

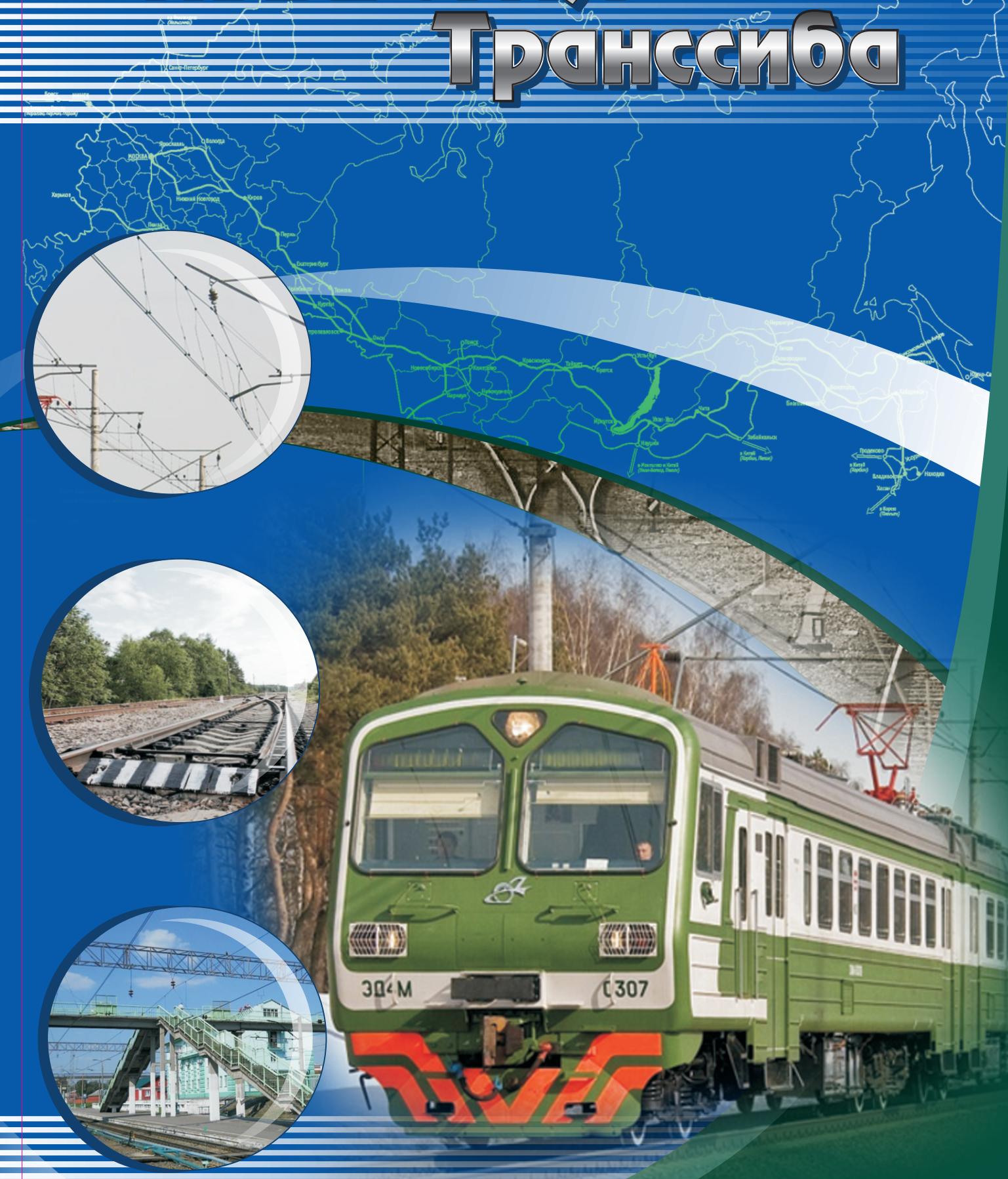
научно - технический

ISSN 2220-4245

журнал

ИЗВЕСТИЯ Транссиба

№ 2(10)
2012



**РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ
ЖУРНАЛА**

- 1. Галиев Ильхам Исламович** – главный редактор, президент ОмГУПСа, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ.
- 2. Черемисин Василий Титович** – зам. главного редактора, проректор по научной работе и инновациям ОмГУПСа, д.т.н., профессор.
- 3. Володин Александр Иванович** – первый проректор ОмГУПСа, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ.
- 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. Косьых Анатолий Владимирович** – проректор по научной работе ОмГТУ, д.т.н., профессор (Омск).
- 9. Серенко Андрей Федорович** – проректор по научной работе ДВГУПСа, д.т.н., доцент (Хабаровск).
- 10. Чугуй Юрий Васильевич** – зав. лабораторией конструкторско-технологического института научного приборостроения СО РАН, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ (Новосибирск).
- 11. Шантаренко Сергей Георгиевич** – д.т.н., начальник НИЧ ОмГУПСа (Омск).
- Захаренко Елена Игоревна** – ответственный секретарь (Омск).

СОДЕРЖАНИЕ

Подвижной состав железных дорог

Авилов В. Д., Исмаилов Ш. К. Методика нормирования качества коммутации в тяговых электрических машинах	2
Буйносов А. П., Пышный И. М. Увеличение ресурса бандажей колесных пар промышленных электровозов с помощью наплавки	7
Буйносов А. П., Тихонов В. А. Универсальная модель оценки износа бандажей колесных пар локомотивов	16
Макаренко Н. Г., Рощупкин Д. С. Система контроля нагрева ответственных узлов подвижного состава	24
Смольянинов А. В., Смольянинов П. В. Размерные расчеты тормозной рычажной передачи грузового вагона как метод обоснования путей повышения качества ремонта	27
Хоменко А. П., Елисеев С. В. Виброзащитные системы с соединениями звеньев. Метод построения математических моделей	36
Чегодав Ф. В. Математическая модель системы позиционирования продорожечного станка	45
Четвергов В. А., Овчаренко С. М., Грейф К. И. Модели параметрических отказов локомотивов в эксплуатации	51
Шиллер В. В. Методика оценки контактных напряжений в системе «гибкий бандаж – рельс»	58

Транспортная энергетика

Вильгельм А. С., Каштанов А. Л., Никифоров М. М. Принципы построения энергетических диаграмм для оценки эффективности применения рекуперативного торможения	63
Кандаев В. А., Авдеева К. В., Сырецкая А. О. Методика расчета заземляющего устройства с учетом сопротивления границы раздела «металл – грунт»	69
Кандаев В. А., Кликушин Ю. Н., Сорокин В. Н. Моделирование силового канала станции управления в составе установок электроцентробежных насосов	74
Кликушин Ю. Н., Птицына Е. В., Сорокин В. Н. Исследование потерь электрической энергии, вызванных наличием высших гармоник в напряжениях и токах силового канала преобразования энергии установок электроцентробежных насосов	79
Кузнецова Д. К., Кузнецов В. Н. Определение количества сопловых отверстий водомазутных эмульсаторов	83
Манусов В. З., Морозов П. В. Исследование методов снижения несимметрии загрузки трехфазной сети на тяговых подстанциях скоростных железных дорог переменного тока	87
Сидорова Е. А., Давыдов А. И. Методика планирования и нормирования возврата электрической энергии в контактную сеть при применении рекуперативного торможения	94
Смердин А. Н., Голубков А. С., Найден С. Н. Автоматизированная система диагностики состояния токоприемников электроподвижного состава на основе видеозимерительного комплекса	103

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

Ляшков А. А. Моделирование формообразования зубчатых колес методом центроидного огибания	109
Степанова Е. А. Расчет числа слоев многослойной печатной платы	116

Путь и искусственные сооружения

Власов Г. М., Немировский Ю. В., Соловьев Л. Ю. Об одном подходе к расчету балочных пролетных строений как слоистых стержней диаграммными методами	122
Востриков К. В., Смолин Ю. П. Исследование прочности откосов железнодорожных насыпей, закрепленных напорной инъекцией, при воздействии поездной нагрузки	130
Квашнин М. Я., Квашнин Н. М. Методика определения динамических характеристик железнодорожного пути	136

АННОТАЦИИ	142
-----------------	-----

УДК 621.313.2.014

В. Д. Авилов, Ш. К. Исмаилов

МЕТОДИКА НОРМИРОВАНИЯ КАЧЕСТВА КОММУТАЦИИ В ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИНАХ

В статье на основе анализа критерия коммутационной напряженности машин постоянного тока предлагается методика нормирования качества коммутации тяговых электрических машин, базирующаяся на методе Карасева – Суворова с использованием потенциальной щетки-датчика на сбегающем крае основной щетки и прибора контроля коммутации ПКК-2М.

Теория оптимальной коммутации в машинах постоянного тока разработана под руководством Михаила Федоровича Карасева, доктора технических наук, профессора, заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, которому в 2013 г. исполняется 110 лет со дня рождения.

Научное наследие в трудах профессора М. Ф. Карасева трудно переоценить. Здесь глубокие физические исследования самого процесса коммутации, роль щеточного контакта, влияние условий работы коллекторно-щеточного узла на качество токосъема, явление неидентичности коммутационных циклов как основного фактора проблемности настройки коммутации, критерии оптимальных условий коммутации на уровне теории и инструментальных оценок и, наконец, разработка инструментов и методов исследования и настройки коммутации коллекторных машин постоянного тока.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований, проведенные под руководством профессора М. Ф. Карасева, позволили довести приборы по объективной оценке уровня искрения до промышленных образцов. С использованием данных приборов разработаны новые методы настройки коммутации с учетом условий эксплуатации промышленных и тяговых электрических машин подвижного состава железных дорог, где внедрены структурные схемы управления техническим диагностированием; разработаны трехмерные математические модели коммутационных свойств тяговых электродвигателей и вспомогательных электрических машин и графоаналитический метод корректировки зазоров под дополнительными полюсами и т. д.

Коммутация в машинах постоянного тока – это процесс изменения направления тока в секциях обмотки якоря при переходе ее из одной параллельной ветви в другую. От характера этого изменения зависят условия токосъема на коллекторе. Оптимальная коммутация обеспечивает обесточивание сбегающего края щетки, для чего коммутирующая ЭДС ек, создаваемая дополнительными полюсами (ДП), должна быть примерно на 15 – 20 % больше реактивной ЭДС ер [1].

К критериям работоспособности коллекторно-щеточного узла (КЩУ) относятся искрение щеток, биение коллектора, износ щеток, износ и температура коллектора, ширина безыскровой зоны, переходное сопротивление щеточного контакта, падение напряжения и величина небалансной ЭДС. К критериям отказа относятся превышение допустимых уровня искрения, скорости или величины износа щеток, износ коллектора, значение температуры коллектора, стабильность переходного сопротивления щеточного контакта и превышение допустимого значения бieniaния коллектора.

Многочисленные стендовые и эксплуатационные испытания тяговых электрических машин (ТЭМ) позволяют сделать вывод о том, что наиболее общими критериями оценки качества работы КЩУ являются среднеквадратическое отклонение перепада уровней коллекторных пластин и уровень искрения (на практике обычно используются значения бieniaния и искрения). Причем если первый критерий включает в себя в основном причины механического характера, то второй является наиболее общим и включает в себя все три вида причин (электромагнитные, механические, физико-химические), обусловливающих коммутационный процесс. Кроме того, методом оценки качества коммутации по уровню искрения официально принят ГОСТ

Подвижной состав железных дорог

183-74, что является одним из элементов, препятствующих построению моделей надежности КЩУ ТЭМ электроподвижного состава (ЭПС).

В работах [2, 3, 5, 6] было показано, что износ коллектора и щеток зависит от интенсивности искрения в КЩУ ТЭМ. Эксплуатационная надежность тягового электродвигателя (ТЭД) связана также и с качеством коммутации, что показано в данной работе, а также в [1, 2, 4 – 6]. Установление норм допустимого искрения в баллах ГОСТ 183-74 (визуальный способ) не гарантирует надежной работы двигателей в эксплуатации. Приборы, принцип действия которых основан на измерении напряжения импульсов искрения на сбегающем крае щеток (например, прибор контроля качества коммутации ПКК-2М), позволяют оценивать качество коммутации более точно, чем с помощью визуального способа, потому и нормирование качества коммутации следует производить в физических величинах, измеряемых прибором. Исходя из этого должен быть определен уровень максимального искрения, который не вызвал бы недопустимого повреждения КЩУ в течение установленного срока работы электрической машины постоянного тока (ЭМ ПТ) и обеспечивал бы заданную надежность в эксплуатации, так как тяговые электродвигатели электровозов чрезвычайно напряжены в коммутационном отношении, а условия их работы (динамические усилия, вибрация колесно-моторного блока (КМБ) в вертикальном и горизонтальном направлениях, загрязнения и т. п.) усугубляют проблему коммутационной устойчивости этих машин. При конструировании ТЭМ должны учитываться ее особенности, необходимо заранее иметь возможность оценить ее коммутационные свойства, так как интенсивность искрения связана со многими конструктивными параметрами, а также зависит от технологических отклонений размеров деталей от расчетных значений, часто определяющих ее работоспособность.

Актуальным остается вопрос о критериях искрообразования и коммутационной напряженности коллекторных электрических машин. Это основной вопрос, лежащий в основе как теории токосъема, так и экспериментальных исследований. В середине XX в. рядом исследователей был рассмотрен вопрос о критериях искрообразования и коммутационной напряженности. После того как сформировалось понятие неидентичности коммутационного процесса, критерии искрообразования приобрели еще большее значение. В полученном обширном перечне предлагаемых сегодня критериев фигурируют практически все параметры, в той или иной мере характеризующие коммутационный процесс.

Известные критерии можно разделить на четыре основные группы [3]:

- удельная мощность и энергия, связанная с дугообразованием;
- характер протекания тока в коммутирующей секции;
- повышенные значения напряжения на каком-либо участке коммутируемого контура;
- обобщенные показатели коммутационной напряженности коллекторных электрических машин.

Исследователи, связывающие интенсивность искрения в контакте с выделяющейся мощностью или энергией, практически сходятся друг с другом во взглядах на происхождение искрения, а формулы для определения искрения, предложенные В. И. Белошенко, А. Б. Иоффе, А. С. Курбасовым, В. П. Толкуновым и др., значительно отличаются. Приведенные в таблице критерии имеют много общего. Хотя бы присутствие в размерности единиц мощности и геометрических размеров щеточного аппарата.

