его движения. Резонанс приходится на малую скорость – 40 км/ч, т. е. наблюдается на стадии разгона и торможения поезда

Зависимости максимальных давлений в контакте колеса с рельсом от скорости движения для трех сравниваемых образцов представлены на рисунке 3. Груженый вагон с морально устаревшей типовой тележкой 18-100 оказывает наибольшее воздействие на путь, что негативно сказывается на работоспособности узлов вагона и на верхнем строении пути. Именно по причине низких динамических свойств такого подвижного состава вагонное хозяйство и ОАО «РЖД» в целом несет значительные эксплуатационные расходы на ремонт вагонов и на ликвидацию последствий схода вагонов с рельсов. Введение в эксплуатацию новой тележки будет способствовать повышению маршрутной скорости движения грузовых поездов и достижению более эффективных эксплуатационных показателей «РЖД».

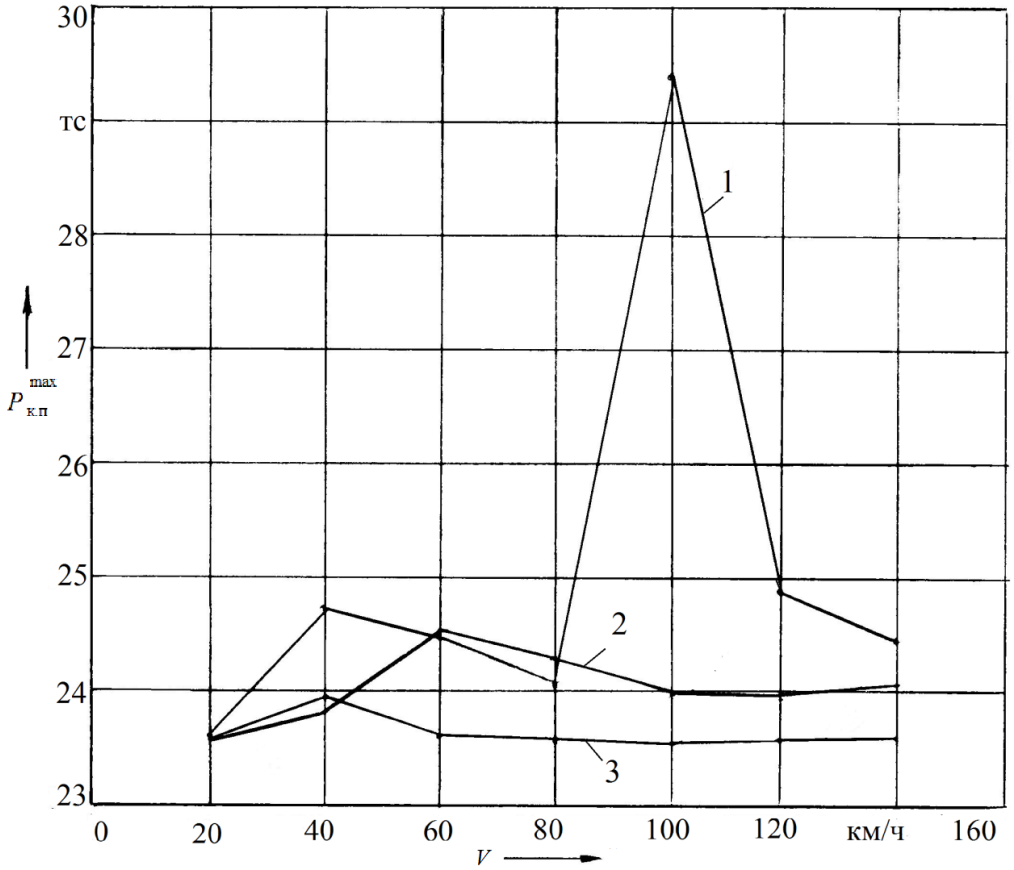


Рисунок 3 – Влияние конструкции системы обрессоривания кузова вагона и скорости движения на максимальные вертикальные давления в системе «колесо – рельс»: 1 – вагон с типовой тележкой; 2 – вагон с тележкой «Татравагонка»; 3 – вагон с новой тележкой

В работе [7] показано, что «экономия приведенных расходов железнодорожного транспорта на 1000 ткм нетто от внедрения конструкции тележки платформ для перевозки контейнеров при повышении их скоростей движения с 33,3 до 38, 8 м/с составит 14,2 %».

Список литературы

1. Гончаров, С. Е. Итоги работы вагонного хозяйства за 2012 г. [Текст] / С. Е. Гончаров // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2013. – № 1. – С. 2 – 8.

2. Иванов, П. С. Анализ дефектов рельсов [Текст] / П. С. Иванов // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 10. – С. 58 – 60.

3. Ходовые качества грузового вагона на тележках ДП-3 [Текст] / Е. К. Рыбников, В. В. Березин и др. // Техника железных дорог / Ин-т проблем естественных монополий. – М., 2012. – № 2. – С. 59 – 63.

4. Галиев, И. И. Методы и средства виброзащиты железнодорожных экипажей [Текст]: Монография / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев / УМЦ ЖДТ. – М., 2010. – 340 с.

5. Кудрявцев, Н. Н. Определение вертикальных возмущений, вызывающих колебания обрессоренных частей вагона при движении по рельсовому пути [Текст] / Н. Н. Кудрявцев, В. Н. Белоусов, Г. П. Бурчак // Вестник ВНИИЖТа. – М, 1982. – Вып. 5. С. 3 – 9.

6. Вершинский, С. В. Динамика вагона: Учебник [Текст] / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

7. Хохлов, А. А. Динамика сложных систем [Текст] / А. А. Хохлов / МИИТ. – М., 2002. – С. 17.

УДК 629.4.015:625.1.03

В. А. Нехаев, Р. Д. Сабиров

НЕРАВНОУПРУГОСТЬ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ КАК ВОЗМУЩАЮЩИЙ ФАКТОР

В статье авторы предлагают рассмотреть особенности составления математических моделей подвижного состава и его динамического поведения при движении по неравноупругому железнодорожному пути в продольном направлении. Приводится качественный и эмпирический анализ продольной неравноупругости железнодорожного пути. В заключение дается вывод, на основе которого предлагается дальнейшее рассмотрение математических аспектов решения приведенных систем дифференциальных уравнений движения подвижного состава по неравноупругому пути.

Проблема взаимодействия подвижного состава и железнодорожного пути является не только технической, но и экономической задачей. От динамических качеств экипажей зависит конкурентоспособность железной дороги по сравнению с авиационным, трубопроводным, автомобильным, морским и речным видами транспорта. Широко известно, что авиационные специалисты научились достаточно точно рассчитывать сопротивление движению самолета в воздушной среде, в настоящее время речь уже идет о долях процента. Во избежание ошибок, которые недопустимы в авиации, создаваемые новые конструкции самолетов продуваются в аэродинамических трубах.

Отсюда вытекает следующее утверждение – расчетные схемы и математические модели железнодорожных экипажей должны совершенствоваться. Однако стремиться к указанной цели нужно разумно, чтобы не получить такие математические модели объектов, исследование которых чрезвычайно затруднено, а может быть, и невозможно.

Достаточно точной расчетной схемой является пространственная модель экипажа, учитывающая упругость тел, из которых он состоит, либо последние считаются абсолютно твердыми, что вполне допустимо, если нас не интересуют напряжения в элементах конструкции. В последнем случае можно указать на монографию [1], в которой выведены дифференциальные уравнения для грузового вагона. При этом система «вагон – рельсовый путь» рассматривалась как сложная механическая система, состоящая из совокупности абсолютно твердых тел, совершающих сложные пространственные движения, с наложенными на них геометрическими удерживающими и неудерживающими связями, а также голономными и неголономными кинематическими связями. Монография имеет достаточно большой объем, но в ней мы не найдем никаких численных результатов, и это вполне естественно ввиду чрезвычайной сложности выведенной математической модели грузового вагона. Наличие числовых результатов позволило бы сравнить различные расчетные схемы грузового вагона с указанной выше (приняв ее за точную) и сделать соответствующие выводы о погрешностях приближенных математических моделей, а также определить их области использования.

Поэтому ниже будет рассматриваться плоская расчетная схема железнодорожного экипажа, для которой будет выведена математическая модель, учитывающая такую особенность пути, как его продольная неравноупругость. Типичная осциллограмма измерения вертикальной жесткости пути представлена на рисунке 1.

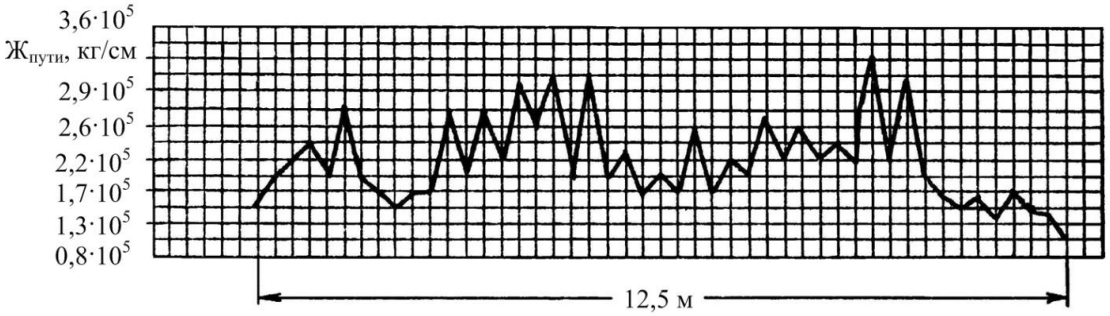


Рисунок 1 – Изменение вертикальной жесткости железнодорожного пути

При этом мы не будем рассматривать физические причины образования продольной неравноупругости пути, считая, что уплотнение земляного полотна связано с колебаниями подвижного состава, который, как и путь, не является идеальным.

В последние годы за рубежом рельсы стали укладывать на жесткое основание, имеющее различную конструкцию. Все же есть основания полагать, что подстилающая земля не является однородной и изотропной. Только экспериментальные исследования позволят определить наличие или отсутствие продольной неравноупругости новых конструкций железнодорожного пути. Для авторов статьи очевиден факт, что неравноупругость не исчезнет, а ее длина волны, несомненно, будет другой.

Результаты многочисленных экспериментальных исследований, выполненные ранее такими научными организациями, как ВНИИЖТ, ДИИТ, ЛИИЖТ, МИИТ, ОмИИТа и другими, посвященных измерениям вертикальной жесткости железнодорожного пути, указывают на то, что она не является постоянной величиной по длине рельсового звена, а представляет собой некоторый случайный процесс, в котором можно обнаружить скрытые периодические компоненты, например, длину волны, равную междушпальному расстоянию. Учет данного явления в расчетных схемах подвижного состава приводит к тому, что оно проявляет себя как мультипликативным, так и аддитивным образом в математических моделях экипажей.

В применяемых в настоящее время для исследования динамики подвижного состава расчетных схемах полагается, что жесткость пути является величиной постоянной, в крайнем случае – нелинейной величиной, зависящей от прогиба пути. Как показали многочисленные теоретические и экспериментальные исследования, выполненные Г. П. Бурчаком, В. Д. Дановичем, В. А. Камаевым и другими учеными, инерционные свойства рельсового основания слабо сказываются на динамическом поведении железнодорожного подвижного состава в диапазоне скоростей до 144 км/ч, ибо экспериментальная амплитудно-частотная характеристика имеет лишь один «пик 2».

Следовательно, железнодорожный путь в вертикальной плоскости симметрии подвижного состава можно представлять так называемой «дискретной» инерционной моделью (погрешность которой не превышает 10 %), в которую входят «приведенная 2» масса пути, его вертикальная жесткость и диссипативные силы, а также геометрические неровности на поверхности катания рельсов. Представим вертикальную жесткость пути в самом общем виде:

$$ж_{пути}(x) = ж_0\left[1+\mu S(x)\right], \qquad (1)$$

где $ж_0$ – средняя на рельсовом звене жесткость пути. Если удастся найти ее зависимость от скорости движения подвижного состава, то тогда можно вести речь не о статической, а о динамической его жесткости; $\mu \ll 1$ коэффициент параметрического возбуждения системы; $S(x)$ – случайная функция, характеристика которой в виде спектральной плотности или мощности может быть найдена только с помощью натурных экспериментов. В действительности чаще всего поезд движется по некоторому участку с постоянной скоростью, тогда легко перейти от координаты x ко времени, т. е. $x = Vt$.

Возможные виды спектральной плотности вертикальной жесткости пути показаны на рисунках 2 и 3, на которых отчетливо видны ее периодические составляющие. Что же касается Норильской железной дороги (рисунок 3), то она проложена за полярным кругом в зоне вечной мерзлоты, т. е. полученные для нее данные весьма специфические, поэтому мы в дальнейшем будем опираться на спектральную плотность, найденную для магистральных железных дорог. Здесь имеет смысл обратить внимание на «пик» в районе частоты 1,83 Гц. Так, если вычислить величину 1/0,54 (0,54 м – междушпальное расстояние при эпюре 1840 шт./км), то получим 1,85.

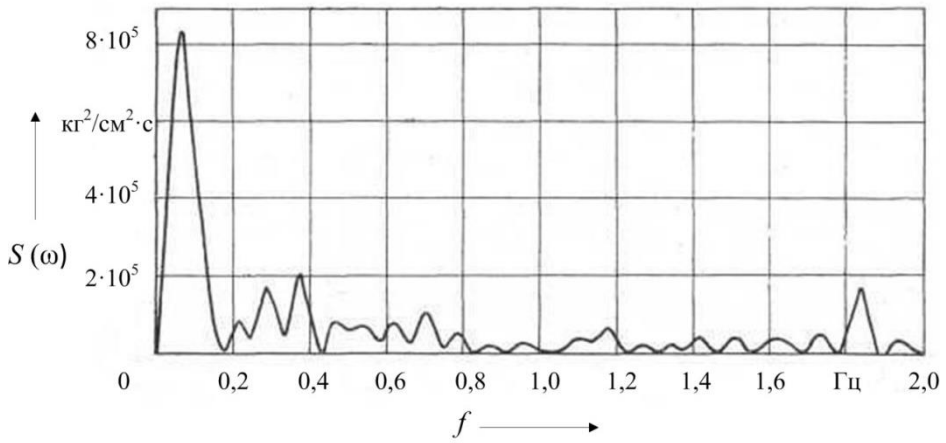


Рисунок 2 – Спектральная плотность вертикальной жесткости железнодорожного пути по результатам натурных исследований, выполненных сотрудниками ДИИТа [2]

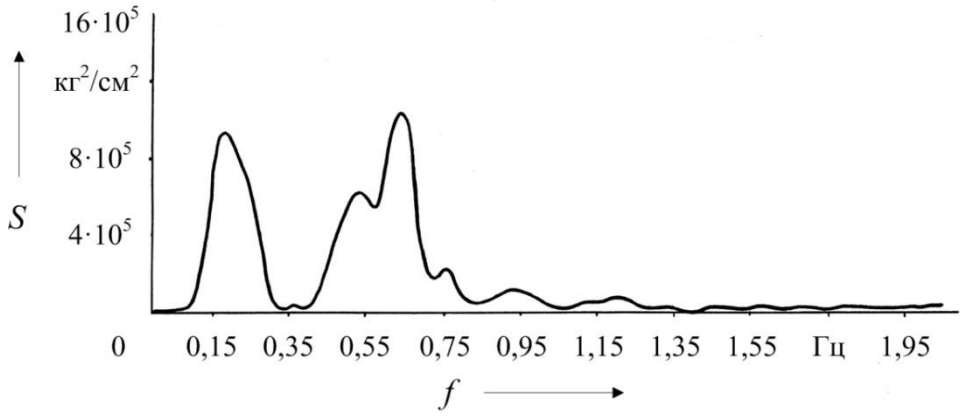


Рисунок 3 – Спектральная мощность вертикальной жесткости железнодорожного пути по результатам натурных исследований на Норильской железной дороге, полученная сотрудниками ОмИИТа [3]

Таким образом, в дифференциальных уравнениях, описывающих колебания элементов подвижного состава, появляются переменные коэффициенты. Если быть более точным, то эти коэффициенты соответствуют случайным процессам, содержащим в своем спектре скрытые периодичности, например, с длинами волн, равными междушпальному расстоянию и длине рельсового звена, и другие, являющиеся результатом уплотнения земляного полотна под действием вибрационных процессов подвижного состава и железнодорожного пути.

Отметим те особенности, которые мы получим при такой постановке. Во-первых, изменится количество резонансных частот (их будет счетное множество, которое будет во много раз превышать число степеней свободы конкретного экипажа, и это не конкретные значения, а области, примыкающие к собственным частотам). Во-вторых, данные уравнения не имеют регулярных методов их интегрирования. В-третьих, при определенных соотношениях между параметрами динамической системы возможно возникновение и развитие неустойчивости решения таких дифференциальных уравнений. В-четвертых, при определенных соотношениях между длинами геометрических неровностей железнодорожного пути и длинами скрытых

периодичностей вертикальной жесткости пути вполне возможно их взаимодействие, результат которого определяется фазовым отношением между ними (возможно как усиление действия геометрической неровности на подвижной состав, так и снижение). В-пятых, параметрические динамические системы в принципе ведут себя как нелинейные системы и могут рождать достаточно широкий частотный спектр составляющих решения [4 – 7].

Следует отметить, что только в работах профессоров МИИТа Н. А. Панькина и Г. П. Бурчака встречается корректная постановка задачи взаимодействия экипажа и неравноупругого по протяженности пути. Объясняется это тем, что учет указанного обстоятельства приводит нас к системам дифференциальных уравнений со случайными коэффициентами, для которых отсутствуют регулярные методы их интегрирования, численные методы здесь не применимы, и необходимо использовать либо парадигму Ито, либо Стратоновича для вычисления стохастических интегралов.

Таким образом, для получения точного результата даже при затратах черезмерного количества времени, в том числе и машинного, не очевидно, что он будет существенным образом отличаться от полученных ранее (ведь эмпирические данные все же достаточно близки к теоретическим).

Итак, в нулевом приближении учтем только неравножесткость пути из-за наличия шпал (остальные составляющие неравноупругости пока отбросим) и представим жесткость пути в виде:

$$ж_{пути}(x) = ж_0\left(1 - 2\mu \sin 2\pi x / l_ш\right), \qquad (2)$$

где $ж_0$ – средняя на звене жесткость пути, μ – коэффициент параметрического возбуждения (как показывает опыт, это малая величина), $l_ш$ – расстояние между серединами шпал, определяется их эпюрой (в нашем случае $l_ш = 54$ см).

Из формулы (2) следует, что начало отсчета взято в середине междушпального ящика. Другие характеристики железнодорожного пути приняты по источникам [8 – 15].

Известно, что при составлении математических моделей динамических систем (к ним относится и подвижной состав железных дорог) используются обобщенные координаты, обычно отсчитываемые от положений равновесия рассматриваемого объекта, а силы тяжести объекта не отображают на расчетной схеме. Учет продольной, вертикальной неравноупругости пути заставляет нас учитывать силу тяжести экипажа, поскольку если изучаемый механический объект мысленно переставлять вдоль железнодорожного пути, то в каждом новом положении будет изменяться его положение равновесия.

При вычислении кинетической энергии механической системы мы должны пользоваться абсолютной скоростью его элементов, которая складывается из переносной и относительной скоростей. Переносная скорость, а точнее, переносное ускорение, в рассматриваемом случае будет представлять собой аддитивное возмущение от продольной вертикальной неравноупругости железнодорожного пути. Мультипликативная составляющая возмущения, обусловлена продольной, вертикальной неравноупругостью пути, т. е. переменной жесткостью, стоящей в качестве коэффициента в выражении силы упругости пути, действующей на колесную пару.

Если же неравноупругость пути не учитывается, то каждая степень свободы механической системы имеет вполне конкретную парциальную частоту. Другими словами, мы имеем столько конкретных парциальных частот, сколько степеней свободы есть у рассматриваемой механической системы. Учет же неравноупругости пути приводит к математической модели, которая даже в случае одной степени свободы обладает бесконечным числом областей динамической неустойчивости (параметрических резонансов), следовательно, имеет место бесконечное количество резонансов. При этом практическое значение обычно имеют первая и вторая, ну, может быть, третья зоны параметрического резонанса, что установлено многочисленными теоретическими исследованиями таких систем.

При вполне определенных условиях для частот мультипликативного возмущения и внешнего воздействия от геометрических неровностей железнодорожного пути (или колес экипажа) возникает их интенсивное взаимодействие, следовательно, амплитуды колебаний

подпрыгивания колесной пары либо возрастают, либо уменьшаются (кроме этого все зависит от фазовых соотношений для указанных возмущений).

Таким образом, в настоящей работе мы остановимся только на особенностях составления математических моделей подвижного состава и их динамического поведения, и поэтому будут применяться соответствующие упрощенные, тестовые математические модели, в которых ярко проявляются указанные особенности.

Для нахождения уравнения колебаний неподрессоренной массы экипажа, расчетная схема которого дана на рисунке 4, воспользуемся известными уравнениями Лагранжа второго рода. Вычислим кинетическую, потенциальную энергии и диссипативную функцию.

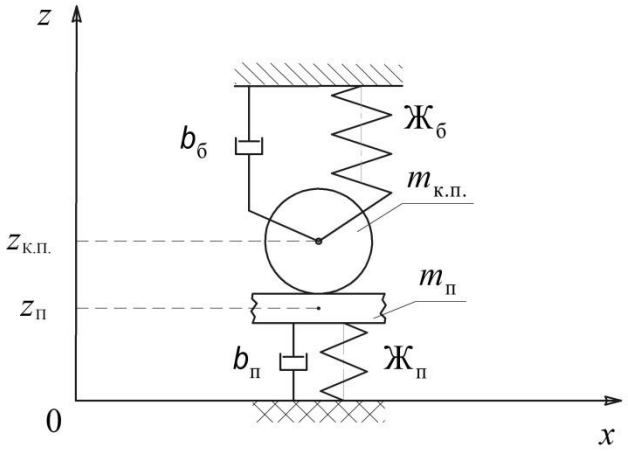


Рисунок 4 – Расчетная схема неподрессоренной массы экипажа

Кинетическая энергия колесной пары

$$T = \frac{1}{2}\left(m_{к.п} + m_{п}\right)\dot{z}^2_{к.п}\,. \tag{3}$$

Потенциальная энергия экипажа определяется с точностью до постоянной величины, при этом в положении равновесия она должна иметь минимальное значение (обычно это ноль), т. е. в этой точке функция имеет экстремум. Обратимся к ее вычислению как работы сил, действующих в системе, определяемой с помощью криволинейного интеграла второго рода, тогда получим:

$$\begin{cases} A = \sum\limits_{k=1}^{n} \int\limits_{M_0M_1} \left(F_{kx}dx + F_{ky}dy + F_{kz}dz\right); \\ \Pi = -A; \\ F_{kx} = F_{ky} \equiv 0,\ k \in [1,\ n]; \\ F_{1z} = -ж_{б} z_{к.п}, \text{ сила упругости буксового подвешивания;} \\ F_{2z} = -ж_{п}(x) z_{к.п}, \text{ сила упругости железнодорожного пути;} \\ F_{3z} = -\left(P_{к.п} + m_{кп} g\right) = -P, \text{ вес экипажа, приходящийся на колёсную пару;} \\ A = \int\limits_0^{z_{кп}} F_{1z}dz_{к.п} + \int\limits_0^{z_{кп}} F_{2z}dz_{к.п} + \int\limits_0^{z_{кп}} F_{3z}dz_{к.п} = -\int\limits_0^{z_{кп}} жс_{б} z_{к.п}dz_{к.п} - \int\limits_0^{z_{кп}} жс_{п}(x) z_{к.п}dz_{к.п} - \int\limits_0^{z_{кп}} Pdz_{к.п} = \\ = -\frac{1}{2} ж_{б} z^2_{к.п}\Big|_0^{z_{кп}} - \frac{1}{2} ж_{п}(x) z^2_{к.п}\Big|_0^{z_{кп}} - Pz_{к.п}\Big|_0^{z_{кп}}; \\ \Pi(x) = \frac{1}{2} ж_{б} z^2_{к.п} + \frac{1}{2} ж_{п}(x) z^2_{к.п} + Pz_{к.п} = \frac{1}{2}\left[ж_{б} + ж_{п}(x)\right] z^2_{к.п} + Pz_{к.п}. \end{cases} \tag{4}$$

Потенциальная энергия является функцией положения колесной пары экипажа в рельсовой колее, так как жесткость пути зависит от него. Определим частную производную от потенциальной энергии по подпрыгиванию колесной пары:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z_{к.п}} = \left[ж_{б} + ж_{п}(x)\right] z_{к.п} + P\,. \tag{5}$$

Заменим $z_{к.п}$ на сумму обобщенной координаты q, отсчитываемой от положения статического равновесия, статического прогиба пути f под статическим давлением колесной пары, т. е.

$$z_{к.п} = q + f\,, \tag{6}$$

тогда, учитывая, что в положении статического равновесия $q = 0$ и в этой точке потенциальная энергия должна иметь минимум, в противном случае исследуемая механическая система будет неустойчивой, получим:

$$\left[ж_б + ж_п(x)\right] f + P = 0\,, \tag{7}$$

откуда следует, что прогиб пути, изменяющийся вдоль его протяженности, можно представить в виде:

$$f(x) = -\frac{P}{ж_б + ж_п(x)}\,. \tag{8}$$

Ось Oz направлена вертикально вверх, следовательно, прогиб пути под статическим давлением колесной пары направлен вниз, значит, физика процесса не нарушена. Координата x при постоянной скорости движения экипажа V будет функцией времени t и статический прогиб пути получается переменной величиной, зависящей от времени.

Подставим уравнение (8) с учетом (6) в последнюю формулу системы (4), в результате найдем:

$$П(x) = \frac{1}{2}\left[ж_б + ж_п(x)\right]q^2 + \left\{\left[ж_б + ж_п(x)\right] f + P\right\} q + \frac{1}{2}\left[ж_б + ж_п(x)\right] f^2 + Pf\,. \tag{9}$$

Здесь второе слагаемое согласно соотношению (7) равно нулю, а последние два члена формулы (9) могут быть опущены потому, что они не зависят от обобщенной координаты q, по которой обычно определяется частная производная от потенциальной энергии. Следовательно, в окончательном виде потенциальная энергия колесной пары, перемещающейся по неравноупругому по протяженности пути, имеет вид обычной положительно определенной квадратичной формы:

$$П(x) = \frac{1}{2}\left[ж_б + ж_п(x)\right]q^2\,. \tag{10}$$

Вычислим диссипативную функцию, которая может быть найдена только в том случае, если силы трения в буксовом подвешивании и пути носят характер вязкого трения. Следовательно, полагаем, что трение в буксовой ступени подвешивания подвижного состава было заранее линеаризовано либо по методике профессора М. И. Батя, либо по методике вычисления эквивалентного коэффициента вязкого трения. Тогда имеем:

$$Ф = \frac{1}{2}\left(b_б + b_п\right)\dot{z}^2_{к.п}\,. \tag{11}$$

В выражениях приняты (3) – (11) следующие обозначения: $m_{к.п}$ – масса колесной пары экипажа; $m_п$ – «приведенная» масса пути; $ж_б$ – жесткость буксового подвешивания экипажа; $ж_п$ – жесткость железнодорожного пути в вертикальной плоскости, вычисляемая по формуле (2); P – вес экипажа, приходящийся на одну колесную пару; $b_б$ – коэффициент вязкого трения в буксовом подвешивании; $b_п$ – коэффициент вязкого трения в пути; $\dot{z}_{к.п}$ – абсолютная скорость подпрыгивания колесной пары экипажа; $z_{к.п}$ – абсолютное перемещение колесной пары в вертикальной плоскости.

Объединим нужные нам в дальнейшем формулы с учетом того, что абсолютное движение складывается из переносного и относительного (в данном случае переносное движение характеризуется так называемым статическим прогибом пути f, а относительное движение – координатой q):

$$\begin{cases} \mathrm{Т} = \dfrac{1}{2}\left(m_{\text{кп}} + m_{\text{п}}\right)\left(\dot{q} + \dot{f}\right)^2; \\ \Pi(t) = \dfrac{1}{2}\left[\text{ж}_{\text{б}} + \text{ж}_{\text{п}}(t)\right]q^2; \\ \Phi = \dfrac{1}{2}\left(b_{\text{б}} + b_{\text{п}}\right)\left(\dot{q} + \dot{f}\right)^2. \end{cases} \tag{12}$$

Взяв необходимые производные от функций (12) и подставив полученные значения в уравнение Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial \mathrm{Т}}{\partial \dot{q}}\right) - \frac{\partial \mathrm{Т}}{\partial q} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}} + \frac{\partial \Pi}{\partial q} = 0, \tag{13}$$

найдем дифференциальное уравнение колебания неподрессоренной массы экипажа:

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + \text{ж}(t)q = -m\ddot{f} - b\dot{f}, \tag{14}$$

где $m = m_{\text{кп}} + m_{\text{п}}$; $b = b_{\text{б}} + b_{\text{п}}$ – суммарный коэффициент вязкого трения в системе «экипаж – путь»; $\text{ж}(t) = \text{ж}_{\text{б}} + \text{ж}_{\text{п}}(t)$ или $\text{ж}(t) = \left(\text{ж}_{\text{б}} + \text{ж}_0\right)\left(1 - 2\varepsilon\sin 2\Omega t\right)$ – суммарная жесткость рассматриваемой механической системы.

Данное дифференциальное уравнение описывает, можно считать, свободные колебания подпрыгивания колесной пары при ее качении по неравноупругому по протяженности пути при отсутствии на поверхностях рельсов и колес геометрических неровностей. Заметим, что если бы путь был равноупругим по протяженности, а начальные условия – тривиальными, то колесная пара просто бы перемещалась вдоль пути без колебаний, но это совершенно идеализированный случай, в действительности так не бывает, ибо всегда имеет место какое-либо несовершенство.

Примем обычное допущение о том, что экипаж движется вдоль железнодорожного пути с постоянной скоростью, тогда $x = Vt$, здесь V – скорость экипажа, м/с. Следовательно, используя выражение для $ж(t)$ из (14), получим вместо (8):

$$f(t) = -\frac{P}{(\text{ж}_{\text{б}} + \text{ж}_0)(1 - 2\varepsilon\sin 2\Omega t)} = -\frac{f_0}{1 - 2\varepsilon\sin 2\Omega t}. \tag{15}$$

Здесь введены новые обозначения: $f_0 = P/\left(\text{ж}_{\text{б}} + \text{ж}_0\right)$ – средний статический прогиб железнодорожного пути под постоянным давлением колесной пары; $\Omega = \pi V/l_{\text{ш}}$ – частота параметрического возбуждения; $\varepsilon = \mu\,\text{ж}_0/\left(\text{ж}_{\text{б}} + \text{ж}_0\right)$ – новый малый параметр (безразмерная величина).

Дифференциальное уравнение (14) обладает как мультипликативным возмущением (это изменение, в нашем случае гармоническое, жесткости механической системы, т. е. пути), так и аддитивным воздействием, стоящим в правой части уравнения (14), характеризующим переносное движение системы. Подчеркнем, что обобщенная координата q отсчитывается от положения статического равновесия системы в каждой точке железнодорожного пути, которое постоянно изменяется. А так как у дифференциального уравнения по-

явилась правая часть, то в механической системе неизбежно будут развиваться как вынужденные, так и параметрические колебания.

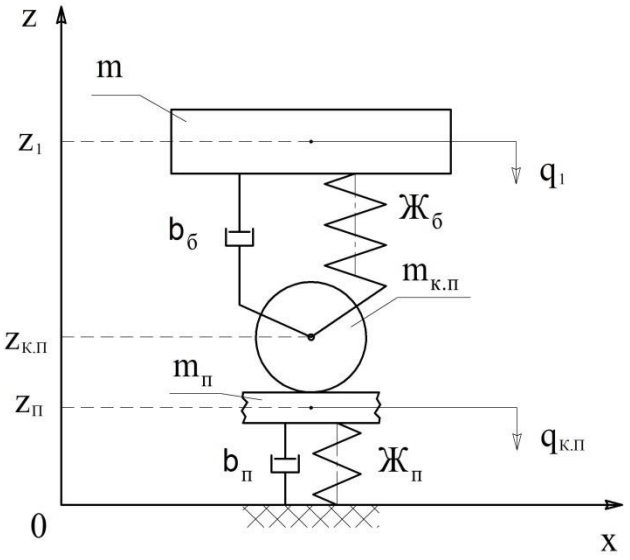
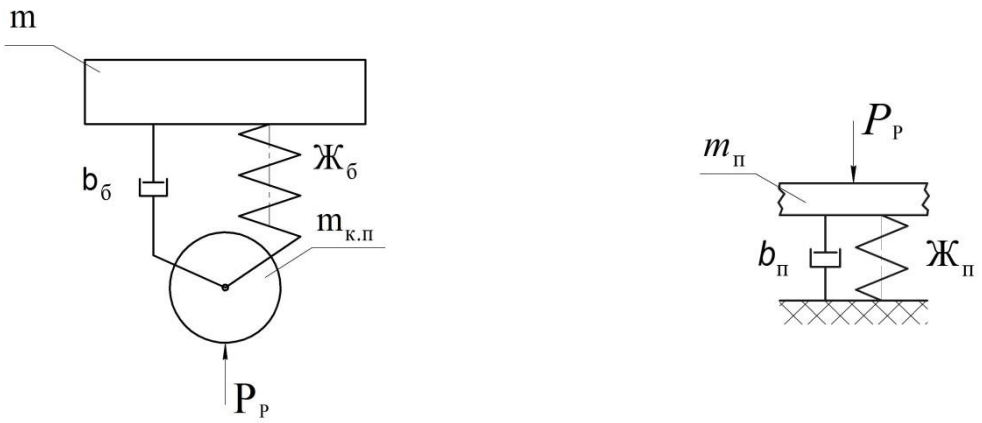


Рисунок 5 – Расчетная схема условного одноосного экипажа, движущегося по неравноупругому по протяженности железнодорожному пути

Теперь рассмотрим влияние продольной, вертикальной неравноупругости железнодорожного пути на условный одноосный экипаж с двумя степенями свободы, расчетная схема которого показана на рисунке 5, причем, предполагается, что экипаж может совершать только колебания подпрыгивания. Поэтому ось z направлена вертикально вверх, введены обозначения: z_1 – подпрыгивание обрессоренной массы экипажа m_1; $z_{к.п}$ – подпрыгивание колесной пары с массой $m_{к.п.}$; $z_п$ – подпрыгивание «приведенной» массы железнодорожного пути $m_п$; $P_р$ – давление колесной пары на рельсы; $ж_б$ и $b_б$ – жесткость и коэффициент вязкого трения буксового подвешивания экипажа; $ж_п$ и $b_п$ – жесткость и коэффициент вязкого трения в пути.

Разделим механическую систему «экипаж – железнодорожный путь» на две подсистемы: «экипаж» и «путь», представленные на рисунке 6.



а б

Рисунок 6 – Расчетные схемы условного одноосного экипажа и железнодорожного пути: а – экипаж, б – путь

Чтобы составить уравнения движения указанных подсистем, вновь воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода, поэтому вычислим их кинетическую и потенциальную энергию и диссипативные функции. При этом мы будем полагать, что других возмущающих факторов, действующих на нашу систему, кроме продольной, вертикальной неравноупругости пути, нет. Кинетическая энергия экипажа равна:

$$T_Э = \frac{1}{2} m \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_{к.п} \dot{z}_{к.п}^2, \tag{16}$$

потенциальная энергия экипажа рассчитывается по формуле:

$$П_Э = \frac{1}{2} ж_б \left(z_1 - z_{к.п} \right)^2 + \left(P_р + P \right) z_{к.п}, \tag{17}$$

диссипативная функция вычисляется по выражению:

$$\Phi_{\text{Э}} = \frac{1}{2} b_{\text{б}} \left(\dot{z}_1 - \dot{z}_{\text{к.п}} \right)^2 . \tag{18}$$

Теперь обратимся к другой механической подсистеме, а именно к железнодорожному пути, и найдем соответственно:

$$\text{Т}_{\text{П}} = \frac{1}{2} m_{\text{п}} \dot{z}_{\text{п}}^2 , \tag{19}$$

$$\Pi_{\text{П}} = \frac{1}{2} \text{ж}_{\text{п}}(x) z_{\text{п}}^2 - P_{\text{р}} z_{\text{п}} , \tag{20}$$

$$\Phi_{\text{П}} = \frac{1}{2} b_{\text{п}} \dot{z}_{\text{п}}^2 . \tag{21}$$

Сначала складываем кинетические энергии экипажа и пути, затем – потенциальные энергии соответствующих частей и, наконец, – диссипативные функции экипажа и пути, заменяя скорость подпрыгивания пути на скорость подпрыгивания колесной пары, что возможно из-за отсутствия других возмущающих факторов или в данном случае по гипотезе безотрывного движения колеса по рельсу, в результате получим:

$$\begin{cases} \text{Т} = \frac{1}{2} m \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} \left(m_{\text{к.п}} + m_{\text{п}} \right) \dot{z}_{\text{к.п}}^2 ; \\ \Pi = \frac{1}{2} \text{ж}_{\text{б}} z_1^2 + \frac{1}{2} \left[\text{ж}_{\text{б}} + \text{ж}_{\text{п}}(x) \right] z_{\text{к.п}}^2 - \text{ж}_{\text{б}} z_1 z_{\text{к.п}} + P z_{\text{к.п}} ; \\ \Phi = \frac{1}{2} b_{\text{б}} \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} \left(b_{\text{б}} + b_{\text{п}} \right) \dot{z}_{\text{к.п}}^2 - b_{\text{б}} \dot{z}_1 \dot{z}_{\text{к.п}} . \end{cases} \tag{22}$$

Обратимся к преобразованию потенциальной энергии, чтобы обеспечить ей положительно определенную квадратичную форму. Для этого возьмем частные производные по координатам z_1 и $z_{\text{к.п}}$:

$$\begin{cases} \frac{\partial \Pi}{\partial z_1} = \text{ж}_{\text{б}} z_1 - \text{ж}_{\text{б}} z_{\text{к.п}} ; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial z_{\text{к.п}}} = \left[\text{ж}_{\text{б}} + \text{ж}_{\text{п}}(x) \right] z_{\text{к.п}} - \text{ж}_{\text{б}} z_1 + P. \end{cases} \tag{23}$$

В положении равновесия потенциальная энергия должна обладать минимальным значением, т. е. иметь экстремум. Следовательно, заменим координаты z_1 и $z_{\text{к.п}}$ суммами обобщенных координат q_1 и $q_{\text{к.п}}$ и статических прогибов f_1 и f соответствующих упругих элементов механической системы «экипаж – путь», тогда получим для положения равновесия:

$$\begin{cases} \text{ж}_{\text{б}} f_1 - \text{ж}_{\text{б}} f = 0; \\ -\text{ж}_{\text{б}} f_1 + \left[\text{ж}_{\text{б}} + \text{ж}_{\text{п}}(x) \right] f = -P, \end{cases} \tag{24}$$

с учетом выражения (2) имеем:

$$f_1(x) = f(x) = -\frac{P}{\text{ж}_{\text{п}}(x)} = -\frac{P}{\text{ж}_0} \frac{1}{1 - 2\mu \sin 2\pi \frac{x}{l_{\text{ш}}}} = -\frac{f_0}{1 - 2\mu \sin 2\pi \frac{x}{l_{\text{ш}}}} , \tag{25}$$

где $f_0 = P / ж_0$ – статический прогиб равноупругого пути. Обе величины – f_1 и f – являются переменными, и если принять, что экипаж движется с постоянной скоростью, то выражение (25) примет вид:

$$f_1(t) = f(t) = -\frac{f_0}{1 - 2\mu \sin 2\Omega t}. \qquad (26)$$

Сравнивая уравнение (26) с выражением (8), обнаружим несущественные отличия, потому что жесткость буксового подвешивания составляет порядка нескольких сотен тс/м, а жесткость железнодорожного пути – несколько тысяч и даже десятков тысяч тс/м, следовательно, если в формуле (8) пренебречь жесткостью буксового подвешивания, то они совпадут.

Перепишем формулы дря расчета кинетической, потенциальной энергии и диссипативную функцию в новых обобщенных координатах, отсчитываемых от положения равновесия экипажа:

$$\begin{cases} \mathrm{T} \simeq \frac{1}{2} m \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2}\left(m_{к.п} + m_п\right)\dot{q}_{к.п}^2 + m\dot{q}_1 \dot{f}_1 + \left(m_{к.п} + m_п\right)\dot{q}_{к.п}\dot{f}; \\ \Pi(t) \simeq \frac{1}{2} ж_б q_1^2 + \frac{1}{2}\left[ж_б + ж_п(t)\right] q_{к.п}^2 - ж_б q_1 q_{к.п}; \\ \Phi \simeq \frac{1}{2} b_б \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2}\left(b_б + b_п\right)\dot{q}_{к.п}^2 - b_б \dot{q}_1 \dot{q}_{к.п}. \end{cases} \qquad (27)$$

Взяв соответствующие частные производные, приняв $q_2 = q_{к.п}$, найдем дифференциальные уравнения:

$$\begin{cases} m\ddot{q}_1 + b_б\left(\dot{q}_1 - \dot{q}_2\right) + ж_б\left(q_1 - q_2\right) = -m\ddot{f}_1; \\ \left(m_{к.п} + m_п\right)\ddot{q}_2 + \left(b_б + b_п\right)\dot{q}_2 - b_б\dot{q}_1 + \left[ж_б + ж_п(t)\right]q_2 - ж_б q_1 = -m_п\ddot{f} - b_п\dot{f}. \end{cases} \qquad (28)$$

Анализ системы дифференциальных уравнений (28), описывающих динамическое поведение условного одноосного экипажа, указывает на то, что продольная неравноупругость железнодорожного пути входит в математическую модель и мультипликативно (в левой части системы), и аддитивно (в правой части как возмущение). Аналогичное явление происходило и с неподрессоренной массой экипажа (см. выражение (14)). Следует заметить, что **в правых частях дифференциальных уравнений в первом случае стоят переносные силы инерции, возникающие из-за того, что в каждом новом положении система имеет другое равновесие потому, что жесткость пути постоянно изменяется.**

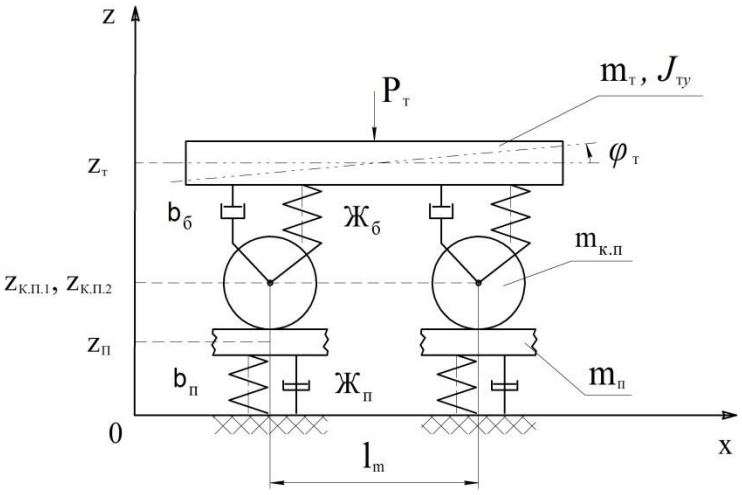


Рисунок 7 – Расчетная схема условной двухосной тележки по неравноупругому по протяженности железнодорожному пути

Далее рассмотрим движение условной двухосной тележки по неравноупругому по протяженности пути, чтобы выяснить, как будет возмущаться механическая система, расчетная схема которой представлена на рисунке 7. При этом будем полагать, что других возмущающих факторов, кроме неравноупругости, нет.

Кинетическая энергия тележки:

$$\mathrm{T}=\frac{1}{2}m_{\text{т}}\dot{z}_{\text{т}}^2+\frac{1}{2}J_{\text{т}y}\dot{\varphi}_{\text{т}}^2+\frac{1}{2}\left(m_{\text{к.п}}+m_{\text{п}}\right)\left(\dot{z}_{\text{к.п1}}^2+\dot{z}_{\text{к.п2}}^2\right); \quad (29)$$

потенциальная энергия системы запасается в ее упругих элементах и определяется по формуле:

$$\Pi=\frac{1}{2}\text{ж}_{\text{б}}\left(\Delta_{\text{б1}}^2+\Delta_{\text{б2}}^2\right)+\frac{1}{2}\text{ж}_{\text{п}}(x_1)\Delta_{\text{п1}}^2+\frac{1}{2}\text{ж}_{\text{п}}(x_2)\Delta_{\text{п2}}^2-P_{\text{т}}z_{\text{т}}-\left(m_{\text{кп}}+m_{\text{п}}\right)g\left(z_{\text{кп1}}+z_{\text{кп2}}\right); \quad (30)$$

диссипативная функция вычисляется по уравнение:

$$\Phi=\frac{1}{2}b_{\text{б}}\left(\dot{\Delta}_{\text{б1}}^2+\dot{\Delta}_{\text{б2}}^2\right)+\frac{1}{2}b_{\text{п}}\left(\dot{\Delta}_{\text{п1}}^2+\dot{\Delta}_{\text{п2}}^2\right), \quad (31)$$

здесь приняты следующие обозначения: $m_{\text{т}}$, $J_{\text{ду}}$ – масса и момент инерции тележки относительно оси y; $z_{\text{т}}$, $\varphi_{\text{т}}$ – абсолютные координаты подпрыгивания и галопирования тележки; $\dot{z}_{\text{т}}$, $\dot{\varphi}_{\text{т}}$ – абсолютная скорость подпрыгивания и галопирования тележки; $\text{ж}_{\text{б}}$ – жесткость буксового подвешивания; $\text{ж}_{\text{п}}(x)$ – жесткость железнодорожного пути, вычисляемая по формуле (2); $l_{\text{т}}$ – база тележки; m_{i} – «приведенная» масса пути; $z_{\text{к.п1}}$, $z_{\text{к.п2}}$ – координаты подпрыгивания первой и второй колесных пар экипажа; $b_{\text{б}}$, $b_{\text{п}}$ – коэффициенты вязкого трения в буксовом подвешивании и пути; $\Delta_{\text{б1}}$, $\Delta_{\text{б2}}$ – прогиб первой и второй пружин буксового подвешивания; $\Delta_{\text{п1}}$, $\Delta_{\text{п2}}$ – прогиб железнодорожного пути под первой и второй колесными парами; $m_{\text{к.п}}$ – масса колесной пары; $\dot{\Delta}_{\text{б1}}=\dot{z}_{\text{т}}+l_{\text{т}}\dot{\varphi}_{\text{т}}-\dot{z}_{\text{к.п1}}$, $\dot{\Delta}_{\text{б2}}=\dot{z}_{\text{т}}-l_{\text{т}}\dot{\varphi}_{\text{т}}-\dot{z}_{\text{к.п2}}$ – выражения для определения скорости изменения прогиба первой и второй пружин буксового подвешивания; $\dot{\Delta}_{\text{п1}}=\dot{z}_{\text{к.п1}}$, $\dot{\Delta}_{\text{п2}}=\dot{z}_{\text{к.п2}}$ – скорость изменения прогиба железнодорожного пути под первой и второй колесными парами; $\Delta_{\text{б1}}=z_{\text{т}}+l_{\text{т}}\varphi_{\text{т}}-z_{\text{к.п1}}$, $\Delta_{\text{б2}}=z_{\text{т}}-l_{\text{т}}\varphi_{\text{т}}-z_{\text{к.п2}}$ – формулы для определения прогиба первой и второй пружин буксового подвешивания; $P_{\text{т}}$ – вес подвижного состава, приходящийся на одну тележку; $\Delta_{\text{п1}}=z_{\text{к.п1}}$, $\Delta_{\text{п2}}=z_{\text{к.п2}}$ – прогиб пути под первой и второй колесными парами.

Для вывода уравнений движения условной двухосной тележки, движущейся по неравноупругому по протяженности пути, применим алгоритм Лагранжа второго рода. В результате несложных преобразований получим:

$$\begin{cases} m_{\text{т}}\ddot{z}_{\text{т}}+b_{\text{б}}\left(2\dot{z}_{\text{т}}-\dot{z}_{\text{к.п1}}-\dot{z}_{\text{к.п2}}\right)+\text{ж}_{\text{б}}\left(2z_{\text{т}}-z_{\text{к.п1}}-z_{\text{к.п2}}\right)+P_{\text{т}}=0; \\ J_{\text{т}}\ddot{\varphi}_{\text{т}}+b_{\text{б}}\left(2l_{\text{т}}^2\dot{\varphi}_{\text{т}}-l_{\text{т}}\dot{z}_{\text{к.п1}}+l_{\text{т}}\dot{z}_{\text{к.п2}}\right)+\text{ж}_{\text{б}}\left(2l_{\text{т}}^2\varphi_{\text{т}}-l_{\text{т}}z_{\text{к.п1}}+l_{\text{т}}z_{\text{к.п2}}\right)=0; \\ \left(m_{\text{к.п}}+m_{\text{п}}\right)\ddot{z}_{\text{к.п1}}-b_{\text{б}}\dot{z}_{\text{т}}-b_{\text{б}}l_{\text{т}}\dot{\varphi}_{\text{т}}+\left(b_{\text{б}}+b_{\text{п}}\right)\dot{z}_{\text{к.п1}}-\text{ж}_{\text{б}}z_{\text{т}}-\text{ж}_{\text{б}}l_{\text{т}}\varphi_{\text{т}}+ \\ +\left[\text{ж}_{\text{б}}+\text{ж}_{\text{п}}(x_1)\right]z_{\text{к.п1}}+\left(m_{\text{к.п}}+m_{\text{п}}\right)g=0; \\ \left(m_{\text{к.п}}+m_{\text{п}}\right)\ddot{z}_{\text{к.п2}}-b_{\text{б}}\dot{z}_{\text{т}}+b_{\text{б}}l_{\text{т}}\dot{\varphi}_{\text{т}}+\left(b_{\text{б}}+b_{\text{п}}\right)\dot{z}_{\text{к.п2}}-\text{ж}_{\text{б}}z_{\text{т}}+\text{ж}_{\text{б}}l_{\text{т}}\varphi_{\text{т}}+ \\ +\left[\text{ж}_{\text{б}}+\text{ж}_{\text{п}}(x_2)\right]z_{\text{к.п2}}+\left(m_{\text{к.п}}+m_{\text{п}}\right)g=0. \end{cases} \quad (32)$$

Теперь, как и в двух предыдущих случаях, следует избавиться от постоянных величин, являющихся силами тяжести соответствующих частей тележки. Для этого абсолютные координаты нужно разложить на переносные и относительные составляющие:

$$\begin{cases} z_{\text{т}}=q_{\text{т}}+f_1; \\ \varphi_{\text{т}}=\psi_{\text{т}}+f_2; \\ z_{\text{к.п1}}=q_{\text{к.п1}}+f_3; \\ z_{\text{к.п2}}=q_{\text{к.п2}}+f_4, \end{cases} \quad (33)$$

для переносного движения из выражения (30) найдем систему линейных алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} ж_б\left(2f_1 - f_3 - f_4\right) = -P_т; \\ ж_б\left(2l_т^2 f_2 - l_т f_3 + l_т f_4\right) = 0; \\ -ж_б f_1 - ж_б l_т f_2 + \left[ж_б + ж_п(x_1)\right] f_3 = -\left(m_{кп} + m_п\right) g; \\ -ж_б f_1 + ж_б l_т f_2 + \left[ж_б + ж_п(x_1)\right] f_4 = -\left(m_{кп} + m_п\right) g, \end{cases} \tag{34}$$

корни которой таковы:

$$\begin{cases} f_1(t) \approx -f_0\left[\dfrac{1-\mu\sin 2\Omega t - \mu\sin\left(2\Omega t+\gamma\right)}{1-2\mu\sin 2\Omega t - 2\mu\sin\left(2\Omega t+\gamma\right)} + \dfrac{1}{2}\dfrac{ж_0 P_т}{ж_б P}\right]; \\ f_2(t) \approx -\dfrac{1}{2}\dfrac{f_0}{l_т}\dfrac{\mu\left[\sin 2\Omega t - \sin\left(2\Omega t+\gamma\right)\right]}{1-2\mu\sin 2\Omega t - 2\mu\sin\left(2\Omega t+\gamma\right)}; \\ f_3 = -\dfrac{1}{2} f_0 \dfrac{1}{1-2\mu\sin 2\Omega t}; \; f_4 = -\dfrac{1}{2} f_0 \dfrac{1}{1-2\mu\sin\left(2\Omega t+\gamma\right)}; \\ \gamma = 4\pi\dfrac{l_т}{l_ш}; \;\; P = P_т + 2\left(m_{к.п} + m_п\right) g. \end{cases} \tag{35}$$

Как и в двух предыдущих случаях, все прогибы упругих элементов экипажа являются функциями времени, а прогибы железнодорожного пути определяются статическим давлением колесной пары на рельсы и жесткостью пути в точках местонахождения колесных пар. **На тележку экипажа действует переносный вращающий момент** (см. выражение для f_2 в (35)). Совершенно аналогичный результат мы можем получить, если добавим еще одну тележку и кузов локомотива. При этом возникает одна проблема – решить вручную систему алгебраических уравнений относительно прогибов упругих элементов экипажа невозможно, следовательно, нужно строить алгоритм их вычисления в каждый момент времени.

Система дифференциальных уравнений для двухосной тележки экипажа, перемещающегося по неравноупругому по протяженности пути, имеет вид:

$$\begin{cases} m_т\ddot{q}_т + b_б\left(2\dot{q}_т - \dot{q}_{к.п1} - \dot{q}_{к.п2}\right) + ж_б\left(2q_т - q_{к.п1} - q_{к.п2}\right) = \\ = -m_т\ddot{f}_1 - b_б\left(2\dot{f}_1 - \dot{f}_3 - \dot{f}_4\right); \\ J_т\ddot{\psi}_т + b_б\left(2l_т^2\dot{\psi}_т - l_т\dot{q}_{к.п1} + l_т\dot{q}_{к.п2}\right) + ж_б\left(2l_т^2\varphi_т - l_т z_{к.п1} + l_т z_{к.п2}\right) = \\ = -J_т\ddot{f}_2 - b_б\left(2l_т^2\dot{f}_2 - l_т\dot{f}_3 + l_т\dot{f}_4\right); \\ \left(m_{к.п} + m_п\right)\ddot{q}_{к.п1} - b_б\dot{q}_т - b_б l_т\dot{\psi}_т + \left(b_б + b_п\right)\dot{q}_{к.п1} - ж_б q_т - ж_б l_т\psi_т + \\ + \left[ж_б + ж_п(x_1)\right] q_{к.п1} = -\left(m_{к.п} + m_п\right)\ddot{f}_3 + b_б\dot{f}_1 + b_б l_т\dot{f}_2 - \left(b_б + b_п\right)\dot{f}_3; \\ \left(m_{к.п} + m_п\right)\ddot{z}_{к.п2} - b_б\dot{z}_т + b_б l_т\dot{\varphi}_т + \left(b_б + b_п\right)\dot{z}_{к.п2} - ж_б z_т + ж_б l_т\varphi_т + \\ + \left[ж_б + ж_п(x_2)\right] z_{к.п2} = -\left(m_{к.п} + m_п\right)\ddot{f}_4 + b_б\dot{f}_1 - b_б l_т\dot{f}_2 - \left(b_б + b_п\right)\dot{f}_4. \end{cases} \tag{36}$$

Итак, дифференциальные уравнения (14), (28) и (36) имеют переменные коэффициенты, но по своей природе они линейные. Известно, что хотя теоретически можно получить точное решение уравнений этого класса, в большинстве случаев при этом возникают непреодолимые вычислительные трудности. В связи с этим приближенное решение с помощью одного из методов, подобных применяемым к нелинейным уравнениям, может оказаться более доступным.

Уравнения с переменными коэффициентами могут естественным образом возникнуть при описании физических процессов в системах, в которых какой-либо параметр должен из-

меняться в зависимости от времени под действием внешнего по отношению к системе процесса. В рассматриваемой нами системе все так и происходит – сила тяги, развиваемая тяговыми электрическими двигателями, заставляет экипаж двигаться вдоль неравноупругого железнодорожного пути.

В заключение статьи можно утверждать, что создана методика учета в математических моделях колебаний подвижного состава такого фактора, как продольная неравноупругость железнодорожного пути, который вызывает достаточно интенсивные движения элементов экипажа [16], но в настоящее время не нормируется. В дальнейшем будут рассмотрены математические аспекты, касающиеся решения систем дифференциальных уравнений, описывающих поведение экипажа, движущегося по неравноупругому по протяженности пути.

Список литературы

1. Добычин, И. А. Основы нелинейной механики рельсовых экипажей [Текст] / И. А. Добычин, А. В. Смольянинов, А. Э. Павлюков. Екатеринбург, 1999. – 265 с.

2 Фришман, М. А. Исследование особенностей изменения вертикальной жесткости пути по его длине [Текст] / М. А. Фришман, И. С. Леванков // Исследование взаимодействия пути и подвижного состава: Науч. тр. / Днепропетровский ин-т инж. ж.-д. трансп. Днепропетровск, 1972. – Вып. 138. – С. 48 – 57.

3. Теоретические и натурно-экспериментальные исследования динамических процессов взаимодействия подвижного состава и пути в вертикальной и горизонтальной плоскостях зимой и летом: Отчет о НИР (заключит.) / Омский ин-т инж. ж.-д. трансп.; Руководитель М. П. Пахомов. № ГР 76005445; Инв. № Б862362. Омск, 1980. – 198 с.

4. Челомей, В. Н. Вибрация в технике. Колебания линейных систем [Текст] / В. Н. Челомей. М.: Машиностроение, 1978. – Т. 1. – 1978. – 352 с.

5. Болотин, В. В. Динамическая устойчивость упругих систем [Текст] / В. В. Болотин. – М.: Гостехиздат, 1956. – 600 с.

6. Якубович, В. А. Линейные дифференциальные уравнения с периодическими коэффициентами и их приложения [Текст] / В. А. Якубович, В. М. Старжинский. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

7. Шмидт, Г. Параметрические колебания [Текст] / Г. Шмидт. – М.: Мир, 1978. – 336 с.

8. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.

9. Бирюков, И. В. Механическая часть тягового подвижного состава [Текст] / И. В. Бирюков, А. Н. Савоськин, Г. П. Бурчак. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.

10. Гарг, В. К. Динамика подвижного состава [Текст] / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати. М.: Транспорт, 1988. – 391 с.

11. Камаев, В. А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава [Текст] / В. А. Камаев. М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

12. Лазарян, В. А. Динамика вагонов [Текст] / В. А. Лазарян. М.: Транспорт, 1964. – 255 с.

13. Соколов, М. М. Динамическая нагруженность вагона / М. М. Соколов, В. Д. Хусидов, Ю. Г. Минкин. М.: Транспорт, 1981. – 207 с.

14. Вершинский, С. В. Динамика вагонов [Текст] / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. М.: Транспорт, 1978. – 234 с.

15. Ушкалов, В. Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей [Текст] / В. Ф. Ушкалов, Л. М. Резников, С. Ф. Редько. – Киев: Наукова думка, 1982. – 360 с.

16. Сабиров, Р. Д. Движение колесной пары вагона по неравноупругому пути вдоль рельса [Текст] / Р. Д. Сабиров // Транспорт Урала / Уральский гос. ун-т путей сообщения. – Екатеринбург, 2009. – № 4 (23). – С. 69 – 72.

УДК 629.47:658.2

С. М. Овчаренко, В. А. Минаков

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ТИПА Д49

Приводятся результаты исследования закономерностей изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма дизеля типа Д49. Полученные результаты необходимы для разработки безразборного способа диагностирования тепловозного дизеля по результатам спектрального анализа моторного масла.

Задача безразборной оценки технического состояния такого узла тепловоза, как дизель, приобрела актуальность с момента начала его эксплуатации. Крупные виды ремонта при реализации планово-предупредительной системы технического обслуживания и ремонта локомотивов в основном ориентированы на восстановление выработанного ресурса деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ) дизелей. Именно детали этих групп в значительной степени подвержены динамическим и тепловым нагрузкам, что приводит к их интенсивному изнашиванию. Наметившаяся тенденция совершенствования системы технического осмотра и ремонта локомотивов, ориентированная на сокращение издержек финансовых ресурсов, затрачиваемых на поддержание установленного уровня надежности работы локомотивов, предусматривает максимальное использование заложенного ресурса дизеля [1, 2]. Опыт многолетней эксплуатации тепловозов показывает, что с точки зрения надежности работы каждый дизель имеет сои особенности, в конечном итоге проявляющиеся в виде наработки до отказа. Параметры эффективной системы ремонта должны соответствовать текущему уровню надежности работы эксплуатируемых технических объектов, в частности тепловозных дизелей. Предполагается, что индивидуальный подход к определению межремонтных сроков эксплуатации дизелей позволит значительно сократить затраты. Реализация системы ремонта по техническому состоянию предполагает наличие эффективных методов диагностирования. Применительно к тепловозному дизелю речь идет о методе оценки степени износа деталей ЦПГ и КШМ. В настоящее время наиболее перспективным тепловозным дизелем считается дизель типа Д49 (ЧН 26/26). Этот дизель устанавливается на такие серии тепловозов, как ТЭ116, ТЭП70, ТЭП70БС, 2ТЭ70, ТЭМ7, ТГМ6, 2ТЭ25К, и при модернизации – на тепловозы серии ТЭМ2, ЧМЭ3, ТЭ10.

Одним из методов безразборной оценки технического состояния дизеля в процессе эксплуатации (степени износа деталей ЦПГ и КШМ) является метод, основанный на анализе текущих значений концентрации продуктов изнашивания в моторном масле. В настоящее время известны по крайней мере два подхода к оценке технического состояния дизеля с использованием результатов спектрального анализа моторного масла. Первый основан на реализации вероятностного алгоритма, второй – на установлении зависимостей между количеством изношенного металла с деталей и изменением их геометрических размеров. В данной статье приводятся результаты исследования закономерностей износа деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма дизельного двигателя типа Д49, позволяющие установить эти соотношения [3].

Цикличность действия сил в деталях дизеля, определяемая законом изменения давления газов в рабочей камере, приводит к формированию устойчивой формы износа деталей. На рисунках 1 – 3 представлены диаграммы сил, действующих на поршневой палец, бронзовую втулку вставки поршня, шатунную и коренную шейки в зависимости от угла поворота коленчатого вала α и угла отклонения шатуна β.

На основании соответствующих векторных диаграмм получают диаграммы износа, которые позволяют с большой надежностью определять места подвода смазки и устанавливать участки рабочих поверхностей, подвергающихся наибольшему износу. С целью теоретического обоснования характера износа контролируемых деталей был выполнен динамический расчет дизеля, построены векторные диаграммы сил и диаграммы износа контролируемых деталей.

Для подтверждения адекватности полученных моделей проведены исследования формирования геометрических характеристик деталей в процессе эксплуатации.

В качестве исходной информации использованы результаты обмера деталей ЦПГ и КШМ, проводимого при выполнении крупных видов ремонта, связанного с полной разборкой дизеля.

Для подтверждения адекватности полученных моделей проведены исследования формирования геометрических характеристик деталей в процессе эксплуатации. В качестве исходной информации использованы результаты обмеров деталей ЦПГ и КШМ, проводимые при выполнении крупных видов ремонта, связанного с полной разборкой дизеля. Обмеры проводились по схемам, рекомендованным заводами изготовителями дизелей. Например, обмер цилиндровой втулки проводился в трех поясах и двух взаимно-перпендикулярных плоскостях: «по валу»- в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала, и «по ходу» – в плоскости, проходящей через ось коленчатого вала и оси цилиндровой втулки (рисунок 4).

Для анализа формы и интенсивности износа цилиндровых втулок, поршневых пальцев, коренных и шатунных шеек дизельного двигателя Д49 были взяты под контроль пять дизелей типа Д49 (№1066, 1862, 781, 208, 1685) локомотивов серии 2ТЭ116, которые находились под наблюдением с начала эксплуатации до первого планового ремонта ТР-3.

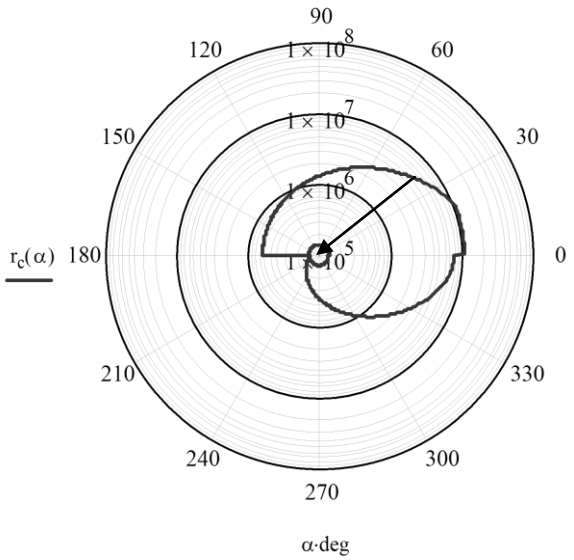


Рисунок 1 – Векторная диаграмма сил, действующих на поршневой палец

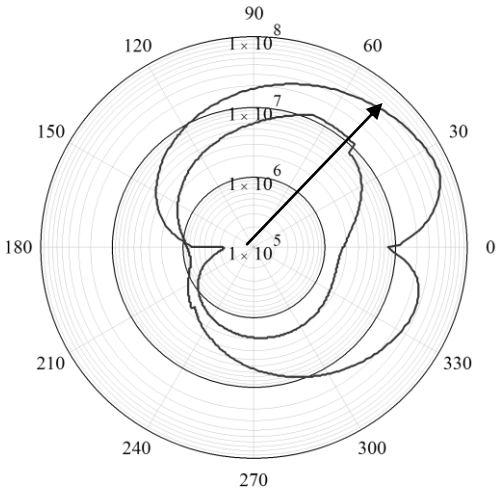


Рисунок 2 – Векторная диаграмма сил, действующих на бронзовую втулку вставки поршня

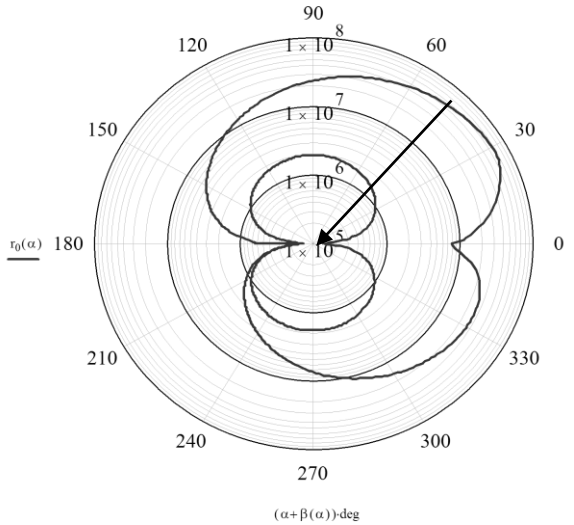


Рисунок 3 – Векторная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку

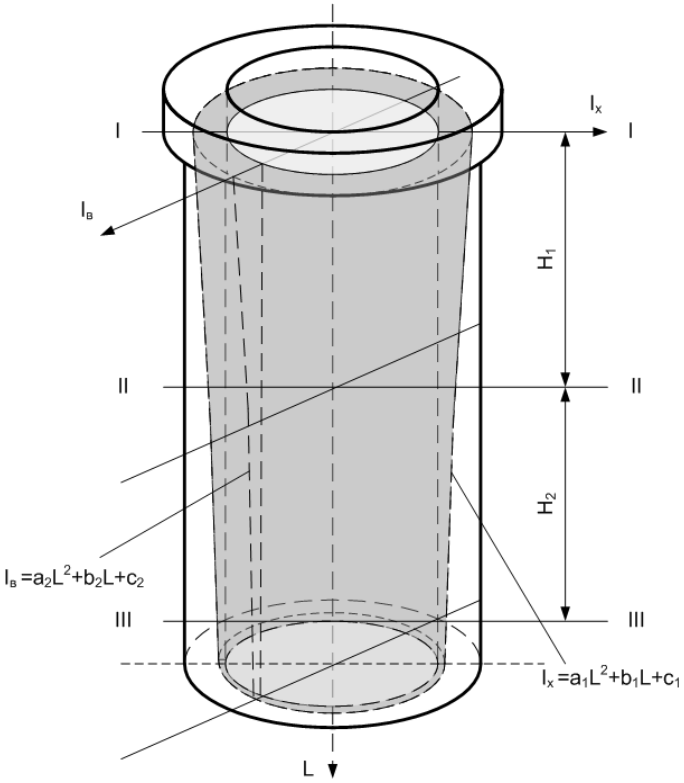


Рисунок 4 – Схема обмера и износ цилиндровой втулки

В результате обработки исходных данных установлены средние значения износа по местам обмера контролируемых деталей дизеля. По полученным средним значениям износа определены уравнения, описывающие характер и тип износа по длине рассматриваемой детали (таблица 1).

Наличие случайных факторов оказывает влияние на отклонение величины износа относительно ожидаемого значения. Для анализа и оценки геометрических характеристик изнашивания и обеспечения однородности массива данных параметры контролируемых деталей приводились к наработке 10^5 км. Следует заметить, что значения износа втулок различных дизелей (рисунок 5) в плоскостях «по ходу» и «по валу» имеют разницу, не превышающую 10 мкм.

Анализируя характер износа цилиндровых втулок дизеля Д49 (см. таблицу 1), можно сделать вывод о том, что износ в плоскости «по валу» происходит менее интенсивно, чем в плоскости «по ходу», т. е. в плоскости перекладки поршня, а действие газовых сил формирует максимальный износ в верхней мертвой точке положения поршня (ВМТ).

Таблица 1 – Результаты обмера цилиндровых втулок дизеля (мм·10^{-2})

Номер дизеля	Плоскость обмера	Обмер радиуса в плоскости			Уравнение
		I	II	III	
1066	X	4,46	3,28	2,41	$R_{(x)}$= -4E-9L^2 – 44,7E-6L+130,044
	B	4,43	2,81	1,56	$R_{(в)}$= -11E-9L^2 – 59,5E-6L+130,044
1862	X	4,51	3,15	2,06	$R_{(x)}$= -2E-8L^2 – 5E-5L+130,05
	B	4,21	2,68	1,37	$R_{(в)}$= -3E-8L^2 - 5E-5L+130,044
781	X	4,53	3,06	1,84	$R_{(x)}$= -21E-9L^2 – 4,8E-5L+130,047
	B	4,25	2,53	1,37	$R_{(в)}$= 8E-9L^2 – 6,9E-5L+130,045
208	X	4,51	3,18	2,15	$R_{(x)}$= -12E-9L^2 – 4,7E-5L+130,045
	B	4,15	2,65	1,41	$R_{(в)}$= -19E-9L^2 – 5,3E-5L+130,041
1685	X	4,53	3,28	2,31	$R_{(x)}$= -10E-9L^2 – 4,5E-5L+130,045
	B	4,28	2,71	1,53	$R_{(в)}$= -9E-9L^2 – 5,7E-5L+130,042

Примечание. L – высота ЦВ, мм.

Поршневой палец является осью качания шатуна в соединении с поршнем. Через поршневой палец передаются все силы, возникающие между поршнем и шатуном. К этим силам относятся сила инерции, возникающая при изменении направления движения поршня, сила давления сжимаемой в цилиндре двигателя воздушнотопливной смеси или воздуха в дизельном двигателе при сжатии и, главное, сила давления расширяющихся газов во время рабочего такта. С целью определения интенсивности и геометрии износа поршневых пальцев произведен обмер по схеме рисунка 6 по пяти дизелям.

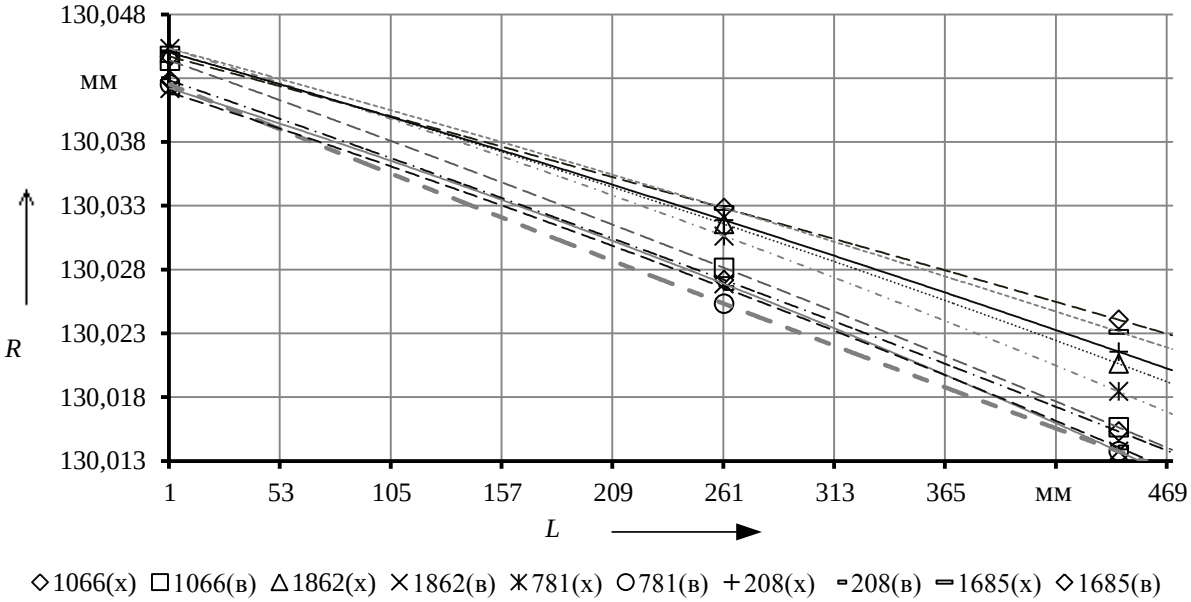


Рисунок 5 – Изменение среднего значения радиуса внутреннего диаметра втулки по ее высоте

Анализ полученных значений изнашивания по местам обмера показал, что отклонение в двух взаимно перпендикулярных плоскостях незначительны и следовательно, можно утверждать, что палец изнашивается равномерно. Данное утверждение следует из конструкторских особенностей поршневого пальца, так как конструкция "плавающего типа" предполагает непрерывный проворот поршневого пальца вокруг своей оси и, как следствие равномерное изнашивание по окружности. Что же касается геометрии изнашивания поршневого пальца по его длине, то в результате исследований установлено существенное различие величины дтаметра в поясах II и III от значений в поясах I и IV.

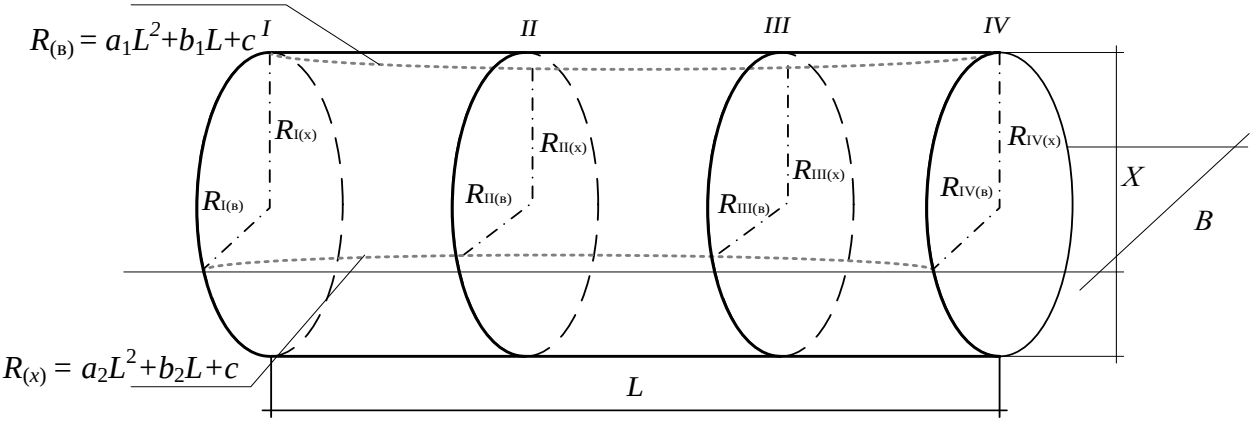


Рисунок 6 – Схема обмера и износа поршневого пальца

Характер геометрии износа всех рассматриваемых пальцев по длине идентичен и хорошо описывается уравнением второго порядка (таблица 2).

Подобные исследования проведены для всех контролируемых деталей ЦПГ и КШМ тепловозного дизеля типа Д49.

Для расчета объема металла, изношенного с цилиндровых втулок дизеля, и в дальнейшем значения концентрации продуктов износа в моторном масле предложены выражения.

Расчет изношенного объема металла с ЦВ в плоскости «по ходу»:

$$V_1 = \int_0^{Xv} \frac{[f(I_{(x)}) \cdot L - (Dn + Inx)]}{2} \frac{[f(I_{(v)})L - (Dn + Inv)]}{2} \pi \cdot dL, \qquad (1)$$

где Xv – длина отрезка износа втулки в плоскости «по валу», мм;

Dn – начальный внутренний диаметр втулки, мм;

Inx – начальный износ втулки в плоскости «по ходу», мм;

Inv – начальный износ втулки в плоскости «по валу», мм;

$f(I_{(x)})$ – функция изменения износа по длине втулки в плоскости «по ходу», мм;

$f(I_{(v)})$ – функция изменения износа по длине втулки в плоскости «по валу», мм.

Расчет изношенного объема металла с ЦВ в плоскости «по валу»:

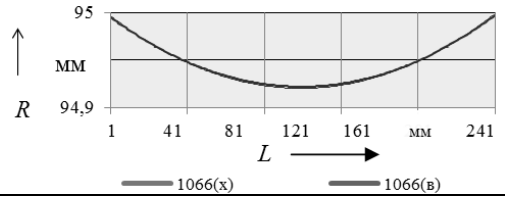
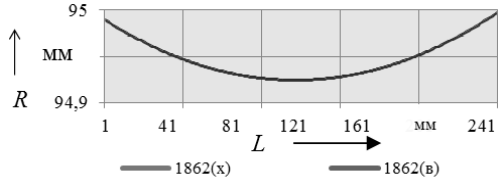
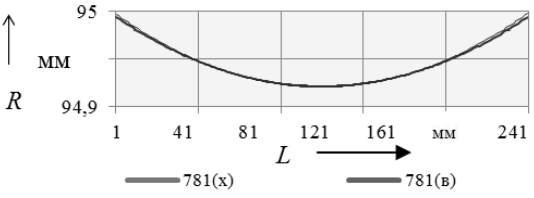
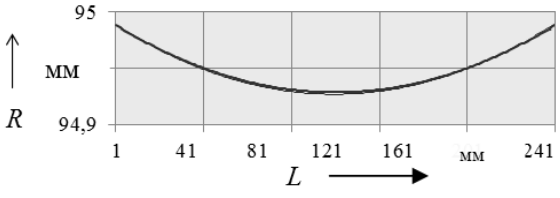
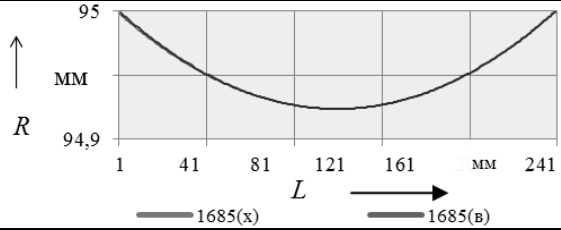
$$V_2 = \int_{Xv}^{Xx} \frac{[f(I_{(x)})L - (Dn + Inx)]}{2} \frac{[f(I_{(v)})L - (Dn + Inx)]}{2} \pi \cdot dL, \qquad (2)$$

где Xx – длина отрезка износа втулки в плоскости «по ходу», мм.

Суммарное значение изношенного металла с ЦВ:

$$V_S = V_1 + V_2 - \pi \frac{Dn^2}{4} Xx. \qquad (3)$$

Таблица 2 – Показатели износа поршневого пальца

Номер дизеля	Сторона обмера	R_I (мм·10^{-2})	R_{II} (мм·10^{-2})	R_{III} (мм·10^{-2})	R_{IV} (мм·10^{-2})	Описывающее уравнение	График износа
66	Х	1,781	3,718	3,718	1,751	$R_{(x)}$ = 4,92e-6 L^2 -1226e-6L+94,996	
	В	1,751	3,718	3,656	1,751	$R_{(в)}$ = 4,92e-6 L^2 – 122e-7L+94,996	
1862	Х	1,937	3,593	3,505	1,687	$R_{(x)}$ = 4,44e-6 L^2 – 108e-5L+94,989	
	В	1,875	3,468	3,468	1,593	$R_{(в)}$ = 4,44e-6 L^2 –108e-5L+94,991	
781	Х	1,781	3,625	3,625	1,812	$R_{(x)}$ = 4,68e-6 L^2 –117e-5L+94,995	
	В	1,718	3,656	3,656	1,736	$R_{(в)}$ = 4,96e-6 L^2 – 124e-5L+94,998	
208	Х	1,812	3,312	3,343	1,843	$R_{(x)}$ = 3,84e-6 L^2 – 96e-5L+94,989	
	В	1,843	3,406	3,406	1,843	$R_{(в)}$ = 4e-6 L^2 – 101e-5L+94,989	
1685	Х	1,593	3,531	3,506	1,593	$R_{(x)}$ = 4,92e-6 L^2 –123e-5L+95,001	
	В	1,656	3,531	3,506	1,593	$R_{(в)}$ = 4,84e-6 L^2 –121e-5L+94,998	

По предложенным уравнениям был рассчитан объем изношенного метала с цилиндровых втулок дизеля. Как показали результаты расчета, разница расчетного значения объема металла, изношенного с цилиндровых втулок каждого дизеля и приведенного к пробегу 10^5 км, составляет около 7 % (рисунок 7).

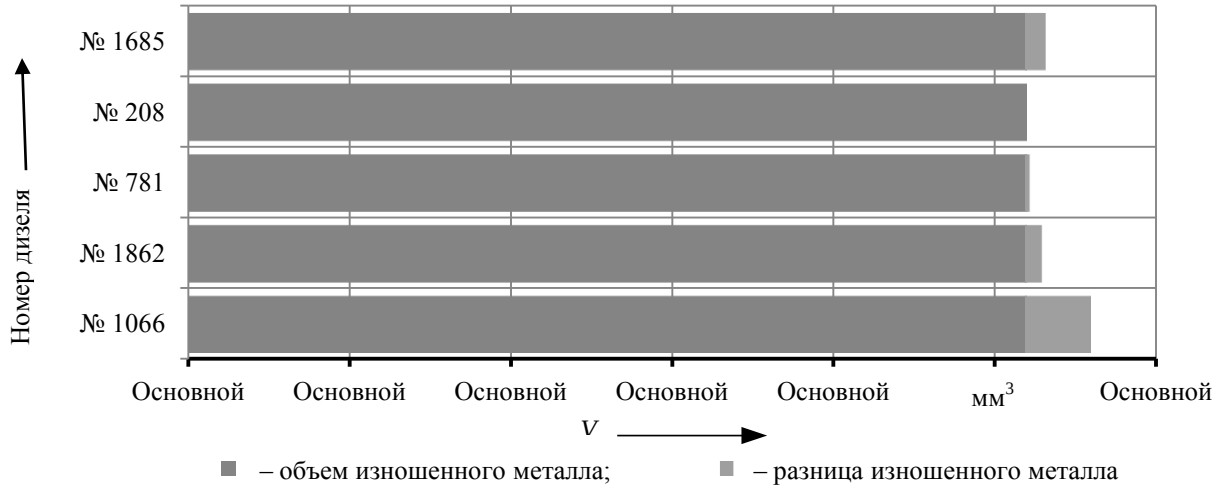


Рисунок 7 – Объем изношенного металла с цилиндровых втулок дизеля

За основу расчета изношенного металла рассмотрим формулу вычисления объема тела вращением:

$$V = \pi \int_b^a f^2(x)dx, \tag{4}$$

где a, b – пределы интегрирования;

$f^2(\mathrm{x})$ – функция, описывающая поверхность тела.

Преобразовав уравнение (4) к расчету объема поршневого пальца, получим:

$$V_{(I_i)} = \pi \int_0^l f^2(L_i)dL, \tag{5}$$

где L – длина пальца;

$f^2(L_i)$ – функция описывающая поверхность пальца после наработки.

Как говорилось ранее, поршневые пальцы дизеля Д49 относятся к типу плавающих, и по результатам обмера разница диаметра в двух перпендикулярных плоскостях не превышает сотой доли миллиметра, но для получения максимально точных вычислений этой разницей решено не пренебрегать. Объем металла, изношенного с поршневого пальца, рассчитывается как по плоскости «хода2» поршня, так и относительно «вала» дизеля поршня по формуле, мм^3:

$$V_{\text{общ}} = 2 \cdot V_{\text{нач}} - \sum_{i=1}^{n} V(I_i), \tag{6}$$

где $\sum_{i=1}^{n} V(I_i)$ – сумма объемов износа относительно «хода» поршня и «вала» дизеля, откуда начальный объем пальца до ввода в эксплуатацию

$$\mathrm{V}_{\text{нач}} = \pi \cdot r^2 \cdot L, \tag{7}$$

здесь L и R – длина и ражиус пальца.

Преобразовав уравнения (1) – (7), получили обобщенную формулу для расчета изношенного метала с поршневых пальцев дизеля после наработки локомотива:

$$V_{\text{общ}} = 520\pi \cdot r^2 - 2\pi \frac{\int_0^l ((f^2(L_{\text{X}})) + \int_0^l (f^2(L_{\text{B}})))dL}{2}, , \tag{8}$$

где $f(L_{\text{Х}})$ и $f(L_{\text{В}})$ – уравнения, характеризующие износ пальца «по ходу поршня» и «по валу».

Расчет объема изношенного металла с пальцев шатунов дизеля отображен на рисунке 8.

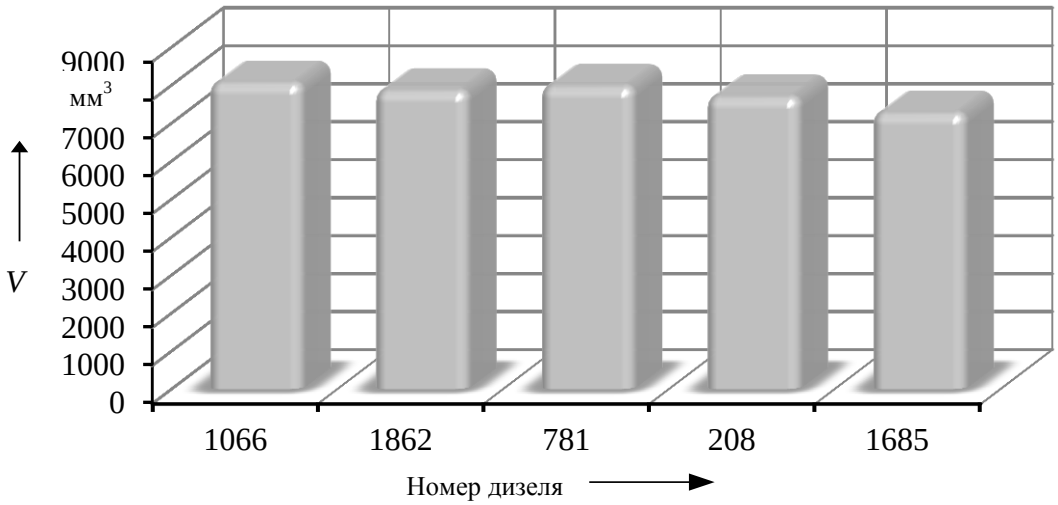


Рисунок 8 – Объем изношенного метала с поршневых пальцев дизеля

Так как все контролируемые детали дизеля имеют форму вала или цилиндра, то полученные выражения применимы для расчета объема металла, изношенного с деталей. Таким образом, в результате исследований установлены закономерности изнашивания контролируемых деталей по поясам и плоскостям обмера и предложены уравнения, позволяющие оценить объем металла, изношенного с деталей в процессе эксплуатации, что позволяет по значению концентрации продуктов износа в моторном масле безразборным способом оценить степень износа деталей.

Список литературы

1. Пушкарев, И. Ф. Контроль и оценка технического состояния тепловозов [Текст] / И. Ф. Пушкарев, Э. А. Пахомов. – М.: Транспорт, 1985. – 160 с.

2. Нестеренко, И. Ф. Исследование и разработка метода оценки технического состояния судового дизеля [Текст]: Автореф дис … канд. техн. наук / И. Ф. Нестеренко, 1972. – 24 с.

4. Чанкин, В. В. Спектральный анализ масел в транспортных двигателях и методы контроля их состояния без разборки [Текст] / В. В. Чанкин. – М., 1967. – 84 с.

УДК 629.488

Ю. А. Петухов, Е. И. Сковородников, Д. Э. Тиссен

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ КОНТРОЛЯ РАСХОДА ТОПЛИВА НА МАНЕВРОВЫЕ И ХОЗЯЙСТВЕННЫЕ РАБОТЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БОРТОВЫХ СИСТЕМ

В статье предложен метод контроля расхода топлива на маневровые и хозяйственные работы с использованием бортовых систем. Получены первые результаты по оценке эффективности использования данного метода в ходе эксперимента на станции Омск – Пассажирский.

Стратегия ОАО «РЖД» на перспективу до 2030 года направлена на снижение удельных затрат топливно-энергетических ресурсов при обеспечении перевозочного процесса.

В настоящее время норму расхода топлива на маневровую работу устанавливают опыт-

ным путем с учетом выполнения задаваемых объемов перевозочной работы. В соответствии с «Инструкцией по техническому нормированию расхода электрической энергии и топлива на тягу поездов» для установления норм дизельного топлива проводятся опытные поездки на исправном локомотиве под управлением квалифицированных машинистов. Учитывая изношенность парка тепловозов, определить норму расхода дизельного топлива для всех тепловозов достаточно сложно. Для расчета норм расхода топлива на маневровую работу путем опытных поездок определяют часовой расход топлива при данных температурных условиях и величине выполненной перевозочной работы. Норму расхода топлива на простой локомотива в рабочем состоянии устанавливают на один час простоя локомотива.

Действующая в локомотивных депо система учета расхода топлива маневровыми тепловозами имеет ряд недостатков, и не исключается возможность влияния человеческого фактора – ошибки по невнимательности при замерах уровня топлива, обман в корыстных целях и др.

При определении израсходованного за смену топлива используется значение его плотности, измеряемое на складе топлива работниками химической лаборатории два раза в сутки. При этом машинист в период до следующей экипировки использует для расчета массы топлива значение плотности по данным на дату последней экипировки. В связи с суточными колебаниями температуры, а также из-за влияния подогрева топлива значение его плотности, принятое для расчетов, может значительно отличаться от фактического. С этим связана дополнительная погрешность в определении массы израсходованного топлива. Отметим, что практически не учитывается плотность остатка топлива в баке перед экипировкой – она может значительно отличаться от плотности топлива, заливаемого в бак, так как плотность дизельного топлива, применяемого на российских железных дорогах, изменяется в широких пределах.

Учет расхода топлива тепловозами выполняется в группах учета локомотивных депо, в которых данные маршрутов машиниста переводятся в электронный вид для последующей их обработки в дорожных информационных системах. Таким образом, до перевода данных в электронный вид на величину фактического расчета топлива влияет «человеческий фактор».

Эффективный контроль за расходом топлива невозможен без объективного нормирования. Показатели работы при существующей неравномерности загрузки локомотивов по различным сменам и в течение смены существенно отличаются. При этом определение норм и их корректировка для разных видов работы носят во многом приближенный характер.

Тепловозы, выполняющие большой объем работы, часто находятся в «пережоге», а простой тепловозов представляется в виде экономии топлива. В связи с этим вопросы достоверного учета, анализа, нормирования и контроля расхода топлива маневровыми тепловозами являются актуальными, и одним из важнейших направлений решения задачи экономии топлива маневровыми тепловозами служит автоматизация этих процессов.

Установленные на тепловозах бортовые системы учета расхода дизельного топлива (далее – бортовые системы) определяют работу дизель-генераторной установки (ДГУ) тепловоза по параметрам мощности тягового генератора с записью на съемные элементы памяти, после чего данные передаются для последующей автоматизированной расшифровки в стационарную подсистему обработки АРМ «Борт» [1, 2]. Анализ информации, полученной с бортовых систем, используется при техническом нормировании расхода дизельного топлива по участкам маневровых работ тепловозов. Для этого разработано приложение информационной программы АРМ «Борт» АРМ «Борт-нормирование».

Программа АРМ «Борт-нормирование» предназначена для контроля работы тепловозного парка и технического нормирования расхода дизельного топлива тепловозами при выполнении маневровой работы. По данным с бортовых систем и введенным в программу координатам участков работы локомотивов, а также по информации об их удельных расходах оператор видит картину выполненной работы и расхода дизельного топлива и может осуществлять планирование.

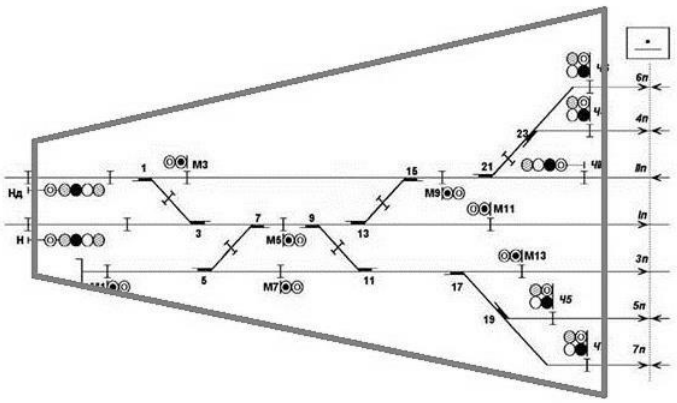


Рисунок 1 – Схема однониточного плана участка станции

В программе сформирован файл базы данных координат полигонов станций для автоматического определения местонахождения тепловоза и дальнейшего автоматизированного нормирования. Сбор информации для формирования исходного файла базы данных координат о географическом положении участков работ маневровых локомотивов осуществляется по разработанной методике задания полигонов станций.

Для определения координат участков работ тепловозов используются однониточные планы станции (рисунок 1), на которых машинист-инструктор обозначает границы участков работ с присвоением каждому участку своего номера.

Границами участка являются входные и выходные светофоры для крупных станций, где есть несколько маневровых районов (участков).

Алгоритм расчета, заложенный в программе АРМ «Борт-нормирование», включает в себя математические операции определения расхода дизельного топлива, необходимого для выполнения определенного объема работы ДГУ и последующего сравнения с фактическим расходом по данным с бортовой системы.

Фактический расход дизельного топлива измеряется датчиками уровня топлива АПК «Борт», относящимися к топливоизмерительной подсистеме комплекса.

С целью исключения дополнительных погрешностей измерения количества топлива в ходе эксплуатации (топливо в баке при движении колеблется вследствие ускорений, торможений и т. п.) измерительная часть этих частей датчиков помещается внутрь топливного бака. Место расположения этих частей датчиков максимально приближено к топливным рейкам, и расположены они по диагонали, что позволяет рассчитать средний уровень топлива в баке независимо от профиля пути.

Расчетный расход дизельного топлива за смену определяется программой-обработчиком как сумма расхода дизельного топлива в тяги и расхода на холостом ходу [3]:

$$M_{\text{расч}} = M_{\text{тяг}} + M_{\text{хх}} \quad (1)$$

где $M_{\text{расч}}$ – общий расчетный расход дизельного топлива за смену, кг;

$M_{\text{тяг}}$ – расчетный расход дизельного топлива в режиме тяги за смену, кг;

$M_{\text{х.х}}$ – расчетный расход дизельного топлива в режиме холостого хода за смену, кг.

Расчет расхода дизельного топлива в режиме тяге от времени выполненной работы и удельного расхода топлива (кг/кВт·ч) на интервалах реализуемой мощности дизель-генераторной установкой выполняется по выражению:

$$M_{\text{тяг}} = M_{\text{тяг}}^{(1)} + M_{\text{тяг}}^{(2)} + \ldots + M_{\text{тяг}}^{(n)}, \quad (2)$$

где $M_{\text{тяг}}^{(n)}$ – расход дизельного топлива в режиме тяге на n-м интервале реализуемой мощности ДГУ, кг;

n – количество интервалов.

На каждом n-м интервале реализуемой мощности определяется

$$M_{\text{тяг}}^{(n)} = Q_{\text{тяг}}^{(n)} \cdot A_{\text{тяг}}^{(n)} \cdot K_i, \quad (3)$$

где $Q_{\text{тяг}}^{(n)}$ – удельный расход в режиме тяги на n-м интервале реализуемой мощности ДГУ, кг/(кВт·ч);

$A_{\text{тяг}}^{(n)}$ – работа, выполненная на n-м интервале реализуемой мощности ДГУ, кВт·ч;

K_i – поправочный коэффициент, учитывающий влияние температуры окружающего воздуха на величину удельного расхода дизельного топлива.

Расход дизельного топлива в режиме холостого хода за смену

$$M_{\text{х.х}} = Q_{\text{час}} \cdot T_{\text{х.х}} \cdot K_i, \quad (4)$$

где $Q_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива на холостом ходу ДГУ, кг/ч;

$T_{\text{х.х}}$ – время работы ДГУ на холостом ходу, ч.

Перерасход или экономия дизельного топлива оценивается в результате сравнения фактического расхода дизельного топлива, определяемого бортовыми системами, с расчетным:

$$\Delta = M_{\text{факт}} - M_{\text{расч}}, \quad (5)$$

где Δ – экономия или перерасход дизельного топлива, кг;

$M_{\text{факт}}$ – фактический расход топлива, определенный АПК «Борт».

Количество интервалов реализуемой мощности ДГУ маневрового тепловоза ТЭМ2 для дизеля ПД1М принимаем равным восьми интервалам в соответствии с количеством позиций контроллера машиниста.

Удельный расход дизельного топлива в тяге на каждом интервале реализуемой мощности определяется по техническим характеристикам ДГУ и установленному нормативными документами для данной серии тепловозов удельному расходу (кг/кВт·ч) на интервалах реализуемой мощности. Значения удельного расхода дизельного топлива в режиме тяги и часового расхода дизельного топлива на холостом ходу вводятся в программу АРМ «Борт-нормирование» с учетом поправочного температурного коэффициента (таблица 1).

Таблица 1 – Величина температурного коэффициента

Температура, °С	K_i	Температура, °С	K_i
-60	1,205	0	1,075
-55	1,2	+5	1,050
-50	1,199	+10	1,025
-45	1,195	+15	1,0
-40	1,193	+20	0,975
-35	1,190	+25	0,950
-30	1,187	+30	0,941
-25	1,184	+35	0,938
-20	1,175	+40	0,935
-15	1,15	+45	0,932
-10	1,125	+50	0,929
-5	1,1	-	-

Первые результаты по оценке эффективности использования программы АРМ «Борт-нормирование» в условиях эксплуатации получили в Омском локомотивном эксплуатационном депо в ходе проведения эксперимента, описанного в газете «Гудок» от 26 июня 2012 г. в статье «Недооцененный эффект».

В ходе эксперимента на станции Омск-Пассажирский комиссией были проведены три контрольных поездки на тепловозе ТЭМ-2 7481 в обычном режиме работы локомотива и одна контрольная поездка в режиме завышенного расхода дизельного топлива.

Получение завышенного расхода дизельного топлива было произведено при подключении в топливную систему тепловоза дополнительного патрубка, настроенного на объем

наполнения емкости 30 л за 9 ч работы локомотива (имитация несанкционированного слива дизельного топлива в режиме работы локомотива под нагрузкой).

Наполнение емкости производилось в период работы локомотива при нагрузке и на холостом ходу в течение всей смены.

Перед проведением эксперимента проверено теплотехническое состояние ДГУ тепловоза. Удельный расход топлива тепловоза – в пределах нормы.

Анализ первых трех контрольных поездок показал, что расчетный расход дизельного топлива исправным тепловозом отличается от фактического расхода на 2,5 %. Данные о поездке обрабатывались информационной программой АРМ «Борт-нормирование».

В ходе четвертой поездки произведен слив топлива в количестве 30 л в течение смены. Программа АРМ «Борт-нормирование» после расшифровки и обработки полученных данных показала перерасход за смену 29 л дизельного топлива (температура топлива $T_{\text{топ}} = 35\,^{\circ}\text{C}$ и плотность топлива $\rho = 839\,\text{кг/м}^3$). Относительная погрешность составила 3,3 %.

Данные результата эксперимента, сформированного программой АРМ «Борт-нормирование» о расходе дизельного топлива на тепловозе ТЭМ-2 №7481, представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты эксперимента о расходе дизельного топлива на тепловозе ТЭМ-2 №7481

Номер контрольной поездки	Машинист	Начало смены	Конец смены	Выполненная работа, кВт·ч	Расход, кг	Норма, кг	-Э/+П, кг	Пробег, км
1	Паньшин Роман Витальевич	27.03.2012 15:54	28.03.2012 3:51	176,4	116	119	-3	28,2
2	Абель Карл Вильгельмович	28.03.2012 15:47	29.03.2012 3:44	118,1	117	117,4	-0,4	17,8
3	Бурмистров Игорь Владимирович	29.03.2012 3:46	29.03.2012 15:58	80,2	81	81,6	-0,6	13,7
4	Паньшин Роман Витальевич	30.03.2012 4:14	30.03.2012 15:00	100,5	113	88,6	24,4	16

По результатам экспериментального исследования комиссией были приняты следующие решения.

1. Признать результаты эксперимента достоверными и использовать их в режиме опытной эксплуатации методики нормирования на Западно-Сибирской железной дороге.

2. Принимать решение по завышенному расходу дизельного топлива о качестве настройки ДГУ тепловоза и контроля его несанкционированного слива.

Проведенный эксперимент доказывает необходимость внедрения системы учета расхода дизельного топлива, используемой в программе АРМ «Борт-нормирование». В целях совершенствования системы нормирования и контроля расхода дизельного топлива локомотивами на Западно-Сибирской железной дороге выпущено распоряжение от 3 декабря 2012 г. № 1341/р «О проведении опытной эксплуатации Методики технического нормирования расхода дизельного топлива на маневровую работу», используемой в программе АРМ «Борт-нормирование».

Совершенствование методов контроля расхода топлива на маневровые и хозяйственные работы с использованием бортовых систем на Западно-Сибирской железной дороге позволит осуществить следующее.

1. Максимально приблизить норму расхода дизельного топлива к техническим параметрам расхода ДГУ локомотива.

2. Автоматизировать систему технического нормирования и исключить погрешность при замерах уровня топлива, ошибки при заполнении маршрута машиниста и его обработке операторами и т. д.

3. Выявить несанкционированный слив дизельного топлива не только на холостом ходу, но и в режиме тяги.

4. Определять загрузку локомотивов на участках работ по фактическому пробегу и выполненной ДГУ работе.

5. Принимать решение о качестве настройки ДГУ тепловоза по завышенному расходу дизельного топлива.

Список литературы

1. Головаш, А. Н. Использование бортовых систем в эксплуатации и ремонте тепловозов [Текст] / А. Н. Головаш, С. М. Кузнецов, Д. Э. Тиссен // Энергосбережение в теплоэлектроэнергетике и теплоэлектротехнологиях: Материалы междунар. науч.-практ. конф. / Омский гос. техн. ун-т. – Омск, 2010. – С. 148 – 152.

2. Головаш, А. Н. Опыт использования бортовых систем [Текст] / А. Н. Головаш, В. М. Бочаров, С. М. Кузнецов // Железнодорожный транспорт. – 2009. – № 2. – С. 38 – 39.

3. Кузнецов, С. М. Использование бортовых систем при техническом нормировании расхода дизельного топлива [Текст] / С. М. Кузнецов, С. Н. Волошин, Ю. А. Петухов // Инновации для транспорта: Сб. науч. статей с междунар. участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – Ч. 3. –С. 66 – 70.

УДК 621.336.2

О. А. Сидоров, А. Н. Смердин, М. В. Емельянов

РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОГО ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ТОКОПРИЕМНИКА ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА ОСНОВЕ БАЗОВОЙ КОНСТРУКЦИИ Т(Л)А1-УКС.160

В статье рассмотрена конструкция универсального измерительного токоприемника, предназначенного для получения при проведении испытательных поездок наборов точных и адекватных данных о качестве токосъема за счет возможности моделирования параметров и характеристик перспективных отечественных и зарубежных токоприемников, устанавливаемых на современном электроподвижном составе.

Представлены результаты его апробации на Западно-Сибирской железной дороге.

Проведение экспериментальных поездок по действующим электрифицированным линиям железных дорог для определения динамических параметров взаимодействия токоприемников электроподвижного состава (ЭПС) с контактными подвесками связано с преодолением ряда трудностей, обусловленных в первую очередь особенностями применяемых средств измерений и точностью настройки их параметров [1, 2].

В России в настоящее время качество токосъема оценивается с помощью специальных измерительных токоприемников (ИТ), входящих в состав оборудования испытательного подвижного состава.

Широкое распространение получили ИТ, выполненные на базе Л-13У. Они устанавливаются на вагонах-лабораториях ВИКС ЦЭ, диагностических комплексах АДК-И «ЭРА» и «Интеграл».

На рисунке 1 представлен измерительный токоприемник электроподвижного состава, выполненный на базе Л-13У, а на рисунке 2 – измерительный полоз токоприемника с установленными датчиками.

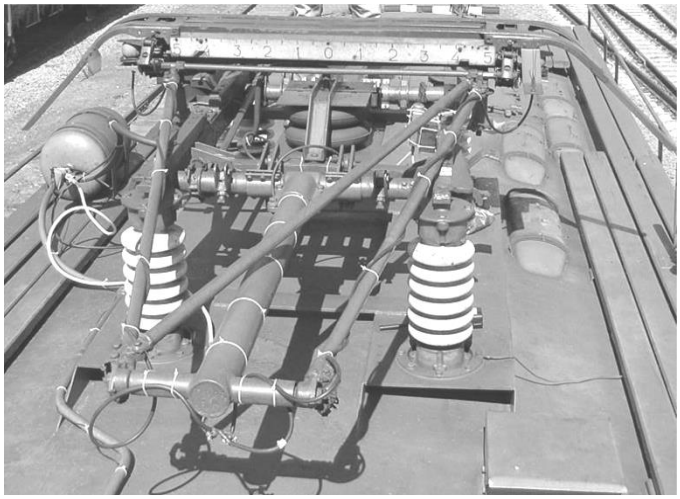


Рисунок 1 – Измерительный токоприемник на базе Л-13У

Рисунок 2 – Измерительный полоз токоприемника

С помощью таких ИТ регулярно проводятся испытательные поездки для оценки качества токосъема по действующим электрифицированным линиям железных дорог с различными скоростями движения, типами эксплуатируемого подвижного состава и контактных подвесок [3, 4]. При этом контролируются следующие параметры взаимодействия в системе «токоприемник – контактная подвеска»:

сила нажатия токоприемника на контактный провод в пределах 40 – 400 Н с погрешностью не более ± 5 % (датчики нажатия расположены под специальным измерительным полозом);

вертикальные ускорения для учета массы полоза токоприемника при измерениях нажатия (два акселерометра по краям полоза) и ускорения в горизонтальной плоскости для регистрации ударов и подбоев (один акселерометр в середине полоза);

подхваты отходящих ветвей дополнительных фиксаторов (контактные датчики с двумя разновысокими гибкими касателями);

уровень напряжения в контактной сети.

Недостатками в работе ИТ на базе Л-13У являются неспособность передачи электроэнергии к двигателям и оборудованию экспериментального подвижного состава во время движения или стоянки и отсутствие способов валидации технических характеристик под особенности того токоприемника, для которого и проходит цикл испытательных поездок.

С внедрением в России высокоскоростного движения на железных дорогах применяется новый подвижной состав, в том числе и зарубежный, созданный по современным технологиям с использованием высокотехнологичного оборудования и перспективных токосъемных устройств.

Электровозы и электропоезда оснащаются токоприемниками, выполненными в соответствии с европейскими нормами и техническими спецификациями и отличающимися от измерительных на базе Л-13У конструкцией, массогабаритными параметрами, кинематическими схемами, особенностями работы и характеристиками (таблица 1).

Поэтому говорить об адекватности получаемых с помощью существующих отечественных измерительных комплексов данных о качестве токосъема реальной картине взаимодействия в системе «токоприемник – контактная подвеска» не приходится, особенно при высокоскоростном движении.

Наиболее развитыми зарубежными скоростными токоприемниками, применяемыми в России, являются SSS 87, SBS-2T (Siemens AG), AX, CX (Faiveley Transport).

Таблица 1 – Сравнение характеристик наиболее развитых зарубежных токоприемников электроподвижного состава с характеристиками токоприемника на базе Л-13У

Наименование параметра	Тип токоприемника			
	Л-13У	SSS87	SBS2T	CX
Напряжение, В	3000	3000	3000	3000
Допустимый длительный ток при движении, А	500	до 2200	до 4000	до 2500
Скорость движения, км/ч	140	250	200	250
Максимальная высота подъема, мм	2100	2500	2500	2600
Рабочая высота, мм:				
минимальная	400	300	300	300
максимальная	1900	2400	2400	2500
Сила статического нажатия, Н	60 ÷ 160	60 ÷ 150	60 ÷ 150	55-155
Масса, кг	290	135	120	130
Приведенная масса, кг	35	34	34	33

Для получения более точных результатов взаимодействия токосъемных устройств на участке железнодорожной линии необходимо проводить испытательные поездки для конкретного подвижного состава, учитывая следующие особенности [5]:

– тип токоприемника;

– скоростные режимы движения на перегоне;

– тип контактной подвески;

– климатические особенности участка.

Изготовление из каждого существующего штатного токоприемника ЭПС измерительного и привлечение для осуществления экспериментов подвижного состава, участвующего в коммерческих перевозках – невыгодные мероприятия, требующие огромного количества времени и денежных затрат.

Таким образом, для испытательных поездок по определению качества токосъема необходимо универсальное диагностическое средство с возможностью реализации характеристик любых известных перспективных токоприемников ЭПС.

При проектировании и разработке такого средства диагностики важно правильно выбрать модель «донора» (базового проекта), так как от первоначальных характеристик, заложенных в проект, будут зависеть возможные диапазоны регулировки, настройки и подбора параметров создаваемого измерительного токоприемника, которые должны отличаться от требований ГОСТа [6] не менее чем на 30 % в сторону улучшения.

В Омском государственном университете путей сообщения на кафедре «Электроснабжение железнодорожного транспорта» на основе базовой модели асимметричного скоростного токоприемника Т(Л)А1-УКС.160 (рисунок 3), созданного в рамках проекта «Разработка и организация высокотехнологичного производства нового магистрального токоприемника для применения на линиях с модернизированной инфраструктурой системы токосъема» в соответствии с договором № 151/10 от 12 июля 2010 г., выполняемого при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, был разработан универсальный измерительный токоприемник (УИТ) (рисунок 4) [7].