В настоящее время нет универсального критерия коммутационной устойчивости электрических машин постоянного тока. По мнению многих исследователей, коммутационную напряженность ТЭМ достаточно полно отражает фактор искрения, предложенный Иоффе А. Б., в который вошел и критерий Е. Арнольда [8]:

$$\Phi_u = C \left(\frac{40}{D_k} \right)^{1.5} \frac{i_k^2 \cdot L_c \cdot g_k}{2t_k \cdot L_{\text{щ}}}, \quad (1)$$

где С = 1 для петлевой и волновой обмоток с полным комплектом щеток; С = 2 для волновой

Подвижной состав железных дорог

обмотки с одним комплектом щеток; D_k – диаметр коллектора, см; i_k – нескомпенсированный ток, разываемый щетками; L_c – индуктивность секции, Гн; ϑ_k – окружная скорость коллектора, см/с; t_k – коллекторное деление, см; $L_{щ}$ – аксиальная длина щеток одного щеткодержателя, см.

Критерии коммутационной напряженности

Группа критериев	Фамилия исследователя	Условие безыскровой работы	Критическое значение
Мощность (энергия), выделяющаяся в скользящем контакте	Е. Арнольд	$P(y) = 100 \frac{L_c \cdot i_{dmax}^2 \cdot V_k}{2 \cdot t_k \cdot l_{щ} \cdot n_{щ}}$	$P_y \leq 50 \text{ Вт/см}$
	В. С. Хвостов	$A' = \frac{L_c \cdot t_d \cdot m}{2 \cdot n_{щ} \cdot l_{щ}}$	$A' = (0,5 \div 1)$
Обобщенный показатель коммутационной напряженности	А. Б. Иоффе	$\Phi = c \cdot P_y \left(\frac{40}{D_k} \right)^{1,5}$	$\Phi_u = 0,7 \div 1,5$
	А. С. Курбасов	$k_e = \frac{e_r \cdot i_a \cdot V_k}{2 \cdot t_k \cdot l_{щ}}$	$k_e \approx 200 - 2500 \frac{\text{Вт} \cdot \text{м}}{\text{с} \cdot \text{см}^2}$
	А. Л. Курочка	$\epsilon_{k.h.} = \frac{e_r \cdot U_{kmax} \cdot V_k}{t_k}, \text{ В}^2/\text{см}$	
	В. С. Хвостов	$k_{щ} = \frac{i_n \cdot e_m}{l_{щ}}$	$k_{щ} < 500 \text{ Вт/см}$

Объективной причиной искрообразования в КЩУ ТЭМ является эффект размыкания цепи короткозамкнутой секции при выходе пластин коллектора из-под щетки. Так, в соответствии с данной теорией к концу периода коммутации ток в секции обмотки якоря не успевает дойти до значения i_a – величины тока в параллельной цепи (т. е. измениться от $+i_a$ до $-i_a$) и должен измениться скачком при размыкании цепи короткозамкнутой секции. Следовательно, так называемый добавочный ток короткого замыкания i_k должен при таком выключении измениться с некоторого значения i_k , имеющего место при разрыве секции, до нуля.

Таким образом, при выходе секции обмотки якоря из короткого замыкания она освобождается в контакте «щетка – коллектор» энергию, пропорциональную величине $L_c \frac{i_k^2}{2}$. Следовательно, мощность, выделяющаяся под единицей длины щетки, может быть выражена величиной, пропорциональной

$$\Delta P = \frac{L_c \cdot i_k^2}{2} \cdot \frac{\vartheta_k}{t_k \cdot L_{щ}}. \quad (2)$$

Можно предположить, что интенсивность искрения под щеткой будет определяться этой величиной ΔP , которую рационально назвать фактором искрения. Таким образом, возникает возможность количественной оценки качества коммутации ТЭМ путем установления экспериментальным способом зависимости между качеством коммутации в баллах ГОСТ 183-74, величиной фактора искрения и интенсивностью искрения на сбегающем крае щеток, оцениваемой по прибору ПКК-2М.

В тяговых электрических машинах с петлевой обмоткой фактор искрения может быть вычислен по формуле (2). Поэтому в общем виде принимаем мощность, выделяющуюся под единицей длины щетки

Подвижной состав железных дорог

$$\Delta P = C \frac{L_c \cdot i_k^2 \cdot g_k}{2 \cdot t_k \cdot L_{\text{ш}}}. \quad (3)$$

Так как принято, что для петлевой обмотки $C = 1$, то в последующих расчетах нормирования качества коммутации ТЭД С учитывать не будем.

Первый сомножитель в выражении (1) учитывает механические факторы искрения. При построении экспериментальной зависимости между степенью искрения и величиной фактора искрения выяснилось, что увеличение диаметра коллектора при прочих равных условиях приводит к уменьшению интенсивности искрения в КЩУ, поскольку при этом уменьшается частота возмущающих контакт щетки механических колебаний. Второй сомножитель уравнения (1) выражает мощность, выделяемую в искровом разряде, приходящуюся на единицу длины щетки в ваттах на сантиметр [8].

В системе СИ в несколько преобразованном виде формула (1) имеет вид:

$$\Phi_i = 0,4 \sqrt{\frac{0,4}{D_k}} \frac{L_c \cdot i_k^2 \cdot g_k}{2 \cdot D_k \cdot t_k \cdot L_{\text{ш}}}. \quad (4)$$

В формуле (4) все линейные размеры выражаются в метрах. Величину, определенную по формуле (4), для перевода в значение формулы (1) следует умножить на $10 - 4$.

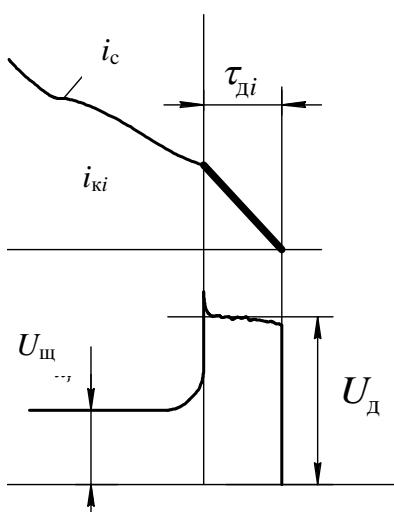
В уравнении (4) второй сомножитель имеет размерность плотности потока энергии (ватт на метр) и более точно отражает сущность явлений износа коллектора и щеток, так как при расстройстве коммутации не выше 2 баллов по ГОСТ 183-74 износ искрящих пластин коллектора происходит равномерно по всей ширине, т. е. не по линии, а по площади пластин. Многие исследователи отмечали, что использование этого фактора искрения на практике затруднено, так как значение нескомпенсированного тока, разываемого щетками, трудно определимо.

Объективная оценка качества коммутации возможна при измерении физических величин, связанных с искрением щеток (интенсивность светового излучения, переменная составляющая напряжения, уровень радиопомех, напряжение импульсов искрения и т. п.). Наибольшую достоверность и информативность о причинах расстройства коммутации имеет метод Карасева –

Суворова, который основан на измерении прибором импульсов напряжения искрения на сбегающем крае щеток. С коллекторных пластин импульс напряжения искрения снимается щеткой-датчиком. Уровень искрения связан с величиной разываемого тока, поэтому имеется возможность количественно оценить качество коммутации. Названный метод позволяет диагностировать причины расстройства коммутации; смещение щеток с геометрической нейтралью; наличие нарушения магнитной системы остова (в цепи ДП); неудовлетворительное механическое состояние коллектора (бивание, перепады пластин) и др.

Таким образом, применение приборов, измеряющих среднее значение напряжения импульсов искрения (прибор контроля коммутации ПКК-2М), позволит по уровню искрения оценить коммутационную устойчивость ТЭМ с учетом ее конструктивных особенностей, по численному значению предложенного фактора искрения Φ_i .

Напомним физическую картину процесса коммутации с дуговым искрением, которая приведена на рисунке. Здесь i_{ki} – ток разрыва коммутируемой i -й секции; τ_{di} – длительность дугового разряда; $U_{\text{щ}}$ – падение напряжения в контакте от рабочего тока; U_d – напряжение дуги.



Физический смысл процесса коммутации с дуговым искрением

Подвижной состав железных дорог

Площадь импульса напряжения при $U_d = \text{const}$, что подтверждено многочисленными экспериментами, найдем как

$$S_u = \int_0^{\tau_d} u_i dt = u_i \cdot \tau_{di}. \quad (5)$$

С другой стороны, из $u_i = -L_p \frac{di_{ki}}{dt}$ среднее напряжение дуги при $L_p = \text{const}$

$$U_d = -\frac{L_p}{\tau_{di}} \int_{i_{ki}}^0 \frac{di_{ki}}{dt} dt = L_p \cdot i_{ki} / \tau_{di}. \quad (6)$$

Тогда $U_d \cdot \tau_{di} = L_p \cdot i_{ki}$.

Из этого следует, что, измеряя площади импульсов напряжения при искрении, можно оценить интегральное значение тока разрыва секций i_k .

Показания прибора типа ПКК-2М определяются следующим образом:

$$A_{\text{ПК/НК}} = \frac{K_1}{T_u} \int_0^{T_u} u_i dt = \frac{K_1}{T_u} L_p \cdot \sum_{i=1}^m i_{ki}, \quad (7)$$

где K_1 – коэффициент преобразования, уд. ед. / В; T_u – время интегрирования, или постоянная прибора, с; L_p – индуктивность секции при разрыве, В·с/А; m – число импульсов тока за время T_u .

Суммарный ток разрыва $\sum_{i=1}^m i_{ki}$ можно представить как $m \cdot i_{\text{кср}}$, где m – число импульсов искрения за время интегрирования прибора T_u .

Как правило, в первую очередь начинают искрить последние (обособленные) секции паза, в которых накапливается нескомпенсированная электромагнитная энергия предыдущих секций паза, тогда число импульсов искрения определяется количеством реальных пазов z :

$$m = \frac{n \cdot z}{60}, \text{ а показания прибора } A_{\text{ПК/НК}} = \frac{K_1 \cdot L_p \cdot n \cdot z}{60} i_{\text{кср}}.$$

В данном выражении L_p – индуктивность секции в момент ее разрыва, она зависит от типа обмотки, конструкции паза и размеров проводника и выражается через коэффициент демпфирования K_d [7], а именно: $L_p = K_d \cdot L_c$.

Тогда средний ток разрыва секции $i_{\text{кср}}$ можно представить как

$$i_{\text{кср}} = \frac{60}{K_1 \cdot L_c \cdot K_d \cdot z} \frac{A_{\text{ПК/НК}}}{n}. \quad (8)$$

Анализируя выражение (8), можно отметить, что если условия коммутации не изменяются с регулированием частоты вращения, то отношение $\frac{A_{\text{ПК/НК}}}{n} = \text{const}$, а первый сомножитель определяется параметрами электрической машины и техническими данными прибора.

После подстановки значения тока разрыва (8) в выражение (4) и некоторых преобразований получим:

$$\Phi_u = \frac{C \sqrt{\frac{0,4}{D_k}} \cdot 37,68}{L_c \cdot K_d^2 \cdot z^2 \cdot t_k \cdot L_{\text{ш}}} \frac{A_{\text{ПК/НК}}^2}{K_1^2 \cdot n}. \quad (9)$$

Подвижной состав железных дорог

Выражение (9) можно представить в виде двух сомножителей, первый из которых В характеризует конструктивные свойства самой ТЭМ, а второй – режим работы по скорости и условия коммутации:

$$\Phi_u = B \frac{A_{\text{ПК/НК}}^2}{K_1^2 \cdot n}. \quad (10)$$

Полученная функциональная зависимость фактора искрения (9), (10) от наиболее часто реализуемых эксплуатационных режимов позволяет производить нормирование качества коммутации для различных типов тяговых электрических машин.

Список литературы

1. Карасев, М. Ф. Коммутация коллекторных машин постоянного тока [Текст] / М. Ф. Ка-расев – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 224 с.
2. Авилов, В. Д. Теоретические основы анализа условий коммутации тяговых электродвигателей и практика настройки коммутации [Текст] / В. Д. Авилов, В. П. Беляев, Ш. К. Исмаилов; Деп. в ЦНИИТЭИ МПС 20.06.91, № 5545 – 44 с. – Омский ин-т инж. ж.-д. трансп. – Омск, 1991.
3. Авилов, В. Д. Методы анализа и настройки коммутации машин постоянного тока [Текст] / В. Д. Авилов. – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 237 с.
4. Дерябин, Л. И. Исследование влияния коммутационного искрения на износ коллекторов тяговых двигателей электровозов: Автореферат дис... канд. техн. наук. [Текст]. – Омск, 1971. – 23 с.
5. Исмаилов, Ш. К. Повышение ресурса изоляции электрических машин подвижного со-става: Монография [Текст] / Ш. К. Исмаилов / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2007. – 391 с.
6. Щербаков, В. Г. Закономерности износа коллекторов и щеток тяговых двигателей элек-тровоза [Текст] / В. Г. Щербаков // Известия вузов. Электромеханика. № 12. 1978. – С. 25 – 28.
7. Толкунов, В. П. Теория и практика коммутации машин постоянного тока [Текст] / В. П. Толкунов – М.: Энергия, 1979. – 224 с.
8. Иоффе, А. В. Тяговые электрические машины (теория, конструкция, проектирование). [Текст] /А. В. Иоффе. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 232 с.

УДК 629.4.014.22: 621.791.92

А. П. Буйносов, И. М. Пышный

УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ПРОМЫШЛЕННЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ С ПОМОЩЬЮ НАПЛАВКИ

В статье приведены результаты выполненных исследований по выбору технологии восстановления профиля бандажей промышленных электровозов с помощью наплавки без выкатки колесных пар. Приведена разрабо-танская установка для наплавки гребней, показана эффективность наплавки гребней бандажей проволокой 30ХГСА под флюсом АНК-18. Наплавка изношенных гребней в 3,5 раза снижает количество обточек для вос-становления профиля бандажей колесных пар электровозов.

Наиболее эффективным методом повышения долговечности бандажей, у которых износ гребня значительно опережает рост проката, является наплавка изношенных гребней колесных

Подвижной состав железных дорог

пар электровозов. Такой метод по сравнению с восстановлением обточкой и формированием профиля за счет уменьшения толщины бандажа имеет бесспорные преимущества: наплавка гребня в сочетании с формой охватывающего профиля сводит к минимуму технологический износ бандажа; ликвидируется простой локомотивов, вызванный необходимостью промежуточных обточек (для электровоза – 8 – 12 ч.); снижаются расходы на содержание станков для обточки без выкатки и приобретение режущего твердосплавного инструмента; достигается экономия заработной платы [1].