По мере необходимости после незначительных изменений в конструкции УИТа его можно устанавливать взамен штатного токоприемника на любой экспериментальный подвижной состав и с его помощью моделировать характеристики любого перспективного скоростного (высокоскоростного) токоприемника и получать весомый набор данных о качестве процесса токосъема [8, 9], в который входят такие параметры, как

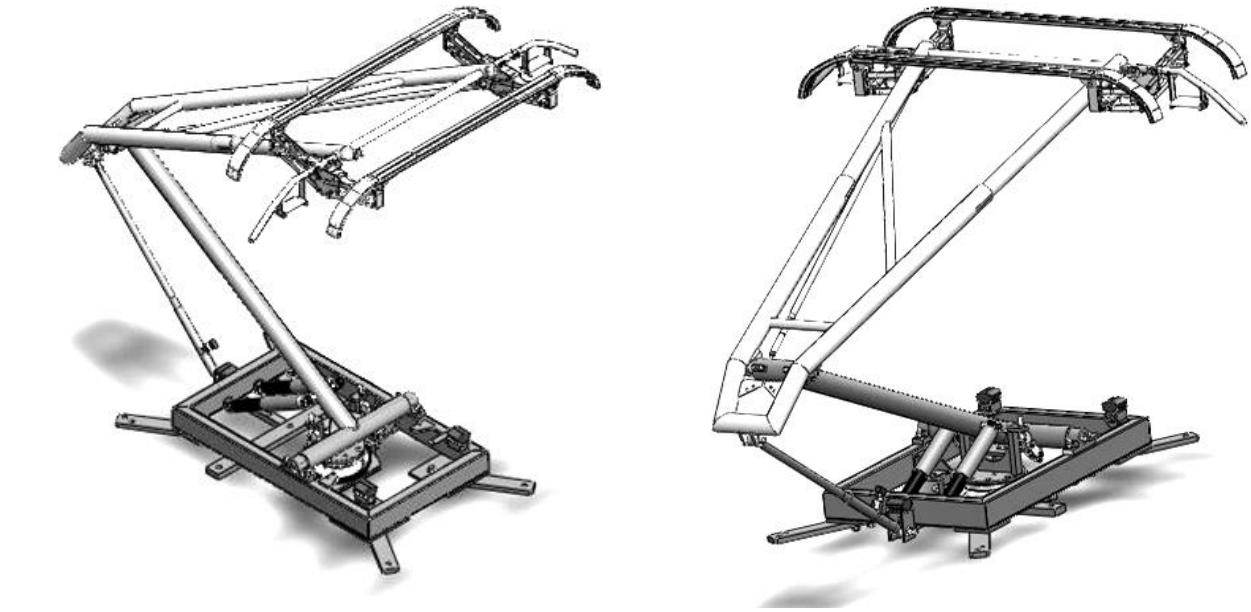
а) величина нажатия токоприемника на контактный провод, до 50 даН;

б) ускорения вертикальных, горизонтальных продольных и поперечных перемещений и крутильных колебаний полоза токоприемника, от –5g до +5g;

в) аэродинамическая подъемная сила, действующая на токоприемник;

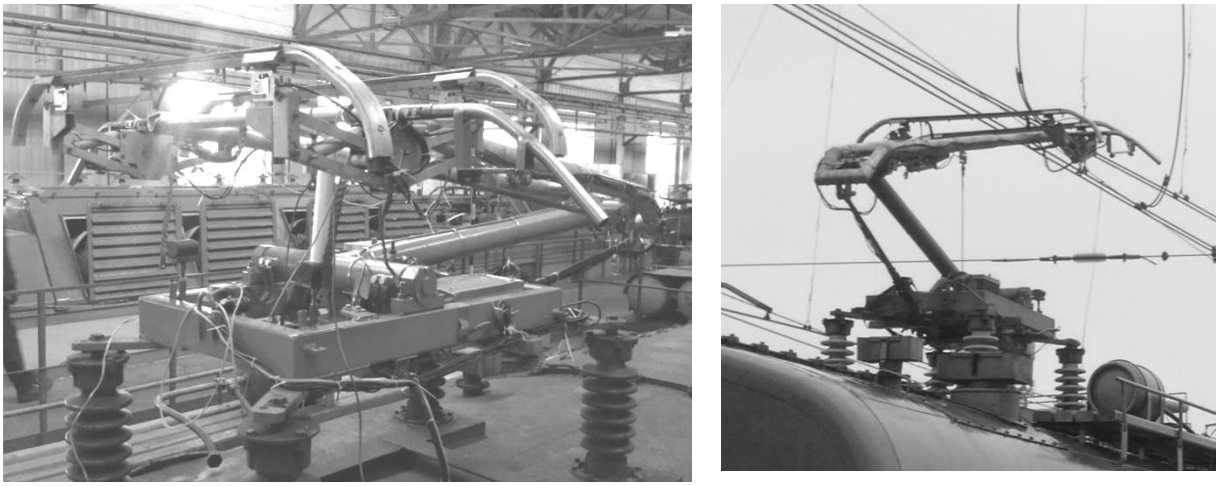
г) ток, протекающий по токоприемнику, до 2000 А;

д) температура контактных пластин полоза токоприемника, от –40 до +600 °С.



а б

Рисунок 3 – Базовая модель токоприемника Т(Л)А1-УКС.160



а б

Рисунок 4 – Внешний вид универсального измерительного токоприемника

УИТ имеет блочно-модульную конструкцию, выполненную с применением легких и прочных материалов повышенной коррозионной стойкости. Все быстроизнашивающиеся в процессе проведения экспериментов детали можно легко заменить в деповских или полевых условиях, поднявшись на крышу экспериментального ЭПС.

Конструктивное исполнение входящих в УИТ устройств и систем обеспечивает удобство эксплуатации, возможность ремонта и свободного доступа ко всем элементам, узлам и блокам, требующим регулирования или замены при проведении испытательных поездок.

Основание УИТа (рисунок 5) представляет собой прямоугольник с приваренными к нему кронштейнами 1, изменяющими свое расположение для установки на крыше любого экспериментального подвижного состава, и крепежными планками 2 для присоединения узлов и элементов токоприемника.

УИТ по исполнению схемы системы подвижных рам (СПР) представляет собой асимметричный полупантограф.

Конструктивное исполнение СПР полностью определяет такие характеристики измерительного токоприемника, как

– продольная и поперечная жесткость;
– статическая характеристика;
– приведенная масса;
– весовая характеристика;
– аэродинамическая характеристика;
– характеристика опускающей и удерживающей сил;
– частотная характеристика.

Поэтому при разработке УИТа конструкции СПР уделялось особое внимание.

СПР УИТ по сравнению с существующими токоприемниками ЭПС имеет уменьшенную массу, повышенные за счет применения титановых сплавов и углеродных композитов прочность и жесткость и состоит из следующих основных элементов (рисунок 6): верхние и нижние рычаги и штанги 1 – 4, поводок 5, диагональная распорка 6, верхний вал 7 и рог 8.

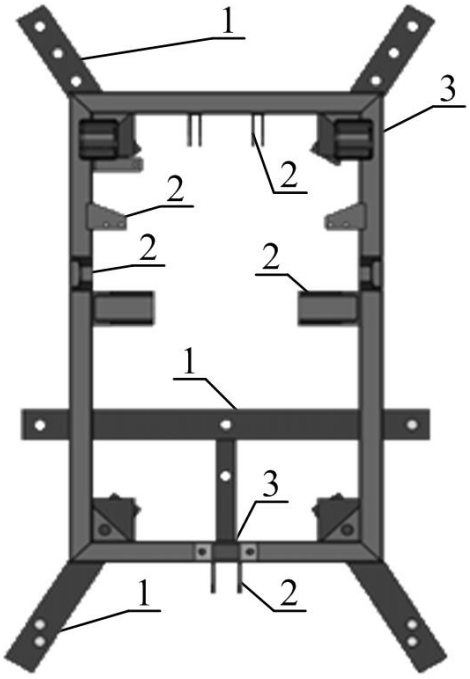


Рисунок 5 – Основание универсального измерительного токоприемника: 1 – кронштейн; 2 – крепежная планка; 3 – резиновая подушка

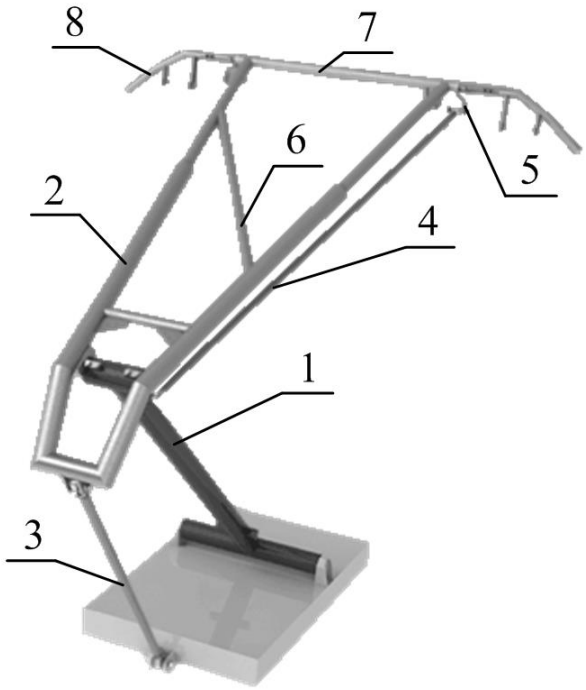


Рисунок 6 – СПР универсального измерительного токоприемника: 1,2 – нижний и верхний рычаги; 3, 4 – нижняя и верхняя штанги; 5 – поводок; 6 – диагональная распорка; 7 – верхний вал; 8 – рог

Шарниры СПР УИТа выполнены с использованием современных подшипников качения и скольжения со специальной консистентной смазкой. В случае необходимости трущиеся части узлов токоприемника можно смазывать без разборки через специальные технологические отверстия, закрытые пресс-масленками.

В СПР УИТа верхний рычаг 2 шарнирно сопряжен с нижним рычагом 1 и с нижней штангой 3. Верхняя штанга 4 и поводок 5 обеспечивают постоянный угол поворота верхнего вала 7, на котором закреплены два рога 8, находящихся в вертикальном положении на рабочем диапазоне высот токоприемника. Горизонтальная распорка 6 служит для обеспечения требуемой поперечной жесткости УИТа.

Подбор и настройка параметров УИТа, соответствующих перспективным токоприемникам, осуществляется за счет изменения длины штанг и рычагов, применения специальных настроечных полуколец, телескопических конструкций. При этом изменяются кинематическая схема СПР УИТа, масса его элементов, центры масс и моменты инерции [10].

Штанги УИТа представляют собой талрепы с шарнирными головками (рисунок 7), при откручивании либо закручивании которых изменяются размеры штанги. При этом достигается регулировка длины нижней штанги в диапазоне 1100 ± 100 мм, а верхней – 1800 ± 50 мм. Такие изменения охватывают весь диапазон регулировок существующих перспективных токоприемников ЭПС.

Однако при настройке длины нижней штанги необходимо применение специальной конструкции (рисунок 8), способной изменять точки крепления шарнира нижней штанги к верхнему рычагу.

Рисунок 7 – Резьбовое соединение шарнирной головки со штангой

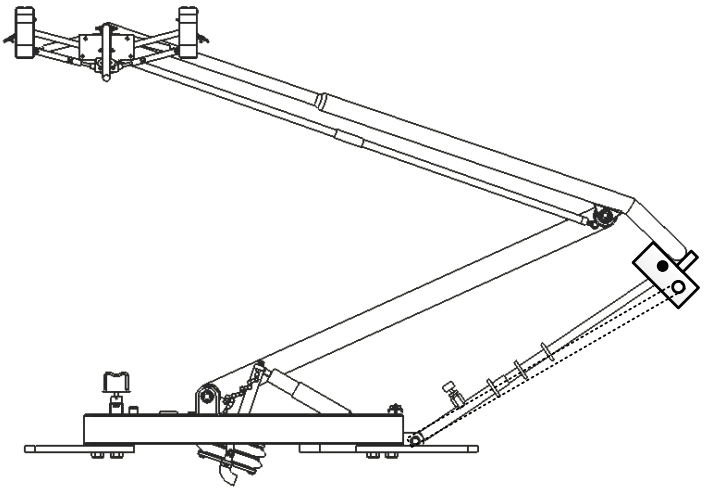


Рисунок 8 – Конструкция для крепления нижней штанги к верхнему рычагу

Из существующего набора настроечных полуколец можно выбрать пару и, объединив их в кольцо, закрепить любом рычаге или на любой штанге. Таким образом, можно изменять массу элементов СПР УИТа, центры масс и, соответственно, моменты инерции.

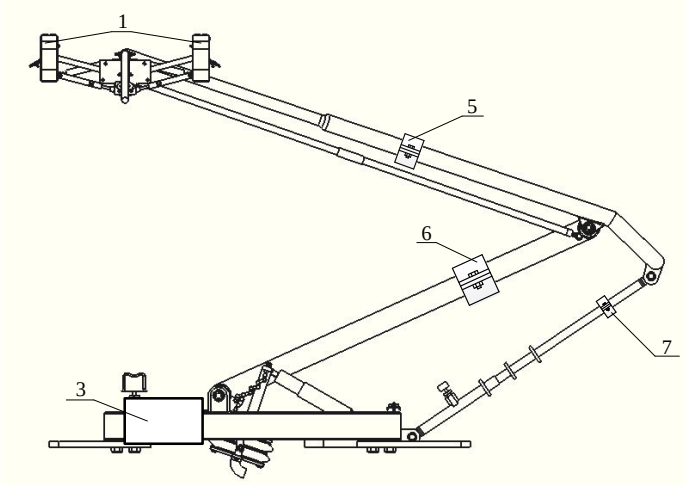


Рисунок 9 – Крепление настроечных колец

Схема крепления настроечных колец представлена на рисунке 9.

Для изменения сил трения в СПР УИТа можно регулировать затяжку болтовых соединений шарниров крепления элементов между собой, тем самым подбирать нужные для испытательных поездок характеристики.

Подъемно-опускающий механизм УИТа (рисунок 10) выполнен с использованием резинокордной оболочки, звеньевой передачи и эксцентриков, обеспечивающих постоянство силы нажатия токоприемника на контактный провод в диапазоне рабочих высот.

Резинокордная оболочка 2 (РКО) установлена вертикально (см. рисунок 10). Она шарнирно закреплена своим неподвижным основанием 1 между двумя поддерживающими уголками, приваренными к длинным сторонам рамы УИТа. Подвижное основание 3 РКО посредством звеньевой передачи 4 соединено с эксцентриком 5, расположенным на нижнем рычаге 6. При подаче воздуха в РКО происходит пе-

ремещение подвижного основания, за счет чего усилие через звеньевую передачу и эксцентрик передается на нижний рычаг СПР УИТа, обеспечивая его подъем. Для опускания УИТа полость РКО сообщается с атмосферой, давление в ней снижается, и токоприемник опускается под действием собственной силы тяжести.

Набором аэродинамических крыльев, устанавливаемых на каретки токоприемника и верхний шарнир, можно добиться требуемой аэродинамической характеристики токоприемника, существенно влияющей на динамику взаимодействия токоприемника и контактной подвески при высоких скоростях движения.

В таблице 2 приведены параметры универсального измерительного токоприемника ЭПС.

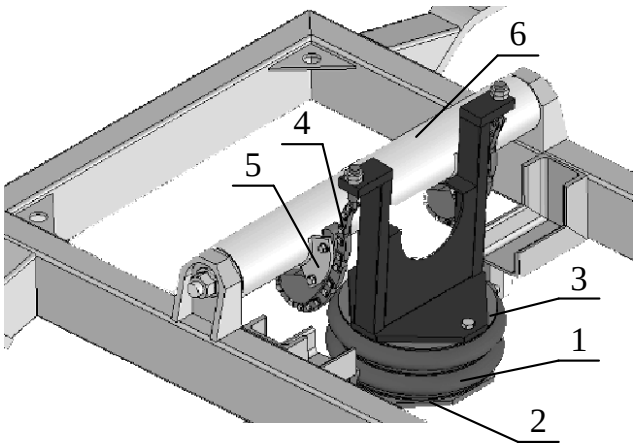


Рисунок 10 – Подъемно-опускающий механизм: : 1 – резинокордная оболочка;
2, 3 – неподвижное и подвижное основания; 4 – звеньевая передача;
5 – эксцентрик; 6 – нижний рычаг

Таблица 2 – Параметры универсального измерительного токоприемника

Наименование показателя	Значение показателя	
	постоянный ток	переменный ток
Нажатие:		
наименьшее активное, Н, не менее	90	70
наибольшее пассивное, Н, не более	130	110
Разница между наибольшим и наименьшим нажатиями при одностороннем движении токоприемника, Н, не более	10	10
Двойная величина трения в шарнирах, приведенная к контактной поверхности полозов, Н, не более	15	10
Опускающее усилие, Н, не менее	200	120
Удерживающее усилие, Н, не менее	200	120
Время подъема, с, не более	10	10
Время опускания, с, не более	6	6
Поперечная жесткость, Н/мм, не менее	17	17
Продольная жесткость, Н/мм, не менее	12	12
Приведенная масса, кг, не более	39	33

В 2011 – 2012 гг. УИТ прошел испытания на Западно-Сибирской железной дороге в составе измерительного оборудования вагона-лаборатории контактной сети. При экспериментальных поездках моделировался токоприемник AX 023 BU LT фирмы Faiveley Transport.

На рисунке 11 изображен УИТ, установленный на крыше вагона-лаборатории контактной сети ВИКС ЦЭ.

В 2013 г. на Октябрьской железной дороге с помощью токоприемника фирмы Faiveley, оборудованного измерительным полозом, разработанны в ОмГУПСе, проводился цикл испытательных поездок по определению качества токосъема.

В таблице 3 представлено сравнение ре-

Рисунок 11 – УИТ в составе измерительной системы вагона-лаборатории контактной сети ВИКС ЦЭ

зультатов экспериментальных поездок, полученных с помощью УИТа и оригинального токоприемника АХ фирмы Faiveley Transport на участке длиной 6 км.

Таблица 3 – Сравнение результатов испытательных поездок с использованием универсального измерительного и оригинального токоприемников

V, км/ч	$P_{кт\ max}$, Н		$P_{кт\ min}$, Н		P_m, Н		$\sigma P_{кт}$, Н		P_y, Н	
	АХ Faiveley	УИТ	АХ Faiveley	УИТ	АХ Faiveley	УИТ	АХ Faiveley	УИТ	АХ Faiveley	УИТ
100	118	117	75	78	96,5	97,5	21,5	19,5	15	16
120	129	131	68	70	98,5	100,5	30,5	30,5	19	21
140	144	142	60	64	102	103	42	39	24	25
160	192	197	52	51	122	124	70	73	31	33

Таким образом, с помощью УИТа можно получать точные и достоверные данные о качестве токосъема на электрифицированных железных дорогах. Кроме того, при использовании УИТа снижаются как финансовые, так и временные затраты на подготовку и проведение испытательных поездок.

Список литературы

1. Павлов, В. М. Совершенствование токоприемников электроподвижного состава [Текст] / В. М. Павлов, В. Н. Финиченко // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – С. 32 – 38.

2. Смердин, А. Н. Совершенствование методики исследования волновых процессов в контактной подвеске на основе конечно-элементной модели [Текст] / А. Н. Смердин, А. С. Голубков, В. А. Жданов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – С. 30 – 36.

3. Перспективные методы исследования и оценки параметров систем токосъема при проведении линейных испытаний / В. М. Павлов, А. Н. Смердин и др. // Вестник ВНИИЖТа. –2008. – № 6. – С. 40 – 45.

4. Сидоров, О. А. Методика оценки функциональной готовности системы токосъема скоростных участков магистральных железных дорог [Текст] / О. А. Сидоров, А. Н. Смердин, В. А. Жданов // Вестник ВНИИЖТа .–2012. – № 1. – С. 27 – 32.

5. Poetsch, G. Pantograph/catenary dynamics and control / G. Poetsch, J. Evans et al. // Vehicle System Dynamics. – 1997. – Vol. 28. – P. 159 – 195.

6. ГОСТ Р 54334-211. Токоприемники железнодорожного электроподвижного состава. Общие технические условия. – М.: Стандартинформ, 2011. – 17 с.

7. Сидоров, О. А. Особенности проектирования измерительного токоприемника для скоростных систем токосъема [Текст] / О. А. Сидоров, А. Н. Смердин, М. В. Емельянов // Транспортная инфраструктура Сибирского региона: Материалы второй межвуз. науч.-практ. конф. / Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2011. – С. 271, 272.

8. Использование измерительных полозов для определения параметров токосъема в ходе линейных испытаний ЭВС «Сапсан» / В. М. Павлов, А. Н. Смердин и др. // Токосъем и тяговое электроснабжение при высокоскоростном движении: Сб. науч. тр. М.: Интекст, 2010. – С. 109 – 117.

9. BS EN 50206-1:1999. Railway applications – Rolling stock – Pantographs: characteristics and tests. Pantographs for main line vehicles. – European Standard, CELENEC, 1999.

10. Мещеряков, В. А. Методика моделирования динамики токоприемника электроподвижного состава как механической системы [Текст] / В. А. Мещеряков, Р. А. Чертов // Актуальные проблемы проектирования и эксплуатации контактных подвесок и токоприемников электрического транспорта: Сб. науч. ст. с междунар. участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – С. 221 – 226.

УДК 621:534.834;886.6

А. П. Хоменко, С. В. Елисеев

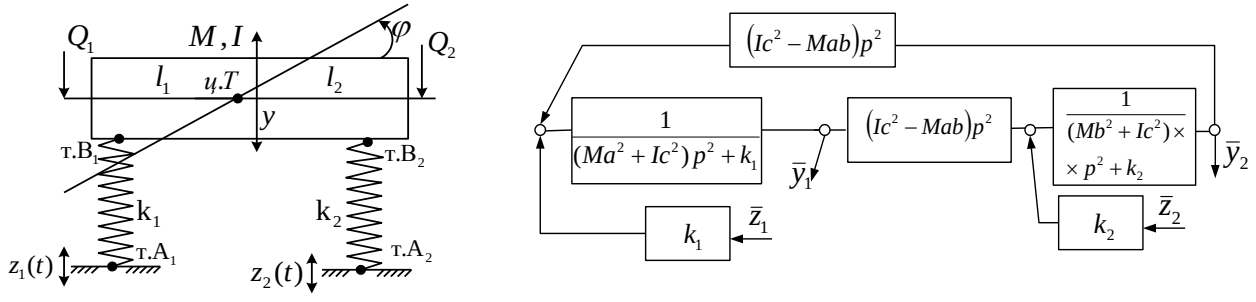
ЗАЩИТА ОТ ВИБРАЦИЙ ДЛЯ ОБЪЕКТА С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ. ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ

Обсуждается метод определения динамических реакций в механических колебательных системах с твердым телом с двумя степенями свободы. В основу подхода положены представления о возможности построения структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления. Показано, что путем преобразований структурной схемы может быть выделена цепь обратной связи относительно рассматриваемого объекта, которая и представляет собой динамическую реакцию. Проведен сравнительный анализ на основе нескольких подходов в получении результатов. Показаны особенности метода при определении динамических реакций в точках твердого тела, контактирующих с упругими элементами системы.

В динамике транспортных систем часто используются математические модели колебательных систем, учитывающие инерционные свойства твердого тела как элемента системы с двумя степенями свободы [1]. В таких системах описание движения связано с введением нескольких систем координат. Каждая система координат отражает особенности динамических взаимодействий элементов. Структурные интерпретации виброзащитных систем с объектами защиты в виде твердых тел рассмотрены, в частности, в работах [2 – 4]. Структурные подходы в исследовании динамики систем с твердыми телами позволяют отметить существенные особенности, привносимые рычажными связями в формирование динамического состояния объекта защиты и взаимодействие между парциальными системами. Передаточные функции межпарциальных связей могут содержать типовые элементы (или звенья) дифференцирования 2-го порядка [5]. При всей изученности динамических процессов упомянутых систем практически не освещались вопросы об определении динамических реакций, возникающих в местах присоединения к объекту защиты элементов виброзащитной системы, в том числе элементов из расширенного набора звеньев, а также в точках контакта элементов с опорными поверхностями.

В предлагаемой статье рассматриваются методологические основы построения математических моделей виброзащитных систем с твердыми телами, используемых для определения динамических реакций.

Рассматриваемая система (рисунок 1, а, б) состоит из твердого тела массой M, имеющего момент инерции относительно центра тяжести I и опирающегося на упругие элементы с жесткостями k_1 и k_2. Система совершает малые колебания относительно положения статического равновесия, силы сопротивления считаются малыми. Внешние возмущения представлены гармоническими силами Q_1 и Q_2, которые приложены по местам крепления упругих элементов, определяемых координатами y_1, y_2, а также кинематическими возмущениями от основания z_1 и z_2. Положение центра тяжести определяется расстояниями l_1 и l_2. Точки контактов упругих элементов обозначены соответственно для k_1 – через A_1 и B_1, а для k_2 – через A_2 и B_2. Координаты центра тяжести и поворота твердого тела обозначены y и φ.



а б

Рисунок 1 – Расчетная (а) и структурная (б) схемы виброзащитной системы с объектом защиты в виде твердого тела

Полагая, что кинетическая и потенциальная энергия системы может быть записана в виде

$$T = \frac{1}{2} M\dot{y}^2 + \frac{1}{2} I\dot{\phi}^2; \tag{1}$$

$$П = \frac{1}{2} k_1 (y_1 - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_2 (y_2 - z_2)^2, \tag{2}$$

запишем дифференциальные уравнения движения в системах координат y_1, y_2 (при $z_1 \neq 0, z_2 \neq 0, Q_1 = 0,\ Q_2 = 0$), используя соотношения $y = ay_1 + by_2$, $\varphi = c(y_2 - y_1)$:

$$\ddot{y}_1 \left(Ma^2 + Ic^2\right) + k_1 y_1 + \ddot{y}_2 \left(Mab - Ic^2\right) = k_1 z_1; \tag{3}$$

$$\ddot{y}_2 \left(Mb^2 + Ic^2\right) + k_2 y_2 + \ddot{y}_1 \left(Mab - Ic^2\right) = k_2 z_2, \tag{4}$$

где $a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}$; $b = \frac{l_1}{l_1 + l_2}$; $c = \frac{1}{l_1 + l_2}$.

Расчетная и структурная схемы системы представлены соответственно на рисунке 1, а, б. Передаточные функции системы при входном воздействии $z_1(t)$ (гармоническая функция), при $z_2 = 0,\ Q_1 = 0, Q_2 = 0$ по координатам y_1 и y_2 могут быть записаны в виде:

$$W_1(p) = \frac{\overline{y}_1}{k_1 \overline{z}_1} = \frac{\left[\left(Mb^2 + Ic^2\right) p^2 + k_2\right]}{A_0}; \tag{5}$$

$$W_2(p) = \frac{\overline{y}_2}{k_1 \overline{z}_1} = \frac{\left(Ic^2 - Mab\right) p^2}{A_0}, \tag{6}$$

где

$$A_0 = \left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right] \times \left[\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2\right] - \left[\left(Ic^2 - Mab\right)p^2\right]^2 - \tag{7}$$

характеристическое уравнение. Передаточная функция, в общем случае, содержит достаточную информацию для оценки параметров динамического состояния. Вопрос состоит в том, каким образом может быть использован аппарат структурных интерпретаций, основанных на преобразованиях Лапласа, для определения динамических реакций в виброзащитной системе при ее взаимодействии с окружением. Отметим, что при получении передаточных функций (5), (6) использованы преобразования Лапласа ($p = j\,\omega$ – комплексная переменная) [5].

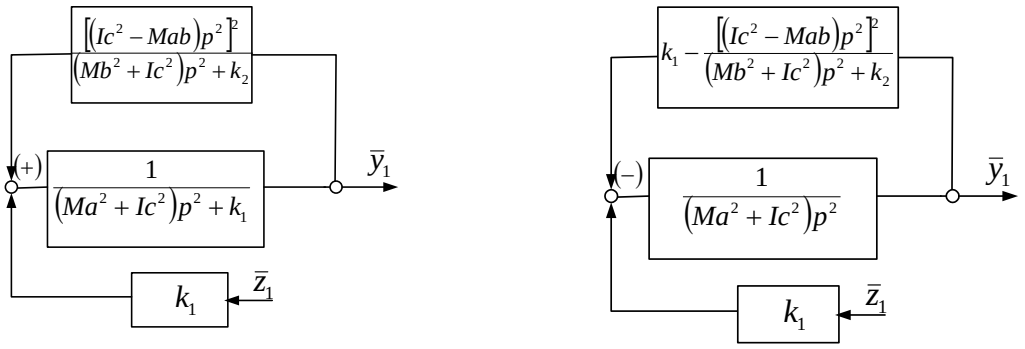
Задача исследования заключается в разработке метода определения динамических реакций, возникающих в точках взаимодействия с объектом защиты (т. B_1, B_2) упругих элементов, а также между упругими элементами и опорными поверхностями (т. A_1 и A_2).

Преобразуем передаточную функцию (5) к виду:

$$W_1(p) = \frac{\overline{y}_1}{k_1 \overline{z}_1} = \frac{1}{\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right] - \dfrac{\left[\left(Ic^2 - Mab\right)p^2\right]^2}{\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2}}. \tag{8}$$

Используя выражение (8), можно построить структурную схему, как показано на рисунке 2, а, которая затем преобразуется в схему, представленную на рисунке 2, б.

Структурная схема на рисунке 2, б содержит обратную отрицательную связь, что в физическом смысле можно рассматривать как некоторую пружину, называемую в работе [6] обобщенной.



а б

Рисунок 2 – Структурная схема, соответствующая расчетной схеме на рисунке 1, с положительной (а) и отрицательной (б) обратной связью

Приведенная жесткость $k_{\text{пр}_1}$ обобщенной пружины может быть найдена с учетом уравнения (8) в виде:

$$k_{\text{пр}_1}(p)=\frac{k_1\left[\left(Mb^2+Ic^2\right)p^2+k_2\right]-\left[\left(Ic^2-Mab\right)p^2\right]^2}{\left(Mb^2+Ic^2\right)p^2+k_2}. \tag{9}$$

Из числителя формулы (9) можно записать частотное уравнение:

$$-p^4\left(Ic^2-Mab\right)^2+k_1\left(Mb^2+Ic^2\right)p^2+k_1k_2=0 \tag{10}$$

или

$$-p^4+p^2\frac{k_1\left(Mb^2+Ic^2\right)}{\left(Ic^2-Mab\right)^2}+\frac{k_1k_2}{\left(Ic^2-Mab\right)^2}=0. \tag{10'}$$

Введем $p=j\,\omega$, тогда выражение (10') преобразуется к виду:

$$\left(\omega^2\right)^2+\frac{k_1\left(Mb^2+Ic^2\right)}{\left(Ic^2-Mab\right)^2}\omega^2-\frac{k_1k_2}{\left(Ic^2-Mab\right)^2}=0, \tag{11}$$

откуда

$$\omega_{1,2}^2=\frac{k_1\left(Mb^2+Ic^2\right)}{2\left(Ic^2-Mab\right)^2}\pm\pm\sqrt{\frac{k_1^2\left(Mb^2+Ic^2\right)^2+4\left(Ic^2-Mab\right)^2k_1k_2}{4\left(Ic^2-Mab\right)}}. \tag{12}$$

Из решения уравнения (11) следует, что числитель формулы (9) будет иметь как минимум одну частоту, на которой $k_{\text{пр}_1}=0$. Это значит, что звено с передаточной функцией $\frac{1}{\left(Ma^2+Ic^2\right)p^2}$ (см. рисунок 2, а) может образовать цепь из последовательно соединенных элементов k_1 и $\frac{1}{\left(Ma^2+Ic^2\right)p^2}$, что формирует передаточную функцию вида:

$$W_1^*(p)=\frac{\bar{y}_1}{k_1\bar{z}}=\frac{1}{\left(Ma^2+Ic^2\right)p^2}, \tag{12'}$$

отражающую на частоте, определяемой по формуле (12), движение частного вида по коорди-

нате $\bar{y}_1$. Если смещение точки B_1 принять в виде $\bar{y}_1 = W_1(p)\bar{z}_1$, то динамическая реакция в точке A_1 определится по формуле:

$$\bar{R}_{A_1}(p) = \frac{\left[\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2\right]k_1 \cdot k_1\bar{z}_1}{A_0}. \quad (13)$$

Упругий элемент k_1 (пружина) в данном случае может рассматриваться как виброзащитное устройство (ВЗУ), не содержащее инерционных элементов (по определению). Отметим, что в данной схеме кинематическое воздействие $\bar{z}_1$ с учетом коэффициента жесткости пружины k_1 образует внешнее воздействие, эквивалентное силовому возмущению, равному $k_1\bar{z}_1$, т. е. при определенных условиях кинематическое возмущение из т. A_1 может быть перемещено в т. B_1 с учетом параметра жесткости k_1. Такая постановка вопроса получила, в частности, достаточно детальное отражение в работе [5]. В свою очередь, зная $\bar{R}_{A_1}$ и $\bar{z}_1$, можно ввести в рассмотрение передаточную функцию при входном сигнале в виде «силового фактора» $k_1\bar{z}_1$ и выходном сигнале в виде реакции $\bar{R}_{A_1}$, тогда

$$\bar{W}_{R_{A_1}}(p) = \frac{\bar{R}_{A_1}}{k_1\bar{z}_1} = \frac{\left[\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2\right]k_1}{A_0}. \quad (14)$$

Из выражения (14) следует, что динамическая реакция в т. A_1 дважды будет достигать максимума, поскольку из характеристического уравнения $A_0 = 0$ (7) можно найти две частоты резонанса. Кроме того, при частоте динамического гашения колебаний по координате $\bar{y}_1$

$$\omega^2_{\text{дин}} = \frac{k_2}{\left(Mb^2 + Ic^2\right)}, \quad (15)$$

возможен режим, при котором динамическая реакция будет равна нулю. При этом статический компонент общей реакции имеет положительно значение. Такой режим называется режимом динамического гашения, т. е. равенство динамической реакции нулю совпадает с режимом динамического гашения, при котором координата движения $\bar{y}_1$ становится неподвижной.

Если рассмотреть структурную схему на рисунке 2, б, то режим динамического гашения соответствует увеличению значения обратной отрицательной связи до ∞. Так как обратная связь (см. рисунок 2, б) соответствует в физическом плане обобщенной пружине, то ее приведенная жесткость (ее можно называть и динамической жесткостью [1, 5]) определится выражением (9).

При $k_{\text{пр}_1} \to \infty$ формируется режим, который соответствует частоте из уравнения (15), тогда $y_1 \to 0$. Это вполне согласуется с правилами преобразования соединений звеньев с использованием обратной связи.

Поскольку найдено значение $k_{\text{пр}_1}$ через выражение (9), то можно определить реакцию в т. B_1:

$$\bar{R}_{B_1} = k_{\text{пр}_1}\bar{y}_1 = k_{\text{пр}_1}\frac{\left[\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2\right]}{A_0}\bar{z}_1k_1 = \frac{\left\{k_1\left[\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2\right] - \left(Ic^2 - Mab\right)^2 p^4\right\}\bar{z}_1k_1}{A_0}. \quad (16)$$

Используя выражение (16), можно определить передаточную функцию при входной силе

$k_1 z_1$ и выходном сигнале в виде динамической реакции R_{B_1}:

$$W_{B_1}(p) = \frac{\bar{R}_{B_1}}{k_1 \bar{z}_1} = \frac{k_1\left[\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2\right] - \left(Ic^2 - Mab\right)^2 p^4}{A_0}. \quad (17)$$

При переходе к координате y_2 воспользуемся передаточной функцией (6) и найдем, что

$$W_2'(p) = \frac{\bar{y}_2}{k_1 \bar{z}_1} = \frac{\dfrac{p^2\left(Ic^2 - Mab\right)}{\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1}}{\left[\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2\right] - \dfrac{\left(Ic^2 - Mab\right)^2 p^4}{\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1}}. \quad (18)$$

Структурная схема системы по передаточной функции (18) приведена на рисунке 3, а, б. Схемы отличаются структурами, точнее, отображением пружины k_2 в тех или иных цепях (k_2 может быть помещен в прямой или обратной цепи связи).

Используя структурную схему на рисунке 3, б, определим приведенную жесткость $k_{\text{пр}_2}$ упругого элемента (или обобщенной пружины):

$$k_{\text{пр}_2}(p) = \frac{k_2\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right] - \left[\left(Ic^2 - Mab\right)^2\right]p^4}{\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1}. \quad (19)$$

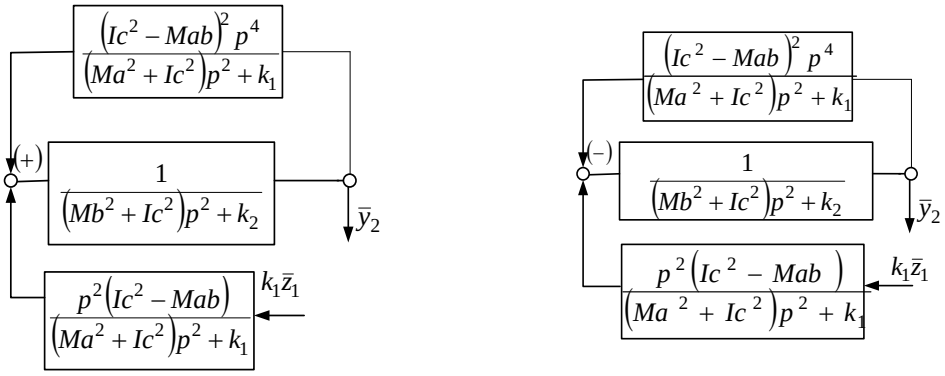


Рисунок 3 – Структурные схемы, соответствующие расчетной схеме на рисунке 1, с положительной (а) и отрицательной (б) обратной связью

Приведенная жесткость достигает больших значений на частоте

$$\omega^2_{\text{дин}_2} = \frac{k_1}{Ma^2 + Ic^2}, \quad (20)$$

что обеспечивает режим динамического гашения и $\bar{y}_2 \to 0$. Вместе с тем числитель формулы (19) может рассматриваться как частотное уравнение

$$-p^4\left(Ic^2 - Mab\right)^2 + k_2\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1 k_2 = 0, \quad (21)$$

корни которого при подстановке $p = j\,\omega$ принимают вид:

$$\omega^2_{1,2} = \frac{k_2\left(Ma^2 + Ic^2\right)}{2\left(Ic^2 - Mab\right)^2} \pm \frac{\sqrt{k_2^2\left(Ma^2 + Ic^2\right)^2 + 4k_1 k_2\left(Ic^2 - Mab\right)^2}}{2\left(Ic^2 - Mab\right)^2}. \quad (22)$$

Один из корней уравнения (21), определяемый из (22), приводит $k_{\text{пр}_2}$ к нулевому значению. При этом система в целом становится по отношению к внешнему воздействию цепью, состоящей из последовательно соединенных звеньев, а передаточная функция такой цепи имеет вид:

$$W_2(p)_{\text{посл}} = \frac{\bar{y}_2}{k_1\bar{z}} = \frac{p^2\left(Ic^2 - Mab\right)}{\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right]\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2}, \tag{23}$$

что отражает частные случаи динамических взаимодействий в системе, представленной на рисунке 3, б. Что касается входного силового воздействия в системе, структурная схема которого приведена на рисунке 3, б, то можно дать определение эквивалентной силы в виде:

$$\bar{Q}_{\text{экв}} = k_1\bar{z}_1\frac{p^2\left(Ic^2 - Mab\right)^2}{\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1}. \tag{24}$$

Отметим, что силовое возмущение $\bar{Q}_{\text{экв}}$, будучи приложенным к координате $\bar{y}_2$, (т. е. к элементу с массой $\left(Mb^2 + Ic^2\right)$), позволяет получать частотные характеристики, что и сила $k_1\bar{z}$, приложенная к элементу с массой $\left(Ma^2 + Ic^2\right)$ (по координате $\bar{y}_1$).

Динамическая реакция в точке A_2 (контакт упругого элемента k_2 с опорной поверхностью) определяется по выражению:

$$\bar{R}_{A_2}(p) = k_2\bar{y}_2 = k_2W_2(pk_1)\bar{z}_1 = \frac{k_2\left(Ic^2 - Mab\right)p^2k_1\bar{z}_1}{A_0}. \tag{25}$$

При этом передаточная функция при входном воздействии k_1z_1 и выходном $\bar{R}_{A_2}$ принимает вид:

$$W_{R_{A_2}}(p) = \frac{\bar{R}_{A_2}}{\overline{k_1z_1}} = \frac{\left(Ic^2 - Mab\right)p^2k_2}{A_0}. \tag{26}$$

В свою очередь динамическая реакция $\bar{R}_{B_2}$, приложенная к объекту защиты в точке B_2, определяется так:

$$\bar{R}_{B_2} = k_{\text{пр}_2}\bar{y}_2 = \frac{\left\{k_2\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right] - \left(Ic^2 - Mab\right)^2p^4\right\}\times\left(Ic^2 - Mab\right)p^2k_1\bar{z}_1}{\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right]A_0}; \tag{27}$$

$$\bar{R}_{B_2} = \frac{k_2\left(Ic^2 - Mab\right)p^2}{A_0}k_1\bar{z}_1 - \frac{\left(Ic^2 - Mab\right)^2p^4k_1\bar{z}_1\left(Ic^2 - Mab\right)p^2}{\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right]A_0}. \tag{28}$$

Найдем передаточную функцию при «входе $k_1\bar{z}_1$ и выходе $\bar{R}_{B_2}$»:

$$W_{R_{B_2}}(p) = \frac{\bar{R}_{B_2}}{\bar{Q}_{2экв}} = \frac{k_2\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right] - \left(Ic^2 - Mab\right)^2p^4}{A_0}. \tag{29}$$

После ряда преобразований получим:

$$W_{R_{B_2}}(p) = \frac{\bar{R}_{B_2}}{k_1\bar{z}_1} = \frac{\left\{k_2\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right] - \left(Ic^2 - Mab\right)^2p^4\right\}\times\left(Ic^2 - Mab\right)p^2}{A_0\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right]}. \tag{29'}$$

Интересным обстоятельством в выражении (29') является то, что при парциальной собственной частоте $\omega^2_{\text{парц}} = \dfrac{k_1}{Ma^2 + Ic^2}$ динамическая реакция $\overline{R}_{B_2}$ принимает бесконечно большое значение, а поскольку $\overline{R}_{B_2}$ является одновременно и обратной связью, то такой режим соответствует динамическому гашению колебаний по координате y_2.

При определении передаточной функции использовалась схема на рисунке 3, б и соотношения между силовыми факторами, определяемые выражением (24).

Динамические реакции в точках A_1 и A_2 соответственно определяются выражениями (13) и (25):

$$\overline{R}_{A_1} = \frac{1}{A_0}\left[\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2\right]\cdot k_1\bar{z}_1; \tag{30}$$

$$\overline{R}_{A_2} = \frac{k_2}{A_0}\left(Ic^2 - Mab\right)p^2 k_1\bar{z}_1, \tag{31}$$

из которых следует, что при внешнем кинематическом воздействии $\bar{z}_1$ реакции на опорной поверхности не равны между собой и разнесены на расстоянии $(l_1 + l_2)$. Это позволяет отметить такое обстоятельство, как формирование по отношению к опорной поверхности вполне определенного момента сил, который может заставить опорную поверхность совершать возвратно-качательные движения.

В свою очередь в точках объекта защиты B_1 и B_2 также действуют динамические реакции $\overline{R}_{B_1}$ и $\overline{R}_{B_2}$, определяемые соответственно выражениями (16) и (28):

$$\overline{R}_{B_1} = \frac{k_1^2\bar{z}_1}{A_0} = \frac{k_1}{A_0}\begin{Bmatrix}\left[\left(Mb^2 + Ic^2\right)p^2 + k_2\right]k_1 - \\ -\left(Ic^2 - Mab\right)^2 p^4\end{Bmatrix}; \tag{32}$$

$$\begin{aligned}\overline{R}_{B_2} &= \frac{k_2 k_1\left(Ic^2 - Mab\right)p^2}{A_0}\bar{z}_1 - \frac{\left(Ic^2 - Mab\right)^2 p^4\bar{z}_1\left(Ic^2 - Mab\right)p^2}{\left[\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1\right]A_0} = \\ &= \frac{k_1\bar{z}_1}{A_0}\left[\left(Ic^2 - Mab\right)p^2\right]\times\left[k_2 - \frac{\left(Ic^2 - Mab\right)^2 p^4}{\left(Ma^2 + Ic^2\right)p^2 + k_1}\right].\end{aligned} \tag{33}$$

Сравнение $\overline{R}_{B_1}$ и $\overline{R}_{B_2}$ показывает, что динамические реакции, возникающие при действии силы $k_1\bar{z}_1$, вызывают колебательное движение твердого тела, которое является суммой двух движений: поступательного движения, связанного с движением центра масс, и вращательного движения твердого тела вокруг центра масс. При этом на твердое тело будет действовать упругий момент сил, что может быть отдельно рассмотрено в системе координат y и φ. Вместе с тем знание динамических реакций $\overline{R}_{B_1}$ и $\overline{R}_{B_2}$ дает возможность определить силовые возмущения, возникающие на объекте защиты в виде твердого тела.

Расчетную схему на рисунке 1, а, представляющую собой твердое тело с двумя степенями свободы, можно, в соответствии с уравнениями (3), (4), изобразить как систему с двумя степенями свободы обычного вида. При этом полагается, что объект защиты состоит из двух материальных точек с массами ($Ma^2 + Ic^2$) и ($Mb^2 + Ic^2$), связанными между собой невесомым жестким стержнем длиной ($l_1 + l_2$). Расчетная схема с учетом обсуждаемых особенностей и выражений (3), (4) имеет вид, показанный на рисунке 4.

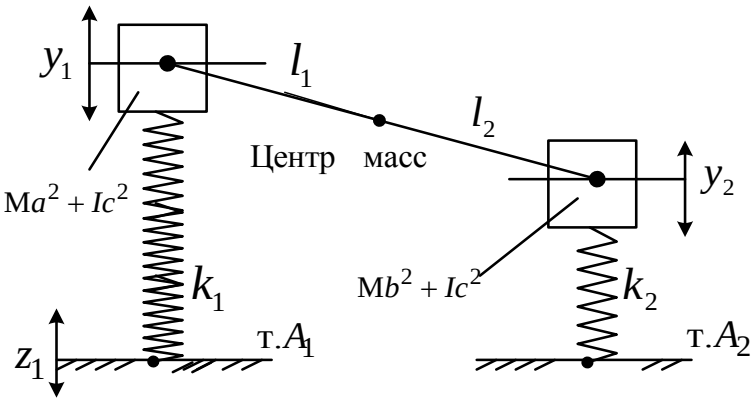


Рисунок 4 – Расчетная схема исходной системы, приведенной на рисунке 1, а в виде двух материальных точек, соединенных невесомым стержнем

С учетом того, что механическая система может рассматриваться состоящей из нескольких типовых элементов, свойства каждого из которых могут описываться передаточными функциями усилительного звена, а также дифференцирующих звеньев первого и второго порядков, как это предлагается в работе [6], расчетную схему можно преобразовать к виду, представленному на рисунке 5.

Для схемы на рисунке 5 массоинерционные элементы Mab и Ic^2 обладают кинетической энергией в относительном движении($y_2 - y_1$) и могут рассматриваться как некоторые виртуальные типовые звенья с передаточными функциями дифференцирующего звена второго порядка. В данной схеме эти звенья физически не реализуются как отдельные элементы, но выполняют свои определенные функции. Последнее можно рассматривать как потенциальную возможность создания соответствующих математических и физических эквивалентных моделей колебательных систем с твердым телом. На рисунке 5 показано, что расчетная схема на рисунке 1, а может быть трансформирована в цепную систему с двумя степенями свободы (координаты y_1 и y_2) массоинерционными элементами *Ma* и *Mb*, где $a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}$, $b = \frac{l_1}{l_1 + l_2}$. При этом звенья *(-Mab)* и *(Jc^2)* являются такими же звеньями, выполняющими функции соединения элементов системы, как и пружины k_1 и k_2.

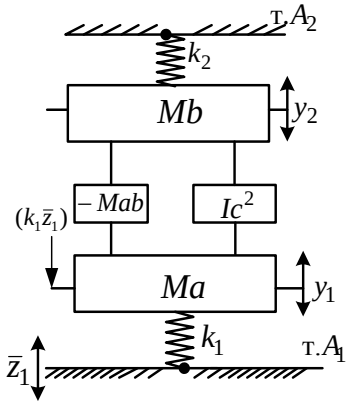


Рисунок 5 – Расчетная схема, соответствующая схеме на рисунке 4, с введенными условностями обозначения типовых звеньев структурной теории

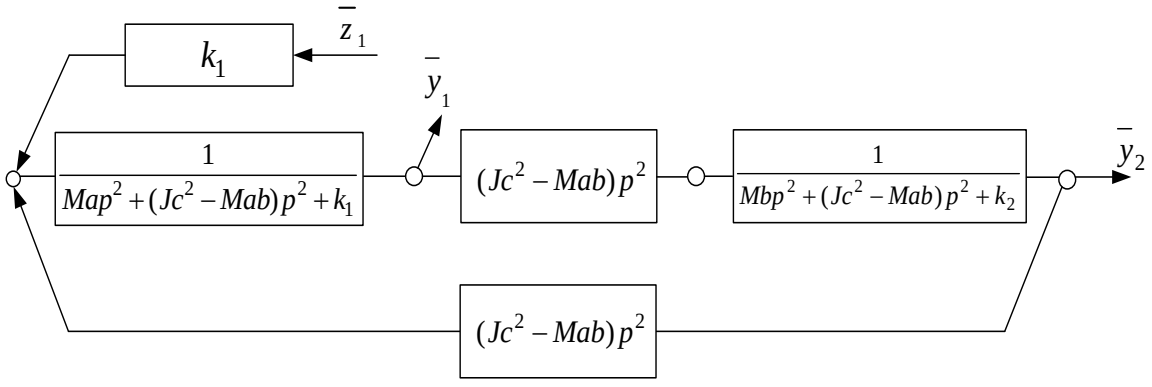
Если составить выражения для кинетической и потенциальной энергии, то обычным путем, как и для расчетной схемы на рисунке 1, а, можно составить уравнения движения и структурные схемы (рисунок 6, а, б).

При этом структурная схема на рисунке 6, а соответствует расчетной схеме, представленной на рисунке 5, где массоинерционные элементы обозначены через Map^2 и Mbp^2. Что касается структурной схемы на рисунке 6, б, то она отличается от схемы на рисунке 6, а тем, что вместо массоинерционного звена Map^2 используются звенья $(Ma^2 + +Mab)p^2$ и $(Mb^2 + Mab)p^2$.

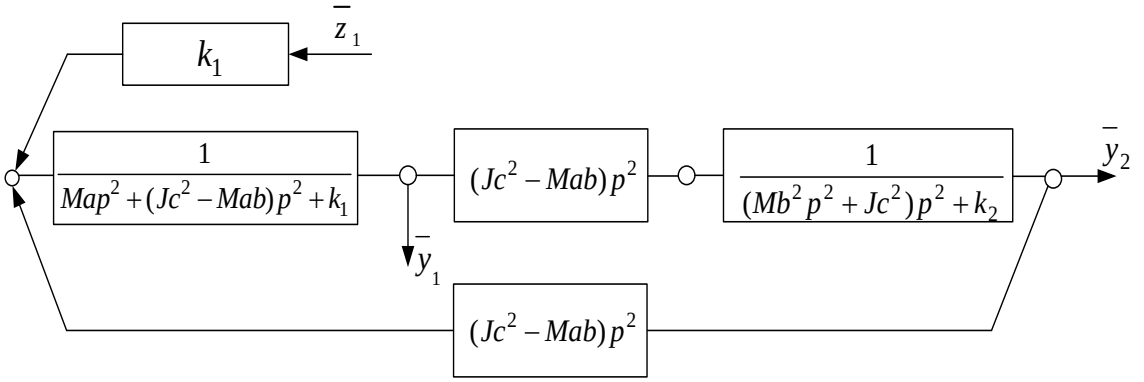
В обеих структурных схемах характеристическое уравнение имеет один и тот же вид, соответствующий выражению (7):

$$A_0 = (Map^2 + Jc^2 p^2 - Mabp^2 + k_1) \times (Mbp^2 + Jc^2 p^2 - Mabp^2 + k_2) - \left[\left(Jc^2 - Mab\right)p^2\right]^2 = \\ = \left[\left(Jc^2 - Mab\right)p^2\right]^2 = \left[\left((Ma^2 p^2 + Jc^2\right)p^2 + k_1\right] \times \left[\left((Mb^2 + Jc^2\right)p^2 + k_2\right] - \left[\left(Jc^2 - Mab\right)p^2\right]^2. \quad (34)$$

Интерпретации характеристического уравнения нашли применение в построении структурных схем на рисунке 3, а, б, где преобразование структурных схем используется для выделения цепей обратных связей, определяющих динамические реакции.



а



б

Рисунок 6 – Структурные схемы, соответствующие эквивалентной расчетной схеме на рисунке 5, массоинерционный элемент имеет вид Map^2 (а) и $(Map+Map)^2$ (б)

Используя технологию определения приведенных жесткостей обобщенных пружин (как комплексных сопротивлений в теории цепей), можно записать последовательность преобразований, полагая, что схема построения имеет вид, показанный на рисунке 7, а, б. При этом кинематическое воздействие $\bar{z}_1$ приведено к эквивалентному силовому фактору (см. рисунок 7, б), имеющему вид:

$$\bar{Q}_{\text{экв}} = k_1 z_1 \frac{p^2(Jc^2 - Mab)}{(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1}. \tag{35}$$

Определение $\bar{R}_{A_1}$ и $\bar{R}_{A_2}$ не вызывает особых затруднений и производится на основе использования формул, которые могут быть представлены выражениями:

$$\bar{\mathrm{R}}_{\mathrm{A}_1} = \bar{y}_1 k_1 = k_1^2 \bar{z}_1 \frac{Mbp^2 + k_2}{A_0}; \tag{36}$$

$$\bar{\mathrm{R}}_{\mathrm{A}_2} = \bar{y}_2 k_2 = k_2 k_1 \bar{z}_1 \frac{\left(Ic^2 - Mb\right)p^2}{A_0}. \tag{37}$$

Что касается динамической реакции в т. B_1, то она может быть обозначена $\bar{R}_{Ma}$, поскольку связана с эквивалентным представлением расчетной схемы на рисунке 7, а.

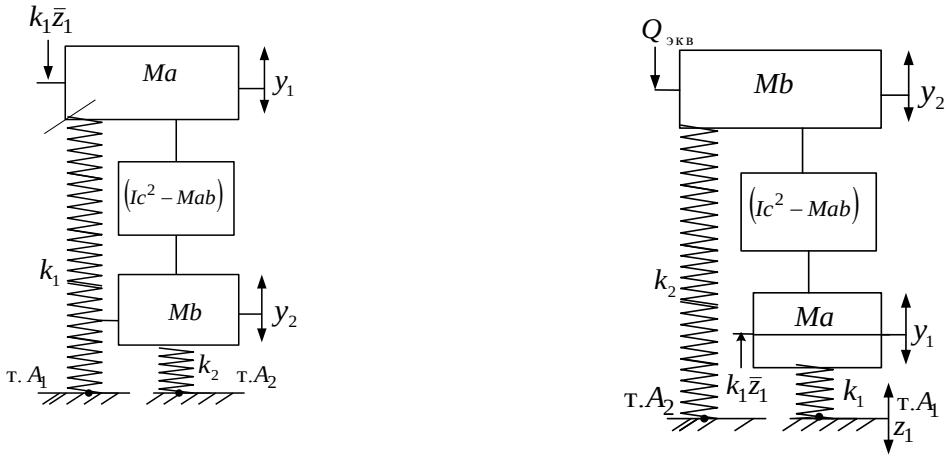


Рисунок 7 – Принципиальные схемы для определения R_{A1}, R_{Ma} (а) и R_{A2}, R_{Mb} (б)

$$\bar{R}_{Ma} = \left\{ k_1 + \frac{(Mbp^2 + k_2 + Jc^2p^2 - Jc^2p^2 + Mabp^2 - }{Mbp^2 + (Ic^2 - Mab)p^2 + k_2} \right\} \bar{y}_1 = \\ \left\{ - Mabp^2) \cdot (Jc^2 - Mab)p^2 \right\}$$

$$= \left\{ k_1 + (Jc^2 - Mab)p^2 - \frac{\left[(Jc^2 - Mab)p^2\right]^2}{\left[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2\right]} \right\} \bar{y}_1, \qquad (38)$$

что совпадает с определением $k_{\text{пр}_1}$ по структурной схеме на рисунке 2, б при условии

$$\frac{1}{(Ma^2 + Jc^2)p^2} = \frac{1}{(Ma^2 + Mab - Mab + Jc^2)p^2} = \\ = \frac{1}{Map^2 + (Jc^2 - Mab)p^2}. \qquad (38')$$

Если из уравнения (38′) часть знаменателя $(Jc^2 - Mab)p^2$ перенести в цепь обратной связи на рисунке 2, б, то выражение (38) может быть получено из структурной схемы на рисунке 2, б. Таким образом, упрощенный подход, основанный на использовании расчетной схемы на рисунке 7, а, дает такой же результат.

В свою очередь при определении динамической реакции $\bar{R}_{Mb}$ может быть использована расчетная схема на рисунке 7, б:

$$\bar{R}_{Mb} = \left\{ k_2 + \frac{(Map^2 + k_1)(Ic^2 - Mab)p^2}{Map^2 + k_1 + Ic^2 - Mab} \right\} \bar{y}_2, \qquad (39)$$

что приводится аналогично к виду:

$$\bar{R}_{Mb} = \left\{ k_1 + (Jc^2 - Mab)p^2 - \frac{(Jc^2 - Mab)p^2}{\left[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1\right]} \right\} \bar{y}_1. \qquad (40)$$

Таким образом, динамические реакции в системах с твердым телом могут быть найдены на основании общей методики построения приведенных жесткостей с последующим использованием координат перемещения. Структурные интерпретации расчетных схем механических колебательных систем, как было показано выше, могут быть использованы для определения динамических реакций, которые «привязаны» к определенным точкам (т. *A* или т. *B*).

Однако структурные схемы могут быть развернуты по отношению к различным массоинерционным элементам. В частности, можно отметить, что выбор массоинерционного элемента предопределяется значением динамической реакции. В этом отношении структурные схемы эквивалентных систем (см. рисунки 6, а, б и 7, б) показательны в том смысле, что динамические реакции могут быть найдены на виртуальных элементах, а это может оказаться неудобным для конкретных расчетов, хотя эквивалентные расчетные схемы вполне адекватны по математическим моделям. Поэтому при определении динамических реакций в координатах y_1 и y_2, связанных с точками крепления упругих элементов (это относится и к набору типовых элементов), предпочтение должно быть отдано вариантам отображения свойств массоинерционных элементов, учитывающих сложный характер движения твердого тела.

На основе проведенных исследований можно сделать ряд выводов.

1. Динамические реакции в механической колебательной системе, содержащей твердое тело, могут определяться в системе координат y_1 и y_2, связанных с представлениями о возможностях описания движения твердого тела как системы, состоящей из двух материальных точек с массами $(Ma^2 + Ic^2)$ и $(Mb^2 + Ic^2)$, соединенных невесомым жестким стержнем длиной $l_1 + l_2$.

2. Метод определения динамических реакций от действия гармонических внешних воздействий основан на определении параметров обратной связи (отрицательной или положительной), сформированной таким образом, чтобы в прямой цепи структурной схемы было выделено звено соответственно с передаточными функциями $\frac{1}{(Mb^2 + Ic^2)p^2}$ и $\frac{1}{(Ma^2 + Ic^2)p^2}$.

3. Динамические реакции в точках контакта с опорными поверхностями, а также динамические реакции, прикладываемые к материальным точкам с виртуальными массами $(Ma^2 + Ic^2)$ и $(Mb^2 + Ic^2)$, отличаются друг от друга.

4. Определение реакций $\bar{R}_{B_1}$ и $\bar{R}_{B_2}$, т. е. динамических реакций, приложенных к твердому телу в точках крепления упругих элементов k_1 и k_2 к объекту защиты, позволяет оценить возможность движения твердого тела и возникающие при этом силовые факторы, которые могут быть приведены к центру масс.

5. Аналогично определение реакций $\bar{R}_{A_1}$ и $\bar{R}_{A_2}$ в точках крепления упругих элементов k_1 и k_2 с опорной поверхностью позволяют определить динамические усилия, передаваемые на основание, которые также могут быть приведены к некоторой силе и моменту сил относительно выбранной точки.

6. Предлагаемый метод позволяет механическую колебательную систему с твердым телом представить эквивалентной в динамическом отношении системой из двух точечных масс Ma и Mb, совершающих движение в структуре цепного типа. Особенностью такой системы является то обстоятельство, что упомянутые приведенные звенья соединяются между собой двумя типовыми элементами Ic^2 и $-Mab$. Эти элементы характеризуются кинетической энергией в относительном движении $-\left(\dot{y}_2 - \dot{y}_1\right)$. Разные знаки перед Ic^2 и $-Mab$ говорят о том, что создаваемые ими силы направлены в противоположные стороны. В этом случае роль упомянутых элементов по существу соответствует действию некоторых специфичных пружин.

7. Используя схемы эквивалентного приведения системы с твердым телом к системам цепного типа с материальными точками, можно также получить выражения для определения динамических реакций.

8. Предлагаемые исследования позволяют предположить, что в механических колебательных системах помимо обычных массоинерционных, упругих и демпфирующих элементов физически существуют (и могут быть реализованы в конкретных конструктивных формах) типовые элементарные звенья с передаточными функциями звена дифференцирования второго порядка (при этом передаточные функции могут иметь разные знаки).

Исследования проведены по гранту в рамках федеральной целевой программы «Научные и педагогические кадры инновационной России» на 2012 – 2013 гг. (мероприятие 1.3.2 – естественные науки) № 14.132.21.1362.

Список литературы

1. Фролов, К. В. Вибрации в технике: Справочник: В 6 т. Т. 6. Защита машин и оборудования от вибрации [Текст] / К. В. Фролов. – М.: Машиностроение, 1986. – 457 с.

2. Елисеев, С. В. Изменение динамических свойств механических колебательных систем при выделении сочленений звеньев [Текст] / С. В. Елисеев, С. В. Белокобыльский, П. А. Лонцих // Наука и образование: электронное научное издание. – 2012. – № 4.

3. Рычажные связи в механических цепях. Динамические аспекты. [Текст] / С. В. Белокобыльский, С. В. Елисеев и др. // Системы. Методы. Технологии / Братский гос. ун-т. – Братск, 2012. – № 2. – С. 7 – 16.

4. Хоменко, А. П. Системный анализ и математическое моделирование в мехатронике виброзащитных систем [Текст] / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко // Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2012. – 274 с.

5. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов [Текст] / С. В. Елисеев, Ю. Н. Резник и др. // Иркутский гос. ун-т. – Иркутск, 2008. – 523 с.

6. Елисеев, С. В. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем [Текст] / С. В. Елисеев, Ю. Н. Резник, А. П. Хоменко. – Новосибирск: Наука. 2011. – 394 с.

УДК 620.193.75

Ю. В. Демин, Г. В. Иванов

АНАЛИЗ КОРРОЗИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ИЗМЕНЕНИЯХ В ЗАЗЕМЛЯЮЩЕМ УСТРОЙСТВЕ ТЯГОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ

Рассмотрены коррозионные процессы при различных конструктивных изменениях заземляющей системы тяговой подстанции: строительство новых кабельных линий, расширение территории подстанции и т.д. Проведен расчет коррозионных процессов заземляющей системы, состоящей из трех электродов: сталь в бетоне, металлическая сетка в грунте, стальной вертикальный электрод в грунте. Представлены результаты расчетов, выполнен анализ коррозионных процессов при различных условиях.

По условиям электробезопасности все электросетевые конструкции (силовые кабели, железобетонные опоры и фундаменты, железобетонные стойки под оборудование на подстанциях, трубопроводы, искусственные заземлители и др.) должны быть заземлены, они в итоге образуют заземляющие системы (ЗС).

В процессе эксплуатации электроустановок часто наблюдаются изменения их заземляющих систем, обусловленные расширением подстанции (строительство новых открытых распределительных устройств – ОРУ), прокладкой дополнительных естественных заземлителей (кабелей, трубопроводов, строительство воздушных линий электропередачи и т. п.). Это приводит к изменению коррозионной ситуации на электроустановке, например, к резкому увеличению анодных токов в дефектах алюминиевых оболочек кабелей, и, следовательно, к сокращению срока их службы.

В соответствии с известными положениями теории многоэлектродных электрохимических систем проанализируем режимы работы электродов при изменении их длины и удельного сопротивления грунта [1, 2].

Расчеты выполним с помощью графоаналитического метода [3] на примере системы из

трех электродов: сталь в бетоне (катод), стальной вертикальный заземлитель в грунте (анод), стальная сетка в грунте (электрод с промежуточным потенциалом).

Данный метод позволяет достаточно точно определять режимы работы каждого из электродов многоэлектродной системы, а также проследить, каким образом влияет на коррозионные процессы изменение размеров электродов и условий, в которых находится система (изменение удельного сопротивления грунта, воздействие блуждающих постоянных токов).

Порядок расчета согласно графоаналитическому методу расчета коррозионных токов многоэлектродной заземляющей системы следующий:

1) строится поляризационная диаграмма «Величина тока – потенциал». Наносим на одну диаграмму анодную и катодную поляризационные кривые для интересующих нас условий (анодная и катодная поляризационные кривые получают обычно в независимых опытах при поляризации от внешнего источника тока).

Обобщенные удельные поляризационные характеристики получены по результатам многочисленных натурных измерений на отдельных элементах ЗС на подстанциях и воздушных линиях электропередачи, расположенных в различных регионах СНГ.

Так, для стальных элементов ЗС получены следующие зависимости анодных и катодных потенциалов от плотности поляризующего тока [1, 4]:

$$\Delta U_{\text{к}}^{\text{ст}} = 9{,}38\ln^2 j_{\text{к}} + 3{,}4\ln j_{\text{к}}; \qquad (1)$$

$$\Delta U_{\text{А}}^{\text{ст}} = 1{,}91\ln^2 j_{\text{А}} + 43{,}3\ln j_{\text{А}}. \qquad (2)$$

Для железобетонных стоек, выступающих, как правило, в роли катода и углеграфитовых электродов, получено:

$$\Delta U_{\text{к}}^{\text{ЖБ}} = 7{,}55\ln^2 j_{\text{к}} + 5{,}4\ln j_{\text{к}}; \qquad (3)$$

$$\Delta U_{\text{А}}^{\text{УГ}} = 8{,}21\ln^2 j_{\text{А}} + 95\ln j_{\text{А}}; \qquad (4)$$

2) на диаграмме строим суммарные кривые анодной и катодной поляризации. Определяем, в каком режиме (анод или катод) работает каждый электрод многоэлектродной системы (рисунок 1).

3) составляем систему уравнений в виде матриц:

$$\begin{Vmatrix} R_{11} & \dots & R_{1p} & \dots & R_{1n} & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{p1} & \dots & R_{pp} & \dots & R_{pn} & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{n1} & \dots & R_{np} & \dots & R_{nn} & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 \end{Vmatrix} \times \begin{Vmatrix} I_1 \\ \dots \\ I_p \\ \dots \\ I_n \\ U_0 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} U_1 \\ \dots \\ U_p \\ \dots \\ U_n \\ 0 \end{Vmatrix}, \qquad (5)$$

где R_{ij} – собственные и взаимные значения поперечных сопротивлений между i-м и j-м элементами;

I_j – поперечный ток, стекающий (втекающий) с j-го элемента;

U_0 – компромиссный потенциал системы рассматриваемых элементов, соединенных «звездой»;

U_i – исходные (задаваемые) электродные потенциалы одиночных элементов (до их соединения в систему).

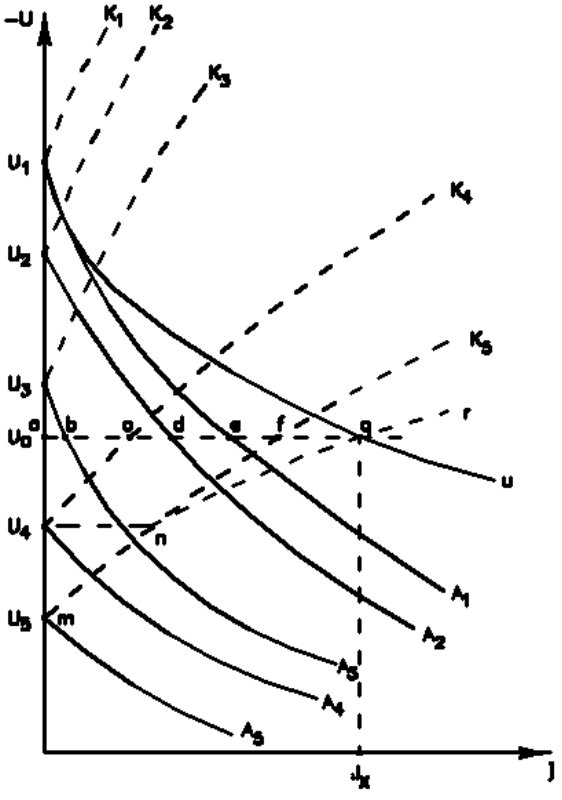


Рисунок 1 – Графическое решение многоэлектродной системы на основе реальных поляризационных кривых: сплошные линии – кривые анодной поляризации; пунктирные – кривые катодной поляризации; *stqu* – суммарная кривая анодного процесса; *mnqr* – суммарная кривая катодной поляризации; U_0 – общий потенциал многоэлектродной системы; $I_{\text{к}}$ – общий макрокоррозионный ток

Собственное ($i = j$) значение поперечного сопротивления определяется по выражению:

$$R_{ii} = R_{ii}^{\Gamma} + R_{ii}^{\text{А,К}}, \quad (6)$$

где R_{ii}^{Γ} – сопротивление растеканию «металл – грунт»;

$R_{ii}^{\text{А,К}}$ – сопротивление поляризации (анодное или катодное) рассматриваемого элемента.

Сопротивление растеканию элементов заземляющего устройства рассчитывается по формулам [5, 6]:

вертикальный электрод –

$$R_{\text{верт}} = \frac{\rho}{2\pi nl}\left(\text{Ln}\frac{8l}{d} - 1 + \frac{2{,}75l}{\sqrt{S}}(\sqrt{n}-1)^2\right); \quad (7)$$

горизонтальная сетка [6] –

$$R_{\text{г}} = \frac{\rho}{\pi L}\left(\text{Ln}\frac{2L}{\sqrt{bh}} + 1{,}37\frac{L}{\sqrt{S}} - 5{,}6\right). \quad (8)$$

Взаимное сопротивление между горизонтальной сеткой и вертикальными электродами определяется по формуле [6]:

$$R_{ij} = \frac{\rho}{\pi L}\left(\text{Ln}\frac{2L}{l} + 1{,}37\frac{L}{\sqrt{S}} - 4{,}6\right), \quad (9)$$

где ρ – удельное сопротивление среды, Ом·м;

L – полная длина проводников, образующих горизонтальную сетку, м;

S – площадь, покрытая сеткой, м^2;

l – длина вертикального электрода, м;

d – диаметр вертикального электрода, м;

n – число вертикальных электродов;

b – ширина полосы горизонтального проводника, образующего сетку, м;

h – глубина заложения сетки, м.

4) решаем систему уравнений (5) относительно неизвестных коррозионных токов и компромиссного потенциала системы.

Погрешность предложенного метода расчета составляет 9 – 10 %.

Результаты расчетов представлены в таблице.

Результаты расчета изменений параметров многоэлектродной системы

№	Анод (стальной вертикальный электрод)					Электрод с промежуточным потенциалом (стальная горизонтальная сетка)					Катод (сталь в бетоне)					ρ, Ом*м	U_0, В
	d, м	L, м	R^A, Ом	U, В	I, мА	d, м	L, м	R^K, Ом	U, В	I, мА	d, м	L, м	R^K, Ом	U, В	I, мА		
1	0,016	5	52	-1,2	-2,79	0,016	5	520	-0,4	1,188	0,016	5	325	0,15	1,606	41	-1,029
2	0,016	5	52	-1,2	-2,80	0,016	10	520	-0,4	1,196	0,016	5	325	0,15	1,606	41	-1,028
3	0,016	5	52	-1,2	-3,24	0,016	10	520	-0,4	1,145	0,016	10	325	0,15	2,096	41	-1,001
4	0,016	5	52	-1,2	-3,48	0,016	20	520	-0,4	1,122	0,016	15	325	0,15	2,357	41	-0,967
5	0,016	10	52	-1,2	-3,68	0,016	25	520	-0,4	1,129	0,016	20	325	0,15	2,55	41	-0,990
6	0,016	5	52	-1,2	-2,36	0,016	2,5	520	-0,4	1,221	0,016	2,5	325	0,15	1,134	41	-1,134
7	0,016	10	52	-1,2	-3,28	0,016	10	520	-0,4	1,166	0,016	10	325	0,15	2,117	41	-1,013
8	0,016	20	52	-1,2	-3,31	0,016	10	520	-0,4	1,179	0,016	10	325	0,15	2,128	41	-1,019
9	0,016	5	52	-1,2	-3,25	0,016	20	520	-0,4	1,15	0,016	10	325	0,15	2,096	41	-1,001
10	0,016	5	12	-1.2	-6,93	0,016	10	200	-0,4	3,49	0,016	10	140	0,15	3,44	10	-1,101
11	0,016	5	550	-1.2	-1,34	0,016	4	300	-0.4	0,105	0,016	2,0	247	0,15	1,24	100	-0,524

Влияние изменения длины катода и элемента с промежуточным потенциалом на режим работы электродов системы. При изменении длины катода (сталь в бетоне) и длины элемента с промежуточным потенциалом (горизонтальная сетка) у электрода с промежуточным потенциалом незначительно усиливаются катодные свойства (на 4 %), ток катода уве-

личился на 30 %. В то же время усилилось разрушение анода (вертикальный стальной заземлитель).

Следовательно, в целом увеличение длины катода увеличило коррозию заведомо анода (стальной вертикальный заземлитель в грунте) и усилило катодные свойства электрода с промежуточным потенциалом.

Изменение длины электрода с промежуточным (горизонтальная металлическая сетка в грунте) практически не влияет на величину коррозионных токов заземляющей системы: происходит усиление анодных свойств анода и катодных свойств катода и элемента с промежуточным потенциалом.

Изменение длины анода (стальной вертикальный заземлитель в грунте) в два раза повлечет за собой увеличение анодного тока на 18 %, ослабит катодные свойства электрода с промежуточным потенциалом на 1,5 %, в то же время увеличит ток катода на 33 %.

Следовательно, в целом увеличение длины анода увеличило коррозию заведомо анода (стальной вертикальный заземлитель в грунте) и ослабило катодные свойства электрода с промежуточным потенциалом.

Влияние удельного сопротивления грунта на режимы работы электродов системы. При уменьшении удельного сопротивления грунта на величину менее 20 Ом·м (согласно ГОСТ 9.602-2005 – сильная коррозия), резко увеличиваются значения катодного и анодного токов.

Особенно сильное влияние отмечается при удельном сопротивлении грунта менее 5 Ом·м. Таким образом, чем ниже удельное сопротивление грунта, тем интенсивнее идет процесс коррозии, что находится в полном соответствии с ГОСТ 9.602-2005 (рисунок 2).

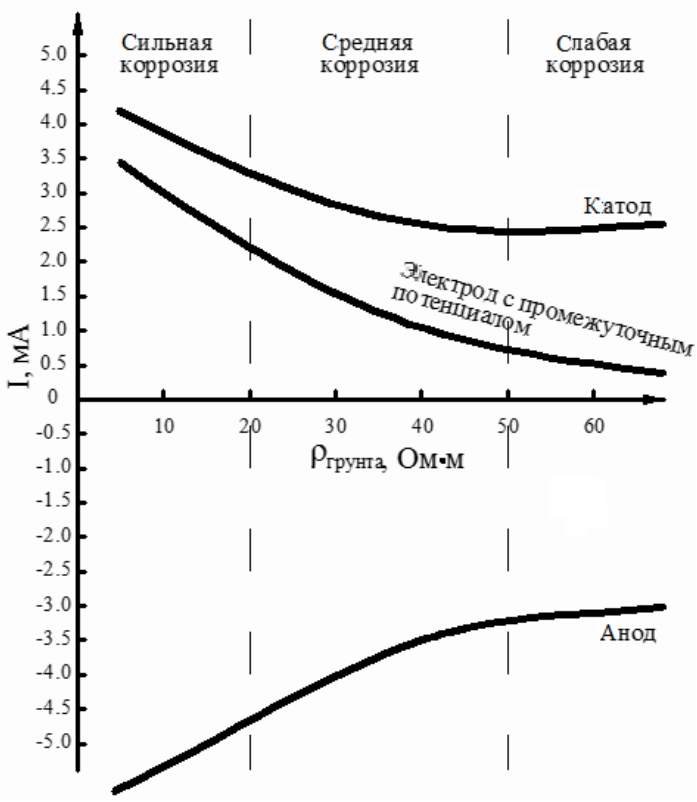


Рисунок 2 – Количественная оценка норм ГОСТ 9.602-2005

При увеличении удельного сопротивления грунта на величину более 20 Ом·м (средняя коррозия согласно ГОСТ 9.602-2005) электрод с промежуточным потенциалом проявляет катодные свойства. В целом при увеличении удельного сопротивления грунта существенно снижается анодный ток стали в грунте (на 53 %).

При увеличении удельного сопротивления грунта на величину более 50 Ом·м (слабая коррозия согласно ГОСТ 9.602-2005) изменение анодного и катодного токов составило порядка 59 %, следовательно, при больших значениях удельного сопротивления процесс коррозии идет очень медленно, что находится в полном соответствии с ГОСТ 9.602-2005.

Проведенные по методике графоаналитического метода расчеты коррозионных токов при различных конструктивных изменениях заземляющих устройств позволили количественно оценить опасность коррозии и показали, что любые изменения конструкции заземляющей системы или условий, в которых она находится, влияют на протекание коррозионных процессов в ней. Данное обстоятельство необходимо учитывать при проектировании и строительстве различных объектов энергетики.

Список литературы

1. Демин, Ю. В. Обеспечение долговечности электросетевых материалов и конструкций в агрессивных средах [Текст] / Ю. В. Демин / Новосибирская гос. акад. вод. трансп. – Новосибирск, 1998.

2. Томашов, Н. Д. Теория коррозии и защита металлов / Н. Д. Томашов / АН СССР. – М., 1959. – 600 с.

3. Иванов, Г. В. Графоаналитический инженерный метод расчета коррозионных токов многоэлектродной системы [Текст] / Г. В. Иванов // Известия Томского политехн. ун-та/ Томский политехн. ун-т. – Томск, 2007. – № 2.– 310. – С. 81 – 84.

4. Демин, Ю. В. Обеспечение долговечности электросетевых конструкций энергосистем, водного и железнодорожного транспорта: Автореф. дис... докт. техн. наук / Ю. В. Демин. – Новосибирск, 2000. – 55 с.

5. Иоссель, Ю. Я. Математические методы расчета электрохимической коррозии и защиты металлов: Справочник [Текст] / Ю. Я. Иоссель, Г. Э. Кленов. – М.: Металлургия, 1984. – 271 с.

6. Карякин, Р. Н. Заземляющие устройства электроустановок [Текст] / Р. Н. Карякин. – М.: Энергосервис, 1998. – 376 с.

УДК 620.193.75

Ю. В. Демин, Д. С. Скотников, Г. В. Иванов

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОКОВ КОРРОЗИИ И ПОТЕНЦИАЛОВ В ЗАЗЕМЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ ТЯГОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ

Представлен математический метод расчета токов коррозии двух моделей заземляющих устройств – эквипотенциальной и неэквипотенциальной. Рассмотрена грунтовая и электрическая коррозия обеих моделей. Математический метод расчета величин коррозионных токов и потенциалов позволит оценить коррозионное состояние элементов заземляющей системы тяговой подстанции.

Заземляющие устройства (ЗУ) электроустановок эксплуатируются в различных грунтово-климатических условиях. При этом они подвергаются воздействию грунтовой коррозии и электрокоррозии (воздействие блуждающих токов). Расчет величин коррозионных токов и потенциалов в ЗУ электроустановок необходим для оценки их коррозионного состояния, принятия необходимых мер защиты ЗУ при проектировании и эксплуатации [1].

Физической основой математического метода расчета величин токов и потенциалов коррозии является теория многоэлектродных электрохимических систем [1, 2]. Расчет работы каждого отдельного электрода многоэлектродной системы с любым количеством электродов аналитическим способом исходит из двух утверждений [2]:

если многоэлектродная гальваническая система действительно замкнута накоротко во внешней и внутренней цепи, то потенциал отдельных ее составляющих вследствие явления поляризации выравнивается около какого-то общего потенциала U_0;

если многоэлектродная система находится в стационарном состоянии, т. е. в отдельных ее точках не происходит накопления зарядов во времени, то сумма всех катодных токов системы точно равна сумме всех анодных токов.

В основе математической модели лежит система нелинейных уравнений, связывающих значения электродных электрохимических потенциалов и коррозионных (стекающих и втекающих) токов линейных коррозионных систем (LKS) [1].

В предлагаемом методе расчета приняты следующие допущения [2]:

1) в расчетной модели используется однородное строение грунта. Вместе с тем в методе

предусмотрена возможность учета неоднородности грунта. В основу этого положены следующие факторы:

существенное (как правило, в несколько раз) преобладание собственных значений поперечных сопротивлений над взаимными;

в отличие от обычного заземлителя (потенциалы на котором задаются относительно бесконечности) коррозионные потенциалы относятся только к ближней области, поскольку связаны с возникновением на поверхности металла двойного электрического слоя;

коррозионные токи замыкаются между элементами внутри сооружения, а не вытекают (втекают) из него, как в случае с заземлителем.

В связи с этим при расчете собственных значений поперечных сопротивлений для каждого элемента используется свое значение удельного сопротивления грунта. При расчетах взаимных сопротивлений задается общее для всего сооружения значение удельного сопротивления грунта;

2) реальные элементы заменяются источниками тока простой формы (обычно точечный источник, прямолинейный отрезок, окружность и т. п.).

Погрешности расчета определяются

погрешностью определения исходных данных ($R^{\text{А}}_{\text{з}}$ – анодное сопротивление заземлителей; $R^{\text{к}}_{\text{з}}$ – катодное сопротивление; $\rho_{\text{г}}$ – удельное сопротивление грунта; $U_{\text{з}}$ – коррозионный потенциал заземлителей);

погрешностью алгоритма, например, из-за разбиения ЗУ на элементы с постоянной плотностью тока;

погрешностью вычисления, например, замена бесконечного ряда конечной суммой.

Для любого типа коррозии (грунтовая, электрическая коррозия) необходимо рассматривать два варианта заземляющего устройства: эквипотенциальное и неэквипотенциальное [1, 3, 4]. В первом случае пренебрегают продольным сопротивлением элементов для протекающих по ним токам, все элементы рассматриваемой системы соединены «звездой» и имеют единый компромиссный потенциал.

При неэквипотенциальном варианте учитывается падение напряжений, связанное с протеканием токов по элементам системы, которое приводит к возникновению переменного компромиссного потенциала, что существенно усложняет решаемую задачу как при грунтовой, так и при электрической коррозии.

Грунтовая коррозия, эквипотенциальная модель. Эквипотенциальная расчетная модель описывается следующей системой уравнений (n +1)-го порядка в виде матриц:

$$\begin{Vmatrix} R_{11} & \dots & R_{1p} & \dots & R_{1n} & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{p1} & \dots & R_{pp} & \dots & R_{pn} & 1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{n1} & \dots & R_{np} & \dots & R_{nn} & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 \end{Vmatrix} \times \begin{Vmatrix} I_1 \\ \dots \\ I_p \\ \dots \\ I_n \\ U_0 \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} U_1 \\ \dots \\ U_p \\ \dots \\ U_n \\ 0 \end{Vmatrix}, \qquad (1)$$

где R_{ij} – собственные и взаимные значения поперечных сопротивлений между i-м и j-м элементами;

I_j – поперечный ток, стекающий (втекающий) с j-го элемента;

U_0 – компромиссный потенциал системы рассматриваемых элементов, соединенных «звездой»;

U_i – исходные (задаваемые) электродные потенциалы одиночных элементов (до их соединения в систему).

Собственное ($i = j$) значение поперечного сопротивления определяется по уравнению:

$$R_{ii} = R^{\Г}_{ii} + R^{\text{А,К}}_{ii}, \qquad (2)$$

где $R^{\Г}_{ii}$ – сопротивление растеканию «металл – грунт»;

$R_{ii}^{А,К}$ – сопротивление поляризации (анодное или катодное) рассматриваемого элемента.

Сопротивление растеканию элементов заземляющего устройства рассчитывается по следующим формулам:

вертикальный электрод [3] –

$$R_{\text{верт}} = \frac{\rho}{2\pi nl}(\text{Ln}\frac{8l}{d} - 1 + \frac{2,75l}{\sqrt{S}}(\sqrt{n} - 1)^2); \quad (3)$$

горизонтальная сетка [3] –

$$R_{\text{г}} = \frac{\rho}{\pi L}(\text{Ln}\frac{2L}{\sqrt{bh}} + 1,37\frac{L}{\sqrt{S}} - 5,6). \quad (4)$$

Взаимное сопротивление между горизонтальной сеткой и вертикальными электродами определяется по формуле [3]:

$$R_{ij} = \frac{\rho}{\pi L}(\text{Ln}\frac{2L}{l} + 1,37\frac{L}{\sqrt{S}} - 4,6), \quad (5)$$

где ρ – удельное сопротивление среды, Ом·м;

L – полная длина проводников, образующих горизонтальную сетку, м;

S – площадь, покрытая сеткой, м^2;

l – длина вертикального электрода, м;

d – диаметр вертикального электрода, м;

n – число вертикальных электродов;

b – ширина полосы горизонтального проводника, образующего сетку, м;

h – глубина заложения сетки, м.

Сопротивления поляризации $R_{ii}^{А,К}$ определяются по соответствующим поляризационным характеристикам элементов ЗУ, снятых до их соединения в систему.

Обобщенные удельные поляризационные характеристики получены по результатам многочисленных натурных измерений на отдельных элементах заземляющей системы (ЗС) подстанций и воздушных линий электропередачи, расположенных в различных регионах СНГ.

Так, для стальных элементов ЗС получены следующие зависимости анодных и катодных потенциалов от плотности поляризующего тока [1, 4]

$$\Delta U_{\text{К}}^{\text{ст}} = 9,38\ln^2 j_{\text{К}} + 3,4\ln j_{\text{К}}; \quad (6)$$

$$\Delta U_{\text{А}}^{\text{ст}} = 1,91\ln^2 j_{\text{А}} + 43,3\ln j_{\text{А}}. \quad (7)$$

Для железобетонных стоек, выступающих, как правило, в роли катода и углеграфитовых электродов, получено:

$$\Delta U_{\text{К}}^{\text{ЖБ}} = 7,55\ln^2 j_{\text{К}} + 5,4\ln j_{\text{К}}; \quad (8)$$

$$\Delta U_{\text{А}}^{\text{УГ}} = 8,21\ln^2 j_{\text{А}} + 95\ln j_{\text{А}}. \quad (9)$$

Основная трудность при решении уравнений (1) связана с неопределенностью типа поляризации рассматриваемых элементов. Согласно теории многоэлектродных электрохимических систем наиболее «положительный» элемент (с максимальным положительным зарядом) будет являться катодом по отношению ко всем элементам системы, наиболее «отрицательный» элемент (с максимальным отрицательным зарядом) будет являться анодам по отношению к остальным элементам системы. Необходимо определить, в каком режиме работают элементы с промежуточными значениями потенциалов. Для ориентировочного определения характера поляризации рассматриваемых элементов проводят предварительный анализ системы уравнений (1), записав их в следующем виде

$$\begin{Vmatrix} R_{11} & \dots & R_{1p} & \dots & R_{1n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{p1} & \dots & R_{pp} & \dots & R_{pn} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{n1} & \dots & R_{np} & \dots & R_{nn} \end{Vmatrix} \times \begin{Vmatrix} I_1 \\ \dots \\ I_p \\ \dots \\ I_n \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} U_1 - U_0 \\ \dots \\ U_p - U_0 \\ \dots \\ U_n - U_0 \end{Vmatrix}, \quad (10)$$

Форма записи системы уравнений (10) предполагает, что значении компромиссного потенциала U_0 известно. При этом поскольку собственные значения R_{ii} поперечных сопротивлений в несколько раз превосходят их взаимные значения R_{ij}, знак поперечного тока I_j будет определяться знаком правой части $(U_i - U_0)$ уравнений (10). Общая сумма токов I_j в уравнении (10) согласно теории многоэлектродных электрохимических систем должна равняться нулю.

Если исключить из системы (10) одно из уравнений (например, p) путем его вычитания из остальных уравнений, а затем убрать из квадратной матрицы столбец коэффициентов для тока $\bar{I}_p$, то получим дополнительную (остаточную) систему уравнений без p-го элемента и компромиссного потенциала U_0:

$$\begin{Vmatrix} (R_{11} - R_{p1}) \dots\dots (R_{1n} - R_{pn}) \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ (R_{n1} - R_{p1}) \dots\dots (R_{nn} - R_{pn}) \end{Vmatrix} \times \begin{Vmatrix} I_1 \\ \dots \\ I_n \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} U_1 - U_p \\ \dots\dots \\ U_n - U_p \end{Vmatrix}. \quad (11)$$

Тип сопротивления поляризации $R_{ii}^{\text{A,K}}$ в диагональных коэффициентах $(R_{ii} - R_{pi})$ системы (11) задается в соответствии со знаком правой части уравнений, т. е. при $(U_i - U_p) > 0$ используется катодное сопротивление $R_{ii}^{\text{к}}$, т. е. i-й элемент будет являться катодом относительно удаленного из системы элемента p. При $(U_i - U_p) < 0$ берется анодное сопротивление R_{ii}^{A}, так как в этом случае i-й элемент будет являться анодом относительно удаленного из системы элемента р. При $(U_i - U_m) = 0$ рекомендуется использовать среднее значение сопротивлений поляризации $(R_{ii}^{A} + R_{ii}^{\text{к}})/2$.

Вспомогательная система уравнений (11) исследуется с целью ориентировочного определения суммарного значения $\sum I_j$ токов коррозии без учета p-го элемента. Решением системы уравнений (11) является матрица-столбец $\|I_j\|$; сложив полученные результаты, находим искомую сумму токов коррозии.

Очевидно, что при $\sum I_j > 0$ поляризация рассматриваемого p-го элемента анодная (так как для баланса коррозионных токов не хватает отрицательного значения I_p), а при $\sum I_j < 0$ поляризация p-го элемента катодная.

Описанному выше анализу (с целью предварительного определения типа поляризации) подвергаются все элементы рассматриваемой системы, кроме элементов с минимальным и максимальным значениями (с учетом знака) электродного потенциала, поскольку первый из них всегда будет анодом, а второй – катодом [1].

Определив ориентировочный характер поляризации всех элементов сооружения и задействовав в соответствии с этим требуемые сопротивления поляризации $R_{ii}^{\text{A,K}}$, решают исходную систему уравнений (1) относительно коррозионных токов и компромиссного потенциала. Сопоставляя знаки полученных коррозионных токов с результатами предварительного определения типа поляризации, убеждаются в их совпадении. В случае несовпадения знаков по отдельным элементам их тип поляризации меняют в соответствии с результатом последнего расчета, и этот расчет повторяют до полного совпадения знаков коррозионных токов по данным последнего и предыдущего расчетов, т. е. запускают итерационный процесс [1].

Грунтовая коррозия, неэквипотенциальная модель. Наличие у элемента продольного сопротивления приводит при протекании по нему продольного тока $I_э$ к некоторому снижению действующего напряжения ($U_э - U_0$). В результате компромиссный потенциал неэквипотенциальной системы оказывается переменной величиной. В соответствии с этим система уравнений (1) приобретает вид:

$$\begin{Vmatrix} R_{11} & \dots & R_{1p} & \dots & R_{1n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{p1} & \dots & R_{pp} & \dots & R_{pn} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{n1} & \dots & R_{np} & \dots & R_{nn} \end{Vmatrix} \times \begin{Vmatrix} I_1 \\ \dots \\ I_p \\ \dots \\ I_n \end{Vmatrix} = \begin{Vmatrix} U_1 \\ \dots \\ U_p \\ \dots \\ U_n \end{Vmatrix} + \begin{Vmatrix} U_1^{\,0} \\ \dots \\ U_p^{\,n} \\ \dots \\ U_n^{\,0} \end{Vmatrix}, \qquad (12)$$

где U_i^0 – среднее значение компромиссного потенциала для *i*-го элемента.

При неэквипотенциальной расчетной модели используются две системы уравнений, первая из которых связывает потенциалы с поперечными токами и сопротивлениями, а вторая – снижение напряжений с продольными токами и сопротивлениями элементов.

Запишем выражение (12) в виде:

$$\left\|R_{ij}\right\| \times \left\|I_j\right\| = \left\|U_i\right\| + \left\|U_i^0\right\|. \qquad (13)$$

Пусть $U_i^0 = U_0 - K_i V_i$, тогда систему уравнений (13) можно представить в виде:

$$\left\|R_{ij}\right\| \times \left\|I_j\right\| = \left\|U_i - U_0\right\| + \left\|K_i V_i\right\|, \qquad (14)$$

где $\left\|I_j\right\|$ – матрица-столбец поперечных токов, равных разности продольных токов в начале и конце j-го элемента;

K_i – коэффициент, учитывающий снижение действующего в i-ом элементе напряжения за счет потерь на продольное сопротивление;

$\left\|U_i - U_0\right\|$ – матрица-столбец разности электродного и компромиссного потенциалов (последний предварительно определяется по эквипотенциальной расчетной модели);

$\left\|V_i\right\| = \left\|(V_i^{пн} - V_i^{пк})/2\right\|$ – матрица переменной составляющей действующих напряжений, равная ее средним значениям по концам *i*-го элемента.

Следовательно, в ходе решения выделяется постоянный компромиссный потенциал U_0, действующий как бы в эквипотенциальной системе, а переменную составляющую U_i^0 записывают в виде $K_i V_i$.

Вторая система уравнений записывается в виде:

$$\left\|Z_{ij}\right\| \times \left\|I_i\right\| = \left\|U_i^n\right\|, \qquad (15)$$

где $\left\|Z_{ij}\right\|$ – диагональная (вырожденная) матрица продольных сопротивлений;

$\left\|I_i\right\| = \left\|(I_i^н - I_i^к)/2\right\|$ – матрица-столбец продольных токов равных их средним значениям по концам *i*-го элемента;

$\left\|U_i^n\right\| = \left\|(U_i^{пн} - U_i^{пк})\right\|$ – матрица-столбец снижения действующих напряжений, равная разности этих напряжений по концам *i*-го элемента.

Совместное решение уравнений (14) и (15) выполняется способом узловых потенциалов.

Преобразовав матрицу поперечных сопротивлений в обратную, получим матрицу прово-

димостей $\|R_{ij}\|^{-1} = \|G_{ij}\|$ и запишем уравнение (14) в виде:

$$\|(I_i^{н} - I_i^{к})/2\| = \|G_{ij}/2\| \times \|U_i - U_0\| + \|G_{ij}/4\| \times \|V_i^{пн} - V_i^{пк}\|. \quad (16)$$

Первый член правой части уравнения (15) известен и означает коррозионный ток (уменьшенный в два раза), действующий на *i*-й элемент при эквипотенциальной расчетной модели:

$$\|I_i^0\| = \|G_{ij}/2\| \times \|U_i - U_0\|, \quad (17)$$

где $\sum_{i=1}^{n} I^0 = 0.$

Суммируя коэффициенты второго слагаемого правой части уравнения (16), относящиеся к одному и тому же узловому потенциалу φ_t и обозначая их индексом K_{it}, получим:

$$\|(I^{н}_i - I_i^{к})/2\| = \|I_i^0\| + \|K_{it}\| \times \|\varphi_t\|, \quad (18)$$

где $\|K_{it}\|$ – прямоугольная матрица суммарных поперечных проводимостей, содержащая *n* строк (по числу элементов) и *N* столбцов (по числу узлов);

$\|\varphi_t\|$ – матрица-столбец узловых потенциалов *N*-го порядка.

С другой стороны, используя продольную проводимость элементов $G_{ii}^n = 1/Z_{ii}$, уравнение (18) можно записать в виде:

$$\|(I^{н}_i - I_i^{к})/2\| = \|G_{ii}^n\| \times \|\varphi_t^{н}\| - \|G_{ii}^n\| \times \|\varphi_t^{к}\|, \quad (19)$$

где $\varphi_t^{н} = U_i^{пн}$, $\varphi_t^{к} = U_i^{пк}$ – узловые потенциалы матрицы $\|\varphi_t\|$, относящиеся к началу и концу *i*-го элемента.

Из уравнений (18) и (19) найдем соответственно значения продольных токов в начале или конце каждого *i*-го элемента, выраженные через узловые потенциалы $\|\varphi_t\|$ со своими коэффициентами $\|K_{it}^{н}\|$ или $\|K_{it}^{к}\|$, отвечающими соответствующей комбинации поперечных и продольных проводимостей, и коррозионные токи $\|I_i^0\|$, полученные для эквипотенциальной расчетной модели. Собрав продольные токи $\|I_i^{н}\|$ и $\|I_i^{к}\|$, подходящие к каждому *t*-му узлу и приравнивая их сумму к нулю (согласно закону Кирхгофа), получим систему уравнений узловых потенциалов *N*-го порядка:

$$\|Y_{pt}\| \times \|\varphi_t\| = -\|I_p^c\|, \quad (20)$$

где $\|Y_{pt}\|$ – квадратная матрица узловых проводимостей, образованных в результате суммирования коэффициентов $\|K_{it}^{н}\|$ и $\|K_{it}^{к}\|$, от всех примыкающих к *p*-му узлу элементов;

$\|I_p^c\|$ – матрица-столбец суммы фиктивных токов $\|I_i^0\|$, втекающих в *p*-й узел или вытекающих из него от всех примыкающих к этому узлу элементов.

Решив систему уравнений (20), найдем узловые потенциалы $\|\varphi_t\|$, а следовательно, и переменную составляющую действующих напряжений U_i^p как полусумму значений $\|\varphi_t\|$ по концам *i*-го элемента. Полную величину коррозионных токов $\|I_i\| = \|(I_i^{н} - I_i^{к})\|$ для неэквипотенциальной расчетной модели получим из выражения (19). При этом баланс анодных и катодных токов будет выполняться автоматически за счет того, что сумма токов $\|I_p^c\|$ по всем

узлам сооружения равна нулю.

Электрическая коррозия. В качестве ЭДС в этом случае выступает E блуждающих токов в грунте по месту расположения элементов [4]. В соответствии с этим при эквипотенциальной расчетной модели значения E_i используются для определения относительных напряжений на элементах U_i, действующих на территории сооружения. Для этого, приняв потенциал произвольного узла за условный ноль, рассчитаем в первом приближении значения относительных потенциалов $\tilde{\varphi}_t^{\text{от}}$ во всех остальных узлах путем последовательного суммирования разности потенциалов $U_i = E_i \cdot I_i$, где I_i – длина i-го элемента. Последнее возможно благодаря независимости интегральной величины потенциального поля от пути интегрирования. За окончательное нулевое значение относительных потенциалов (напряжений) принимается средняя величина всех найденных выше узловых потенциалов:

$$\phi_t^{\text{от}} = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^{N} \tilde{\phi}_t^{\text{от}}. \tag{21}$$

После этого определяются окончательные значения относительных узловых потенциалов $\tilde{\varphi}_t^{\text{от}}$ путем вычитания величины $\varphi_t^{\text{от}}$ из ранее найденных значений. Далее находятся относительные напряжения U_i, как полусумма потенциалов $\varphi_t^{\text{от}}$ в узлах по концам i-го элемента. Все последующие расчеты ведут, как при грунтовой коррозии, с помощью системы уравнений (10), используя в качестве электродных потенциалов элементов относительные напряжения U_i.

При неэквипотенциальной расчетной модели исходные системы уравнений записываются в виде [4]:

$$\left\|R_{ij}\right\| \times \left\|I_j\right\| = \left\|U_i^n\right\|; \tag{22}$$

$$\left\|Z_{ij}\right\| \times \left\|I_i\right\| + \left\|U_i\right\| = \left\|U_i^n\right\|. \tag{23}$$

Совместное решение уравнений (22) и (23) выполняется способом узловых потенциалов. Переходя к полуразностям и полусуммам продольных токов по концам элементов, получим:

$$\left\|(I_i^{\text{н}} - I_i^{\text{к}})/2\right\| = \left\|K_{it}\right\| \times \left\|\phi_t\right\|; \tag{24}$$

$$\left\|(I_i^{\text{н}} + I_i^{\text{к}})/2\right\| = \left\|G_{ii}^n\right\| \times \left\|\varphi_t^{\text{н}}\right\| - \left\|G_{ii}^n\right\| \times \left\|\varphi_t^{\text{к}}\right\| - \left\|I_i^{\Phi}\right\|, \tag{25}$$

где $\left\|I_i^{\Phi}\right\| = \left\|G_{ii}^n\right\| \times \left\|U_i\right\|$ – диагональная матрица фиктивных выравнивающих токов, протекающих по i-му элементу в связи с воздействием на него внешнего электрического поля.

Складывая и вычитая уравнения (22) и (23), найдем значения продольных токов в начале и в конце каждого элемента. Просуммировав же токи, подходящие к каждому узлу, получим окончательно:

$$\left\|Y_{pt}\right\| \times \left\|\phi_t\right\| = \left\|I_p^{\Phi c}\right\|, \tag{26}$$

где $\left\|I_p^{\Phi c}\right\|$ – матрица-столбец суммы фиктивных токов $\left\|I_p^{\Phi}\right\|$, втекающих в p-й узел или вытекающий из него от всех примыкающих к этому узлу элементов (сумма токов $\left\|I_p^{\Phi c}\right\|$ по всем узлам равна нулю). Определив из уравнений (26) узловые потенциалы $\left\|\varphi_t\right\|$ и отвечающие им значения действующих напряжений $\left\|U_i^n\right\|$, с помощью выражений (24) и (25) находим значения коррозионных токов $\left\|I_i\right\|$.

Таким образом, представленный метод расчета величин коррозионных токов и потенци-

алов позволит оценить коррозионное состояние элементов заземляющей системы тяговой подстанции и, при необходимости, принять меры по защите ЗУ.

Положительная особенность расчета коррозионных токов – учитывается реальная геометрия заземляющего устройства, отрицательная – не учитывается динамика изменения физико-химических параметров (содержание растворимых солей, влаги в порах и т. д.), использование итерационного решения часто ведет к расхождению итераций ввиду многозначности решаемой задачи.

Список литературы

1. Демин, Ю. В. Обеспечение долговечности электросетевых материалов и конструкций в агрессивных средах [Текст] / Ю. В. Демин / Новосибирская гос. акад. вод. трансп. – Новосибирск, 1998.

2. Томашов, Н. Д. Теория коррозии и защита металлов [Текст] / Н. Д. Томашов / АН СССР. – М., 1959. – 600 с.

3. Иоссель, Ю. Я. Математические методы расчета электрохимической коррозии и защиты металлов: Справочник [Текст] / Ю. Я. Иоссель, Г. Э. Кленов. – М.: Металлургия, 1984. – 271 с.

4. Демин, Ю. В. Обеспечение долговечности электросетевых конструкций энергосистем, водного и железнодорожного транспорта: Автореф. дис... докт. техн. наук / Ю. В. Демин. – Новосибирск, 2000. – 55 с.

УДК 621.311.001.57

О. А. Коломоец, А. А. Комяков, А. В. Пономарев

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО АЛГОРИТМА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РАСХОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НЕТЯГОВЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ ИСКУССТВЕННЫХ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ

В работе предложен алгоритм для прогнозирования расхода электрической энергии нетяговыми железнодорожными потребителями на основе искусственных нейронных сетей. Предложен усовершенствованный метод выбора наиболее подходящей структуры нейронной сети на основе применения коэффициента, характеризующего однородность выборок смоделированных и фактических значений расхода электрической энергии.

В соответствии с программой «Энергетическая стратегия железнодорожного транспорта на период до 2015 года и на перспективу до 2030 года» одной из главной целей в области ресурсосберегающих технологий является повышение энергоэффективности основных производственных процессов компании. Важная роль при этом уделяется процессам анализа, контроля и прогнозирования объема энергопотребления как в системе тягового электроснабжения, так и на нетя-

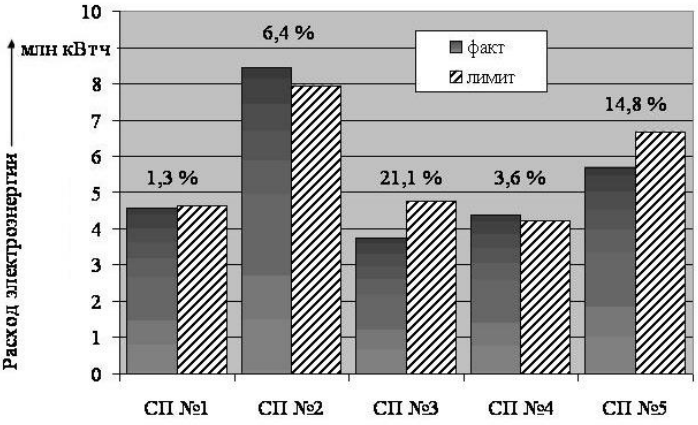


Рисунок 1 – Расхождение между планируемым и фактическим расходом электроэнергии по СП Южно-Уральской железной дороги

говые нужды структурных подразделений (СП) железных дорог.

В настоящее время достоверность результатов прогнозирования расхода электрической энергии нетяговых железнодорожных потребителей не во всех случаях является удовлетворительной. Так, для СП Южно-Уральской железной дороги расхождение между планируемым и фактическим расходом электрической энергии в ряде случаев превышает 20 % (рисунок 1). В итоге установление недостоверных лимитов электропотребления приводит к неэффективному использованию денежных средств на приобретение энергоресурсов.

В связи с этим разработка актуальной и достоверной методологии прогнозирования расхода электрической энергии нетяговых железнодорожных потребителей на основе современного математического аппарата является актуальной задачей. К числу основных требований, предъявляемых к современной методологии прогнозирования электропотребления, относятся учет случайного характера электропотребления, возможность выявления наиболее подходящей зависимости между расходом электрической энергии и влияющими факторами, в том числе и нелинейной [1, 2].

Поставленным требованиям в полной мере удовлетворяет математический аппарат искусственных нейронных сетей (ИНС).

ИНС представляет собой математическую модель, а также ее программные или аппаратные реализации, которые имитируют структуру и свойства нервной системы живых организмов. Нейронная сеть получает на входе набор входных сигналов и выдает соответствующий им ответ (выходные сигналы), являющийся решением определенной задачи.

По результатам анализа для целей прогнозирования расхода электрической энергии предприятиями железнодорожного транспорта выбрана нейросетевая модель многослойного персептрона с одним скрытым слоем (рисунок 2).

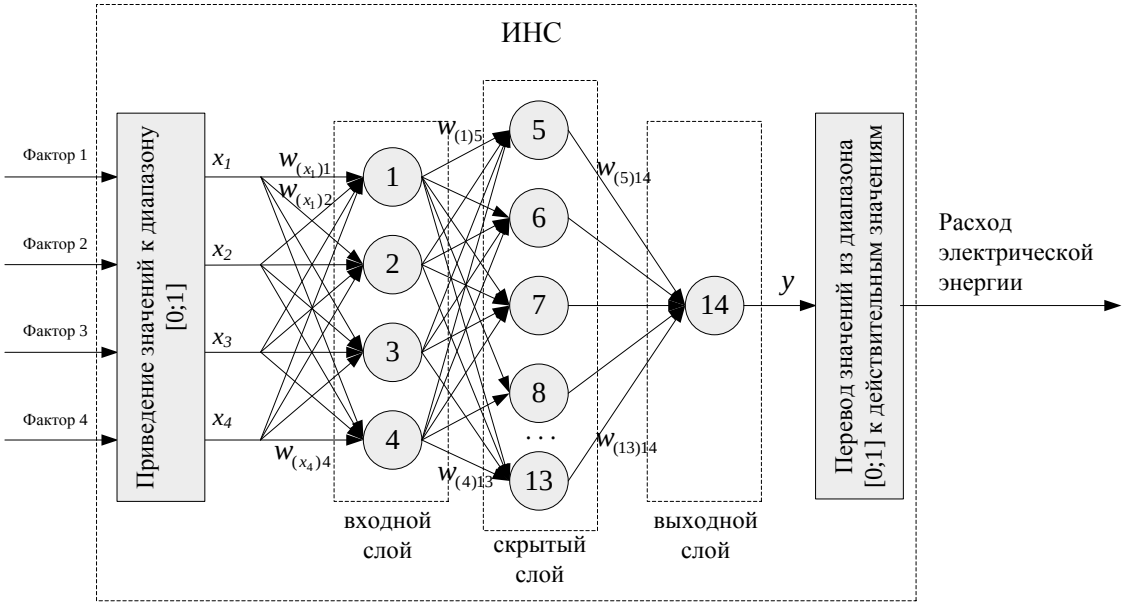


Рисунок 2 – Структура нейронной сети для решения задачи прогнозирования расхода электрической энергии предприятиями железнодорожного транспорта

Используемая для целей планирования расхода электрической энергии ИНС включает в себя три слоя: входной, выходной и скрытый. Входной слой имеет четыре нейрона, а выходной – один, что соответствует количеству рассматриваемых влияющих факторов x_1–x_4 (объем производственной деятельности, температура воздуха, приведенная мощность по условно-постоянной и переменной составляющим электропотребления) и выходных величин y (расход электрической энергии). Диапазон изменения влияющих факторов зависит от характера производственной деятельности СП, состава и мощности электрооборудования и температурного диапазона, характерного для населенного пункта, в котором расположено СП.

Количество нейронов на скрытом слое подобрано экспериментально и равно девяти.

Между собой слои соединены синапсами, каждый из которых характеризуется своим весом w_{ij}, выраженным действительным числом. Значения весов синапсов определяют характер зависимости расхода электрической энергии от величины принятых к рассмотрению влияющих факторов.

Для корректной работы ИНС в ее структуре предусмотрены блоки перевода значений к диапазону [0;1] и обратно, так как сигналы, передаваемые по синапсам, должны принимать значения из указанного диапазона.

Каждый нейрон в составе ИНС характеризуется своим состоянием:

$$S = \sum_{i=1}^{n} w_i x_i \,, \tag{1}$$

где n – число входов нейрона.

Например, состояние нейрона 1 на рисунке 2 определится следующим образом: $S = x_1 w_{(x_1)1} + x_2 w_{(x_2)1} + x_3 w_{(x_3)1} + x_4 w_{(x_4)1}$.

Значение выхода нейрона y определяется по выражению:

$$y = f(S)\,, \tag{2}$$

где $f(S)$ – активационная (передаточная) функция.

В качестве активационных функций наиболее часто применяются следующие функции:

1) линейная передаточная функция (сигнал на выходе нейрона линейно связан со взвешенной суммой сигналов на его входе)

$$f(x) = a \cdot x; \tag{3}$$

2) пороговая передаточная функция (сигнал на выходе нейрона равен нулю до тех пор, пока взвешенный сигнал на входе нейрона не достигает некоторого уровня T, как только сигнал на входе нейрона превышает указанный уровень, выходной сигнал скачкообразно изменяется на единицу)

$$f(x) = \begin{cases} 1, x \ge T; \\ 0, x < T; \end{cases} \tag{4}$$

3) сигмоидная (логистическая) передаточная функция

$$f(x) = \frac{1}{1 + e^{-ax}}; \tag{5}$$

4) радиально-симметричная функция передачи

$$f(x) = e^{-\left(\frac{x}{a}\right)^2}, \tag{6}$$

где x – входной сигнал;

a – параметр активационной функции.

Для рассматриваемой нейросетевой модели приняты к рассмотрению две последние функции, так как они являются дифференцируемыми на всей оси абсцисс и имеют простые с точки зрения машинной реализации производные. Например, производная сигмоидной (логистической) функции

$$f'(x) = af(x)(1 - f(x))\,. \tag{7}$$

Рассматриваемая нейронная сеть относится к классу многослойных персептронов, обучение которых, как правило, ведется по методу обратного распространения ошибки, который

является разновидностью метода градиентного спуска [3]. Процесс обучения заключается в минимизации функции ошибки, которая определяется по методу наименьших квадратов:

$$E = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{p}(y_j - d_j)^2, \quad (8)$$

где y_j и d_j – смоделированное и требуемое значения выходного сигнала нейрона и выходного слоя сети соответственно;

p – число нейронов на выходном слое.