Сегодня трудно представить хотя бы одну отрасль промышленности или вид транспорта, в которых не используются сварочные технологии. На предприятиях железнодорожного транспорта необщего пользования применяются более сорока способов сварки, наплавки и напыления. Велика роль сварочных технологий в решении научных и практических задач ресурсосбережения бандажей колесных пар, снижения эксплуатационных расходов и повышения безопасности движения поездов.

Лунинские методы в 40-х гг. прошлого века в локомотивном депо Чусовская Свердловской железной дороги породили и новые заботы. Из-за увеличения пробега в депо значительно возрос прокат бандажей и проявился подрез гребней бандажей колесных пар паровозов и электровозов ВЛ22. По этой причине за воротами депо скопилось большое количество локомотивов, требовавших обточки бандажей, а следовательно, и выкатки колесных пар. Решение было найдено инженерно-техническими работниками депо Чусовская, которые изготовили установку для обточки бандажей без выкатки колес из-под локомотива и впервые применили наплавку изношенных гребней бандажей электровозов ВЛ22. Перевозки не были сорваны [2, 3]. Ввиду того, что электровозы ВЛ22 использовались на горных участках Чусовская – Кизел и Чусовская – Гороблагодатская, приходилось регулярно наплавлять гребни первой и шестой колесных пар.

В настоящее время значительное внимание на железнодорожном транспорте общего и необщего пользования уделяется разработке и реализации технологий восстановления поврежденных поверхностей наплавкой и напылением.

Ремонт сваркой, наплавкой и напылением технических средств железнодорожного транспорта отвечает общей тенденции освоения и внедрения в практику ресурсосберегающих технологий.

В настоящее время ряд организаций, в том числе и отделение сварки ВНИИЖТа, выполняют исследования по разработке технологий и оборудования для двухуговой наплавки гребней бандажей колесных пар в составе тележки с выкаткой колесных пар из-под локомотива. За период с 1992 г. по настоящее время на сети дорог введено в эксплуатацию 10 участков по восстановлению гребней бандажей, на которых наплавлено более 1600 локомотивных колесных пар.

При этом для наплавки гребней применяется сварочная проволока марки Св-08ХГ2СМФ по ТУ 130-284-97 диаметром 3 мм и флюсы марок АН-348, АН-348АМ и АНЦ-1.

Комплект оборудования участка для наплавки гребней включает в себя вращатель колесной пары с пультами управления; два манипулятора с механизмами подачи сварочной проволоки; два сварочных выпрямителя; флюсоудерживающие и флюсоуборочные приспособления и устройства; установку индукционного нагрева двух ободьев колес перед наплавкой; два комплекта терmostатов для замедленного остывания колес после наплавки и установку для очистки и намотки сварочной проволоки [4].

Внешний вид установки показан на рисунке 1.

Подвижной состав железных дорог

Наплавка гребней бандажей электровозов без выкатки из-под электровоза производилась еще более 50 лет назад. Инструкция по освидетельствованию, ремонту и формированию колесных пар локомотивов и электросекций 1954 г. позволяет наплавлять следующие элементы бандажей: изношенные гребни, выбоины (ползуны), местный прокат. После выполнения наплавочных работ колесных пар паровозов без выкатки их из-под локомотива следовала обработка с помощью специального устройства со шлифовальными кругами для придания необходимого профиля [5].

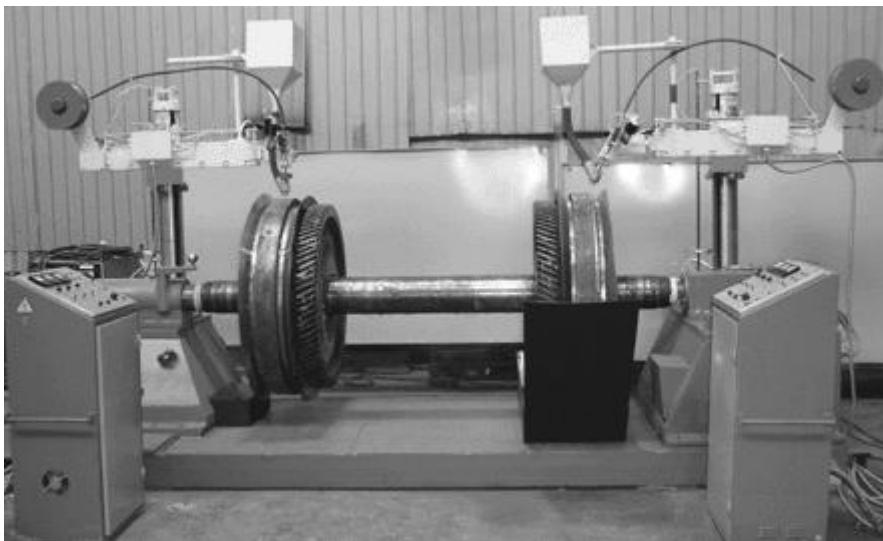


Рисунок 1 – Установка для автоматической наплавки под слоем флюса гребней бандажей после выкатки колесной пары из-под электровоза

В настоящее время в соответствии действующей инструкцией по сварочным и наплавочным работам ЦТ-336 от 11.08.1995 г. [6] при ремонте тепловозов, электровозов, электропоездов и дизель-поездов при текущем ремонте разрешается наплавлять гребни бандажей и цельнокатаных колес, кроме гребней колесных пар пассажирских локомотивов и мотор-вагонного подвижного состава. Работы разрешается производить в депо, перечень которых на дороге устанавливает начальник региональной дирекции по ремонту тягового подвижного состава. Согласно п. 2.10.8. инструкции [6] наплавку гребней бандажей необходимо производить автоматической наплавкой с использованием специальных двухдуговых автоматов типа А-1829 (модернизированный автомат типа А-482) с выкаткой колесных пар из-под локомотива и последующей обработкой наплавленного металла на обточном станке.

К сожалению, в инструкции по ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм (ЦТ-329 1995 г.) и последующих ее дополнениях такие рекомендации отсутствуют, а в инструкции [7] неоправданно рекомендуется проведение наплавки колесных пар с их выкаткой из-под электровоза.

Наплавка гребней бандажей промышленных электровозов требует специальной технологии, обеспечивающей наряду с износостойкостью – гарантию отсутствия сварочных дефектов под воздействием неизбежных на железнодорожном транспорте общего пользования технологических отклонений. Кроме того, выполнение требований такого рода осложнено тем, что бандажная сталь относится к трудносвариваемым из-за высокого содержания углерода и склонности при сварке к образованию горячих и холодных трещин.

В настоящее время для восстановления гребней бандажей электровозов на предприятиях ОАО «РЖД» применяют двухдуговую наплавку под слоем флюса с предварительным нагревом бандажа до 250 °C и последующим охлаждением в течение шести часов. После наплавки и охлаждения производят механическую обработку и ультразвуковой контроль бандажа ко-

Подвижной состав железных дорог

лесной пары. При этом время нахождения одной колесной пары после выкатки из-под электровоза в процессе наплавки составляет не менее восьми часов [8].

Из-за перечисленных выше недостатков разработанная ВНИИЖТом установка и сама технология не нашли применения на железнодорожном транспорте необщего пользования.

Встал задача разработать установку и менее энергоемкую технологию, не требующую предварительного подогрева бандажей колесных пар с возможностью использования на промышленном железнодорожном транспорте.

Такая установка для одновременной наплавки двух гребней бандажей без выкатки колесной пары из-под электровоза ПЭ2^М была разработана в железнодорожном цехе ОАО «Ураласбест», схема установки с обозначением всех деталей показана на рисунке 2, а внешний вид установки представлен на рисунке 3.

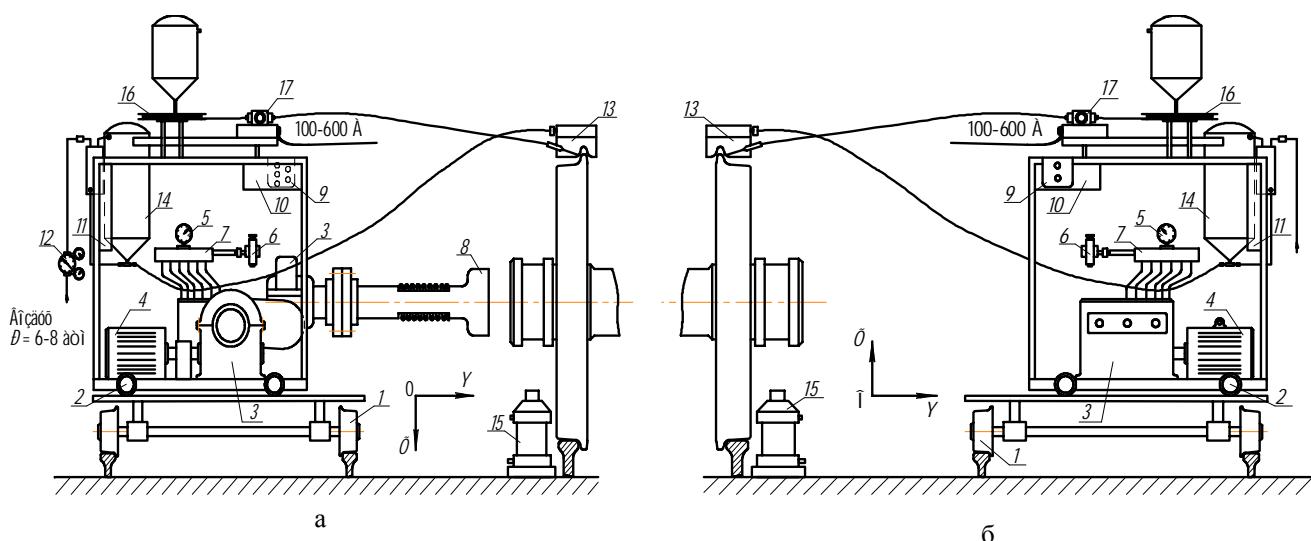


Рисунок 2 – Схема установки для наплавки гребней бандажей без выкатки колесных пар из-под электровоза ПЭ2М:

- без выкатки колесных пар из под электровоза НЭ2Т.1.

 - 1 – тележка для перемещения установки относительно оси 0Х;
 - 2 – устройство для перемещения установки по платформе относительно оси 0Y;
 - 3 – редуктор червячный спаренный; 4 – электродвигатель вращения колесной пары;
 - 5 – манометр контроля давления масла; 6 – регулятор давления масла; 7 – золотники управления домкратами;
 - 8 – муфта привода колесных пар; 9 – пульт управления электродвигателя вращения колесных пар и насоса;
 - 10 – маслобак; 11 – распределительный электрощит; 12 – редуктор регулирования давления сжатого воздуха;
 - 13 – флюсоудерживающее устройство (ванночка); 14 – бункер для флюса; 15 – гидравлический домкрат;
 - 16 – барабан с бухтой проволоки; 17 – механизм подачи электродной проволоки.

Перед началом работы заправляются флюсом бункеры 14 установки и производится подача электровоза в депо, фиксация его тормозными башмаками.

Перекатывая тележки 1 установки относительно оси 0Х, добиваются их установки 2 на против наплавляемой колесной пары таким образом, чтобы ось колесной пары совпала с осью муфты привода колесных пар 8. С буксы колесной пары снимается крышка. С помощью пульта управления и гидравлических домкратов 15, установленных под буксой, вывешивают наплавляемую колесную пару.

Перемещая тележку станка относительно оси OY , соединяют муфту вращения электродвигателя 4 со стопорной гайкой буксового подшипника.

Смонтированные на передвижных рамках электродвигатели вращения колесной пары 4 и приводы масляных насосов обеспечивают подъем от рельса на высоту 10 – 20 мм наплавляемой колесной пары и ее плавное вращение с заданной для сварочных полуавтоматов скоро-

Подвижной состав железных дорог

стью. В качестве электрода можно использовать сварочную проволоку диаметром от 1 до 6 мм. Подачу проволоки (100 – 300 м/ч) можно регулировать с помощью специального устройства 17. Флюс к месту наплавки подается по шлангу сжатым воздухом давлением 0,5 – 1,0 атм, которое регулируется редуктором 12, установленным перед входом в маслобак 10.



Рисунок 3 – Вид установки для наплавки гребней бандажей
без выкатки колесных пар из-под электровоза

После изготовления установки в железнодорожном цехе ОАО «Ураласбест» для наплавки бандажей были проверены различные способы наплавки с разными сварочным током, скоростью подачи проволоки, наплавки при использовании различных марок проволоки и флюса.

На первом этапе исследований применялись сварочная проволока и флюс согласно инструкции [6], т. е. проволока типа Св-08 и флюс АН-348.

Наплавочные работы на бандажах проводились в помещении с температурой не ниже +5 °С без сквозняков и резких температурных перепадов согласно технологической инструкции ИЗ2-ВНИИЖТ-0501/2-90.

Однако после наплавки гребней бандажей всех колесных пар электровоза ПЭ2М № 19, выполненных наблюдений в эксплуатации и металлографических исследований с помощью оптического микроскопа были обнаружены трещины (рисунок 4), а один гребень имел откол (рисунок 5).

Кроме того, на одном бандаже обнаружено включение шлака в наплавленную поверхность гребня, что явилось следствием наличия грязевой пленки на гребне, малого сварочного тока и большой скорости наплавки.

Использование рекомендуемой [6] марки проволоки – одна из причин образования неметаллических включений на рабочей поверхности гребня, которые, являясь концентриаторами напряжений, привели к развитию трещин (см. рисунок 4).

Были выявлены основные недостатки наплавки гребней колесных пар промышленных электровозов ПЭ2М, которые заключались в интенсивном выделении тепла, приводящем к увеличению зерен основного металла бандажа и в дальнейшем – к отколу части гребня бандажа (см. рисунок 5). Происходило также выгорание легирующих элементов, что приводило к невозможности обеспечения стабильных характеристик наплавленного металла гребня.

Электрическая дуга горит под слоем гранулированного флюса в газовом пузыре, избыточное давление в котором надежно предохраняет металл от отрицательных воздействий воздуха (давление в газовом пузыре чуть выше атмосферного, за счет этого образуется свод расплавленного флюса и воздух не попадает к сварочной ванночке). Кроме того, флюсовая оболочка

Подвижной состав железных дорог

не дает разбрызгиваться металлу электрода и позволяет лучше использовать тепло.