При обучении ИНС на каждом этапе осуществляется корректировка весов синапсов по методу градиентного спуска на величину [4]

$$\Delta w_{ij} = -\eta \frac{\partial E}{\partial w_{ij}}, \quad (9)$$

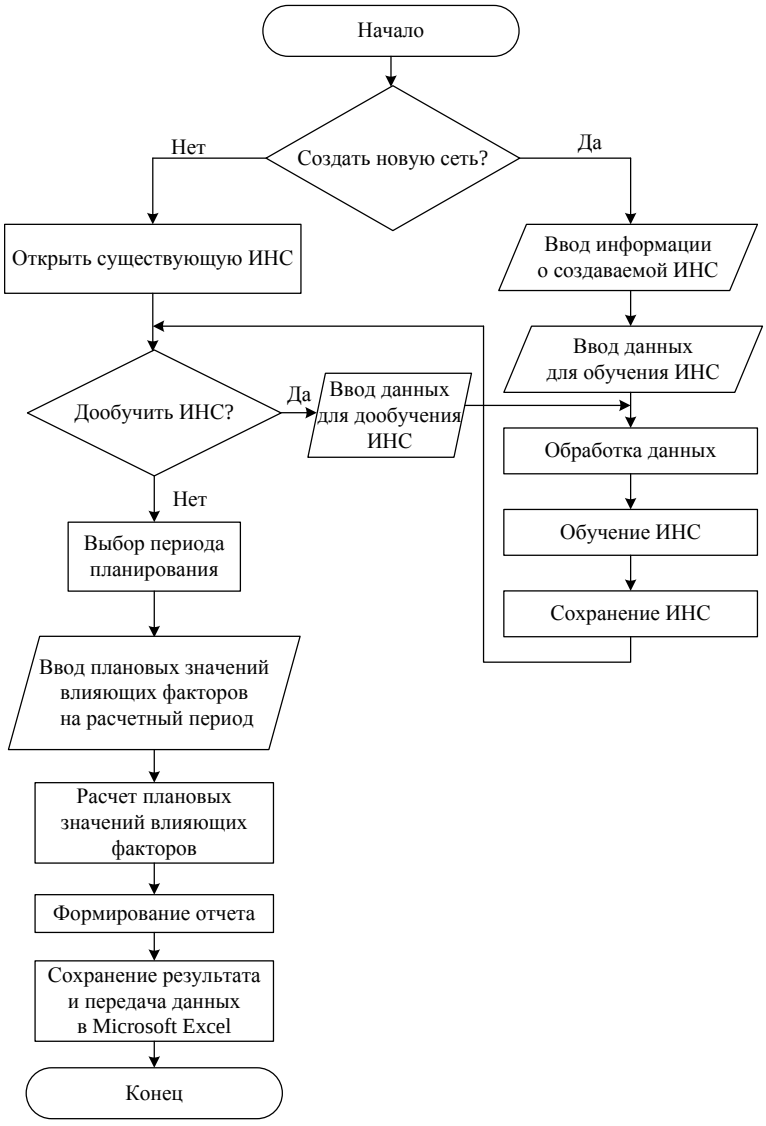


Рисунок 3 – Общий алгоритм функционирования программного комплекса для прогнозирования расхода электрической энергии нетяговых железнодорожных потребителей

где η – скорость обучения.

Второй множитель в правой части выражения (9) можно записать в виде:

$$\frac{\partial E}{\partial w_{ij}} = \frac{\partial E}{\partial y_j}\frac{\partial y_j}{\partial S_j}\frac{\partial S_j}{\partial w_{ij}}. \quad (10)$$

Принимая во внимание выражение (1), можно записать:

$$\frac{\partial S_j}{\partial w_{ij}} = x_i. \quad (11)$$

Величина $\frac{\partial y_j}{\partial S_j}$ есть частная производная функции $y = f(S)$ по S.

Если учесть, что в рассматриваемой нейронной сети число нейронов на выходном слое равно единице, то первый множитель в выражении (10) будет таким:

$$\frac{\partial E}{\partial y_j} = y_j - d_j. \quad (12)$$

В этом случае результирующее выражение для величины коррекции весов синапсов выходного слоя примет следующий вид:

$$\Delta w_{ij} = -\eta x_i f'(S_j)(y_j - d_j). \quad (13)$$

Для нейронов остальных n-ых слоев используется рекуррентная формула, если известно значение корректировки для $(n+1)$-го слоя:

$$\Delta w_{ij}^{(n)} = -\eta x_i f'(S) \sum_k \delta_k^{(n+1)} w_{ik}^{(n+1)}, \qquad (14)$$

где $\delta_k^{(n+1)} = f'(S_j)(y_j - d_j)$ (для выходного слоя).

Для повышения эффективности обучения в формулы (13) и (14) добавлено дополнительное слагаемое $m\Delta w_{ij}$, которое позволяет изменять влияние градиента на изменение весов синапсов.

На основе указанного алгоритма в Омском государственном университете путей сообщения разработан программный комплекс «Нейросетевое планирование расхода электрической энергии на железнодорожном транспорте», зарегистрированный в реестре программ для ЭВМ 16.08.2012 (свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 201.2617381). Общий алгоритм функционирования программного комплекса представлен на рисунке 3, а алгоритм обучения ИНС – на рисунке 4.

В режиме обучения программный комплекс тестирует множество сетей, меняя внутренние параметры каждой в определенных диапазонах, подобранных экспериментально. Скорость обучения меняется от 30 до 60 с шагом 5, а коэффициент обратной связи меняется от 0 до 0,5 с шагом 0,2. При этом проверяются два вида передаточных функций. Первый вариант сетей – сети, имеющие сигмоидную функцию на обоих слоях (скрытом и выходном). В этом случае параметр активационной функции a меняется в пределах от 0,04 до 0,2 с шагом 0,03 и от 0,2 до 0,6 с шагом 0,08. Второй вариант – сети, имеющие на скрытом слое сигмоидную активационную функцию с параметром a, меняющимся от 0,02 до 0,3 с шагом 0,02, а на выходном слое – радиально-симметричную функцию с параметром a, меняющимся от 1 до 8 с шагом 2. Перебор вариантов ИНС осуществляется в автоматическом режиме.

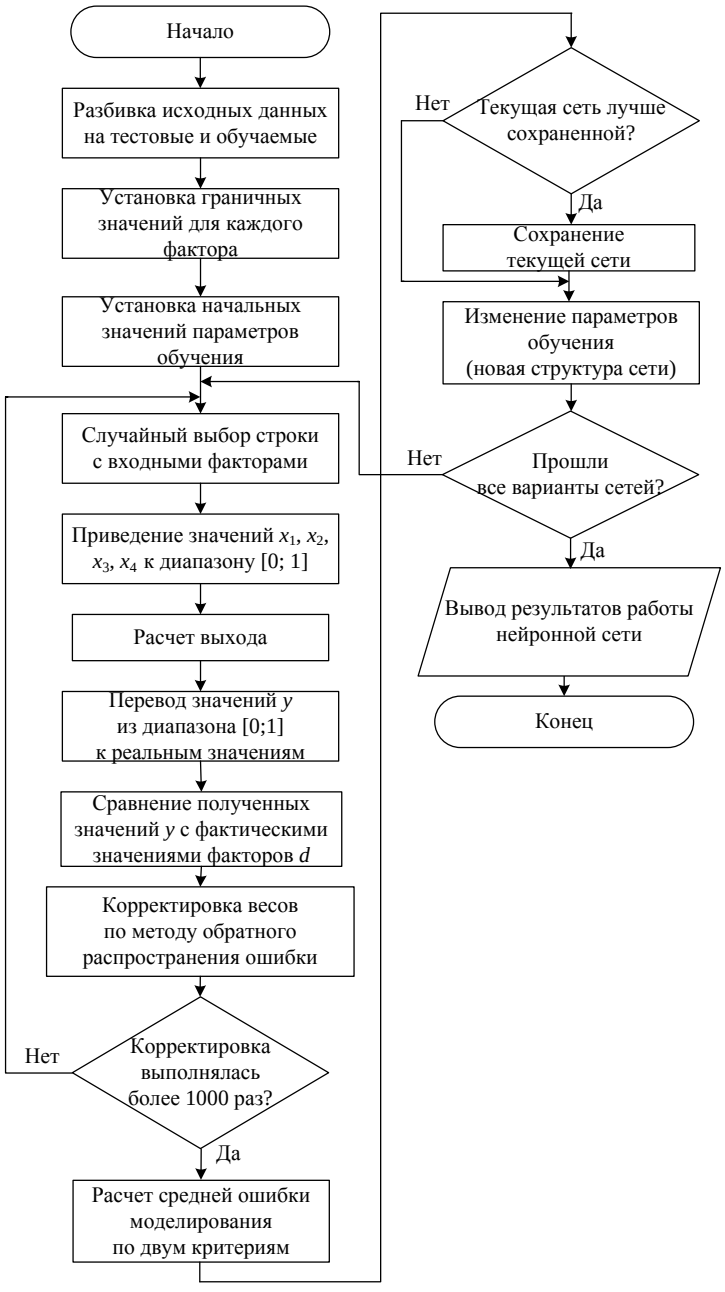


Рисунок 4 – Алгоритм обучения ИНС для решения задачи прогнозирования расхода электрической энергии предприятиями железнодорожного транспорта

В программном комплексе используется усовершенствованный метод сравнения нейронных сетей и выбор наилучшей из них. В большинстве случаев для этих целей используется один из критериев:

минимизация средней относительной погрешности MAPE (mean absolute percentage error):

$$MAPE = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{W_{\text{факт}} - W_{\text{ИНС}}}{W_{\text{факт}}}; \quad (15)$$

минимизация средней квадратичной погрешности MSE (mean squared error):

$$MSE = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(W_{\text{факт}} - W_{\text{ИНС}}\right)^2. \quad (16)$$

В выражениях (15), (16) приняты следующие обозначения: $W_{\text{факт}}$ – фактический расход электрической энергии; $W_{\text{ИНС}}$ – расход электрической энергии, спрогнозированный сетью при том же наборе влияющих факторов; n – объем выборки ретроспективных данных.

Описанный подход не позволяет оценить, насколько выборки фактического и спрогнозированного расхода электроэнергии являются однородными. Для учета данного показателя предложено применение коэффициента K_{T1}, который оценивает близость дисперсий фактической и смоделированной выборок расхода электроэнергии [5]:

$$K_{T1} = \frac{S_1}{S_2}, \quad (17)$$

где S_1 и S_2 – дисперсии фактической и смоделированной выборок расхода электроэнергии (отношение большей к меньшей, так что значение критерия K_{T1} всегда больше единицы), рассчитываемые по формуле:

$$S = \frac{\sum_{i=1}^{N_T}\left(W_i - \bar{W}\right)^2}{N_T - 1}, \quad (18)$$

где N_T – объем тестовой выборки;

W_i – фактическое или смоделированное значение расхода электрической энергии;

$\bar{W}$ – среднее фактическое или смоделированное значение расхода электроэнергии.

Для оценки значения средней ошибки моделирования с использованием ИНС применен безразмерный коэффициент K_{T2}:

$$K_{T2} = \frac{t_{cm}\bar{\sigma}}{\bar{W}}, \quad (19)$$

где t_{cm} – значение t-критерия Стьюдента для заданной доверительной вероятности;

$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N_T}\left(W_i - W_i^0\right)^2}{N_T\left(N_T - 1\right)}}$ – среднеквадратическое отклонение средней ошибки моделирования;

W_i – смоделированное значение расхода электрической энергии при i-м наборе входных факторов;

W_i^0 – фактическое значение расхода электроэнергии при i-м наборе входных факторов;

$\bar{W} = \dfrac{\sum_{i=1}^{N_T} W_i^0}{N_T}$ – среднее фактическое значение расхода электроэнергии.

Наиболее подходящей считается нейронная сеть, имеющая ближайшее к единице значение коэффициента $К_{T1}$ и ближайшее к нулю значение коэффициента $К_{T2}$:

$$\begin{cases} K_{T1} \to 1; \\ K_{T2} \to 0. \end{cases} \qquad (20)$$

После обучения и выбора наиболее подходящей нейронной сети программный комплекс автоматически выстраивает зависимости между расходом электрической энергии и влияющими факторами, которые визуально отображаются в главном окне программного комплекса (рисунок 5).

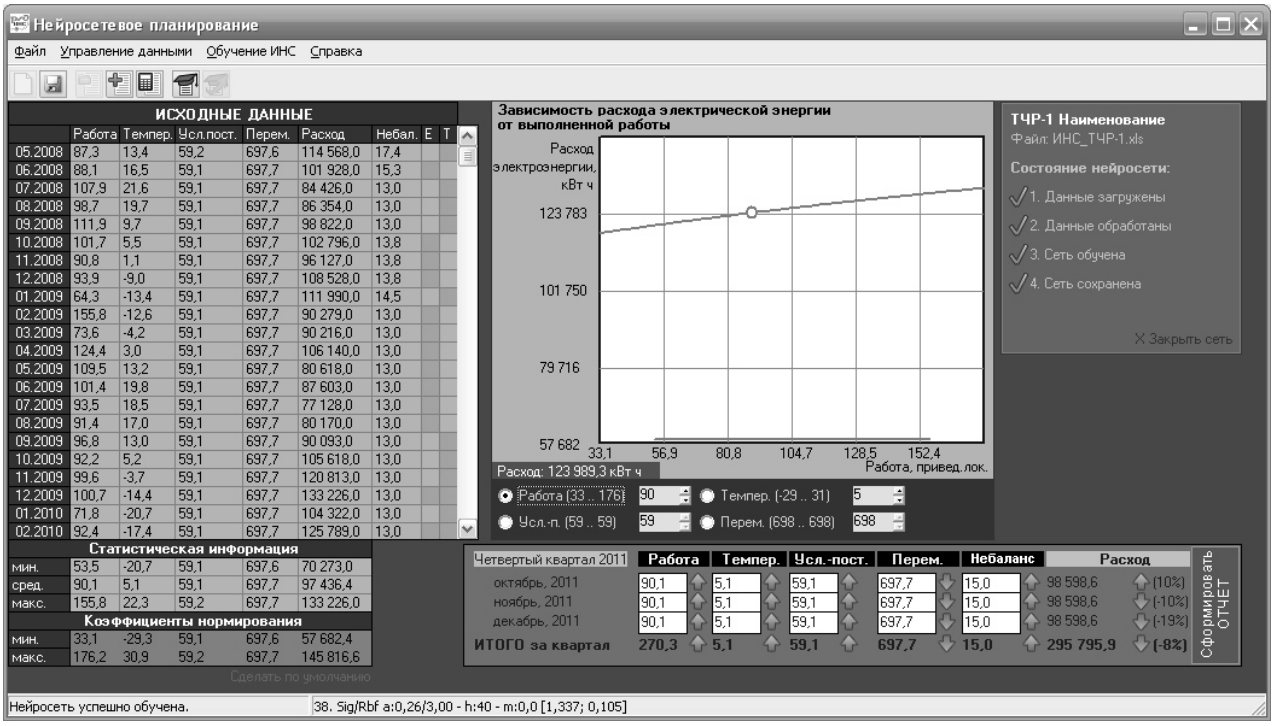


Рисунок 5 – Внешний вид главного окна программного комплекса

Результаты планирования расхода электрической энергии представляются в форме таблицы Microsoft Excel и могут быть переданы для дальнейшей обработки и анализа.

Опытная эксплуатация программного комплекса показывает, что при квартальном планировании по дирекции по ремонту тягового подвижного состава Южно-Уральской железной дороги расхождение между фактическим и планируемым значениями расхода электрической энергии составляет (–1,5) %. При планировании расхода электрической энергии по отдельным СП расхождение не превышает 8 %, что также является удовлетворительным результатом и позволяет рекомендовать программный комплекс для опытного внедрения на сети железных дорог.

Список литературы

1. Комяков, А. А. Применение искусственных нейронных сетей для планирования расхода электрической энергии на нетяговые нужды структурных подразделений железных дорог [Текст] / А. А. Комяков, А. В. Пономарев, О. А. Комякова // Известия Транссиба. – Омск, 2011. – № 1(5). – С. 63 – 67.

2. Каштанов, А. Л. Автоматизированный программный комплекс по контролю и управлению энергопотреблением в границах железнодорожного узла по данным АСКУЭ [Текст] / А. Л. Каштанов, А. А. Комяков, И. Ю. Норкин // Известия Транссиба. – Омск, 2010. – № 2 (2). – С. 71 – 76.

3. Нейроинформатика [Текст] / А. Н. Горбань, В. Л. Дунин-Барковский и др. Новосибирск: Наука. Сибирское предприятие РАН, 1998. – 296 с.

4. Короткий, С. Нейронные сети. Алгоритм обратного распространения [Электронный ресурс] / С. Короткий – Электрон. текстовые дан. Режим доступа: http://www.twirpx.com/file/86088/, свободный.

5. Комякова, О. А. Возможности искусственных нейронных сетей как аппарата для прогнозирования расхода электрической энергии на предприятиях железнодорожного транспорта [Текст] / О. А. Комякова // Омский научный вестник. – Омск, 2013. – №2 (120). – С. 264 – 266.

УДК 625.09:004.3'12

М. М. Соколов

АЛГОРИТМ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРОВОДОВ ЛИНИИ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ УСТРОЙСТВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ АВТОМАТИКИ

В статье рассматриваются вопросы контроля состояния проводов линии электроснабжения устройств железнодорожной автоматики. Предложен и обоснован алгоритм определения места повреждения проводов с использованием математического аппарата дискретного преобразования Фурье.

Эффективная и надежная работа устройств автоматики электрифицированных железных дорог, и, как следствие, безопасность движения поездов зависят, в том числе, и от функционирования комплекса электроснабжения. Условия электроснабжения железнодорожной автоматики (ЖА), в свою очередь, определяются техническим состоянием элементов комплекса электроснабжения.

Согласно статистике одной из наиболее распространенных причин отказов комплекса электроснабжения, приводящих к нарушению работы устройств автоматики, является повреждение проводов линии электропередач (ВЛ СЦБ). Поиск места повреждении проводов ВЛ СЦБ затруднен вследствие большой ее протяженности, что приводит к увеличению времени восстановления комплекса электроснабжения устройств ЖА и, как следствие, к нарушению условий бесперебойного и безопасного движения поездов. Применение методов определения места повреждения проводов ВЛ СЦБ позволяет сократить время восстановления работы комплекса электроснабжения за счет уменьшения времени поиска места отказа [1].

При организации контроля технического состояния проводов линии электроснабжения устройств железнодорожной автоматики возникает задача получения значения разности фаз линейных напряжений [1, 2]. Эта задача может быть решена многими способами: осциллографическим, методом компенсации фазы, методом преобразования интервала времени в напряжение, цифровым методом подсчета количества импульсов, методом измерения фазы с преобразованием частоты, квадратурным методом измерения фазового сдвига, синхронным детектированием, методом преобразования Фурье (ПФ) с последующим извлечением фазовой составляющей из гармонического состава, использованием связи между амплитудно-частотной и фазочастотной характеристиками посредством преобразования Гилберта для минимально-фазовых цепей. Однако все перечисленные методы, кроме ПФ, не оптимальны при цифровой реализации [3].

На точность определения спектрального состава кривой напряжения с помощью ПФ ока-

зывают влияние количество взятых на периоде этой кривой выборок и отклонение частоты в сети электроснабжения [4 – 6].

Абсолютную погрешность измерения фазы линейного напряжения (Δφ) можно рассчитать по формуле:

$$\Delta\phi = \left|\phi - \phi_{\text{ПФ}}\right|, \tag{1}$$

где φ – действительное значение фазы;

$\varphi_{\text{ПФ}}$ – значение фазы, рассчитанное по выборке при помощи ПФ.

Оценим погрешность вычисления фазы первой гармонической составляющей спектра питающего напряжения.

Значения выборки синусоидального сигнала с частотой, соответствующей k-й гармонической составляющей, описывает функция:

$$y(n, \Delta f, N, \phi) = \sin\left(\frac{2\pi \cdot \alpha(\Delta f) \cdot n}{N}\right), \tag{2}$$

где *y(n)* – выборка кривой синусоидального напряжения с частотой, соответствующей частоте 1-й гармоники;

n − порядковый номер значения в выборке;

N − количество значений в выборке за период;

α(Δf) – коэффициент, вносящий отклонение частоты, рассчитывается по формуле:

$$\alpha(\Delta f) = \frac{f_0 + \Delta f}{f_0}, \tag{3}$$

где f_0 – частота основной гармоники (50 Гц);

Δf – отклонение частоты основной гармоники.

Фаза первой гармонической составляющей спектра рассчитывается следующим образом:

$$\phi_{\text{ПФ}_1} = \arg(X_1\left[y(n, \Delta f, N, \phi)\right]), \tag{4}$$

где X_1 – первая составляющая комплексного спектра, рассчитываемая при *k*, равном единице [7], по формуле:

$$X_k = \frac{1}{N}\sum_{n=0}^{N-1}(y(n) \cdot e^{-i \cdot 2k \cdot \pi \frac{n}{N}}, \tag{5}$$

Подставив в уравнение (1) выражения (4) и (5), получаем формулу расчета погрешности вычисления фазы первой гармонической составляющей спектра питающего напряжения с использованием ПФ:

$$\Delta\phi\left(\phi, \Delta f, N\right) = \left|\phi - \arg\left[\frac{1}{N}\sum_{n=0}^{N-1}(y(n, \Delta f, N, \phi) \cdot e^{-i \cdot 2 \cdot \pi \frac{n}{N}}\right]\right|. \tag{6}$$

Для оценки погрешности вычисления фазы первой гармонической составляющей спектра питающего напряжения проведено моделирование в среде Mathcad. Согласно требованиям ГОСТа [8] предельно допустимое значение отклонения частоты в энергосистеме составляет ±0,4 Гц. На рисунке 1 представлены графики зависимости погрешности измерения фазы от значения фазы первой гармонической составляющей для разного количества отсчетов (*N*) при отклонении частоты –0,4 Гц.

Как видно из рисунка 1, при использовании ПФ абсолютная погрешность вычисления не превышает значения 1,7 ° для любого значения фазы и количества отсчетов ПФ, в то время как допустимая погрешность составляет 5 ° [9].

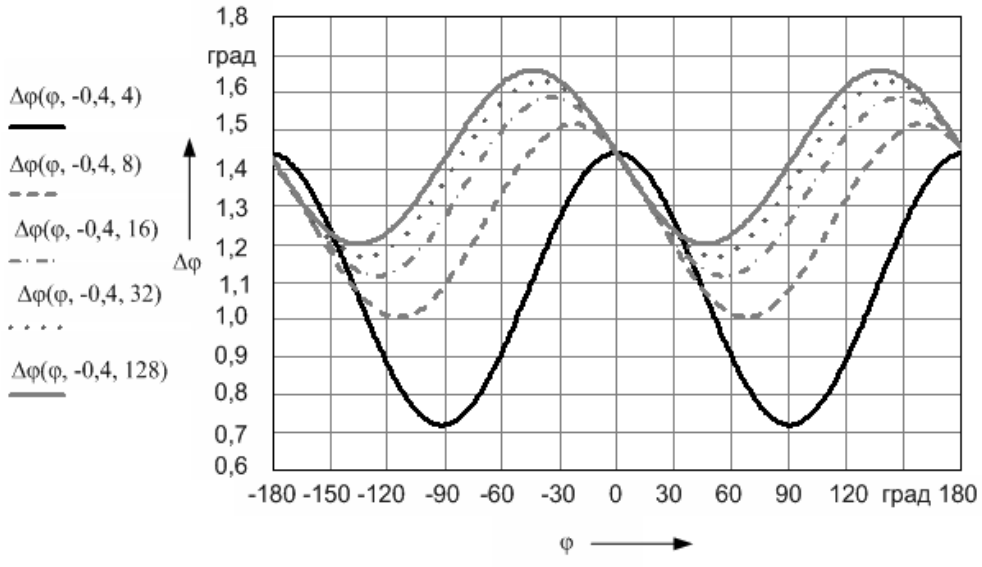


Рисунок 1 – Графики зависимости погрешности измерения фазы от значения фазы

Результаты проведенного моделирования позволяют сделать вывод о возможности применения аппарата ПФ для получения значения разности фаз линейных напряжений при контроле технического состояния проводов линии электроснабжения устройств железнодорожной автоматики.

Очевидно, что более эффективными с точки зрения реализации микропроцессорными средствами в данном случае будут вычисления по наименьшему количеству выборок. Следовательно, для реализации вычисления разности фаз целесообразно использовать четырехточечное ПФ.

При использовании ПФ как средства определения разности фаз напряжения трехфазной линии в микропроцессорных системах диагностирования требуется учет ряда противоречивых требований, таких как приемлемая скорость вычислений, доступная вычислительная мощность, доступный объем оперативной памяти. Таким образом, требуется подбор алгоритма вычисления ПФ, удовлетворяющего этим требованиям.

В настоящее время для вычисления дискретного спектра Фурье широко применяется алгоритм быстрого преобразования Фурье (БПФ), являющийся типовым решением задач подобного рода. Этот алгоритм позволяет более эффективно, по сравнению с прямым вычислением на основе формулы (5), получать дискретный спектр Фурье. Однако, как показано выше, для реализации алгоритма контроля технического состояния проводов линии электроснабжения требуется только фаза первой спектральной составляющей, в то время как в алгоритме БПФ вычисляется полный спектр в соответствии с параметрами алгоритма. Таким образом, требуется сравнить эффективность применения БПФ и прямого вычисления дискретного спектра Фурье по указанным выше критериям.

Для проведения оценки эффективности алгоритмов выбрана аппаратная платформа на основе контроллера смешанных сигналов MSP430F1611. Выбор данной аппаратной платформы объясняется доступностью ее на момент проведения исследований и тем, что микроконтроллеры данной серии широко применяются для построения устройств контроля и диагностики в системах электроснабжения.

Спектр сигнала рассчитывался по четырем выборкам, так как ранее доказано, что такого количества выборок достаточно для того, чтобы с приемлемой точностью определить фазу первой спектральной составляющей. Оцениваемые алгоритмы реализованы в интегрированной среде разработки программного обеспечения IAR Embedded Workbench ®. Так как при реализации обоих алгоритмов использовался один и тот же компилятор, входящий в состав интегрированной среды разработки программного обеспечения, то исключена необъектив-

ность при сравнении алгоритмов вследствие различия методов компиляции и различия в реализации стандартных функций.

В таблицах 1 и 2 представлены результаты анализа сравниваемых алгоритмов вычисления спектра Фурье по четырем точкам с точки зрения используемых стандартных функций и ресурсов (оперативная память, время), затрачиваемых на выполнение алгоритмов [8].

Таблица 1 – Вычисление БПФ

Функция	Количество вызовов	Количество циклов процессора за один вызов	Общее число циклов процессора	Затраты памяти, байтов
Общая часть ДПФ	1	141	141	131
Аппаратное умножение	40	177	7080	
Сложение	42	116	4872	
Преобразование формата числа с плавающей запятой в целое	4	171	684	
Преобразование формата целого числа в число с плавающей запятой	4	5	20	
Преобразование формата числа в число с плавающей запятой	6	81	486	
Операции сравнения	20	70	1400	
Деление	2	352	704	
Вычитание	23	3	69	
Вычисление синуса	4	58	232	
Прочее	4	6	24	
Итого	150	1180	15712	

Таблица 2 – Вычисление ДПФ

Функция	Количество вызовов	Количество циклов процессора за один вызов	Общее число циклов процессора	Затраты памяти, байтов
Общая часть ДПФ	1	56	56	77
Аппаратное умножение	42	51	2142	
Сложение	26	56	1456	
Преобразование формата числа с плавающей запятой в целое	6	171	1026	
Преобразование формата целого числа в число с плавающей запятой	30	5	150	
Преобразование формата числа в число с плавающей запятой	30	33	990	
Операции сравнения	30	70	2100	
Деление	9	39	351	
Вычитание	12	3	36	
Вычисление синуса	8	92	736	
Прочее	8	6	48	
Итого	202	582	9091	

Из сравнения данных таблиц 1 и 2 следует, что при решении задачи вычисления фазы первой спектральной составляющей алгоритм прямого вычисления дискретного спектра на основе формулы (5) значительно более эффективен по сравнению с БПФ. Это в первую очередь объясняется тем, что при прямом вычислении дискретного спектра Фурье имеется возможность рассчитывать комплексные амплитуду и фазу отдельно для каждой спектральной составляющей, чего не позволяет БПФ.

Таким образом, для реализации вычисления разности фаз линейных напряжений целесообразно использовать четырехточечное дискретное преобразование Фурье (ДПФ), что позволит получить достаточную точность при наименьших затратах.

На рисунке 2 представлен алгоритм проверки соответствия разности фаз своему нормативному значению с использованием ДПФ.

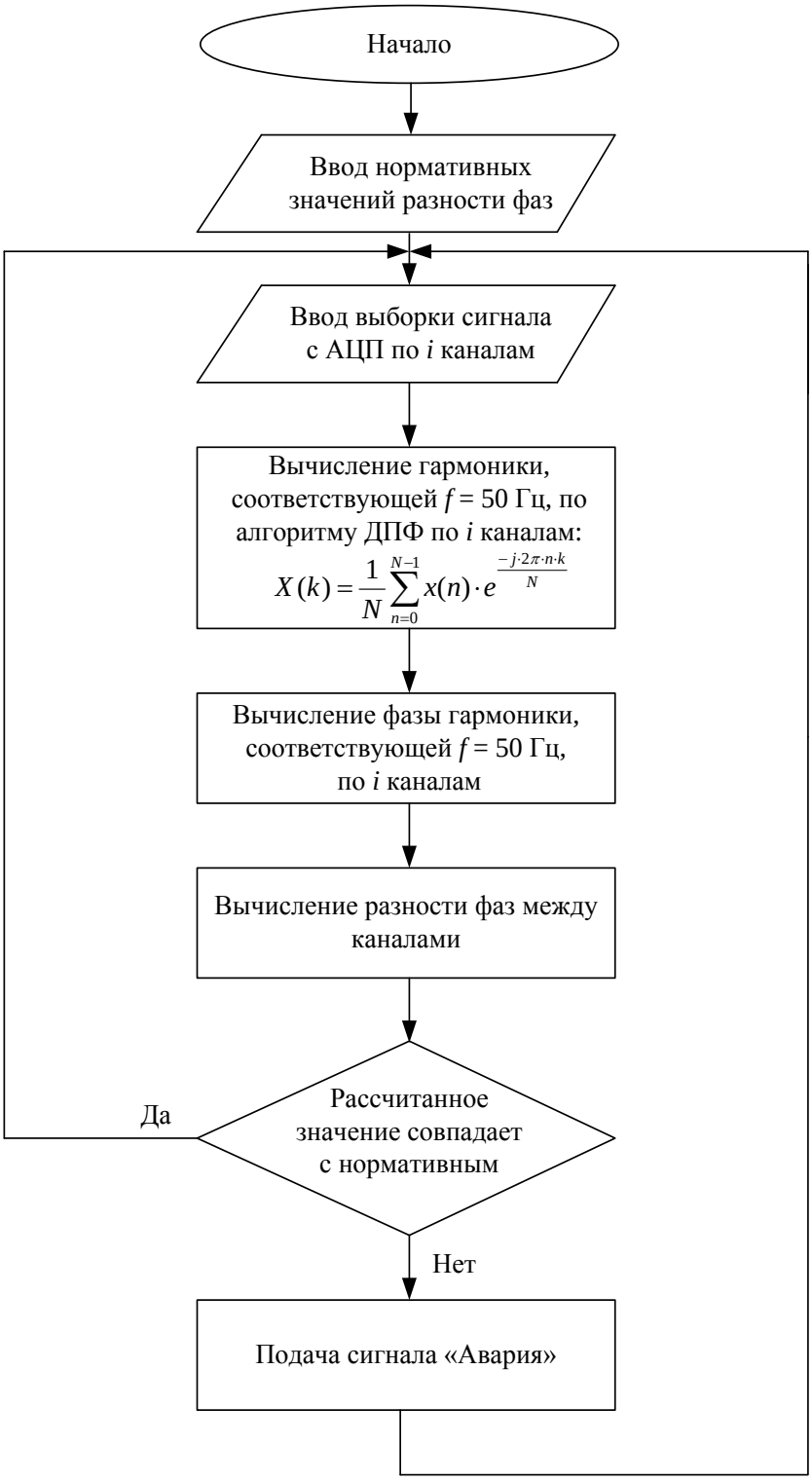


Рисунок 2 – Алгоритм проверки соответствия разности фаз своему нормативному значению с использованием ДПФ

Приведенный алгоритм применен в разработанном при участии автора устройстве контроля состояния проводов [2], позволяющем диагностировать обрыв провода в ВЛ СЦБ и минимизировать время поиска повреждения. Определение фазного провода и участка ВЛ СЦБ, на котором произошел обрыв, осуществляется по измеряемым значениям сдвига фаз линейных напряжений в контрольных точках. Погрешность определения места повреждения при применении приведенного алгоритма не будет превышать половины длины участка транспозиции [10].

Список литературы

1. Соколов, М. М. Контроль технического состояния линии электроснабжения устройств железнодорожной автоматики [Текст] / М. М. Соколов // // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – № 3 (11). – С. 88 – 95.

2. Пат. 94349 Российская Федерация, МПК G 01 R 31/00. Устройство контроля состояния проводов [Текст] / Лунев С. А., Соколов М. М.; заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей сообщения. – № 2010102684/22; заявл. 27.01.10; опубл. 20.05.10, Бюл. № 14. – 2 с.

3. Воронов, А. С. Измерение разности фаз / А. С. Воронов // Горизонты образования.– Барнаул, 2007. http://edu.secna.ru/publication/5/release/28/ .

4. Сидоров, О. А. Анализ влияния отклонения напряжения питания на надежность функционирования сигнальной точки [Текст] / О. А. Сидоров, М. А. Карабанов // // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – № 1 (5). – С. 100 – 104.

5. Карабанов, М. А. Снижение влияния системы тягового электроснабжения на электропитание нетяговых потребителей в моменты подключения преобразовательных агрегатов [Текст] / М. А. Карабанов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – № 3 (7). – С. 58 – 67.

6. Соколов, М. М. Контроль качества электрической энергии в системах электроснабжения устройств автоматики железных дорог [Текст] / М. М. Соколов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – № 1 (5). – С. 77 – 83.

7. Залманзон Л. А. Преобразования Фурье, Уолша, Хаара и их применение в управлении, связи и других областях / Л. А. Залманзон. – М.: Наука. 1989. – 496 с.

8. ГОСТ Р54149-2010. Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. – М.: Стандартинформ, 2012. – 16 с.

9. Борисенко Д. В. Реализация алгоритма контроля технического состояния проводов высоковольтной линии сигнализации, централизации, блокировки [Текст] / Д. В. Борисенко, М. М. Соколов // Эффективность и безопасность работы электротехнических комплексов и систем автоматики и телемеханики на железнодорожном транспорте: Межвуз. темат. сб. науч. тр. / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – С. 26 – 32.

10. Соколов М. М. Совершенствование методов контроля состояния электротехнического комплекса электроснабжения устройств автоматики электрифицированных железных дорог [Текст]: Дис... канд. техн. наук / Соколов М. М.. – Омск, 2010. – 163 с.

УДК 621.331:621.311

В. Т. Черемисин, С. Ю. Ушаков, А. Л. Каштанов

ЕДИНАЯ АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УЧЕТА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ (ЕАСУЭ ЭПС) ПОСТОЯННОГО ТОКА

В работе проведен анализ текущего состояния учета электроэнергии на электроподвижном составе постоянного тока, изложена концепция создания единой автоматизированной системы учета электроэнергии на электроподвижном составе постоянного тока, сформулированы основные технические требования, предъявляемые к современным измерительным системам на электроподвижном составе.

В настоящее время учет расхода электрической энергии на старых сериях электровозов постоянного тока, составляющих большую часть электрифицированного парка полигона постоянного тока сети железных дорог, осуществляется преимущественно электромеханическими счетчиками СКВТ-Д600М и СКВТ-Д621. Данные счетчики имеют классы точности 2,5 и

3,0 соответственно и порог чувствительности по току 2 % от номинального. Учитывая, что для электровозов постоянного тока ВЛ10 и ВЛ11 номинальный ток составляет 1500 А, а номинальное напряжение в сети 3 кВ, минимальный порог чувствительности по мощности для счетчиков СКВТ-Д600М и СКВТ-Д621 составляет 90 кВт. При этом часто порог чувствительности счетчиков электрической энергии может быть завышен в процессе эксплуатации, особенно это касается счетчиков СКВТ-Д600М. Нередки и случаи эксплуатации ЭПС с неисправными системами учета. В таких случаях расход электроэнергии определяется по норме.

Существенным недостатком эксплуатируемых в настоящее время приборов учета электроэнергии на ЭПС является также уязвимость для несанкционированного вмешательства в их работу извне.

Низкая достоверность учета электрической энергии на тягу поездов на ЭПС является основной причиной возникновения коммерческой составляющей небаланса, определяемой как разность небаланса и технологических потерь электроэнергии в тяговой сети. По оценочным данным ежегодный недоучет электрической энергии на ЭПС постоянного тока составляет около 6,7 % от общего потребления электроэнергии на тягу поездов на полигоне постоянного тока. В абсолютном выражении это составляет около 1 млрд кВт·ч в год.

Наряду с указанными выше счетчиками электрической энергии эксплуатируются и современные системы учета, разработанные специально для возможности их применения на железнодорожном транспорте (Альфа, СЭТ-1М.01М, Ф61МЕ и др.). Они позволяют осуществлять учет электрической энергии на постоянном и переменном токе с существенно меньшим порогом чувствительности (до 0,1 % от $I_{ном}$) и с более высоким классом точности (до 0,5s).

Однако в современных условиях работы ОАО «РЖД», а именно при появлении частного ЭПС, актуален вопрос легитимного отнесения расхода электрической энергии на тягу поездов на всех участников перевозочного процесса на путях общего пользования для возможности расчета платы за пользование инфраструктурой ОАО «РЖД» в части электропотребления на тягу поездов электроподвижным составом. При этом в каждой тарифной зоне устанавливается свой тариф на электроэнергию, а значит, и расход электрической энергии на тягу поездов должен определяться в границах тарифных зон. В этой связи от вновь разрабатываемых измерительных средств для ЭПС требуется возможность решения более широкого круга задач, нежели простой учет расхода электроэнергии на тягу поездов. В частности, необходимо наличие возможности привязки фиксируемых параметров к географическому положению ЭПС. Разработка таких измерительных средств позволит создать единую автоматизированную систему учета электроэнергии на ЭПС. Создание ЕАСУЭ ЭПС позволит

в автоматизированном режиме достоверно определять расход и возврат электроэнергии электроподвижным составом на тягу поездов в границах зон учета (тарифных зон, железных дорог, межподстанционных зон);

определять расход электрической энергии ЭПС в режиме «горячего» простоя на тракционных путях ремонтных локомотивных депо;

определять непроизводительные расходы электрической энергии на «горячий» простой в пути следования, трогание с места и разгон до установленной скорости, вызванные неграфиковыми остановками и задержками поездов.

ЕАСУЭ ЭПС включает в себя измерительную систему на ЭПС, стационарную часть, состоящую из точек приема данных с борта ЭПС, и единый сервер обработки данных (рисунок 1).

Информация с измерительных систем ЭПС поступает на единый сервер обработки данных через точки приема данных посредством беспроводной связи. Передача накопленных данных с борта ЭПС осуществляется при входе подвижного состава в зону покрытия точки приема. Точки приема данных могут располагаться в эксплуатационных и ремонтных локомотивных депо, на станциях, тяговых подстанциях.

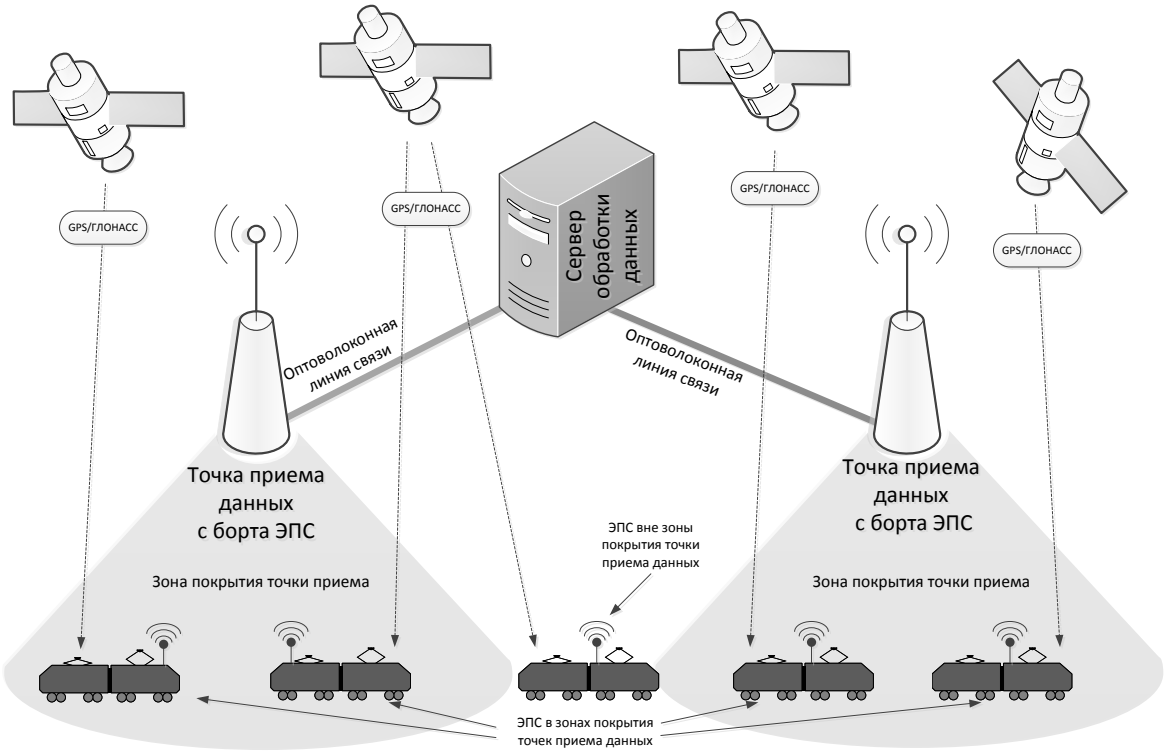


Рисунок 1 – Упрощенная структура ЕАСУЭ ЭПС

Система учета на электроподвижном составе (рисунок 2) включает в себя модули измерения электрических величин, модуль спутниковой навигации (GPS/ГЛОНАСС), концентратор.

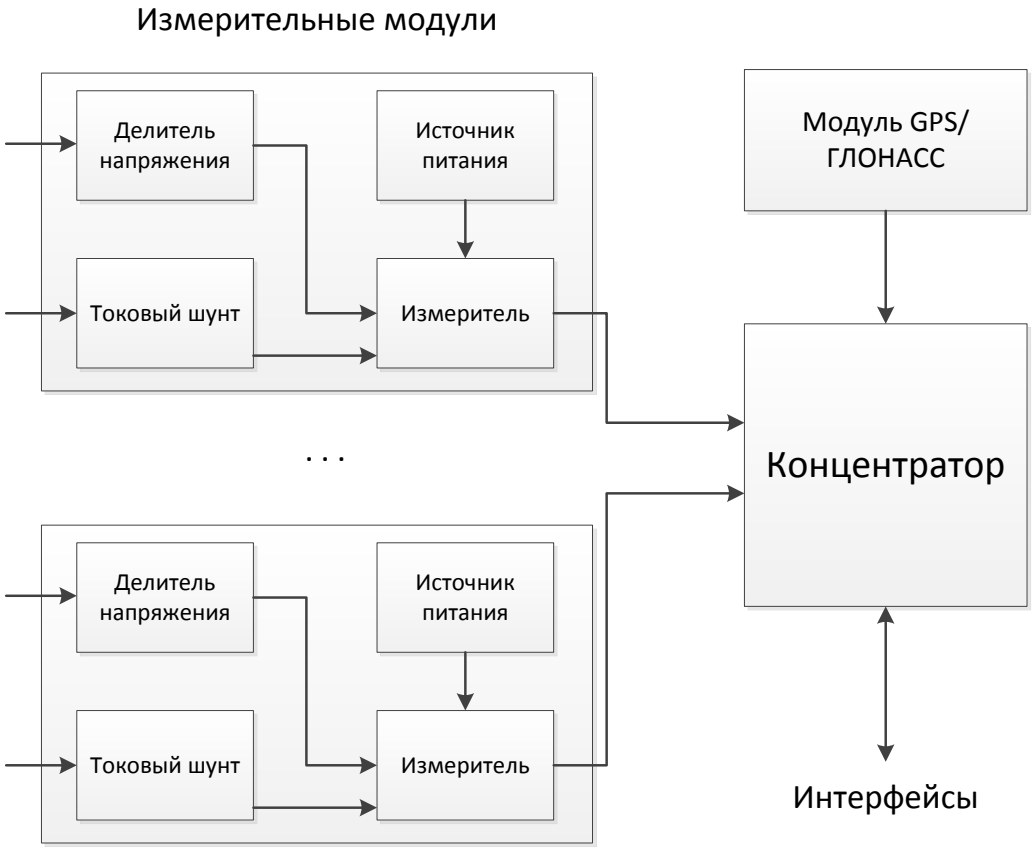


Рисунок 2 – Структура системы учета электроэнергии на ЭПС

Измерительная система на ЭПС формирует массив данных, в котором каждому моменту времени t_i, фиксируемому с некоторым постоянным интервалом T, соответствует показание расхода $Э_{Ti}$ и возврата $Э_{Pi}$ электроэнергии электроподвижным составом, мгновенные значения напряжения на токоприемнике U_i и тока электровоза I_i, а также его географические координаты: широта φ_i и долгота λ_i, где i – номер интервала. Получаемый в итоге массив данных можно представить в виде таблицы.

Массив данных, фиксируемых измерительной системой на ЭПС

Момент времени, t	Показания приборов учета расхода электроэнергии $Э_T$	Показания приборов учета возврата электроэнергии $Э_P$	Среднее значение напряжения на токоприемнике за период U	Среднее значение тока электровоза за период I	Географические координаты точки пути (широта – φ, долгота – λ)
t_0	$Э_{T0}$	$Э_{P0}$	U_0	I_0	φ_0; λ_0
t_1	$Э_{T1}$	$Э_{P1}$	U_1	I_1	φ_1; λ_1
t_2	$Э_{T2}$	$Э_{P2}$	U_2	I_2	φ_2; λ_2
t_3	$Э_{T3}$	$Э_{P3}$	U_3	I_3	φ_3; λ_3
t_4	$Э_{T4}$	$Э_{P4}$	U_4	I_4	φ_4; λ_4
t_5	$Э_{T5}$	$Э_{P5}$	U_5	I_5	φ_5; λ_5
t_6	$Э_{T6}$	$Э_{P6}$	U_6	I_6	φ_6; λ_6
t_7	$Э_{T7}$	$Э_{P7}$	U_7	I_7	φ_7; λ_7
t_8	$Э_{T8}$	$Э_{P8}$	U_8	I_8	φ_8; λ_8
t_9	$Э_{T9}$	$Э_{P9}$	U_9	I_9	φ_9; λ_9
t_{10}	$Э_{T10}$	$Э_{P10}$	U_{10}	I_{10}	φ_{10}; λ_{10}
…	…	…	…	…	…
t_i	$Э_{Ti}$	$Э_{Pi}$	U_i	I_i	φ_i; λ_i
…	…	…	…	…	…
t_K	$Э_{TK}$	$Э_{PK}$	U_K	I_K	φ_K; λ_K

Фиксируемые данные хранятся в энергонезависимой памяти измерительной системы и в автоматическом режиме передаются по радиоканалу на сервер сбора и обработки информации при каждом попадании радиопередатчика, установленного на ЭПС, в область покрытия специальной радиоточки.

Рассмотрим схему движения ЭПС по зонам учета электроэнергии (рисунок 3).

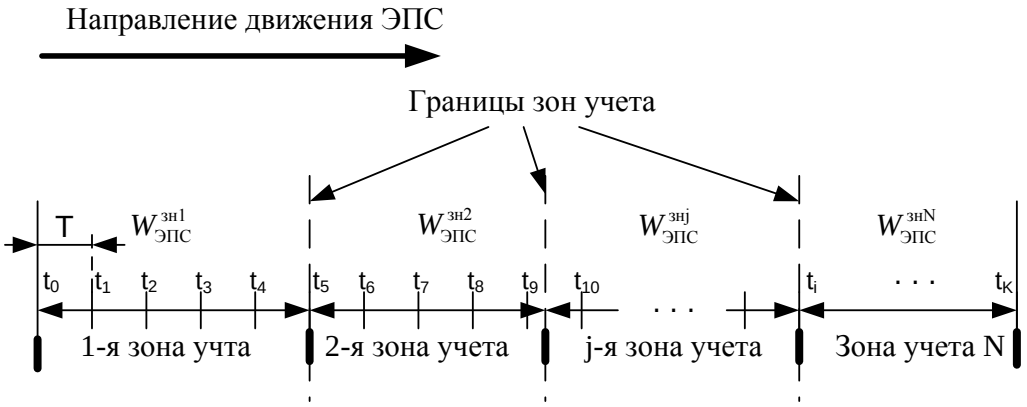


Рисунок 3 – Схема движения ЭПС по зонам учета

На рисунке 3 за начальный момент времени принято t_0. Интервал фиксации показаний измерительной системы равен T. При движении ЭПС через зоны учета измерительная система формирует массив данных, приведенный в таблице.

На сервере сбора и обработки информации с помощью единого программного комплекса выполняется расчет расхода электрической энергии в границах зон учета и тарифных зон по приведенному на рисунке 4 алгоритму.

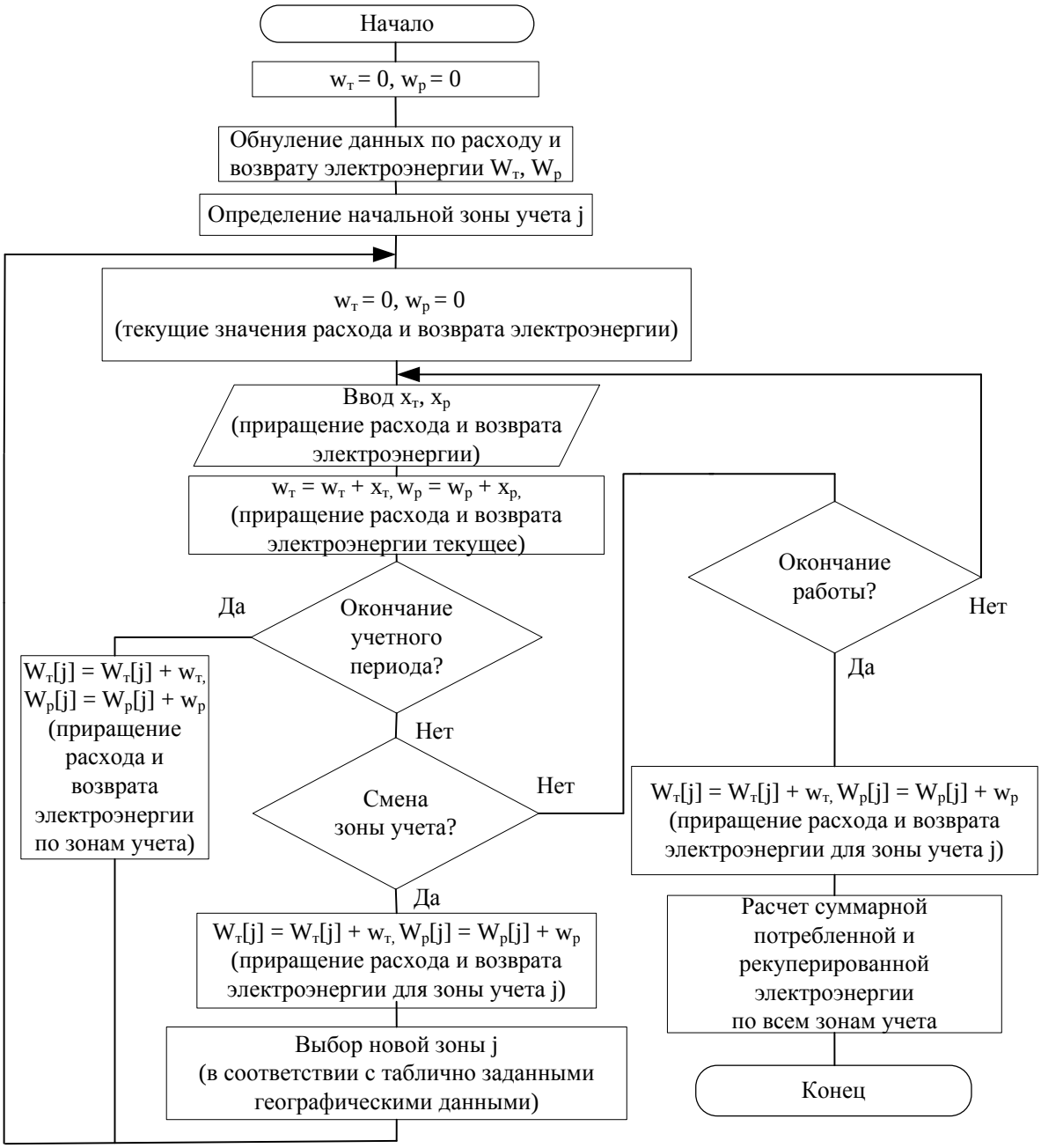


Рисунок 4 – Блок-схема процесса определения потребленной и возвращенной электроподвижным составом электрической энергии по зонам учета на основании данных измерительной системы

Согласно данному алгоритму значения $W_{ЭПС}^{зн1}$, $W_{ЭПС}^{зн2}$, $W_{ЭПС}^{знj}$, $W_{ЭПС}^{знN}$, приведенные на рисунке 3, представляют собой накопленные данные об электрической энергии, потребленной ЭПС в соответствующих зонах учета, причем при повторном прохождении этих зон учета производится дальнейшее приращение этих величин. Таким образом, осуществляется учет потребленной ЭПС электроэнергии индивидуально для каждой зоны учета, географические границы которой определены в базе данных программного комплекса расчета расхода и возврата электроэнергии на тягу поездов. В случае изменения границ каких-либо зон учета эти данные могут быть скорректированы в базе данных, а также могут быть внесены новые границы. К примеру, в качестве зон учета могут выступать железные дороги, тарифные зоны, экспериментальные полигоны, межподстанционные зоны и т. д. Привязка всех фиксируемых значений ко времени позволяет выделить расход и возврат электрической энергии в границах требуемой зоны учета практически за любой период времени, превышающий интервал измерений *T*.

Для реализации единой автоматизированной системы учета электроэнергии на ЭПС необходимы средства измерения, отвечающие строгим требованиям к функциональности, точности, устойчивости к воздействию внешних факторов и др.

Требования к функциональности системы обусловлены поставленными перед ней задачами, в частности, необходимостью определения расхода и возврата электрической энергии в различных зонах учета. Исходя из сказанного система должна осуществлять измерение следующих величин: средние за интервал измерения T значения напряжения в контактной сети, потребляемого тока из тяговой сети, тока, возвращаемого в тяговую сеть, потребляемой активной мощности из тяговой сети, возвращаемой активной мощности в тяговую сеть, приращение за интервал измерения T потребленной из тяговой сети и возвращенной в тяговую сеть электроэнергии, текущие значения географической широты и долготы;

иметь интервал измерения от 1 до 60 с;

обеспечивать глубину хранения информации в энергонезависимой памяти устройства не менее 30 сут.

В идеале современная измерительная система должна учитывать основные показатели качества электрической энергии согласно требованиям ГОСТ Р 54149-2010, однако увеличение количества измеряемых параметров неизбежно приводит к повышению себестоимости оборудования, что связано с необходимостью увеличения производительности процессора.

Требования к точности измерений обусловлены необходимостью снижения коммерческой и технологической составляющих небаланса электрической энергии на тягу поездов допускаемая основная относительная погрешность при измерении

энергии и мощности – не более ±0,5 % в динамическом диапазоне изменения силы тока 10 – 1000 А;

среднеквадратичного значения напряжения – не более ±0,5 % в динамическом диапазоне 20 – 30 кВ;

среднеквадратичного значения тока – не более ±0,5 % в динамическом диапазоне изменения силы тока 10 – 1000 А;

частоты сети – ± 0,05 Гц.

Требования к устойчивости системы учета электрической энергии на электроподвижном составе обусловлены тяжелыми условиями ее эксплуатации. Так, железнодорожный транспорт является источником чрезвычайно интенсивных импульсных электромагнитных помех, которые могут приводить к сбою электронной аппаратуры. Поэтому измерительная система электрической энергии должна, с одной стороны, иметь высокую степень устойчивости к фактору электромагнитной помехи, а с другой стороны, должна быстро восстанавливаться в том случае, если сбой имел место.

Необходимо учитывать жесткие климатические условия в Российской Федерации. Перепады температуры в течение года в отдельных регионах страны могут достигать 100 °С. Поэтому в измерительных системах, предназначенных для установки на подвижные объекты железнодорожного транспорта, необходимо использовать алгоритмы термокомпенсации. Термокомпенсация должна охватывать диапазон температур не менее чем от –20 до +50 °С. Кроме того, измерительные системы постоянного тока должны оснащаться дополнительными устройства калибровки в реальном времени.

Измерительная система должна выдерживать вибрации и тряску, возникающие при эксплуатации ЭПС.

Исходя из перечисленного выше, сформулируем требования, предъявляемые к устойчивости измерительной системы к внешним воздействиям. Измерительная система должна

удовлетворять всем предъявляемым к ней требованиям по точности измерения в динамическом диапазоне температур от –20 до +50 °С;

выдерживать воздействие вибрации в диапазоне частот от 10 до 150 Гц с частотой перехода 60 Гц с амплитудой перемещения ниже частоты перехода 0,075 мм и амплитудой ускорения выше частоты перехода 9,8 м/с^2 в течение 75 мин в соответствии с ГОСТ Р 52320-2005 и ГОСТ 28203-89;

выдерживать воздействие одиночных ударов с длительностью импульса полусинусоидальной волны 18 мс и максимальным ускорением 30 g (300 м/с^2) в соответствии с ГОСТ 28213-89;

выдерживать механическое воздействие на корпус счетчиков молотка пружинного действия с кинетической энергией (0,20 0,02) Дж в соответствии с ГОСТ Р МЭК 335-1-94 и ГОСТ Р 52320-2005;

выдерживать воздействие транспортной тряски в соответствии с ГОСТ 22261-94:

– число ударов в минуту – от 80 до 120;

– максимальное ускорение – 30 м/с^2;

– продолжительность воздействия – 1 ч.

УДК 621.391

Е. Д. Бычков, С. А. Батраков

ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СЕТЕВОГО ЭЛЕМЕНТА ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ

Рассматриваются методика оценки достоверности функционирования и вероятность условной безотказной работы сетевого элемента телекоммуникационной сети с учетом коэффициента доступности.

Качественное функционирование современных сетевых элементов (мультиплексоры, маршрутизаторы, коммутационные устройства и т. д.) телекоммуникационной сети (ТС) невозможно без эффективного управления их состояниями, в связи с этим сетевые элементы (СЭ) становятся частью системы управления – объектами управления (ОУ). Составной частью управления является система мониторинга. Под мониторингом технического состояния сетевого элемента или ОУ будем понимать процедуру непрерывного наблюдения за параметрами объекта посредством технического контроля и диагностики с целью определения и прогнозирования (предсказания) момента его перехода в критическое или предотказное состояние. Телекоммуникационные системы в структуре железнодорожного транспорта играют важную роль с точки зрения обеспечения безопасности перевозок, поэтому необходимо знать точную и надежную информацию верности работы СЭ в сложной ситуационной обстановке в системе железнодорожного транспорта. Достоверность функционирования ОУ обеспечивается на основе информации систем контроля и диагностики (КД).

Достоверность работы устройства (системы) включает в себя понятия достоверности функционирования $D_{\text{ф}}$, достоверности правильного функционирования $D_{\text{п.ф}}$ и достоверности ошибочного функционирования $D_{\text{о.ф}}$ [1].

$$D_{\text{ф}} = (P_{\text{пр}} + P_{\text{нр}}) / (P_{\text{пр}} + P_{\text{нр}} + P_{\text{ло}} + P_{\text{но}}), \quad (1)$$

где $P_{\text{пр}}$ – вероятность правильной (безошибочной) работы устройства (системы); $P_{\text{нр}}$ – вероятность неправильной работы системы, о чем показывает сигнал ошибки; $P_{\text{л.о}}$ – вероятность ложного отказа системы; $P_{\text{н.о}}$ – вероятность необнаруженного отказа системы.

Знаменатель формулы (1) отображает полную группу событий и равен единице, поэтому (1) принимает вид:

$$D_{\text{ф}} = P_{\text{пр}} + P_{\text{нр}}. \quad (2)$$

Из выражения (1) следует, что

$$D_{\text{ф}} = 1 – (P_{\text{л.о}} + P_{\text{н.о}}). \quad (3)$$

Достоверность правильного функционирования $D_{\text{пф}}$ является условной вероятностью того, что система работает правильно при условии пропуска отказа средствами контроля и диагностики.

$$D_{\text{п.ф}} = P_{\text{пр}} / (P_{\text{пр}} + P_{\text{нр}}). \quad (4)$$

С учетом коэффициента готовности $К_г$ достоверность $D_{\text{п.ф}}$ имеет вид [2]:

$$D_{\text{п.ф}} = K_{\text{г}} \cdot K_{\text{п}}[1 - (P_{\text{л.о}} + P_{\text{н.о}})] / [P_{\text{л.о}} \cdot K_{\text{г}} + K_{\text{п}} (1 - P_{\text{н.о}})], \quad (5)$$

где $K_{\text{п}}$ – коэффициент простоя, $К_п = (1 – K_г)$.

С учетом уравнения (3) выражение (5) имеет вид:

$$D_{\text{п.ф}} = K_{\text{г}} \cdot K_{\text{п}} \cdot D_{\text{ф}} / [P_{\text{л.о}} \cdot K_{\text{г}} \cdot K_{\text{п}} (1 - P_{\text{н.о}})]. \quad (6)$$

Достоверность ошибочного функционирования системы есть условная вероятность его неправильной работы при условии выдачи ложного сигнала ошибки средствами контроля и диагностирования:

$$D_{\text{о.ф}} = P_{\text{нр}} /(P_{\text{нр}} + P_{\text{л.о}}). \quad (7)$$

Предположим, что СЭ условно разбита на N составных частей (блоков) b_i , i = 1,…, N, согласно принятому уровню деления, с точностью до которого требуется определить место повреждения. Пусть в процессе выполнения задачи контроля и диагностирования система КД проверяет по принципу «норма – не норма» совокупность N статистически независимых параметров w_i с определенными априорными вероятностями в пределах допуска $p(w_i)$ и недопуска $p(w_i)_{нд} = 1 – p(w_i)$.

При проверке i-го параметра могут возникнуть ошибки первого рода с условной вероятностью α_i и второго рода с условной вероятностью β_i. Значение совокупностей N параметров определяет состояние ОУ, количество которых равно 2^N .

Согласно утверждению работы [2] вероятности ложного отказа $Р_{л.ок}$ системы КД и необнаруженного отказа $P_{\text{нок}}$ системы КД соответственно определяются выражениями:

$$P_{\text{л.ок}} = \left[1 - \prod_{i=1}^{k} (1 - \alpha_i) \cdot \prod_{i=1}^{k} p(w_i)\right]; \quad (8)$$

$$P_{\text{н.ок}} = \prod_{i=1}^{k} [p(w_i)(1 - \alpha_i) + (1 - p(w_i)) \cdot \beta_i] - \prod_{i=1}^{k} [(1 - p(w_i))(1 - \alpha_i)]. \quad (9)$$

В выражениях (8) и (9) $k < N$, так как выбираются только наиболее информативные параметры w_i.

Достоверность принятия решения $D_{\text{прк}}$ о состоянии ОУ системой КД по аналогии с уравнением (3) и с учетом выражений (8) и (9) имеет вид [3]:

$$D_{\text{прк}} = 1 - \prod_{i=1}^{k} p(w_i) - \prod_{i=1}^{k} [p(w_i)(1 - \alpha_i) + (1 - p(w_i))\beta_i] + 2\prod_{i=1}^{k} p(w_i)(1 - \alpha_i). \quad (10)$$

Согласно источнику [1] достоверность функционирования цифровой системы определяется выражением:

$$D_{\text{ф}} = P_{\text{сис}} \cdot P_{\text{к}} + P_{\text{обн}} (1 - P^{\delta}_{\text{сис}}), \quad (11)$$

где $P_{\text{сис}}$ – вероятность безотказной работы системы; $P_{\text{к}}$ – вероятность безотказной работы системы КД; $P_{\text{обн}}$ – вероятность обнаружения повреждений выбранным методом контроля и диагностики; δ – параметр, определяемый отношением

$$\delta = \gamma_{\text{п.к}} \cdot K_{\text{и}} / P_{\text{обн}}, \quad (12)$$

здесь $\gamma_{\text{п.к}}$ – коэффициент полноты контроля, $\gamma_{\text{п.к}} \in [0,1]$ [2]; $K_{\text{и}}$ – коэффициент избыточности оборудования [2], $K_{\text{и}} \geq 1$.

Учитывая изложенное, докажем следующие утверждения.

Утверждение 1. Если априорная информация об оценке достоверности (ОД) статистически устойчивая, то коэффициент полноты контроля определяется выражением [3]:

$$\gamma_{\text{п.к}} = \frac{P_{\text{обн}}}{\text{К}_{\text{и}}}\left[1+\frac{1+(\lg \text{P}_{\text{к}} - \lg D_{\text{пр}})}{\text{LgP}_{\text{сис}}}\right]. \quad (13)$$

Доказательство. Решив уравнение (11) относительно $\text{P}^{\delta}_{\text{сис}}$, получим:

$$P^{\delta}_{\text{сис}} = (P_{\text{сис}} \cdot P_{\text{к}} + P_{\text{обн}} - D_{\text{ф}})/ P_{\text{обн}}. \quad (14)$$

Вероятность обнаружения дефекта $\text{P}_{\text{обн}}$ системой КД и достоверность принятия решения $\text{D}_{\text{прк}}$ о состоянии ОУ системой КД по своему смыслу являются одинаковыми, поэтому будем полагать, что $\text{P}_{\text{обн}} = \text{D}_{\text{прк}}$ и разность $|(\text{D}_{\text{прк}} - \text{D}_{\text{ф}})| \to 0$. Тогда соотношение (14) примет вид: $\text{P}^{\delta}_{\text{сис}} = (\text{P}_{\text{сис}} \cdot \text{P}_{\text{к}}) / \text{D}_{\text{прк}}$.

Прологарифмировав слева и справа это выражение, получим:

$$\delta \cdot \text{Lg P}_{\text{сис}} = (\text{ Lg P}_{\text{сис}} + \text{Lg P}_{\text{к}}) - \text{LgD}_{\text{прк}}. \quad (15)$$

Подставив значение выражения (12) вместо δ, разрешив это уравнение относительно полноты контроля $\gamma_{\text{пк}}$, получим выражение (13), что и требовалось доказать. Далее определим зависимость условной вероятности безотказной работы $\text{P}_{\text{сис}}$ ОУ от показателей контролепригодности и диагностики.

Утверждение 2. Если априорная информация об ОУ статистически устойчива, то условная вероятность безотказной работы системы, с учетом контроля и диагностики, имеет зависимость [3]:

$$P^{(\text{КД})}_{\text{сис}} = \frac{P_{\text{обн}}\left[\left(\prod_{i=1}^{N} p(b_i)\right)^{\delta} - \prod_{i=1}^{N} p(b_i)p(d_i)\right]}{P_{\text{к}} \cdot (1 - K_{\text{г}})}, \quad (16)$$

а коэффициент готовности определяется выражением:

$$K_{\text{г}} = \frac{\text{T}_{\text{н}} \cdot K_{\text{г.п}}}{\text{К}_{\text{г.п}}(\text{F} \cdot \text{t}_0 + T_{\text{н}}) + t_{\max} / N)}, \quad (17)$$

где $p(b_i)$ – априорная вероятность безотказной работы ТЭЗа (блока) ОУ; $p(d_i)$ – вероятность безотказной работы устройства (схемы, датчика) съема контрольной информации; $T_{\text{н}}$ – наработка на отказ; $K_{\text{г.п}}$ – коэффициент глубины поиска дефекта [2]; t_0 – время, затраченное на монтажные, демонтажные и проверочные работы на один типовой элемент замены (ТЭЗ) или блок; $t_{\max}$ – время поиска повреждения до неисправного ТЭЗа; F – глубина диагностики, определяемая по рекомендациям работы [2], или среднее ТЭЗов (блоков), однозначно диагностируемых [2], $1 < F < N$; N – общее количество ТЭЗов (блоков) или составных частей ОУ.

Доказательство. Решив уравнение (11) относительно $P_{\text{сис}}$ и представив $D_{\text{ф}}$ равной (2), получим:

$$P_{\text{сис}} = [(P_{\text{пр}} + P_{\text{нп}}) - (1 - P^{\delta}_{\text{сис}}) \cdot P_{\text{обн}}]/P_{\text{к.}} \quad (18)$$

Вероятность правильной работы $\text{P}_{\text{пр}}$ системы можно выразить и через коэффициент готовности $K_{\text{г}}$:

$$P_{\text{пр}} = K_{\text{г}} \cdot P_{\text{сис}} = T_{\text{н}} \cdot P_{\text{сис}}/(T_{\text{н}} + T_{\text{в}}), \quad (19)$$

где $T_{\text{в}}$ – время восстановления. Среднее время восстановления можно определить следующим образом [2]:

$$T_{\text{вср}} = t_{\max}/F + t_0 \cdot F. \tag{20}$$

Подставив уравнение (20) в формулу коэффициента готовности $К_г$, получим:

$$K_{\text{г}} = T_{\text{н}} \cdot F/(t_0 \cdot F^2 + T_{\text{н}} \cdot F\, t_{\max}). \tag{21}$$

Умножив числитель и знаменатель выражения (21) на 1/ N, получим:

$$K_{\text{г}} = T_{\text{н}} \cdot K_{\text{г.п}}/[K_{\text{г.п}}(t_0 \cdot F + T_{\text{н}}) + t_{\max}/N]. \tag{22}$$

Известно, что коэффициент глубины поиска дефекта $K_{\text{г.п}}$ есть отношение F/N. Подставим уравнение (19) в (18) и с учетом значения (22) получим выражение, которое будет характеризовать условную вероятность безотказной работы системы ОУ с учетом систем КД [3]:

$$P_{\text{сис}}^{(\text{КД})} = \frac{P_{\text{нр}} - (1 - P_{\text{сис}}^{\delta}) P_{\text{обн}}}{P_{\text{к}}(1 - K_{\text{г}})}. \tag{23}$$

Если существует полная априорная статистическая информация об элементах СЭ/ОУ и предположить, что ТЭЗы (блоки) независимы, то безусловную вероятность безотказной работы $P_{\text{сис}}$ в числителе (23) можно выразить через вероятность безотказной работы $\text{p}(b_{\text{i}})$ блоков по выражению:

$$P_{\text{СИС}}^{\delta} = \left(\prod_{\text{i}=1}^{\text{N}} p(b_i) \right)^{\delta}. \tag{24}$$

Вероятность неправильной работы СЭ $P_{\text{нр}}$, при условии сигнализации об ошибке, может определяться выражением:

$$P_{\text{нр}} = \text{P}_{\text{обн}} \left[1 - \prod_{\text{i}=1}^{k} p(b_i) \cdot p(d_i) \right], \quad 1 < k < N, \tag{25}$$

где k численно равно количеству блоков СЭ, охваченных аппаратным контролем; $p(d_i)$ – вероятность безотказной работы устройства (датчика) съема контрольной информации с блока b_{i}.

Подставив значения уравнений (24) и (25) в (23), получим выражение (16), что и требовалось доказать. С помощью выражения (16) можно оценить требуемую вероятность безотказной работы системы Рсис в зависимости от показателей контролепригодности и диагностирования при наличии полной статистической информации об ОУ.

Далее рассмотрим достоверность правильного функционирования Dп.ф СЭ/ОУ через показатели контролепригодности и диагностики, для этого подставим уравнение (11) в (6) и при условии, что вероятность безотказности системы Рсис определятся как вероятность безусловная, получим соотношение [3]:

$$D_{\text{п.ф}} = \frac{\text{К}_{\text{г}} \cdot K \left[\text{P}_{\text{к}} \prod_{i=1}^{N} p(b_i) + P_{\text{обн}} \left(1 - \left(\prod_{i=1}^{N} p(b_i) \right)^{\delta} \right) \right]}{P_{\text{л.ок}} \cdot \text{К}_{\text{г}} + \text{К}_{\text{п}}(1 - \text{P}_{\text{н.о}})}. \tag{26}$$

С учетом того, что вероятность безотказности системы определяется выражением (16), достоверность правильного функционирования после ряда преобразований имеет вид:

$$D_{\text{п.ф}} = \frac{\text{К}_\text{г} \cdot P_{\text{обн}} \left[1 - \prod_{i=1}^{N} p(b_i) p(d_i) - K_\text{г} \left(1 - \left(\prod_{i=1}^{N} p(b_i) \right)^{\delta} \right) \right]}{P_{\text{л.ок}} \cdot \text{К}_\text{г} + \text{К}_\text{п} (1 - \text{Р}_{\text{н.о}})}. \quad (27)$$

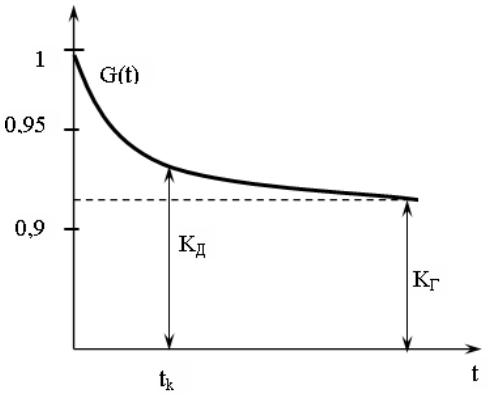
Здесь вероятность ложного обнаружения отказа $P_{\text{л.ок}}$ системой КД определятся по выражению (8), а вероятность необнаруженного отказа $P_{\text{н.о}}$ системой КД – по выражению [1]:

$$P_{\text{н.о}} = (1 - P_{\text{сис}} \cdot P_{\text{к}}) - P_{\text{обн}} (1 - P^{\delta}_{\text{сис}}), \quad (28)$$

где $P_{\text{сис}}$ – вероятность безусловной безотказности работы системы.

В рассмотренных выше моделях определения достоверности функционирования СЭ предполагалось, что коэффициент готовности $K_\text{г}$ стационарный, т. е. данный показатель является комплексным показателем надежности, который определяется через функцию готовности $G(t)$ (рисунок) [4, 5].

Как видно из рисунка, $K_\text{г}$ является асимптотическим коэффициентом готовности, определяющим большую выборку однотипных устройств, выпускаемых производителем. Однако в условиях эксплуатации важно знать вероятность работоспособного состояния СЭ в отчетные (месяц, квартал, полугодие, год) моменты t_i (или периоды T_i) времени, которые намного меньше периода наработки на отказ для современных систем связи, $t_i << \text{Т}_\text{н}$ ($T_i << T_\text{н}$), с привязкой выполнения услуг связи. С учетом указанных предпосылок текущий коэффициент готовности $K_\text{г}(t_i)$ приравнивается к коэффициенту доступности $K_\text{Д}(t_i)$, который предлагается вычислять по выражению [5]:



Функция готовности

$$K_\text{д}(t_i) = K_\text{г} + (1 - K_\text{г}) e^{-\frac{T_i}{K_\text{г} T_{\text{НД}}}}, \quad (29)$$

где $K_\text{г}$ – асимптотический коэффициент готовности (см. рисунок); $T_{\text{нд}}$ – общее время недоступности к ТС за период наблюдения $T_i << \text{Т}_\text{н}$, $T_{\text{нд}_\Sigma} = T_{\text{нб}} + T_\text{п}$; $T_{\text{нб}}$ – общее время недоступности к каналам и трактам ТС из-за блокировок в сети; $T_\text{п}$ – общее время простоя (недоступности) СЭ из-за неисправности. $T_\text{п}$ определяется по выражению [6, 7]:

$$T_\text{П} = t_{\text{обнар}} + t_{\text{ож1}} + 2\, t_{\text{провер}} + t_{\text{поиск}} + t_{\text{устр}} + t_{\text{ож2}}. \quad (30)$$

Здесь $t_{\text{обнар}}$ – время обнаружения неисправности; $t_{\text{ож1}}$ – время ожидания на проверку; $t_{\text{ож2}}$ – время ожидания на включение в нормальное функционирование сетевых элементов ТС.

С учетом выражения (23) достоверность правильного функционирования (21) имеет вид:

$$D_{\text{п.ф}}(t_i) = \frac{\text{К}_\text{д}(\text{t}_\text{i}) \cdot P_{\text{обн}} \left[1 - \prod_{i=1}^{N} p(b_i) p(d_i) - \text{К}_\text{д}(\text{t}_\text{i}) \left(1 - \left(\prod_{i=1}^{N} p(b_i) \right)^{\delta} \right) \right]}{P_{\text{л.ок}} \cdot \text{К}_\text{д}(\text{t}_\text{i}) + \text{К}_\text{п} (1 - \text{Р}_{\text{но}})}. \quad (31)$$

Для анализа электронной системы или комплекса как ОУ удобно представлять их в виде направленного графа

$$G = (B, L), \quad (32)$$

где B – множество вершин, соответствующих блокам (узлам) ОУ, на принятом уровне деле-

ния системы, $B=\{b_i\}$, $i = 1 \ldots N$; L – множество дуг, соответствующих соединительным линиям (шинам) между вершинами, $L=\{l_{ij}\}$.

Граф (32) также можно отобразить в виде матрицы инцидентностей:

$$S_{ij} = \begin{cases} +1, \text{ если } l_{ij} \text{ исходит из } b_i; \\ -1, \text{ если } l_{ij} \text{ входит в } b_i; \\ 0, \text{ если } l_{ij} \text{ неинцидентна.} \end{cases} \quad (33)$$

Численное значение вероятностей безотказной работы для вершин графа (32) определяется по справочным надежностным характеристикам их базовых элементов, затем производится нормировка вероятностей безотказности вершин графа по выражению:

$$p(b_i) = p_p(b_i) / \Sigma\ p_p(b_i), \quad (34)$$

где $p_p(b_i)$ – расчетное значение вероятности безотказной работы по справочным данным,

$p(b_i)$ – нормированное значение вероятности безотказной работы. С учетом состояний систем контроля и диагностики состояние вершин графа (32) можно оценивать выражением (31).

В реальных условиях эксплуатации цифровых систем на безотказность работы отдельных ее частей или блоков влияют и смежные блоки (части), поэтому для вычисления вероятностей безотказности вершин графа (32) определяются условные вероятности безотказности каждой вершины графа. Для этого воспользуемся матрицей инцидентностей, из которой будем учитывать только связь $S_{ij} = -1$, т. е. входящие дуги. Тогда условная вероятность безотказной работы блока (вершины графа) системы вычисляется по формуле Байеса при условии независимости отказа каждого блока:

$$p(b_i / l_k, \ldots, l_j) = \frac{p(b_i) \cdot \prod_{j \in Q_j} p(l_j / b_i)}{\sum_{i=1}^{N} p(b_i) \cdot \prod_{j \in Q_j} p(l_j / b_i)}, \quad (35)$$

где Q_i – множество входных дуг $\{l_k\}$ от соответствующих вершин j в вершину i;

$p(l_j / b_i)$ – априорная условная вероятность, определяется статистическим моделированием.

Уравнения (22), (26), (27), (31) можно использовать для оценки состояния распределенных сетевых элементов, применив в них выражение (35).

Таким образом, полученные выражения (16), (19), (22), (23), (26), (27), (31), (35) позволяют оценивать эффективность функционирования цифровых систем и комплексов, охваченных системой КД, при условии устойчивости статистической информации.

Список литературы

1. Щербаков, Н. С. Достоверность работы цифровых устройств [Текст] / Н. С. Щербаков. – М.: Машиностроение, 1989. – 224 с.

2. Автоматическая аппаратура контроля радиоэлектронного оборудования: Вопросы проектирования [Текст] / Под ред. П. П. Пономарева. – М.: Советское радио, 1975. – 328 с.

3. Бычков, Е. Д. Оценка достоверности функционирования сложных систем [Текст] / Е. Д. Бычков, В. В. Лендикрей // Доклады Томского гос. ун-та систем управления и радиоэлектроники. Т.5, 2000: Труды юбилейной науч.-техн. конф. по радиоэлектронике, посвященной 50-летию радиотехнического факультета / Томский ун-т систем управления и радиоэлектроники. – Томск, 2000. – С. 132 – 136.

4. Матвеевский, В. Р. Надежность технических систем: Учебное пособие [Текст] / В. Р. Матвеевский / Московский гос. ин-т электроники и математики. – М., 2002. – 113 с.

5. Бычков, Е. Д. Количественная характеристика доступности в телекоммуникационных системах [Текст] / Е. Д. Бычков, В. В. Лендикрей, С. А. Батраков // Наука, образование, бизнес: Материалы регион. науч.-практ. конф. ученых, преподавателей, аспирантов, студентов, специалистов промышленности и связи, посвященной Дню радио. – Омск: Изд-во КАН, 2010. – С. 121 – 126.

6. Вешкурцев, Ю. М. Автоматизированные системы контроля и диагностики РЭС: Учебное пособие [Текст] / Ю. А. Вешкурцев, Е. Д. Бычков / Омский гос. техн. ун-т. – Омск, 2001. – 100 с.

7. Давыдов, П. С. Техническая диагностика радиоэлектронных устройств и систем [Текст] / П. С. Давыдов. – М.: Радио и связь, 1988. – 258 с.

УДК 624.138

С. А. Овчинников

УПРОЧНЕНИЕ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА ОБЪЕМНЫМИ АРМИРУЮЩИМИ КОНСТРУКЦИЯМИ

Использование объемных армирующих конструкций является эффективным методом для укрепления откосов и основной площадки земляного полотна, что подтверждается комплексом экспериментальных исследований. Выполнено численное и натурное моделирование процессов, связанных с упрочнением земляного полотна геокомпозитной структурой. Натурное моделирование насыпи выполнено методом эквивалентных материалов с использованием реальных грунтовых условий и нагрузок, идентичных по величине натуральным. Сравнение результатов численного и натурного моделирования показало высокую сходимость, что позволяет использовать полученные результаты при составлении методики проектирования.

Анализ статистических данных показывает, что сплавы откосов высоких насыпей остаются одним из преобладающих видов деформаций земляного полотна. Данные деформации во многом связаны с недостаточными прочностными свойствами грунтов, из которых сложено земляное полотно. В этой связи широкое распространение получают методы армирования грунтов земляного полотна.

Использование метода напорной инъекции при усилении земляного полотна позволяет предотвратить причину возникновения деформаций откосов и основной площадки земляного полотна, в то же время не позволяет эффективно бороться с деформациями откосов в поздней стадии их развития [1]. В случае использования напорной инъекции при усилении откосов, находящихся в состоянии предельного равновесия, существует значительная вероятность выхода раствора в зону грунта, сопряженную с потенциальной поверхностью обрушения.

В мировой практике дорожного строительства широко используется способ упрочнения основания насыпей путем устройства свайного поля с последующим покрытием его геосинтетическим нетканым материалом [2]. В этом случае в уровне подошвы насыпи происходит распределение нагрузки на отдельно стоящие вертикальные армирующие элементы через геосинтетический материал. Подобный принцип армирования можно реализовать также и в насыпных грунтах, без нарушения целостности грунтового массива. Сущность метода заключается в создании системы перекрестно расположенных армирующих элементов (сеток) в разных уровнях и последующей инъекции в узлы их пересечения связующего раствора (создание объемного армирующего каркаса). Данная конструкция позволит повысить прочностные и деформационные характеристики *массива грунта*, работающего как единая геокомпозитная структура [3]. При этом можно выполнить значительное разрежение точек инъекции раствора и в достаточной мере удалить их от потенциальной поверхности обрушения откоса.

Внедрение данного метода армирования земляного полотна возможно в результате раз-

работки методики проектирования, основанной на натурном и численном моделировании, подтверждающем эффективность работы конструкции.

В части экспериментальных исследований выполнены работы по изучению различных армирующих конструкций. Моделирование выполнялось методом эквивалентных материалов с использованием геометрического масштаба 1:5. Выбранный масштаб моделирования позволил проводить исследования с использованием грунтовых условий и нагрузок, идентичных по величине натуральным.

В качестве базовой модели принята насыпь, имеющая в своем строении ослабленную зону и сформированную поверхность обрушения. Выполнены опыты по определению характера деформирования и величины разрушающей нагрузки для шести моделей насыпи:

– для базовой модели насыпи;

– для базовой модели, усиленной стержневым креплением с параллельным расположением стержней;

– для базовой модели, усиленной стержневым креплением с перекрестным расположением стержней;

– для базовой модели, усиленной объемным каркасом, состоящим из перекрестного стержневого крепления, объединенного в вертикальной плоскости линзами твердеющего раствора, с заделкой армирующих стержней в прочный массив грунта на величину 0,25b, где b – ширина ослабленной в поперечном сечении насыпи;

– то же при 0,5b;

– то же при 1,0b.

Основными факторами, определяющими эффективность работы той или иной конструкции крепления, явились изменения величин предельной нагрузки и деформации, происходящие в насыпи.

Основные результаты моделирования отображены в виде графиков перемещения задней грани штампа на рисунке 1.

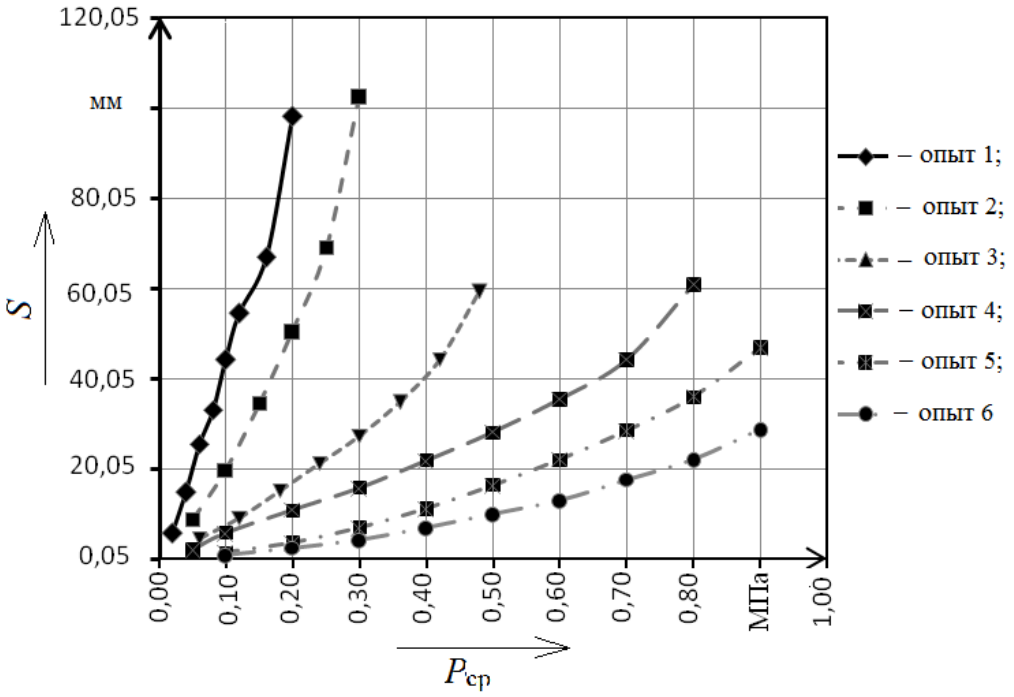


Рисунок 1 – График перемещения задней грани штампа

При выполнении расчетов армированной среды основное внимание уделено разработке расчетной схеме [4]. При этом особенно важно было достоверно описать пространственное положение армирующих элементов, характеристики материалов и параметры работы данной системы. Данным требованиям в полной мере отвечает программный комплекс Midas GTS2012.

Выполнение расчетов включало в себя два основных блока. В первом блоке выполнялось моделирование насыпей, идентичных по своим параметрам моделям, испытанным в ходе проведения экспериментальной части исследования. Ключевой задачей данного блока расчетов являлось сопоставление результатов экспериментальных исследований и расчетных данных. Во втором блоке проведены расчеты полномасштабной дефектной насыпи, усиленной объемным армирующим каркасом. В результате проведенных расчетов определены значения перемещений, возникающих в армированной среде, величины напряжений в элементах армирующего каркаса, а также выполнен анализ эффективности работы данной системы армирования.

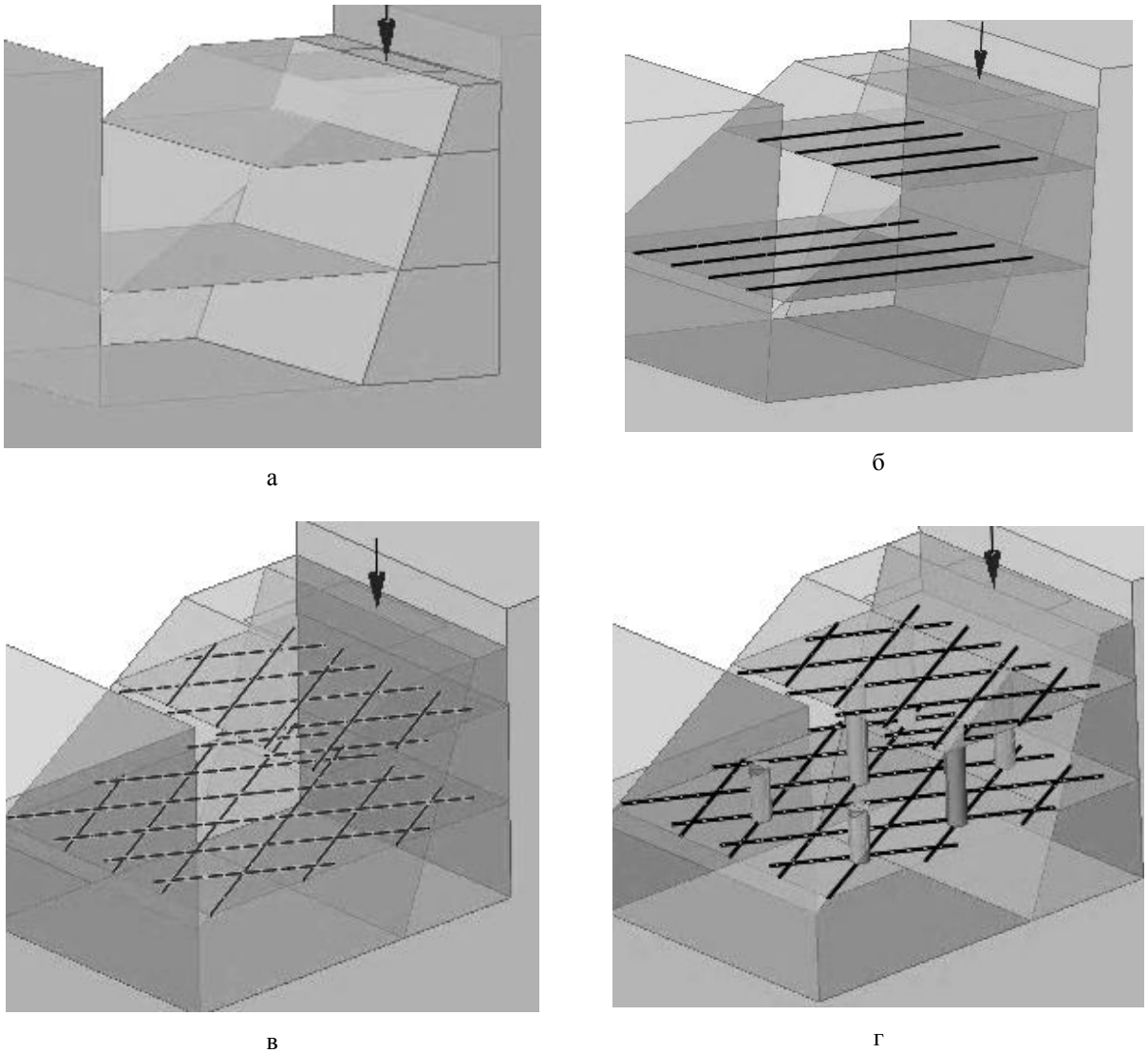


Рисунок 2 – Геометрические параметры моделей: а – модель насыпи без армирования;
б – модель насыпи, армированной параллельно расположенными стержнями;
в – модель насыпи, армированной перекрестно расположенными стержнями;
г – модель насыпи, армированной перекрестно расположенными стержнями и массивами закрепленного грунта

Построение моделей первого блока исследований проводилось с использованием геометрических параметров, физико-механических свойств грунтов и параметров армирования, примененных при выполнении экспериментальных исследований. Построение грунтовой среды и массивов инъекционного закрепления выполнялось на базе модели идеально пластичной среды Кулона – Мора, использующей основные параметры пластичности – удельное сцепление (c), угол внутреннего трения (φ), коэффициент дилатансии (ψ), модуль Юнга (E) и коэффициент Пуассона (v). Стержневая крепь выполнена эластичными линейными элемен-

тами круглого поперечного сечения, моделируемыми изотропным материалом, характеризующимся модулем упругости (E) и коэффициентом Пуассона (v).

Вертикальная нагрузка в виде сосредоточенной силы прикладывалась к квадратному штампу площадью подошвы 5 000 см^2. Модель штампа задавалась как плоский эластичный элемент прямоугольного сечения из материала, работа которого также описывалась модулем упругости (E) и коэффициентом Пуассона (v).

Выполненная корреляция результатов расчетов и экспериментальных исследований показала, что аппроксимированная траектория деформирования натурной насыпи дублируется аналогичной траекторией цифровой модели, при этом следует отметить закономерное смещение абсолютных величин деформаций цифровой модели в сторону их увеличения (рисунок 3). Данное обстоятельство указывает на формирование определенного профицита запаса прочности при расчете армированной среды. На основании этого сделан вывод о целесообразности применения данной методики расчета при проектировании крепления насыпей с использованием армирующего каркаса (сочетания стержневой крепи с массивами грунта, закрепленного напорной инъекцией).

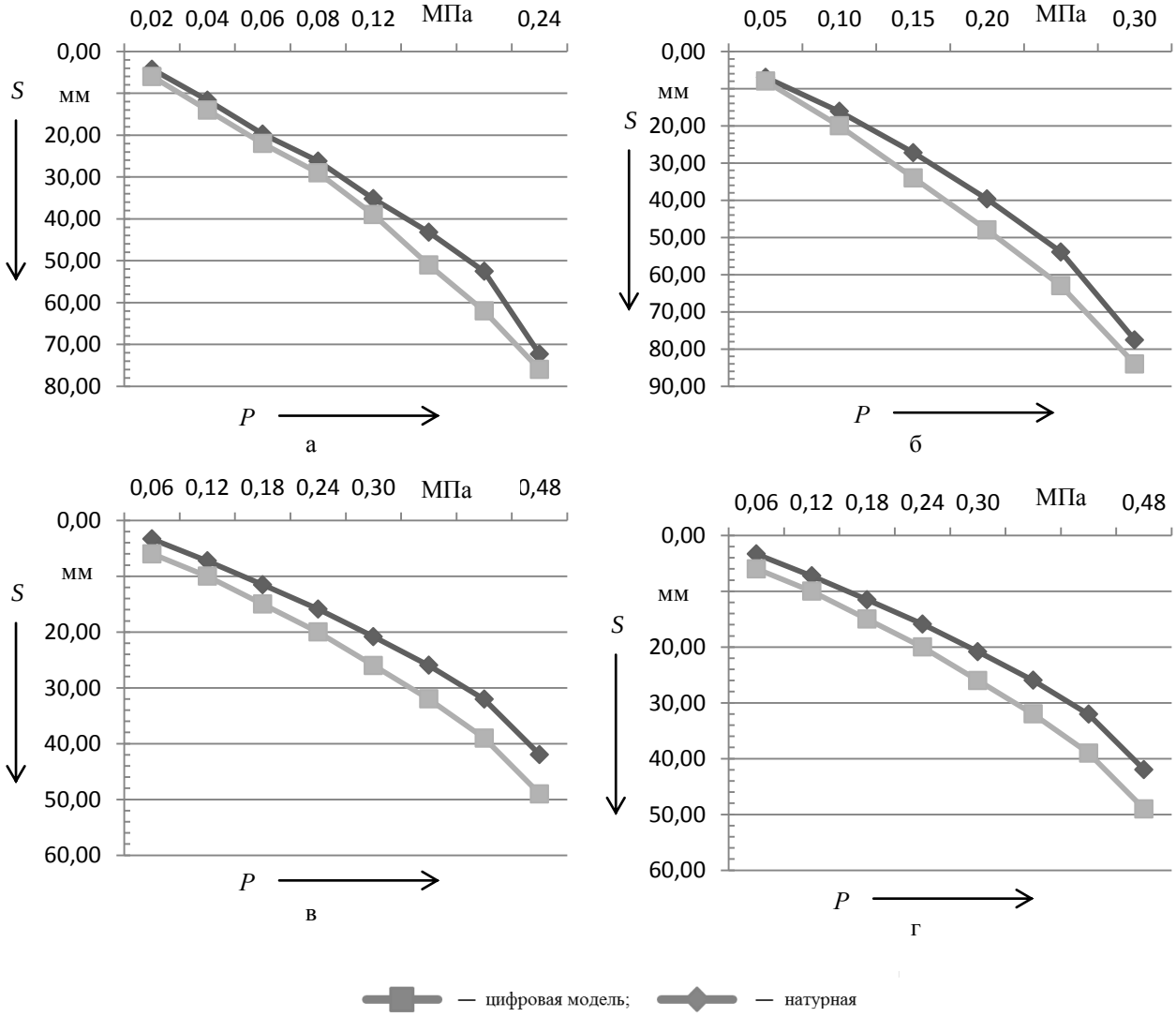


Рисунок 3 – График средней осадки штампа:
а – модель насыпи без армирования; б – модель насыпи, армированной параллельно расположенными стержнями; в – модель насыпи, армированной перекрестно расположенными стержнями; г– модель насыпи, армированной перекрестно расположенными стержнями и массивами закрепленного грунта

Кроме выполненной проверки получены важные результаты, позволяющие оценить характер работы армирующих конструкций. В ходе расчета насыпи, устроенной без армирующих элементов, направление главных перемещений системы было ориентировано в сторону откоса насыпи (рисунок 4), при этом нижележащие прочные слои грунта практически не участвовали в работе по удержанию сдвигающегося массива. Введение в насыпи параллельно расположенных армирующих стержней позволило перераспределить часть напряжений в прочное ядро насыпи, однако нижележащие слои были задействованы в незначительной степени.

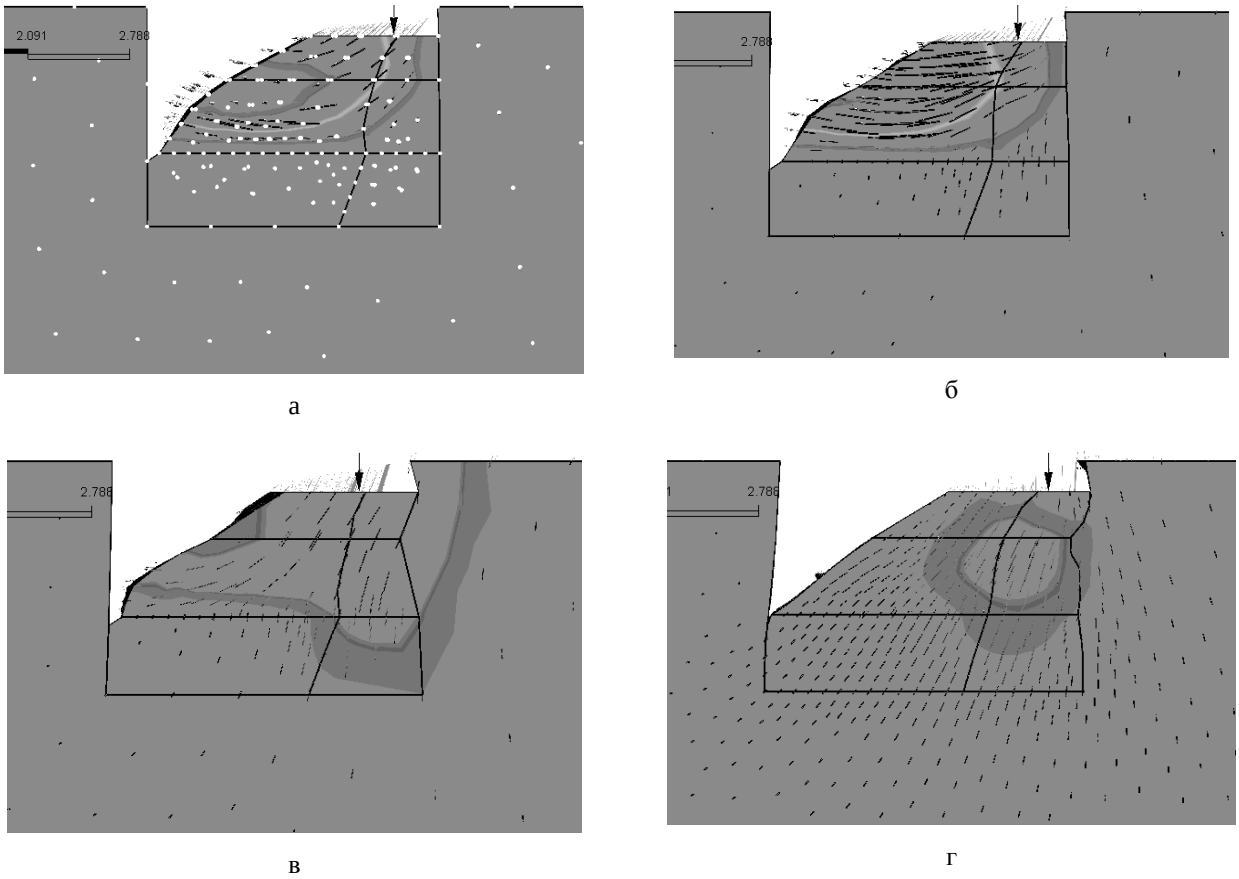


Рисунок 4 – Общий вид деформаций моделей насыпи:
а – модель насыпи без армирования; б – модель насыпи, армированной параллельно расположенными стержнями; в – модель насыпи, армированной перекрестно расположенными стержнями; г – модель насыпи, армированной перекрестно расположенными стержнями и массивами закрепленного грунта

Устройство перекрестно расположенных стержней в двух ярусах позволило существенно сократить деформации и перераспределить напряжения в ядро и подстилающие слои насыпи. Создание объемного каркаса из стержней и массивов закрепленного грунта позволило повысить критическую нагрузку и более равномерно (в сравнении с отдельными перекрестно расположенными стержнями) распределить напряжения в окрестности прочных массивов грунта.

Выполнение второго блока расчетов производилось с использованием параметров нижнего строения пути эксплуатируемого участка железнодорожной линии Абаканм – Тайшет (км961 ПК5) Красноярской железной дороги. Основным критерием выбора опытного участка земляного полотна послужило наличие в нем дефекта откоса, влияющего на эксплуатационную надежность сооружения.

Проведенный расчет насыпи до усиления показал, что откос находится в состоянии предельного равновесия, характеризующегося коэффициентом устойчивости K = 1,01. На основании этого разработан проект усиления насыпи армирующими конструкциями. В качестве схемы армирования принято ярусное расположение армирующих стержней, объединенных между собой массивами закрепленного грунта (армирующий каркас). Параметры армирования принимались такими: шаг армирующих стержней – 1,0 м; угол забивки – 45°; вертикаль-

ное расстояние между армирующими каркасами – 2,5 м; длина заделки стержней арматуры в прочный массив – 2,4 м. Параметры напорного инъектирования раствора определялись исходя из необходимости уменьшения порового пространства грунта вплоть до достижения им требуемых характеристик прочности и сжимаемости.

Выполнение расчетов армированной насыпи проводилось с использованием моделей материалов, примененных в первом блоке расчетов. На основании данных расчета определено, что данный способ закрепления позволил повысить значение коэффициента устойчивости *K* до значения 1,8.

Таким образом, в ходе выполнения работ по исследованию способа упрочнения земляного полотна объемными армирующими конструкциями получены следующие результаты.

1. Выполнен комплекс экспериментальных исследований, позволивший определить, что использование метода армирования земляного полотна геокомпозитной структурой позволяет сократить деформации насыпи в 3,7 раза в сравнении с классическим стержневым креплением.

2. Разработана цифровая модель насыпи в программном комплексе Midas GTS, позволяющая проводить расчеты предложенной геокомпозитной структуры, при этом среднее значение превышений расчетных деформаций над фактическими составляет не более 6 мм на 1 м насыпи.

3. Выполнен проект усиления эксплуатируемого участка железнодорожной насыпи, позволивший повысить коэффициент устойчивости деформирующегося откоса в 1,78 раза.

Список литературы

1. Ланис, А. Л. Применение метода напорной инъекции для усиления насыпей [Текст] / А. Л. Ланис // Путь и путевое хозяйство. – 2009. – № 6. – С. 33 – 35.

2. Huang, J. 3D coupled mechanical and hydraulic modeling of a geosynthetic-reinforced deep mixed column-supported embankment / J. Huang, J. Han // Geotextiles and Geomembranes. –2009. – № 27. – С. 272 – 280.

3. Ланис, А. Л. Усиление грунтов земляного полотна армирующими конструкциями [Текст] / А. Л. Ланис, С. А. Овчинников // Труды IX междунар. конф. «Современные проблемы проектирования, строительства и эксплуатации железнодорожного пути» / МИИТ. – М., 2012. – С. 111 – 113.

4. Ланис, А. Л. Модификация модели геосреды для решения задач механики грунтов методом дискретных элементов [Текст] / А. Л. Ланис, Г. Н. Хан // Вестник ТГАСУ / Томский гос. архитектурно-строительный ун-т. – Томск, 2013. – № 1. – С. 273 – 281.

УДК 624.19.035.2

Ю. А. Цибариус

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОДАТЛИВОЙ ВРЕМЕННОЙ НАБРЫЗГБЕТОННОЙ КРЕПИ НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОСТОЯННОЙ ОБДЕЛКИ ТОННЕЛЯ

Одним из наиболее распространенных видов временной крепи при строительстве тоннелей является податливая набрызгбетонная крепь. В настоящее время учет набрызгбетонной крепи в расчете конструкции постоянной обделки затруднителен в связи с отсутствием универсальной методики проектирования, что влечет за собой увеличение материалоемкости конструкций и трудоемкости производимых работ. Данные о степени и характере влияния основных механических характеристик скальных грунтов и геометрических размеров сооружения на значение коэффициента учета податливой временной набрызгбетонной крепи, полученные в результате проведенных исследований, послужили основой для дальнейшей разработки универсальной методики проектирования.

Технология набрызгбетонирования при строительстве транспортных тоннелей в скальных грунтах позволяет обеспечить крепление подземной выработки после каждого этапа разработки с практически полной механизацией работ, в том числе для возведения податливой временной набрызгбетонной крепи (далее – временная крепь) [1, 2].

В результате анализа исследований, выполненных отечественными и зарубежными учеными, были выявлены следующие недостатки существующей методики проектирования постоянных обделок тоннеля с применением временной крепи данного вида:

учет влияния временной крепи при помощи аналитических методов затруднителен вследствие громоздкости расчетного аппарата и значительной трудоемкости вычислений;

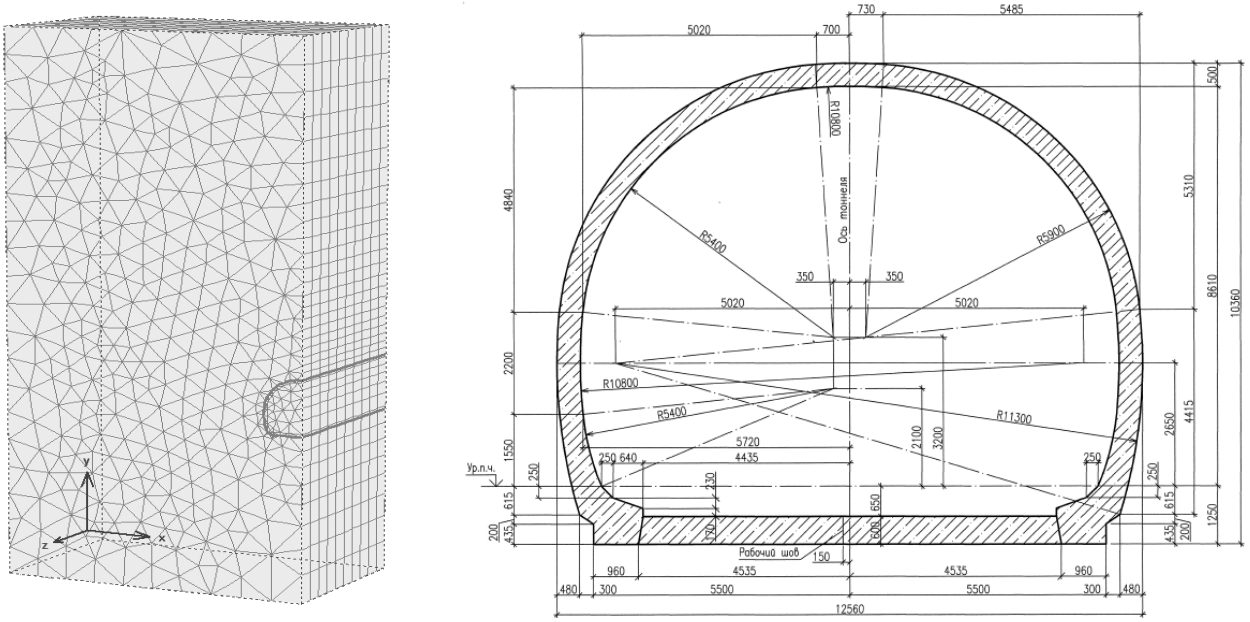
учет влияния временной крепи при помощи численных методов в настоящее время носит частный характер (отдельные объекты);

отсутствует универсальная методика проектирования постоянной обделки тоннеля с учетом временной крепи.

Все перечисленные недостатки ведут к увеличению материалоемкости конструкций и трудоемкости производимых строительно-монтажных работ при строительстве тоннелей.

Целью исследования явилось определение степени и характера влияния основных механических характеристик грунта, геометрических параметров временной крепи и величины тоннельной выработки на напряженное состояние постоянной обделки тоннеля с учетом временной крепи.

Для исследования напряженного состояния постоянной обделки тоннеля с учетом и без учета временной крепи в программном геотехническом комплексе «*PLAXIS 3D Tunnel*» (Нидерланды) была создана расчетная пространственная конечно-элементная модель, представляющая однородный грунтовый массив размером 100×50×30 м, пересекаемый тоннельной выработкой. В силу симметрии поперечного сечения тоннеля относительно вертикальной оси расчетная модель была построена только для одной половины (рисунок 1, а). Модель закреплена от горизонтальных смещений вдоль вертикальных боковых границ и вертикальных смещений вдоль нижней границы и позволяет моделировать раскрытие сечения тоннельной выработки на полный профиль и устройство незамкнутой набрызгбетонной крепи с последующим возведением постоянной монолитной железобетонной обделки [4].



а б

Рисунок 1 – Пространственная конечно-элементная модель (а) и поперечное сечение тоннеля (б)

Для моделирования принято поперечное сечение автодорожного тоннеля № 1 трассы

Совмещенная (автомобильная и железная) дорога Адлер – горноклиматический курорт «Альпика-Сервис» (рисунок 1, б).

Для моделирования грунтового массива использовали упругопластическую модель Мора – Кулона, характеризующуюся следующими расчетными параметрами: удельный вес γ, угол внутреннего трения φ, удельное сцепление с, модуль деформации E_0 и коэффициент Пуассона ν [5].

Тоннельная обделка была смоделирована при помощи программного инструмента *Tunneldesigner*, позволяющего создавать конструкции типа «сэндвич», состоящие из нескольких слоев.

Временная крепь (первый слой) моделировалась плитными элементами с заданными жесткостями. Постоянную обделку тоннеля (второй слой) задавали при помощи кластеров – областей, полностью замкнутых линиями, в пределах которых свойства материала однородны. Толщина временной крепи принята равной 0,3 м, класс бетона – В25. Толщина постоянной обделки – 0,5 м в сводовой и стеновой части, 0,6 м – обратный свод, класс бетона – В25.

Расчет пространственной модели включал в себя определение напряженного состояния системы «крепь – массив» на основных этапах проходки тоннельной выработки. Каждый этап расчета включал в себя удаление кластера грунта на длине очередной заходки и устройство незамкнутой набрызгбетонной крепи. С некоторым отставанием от забоя выработки моделировалась постоянная железобетонная обделка.