Рисунок 4 – Трешины на рабочей поверхности гребня бандажа



Рисунок 5 – Откол гребня бандажа колесной пары электровоза ПЭ2^М № 19

По способу приготовления флюсы делятся на плавленые и неплавленые, или керамические. Плавленые флюсы получают сплавлением силикатов в печах и размельчением, они имеют стеклообразный вид. Эти флюсы сами не участвуют в формировании химического состава расплавленного металла, а только предохраняют его от воздуха. Неплавленые флюсы (АНК-18, АНК-40 и др.) – это (аналогично обмазке электрода) механическая смесь легирующих, газо- и шлакообразующих, связывающих и раскисляющих компонентов. Было установлено, что эти флюсы дают высокое качество наплавки.

После двухлетних экспериментов в железнодорожном цехе ОАО «Ураласбест» по наплавке бандажей без выкатки колесных пар из-под электровоза ПЭ2^М была выбрана проволока 30ХГСА и флюс АНК-18.

Исследование напряжений второго рода позволило сделать следующие выводы: при наплавке гребней колесных пар проволокой 30ХГСА изменение относительных микродеформаций носит плавный характер, тогда как при наплавке проволоками СВ-08, СВ-10 и другими в зоне сплавления наблюдается высокий градиент изменения относительных микродеформаций, что говорит о наличии дефектов кристаллической структуры металла бандажа. Следовательно, наиболее благоприятные свойства с точки зрения сопротивления развитию трещин имеет наплавленное покрытие из проволоки 30ХГСА.

Применение керамического легирующего флюса АНК-18 в сочетании с проволокой 30ХГСА (ГОСТ 10543-98) явилось практически приемлемым и экономически оправданным для восстановления профиля рабочей поверхности гребня бандажей колесных пар электровозов ПЭ2^М.

Наплавку гребней бандажей необходимо производить по подслою, наплавленному под керамическим легирующим флюсом АНК-18. В этом случае обеспечивается благоприятное изменение микротвердости на границе сплавления «основной металл бандажа – первый слой наплавки».

Выбор рационального способа и технологических приемов наплавки гребней определялся необходимостью получения бандажа с требуемыми размерами и свойствами наплавленного слоя.

На рисунках 6 и 7 приведены фотоснимки макро- и микроструктуры наплавленного гребня при использовании проволоки 30ХГСА и флюса АНК-18.

Режим наплавки под флюсом АНК-18 в зависимости от диаметра проволоки 30ХГСА, при котором достигается необходимая твердость, приведен в таблице 1.

Подвижной состав железных дорог

Таблица 1 – Режим наплавки под флюсом АНК-18 в зависимости от диаметра проволоки, при котором достигается необходимая твердость

Режим наплавки	Диаметр проволоки 30ХГСА, мм					
	2			3		
Ток, А	200	300	400	300	450	550
Напряжение дуги, В	22 – 28	28 – 34	35 – 42	24 – 30	32 – 38	37 – 43

В таблице 2 приведен химический состав, структура и твердость наплавленной рабочей части гребня бандажа колесной пары электровоза ПЭ2^М.

Таблица 2 – Химический состав, структура и твердость металла наплавленного гребня

Материалы для наплавки	Содержание химических элементов в наплавленном металле, %					Структура металла	Твердость, НВ
	C	Si	Mn	Cr	Ni		
Проволока 30ХГСА, флюс АНК-18	0,25 – 0,35	0,8 – 1,2	1,4 – 1,7	0,7	0,3	Перлит + избыточный феррит	350 – 420

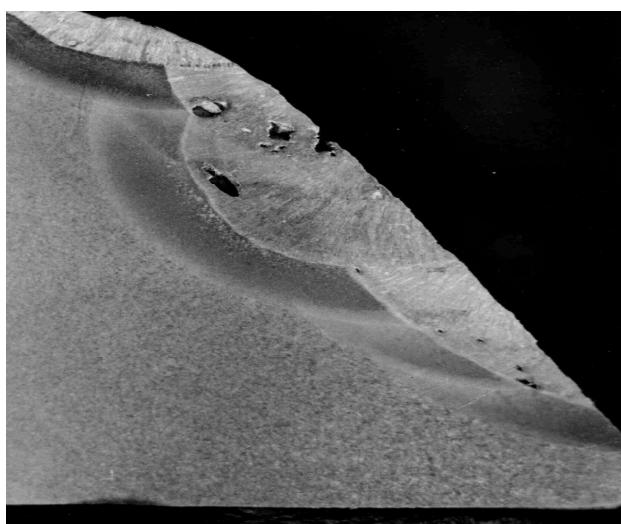


Рисунок 6 – Макроструктура наплавленного гребня



Рисунок 7 – Микроструктура металла, наплавленного проволокой 30ХГСА (перлит + избыточный феррит)

Разработанная технология наплавки обеспечивает максимальную производительность и экономичность процесса. Средняя толщина наплавленного слоя составляет 5,5 мм, включая припуск на последующую черновую механическую обработку инструментом из мелкозернистых твердых сплавов ВК3М и ВК6М. Обязательным условием для черновой обработки является применение резцов с отрицательными передними углами, обеспечивающими повышенную прочность рабочей части резца, или шлифовальным кругом 25А ПП. Для чистовой обработки наплавленных гребней бандажей в ОАО «Ураласбест» рекомендовано использовать инструмент из эльбора-Р и гексанита-Р или инструмент из материалов безвольфрамовых, в том числе из сверхтвердых материалов на основе синтетических алмазов и композитов на основе нитрида бора.

При механической обработке наплавленного слоя в процессе резания происходит наклеп и самоупрочнение металла, поэтому обработка должна производиться за один проход. Подрезы шва, впадины между соседними валиками, кратеры и другие дефекты исправляются расчисткой и подваркой проволокой 30ХГСА. После механической обработки наплавленный металл на гребне бандажа при необходимости можно подвергнуть наклепу пневматическим молотком или на дробеструйной установке.

При появлении во время наплавки дефектов, расположенных на значительной длине, гребень необходимо обточить на станке до их полного удаления и бандаж вновь наплавить. Наплавку гребней бандажей колесных пар, выполненную непосредственно под электровозом,

Подвижной состав железных дорог

регистрируют в специальной книге с указанием фамилии сварщика, выполнившего наплавку.

После механической обработки наплавленного гребня в железнодорожном цехе ОАО «Ураласбест» бандаж тщательно осматривают и проверяют магнитным и ультразвуковым дефектоскопами. Выбоины (ползуны) на поверхности катания бандажа устраняют обточкой или электронаплавкой с последующей механической обработкой.

После внедрения разработанной технологии, не требующей предварительного подогрева бандажей колесных пар и эксплуатационных испытаний, было установлено: независимость качества наплавки от числа наплавленных слоев и отсутствие трещин как в основном, так и в наплавленном металле; наличие в наплавленном металле сравнительно небольшого количества мелких пор.

Потенциал возможностей наплавки гребней бандажей электровозов далеко не исчерпан. В железнодорожных цехах на любом промышленном предприятии его можно развивать и искать другие оптимальные пути. При правильном выборе режимов практически сразу обеспечивается положительный эффект, а именно сокращение

расходов на приобретение новых бандажей в результате увеличения количества восстанавливаемых;

простоя и повышение производительности электровоза в результате увеличения срока службы бандажей колесных пар;

затрат на ремонт в результате увеличения межремонтного периода работы электровозов.

Учитывая, что металл гребня бандажа в процессе взаимодействия колеса с рельсом наклепывается, следует ожидать увеличения твердости поверхностных слоев и, соответственно, повышения износостойкости наплавленных гребней. Это подтверждается предварительными результатами сравнительных ходовых испытаний колесных пар электровозов ПЭ2^М, наплавленных проволокой 30ХГСА. После пробега более 1,5 месяца наработка износ наплавленного гребня оказался меньше, чем у обычного.

Результаты эксплуатационных испытаний бандажей колесных пар электровозов ПЭ2^М с гребнями, наплавленными проволокой 30ХГСА, показывают, что этот метод восстановления полностью отвечает требованиям, предъявляемым к технологическому процессу восстановления гребней для наиболее тяжелых условий работы экипажной части. Метод может быть с успехом применен для всех локомотивов промышленного железнодорожного транспорта, работающих на участках со сложным планом пути.

В настоящее время на текущих ремонтах в объеме ТР-1 и ТР-2 введен ультразвуковой контроль бандажей без выкатки колесных пар новыми моделями дефектоскопов, что исключает возможность выхода из строя колесных пар по причине внутренних дефектов материала бандажа. Ввиду этого следует ввести наплавку гребней бандажей колесных пар без выкатки из-под электровоза, практически решая проблему увеличения ресурса бандажей до пробегов, планируемых Министерством транспорта Российской Федерации. В качестве одного из подтверждений возможности использования наплавки в эксплуатации можно привести пример наплавки головок рельсов без их демонтажа в условиях эксплуатации.

Наплавка изношенных гребней в 3,5 раза снижает количество обточек для восстановления профиля бандажей электровозов и увеличивает срок службы бандажей колесных пар на 50 – 60 %. Годовой экономический эффект составляет свыше 250 тыс. р. В течение одного года можно окупить затраты на монтаж и эксплуатацию разработанной установки и получить эффект за счет снижения затрат, связанных со сменой бандажей колесных пар, и сокращения простоя электровоза в ремонте.

В настоящее время ОАО «Ураласбест» – это пока единственное промышленное предприятие, которое наплавляет гребни бандажей электровозов без выкатки колесных пар.

Последующие исследования показали, что из-за присутствия хрома в проволоке 30ХГСА усложняется механическая обработка и снижается износостойчивость наплавленного слоя. Поэтому перспективна разработка порошковой проволоки специально для восстановления гребней бандажей, которая содержала бы в своем составе 12 – 14 % марганца с недефицитной микролегирующей добавкой, улучшающей свойства наплавленного металла, например, ванадием.

Наиболее доступной для промышленного применения является специальная порошковая проволока ПП-АН105 или ППЖН-35.

Подвижной состав железных дорог

Проволока ПП-АН105 находит ограниченное применение из-за ее дефицитности, хотя ее применение наиболее рационально для указанной цели. Проволока ПЖН-35, широко применяемая для восстановления валков прокатных станов, содержит негативно влияющий на процесс обработки хром, поэтому в перспективе следует работать над созданием порошковой высокомарганцовистой проволоки специально для восстановления изношенных гребней бандажей колесных пар не только локомотивов, но также гребней и поверхности катаний цельнокатанных колес подвижного состава промышленного транспорта [9].

Технология наплавки порошковыми марганцовистыми проволоками имеет свои особенности. Проволока ПП-АН105 – самозащитная, а проволоку ПЖН-35 наплавляют под слоем маломарганцовистого флюса. Чтобы избежать охрупчивания наплавленного слоя и околословной зоны при повторных наплавках на ранее наплавленную марганцовистую сталь, процесс следует вести с наименьшим тепловложением: малая сила тока, низкое напряжение дуги, узкие валики, повышенная скорость наплавки. Из-за необходимости интенсивного теплоотвода наплавку ведут без предварительного подогрева бандажа. Однако при этом бандаж должен иметь начальную температуру не ниже 18 – 20 °C.

Если скорость охлаждения окажется недостаточной, в процессе наплавки может применяться искусственное охлаждение струей сжатого воздуха. Воздух направляется из специального мундштука на корку шлака, которая уже не находится в жидком состоянии. Из этих соображений предпочтительней наплавка открытой дугой самозащитной проволокой, так как при этом обеспечивается более интенсивное охлаждение валиков, чем при наплавке под флюсом. Наплавка порошковой проволокой производится одной дугой на типовом сварочном оборудовании (автомат – АБСК, сварочный трактор – ТС-17М).

Представляется перспективным метод наплавки изношенных гребней бандажей колесных пар электровозов ленточным электродом. Кроме высокой производительности этот метод имеет следующие преимущества: достигается малая глубина проплавления основного металла бандажа, чем уменьшается доля основного металла в наплавленном слое; изменяя дозировку компонентов, можно получить наплавленный металл заданного состава; необходимая конфигурация наплавленного слоя достигается выбранной шириной и поперечными колебаниями электрода при наплавке. Это позволяет наплавить гребень бандажа колесной пары даже со сложной формой выработки.

Значительный интерес представляет применение металлокерамической ленты. Ее изготавливают холодной прокаткой порошков с последующим спеканием в печи (толщина – 0,8 – 1,2 мм, ширина – 25 – 100 мм). Преимуществами металлокерамической ленты являются повышенная производительность наплавки (на 25 – 30 % больше, чем холоднокатаной ленты) и большая однородность наплавленного металла. Опыт применения лент для наплавки гребней незначителен.

Опыт применения лент для наплавки плоских деталей механической части подвижного состава [10] оказывает, что при надлежащем управлении процессом поверхность наплавки имеет высоту неровностей в пределах 0,35 – 0,55 мм и может не подвергаться механической обработке. На перспективу следует считать необходимой разработку ленты, легированной марганцем.

Таким образом, процесс восстановления профиля изношенного гребня без наплавки является экономически не выгодным, так как для увеличения толщины гребня приходится снимать с поверхности катания значительный слой металла. При наплавке гребней бандажей получают значительную экономию времени и средств ввиду отсутствия необходимости отправки колесных пар на завод или в колесный цех для ремонта со сменой элементов. При организации процесса наплавки гребней без выкатки колесных пар из-под электровоза затраты времени на ремонт электровозов снижаются на 4 – 6 ч.

Список литературы

1. Буйносов, А. П. Увеличение срока службы бандажей колесных пар промышленных тепловозов [Текст] / А. П. Буйносов, И. М. Пышный // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии.– 2011 – № 3(103). – С.152 – 156.

Подвижной состав железных дорог

2. Железнодорожники в Великой Отечественной войне 1941 – 1945 [Текст] / Под ред. Н. С. Конарева. – М.: Транспорт, 1987. – 344 с.
3. Буйносов, А. П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения [Текст] / Уральский гос. ун-т путей сообщения – Екатеринбург, 2009. – 224 с.
4. Буйносов, А. П. Выбор профиля поверхности катания бандажей колесных пар промышленных тепловозов [Текст] / А. П. Буйносов, Д. Л. Худояров, И. М. Пышный // Транспорт Урала. – 2011. – № 1 (28). – С. 64 – 69.
5. Буйносов, А. П. Выбор профиля бандажей колесных пар тепловозов исходя из критерия максимального ресурса колесных пар до обточки [Текст] / А. П. Буйносов, И. М. Пышный // Тяжелое машиностроение. – 2011. – № 4. – С. 5 – 11.
6. Инструкция по сварочным и наплавочным работам при ремонте тепловозов, электропоездов, электропоездов и дизель-поездов: ЦТ-336. – М.: Транспорт, 1995. – 236 с.
7. Инструкция по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм: ЦТ/329. – М.: Транспорт, 1995. – 121 с.
8. Буйносов, А. П. Определение натяга бандажа на ободе колесного центра локомотива [Текст] / А. П. Буйносов, И. М. Пышный, В. А. Тихонов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2011. – № 3 (31). – С. 62 – 68.
9. Буйносов, А. П. Разработан бортовой локомотивный гребнесмазыватель «твердого» типа [Текст] / А. П. Буйносов, И. М. Пышный // Научно-технический вестник Поволжья. – 2011. – № 3. – С. 92 – 96.
10. Буйносов, А. П. Методы повышения ресурса бандажей колесных пар локомотивов: Монография [Текст] – Саарбрюкken, Germany (Германия): «LAP LAMBERT Academic Publishing», 2011. – 284 с.