Результаты расчетов оценивали в одном контрольном поперечном сечении тоннеля, расположенном на расстоянии 15 м от лицевой плоскости пространственной модели, с которой начинается моделирование проходки тоннельной выработки (см. рисунок 1,а), что позволяло исключить влияние граничных условий на распределение напряжений в грунтовом массиве.

В процессе проведения теоретических исследований основное внимание было уделено оценке напряженного состояния конструкции постоянной обделки в трех характерных точках – свод, полусвод, стена.

Для установления степени и характера влияния основных механических характеристик грунта на напряженное состояние постоянной обделки тоннеля с учетом и без учета влияния временной крепи были проведены несколько этапов расчетов:

1) в первой серии расчетов определяли напряженное состояние постоянной обделки тоннеля для различных видов скальных грунтов, соответствующих области применения временной крепи (f = 3,2 – 10,3);

2) второй этап состоял из двух серий, в каждой из которых при трех различных значениях принятого к рассмотрению параметра (угол внутреннего трения, удельное сцепление) выполняли расчет на пространственной конечно-элементной модели, при этом прочие физико-механические характеристики грунтов оставались неизменными;

3) на третьем этапе расчета была установлена зависимость коэффициентов учета временной крепи от модуля деформации грунтового массива в характерных точках постоянной обделки, для чего были выполнены дополнительные расчеты, в которых при усредненных значениях основных физико-механических характеристик (ρ, φ, с) варьировались значения модуля деформации.

Результаты расчетов представлены в виде графиков развития нормальных тангенциальных напряжений в характерных точках постоянной обделки в ходе сооружения тоннеля с момента включения в работу конструкции до момента стабилизации напряжений в грунтовом массиве.

На основании графиков были вычислены значения коэффициентов учета временной крепи $\gamma_{нб}$:

$$\gamma_{нб} = \frac{\sigma_{су}}{\sigma_{бу}}, \qquad (1)$$

где $\sigma_{су}$ и $\sigma_{бу}$ – нормальные тангенциальные напряжения с учетом и без учета временной крепи, кПа.

Для выявления взаимосвязи между исследуемыми параметрами использовали корреляционный анализ.

Для проведения первой серии расчетов выбраны скальные грунты средней прочности и прочные (гранит, порфирит, песчаник кремнистый, мрамор, известняк, гнейс), основные физико-механические характеристики которых находятся в следующем диапазоне:

– удельный вес $\gamma = 26{,}5$ кН/м^3;

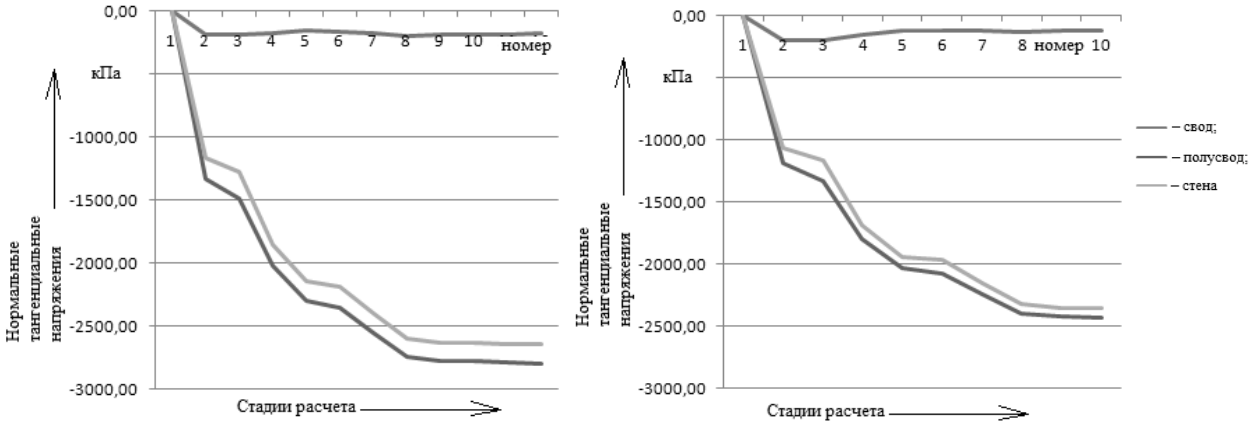
– модуль деформации $E_0 = (3 \div 34) \cdot 10^3$ МПа;

– угол внутреннего трения $\phi = 63^\circ \div 82^\circ$;

– удельное сцепление $c = 2{,}4 \div 4{,}4$ МПа;

– коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}25 \div 0{,}33$.

Анализ графиков развития нормальных тангенциальных напряжений постоянной обделки, полученных в первой серии расчетов, определил значения коэффициентов учета временной крепи (таблица 1). Пример графика представлен на рисунке 2 (песчаник кремнистый).



а б

Рисунок 2 – Нормальные тангенциальные напряжения в постоянной обделке, кПа (песчаник кремнистый): а – без учета временной крепи; б – с учетом временной крепи

Таблица 1 – Значения коэффициентов учета временной крепи для различных грунтовых условий

Грунт	Значения $\gamma_{нб}$		
	свод	полусвод	стена
Гнейс	0,62	0,81	0,75
Известняк крепкий	0,68	0,82	0,79
Гранит	0,70	0,85	0,85
Мрамор	0,73	0,87	0,88
Песчаник кремнистый	0,76	0,87	0,89
Порфирит	0,80	0,91	0,95

Показано, что изменение механических характеристик грунтового массива влечет за собой изменение значения коэффициента учета временной крепи: для сечения в сводовой части на 18 %, в полусводовой части – 10, в стеновой части – 20 %.

Для выявления зависимости изменения коэффициента учета временной крепи от угла внутреннего трения были приняты следующие физико-механические характеристики:

– удельный вес $\gamma = 26{,}5$ кН/м^3;

– модуль деформации $E_0 = 15 \cdot 10^3$ МПа;

– угол внутреннего трения $\phi = 63^\circ \div 82^\circ$;

– удельное сцепление $c = 3{,}5$ МПа;

– коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}25$.

Значения коэффициентов учета временной крепи, полученные по результатам второй серии расчетов, приведены в таблице 2. Анализ полученных данных показал, что изменение угла внутреннего трения оказывает незначительное влияние (менее 3 %) на изменение значения коэффициента учета временной крепи.

Таблица 2 – Значения коэффициентов учета временной крепи при различных значениях угла внутреннего трения ϕ

Значение угла внутреннего трения ϕ, град.	Значения $\gamma_{нб}$		
	свод	полусвод	стена
63	0,75	0,88	0,90
67	0,76	0,88	0,90
70	0,76	0,87	0,90
74	0,76	0,87	0,89
78	0,77	0,87	0,89
82	0,77	0,87	0,89

Для выявления зависимости изменения коэффициента учета временной крепи от удельного сцепления были приняты следующие физико-механические характеристики:

– удельный вес $\gamma = 26{,}5$ кН/м^3;

– модуль деформации $E_0 = 15 \cdot 10^3$ МПа;

– угол внутреннего трения $\phi = 76^{\circ}$;

– удельное сцепление $c = 2{,}4 \div 4{,}4$ МПа;

– коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}25$.

Значения коэффициентов учета временной крепи, полученные по результатам третьей серии расчетов, приведены в таблице 3. Анализ полученных данных показал, что изменение удельного сцепления оказывает незначительное влияние (менее 3 %) на изменение значения коэффициента учета временной крепи.

Таблица 3 – Значения коэффициентов учета временной крепи при различных значениях удельного сцепления с

Значение удельного сцепления с, МПа	Значения $\gamma_{нб}$		
	свод	полусвод	стена
2,4	0,67	0,82	0,79
2,8	0,68	0,82	0,79
3,2	0,68	0,82	0,79
3,7	0,68	0,82	0,79
4,0	0,69	0,82	0,79
4,4	0,69	0,82	0,79

Для установления зависимости коэффициента учета временной крепи от модуля деформации грунтового массива были выполнены дополнительные расчеты, в которых при усредненных значениях основных физико-механических характеристик (ρ, φ, с) варьировались значения модуля деформации. Результаты четвертой серии расчетов представлены на рисунке 3. На оси абсцисс показаны значения модуля деформации грунтового массива в гигапаскалях, на оси ординат – соответствующие им значения коэффициентов учета временной крепи.

При проведении корреляционного анализа результатов расчетов были выявлены следующие зависимости изменения коэффициентов учета податливой временной набрызгбетонной крепи от значений модулей деформации грунтового массива E_0:

– для сечения в сводовой части – сильная прямая ($R = 0{,}93$);

– для сечения в полусводовой части – сильная прямая ($R = 0{,}95$);

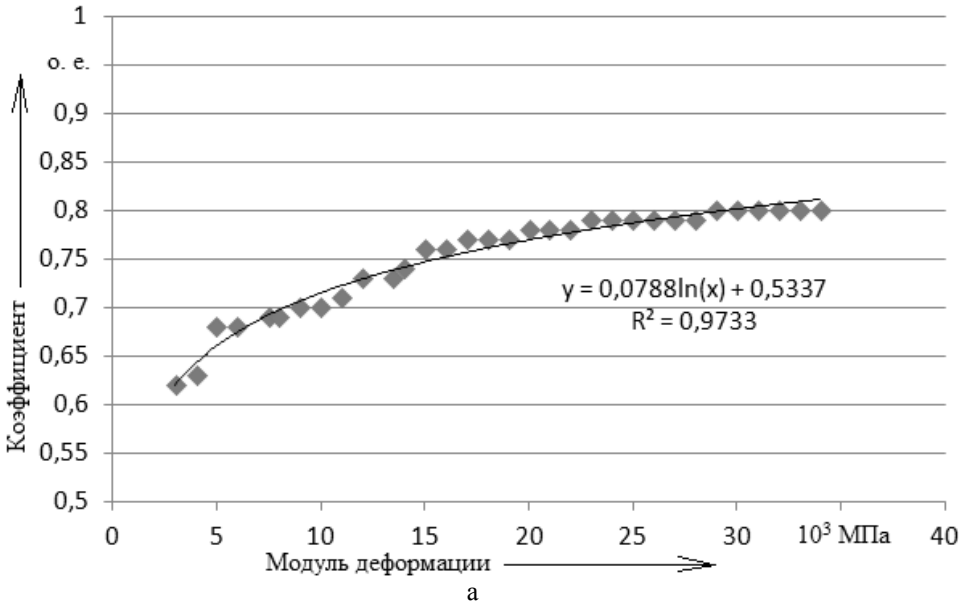
– для сечения в стеновой части – сильная прямая ($R = 0{,}94$).

По результатам третьей серии расчетов с использованием методов математической статистики были установлены следующие соотношений между значениями коэффициента $\gamma_{нб}$ и модулем деформации грунтового массива E_0:

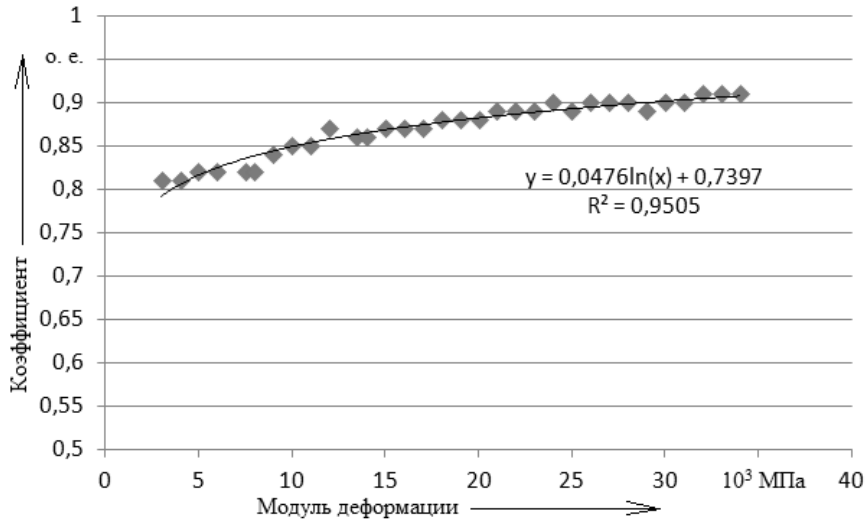
$$\gamma_{нб} = 0{,}0788 \ln E_0 + 0{,}5337; \quad (2)$$

$$\gamma_{нб} = 0{,}0476 \ln E_0 + 0{,}7397; \quad (3)$$

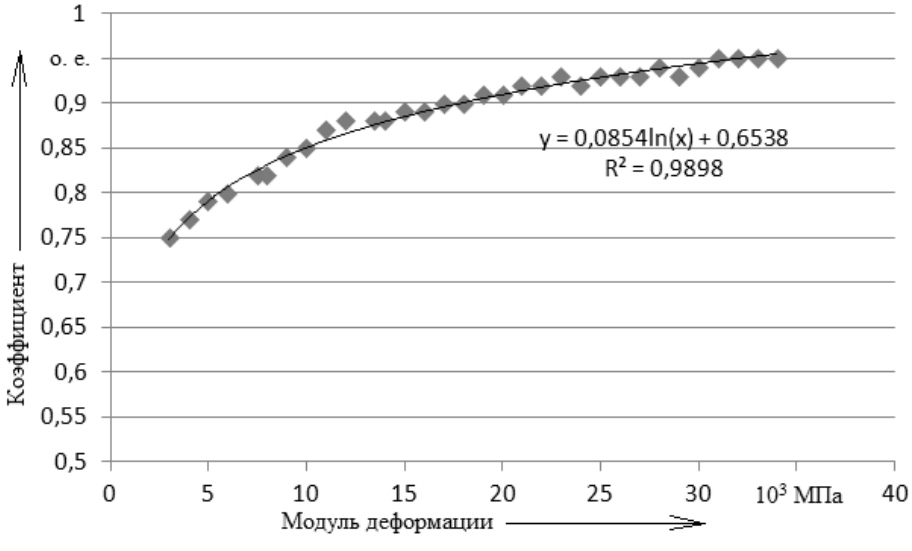
$$\gamma_{нб} = 0{,}0854 \ln E_0 + 0{,}6538. \quad (4)$$



а



б



в

Рисунок 3 – Зависимость коэффициента учета податливой временной набрызгбетонной крепи от модуля деформации грунтового массива: а – для сечения в сводовой части; б – полусводовой; в – стеновой

Формула (2) применима для сечения в сводовой части постоянной обделки (достоверность аппроксимации – 0,97), формула (3) – для сечения в полусводой части постоянной обделки (достоверность аппроксимации – 0,95), формула (4) – для сечения в стеновой части постоянной обделки (достоверность аппроксимации – 0,99).

Для установления степени и характера влияния размеров поперечного сечения выработки на напряженное состояние постоянной обделки тоннеля была проведена серия расчетов, в которой при определенных значениях физико-механических характеристик скальных грунтов (гранит, порфирит, песчаник кремнистый, мрамор, известняк, гнейс) изменяли величину пролета тоннельной выработки B.

Влияние поперечного сечения выработки на напряженное состояние постоянной обделки тоннеля оценивалось по изменению значений коэффициента $\gamma_{нб}$. Для проведения исследований были взяты следующие значения пролетов тоннельной выработки: 10,05 м (0,8 B), 12,56 м (1 B) и 15,07 м (1,2 B).

Значения коэффициентов учета временной крепи, полученные по результатам данной серии расчетов, приведены в таблице 4. Анализ полученных данных показал, что изменение размеров поперечного сечения тоннельной выработки оказывает незначительное влияние (менее 3 %) на изменение значения коэффициента учета временной крепи.

Таблица 4 – Значения коэффициента $\gamma_{нб}$ для сечения в сводовой, полусводовой, стеновой частях тоннельной обделки при различных значениях пролета тоннельной выработки B

Грунт	Значения коэффициента $\gamma_{нб}$ при пролете выработки B		
	0,8 B	1 B	1,2 B
Гнейс	0,61/0,80/0,75	0,62/0,81/0,75	0,62/0,81/0,77
Известняк крепкий	0,68/0,82/0,78	0,68/0,82/0,79	0,69/0,83/0,80
Гранит	0,70/0,85/0,84	0,70/0,85/0,85	0,72/0,86/0,86
Мрамор	0,73/0,87/0,87	0,73/0,87/0,88	0,75/0,87/0,88
Песчаник кремнистый	0,75/0,87/0,89	0,76/0,87/0,89	0,76/0,88/0,90
Порфирит	0,80/0,91/0,95	0,80/0,91/0,95	0,80/0,91/0,95

Для установления степени и характера влияния жесткости временной крепи на напряженное состояние постоянной обделки тоннеля были проведены три серии расчетов, в каждой из которых при определенной толщине временной крепи выполнялось моделирование этапов проходки тоннельной выработки в скальных грунтах с различными значениями модулей деформации.

Влияние жесткости временной крепи на напряженное состояние постоянной обделки тоннеля оценивалось по изменению значений коэффициента $\gamma_{нб}$. Для проведения исследований были взяты следующие толщины временной крепи, м: 0,1; 0,2 и 0,3. Значения модуля деформации скального массива в каждой серии расчетов изменяли в диапазоне, указанном на рисунке 3. Результаты данной серии расчетов представлены на рисунке 4. На оси абсцисс показаны значения модуля деформации грунтового массива в гигапаскалях, на оси ординат – соответствующие им значения коэффициентов учета временной крепи.

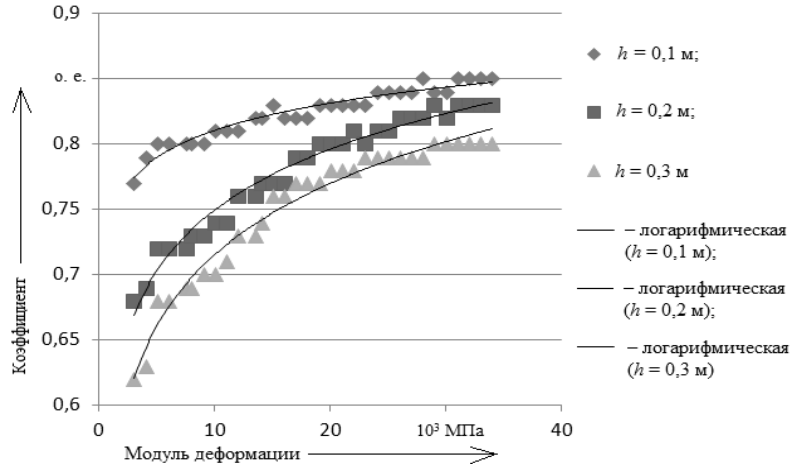
По результатам серии расчетов с использованием методов математической статистики были установлены следующие соотношения:

$$\gamma_{нб(свод)} = 0{,}2544h^{0{,}9064} \times \ln E_0 + 0{,}3695h^{-0{,}301}; \quad (5)$$

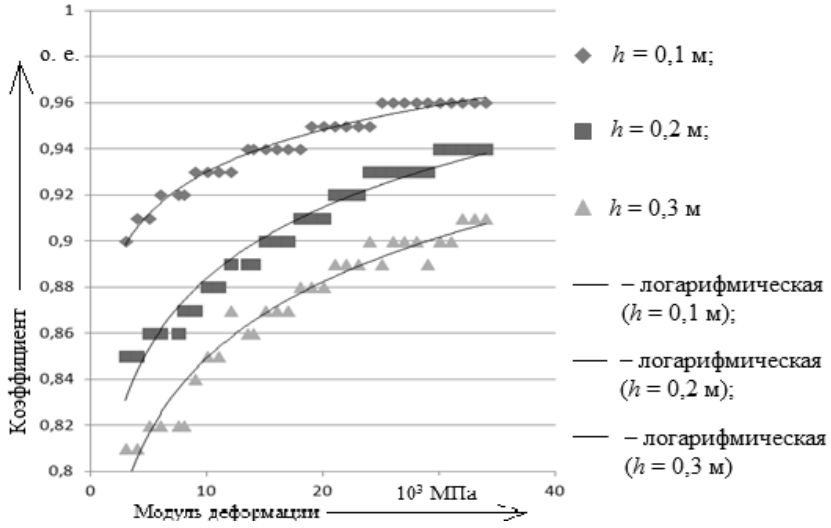
$$\gamma_{нб(полусвод)} = 0{,}099h^{0{,}5588} \times \ln E_0 + 0{,}6183h^{-0{,}148}; \quad (6)$$

$$\gamma_{нб(стена)} = 0{,}2229h^{0{,}7827} \times \ln E_0 + 0{,}4988h^{-0{,}23}. \quad (7)$$

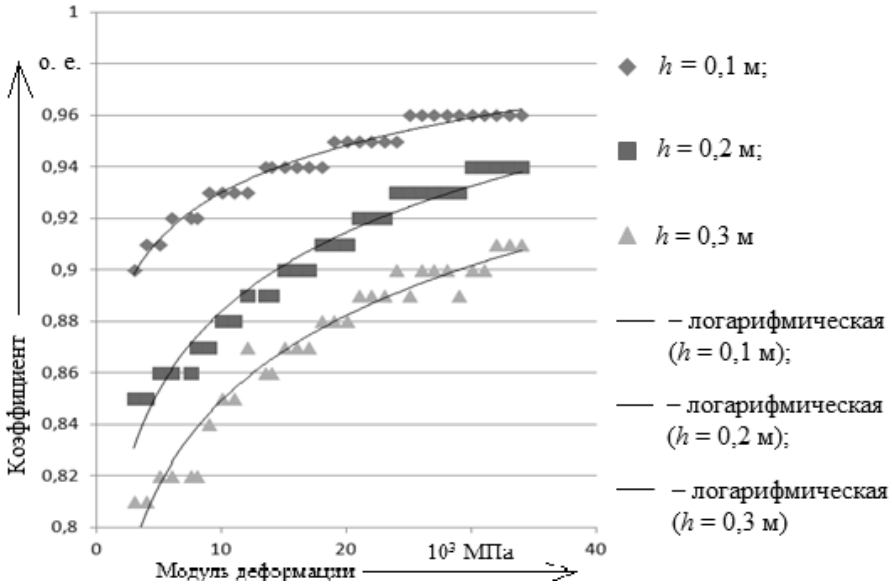
Формулы (5) – (7) могут применяться для определения коэффициента $\gamma_{нб}$ с целью учета влияния временной крепи на напряжения, возникающие в постоянной обделке тоннеля, вызванные объемными силами тяжести, действующими в окружающем грунтовом массиве.



а



б



в

Рисунок 4 – Зависимость коэффициента учета податливой временной набрызгбетонной крепи от толщины временной крепи и модуля деформации грунтового массива:
а – для сечения в сводовой части; б – в полусводовой; в – в стеновой

Таким образом, в результате проведения численного эксперимента было выявлено следующее.

1) Варьирование механических характеристик грунтового массива влечет за собой изменение значения коэффициента учета временной крепи $\gamma_{нб}$: для сечения в сводовой части на 18 %, в полусводовой – 10, в стеновой части – 20 %.

2) Изменение угла внутреннего трения φ, удельного сцепления с в рассмотренном диапазоне скальных грунтов оказывает незначительное влияние (менее 3 %) на значения коэффициента учета временной крепи $\gamma_{нб}$.

3) С использованием методов математической статистики установлены соотношения между значениями коэффициента учета временной крепи $\gamma_{нб}$ и модулем деформации грунтового массива E_0.

4) Изменение размеров поперечного сечения тоннельной выработки оказывает незначительное влияние (менее 3 %) на изменение значения коэффициента учета временной крепи $\gamma_{нб}$.

5) С использованием методов математической статистики установлены соотношения между значениями коэффициента учета временной крепи $\gamma_{нб}$, толщиной временной крепи h и модулем деформации грунтового массива E_0, которые могут применяться с целью учета влияния временной крепи на напряжения, возникающие в постоянной обделке тоннеля, вызванные объемными силами тяжести, действующими в окружающем грунтовом массиве.

Список литературы

1. Набрызгбетон для тоннелей [Текст] / В. С. Арутюнов, И. В. Гиренко и др.// Транспортное строительство / Всероссийский науч.-исследоват. ин-т. – М., 1986. – № 4. – С. 24 – 26.

2. Жуков, В. Н. Современные технологии набрызгбетонных работ в подземном строительстве [Текст] / В. Н. Жуков, Ш. Р. Магдиев // Метро и тоннели. – М., 2003. – № 4. – С. 20 – 23.

3. Зерцалов, Г. М. Научное обоснование проектов подземных сооружений методами численного моделирования [Текст] / Г. М. Зерцалов, Д. В. Устинов, С. А. Юфин // Тоннельное строительство России и стран СНГ в начале века: опыт и перспективы. – М., 2002. – С. 414 – 417.

4. Оптимизация конструкции обделки большепролетных подземных выработок, сооружаемых по технологии НАТМ [Текст] / В. Е. Меркин, В. В. Чеботаев и др. // Транспортное тоннелестроение. Современный опыт и перспективные разработки / Науч.-исследоват. ин-т транспортного строительства. – М., 2008. – № 248. – С. 7 – 11.

5. Смолин, Ю. П. Исследование динамических воздействий автотранспортом на дорожную одежду, закрепленную синтетическим полимером [Текст] / Ю. П. Смолин, А. Л. Ланис, Д. А. Разуваев // Вестник ТГАСУ / Томский гос. архитектурно-строительный ун-т. – Томск, 2012. – № 2. – С. 230 – 234.

УДК 629.4.027

И. И. Галиев, В. А. Николаев, Б. Б. Сергеев, Е. А. Самохвалов, Д. Ю. Лукс

ПРИЧИНЫ НАРУШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Выполнен анализ отказов боковых рам тележек грузовых вагонов на сети ОАО «Российские железные дороги» за период с 2006 по 2013 г. Выявлены недостатки известной конструкции тележки грузового вагона модели 18-100. Выполнено математическое моделирование движения колесной пары тележки 18-100, установлено негативное влияние разброса значений конструктивных параметров ходовой части вагона на показатели его динамических качеств и на безопасность движения.

Основными направлениями деятельности современного вагонного комплекса являются подготовка состава на пунктах технического обслуживания (ПТО) станций; проведение ре-

монтных работ на ПТО, в вагонных ремонтных депо и на участках текущего отцепочного ремонта; сокращение оборота вагона за счет увеличения гарантийных участков безопасного следования поезда.

Анализ допущенных отказов технических средств на сети ОАО «РЖД» по вине вагонного комплекса показывает, что одной из основных неисправностей последних лет является излом боковых рам тележек грузовых вагонов, количество изломов с 2006 г. постоянно увеличивается. Данной проблеме в последнее время уделяется пристальное внимание со стороны руководства компании ОАО «РЖД» и Федеральной службы по надзору в сфере транспорта Российской Федерации из-за финансовых потерь, связанных с трудоемкостью работ при устранении последствий данных неисправностей на перегоне.

За период с 2006 по 2013 г. на железных дорогах ОАО «РЖД» произошло 136 случаев излома боковых рам тележек (рисунок 1), а с начала 2013 г. их количество достигло 31 случая, восемь из которых привели к крушениям, 23 – к сходу подвижного состава и повлекли за собой человеческие жертвы.

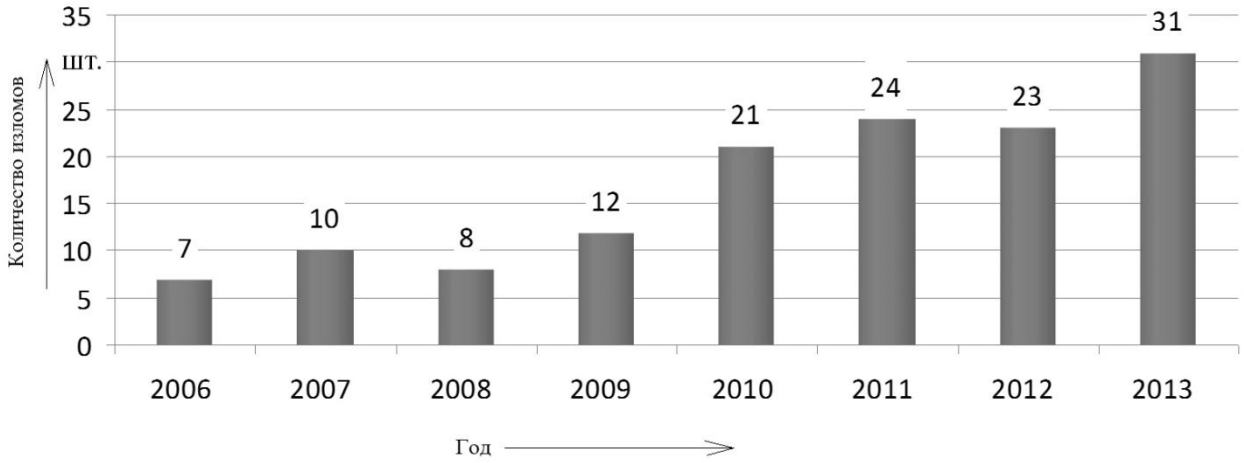


Рисунок 1 – Изломы боковых рам тележек грузовых вагонов по годам за период 2006 – 2013 гг.

Оптимизация гарантийных участков безопасного проследования грузовых поездов на сети железных дорог позволила увеличить протяженность таких участков на 165 км по сравнению с 2008 г., в настоящее время протяженность гарантийных участков составляет 1170 км.

В соответствии с указанием МПС РФ от 27.03.1997 № А-369у протяженность гарантийных участков должна составлять для составов из порожних вагонов от 1000 км и более; из груженых – от 600 км.

Анализ безопасности движения грузовых поездов показывает, что изломы боковых рам тележек грузовых вагонов в вагонном комплексе после прохождения ПТО происходят при пробеге, не превышающем 600 км, и количество изломов составляет 80 %. Это минимально допустимая гарантийная протяженность, которая должна быть в соответствии с указанием МПС РФ № А-369у. В этой связи статистические данные свидетельствуют о том, что увеличение протяженности гарантийных участков не оказывает существенного влияния на показатели безопасности движения, связанные с изломами литых деталей тележек грузовых вагонов.

На рисунке 2 представлены заводы – изготовители дефектных боковых рам и их процентное распределение в общем количестве браков в вагонной инфраструктуре ОАО «РЖД».

За последние семь лет (с 2006 по апрель 2013 г.) в инфраструктуре ОАО «РЖД» произошло 136 изломов боковых рам тележек, 66 % (100 случаев) из которых не отработали даже гарантийного (пять лет) срока эксплуатации, из них 14 % – эксплуатировавшихся до момента излома менее года, 32 % – менее двух лет, 20 % – менее трех лет.

Заложниками таких обстоятельств стали прежде всего ОАО «РЖД», грузоотправители и собственники подвижного состава, которые в этих условиях понесли колоссальные финансо-

вые потери. Приведенные данные ярко характеризуют качество продукции, которая на сегодняшний день не выдерживает гарантийных сроков эксплуатации.

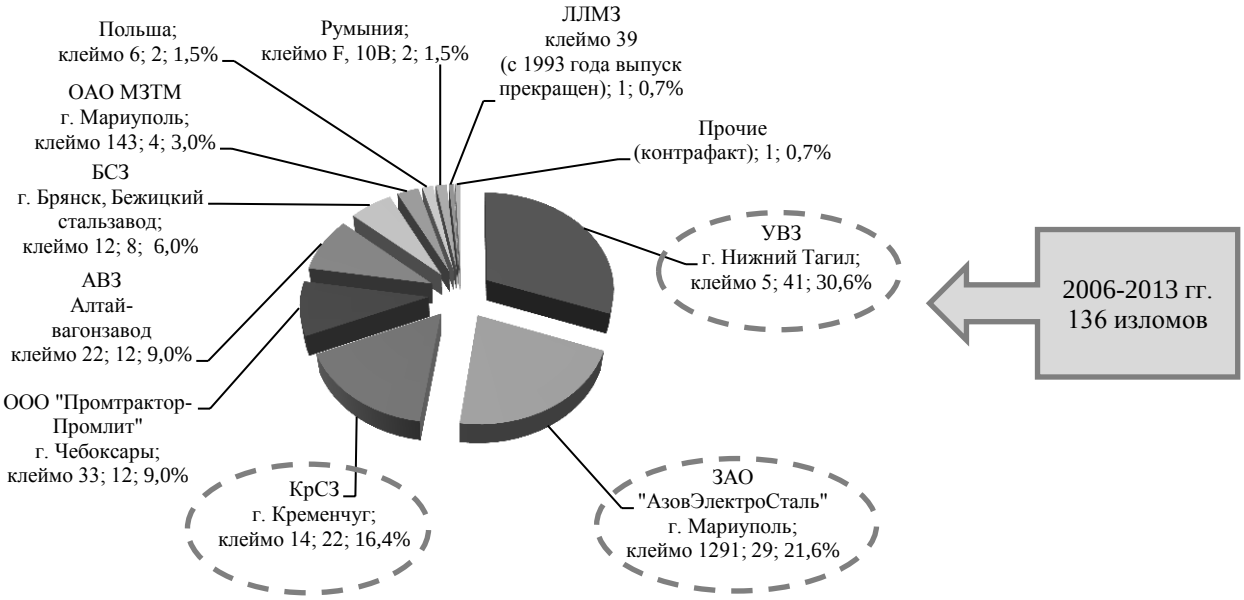


Рисунок 2 – Заводы – изготовители дефектных боковых рам грузовых вагонов

В соответствии с решением Совета по железнодорожному транспорту государств-участников Содружества от 20.03.2013 № ДЦ-386 на российских железных дорогах телеграфным указанием от 20.03.2013 № 3534 в период с 4 марта по 4 апреля 2013 г. был объявлен месячник «Контроль боковой рамы». В период проведения месячника выявлены и подтверждены 384 боковые рамы с дефектами в потенциально опасной зоне – радиусе R-55. Для дополнительного контроля привлечены 3984 осмотрщика вагонов, которыми осмотрены 433105 вагонов и выявлено 120 боковых рам с трещинами в радиусе R-55. В ремонтные предприятия для проверки средствами неразрушающего контроля направлено 5800 боковых рам, из них проверено 5178.

С начала 2013 г. в ходе проводимой ОАО «РЖД» работы по обнаружению потенциально опасных боковых рам осмотрщиками вагонов на ПТО были выявлены и подтверждены средствами неразрушающего контроля дефекты 3329 литых деталей тележек, в том числе 3118 боковых рам, из них 1989 единиц с дефектами в зоне R-55, в том числе 1366 с недопустимыми литейными дефектами, 623 – с трещинами.

В целях локализации угрозы Российская Федерация вынуждена идти на крайние меры – отставлять из эксплуатации вагоны с потенциально опасным литьем и направлять их в ремонтные предприятия для проведения досрочного ремонта или дефектоскопирования литых деталей. Правильность принятых решений подтверждается значительным количеством дефектного литья, угрожающего безопасности движения, выявленного работниками ОАО «РЖД» и впоследствии подтвержденного средствами дефектоскопии.

Основой существующего парка грузовых вагонов в настоящее время является (и будет являться в ближайшее время) тележка модели 18-100, эксплуатационные и динамические свойства которой служат причиной многих существующих проблем железнодорожного транспорта. По мнению профессора М. Ф. Вериго [1], тележка модели 18-100 (ЦНИИ-Х3-О) представляет собой явно ухудшенный аналог широко распространенной на железных дорогах США тележки Барбера.

Основными недостатками конструкции тележки 18-100 являются

слабая связанность узлов рамы тележки в плане из-за угловых поворотов надрессорной балки на наклонных поверхностях фрикционных клиньев, которая приводит к неравномерно-

му распределению горизонтальных динамических сил и перекосу рамы, что интенсифицирует взаимодействие тележки с кузовом вагона и путевой структурой;

недостаточная связанность колесных пар с боковыми рамами тележки, которая допускает смещение боковых рам относительно буксовых узлов, обусловливает быстрый и неравномерный износ опорных поверхностей рам, корпусов букс и перераспределение нагрузок, приводящее к перегрузке осей колесных пар и снижению долговечности подшипников;

использование простейших скользунов жесткого типа и опорного соединения «пятник - подпятник» с быстро и неравномерно изнашивающимися поверхностями, что способствует ухудшению ходовых характеристик вагона, ускоряет износ колесных пар и других элементов тележки;

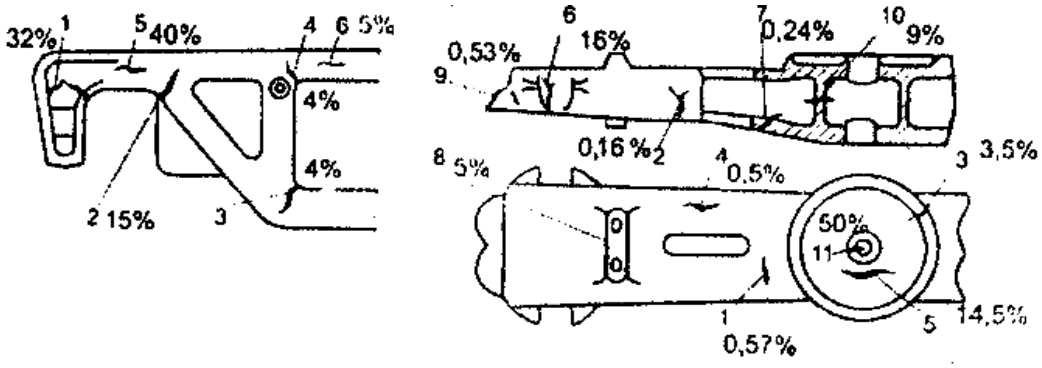
применение конструкций букс, неудовлетворительно взаимодействующих с опорными поверхностями боковых рам в буксовых проемах, приводит к ускоренному неравномерному износу, заклиниванию боковых рам и т. д., обусловливая перегрузку роликовых подшипников и перекос колесных пар относительно рамы тележки с соответствующими отрицательными последствиями;

обеспечение связи боковых рам с надрессорной балкой за счет работы фрикционных клиньев рессорного подвешивания не гарантирует выполнение необходимого ограничения забегания боковых рам и перекоса колесных пар;

значения упругих и диссипативных параметров системы горизонтального обрессоривания кузова вагона, прежде всего в порожнем его состоянии, не являются эффективными.

Недостаточная связанность элементов тележки, наличие зазоров и узлов сухого трения служат причинами возникновения повышенных динамических нагрузок на раму, что приводит к снижению коэффициента усталостной прочности и, как следствие, – к появлению трещин, являющихся причиной изломов боковых рам и надрессорных балок, приводящих к крушению поездов.

Анализ рассредоточения трещин [2], показанного на рисунке 3, свидетельствует о том, что 87 % дефектов приходится на зону буксового проема боковой рамы тележки.



а б

Рисунок 3 – Распределение трещин в надрессорной балке и в боковых рамах тележки 18-100

Особенно опасным видом динамических нагрузок на концевые части боковых рам являются продольные динамические усилия, возникающие в поезде при регулировочном и экстренном торможении, а также при импульсном воздействии горочных замедлителей при движении отдельных вагонов и сцепов по сортировочным горкам.

Характерными видами колебаний многих типов четырехосных грузовых вагонов существующего парка российских железных дорог являются относ, виляние и боковая качка. В число механизмов возбуждения этих колебаний входят

длинноволновые вертикальные неровности и перекашивание пути. Эти отклонения вызывают колебания частотой от 0,5 до 30 Гц;

изменения вертикальной жесткости пути, которые вызывают колебания таких же частот и типов;

коротковолновые изменения жесткости пути, связанные с различием характеристик балласта под шпалами, которые вызывают колебания с частотой до 40 Гц;

высокочастотные ударные нагрузки на стыках, особенно при выкрашивании металла на концах рельсов, вызывающие вертикальные колебания кузова, в свою очередь приводящие к возникновению низкочастотных реакций рессорного подвешивания передаваемых на путь.

Типичными механизмами возбуждения колебаний являются

– коничность поверхностей катания колес;

– ползуны и навары на колесах;

– геометрические неровности рельсов, следы боксования (пробоксовины);

– неравноупругость подрельсового основания по его длине.

Ограничениями, которые препятствуют созданию типовой системы рессорного подвешивания (состоящей из упругого элемента и гасителя колебаний) с оптимальными характеристиками, являются

– предел по минимальной вертикальной жесткости в связи с ограничением разницы в высоте автосцепок соседних вагонов в порожнем и груженом состояниях;

– стесненное габаритное пространство, отведенное для системы подвешивания;

– напряжения, возникающие в конструктивных элементах.

Сформируем математическую модель колебаний колесной пары типовой тележкой 18-100 с учетом сил трения в узлах сочленения боковых рам и букс (рисунок 4).

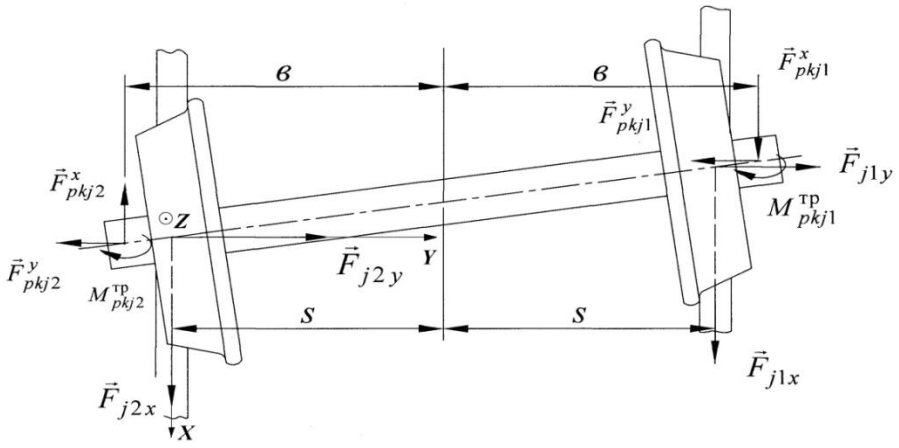


Рисунок 4 – Схема сил, приложенных к колесной паре

На рисунке 4 обозначено: $\vec{F}^{x}_{pkj1}$, $\vec{F}^{x}_{pkj2}$, $\vec{F}^{y}_{pkj1}$, $\vec{F}^{y}_{pkj2}$ – продольные и поперечные силы сухого трения в контакте *k*-й боковой рамы и *i*-й буксы *j*-й колесной пары.

Обратимся к аналитическому определению сил, возникающих в узлах сочленения боковых рам тележки с буксами колесных пар. Перемещения букс в челюстных проемах ограничиваются значениями продольных и поперечных зазоров между боковыми рамами и буксами, а также значениями углов поворота колесных пар в плане по отношению к боковой раме.

Здесь возможны два состояния: первое – когда зазоры еще не выбраны, тогда в месте контакта действуют только силы сухого трения, и второе – когда имеет место контакт буксы и боковой рамы и возникает реакция, обусловленная значением величины деформации и контактной жесткости.

В первом случае, для перемещения колесных пар относительно боковых рам вдоль оси пути, когда $\Delta_{pjx} \le 2\delta_{pjx}$ – зазор между корпусом буксы и вертикальными стенками буксового проема рамы, силы трения, передаваемые боковыми рамами левой и правой буксам *j*-й колесной пары, будут равны соответственно:

$$\vec{F}_{pjлx} = -fP_{j1}sign\left(\dot{\Delta}_{pj1x}\right), \text{ если } \Delta_{pj1x} \le 2\delta_{pj1x}; \quad (1)$$

$$\vec{F}_{pjnx} = -fP_{j2}sign\left(\dot{\Delta}_{pj2x}\right), \text{ если } \Delta_{pj2x} \le 2\delta_{pj2x}. \quad (2)$$

В случае замыкания зазоров, также как и в работе [1] имеем:

$$F^{x}_{pkj1} = -fP_{j1}sign\left(\dot{\Delta}_{pj1x}\right) - C_p\left(\Delta_{pj1x} - \delta_{pj1x}\right); \quad (3)$$

$$F^{x}_{pkj1} = -fP_{j2}sign\left(\dot{\Delta}_{pj2x}\right) - C_p\left(\Delta_{pj2x} - \delta_{pj2x}\right). \quad (4)$$

где C_p – жесткость материала в контакте буксы и вертикальной стенки боковой рамы; f – коэффициент трения скольжения .

Аналогично, для относительного поперечного перемещения рамы относительно буксы имеем:

$$F^{y}_{pkj1} = -fP_{j1}sign\left(\dot{\Delta}_{pj1y}\right), \text{ если } \Delta_{pj1y} \le 2\delta_{pj1y}; \quad (5)$$

$$F^{y}_{pkj2} = -fP_{j2}sign\left(\dot{\Delta}_{pj2y}\right), \text{ если } \Delta_{pj2y} \le 2\delta_{pj2y}. \quad (6)$$

Если поперечные зазоры выбраны, т. е. $\Delta_{pj1y} > 2\delta_{pj1y}$ и $\Delta_{pj2y} > 2\delta_{pj2y}$, то

$$F^{y}_{pkj1} = -fP_{j1}sign\left(\dot{\Delta}_{pj1y}\right) - C_p\left(\Delta_{pj1y} - \delta_{pj1y}\right); \quad (7)$$

$$F^{y}_{pkj2} = -fP_{j2}sign\left(\dot{\Delta}_{pj2y}\right) - C_p\left(\Delta_{pj2y} - \delta_{pj2y}\right). \quad (8)$$

Линейные перемещения колесных пар относительно боковых рам определяются по формулам:

вдоль оси пути –

$$\begin{cases} \Delta_{p11x} = x_{кп1} + в\theta_{кп1} - x_{p1}; \\ \Delta_{p12x} = x_{кп1} - в\theta_{кп1} - x_{p2}; \\ \Delta_{p21x} = x_{кп2} + в\theta_{кп2} - x_{p1}; \\ \Delta_{p22x} = x_{кп2} - в\theta_{кп2} - x_{p2}; \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} \Delta_{p31x} = x_{кп3} + в\theta_{кп3} - x_{p3}; \\ \Delta_{p32x} = x_{кп3} - в\theta_{кп3} - x_{p4}; \\ \Delta_{p41x} = x_{кп4} + в\theta_{кп4} - x_{p3}; \\ \Delta_{p42x} = x_{кп4} - в\theta_{кп4} - x_{p4}; \end{cases} \quad (10)$$

в поперечном направлении –

$$\begin{cases} \Delta_{p11y} = y_{кп1} - l\theta_{p1} - y_{p1}; \\ \Delta_{p12y} = y_{кп1} - l\theta_{p2} - y_{p2}; \\ \Delta_{p21y} = y_{кп2} + l\theta_{p1} - y_{p1}; \\ \Delta_{p22y} = y_{кп2} + l\theta_{p2} - y_{p2}; \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} \Delta_{p31y} = y_{кп3} - l\theta_{p3} - y_{p3}; \\ \Delta_{p32y} = y_{кп3} - l\theta_{p4} - y_{p4}; \\ \Delta_{p41y} = y_{кп4} + l\theta_{p3} - y_{p3}; \\ \Delta_{p42y} = y_{кп4} + l\theta_{p4} - y_{p4}. \end{cases} \quad (12)$$

В случае, когда приливы корпуса буксы вследствие поворота колесной пары относительно боковой рамы касаются вертикальных плоскостей проема этой рамы, происходит защемление буксы. При этом возникает момент сил, действующий на колесную пару, предельное значение которого зависит от величины зазоров в буксовых проемах и от характера движения колесной пары и буксовой рамы относительно друг друга. Существующие нормы деповского ремонта ограничивают значение суммарного продольного зазора в буксовом проеме величиной, равной 15 мм, а поперечного – 12 мм. На практике, как установлено во время натурных экспериментов сотрудниками кафедры «Теоретическая механика» ОмГУПСа, максимальные значения этих показателей могут достигать 29 и 18 мм соответственно.

Будем обозначать правое колесо каждой *j*-ой колесной пары цифрой 1, а левое – 2. Тогда *i* принимает значения 1 и 2, т. е. *i* = 1, 2.

Введем индекс *k*, обозначающий номер боковой рамы тележки, при этом правым рамам тележек вагона присвоим нечетные номера 1 и 3, а левым – четные 2 и 4. Таким образом, k = 1, 2, 3, 4.

Реактивный момент, действующий на *i*-ю буксу *j*-й колесной пары со стороны рамы и возникающий при защемлении буксы,

$$M_{z_{\text{к.п}\,ji}} = -c_{\text{к}} h_{\text{к.п}\,j}\left(\theta_{\text{к.п}\,j} - \theta_{p\,k} - \theta_{\text{пред}}\right), \tag{13}$$

если $\theta_{\text{к.п}\,j} - \theta_{pk} > \theta_{\text{к.б}\,ji}$.

Здесь $h_{\text{к.п}\,j}$ – плечо пары реактивных сил, действующих в точках контакта *k*-й боковой рамы и *i*-й буксы, принадлежащей *j*-й колесной паре; $\theta_{\text{к.б}\,ji}$ – максимальный угол перекоса *i*-й буксы относительно соответствующей *k*-й боковой рамы.

Максимальный угол перекоса буксы относительно боковой рамы может достигать величины $\theta_{\text{к.б}\,ji} = 17\cdot10^{-3}$ рад.

Уравнения движения *j*-й колесной пары, с учетом взятия соответствующих производных по обобщенным координатам и скоростям, будут иметь вид:

$$\begin{aligned}&\left(m_{\text{к.п}} + 2m_n\right)\ddot{z}_{\text{к.п}j} - m_n\left[\left(\ddot{\eta}_{\text{в}\,j1} - \ddot{\eta}_{\text{в}\,j2}\right) + \alpha_{j1}\left(\ddot{y}_{\text{к.п}\,j} - \ddot{\eta}_{\text{г}\,j1}\right) + \alpha_{j2}\left(\ddot{y}_{\text{к.п}\,j} + \right.\right.\\ &\left.\left.+\ddot{\eta}_{\text{г}\,j2}\right)\right] = ж_n\left[2z_{\text{к.п}\,j} - \left(\eta_{\text{в}\,j1} + \eta_{\text{в}\,j2}\right)\right] + ж_n\left[y_{\text{к.п}\,j}\left(\alpha_{j1} - \alpha_{j2}\right) - \right.\\ &\left.-\left(\alpha_{j1}\eta_{\text{г}\,j1} + \alpha_{j2}\eta_{\text{г}\,j2}\right)\right] + \beta_n\left[2\dot{z}_{\text{к.п}\,j} - \left(\dot{\eta}_{\text{в}\,j1} + \dot{\eta}_{\text{в}\,j2}\right)\right] + \beta_n\left[\dot{y}_{\text{к.п}\,j}\left(\alpha_{j1} - \alpha_{j2}\right) - \right.\\ &\left.-\left(\alpha_{j1}\eta_{\text{г}\,j1} + \alpha_{j2}\eta_{\text{г}\,j2}\right)\right];\end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned}&\left(m_{\text{к.п}} + 2m_n\alpha_{j1}^2\right)\ddot{y}_{\text{к.п}\,j} - ж_n\left(\alpha_{j1} - \alpha_{j2}\right)y_{\text{к.п}\,j} + m_n\left[\left(\ddot{\eta}_{\text{г}\,j1} - \ddot{\eta}_{\text{г}\,j2}\right) - \right.\\ &\left.-\ddot{z}_{\text{к.п}\,j}\left(\alpha_{j1} + \alpha_{j2}\right) + s\ddot{\psi}_{\text{к.п}\,j}\left(\alpha_{j1} - \alpha_{j2}\right) - \left(\alpha_{j1}\eta_{\text{в}\,j1} - \alpha_{j2}\eta_{\text{в}\,j2}\right)\right] = \\ &= F_{pkj1}^{y} - F_{j1y} - F_{pkj2}^{y} - F_{j2y};\end{aligned} \tag{15}$$

$$\begin{aligned}&\left(J_{\text{к.п}\,x} + 2m_n s^2\right)\ddot{\psi}_{\text{к.п}\,j} = m_n s\left[\left[\left(\ddot{\eta}_{\text{в}j1} - \ddot{\eta}_{\text{в}j2}\right) - \alpha_{j1}\left(\ddot{y}_{\text{к.п}\,j} - \ddot{\eta}_{\text{г}j2}\right) + \right.\right.\\ &\left.\left.+\alpha_{j2}\left(\ddot{y}_{\text{к.п}\,j} + \ddot{\eta}_{\text{г}j2}\right)\right];\end{aligned} \tag{16}$$

$$J_{\text{к.п}\,z}\ddot{\theta}_{\text{к.п}\,j} = F_{j2x}s + F_{pkj2}^{x}\text{в} - F_{j1x}s - F_{pkj1}^{x}\text{в} - M_{pkj1}^{TP} - M_{pkj2}^{\text{ТР}}; \tag{17}$$

$$J_{\text{к.п}\,y}\ddot{\varphi}_{\text{к.п}\,j} = F_{j1x}r_{j1} + F_{j2x}r_{j2}. \tag{18}$$

Здесь приняты следующие обозначения:

$ж_{\text{п}}$, β_{i} – коэффициенты жесткости и вязкого трения в вертикальной плоскости пути; $z_{\text{к.п}\,j}, y_{\text{к.п}\,j}, \varphi_{\text{к.п}\,j}, \psi_{\text{к.п}\,j}, \theta_{\text{к.п}\,j}$ – обобщенные координаты, характеризующие подпрыгивание, относ и угловые колебания j-й колесной пары; z_{nj1}, z_{nj2} – координаты точек касания левого (1) и правого (2) колес j-й колесной пары соответственно с правым и левым рельсами; $\Delta r_{j1}, \Delta r_{j2}$ – дополнительные приращения кругов катания левого и правого колес, обусловленные колебанием относа колеса, отжатием рельса и конусностью бандажей; $\eta_{\text{В}j1}, \eta_{\text{В}j2}$ – вертикальные геометрические неровности правого и левого рельсов под каждым колесом j-й колесной пары; $2s$ – расстояние между кругами катания колес; α_{j1}, α_{j2} – текущие значения конусности профиля правого и левого колес в точке контакта каждой j-й колесной пары с рельсами.

Дифференциальные уравнения движения (14 – 18) интегрировались комбинированным численным методом Адамса – Башфорта – Мултона четвертого порядка с переменным шагом [3].

Наиболее характерные результаты расчетов, отражающие влияние разброса значений конструктивных параметров узлов ходовой части вагона на их динамическую нагруженность, представлены на рисунках 5 – 7.