УДК 629.4.014.22

А. П. Буйносов, В. А. Тихонов

УНИВЕРСАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ ИЗНОСА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЛОКОМОТИВОВ

В статье рассмотрена математическая модель прогнозирования ресурса бандажей колесных пар локомотивов, основанная на полиномиальной регрессии. На основании результатов статистического анализа, проведенного с использованием разработанной и применяемой в настоящее время модели, показано, что разработанная модель имеет не только повышенную точность, но и позволяет более полно описать процесс изнашивания бандажей.

В России в начале 80-х гг. срок службы бандажей колесных пар локомотивов составлял шесть – семь лет, а в 90-е гг. XX в. он сократился до двух – трех лет. Отказы по износу колес занимают «ведущее место» среди других технических отказов в эксплуатации локомотивов [1].

Ресурс колесных пар определяется периодичностью технического обслуживания ТО-4, на котором производится обточка бандажей с целью восстановления профиля, а также периодичностью ремонтов ТР-3, на которых производится замена полностью изношенных бандажей [2].

Для того чтобы прогнозировать процесс изнашивания бандажей колесных пар и определить их ресурс, необходимо построить аналитические зависимости числовых характеристик среднего значения M_y и среднеквадратического отклонения σ_y контролируемых параметров от наработки (пробега L).

При проведении исследований в различных депо было выявлено, что износ элементов пары «колесо – рельс» отражает приработочный период, нормальную работу и старение (интенсивный износ). С помощью стратегии ремонтов (переточек) колес попадание их в третий этап – старение, как правило, не допускается. Однако специфика работы колесной пары такова, что при одном фиксированном элементе пары второй – всегда переменный [3].

Подвижной состав железных дорог

Без учета изменений, происходящих в поверхностном слое элементов колесной пары (наклеп, раскат и др.), это должно приводить к регулярной смене этапов (приработка – нормальная работа) до тех пор, пока на некотором интервале времени поверхности пар не станут эквидистантными. В этом случае интенсивность износа рабочих поверхностей значительно уменьшается и для этого интервала становится практически постоянной. При этом происходят благоприятные изменения в поверхностном слое элементов пары: раскат, наклеп, шлифовка, что в некоторый момент времени заметно уменьшает интенсивность износа, которая достаточно долго остается без изменений [4].

В общем виде кривая износа имеет вид, приведенный в работе [3].

Наиболее продолжительным является период нормальной эксплуатации, который характеризуется наименьшим и постоянным значением интенсивности изнашивания. Как считалось ранее [5], на практике значения контролируемых параметров изнашиваемых деталей локомотивов замеряют не чаще, чем при ТР-1, а период приработки после восстановления бандажей на ремонте ТР-3, СР или КР заканчивается уже к первому ТР-1.

Допуски на значения контролируемых параметров $Y_{\text{доп.}}$ эмпирически установлены с целью исключения из эксплуатационного цикла бандажа колесной пары периода усиленного износа. Поэтому значения контролируемых параметров представляют только второй участок функции – период нормальной эксплуатации, где зависимость контролируемых параметров от пробега близка к линейной. Об этом свидетельствует анализ полей корреляции числовых характеристик контролируемых параметров, представленных в работе [3].

В настоящее время в ремонтных локомотивных депо, в региональных дирекциях по ремонту тягового подвижного состава, на локомотиворемонтных заводах и в железнодорожных цехах промышленных предприятий применяется разработанная методика анализа изменения значений контролируемых параметров бандажей колесных пар от наработки, при этом используется линейное изменение значений величин проката, толщины гребня и бандажа от пробега, определяется 90%-ный ресурс бандажей колесных пар до их обточки и смены [3, 5–7].

Однако, при обточке без выкатки колесных пар из-под локомотива в депо не всегда полностью восстанавливают полную конфигурацию профиля поверхности катания бандажей, оставляя при этом «черновину» как на рабочей поверхности гребня, так и по кругу катания [5]. Поэтому для более точного прогнозирования износа бандажей колесных пар локомотивов в эксплуатации необходимо определять

- не саму величину проката, а величину нарастания проката (разность между замером и прокатом, оставляемым после обточки бандажей);
- износ гребня (разница между замером толщины гребня и толщиной гребня, оставляемой при обточке);
- уменьшение толщины бандажа (разница между начальной толщиной бандажа и толщиной бандажа на момент замера).

При этом все значения контролируемых параметров бандажей колесных пар будут увеличиваться с увеличением пробега локомотивов, что, кроме того, становится более наглядным для проведения анализа нарастания проката, износа гребня и уменьшения толщины бандажа.

Как известно, выборки контролируемых параметров узлов механической части локомотивов, к которым относятся и бандажи колесных пар, подверженных износу, с высокой точностью описываются нормальным законом распределения [3]. В этом случае плотность распределения записывается в виде:

$$f(y) = \frac{1}{\sigma_y \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(y-M_y)^2}{2\sigma_y^2}}, \quad (1)$$

где M_y – математическое ожидание контролируемого параметра;

σ_y – среднеквадратическое отклонение контролируемого параметра;

y – текущее значение контролируемого параметра.

Таким образом, прогнозирование ресурса осуществляется с помощью нормального закона распределения числовых характеристик контролируемых параметров бандажей на основании

Подвижной состав железных дорог

построенных зависимостей среднего значения M_y и среднеквадратического отклонения σ_y от пробега L .

В качестве примера приведен статистический анализ величины износа гребней бандажей на основании материала, собранного в результате замеров бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 в ремонтном локомотивном депо Пермь (ТЧР-33) Свердловской дирекции по ремонту тягового подвижного состава при проведении технического обслуживания ТО-2 в период с декабря 2010 по май 2011 г. Бандажи колесных пар были обточены по профилю ДМетИ ЛР и на момент производства замеров имели среднюю начальную толщину бандажа 70 мм.

Объемы выборок значений износа гребня бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 депо Пермь приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Объем выборок контролируемых параметров бандажей колесных пар электровозов ВЛ11

Наименование контролируемого параметра	Объем выборок N	
	минимально необходимые	собранные и использованные в расчете
Износ гребня	143	2525

Как видно из данных таблицы 1, объем полученной выборки значительно превышает минимально необходимый объем выборки, необходимый для получения достоверных результатов, который, однако, оплачен результатами большого труда по сбору значений износа гребня бандажей колесных пар электровозов ВЛ11 в депо Пермь. Это способствует повышению достоверности результатов статистического анализа и прогнозирования износа гребня бандажей колесных пар локомотивов.

Статистические значения математического ожидания и среднеквадратического отклонения получены на основе построенной эмпирической зависимости числовых характеристик контролируемого параметра бандажей от пробега. Пробег от момента восстановления исходного профиля до момента замера для каждого локомотива определялся по книгам регистрации эксплуатационных показателей и формам ТХО-5.

С увеличением пробега колесной пары происходит возрастание вероятности отказа. Вероятность того, что колесная пара при наработке L_i находится в неработоспособном состоянии, соответствует заштрихованной площади кривой распределения $f_i(y)$ над границей $Y_{\text{доп}}$. (рисунок 1).

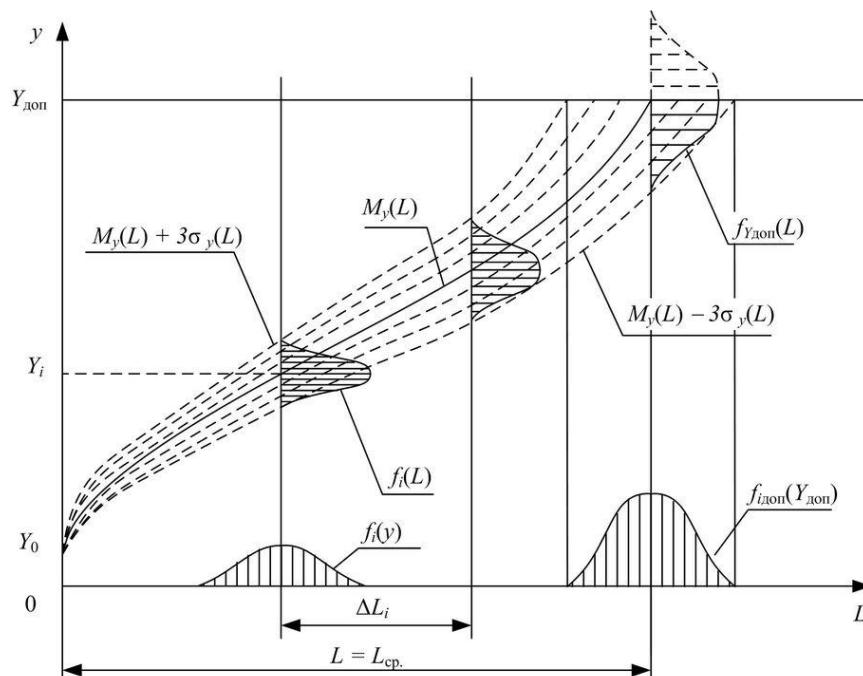


Рисунок 1 – Схема формирования постепенных отказов связей

Подвижной состав железных дорог

В настоящее время для оценки ресурса бандажей колесных пар используется модель, основанная на линейной зависимости изменения значений числовых характеристик контролируемых параметров от пробега [8, 9]:

$$y(L) = A + B \cdot L, \quad (2)$$

где A и B – коэффициенты, определяемые по методу наименьших квадратов.

При этом линейная функция составляется отдельно для зависимостей математического ожидания и среднеквадратического отклонения от пробега, полученных при аппроксимации эмпирических зависимостей $M_y^*(L)$ и $\sigma_y^*(L)$ соответственно:

$$y(L) = \begin{cases} M_y(L) & \text{– при аппроксимации зависимости } M_y^*(L); \\ \sigma_y(L) & \text{– при аппроксимации зависимости } \sigma_y^*(L). \end{cases} \quad (3)$$

Использование линейной аппроксимации основывалось на предположении, что период приработки поверхности бандажа к поверхности рельса составляет относительно малую часть эксплуатационного цикла. С учетом приведенного выше материала это позволяет рассматривать процесс изнашивания бандажей колесных пар по линейной зависимости от пробега, определяющей только период нормальной эксплуатации.

Результаты расчета коэффициентов уравнений линейных регрессий износа гребня от пробега по существующей методике [3] приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Коэффициенты зависимости уравнений линейной регрессии износа гребней бандажей колесных пар от пробега электровозов ВЛ11

Зависимость	Коэффициенты уравнений регрессии		Коэффициент корреляции R_{y1}	Остаточная дисперсия $S_0^2, \text{мм}^2$
	$A, \text{мм}$	$B, \text{мм}/10^4 \text{км}$		
$M_y(L)$	0,087	0,410	0,930	0,262
$\sigma_y(L)$	0,343	0,140	0,823	0,151

Однако в этом случае не учитывается ряд факторов: техническое состояние пути и локомотива, режим ведения поезда и др. Действие таких факторов приводит к увеличению периода приработки и более позднему наступлению периода нормальной эксплуатации, раннему наступлению периода усиленного износа. Опытным путем было установлено, что в различных депо для локомотивов разных серий наступление различных периодов происходит при разной величине износа бандажа. Применение линейной функции для всех без исключения случаев снижает точность прогноза износа бандажей колесных пар локомотивов.

Указанных недостатков лишена модель, основанная на полиномиальной функции. При этом зависимости математического ожидания $M_y(L)$ и среднеквадратического отклонения $\sigma_y(L)$ от пробега аппроксимируются в виде полиномов:

$$y(L) = \sum_{i=0}^m (A_i \cdot L^i), \quad (4)$$

где A_i – коэффициенты полиномов;

m – порядок полинома.

Определение коэффициентов полиномов производится по методу наименьших квадратов [3]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{k=0}^m \left[A_k \cdot \sum_{i=0}^n L_i^{k+0} \right] = \sum_{i=0}^n (Y_i \cdot L_i^0); \\ \sum_{k=0}^m \left[A_k \cdot \sum_{i=0}^n L_i^{k+1} \right] = \sum_{i=0}^n (Y_i \cdot L_i^1); \\ \dots \dots \dots \dots \dots \\ \sum_{k=0}^m \left[A_k \cdot \sum_{i=0}^n L_i^{k+n} \right] = \sum_{i=0}^n (Y_i \cdot L_i^n). \end{array} \right. \quad (5)$$

Подвижной состав железных дорог

Поскольку величина износа гребня, нарастания проката или уменьшения толщины бандажа с ростом пробега может только увеличиваться, полиномиальная функция должна быть монотонно возрастающей на всем исследуемом промежутке от момента восстановления конфигурации профиля поверхности катания $L(Y_0)$ до пробега (см. рисунок 1), при котором в эксплуатации достигается допустимое значение контролируемого параметра $L(Y_{\text{доп.}})$:

$$\frac{dM_y(L)}{L} \Big|_{L(Y_0)}^{L(Y_{\text{доп.}})} > 0. \quad (6)$$

Вид искомой характеристики, полученной в результате аппроксимации, во многом определяется порядком полиномиальной функции p . Большие значения p увеличивают коэффициент корреляции R_{y1} , однако при чрезмерно высоких значениях невозможно достичь монотонности функции. Таким образом, необходимо определить оптимальную степень полинома, позволяющую максимально точно описать заданную выборку $Y(L)$.

Дисперсия выборки значений объемом ($n + 1$) от аппроксимированной полиномиальной функции определяется как

$$S_0^2 = \frac{1}{n-m} \sum_{i=1}^n (Y^{**}(L_i) - Y_i)^2, \quad (7)$$

где $Y^{**}(L_i)$ – значения аппроксимированной функции параметра от значений пробега, заданных исходной выборкой;

Y_i – заданные исходной выборкой детерминированные значения параметра.

Порядок полинома m должен быть выбран таким образом, чтобы величина дисперсии S_0^2 исходной выборки от полинома была минимальной:

$$S_0^2(m) \rightarrow \min. \quad (8)$$

Таким образом, в качестве искомого выбирается полином, удовлетворяющий условиям (6) и (8). Результаты, полученные с использованием разработанной модели, сведены в таблицу 3.

Таблица 3 – Коэффициенты уравнений полиномиальной зависимости износа гребней бандажей колесных пар от пробега электровозов ВЛ11

Зависимость	Уравнение регрессии	Коэффициент корреляции R_{y1}	Остаточная дисперсия $S_0^2, \text{мм}^2$
$M_y(L)$	$0,148 + 0,059 \cdot L - 1,439 \cdot 10^{-3} \cdot L^2 + 1,955 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,976	0,178
$\sigma_y(L)$	$0,167 + 0,050 \cdot L - 1,231 \cdot 10^{-3} \cdot L^2 + 1,118 \cdot 10^{-5} \cdot L^3$	0,907	0,126

Анализируя полученные данные таблиц 2 и 3, можно сделать вывод о том, что использование для описания изменения значений числовых характеристик значений зависящих от пробега контролируемых параметров полиномиальных функций говорит о более тесной статистической связи эмпирической и аппроксимированной зависимостей, так как остаточные дисперсии, характеризующие разброс эмпирических точек около полученной полиномиальной зависимости, значительно меньше остаточных дисперсий износа гребня, описанного линейной зависимостью, а коэффициенты корреляции полученных полиномов выше аналогичных для линейной функции.

Графически исходные детерминированные и аппроксимированные зависимости для величин среднего значения и среднеквадратического отклонения износа гребня в зависимости от пробега приведены на рисунках 2 и 3.

Подвижной состав железных дорог

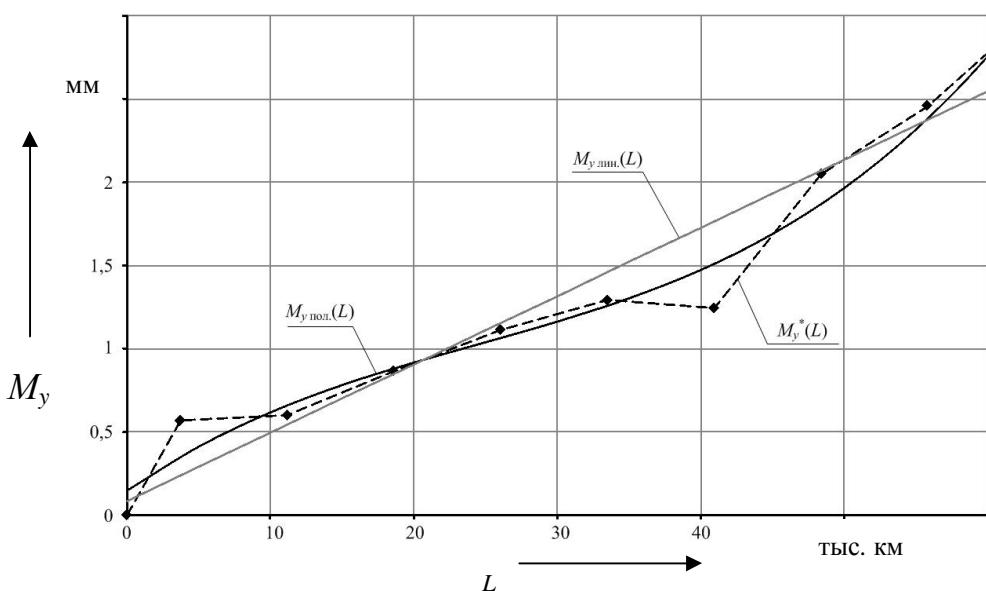


Рисунок 2 – Зависимость среднего значения износа гребня бандажей колесных пар, обточенных по профилю ДМетИ ЛР при начальной толщине бандажа 70 мм, от пробега

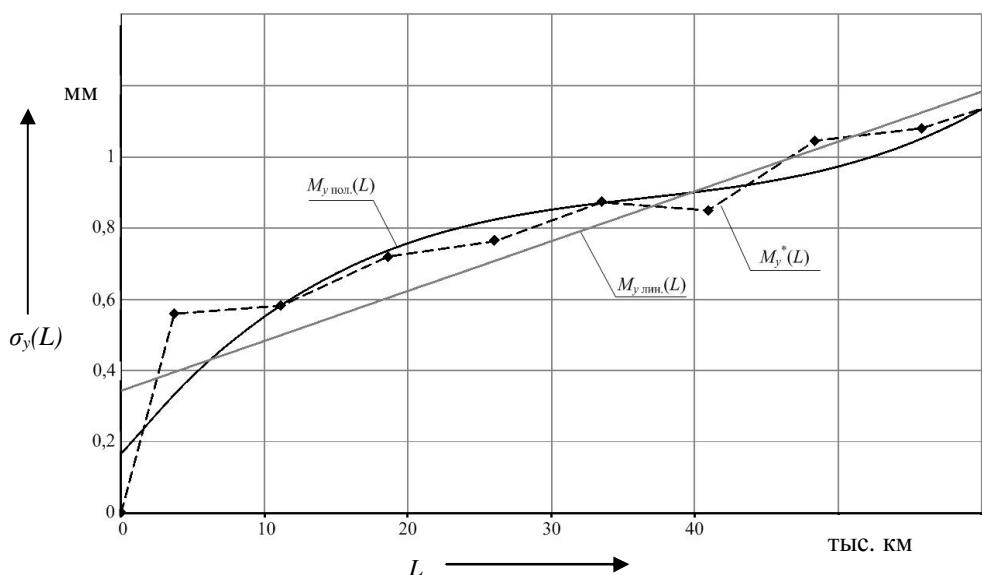


Рисунок 3 – Зависимость среднеквадратического отклонения величины износа гребня бандажей, обточенных по профилю ДМетИ ЛР при начальной толщине бандажа 70 мм, от пробега

В качестве подтверждения повышения точности прогнозирования при использовании полиномиальной модели используется статистическая гипотеза о равенстве остаточных дисперсий уравнений регрессии контролируемого параметра. Проверка производится по критерию Фишера (*F*-критерию) по формуле:

$$F = \frac{S_{0\text{лин.}}^2}{S_{0\text{пол.}}^2}, \quad (9)$$

где $S_{0\text{лин.}}^2$ – дисперсия выборки, аппроксимированной линейной функцией;
 $S_{0\text{пол.}}^2$ – то же, полиномиальной функцией.

Распределение Фишера табулировано, величина *F*-критерия зависит от уровня значимости α и числа степеней свободы m . При $F < F_{\alpha, m}$ различие остаточных дисперсий $S_{0\text{лин.}}^2$ и $S_{0\text{пол.}}^2$ можно считать случайным, т. е. гипотеза принимается. В противном случае гипотеза отвергается и делается вывод о том, что между дисперсиями выборок от аппроксимированной линей-

Подвижной состав железных дорог

ной и полиномиальной функций имеются значительные различия, что свидетельствует о большей точности полиномиальной функции.

Результаты проверки по критерию Фишера найденных уравнений регрессии для уровня значимости 0,05 приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Результаты проверки гипотезы о равенстве остаточных дисперсий

Зависимость	Расчетное значение критерия F	Табличное значение критерия $F_{\alpha, m}$	Гипотеза принимается?
$M_y(L)$	1,471	1,13	Нет
$\sigma_y(L)$	1,198	1,13	Нет

Таким образом, гипотеза не принимается в обоих случаях, что позволяет рассматривать полиномиальную аппроксимацию износа гребня в зависимости от пробега как более точную модель для прогнозирования износа бандажей колесных пар локомотивов по сравнению с линейной функцией.

На основании аппроксимированных зависимостей $M_y(L)$ и $\sigma_y(L)$ возможно прогнозирование процесса изнашивания и определение предельного ресурса бандажей колесных пар. При этом оценка остаточного ресурса производится при заданном значении вероятности перехода механической системы в предельное состояние.

Функция плотности распределения для нормального закона

$$f_y(L) = \frac{1}{\sigma_y(L)\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(Y-M_y(L))^2}{2[\sigma_y(L)]^2}}. \quad (10)$$

Допустим, что в общем случае зависимости $M_y(L)$ и $\sigma_y(L)$ имеют вид:

$$M_y(L) = \sum_{i=0}^m (A_i \cdot L^i); \quad (11)$$

$$\sigma_y(L) = \sum_{i=0}^n (B_i \cdot L^i), \quad (12)$$

где A_i и B_i – коэффициенты полиномов зависимостей соответственно среднего значения и среднеквадратического отклонения износа гребня бандажей колесных пар локомотивов от пробега.

Тогда функция плотности распределения примет вид:

$$f_y(L) = \frac{(L-1)}{B\sqrt{2\pi} \cdot (L^{n+1}-1)} \cdot e^{-\frac{\left[(L-1)(Y-\sum_{i=0}^m A_i \cdot L^i)\right]^2}{2[B(L^{n+1}-1)]^2}}. \quad (13)$$

Выход контролируемых параметров за установленный допуск классифицируется как отказ работы бандажа, предельный износ. Таким образом, с увеличением пробега L возрастает вероятность отказа P . Для износа гребня вероятность отказа при заданном пробеге [3]

$$P(L) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{Y_{\text{доп.}}}^{\sum_{i=0}^m (A_i \cdot L^i) + 3 \cdot \sum_{i=0}^n (B_i \cdot L^i)} \frac{1}{\sum_{i=0}^n (B_i \cdot L^i)} e^{-\frac{(Y-\sum_{i=0}^m A_i \cdot L^i)^2}{2[\sum_{i=0}^n (B_i \cdot L^i)]^2}} dy. \quad (14)$$

Использование в депо железнодорожного транспорта общего и необщего пользования разработанного в Уральском государственном университете путей сообщения переносного электронного прибора КИП-03 [8, 9] с программным обеспечением на ПЭВМ по сравнению с универсальными шаблонами УТ-1М позволяет повысить точность замера контролируемых

Подвижной состав железных дорог

параметров и осуществлять прогнозирование износа бандажей колесных пар локомотивов, определять ресурс до их обточки и смены. Относительная погрешность прибора КИП-03 составляет 2 – 5 %, тогда как погрешность УТ-1М не превышает 10 %.

При выполнении восстановления контролируемых параметров бандажей при пробеге до достижения величины наработки, равной 95%-ного полного ресурса, вероятность отказа бандажа до этого момента не превысит величины 5%. При этом отклонение измеренного значения контролируемого параметра от реальной величины также окажется в пределах $\pm 5\%$, что покрывается интервалом относительной погрешности прибора КИП-03.

Для оценки ресурса бандажей необходимо знать предельное значение контролируемого параметра $Y_{\text{доп}}$. Установленный допуск для износа гребня бандажа (уменьшение толщины гребня) электровозов серии ВЛ11, колесные пары которых имеют конфигурацию профиля поверхности катания ДМетИ ЛР с уменьшенной толщиной гребня до 30 мм, составляет 5 мм.

На основании выполненных расчетов строятся зависимости $P(L)$ и по ним определяется γ -ный ресурс колесных пар, т. е. такой пробег, которому соответствует вероятность безотказной работы или вероятность отказа $P = 1 - \gamma$.

Результаты расчета 95%-ного ресурса до обточки по предельному износу гребня бандажей колесных пар электровозов ВЛ11, определенного по разным моделям, приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Ресурс до обточки бандажей по предельному износу гребня

Модель	Ресурс бандажей, тыс. км
Существующая	58,2
Предлагаемая	52,7

Разработанная модель с использованием переносного электронного прибора КИП-03 с программным обеспечением на ПЭВМ в отличие от применяемой в настоящее время позволяет более точно прогнозировать износ бандажей в эксплуатации и определять ресурс до обточки и смены колесных пар локомотивов.

Список литературы

1. Горский, А. В. Анализ износа бандажей [Текст] / А. В. Горский, А. П. Буйносов // Железнодорожный транспорт. – 1991. – № 1. – С. 46, 47.
2. Буйносов, А. П. Автоматизация измерения проката бандажей колесных пар электровозов [Текст] / А. П. Буйносов, Н. Ф. Медведев // Железнодорожный транспорт: Обзорная информация. Сер. Локомотивы и локомотивное хозяйство, ремонт локомотивов / ЦНИИТЭИ МПС. – М., 1991. – Вып. 5. – С. 1 – 9.
3. Буйносов, А. П. Основные причины интенсивного износа бандажей колесных пар подвижного состава и методы их устранения [Текст] / А. П. Буйносов / Уральский гос. ун-т путей сообщения. – Екатеринбург, 2009. – 224 с.
4. Буйносов, А. П. Выбор профиля поверхности катания бандажей колесных пар промышленных тепловозов [Текст] / А. П. Буйносов, Д. Л. Худояров, И. М. Пышный // Транспорт Урала. – 2011. – № 1(28). – С. 64 – 69.
5. Экономичная обточка [Текст] / А. В. Горский, А. П. Буйносов и др. // Локомотив. – 1992. – № 4. – С. 26, 27.
6. Буйносов, А. П. Повышение износостойкости колесных пар электроподвижного состава за счет обработки гребней триботехническим составом [Текст] / А. П. Буйносов, В. А. Тихонов // Транспорт Урала. – 2011. – № 3 (30). – С. 59 – 64.
7. Бандажи и рельсы (опыт Свердловской дороги) [Текст] / А. В. Горский, А. П. Буйносов и др. // Локомотив. – 1992. – № 4. – С. 25, 26.
8. Буйносов, А. П. Повышение ресурса бандажей колесных пар электровозов в результате изменения технологии их обточки [Текст] / А. П. Буйносов // Автоматизация и современные технологии. – 1992. – № 8. – С. 23 – 25.
9. Буйносов, А. П. Автоматизированный контроль параметров колесных пар тягового подвижного состава [Текст] / А. П. Буйносов // Железнодорожный транспорт. – 2010. – № 7. – С. 52, 53.

Подвижной состав железных дорог

УДК 629.488

Н. Г. Макаренко, Д. С. Рошупкин

СИСТЕМА КОНТРОЛЯ НАГРЕВА ОТВЕТСТВЕННЫХ УЗЛОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

В статье рассматривается автоматизированная бортовая система контроля температуры ответственных узлов подвижного состава с передачей информации по радиоканалу (БСКТ), разработанная при участии авторов, позволяющая проводить непрерывный контроль температуры ответственных узлов, измерять, передавать, сохранять и обрабатывать информацию о температуре.