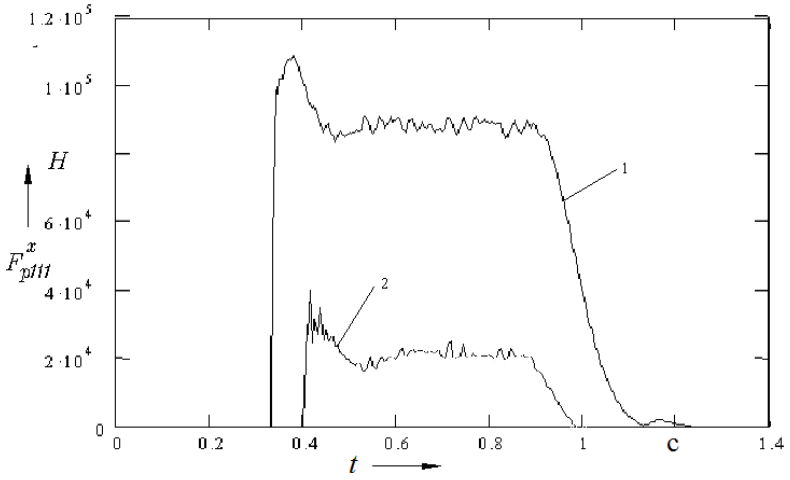


Рисунок 5 – Осциллограмма продольного усилия в контакте буксы и боковой рамы при торможении: 1 – груженого вагона; 2 – порожнего

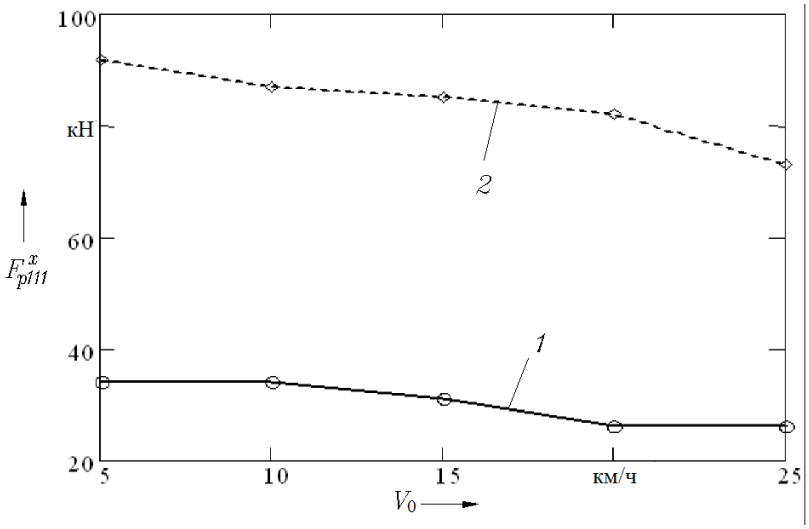


Рисунок 6 – Зависимости максимальной ударной нагруженности буксового проема от начальной скорости порожнего (1) и груженого (2) вагонов при торможении вагонным замедлителем (начальный зазор – 12 мм)

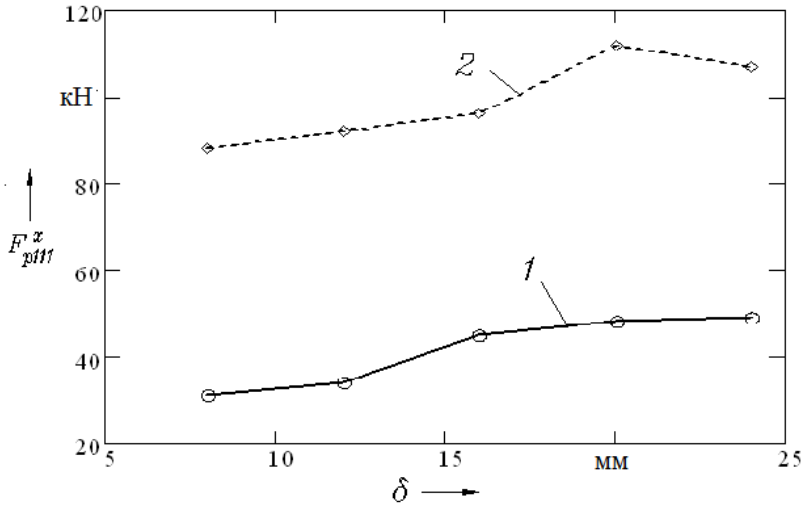


Рисунок 7 – Зависимости максимальной ударной нагруженности буксового проема от зазора в нем для порожнего (1) и груженого (2) вагонов при торможении вагонным замедлителем (начальная скорость – 5 км/ч)

Анализ результатов расчетов по сформированной математической модели показывает, что колебания узлов тележки в разных плоскостях симметрии являются взаимосвязанными. Например, как уже было отмечено выше, вертикальные колебания подпрыгивания надрессорной балки влияют на уровень горизонтальных сил трения в рессорном комплекте, в результате чего процессы взаимодействия надрессорных балок с боковыми рамами, а последних – с буксовыми узлами, носят ударный характер, обусловленный замыканием кинематических связей, т. е. полным выбором зазоров между элементами тележек. Это в решающей мере влияет на динамическую нагруженность буксовых узлов и, как следствие, приводит к перераспределению повышенных нагрузок на внутреннее и наружное кольца подшипников буксы, что и является причиной их трения.

Ранее уже было отмечено, что наибольшее количество трещин (87 %) сосредоточено в буксовом проеме боковой рамы, что является следствием напряженно-деформированного состояния этого элемента, которое в решающей мере определяет безопасность движения поездов, поскольку излом рамы, в отличие от нагрева шейки оси, приводит к немедленному крушению поезда.

Таким образом, полученные результаты расчетов свидетельствуют об определяющем влиянии величины продольного зазора в буксовых проемах на динамическую нагруженность концевых частей боковых рам вагонов, что и предопределяет в решающей мере возникновение в них трещин.

Список литературы

1. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава в кривых малого радиуса и борьба с боковым износом рельсов и гребней колес [Текст] / М. Ф. Вериго / ПТКБ ЦПМПС. – М.,. 1997. – 207 с.

2. Богданов, В. М. Снижение интенсивности износа гребней колес и бокового износа рельсов [Текст] / В. М. Богданов // Железнодорожный транспорт. – 1992. – № 12. – С. 30 – 34.

3. Цифровое моделирование колебаний пассажирского вагона при движении по прямым и криволинейным участкам пути [Текст] / В. Д. Хусидов, Л. В. Заславский и др. / Вестник ВНИИЖТа. – М., 1995. – № 5. – С. 22 – 26.

УДК 621.333:621.314.26:621.313.33:621.317

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА ВЗАИМНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ИСПЫТАНИИ АСИНХРОННЫХ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Авилов Валерий Дмитриевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Электрические машины и общая электротехника», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-18-27.
E-mail: AvilovVD@omgups.ru

Попов Денис Игоревич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрические машины и общая электротехника», ОмГУПС.
E-mail: Popovomsk@yandex.ru

Литвинов Артем Валерьевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Электрические машины и общая электротехника», ОмГУПС.
E-mail: artyom_hawk@mail.ru

Приведены сведения о политике ОАО «РЖД» в области энергосбережения и энергоэффективности. Проведена оценка энергетической эффективности применения метода взаимной нагрузки при испытании асинхронных машин на примере тяговых двигателей НТА-1200.

Ключевые слова: *асинхронный тяговый двигатель, преобразователь частоты, испытания, метод взаимной нагрузки, математическая модель.*

THE ASSESSMENT OF ENERGY EFFICIENCY OF APPLICATION BACK-TO-BACK METHOD IN TESTING INDUCTION TRACTIVE MOTOR

Avilov Valery Dmitrievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor, head of the department «Electrical machinery and general electrical», OSTU.
Phone: (3812) 31-18-27.
E-mail: AvilovVD@omgups.ru

Popov Denis Igorevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Electrical machinery and general electrical», OSTU.
E-mail: Popovomsk@yandex.ru

Litvinov Artyom Valerievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The postgraduate student of the department «Electrical machinery and general electrical», OSTU.
E-mail: artyom_hawk@mail.ru

The article contains information about policy public corporation «RZD» in energy-saving and energy efficiency. Assessment of energy efficiency of application back-to-back method in testing induction tractive motors was executed as an example on modeling testing process of motors type NTA-1200.

Keywords: *induction tractive motor, frequency converter, testing, back-to-back method, mathematical model.*

УДК 629.4.03.004 + 06

ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ И МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАРОЖДАЮЩИХСЯ ДЕФЕКТОВ В ТЯГОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ ЛОКОМОТИВОВ

Гиоев Заурбек Георгиевич
Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС).
344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского стрелкового полка народного ополчения, 2.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Электрические машины и аппараты», РГУПС.
E-mail:gioevZ@yandex.ru

Бондаренко Владимир Михайлович
Приволжская железная дорога – филиал ОАО «РЖД».
410031, г. Саратов, ул. Московская, 8.
Инженер.

Белухин Алексей Кузьмич
Ростовское центральное проектно-конструкторское бюро (РЦПКБ).
344004, г. Ростов-на-Дону, ул. Володарского 2-я, 76.
Зав. акустической лабораторией РЦПКБ.

Зубарев Александр Васильевич
Филиал Ростовского государственного университета путей сообщения.
350033, г. Краснодар, ул. Братьев Дроздовых, д. 20.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Информатика», зам. руководителя филиала РГУПСа.

В настоящей работе рассматривается физическая природа возникновения возмущающих сил в тяговых зубчатых передачах в процессе пересопряжения зубьев и определение амплитудно-частотного состава спектра. Экспериментально определены дефекты, возникающие в элементах тяговой зубчатой передаче локомотивов.

Ключевые слова: *тяговые зубчатые передачи, локомотив, вибрационная диагностика, корпусная вибрация, эквивалентная динамическая система, дефекты, спектры, зазоры, кинематическая погрешность, жесткость, накопленная погрешность.*

VIBROAKUSTICHESKIMI DIAGNOSIS AND METHODS INCIPIENT DEFECTS IN THE GEAR TRAIN LOCOMOTIVE

Gioev Zaurbek Georgiyevich
Rostov State Transport University (RSTU).
2, pl. Rostov Rifle Regiment of the People's Militia, Rostov-on-Don, 344038, Russia.
Doc. Sci. Tech., the professor of the department «Electrical machines and apparatus», RGUPS.
E-mail: gioevZ@yandex.ru

Bondarenko Vladimir Mikhailovich
Volga Railway – branch of JSC «Russian Railways».
8, st. Moscowskaya, Saratov, 410031, Russia.
Engineer.

Belukhin Alexey Kuzmich
Rostov Central Design Bureau.
76, st. Volodarskogo 2nd, Rostov-on-Don, 344004, Russia.
Head of acoustic laboratory Rostov Central Design Bureau.

Zubarev Alexander Vasilyevich
Branch of the Rostov State Transport University.
20, st. Drozdovs brothers, Krasnodar, 350033, Russia.
Ph.D., associate professor of the department «Informatics», deputy head RSTU branch.

The paper describes the physical nature of the occurrence of disturbing forces in traction gears during intermating teeth and determination of the amplitude-frequency content of the spectrum. In addition, the experimentally determined defects arising elements locomotive traction gearing.

Keywords: *towing gears, locomotive, vibration diagnostics, hull vibration, equivalent dynamic system, defects, spectra, gaps, kinematic accuracy, rigidity, cumulative error.*

УДК 629.423.33

РАСЧЕТ КОНТАКТНОГО НАЖАТИЯ ТОКОПРИЕМНИКА «АИСТ» С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПОДЪЕМНОЙ СИЛЫ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ И РАБОЧЕЙ ВЫСОТЕ

Капралова Марина Анатольевна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирантка ОмГУПСа.
E-mail: marad2104@mail.ru

Мальцева Алла Викторовна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ОмГУПС.
E-mail: malalla@mail.ru

В статье представлен расчет контактного нажатия с учетом изменения аэродинамической подъемной силы в зависимости от климатических условий (в одно- и двухфазном потоке), а также при изменении рабочей высоты токоприемника. Выполнено сравнение полученных результатов с экспериментальными данными.

Ключевые слова: *токоприемник, климатические факторы, двухфазный поток, рабочая высота, угол атаки, крышевое оборудование, аэродинамические характеристики, контактное нажатие.*

CALCULATION OF CONTACT PRESSING OF A CURRENT COLLECTOR THE «AIST» TAKING INTO ACCOUNT CHANGE OF AERODYNAMIC CARRYING POWER AT VARIOUS CLIMATIC CONDITIONS AND WORKING HEIGHT

Kapralova Marina Anatolevna
Omsk State Transport Univirsity (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Post-graduate student, OSTU.
E-mail: marad2104@mail.ru

Maltseva Alla Viktorovna
Omsk State Transport Univirsity (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D. in Technical Sciences, the senior lecturer of the department «Electrical Railway Transport», OSTU

E-mail: malalla@mail.ru

In article it is made a calculation contact pressing taking into account change of aerodynamic carrying power depending on climatic conditions (in one and a two-phase stream), and as at change of working height of a current collector. Comparison of the received results with experimental data is executed.

Keywords: *current collector, climatic factors, two-phase flow, working height, angle of attack, equipment located on a roof, aerodynamic characteristics, contact pressing.*

УДК 531.1

ДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОНТАКТИРУЕМЫХ ТЕЛ

Шантаренко Сергей Георгиевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, доцент, проректор по научной работе, заведующий кафедрой «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-27.
E-mail: nich@omgups.ru

Кузнецов Виктор Федорович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Высшая математика», ОмГУПС.

Пономарев Евгений Владимирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, исполняющий обязанности начальника научно-исследовательской части, ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-27.
E-mail: nich@omgups.ru

Евсеев Игорь Леонидович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-27.
E-mail: nich@omgups.ru

В статье представлены результаты математического моделирования определения характера и закона изменения сил и напряжений, возникающих в области контакта взаимодействующих тел на примере динамического контакта при соударении упругого шара о неподвижную, абсолютно жесткую плиту при его плоском движении. Полученные результаты могут быть использованы при расчете контактных сил и напряжений материала в металлоконструкциях при ударных воздействиях.

Ключевые слова: *область контакта взаимодействующих тел; динамический контакт; упругий шар; абсолютно жесткая плита; упругие контактные силы; ударные воздействия; напряжения материала.*

DYNAMICS INTERACTION OF CONTACTING BODIES

Shantarenko Sergey Georgievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., the senior lecturer, vice rector for scientific work, leader of the departament «Technology of transport engineering and repair of rolling stock», OSTU.

Phone: (3812) 31-16-27.
E-mail: nich@omgups.ru

Kuznetsov Victor Fedorovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., the senior lecturer of the departament «Higher mathematics», OSTU.

Ponomarev Evgenie Vladimirovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., acting as chief of research part, OSTU.
Phone: (3812) 31-16-27.
E-mail: nich@omgups.ru

Evseev Igor Leonidovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Post-graduate student of the department «Technology of transport engineering and repair of rolling stock», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-27.
E-mail: nich@omgups.ru

Results of mathematical modeling of determination of character and the law of change of forces and tension arising in the field of contact of interacting bodies on the example of dynamic contact at impact of an elastic sphere about motionless, absolutely rigid plate are presented in article, at its flat movement. The received results can be used at calculations of contact forces and material tension in a metalwork at shock influences.

Keywords: *area of contact of interacting bodies; dynamic contact; elastic sphere; absolutely rigid plate; elastic contact forces; shock influences; material tension.*

УДК 621.67

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА В СИСТЕМЕ «АСИНХРОННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ – ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАСОС»

Лысенко Олег Александрович
Омский государственный технический университет (ОмГТУ).
644050, г. Омск, пр. Мира, 11.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая техника», ОмГТУ.
Тел.: (3812) 65-31-65.
E-mail: deolas@mail.ru

Дегтярев Александр Владимирович
Омский государственный технический университет (ОмГТУ).
644050, г. Омск, пр. Мира, 11.
Аспирант кафедры «Электрическая техника», ОмГТУ.
Тел: (3812) 65-31-65.
E-mail: deolas@mail.ru

Хамитов Рустам Нуриманович
Омский государственный технический университет (ОмГТУ).
644050, г. Омск, пр. Мира, 11.
Доктор технических наук, доцент кафедры «Электрическая техника», ОмГТУ.
Тел.: (3812) 65-31-65.
E-mail: Apple_27@mail.ru

В статье рассматриваются вопросы моделирования динамических процессов системы «асинхронный двигатель – центробежный насос» насосных установок. Разработанная ма-

тематическая модель базируется на совместном рассмотрении механических, гидравлических и электрических подсистем, из которых состоит рассматриваемый комплекс в целом.

Ключевые слова: *асинхронный электродвигатель, центробежный насос, электрическая подсистема, гидравлическая подсистема.*

MODELLING OF THE ELECTROTECHNICAL COMPLEX IN «THE ASYNCHRONOUS ENGINE – THE CENTRIFUGAL PUMP» SYSTEM

Lysenko Oleg Aleksandrovich
Omsk State Technical University (OSTU).
11, World av., Omsk, 644050, Russia.
Ph. D., the senior lecturer of the departament «Electric technics», OSTU.
Phone: (3812) 65-31-65.
E-mail: deolas@mail.ru

Degtyaryov Alexander Vladimirovich
Omsk State Technical University (OSTU).
11, World av., Omsk, 644050, Russia.
Post-graduate student of the departament «Electric technics», OSTU.
Phone: (3812) 65-31-65.
E-mail: deolas@mail.ru

Khamitov Rustam Nurimanovich,
Omsk State Technical University (OSTU).
11, World av., Omsk, 644050, Russia.
Dr. Sci. Tech., the senior lecturer of the departament «Electric technics», OSTU.
Phone: (3812) 65-31-65.
E-mail: Apple_27@mail.ru

In article questions of modeling of dynamic processes of system «the asynchronous engine – the centrifugal pump» pump installations are considered. The developed mathematical model is based on joint consideration of mechanical, hydraulic and electric subsystems of which the considered complex as a whole consists.

Keywords: *asynchronous electric motor, centrifugal pump, electric subsystem, hydraulic subsystem.*

УДК 629.4.027

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГРУЗОВЫХ ПОЕЗДОВ И СПОСОБЫ ЕЕ ПОВЫШЕНИЯ

Нехаев Виктор Алексеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.
E-mail: nehaevVA@omgups.ru

Николаев Виктор Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.
E-mail: nikolaevVA@omgups.ru

Челтыгмашев Евгений Павлович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Аспирант кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.

Выполнен анализ эффективности эксплуатации парка грузовых вагонов, обращающихся на российских железных дорогах, показаны недостатки базовой тележки модели 18-100, а также ее модификаций и иностранных аналогов. Предложен способ повышения эффективности динамических свойств грузового вагона с тележкой, имеющей новую конструкцию рессорного подвешивания, основанную на принципе компенсации внешних возмущений, и представлены ее преимущества.

Ключевые слова: *безопасность движения грузовых поездов, изломы боковых рам, недостатки трехэлементных тележек, рессорное подвешивание, основанное на принципе компенсации внешних возмущений, давление колеса на рельс.*

ANALYSIS OF OPERATING PERFORMANCE OF FREIGHT TRAINS AND ITS WAYS OF INCREASING

Nehaev Victor Alekseevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci.Tech., professor of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.
E-mail: nehaevVA@omgups.ru

Nikolaev Victor Aleksandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci.Tech., professor of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.
E-mail: nikolaevVA@omgups.ru

Cheltygmashev Eugene Pavlovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci.Tech., professor of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.

The analysis of the operational efficiency of freight cars circulating on the Russian railways, shows a lack of basic truck models 18-100 and its modifications and foreign counterparts. We propose a method for increasing the efficiency of the dynamic properties of the freight car with a cart, which has a new design of spring suspension, based on the principle of compensation of external disturbances and presented its advantages.

Keywords: *security of the freight train, breaks, side frames, three-element deficiencies trucks, spring suspension, based on the principle of compensation of external disturbances, the pressure of the wheels on the rails.*

УДК 629.4.015:625.1.03

НЕРАВНОУПРУГОСТЬ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ КАК ВОЗМУЩАЮЩИЙ ФАКТОР

Нехаев Виктор Алексеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.
E-mail: nehaevVA@omgups.ru

Сабиров Руслан Дльмирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.
E-mail: ruslan.sabirov@mail.ru

В статье авторы предлагают рассмотреть особенности составления математических моделей подвижного состава и его динамического поведения при движении по неравноупругому железнодорожному пути в продольном направлении. Приводится качественный и эмпирический анализы продольной неравноупругости железнодорожного пути. В заключение дается вывод, на основе которого предлагается дальнейшее рассмотрение математических аспектов решения приведенных систем дифференциальных уравнений движения подвижного состава по неравноупругому пути.

Ключевые слова: *неравноупругость пути, экипаж, дифференциальное уравнение, железнодорожный путь, расчетная схема, жесткость, математическая модель, подвижной состав, масса, колебания, колесная пара, рельс..*

IRREGULAR RESILIENCE RAILWAY TRACK AS A DISTURBING FACTOR

Nehaev Victor Alekseevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.
E-mail: nehaevVA@omgups.ru

Sabirov Ruslan Dlmirovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Post-graduate student of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.
E-mail: ruslan.sabirov@mail.ru

In this paper the authors propose to consider the peculiarities of making mathematical models of rolling stock and its dynamic behavior when driving on irregular resilience railway line in the longitudinal direction. We present a qualitative and empirical analyzes of longitudinal resilience railway railway. In conclusion, given the conclusion, on the basis of its proposed further consideration of mathematical aspects of the above solutions of systems of differential equations of motion of the rolling stock on irregular resilience way.

Keywords: *irregular resilience ways, the crew, the differential equation, the railway line, the design scheme, the stiffness, the mathematical model, rolling stock, weight, vibration, wheel steam rail.*

УДК 629.47:658.2

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ТИПА Д49

Овчаренко Сергей Михайлович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, ректор университета, заведующий кафедрой «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.

Минаков Виталий Анатольевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.

Приводятся результаты исследования закономерностей изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма дизеля типа Д49. Полученные результаты необходимы для разработки безразборного способа диагностирования тепловозного дизеля по результатам спектрального анализа моторного масла.

Ключевые слова: *тепловозный дизель, цилиндро-поршневая группа, кривошипно-шатунный механизм, диагностирование дизеля, спектральный анализ моторного масла*.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCHING REGULARITIES OF CHAFING PARTS IN DIESEL ENGINE D49

Ovcharenko Sergey Mikhailovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., rector, head of the department «Locomotives», (OSTU).
Phone: (3812) 31-34-17.

Minakov Vitaliy Anatolievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Post-graduate student of the department «Locomotives», (OSTU).
Phone: (3812) 31-34-17.

There are results of researching regularities of chafing cylinder-piston group and crank rod mechanism in the diesel engine D49. The results are necessary for creation method of diagnosing locomotive diesel without taking for the pieces but just with the results of spectral analysis of engine oil.

Keywords: *diesel, cylinder-piston group, crank rod mechanism, diagnising of diesel, spectral analysis of engine oil.*

УДК 629.488

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ КОНТРОЛЯ РАСХОДА ТОПЛИВА НА МАНЕВРОВЫЕ И ХОЗЯЙСТВЕННЫЕ РАБОТЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БОРТОВЫХ СИСТЕМ

Петухов Юрий Александрович
Научно-исследовательский институт технологии, контроля и диагностики (ОАО «НИИТКД»).
644005, г. Омск, ул. Избышева, 3, корп. 2.
Начальник сектора центра мониторинга ОАО «НИИТКД».
Тел.:(962) 049-49-59.
E-mail: yuap83@gmail.com.

Сковородников Евгений Иванович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.:(3812) 31-06-94.

Тиссен Дмитрий Эдуардович
Научно-исследовательский институт технологии, контроля и диагностики (ОАО «НИИТКД»).
644005, г. Омск, ул. Избышева, 3, корп. 2.
Первый заместитель генерального директора ОАО «НИИТКД».

В статье предложен метод контроля расхода топлива на маневровые и хозяйственные работы с использованием бортовых систем. Получены первые результаты по оценке эффективности использования данного метода в ходе эксперимента на станции Омск – Пассажирский.

Ключевые слова: *техническое нормирование, расход топлива, аппаратно-программный комплекс «Борт», расчетный расход дизельного топлива, фактический расход топлива, эксперимент, несанкционированный слив дизельного топлива, дизель-генераторная установка.*

IMPROVEMENT OF METHODS FOR CONTROL OF FUEL AND HOUSEHOLD WORK SHUNTING USING AIRCRAFT SYSTEMS

Petukhov Yuri Aleksandrovich
Research Institute of Technology, Control and Diagnostics (JSC «NIITKD»).
3, Bldg. 2, Izbysheva st., Omsk, 644005, Russia.
Head of Sector Monitoring Centre of NIITKD.
Тел.:(962) 049-49-59.
E-mail: yuap83@gmail.com.

Skovorodnikov Evgeny Ivanovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the department «Locomotives», OSTU.
Phone:(3812) 31-06-94.

Thiessen Dmitry Eduardovich
Research Institute of Technology, Control and Diagnostics (JSC «NIITKD»).
3, Bldg. 2, Izbysheva st., Omsk, 644005, Russia.
First Deputy General Director of NIITKD.

The article suggests the method of monitoring the consumption of fuel for shunting and household works using the onboard systems. The first results of the evaluation of the effectiveness of the use of this method in the course of the experiment station «Omsk - Passenger»

Keywords: *technical regulation, fuel consumption, hardware-software complex «Board», the calculated consumption of diesel fuel, the actual consumption of fuel, experiment, unauthorized overflow diesel fuel, diesel-generator set.*

УДК 621.336.2

РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОГО ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ТОКОПРИЕМНИКА ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА ОСНОВЕ БАЗОВОЙ КОНСТРУКЦИИ Т(Л)А1-УКС.160

Сидоров Олег Алексеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение железнодорожного транспорта».
Тел.: 8-913-667-57-72.
E-mail: SidorovOA@omgups.com

Смердин Александр Николаевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ОмГУПС.
Тел.: 8-904-588-40-48.
E-mail: SmerdinAN@omgups.com

Емельянов Михаил Викторович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Преподаватель кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ОмГУПС.
Тел.: 8-950-959-89-59.
E-mail: michael.emelyanov@omgups.com

В статье рассмотрена конструкция универсального измерительного токоприемника, предназначенного для получения при проведении испытательных поездок наборов точных и адекватных данных о качестве токосъема за счет возможности моделирования параметров и характеристик перспективных отечественных и зарубежных токоприемников, устанавливаемых на современном электроподвижном составе.
Представлены результаты его апробации на Западно-Сибирской железной дороге .

Ключевые слова: *универсальный измерительный токоприемник, качество токосъема, испытательный подвижной состав, характеристика токоприемника.*

DEVELOPMENT OF UNIVERSAL MEASURING PANTOGRAPH OF ELECTRIC ROLLING STOCK BASED ON BASIC DESIGN T(L)A1-UKS.160

Sidorov Oleg Alekseevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor, head of the departament «Railways power supply», OSTU.
Phone: 8-913-667-57-72.
E-mail: SidorovOA@omgups.com

Smerdin Alexander Nikolaevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., senior lector of the departament «Railways power supply», OSTU.
Phone: 8-904-588-40-48.
E-mail: SmerdinAN@omgups.com

Emelyanov Michael Viktorovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Teacher of the departament «Railways power supply», OSTU.
Phone: 8-950-959-89-59.
E-mail: michael.emelyanov@omgups.com

The article describes the design of a universal measuring pantograph, designed to obtain during the test trips sets of accurate and adequate information on the quality of current collection due to the possibility of modeling parameters and characteristics of advanced domestic and foreign current collectors, mounted on a modern electric rolling stock.
Presented the results of his testing at the West-Siberian railway.

Keywords: *universal measuring pantograph, the quality of current collection, the test rolling stock, characteristic of the pantograph.*

УДК 621:534.834;886.6

ЗАЩИТА ОТ ВИБРАЦИЙ ДЛЯ ОБЪЕКТА С ДВУМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ. ДИНАМИЧЕСКИЕ РЕАКЦИИ

Хоменко Андрей Павлович
Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.
Доктор технических наук, профессор, ректор ИрГУПСа.
Тел.: (3952) 63-83-11.

Елисеев Сергей Викторович
Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.
Доктор технических наук, профессор, директор научно-образовательного центра «Современные технологии, системный анализ и моделирование», ИрГУПС.
Тел.: (3952) 59-84-28.
E-mail: eliseev_s@inbox.ru

Обсуждается метод определения динамических реакций в механических колебательных системах с твердым телом с двумя степенями свободы. В основу подхода положены представления о возможности построения структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления. Показано, что путем преобразований структурной схемы может быть выделена цепь обратной связи относительно рассматриваемого объекта, которая и представляет собой динамическую реакцию. Проведен сравнительный анализ на основе нескольких подходов в получении результатов. Показаны особенности метода при определении динамических реакций в точках твердого тела, контактирующих с упругими элементами системы.

Ключевые слова: *метод определения динамических реакций, механические колебательные системы, реакции твердого тела на упругих опорах, структурные интерпретации механических колебательных систем.*

VIBROPROTECTION OF OBJECT WITH TWO DEGREES OF FREEDOM. DYNAMICAL REACTIONS

Khomenko Andrey Pavlovich
Irkutsk State Transport University (ISTU).
15, Chernyshevskogo st., Irkutsk, 664074, Russia.
Doc. Sci. Tech., the professor, rector of ISTU.
Phone: (3952) 63-83-11

Eliseev Sergey Victorovich
Irkutsk State Transport University (ISTU).
15, Chernyshevskogo st., Irkutsk, 664074, Russia.
Doc. Sci. Tech., the professor, director of scientific-educational center «Modern technology, system analysis and modeling», ISTU.
Phone: (3952) 59-84-28
E-mail: eliseev_s@inbox.ru

The method of definition of dynamical reactions in mechanical oscillation systems with rigid body with two degrees of freedom is discussed. Understandings about possibilities of creature of structural analogy schemes in relations with systems of automatic feed-back control are used. Transformations of structural schemes for selection of chain of feed-back ties in accordance in examination of object are shown. Such ties represent the dynamical reactions which are looked. Compare analysis with using several approaches are made. Peculiarities of method of definition of dynamical reactions in contacts of rigid body with elastic elements of mechanical oscillation systems are shown.

Keywords: *method of definition of dynamical reactions, the reactions of rigid body on elastic support, structural transformations of mechanical oscillation systems.*

УДК 620.193.75

АНАЛИЗ КОРРОЗИОННЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ИЗМЕНЕНИЯХ В ЗАЗЕМЛЯЮЩЕМ УСТРОЙСТВЕ ТЯГОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ

Дёмин Юрий Васильевич
Новосибирская государственная академия водного транспорта (НГАВТ).
630099, г. Новосибирск, ул. Щетинкина, 33.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Электрооборудование и автоматика», НГАВТ.
Тел.: +7-961-872-0503.
E-mail: drpn@yandex.ru

Иванов Геннадий Викторович
Тобольский филиал новосибирской государственной академии водного транспорта (ТФ НГАВТ).
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электротехника и электрооборудование», Тобольский филиал НГАВТ.
626150, Тюменская область, г.Тобольск, ул. С. Ремезова, 72 а.
Тел.: +7-902-850-8200.
E-mail: gennad-ivanov@yandex.ru

Рассмотрены коррозионные процессы при различных конструктивных изменениях заземляющей системы тяговой подстанции: строительство новых кабельных линий, расширение территории подстанции и т. д. Проведен расчет коррозионных процессов заземляющей системы, состоящей из трех электродов: сталь в бетоне, металлическая сетка в грунте, стальной вертикальный электрод в грунте. Представлены результаты расчетов, выполнен анализ коррозионных процессов при различных условиях.

Ключевые слова: *токи коррозии, заземляющее устройство, тяговая подстанция*

THE ANALYSIS OF CORROSION PROCESSES AT CHANGES IN THE GROUNDING STRUCTURE OF TRACTION SUBSTATIONS

Demin Yury Vasilyevich
Novosibirsk State Academy of Water Transport (NSAWT).
33, st. Shchetinkin, Novosibirsk, 630099, Russia.
Doctor of Technical Sciences, professor of the department «Electric equipment and automatic equipment», NSAWT.
Phone: +7-961-872-0503.
E-mail: drpn@yandex.ru

Ivanov Gennady Viktorovich
Tobolsk branch of Novosibirsk State Academy of Water Transport (Tobolsk branch of NSAWT).
72 a, st. S. Remezov, Tyumen region, Tobolsk, 626150, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Electrical equipment and electric equipment», Tobolsk branch of NSAWT.
Phone: +7-902-850-8200.
E-mail: gennad-ivanov@yandex.ru

Corrosion processes at various constructive changes of grounding system of traction substation are considered: construction of new cable lines, expansion of the territory of substation, etc. Calculation of corrosion processes of the grounding system consisting of three electrodes is carried out: steel in concrete, the metal gauze in soil, a steel vertical electrode in soil. Results of calculations are presented, the analysis of corrosion processes is made under various conditions.

Keywords: *the corrosion currents, the grounding device, traction substation*

УДК 620.193.75

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОКОВ КОРРОЗИИ И ПОТЕНЦИАЛОВ В ЗАЗЕМЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ ТЯГОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ

Дёмин Юрий Васильевич
Новосибирская государственная академия водного транспорта (НГАВТ).
630099, г. Новосибирск, ул. Щетинкина, 33.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Электрооборудование и автоматика», НГАВТ.
Тел.: +7-961-872-0503.
E-mail: drpn@yandex.ru

Скотников Дмитрий Сергеевич
Новосибирская государственная академия водного транспорта (НГАВТ).
630099, г. Новосибирск, ул. Щетинкина, 33.
Аспирант кафедры «Электрооборудование и автоматика», НГАВТ.
Тел.: +7-923-221-8741.
E-mail: skotnikov.09@mail.ru

Иванов Геннадий Викторович
Тобольский филиал новосибирской государственной академии водного транспорта (ТФ НГАВТ).
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электротехника и электрооборудование», Тобольский филиал НГАВТ.
626150, Тюменская область, г.Тобольск, ул. С. Ремезова, 72 а.
Тел.: +7-902-850-8200.
E-mail: gennad-ivanov@yandex.ru

Представлен математический метод расчета токов коррозии двух моделей заземляющих устройств – эквипотенциальной и неэквипотенциальной. Рассмотрена грунтовая и электрическая коррозия обеих моделей. Математический метод расчета величин коррозионных токов и потенциалов позволит оценить коррозионное состояние элементов заземляющей системы тяговой подстанции.

Ключевые слова: *токи коррозии, заземляющее устройство, тяговая подстанция.*

MATHEMATICAL METHOD OF CALCULATION OF DISTRIBUTION OF CURRENTS OF CORROSION AND POTENTIALS IN GROUNDING DEVICES OF TRACTION SUBSTATIONS

Demin Yury Vasilyevich
Novosibirsk State Academy of Water Transport (NSAWT).
33, st. Shchetinkin, Novosibirsk, 630099, Russia.
Doctor of Technical Sciences, professor of the department «Electric equipment and automatic equipment», NSAWT.
Phone: +7-961-872-0503.
E-mail: drpn@yandex.ru

Skotnikov Dmitry Sergeyevich
Novosibirsk State Academy of Water Transport (NSAWT).
33, st. Shchetinkin, Novosibirsk, 630099, Russia.
Post-graduate student of chair of the department «Electric equipment and automatic equipment», NSAWT.
Phone: +7-923-221-8741.
E-mail: skotnikov.09@mail.ru

Ivanov Gennady Viktorovich
Tobolsk branch of Novosibirsk State Academy of Water Transport (Tobolsk branch of NSAWT).
72 a, st. S. Remezov, Tyumen region, Tobolsk, 626150, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Electrical equipment and electric equipment», Tobolsk branch of NSAWT.
Phone: +7-902-850-8200.
E-mail: gennad-ivanov@yandex.ru

The mathematical method of calculation of currents of corrosion of two models of grounding

models – ekvipotentsialny and nonkvipotentsialny is presented. Soil and electric corrosion of both models is considered. The mathematical method of calculation of sizes of corrosion currents and potentials will allow to estimate a corrosion condition of elements of grounding system of traction substation.

Keywords: *the corrosion currents, the grounding device, traction substation.*

УДК 621.311.001.57

РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО АЛГОРИТМА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РАСХОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НЕТЯГОВЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ ИСКУССТВЕННЫХ НЕЙРОННЫХ СЕТЕЙ

Коломоец Ольга Анатольевна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирантка кафедры «Теоретическая электротехника», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 23-81-82.
E-mail: okomyakova@mail.ru

Комяков Александр Анатольевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая электротехника».
Тел.: (3812) 44-39-23.
E-mail: tskom@mail.ru

Пономарев Антон Витальевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая электротехника», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 44-39-23.
E-mail: antony-mps@mail.ru

В работе предложен алгоритм для прогнозирования расхода электрической энергии нетяговыми железнодорожными потребителями на основе искусственных нейронных сетей. Предложен усовершенствованный метод выбора наиболее подходящей структуры нейронной сети на основе применения коэффициента, характеризующего однородность выборок смоделированных и фактических значений расхода электрической энергии.

Ключевые слова: *прогнозирование, искусственная нейронная сеть, энергосбережение, алгоритм обратного распространения ошибки, нетяговые железнодорожные потребители.*

THE DEVELOPMENT OF ELECTRIC LOAD FORECASTING ALGORITHMS BASED ON ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS FOR RAILWAY ENTERPRISES

Kolomoets Olga Anatolievna
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The post-graduate student of chair «Theoretical the electrical engineer», OSTU.
Phone: (3812) 23-81-82.
E-mail: okomyakova@mail.ru

Komiakov Alexandr Anatolievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand.Tech.Sci., the senior lecturer of chair «Theoretical the electrical engineer», OSTU.
Phone: (3812) 44-39-23.
E-mail: tskom@mail.ru

Ponomaryov Anton Vitalevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand.Tech.Sci., the senior lecturer of chair «Theoretical the electrical engineer», OSTU.
Phone: (3812) 44-39-23
E-mail: antony-mps@mail.ru

In this paper we propose an electric load forecasting algorithms based on artificial neural networks. An improved method for selecting the most appropriate structure of the neural network based on the coefficient characterizing the homogeneity of the samples is proposed.

Keywords: *forecasting, artificial neural network, energy saving, backward propagation of errors, railway enterprises*

УДК 625.09:004.3'12

АЛГОРИТМ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРОВОДОВ ЛИНИИ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ УСТРОЙСТВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ АВТОМАТИКИ

Соколов Максим Михайлович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Автоматика и телемеханика», ОмГУПС.
E-mail: SokolovMM@omgups.ru

В статье рассматриваются вопросы контроля состояния проводов линии электроснабжения устройств железнодорожной автоматики. Предложен и обоснован алгоритм определения места повреждения проводов с использованием математического аппарата дискретного преобразования Фурье.

Ключевые слова: *электроснабжение, устройства автоматики, алгоритм.*

THE ALGORITHM FOR TECHNICAL CONDITION MONITORING OF POWER SUPPLY LINE FOR DEVICES OF RAILWAY AUTOMATICS

Sokolov Maxim Mihaylovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., the teacher of the departament «Automatics and telemechanics», OSTU.
E-mail: SokolovMM@omgups.ru

In this article, the technical condition monitoring of power supply line for devices of railway automatics is considered. The algorithm of determining location of the break with using the mathematical apparatus of discrete Fourier transform is proposed.

Keywords: *electric power supply, devices of automatics, algorithm.*

УДК 621.331:621.311

ЕДИНАЯ АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УЧЕТА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ (ЕАСУЭ ЭПС) ПОСТОЯННОГО ТОКА

Черемисин Василий Титович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Доктор технических наук, профессор, директор научно-исследовательского института энергосбережения на железнодорожном транспорте ОмГУПСа, заведующий кафедрой «Подвижной состав электрических железных дорог».
Тел.: (3812) 31-34-19.
E-mail: cheremisinvt@gmail.com

Ушаков Сергей Юрьевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательской части ОмГУПСа.
Тел.: (3812) 44-39-23.
E-mail: ushakovsj@gmail.com

Каштанов Алексей Леонидович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая электротехника», старший научный сотрудник научно-исследовательской части ОмГУПСа.
Тел.: (3812) 44-39-23.
E-mail: kesh-al@rambler.ru

В работе проведен анализ текущего состояния учета электроэнергии на электроподвижном составе постоянного тока, изложена концепция создания единой автоматизированной системы учета электроэнергии на электроподвижном составе постоянного тока, сформулированы основные технические требования, предъявляемые к современным измерительным системам на электроподвижном составе.

Ключевые слова: *учет электроэнергии, измерительные системы, электроподвижной состав, небаланс электроэнергии, тарифные зоны.*

GLOBAL AUTOMATIC ELECTRIC POWER MEASURING SYSTEM FOR ROLLING STOCK

Cheremisin Vasily Titovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Doct.Tech.Sci, professor, director of institute of power saving technologies on railways, chief of chair «Rolling stock of electric railways».
Phone: (3812) 31-34-19.
E-mail: cheremisinvt@gmail.com

Ushakov Sergey Yurjevich
Omsk State Transport University (OSTU)
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., senior researcher of research sector, OSTU.
Phone: (3812) 44-39-23.
E-mail: ushakovsj@gmail.com

Kashtanov Alexey Leonidovich
Omsk State Transport University (OSTU)
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., senior researcher of research sector, the senior lecturer of chair «Theoretical electrical engineering», OSTU.
Phone: (3812) 44-39-23.
E-mail: kesh-al@rambler.ru

In this article made a scan of a current situation in electric power measuring on the rolling stock, proposed a concept of Global automatic electric power measuring system for rolling stock,

stated technical requirements for modern electric power measuring systems for rolling stock.

Keywords: *electric power measuring, measuring systems, rolling stock, electric power imbalance, tariff zones.*

УДК 621.391

ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СЕТЕВОГО ЭЛЕМЕНТА ТЕЛЕКОММУНИКАЦИОННОЙ СЕТИ

Бычков Евгений Дмитриевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Системы передачи информации», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-06-94, 44-36-00.
E-mail: bychkov_ev@mail.ru

Батраков Сергей Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС)
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Системы передачи информации», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-06-94, 44-36-00.

Рассматриваются методика оценки достоверности функционирования и вероятность условной безотказной работы сетевого элемента телекоммуникационной сети с учетом коэффициента доступности.

Ключевые слова: *достоверность, коэффициенты готовности, доступности, контроль, диагностика, мониторинг.*

ESTIMATION OF RELIABILITY OF FUNCTIONING NETWORK ELEMENT OF THE TELECOMMUNICATION NETWORK

Bychkov Evgeniy Dmitrievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Systems of Transfer of Information», OSTU.
Phone: (3812) 31-06-94, 44-36-00.
E-mail: bychkov_ev@mail.ru

Batrakov Sergey Aleksandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Systems of Transfer of Information», OSTU.
Phone: (3812) 31-06-94, 44-36-00.

The method of an estimation of reliability of functioning and probability of conditional non-failure operation of a network element telecommunication in view of factor of availability is considered

Keywords: *Reliability, factor of readiness, factor of availability, the control, diagnostics, monitoring.*

УДК 624.138

УПРОЧНЕНИЕ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА ОБЪЕМНЫМИ АРМИРУЮЩИМИ КОНСТРУКЦИЯМИ

Овчинников Станислав Александрович
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Дуси Ковальчук, 191.

Ведущий инженер СГУПСа.
Тел.: 8 (383) 328-05-78.
E-mail: stas.owchinnikov@yandex.ru

Использование объемных армирующих конструкций является эффективным методом для укрепления откосов и основной площадки земляного полотна, что подтверждается комплексом экспериментальных исследований. Выполнено численное и натурное моделирование процессов, связанных с упрочнением земляного полотна геокомпозитной структурой. Натурное моделирование насыпи выполнено методом эквивалентных материалов с использованием реальных грунтовых условий и нагрузок, идентичных по величине натуральным. Сравнение результатов численного и натурного моделирования показало высокую сходимость, что позволяет использовать полученные результаты при составлении методики проектирования.

Ключевые слова: *откос, земляное полотно, армирующий каркас, коэффициент устойчивости.*

ROADBED STRENGTH WITH VOLUMETRIC REINFORCING STRUCTURES

Ovchinnikov Stanislav Aleksandrovich
Sibirian State Transport University (SSTU).
191, st. D. Kovalchuk, Novosibirsk, 630049, Russia.
Advanced engineer of the SSTU.
Phone: 8 (383) 328-05-78.
E-mail: stas.owchinnikov@yandex.ru

The use of three-dimensional reinforcing structures is an effective method strengthen the slopes and the primary site of subgrade, it is confirmed by a complex of experimental studies. The numerical and natural modeling processes associated with the strengthening of subgrade geokompozitn structure. Natural modeling performed by the embankment of equivalent materials using real ground conditions and loadings identical in size natural. A comparison of simulation results showed high convergence, which allows use it's in the preparation of design techniques.

Keywords: *slope, roadbed, the reinforcing frame, the coefficient of stability.*

УДК 624.19.035.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОДАТЛИВОЙ ВРЕМЕННОЙ НАБРЫЗГБЕТОННОЙ КРЕПИ НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОСТОЯННОЙ ОБДЕЛКИ ТОННЕЛЯ

Цибариус Юрий Александрович
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Дуси Ковальчук, 191.
Аспирант кафедры «Геология, основания и фундаменты», СГУПС.
Тел.: +7-952-895-5935.
E-mail: yustu@yandex.ru

Одним из наиболее распространенных видов временной крепи при строительстве тоннелей является податливая набрызгбетонная крепь. В настоящее время учет набрызгбетонной крепи в расчете конструкции постоянной обделки затруднителен в связи с отсутствием универсальной методики проектирования, что влечет за собой увеличение материалоемкости конструкций и трудоемкости производимых работ. Данные о степени и характере влияния основных механических характеристик скальных грунтов и геометрических размеров сооружения на значение коэффициента учета податливой временной набрызгбетонной крепи, полученные в результате проведенных исследований, послужили основой для дальнейшей разработки универсальной методики проектирования.

Ключевые слова: *набрызгбетон, тоннелестроение, временная крепь, численное моделирование, постоянная обделка, скальные грунты.*

RESEARCH TENSITY OF PERMANENT TUNNEL LINING WITH TEMPORARY SHOTCRETE LINING FACTOR

Tsibarius Yuriy Aleksandrovich
Siberian State Transport University (SSTU).
191, D. Kovalchuk st., Novosibirsk, 630049, Russia.
Postgraduate of department «Geology, basis and foundations», SSTU.
Phone: +7-952-895-5935.
E-mail: yustu@yandex.ru

Shotcrete lining is one of the most common types of temporary supports in tunnel construction. The influence of shotcrete lining on design calculations of permanent lining is difficult, because there is no method of designing at the present time. This leads to increasing in consumption of materials and labour of construction. The information about the influence of the basic mechanical properties of soils, geometrical size of construction per value of temporary shotcrete lining factor was obtained during research. These data formed the basis for futher development method of designing.

Keywords: *shotcrete, tunnel construction, temporary supports, numerical modeling, permanent lining, rock.*

УДК 629.4.027

ПРИЧИНЫ НАРУШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Галиев Ильхам Исламович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Президент ОмГУПСа, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-42-19.

Николаев Виктор Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.
E-mail: nikolaevVA@omgups.ru

Сергеев Борис Борисович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-06-72.

Самохвалов Евгений Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.

Лукс Дмитрий Юрьевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.

Выполнен анализ отказов боковых рам тележек грузовых вагонов на сети ОАО «Российские железные дороги» за период с 2006 по 2013 г. Выявлены недостатки известной кон-

струкции тележки грузового вагона модели 18-100. Выполнено математическое моделирование движения колесной пары тележки 18-100, установлено негативное влияние разброса значений конструктивных параметров ходовой части вагона на показатели его динамических качеств и на безопасность движения.

Ключевые слова: *безопасность движения, тележка модели 18-100, боковая рама, математическая модель колебаний, динамическая нагруженность.*

THE REASONS FOR VIOLATIONS OF TRAFFIC SAFETY OF FREIGHT CARS IN OPERATION

Galiev Ilham Islamovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
President, Dr. Sci. Tech., professor, head of the chair «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-42-19.

Nikolaev Victor Aleksandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.
E-mail: nikolaevVA@omgups.ru

Sergeyev Boris Borisovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., senior lector of the departament «Wagons and wagon farm», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.

Samohvalov Evgeny Alexandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., senior lector of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.

Loucks Dmitriy Yurevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Post-graduate student of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.

Analysis of failures bogie side frames of freight cars in the network of JSC «Russian Railways» for the period from 2006 to 2013. Disadvantages of the well-known constructions of trucks of the car of model 18-100. Mathematical modeling of movement of a wheel pair bogie 18-100, set the negative impact of the spread of the values of structural parameters of the chassis of the car on the indicators of its dynamic qualities and driving safety.

Keywords: *traffic safety, bogie of 18-100, side frame, the mathematical model of oscillations, dynamic loading.*

Уважаемые коллеги!

Редакция научно-технического журнала «Известия Транссиба» приглашает Вас публиковать результаты научных исследований по тематическим направлениям журнала:

– подвижной состав железных дорог;
– транспортная энергетика;
– информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации;
– путь и искусственные сооружения;
– управление перевозочными процессами и безопасность движения поездов;
– организация производства на транспорте.

Материалы просим высылать ответственному секретарю редакционной коллегии журнала Захаренко Елене Игоревне по электронной почте: izvestia_transsiba@mail.ru

Правила представления рукописей научных статей в научно-технический журнал «Известия Транссиба»

В редакцию предоставляются:

текст статьи на белой бумаге формата А4 в 2 экз., а также в электронном виде (на любом носителе или по e-mail), имя файла определяется по фамилии первого автора: фамилия.doc;

название статьи, аннотация, ключевые слова, название тематического раздела журнала, в который представляется статья (в отдельном файле – на русском и английском языках);

сведения об авторах в отдельном файле на русском и английском языках (фамилия, имя, отчество, ученая степень и звание, место работы с указанием почтового адреса, должность, контактные телефоны, e-mail для обратной связи);

один экземпляр текста статьи должен быть подписан всеми авторами.

Требования к рукописи статьи:

рукопись статьи должна содержать УДК (в левом верхнем углу, обычный, 12 пт), инициалы и фамилию (по центру, 11 пт), название статьи (по центру, прописными буквами, полужирный, 12 пт), аннотацию на русском языке (курсив, по ширине, 10 пт);

текст статьи должен быть набран в редакторе Word, размер страницы: формат А4 (210 × 297 мм);

размер полей: 20 мм (все четыре поля), размер и тип шрифта основного текста: Times New Roman, 12 пт;

размеры символов в формулах (Equation): обычный – 12 пт, крупный индекс – 7, мелкий – 5, крупный символ – 15, мелкий – 12 пт;

буквы латинского алфавита набираются курсивом, буквы греческого и русского алфавита, математические символы такие, например, как cos, sin, max, min, – прямым шрифтом;

текст в таблицах, подрисуночные подписи и названия таблиц набираются шрифтом Times New Roman, 10 пт;

межстрочный интервал одинарный, абзацный отступ – 0,75 см;

каждый рисунок дополнительно должен быть представлен в оригинальном файле (формат JPEG или TIFF, разрешение – не ниже 300 пикс/дюйм);

рисунки, выполненные в редакторе Word, должны быть вставлены как объект;

ссылки на литературу в тексте статьи указываются в квадратных скобках, список литературы имеет заголовок *Список литературы* (не более 10 наименований), библиографическое описание источников оформляется по требованиям ГОСТ 7.1-2003.

Рукописи статей, опубликованных ранее или переданных в другие издания, не принимаются.

Число соавторов не должно превышать трех человек. Рекомендуемый объем статьи – не менее пяти и не более 10 страниц. В ином случае вопрос по объему статьи необходимо согласовать с редакцией журнала. Иллюстрации, схемы, таблицы, включаемые в текст статьи, учитываются в общем объеме текста.

Авторы должны избегать повторения одних и тех же данных в таблицах, на графиках и в тексте статьи.

В случае представления двух или более статей одновременно необходимо указывать желательную очередность их публикации.

В случае возвращения статьи автору для устранения замечаний или для ее сокращения датой представления считается день получения редакцией журнала окончательного текста.

Принятые к публикации рукописи статей не возвращаются авторам.

Материалы, оформленные не в соответствии с указанными выше требованиями, не принимаются к публикации и не возвращаются.

По всем вопросам, связанным с подготовкой, представлением и публикацией материалов, необходимо обращаться в редакцию.

Редколлегия оставляет за собой право литературной редакции содержания статьи без согласования с авторами.

Научное издание

Научно-технический журнал «Известия Транссиба»

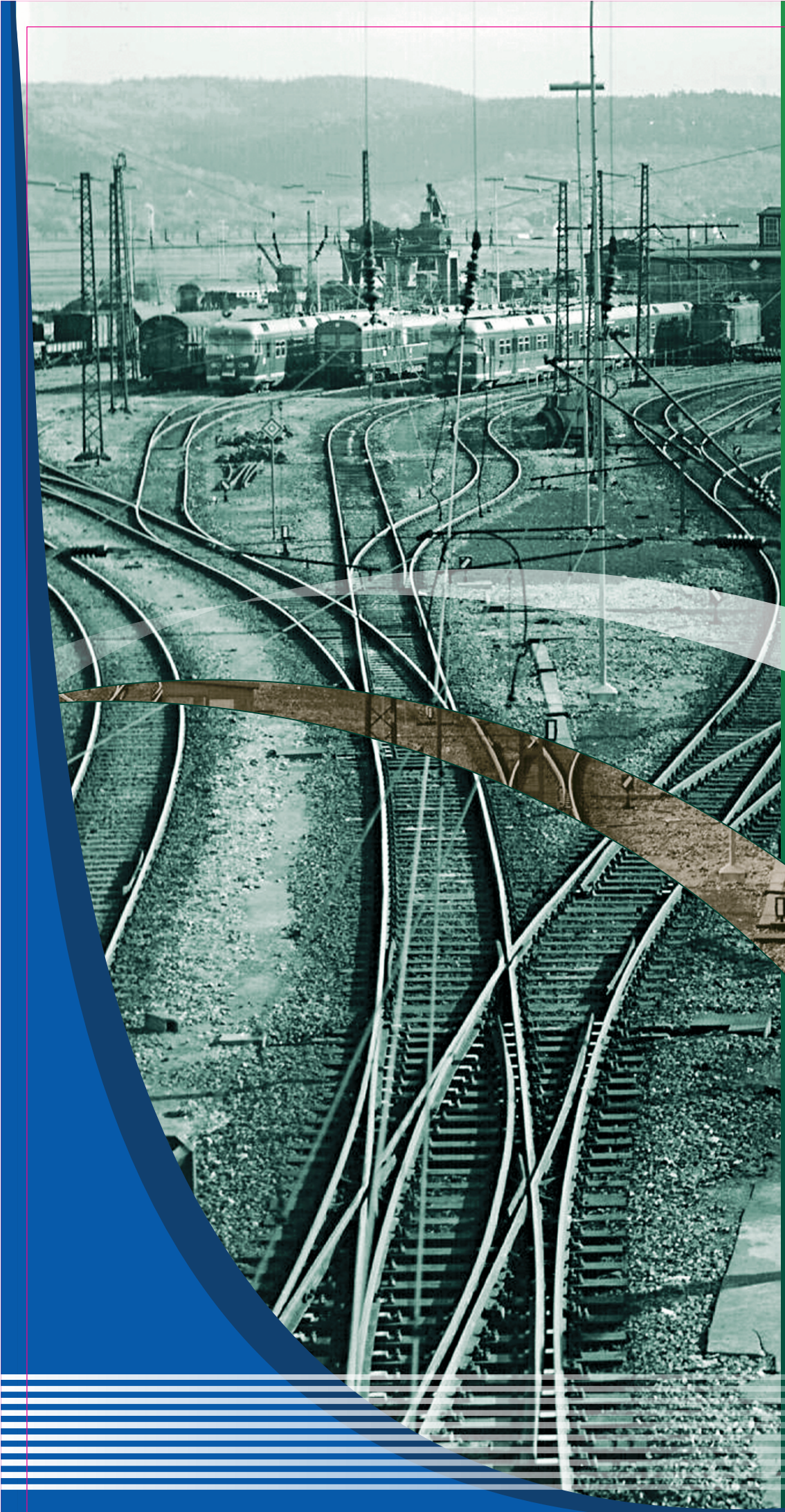
РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Авилов Валерий Дмитриевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Бородин Анатолий Васильевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Ведрученко Виктор Родионович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Горюнов Владимир Николаевич – д.т.н., ОмГТУ (Омск);
Гончар Игорь Иванович – д.ф.-м.н., ОмГУПС (Омск);
Демин Юрий Васильевич – д.т.н., НГАВТ (Новосибирск);
Ермоленко Дмитрий Владимирович – д.т.н., ВНИИЖТ (Москва);
Кандаев Василий Андреевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Костюков Владимир Николаевич – д.т.н., НПЦ «Динамика» (Омск);
Кузнецов Андрей Альбертович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Лебедев Виталий Матвеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Медведев Владимир Ильич – д.т.н., СГУПС (Новосибирск);
Митрохин Валерий Евгеньевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Мочалин Сергей Михайлович – д.т.н., СибАДИ (Омск);
Нехаев Виктор Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Николаев Виктор Александрович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Овчаренко Сергей Михайлович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Рауба Александр Александрович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сафронов Эдуард Алексеевич – д.т.н., СибАДИ (Омск);
Сидоров Олег Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сидорова Елена Анатольевна – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сковородников Евгений Иванович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Харламов Виктор Васильевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Четвергов Виталий Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Шпалтаков Владимир Петрович – д.э.н., ОмГУПС (Омск).

Редактор – Майорова Н. А.
Компьютерная верстка – Захаренко Е. И.

Научно-технический журнал «Известия Транссиба» зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор) 3 июня 2009 г. Свидетельство о регистрации – ПИ № ФС77-36469.

Номер ISSN – 2220-4245.
Подписной индекс в общероссийском каталоге «Роспечать» – 66087.
Журнал включен в Перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук.

Адрес редакции (издательства): 644046, г. Омск, пр. Маркса, 35;
тел.: (3812) 31-05-54; e-mail: izvestia_transsiba@mail.ru

Подписано в печать 25.09.2013.
Тираж 500 экз.