Обеспечение безопасности движения – одна из важнейших задач железных дорог, которой уделяется приоритетное внимание в условиях реформирования железнодорожного транспорта. К числу ответственных узлов, влияющих на безопасность движения подвижного состава, следует отнести подшипниковые узлы. Так, по неисправностям буксового узла вагонов в 2009 г. произведено более 125 отцепов вагонов, что составило 59,4 % от всех отцепов на сети [1].

В соответствии с решением правления ОАО «РЖД» (протокол от 25.02.2010 г. № 5) и по-поручением вице-президента ОАО «РЖД» № П-АВ-128 от 08.07.2010 г. разработана бортовая система контроля температуры ответственных узлов подвижного состава с передачей информации по радиоканалу (далее – БСКТ).

С целью определения работоспособности комплекта БСКТ и выработки предложений о целесообразности внедрения данной системы для установки на подвижный состав комплект БСКТ установлен на локомотиве ЧС2К № 594 (депо приписки – ТЧЭ Самара Куйбышевской ж.д.), где проводятся эксплуатационные испытания.

Комплект БСКТ позволяет в автоматическом режиме контролировать температуру ответственных узлов локомотивов во время их движения в порядке, определенном инструкцией по техническому обслуживанию и ремонту узлов с подшипниками качения локомотивов и мотор-вагонного подвижного состава (ЦТ № 330 от 11.06.1995 г.).

Комплект БСКТ позволяет автоматически устанавливать момент наступления предотказного состояния ответственных деталей и узлов во время движения локомотива, оповещая об этом локомотивную бригаду для предотвращения возможных аварий и катастроф.

Комплект БСКТ накапливает информацию обо всех измерениях температуры ответственных узлов за каждую поездку локомотива, что позволяет проводить анализ темпа износа этих узлов, прогнозировать остаточный ресурс для обслуживания или ремонта изношенных узлов по их состоянию, а также оценивать правильность действий локомотивной бригады в аварийных ситуациях.

Основные преимущества применяемой технологии:

достаточно высокая скорость передачи – 250 кбит/с;

возможность построения сетей сложной архитектуры («звезда», «ячеистая сеть», «дерево»);

наличие стандартов построения приемопередатчика для частотных диапазонов 868 – 868,6; 902 – 928 и 2400 – 2485,3 МГц;

возможность шифрования данных;

самоформирование и самовосстановление сети;

экономичное энергопотребление.

В состав системы входят:

– модули измерения температуры (измерительные модули);

– маршрутизаторы – устройства сбора данных с измерительных модулей всего вагона и их передачи на управляющий модуль;

Подвижной состав железных дорог

- координаторы – устройства, связывающие модуль управления и маршрутизаторы;
- модули управления, предназначенные для обработки данных и управления системой;
- терминалы оператора, предназначенные для ввода и вывода информации.

Система развертывается на любом типе подвижного состава и позволяет обеспечивать мониторинг температур ответственных узлов экипажной части, температуру воздуха окружающей среды и в кабине машиниста.

Модуль измерения температуры имеет автономное питание от встроенной батареи. Корпус модуля выполнен из высокопрочного пластика (полиамида), который крепится на металлическом основании при помощи винтов.

В зависимости от места установки модуля, основания имеют несколько исполнений: правой буксы, левой буксы, двигателя и измерителя температуры воздуха, редуктора малой шестерни, редуктора большого зубчатого колеса.

Измерительный модуль имеет один или два (в зависимости от места установки) измерительных канала. Каждый измерительный модуль имеет свой индивидуальный номер, необходимый для того, чтобы прописать модуль согласно месту его установки на вагоне (рисунок 1).

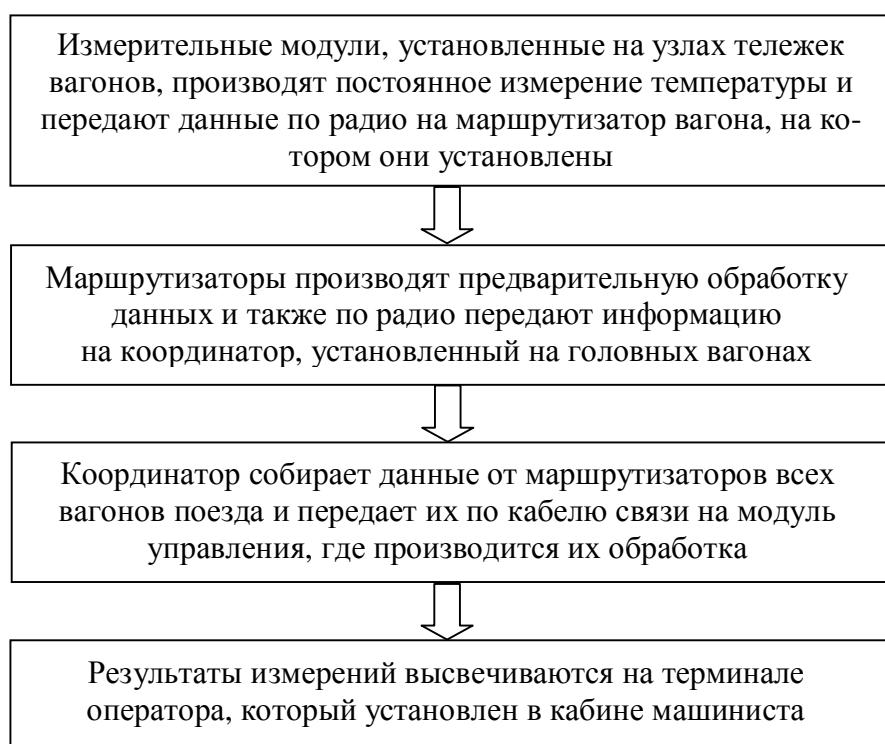


Рисунок 1 – Принцип работы системы БСКТ

При отображении результатов измерений на терминале оператора, который установлен в кабине машиниста, предусмотрена звуковая и световая сигнализация о превышении нормы контролируемых параметров. Для проведения мониторинга нагрева ответственных узлов подвижного состава наложен удаленный доступ к системе, что позволяет контролировать работоспособность системы и работу ответственных узлов подвижного состава.

Текущие значения температуры всех контролируемых узлов показаны на рисунке 2. Диапазон для просмотра времени контроля можно устанавливать по потребности. Динамику изменения температуры выбранного узла можно просмотреть отдельно (рисунки 3, 4).

Подвижной состав железных дорог

Система не имеет аналогов в мире, что подтверждается актом патентных исследований и патентом на изобретение.

Система позволяет контролировать нагрев любых ответственных узлов подвижного состава, в том числе расположенных в труднодоступных места, с возможностью обеспечения постоянного мониторинга контролируемых узлов.

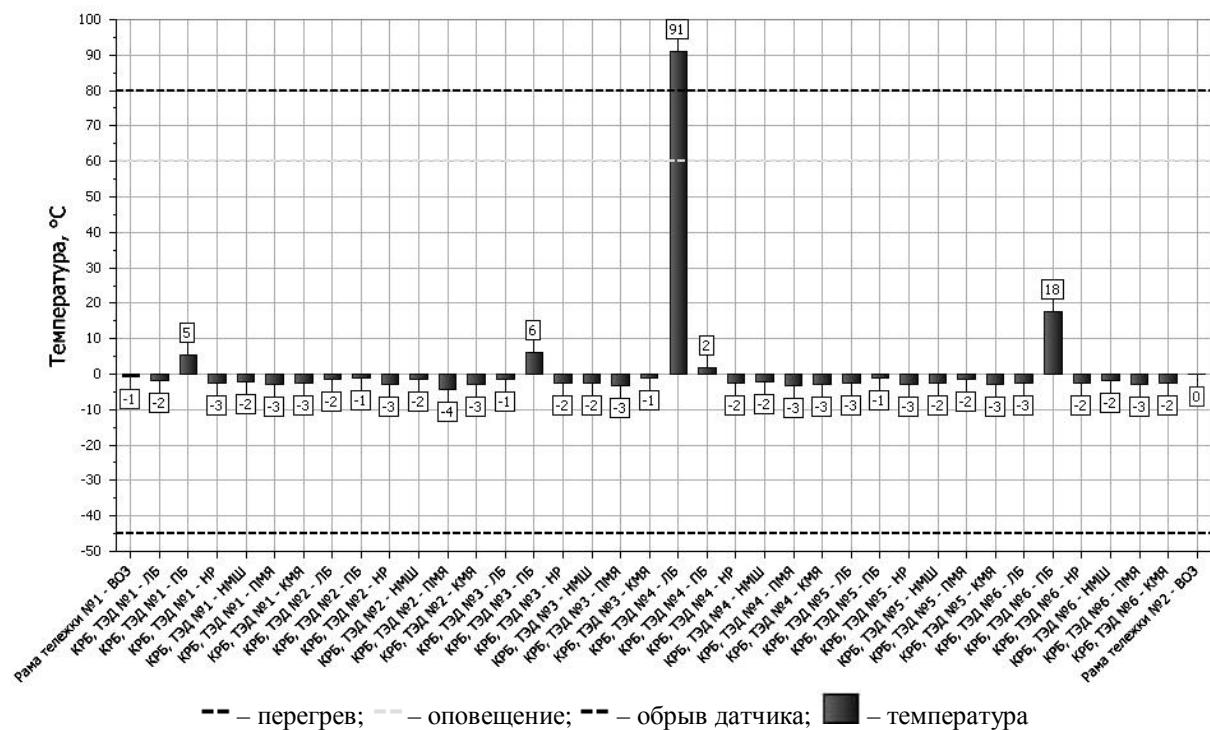


Рисунок 2 – Текущие значения температуры контролируемых узлов

Внедрение данной системы позволит уменьшить заход локомотивов на неплановые виды ремонта по экипажной части, объем ремонта за счет раннего выявления неисправности, что в свою очередь повысит безопасность эксплуатации подвижного состава в целом.

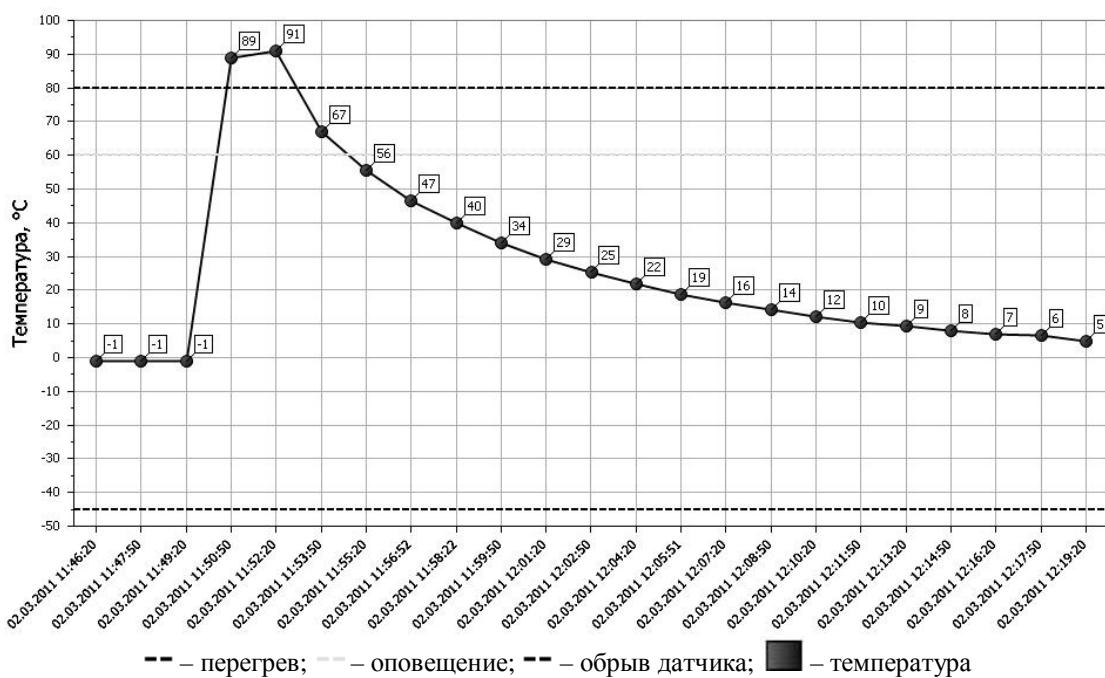


Рисунок 3 – Изменение температуры узла КРБ ТЭД № 4-ЛБ

Подвижной состав железных дорог

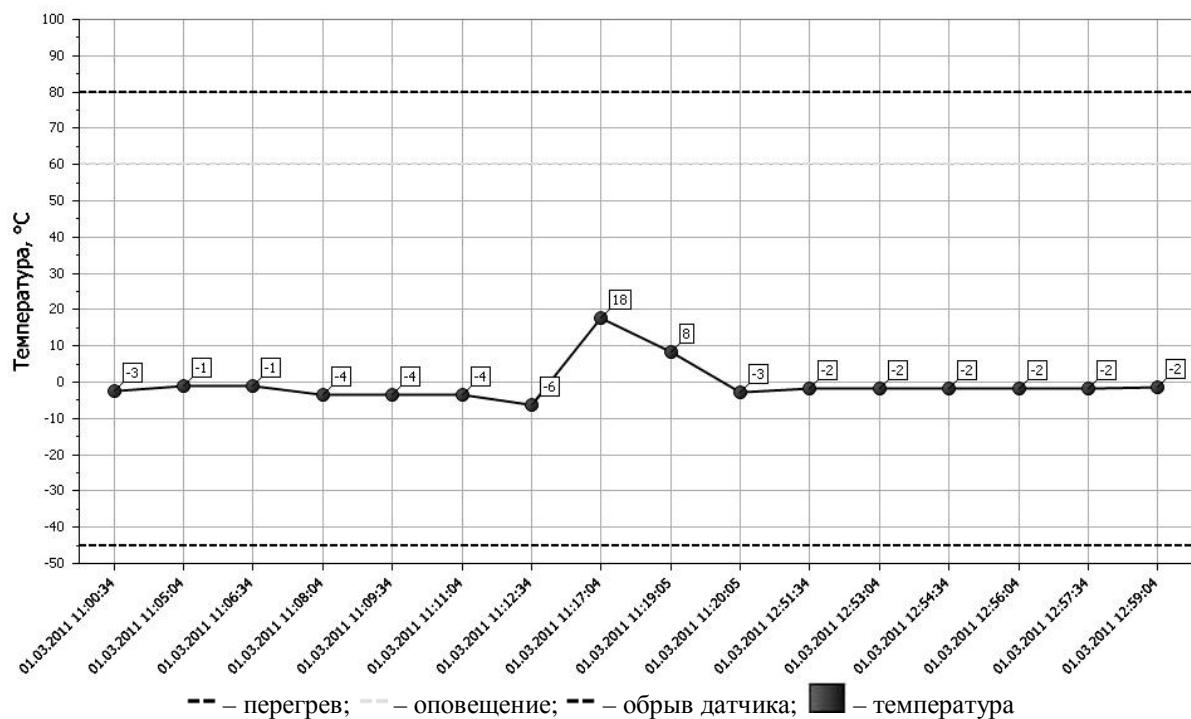


Рисунок 4 – Изменение температуры узла КРБ ТЭД № 6-ПБ

1. Анализ состояния безопасности движения на железных дорогах ОАО «РЖД» в 2009 г. – М.: Парадиз. – 2010. – 355 с.

УДК 621.01.001:629.4

А. В. Смольянинов, П. В. Смольянинов

РАЗМЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА КАК МЕТОД ОБОСНОВАНИЯ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА РЕМОНТА

В статье приведено обоснование использования размерной координации рабочих поверхностей тормозной рычажной передачи (ТРП) грузового вагона с целью определения характера и величины износа тормозных колодок грузового вагона. Предложена методика расчета размерных цепей (РЦ) ТРП, которая позволяет математически точно определить предельные отклонения составляющих звеньев РЦ. Определены пути совершенствования технологии ремонта деталей ТРП на основе выбора рационально определенных технологических параметров.

В настоящее время детали тормозной рычажно-механической передачи (ТРП) вагонов, как и большинство деталей подвижного состава, ремонтируются по упрощенной технологии – без учета размерных и силовых связей в сборочной единице, определяемых условиями работы и требованиями надежности и эффективности функционирования. Тормозной башмак, например, восстанавливается путем наплавки изношенных мест и последующей обработки до необходимых размеров, определяющих лишь форму рабочей поверхности (это в лучшем случае, а в худшем создается видимость ремонта). При этом даже тогда, когда выполняются все инструктивные указания на ремонт, не восстанавливается и не контролируется взаимное положение основной конструкторской базы (окна, с помощью которого башмак фиксируется на цапфе триангуля) и криволинейной рабочей поверхности, на которую устанавливается тормозная колодка. Следствием этого может быть неверное взаимное положение фрикционной поверхности колодки и поверхности катания колеса. Кроме этого «отремонтированный» таким обра-

Подвижной состав железных дорог

зом башмак устанавливается на цапфу триангеля без восстановления посадки. При необходимости, при явном износе сопрягаемых поверхностей, устанавливаются прокладки, которые должны компенсировать зазор и обеспечить неподвижность сопряжения. Более подробно данная проблема показана в работе [1].

По существующей технологии после закрепления башмаков гайками триангель в сборе испытывается под усилием 12 т. После двукратного нагружения и снятия нагрузки триангель не должен иметь остаточных деформаций. Контроля размерных связей нет (кроме проверки основных базовых размеров, без увязывания их в одну размерную схему). Практика показывает, что прокладки, компенсирующие износ, в процессе эксплуатации вследствие циклической многократной нагрузки деформируются и изнашиваются вплоть до разрушения. Между цапфой триангеля и башмаком вновь образуется зазор, только уже более интенсивно.

В некоторых случаях для улучшения условий работы отдельных элементов конструкции (но не оптимизации размерных связей) используется метод регулирования для уточнения размерных связей. Например, сползание тормозных колодок с поверхности катания колеса, которое, конечно же, обусловлено нарушением размерных связей, предлагается минимизировать уменьшением расстояния между внутренними гранями башмаков с 1512^{+5} до 1512^{-5} мм.

Эффективным мероприятием для увеличения срока службы колодок явилось бы восстановление параметров составляющих звеньев ТРП до значений, определяемых наилучшими значениями замыкающего звена зазора между тормозной колодкой и поверхностью катания колеса. Для этого необходима технология, которая обеспечит как восстановление частично утраченных рабочих поверхностей деталей, так и воссоздание соответствующих размерных связей.

Известно, что основные параметры машин (в том числе конструктивные и технологические), их производительность и экономичность во многом определяются методами координации поверхностей, т. е. правильной расстановкой размеров, а также правильным выбором значений и методов задания допусков. Опыт машиностроительного производства показывает, что благодаря рациональному заданию размеров и допусков, не изменяя конструкцию, можно не только значительно повысить точность и взаимозаменяемость изделия, но и уменьшить трудоемкость его изготовления и ремонта, повысить эксплуатационную эффективность.

В основе размерной координации поверхностей конструкции лежит анализ размерных связей: вначале между деталями механизмов и узлов, а затем внутри каждой детали.

С целью выявления причин и параметров перекосов геометрии тормозной рычажной системы подвижного состава были использованы расчеты плоскостных размерных цепей.

Все задачи, решаемые с помощью размерных цепей, разделяют на два типа: проектные (прямые) и проверочные (обратные).

Проектная задача. По заданному номинальному значению и допуску (отклонениям) замыкающего звена определяются номинальные значения, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев размерной цепи. Такая задача относится к проектному расчету (синтезу) размерной цепи и является основной, ее решение позволяет решить главную задачу при отработке технологии изготовления машины – определить параметры составляющих звеньев, в том числе технологических, т. е. образующихся в процессе реализации технологического процесса, обеспечивающих точность замыкающего звена детали, сборочной единицы или машины в целом. По сути решение этой задачи направлено на получение качественной продукции.

Решение аналогичной задачи в ремонтном производстве будет способствовать обеспечению качества ремонта подвижного состава.

Проверочная задача. По установленным номинальным значениям, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определяются номинальное значение, допуск и предельные отклонения замыкающего звена.

В ремонтных размерных цепях замыкающими звеньями могут быть величины наращиваемых при восстановлении слоев, поворотов поверхностей и т. п. Проверочную задачу решают при необходимости проверки правильности ранее выполненных расчетов (при решении проектной задачи) или принятых без расчета размеров и допусков.

Подвижной состав железных дорог

Для расчета размерных цепей существуют два метода: метод максимума и минимума (полной взаимозаменяемости), при котором в расчетах учитываются только предельные отклонения составляющих звеньев и самые неблагоприятные их сочетания, и вероятностный метод, основанный на предположении, что в реальных условиях, в соответствии с теорией вероятностей, экстремальные размеры могут принадлежать определенной части деталей или размеров, входящих в размерную цепь.

Метод полной взаимозаменяемости учитывает, что на сборку поступают детали с предельными размерами и в таком сочетании, что в размерной цепи все увеличивающие звенья будут иметь наибольшие предельные размеры, а все уменьшающие – наименьшие, или наоборот. В результате этого размер замыкающего звена будет максимальным или минимальным. Вероятность такого случая очень мала, вследствие чего расчеты по этому методу приводят к слишком большим запасам точности замыкающего звена (по сути дела – к слишком большому диапазону изменения размеров замыкающего звена). Метод имеет большие преимущества – простота, наглядность, небольшая трудоемкость вычислительных работ, полная гарантия точности замыкающего звена, отсутствие необходимости допускать при расчете хотя бы небольшой процент риска [2]. Однако решение прямой задачи с использованием метода максимум-минимума приведет к ужесточению допусков составляющих звеньев, что резко увеличит стоимость работ на восстановление параметров составляющих звеньев.

Расчет плоскостных размерных цепей производится по тем же формулам, что и для линейных размерных цепей, но для этого необходимо предварительно привести плоскостную размерную цепь к линейному виду путем замены составляющих звеньев их проекциями на направление, параллельное направлению замыкающего звена. В связи с этим схема плоскостной размерной цепи преобразится в схему линейной размерной цепи.

В общем виде величины проекций номинальных размеров, допусков и координат середин полей допусков составляющих звеньев плоскостной размерной цепи на направление, параллельное направлению замыкающего звена, соответственно будут такими: $A_i' = A_i \cos \beta_i$; $T_i' = T_i \cos \beta_i$; $\Delta_{0i}' = \Delta_{0i} \cos \beta_i$, где β_i – угол между направлением соответствующего звена A_i и направлением замыкающего звена A_Δ ; A_i' – проекция номинальных размеров составляющих звеньев плоскостной размерной цепи на направление, параллельное направлению замыкающего звена; T_i' – проекция допусков составляющих звеньев плоскостной размерной цепи на направление, параллельное направлению замыкающего звена; Δ_{0i}' – проекция координат середин полей допусков составляющих звеньев плоскостной размерной цепи на направление, параллельное направлению замыкающего звена.

При принятых обозначениях формулы для расчета размерных цепей на максимум-минимум примут вид:

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^n A_i' = \sum_{i=1}^{n_j} A_j \cos \beta_i - \sum_{q=1}^{n_q} A_q \cos \beta_q; \quad (1)$$

$$\Delta_{0\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{0i}' = \sum_{i=1}^{n_j} \Delta_{0j} \cos \beta_i - \sum_{q=1}^{n_q} \Delta_{0q} \cos \beta_q; \quad (2)$$

$$T_\Delta = \sum_{i=1}^n T_i' = \sum_{i=1}^n T_i \cos \beta_i, \quad (3)$$

где A_j и A_q – увеличивающее и уменьшающее звенья размерной цепи A ;

Δ_{0i} – координата середины поля допуска.

Если угол β задан с допуском, то при определении допуска замыкающего звена необходимо учитывать дополнительную погрешность, вносимую каждым составляющим звеном от ошибки угла β . Обычно допуск на угол распределяется симметрично, поэтому координата середины поля допуска угла равна нулю и не влияет на величины проекций координат середины полей допусков составляющих звеньев. [3]

Подвижной состав железных дорог

Итак, с целью выявления причин и параметров перекосов геометрии тормозной рычажной системы используем теорию размерного анализа конструкторских размерных цепей.

Любая размерная цепь должна быть замкнутой. В рассматриваемой задаче неизвестно звено, связывающее поверхность катания колесной пары (а по сути ось колесной пары) и ось втулки триангуля, через которую передается тормозное усилие на колодку. В реальной конструкции рычажно-механической передачи вагона эта связь осуществляется посредством тяг, рычагов и регулятора. Исходя из того, что это звено в реальности устанавливается регулятором автоматически, в рассматриваемой схеме (рисунок 1) необходимо иметь лишь номинальное значение параметра и допуск на него, соответствующие параметрам исходного – зазора между колодкой и поверхностью колеса.

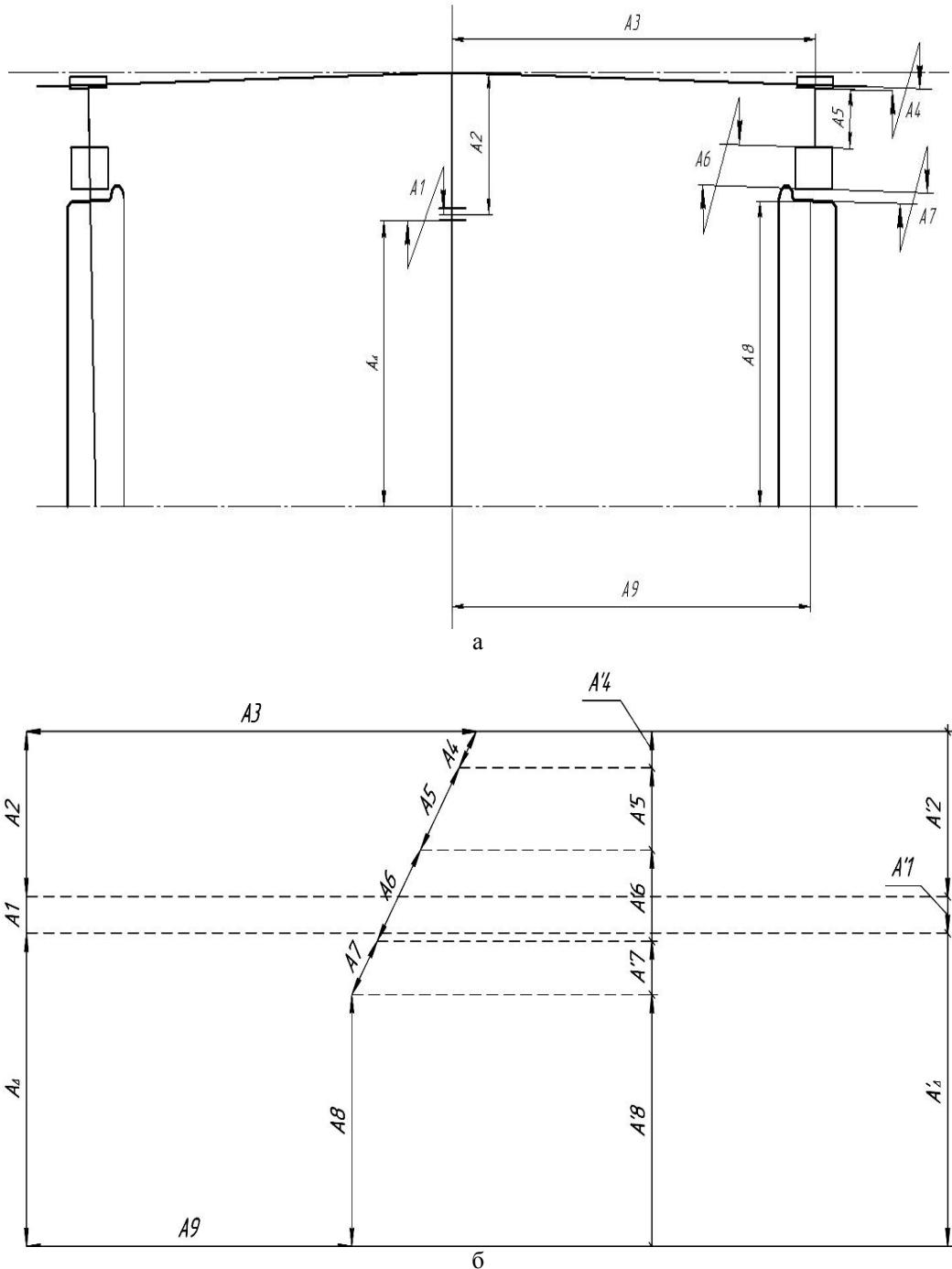


Рисунок 1 – Схемы триангуля в сборе, его плоской (а) и линейной (б) размерных цепей, где замыкающим звеном является расстояние от оси колесной пары до втулки триангуля

Подвижной состав железных дорог

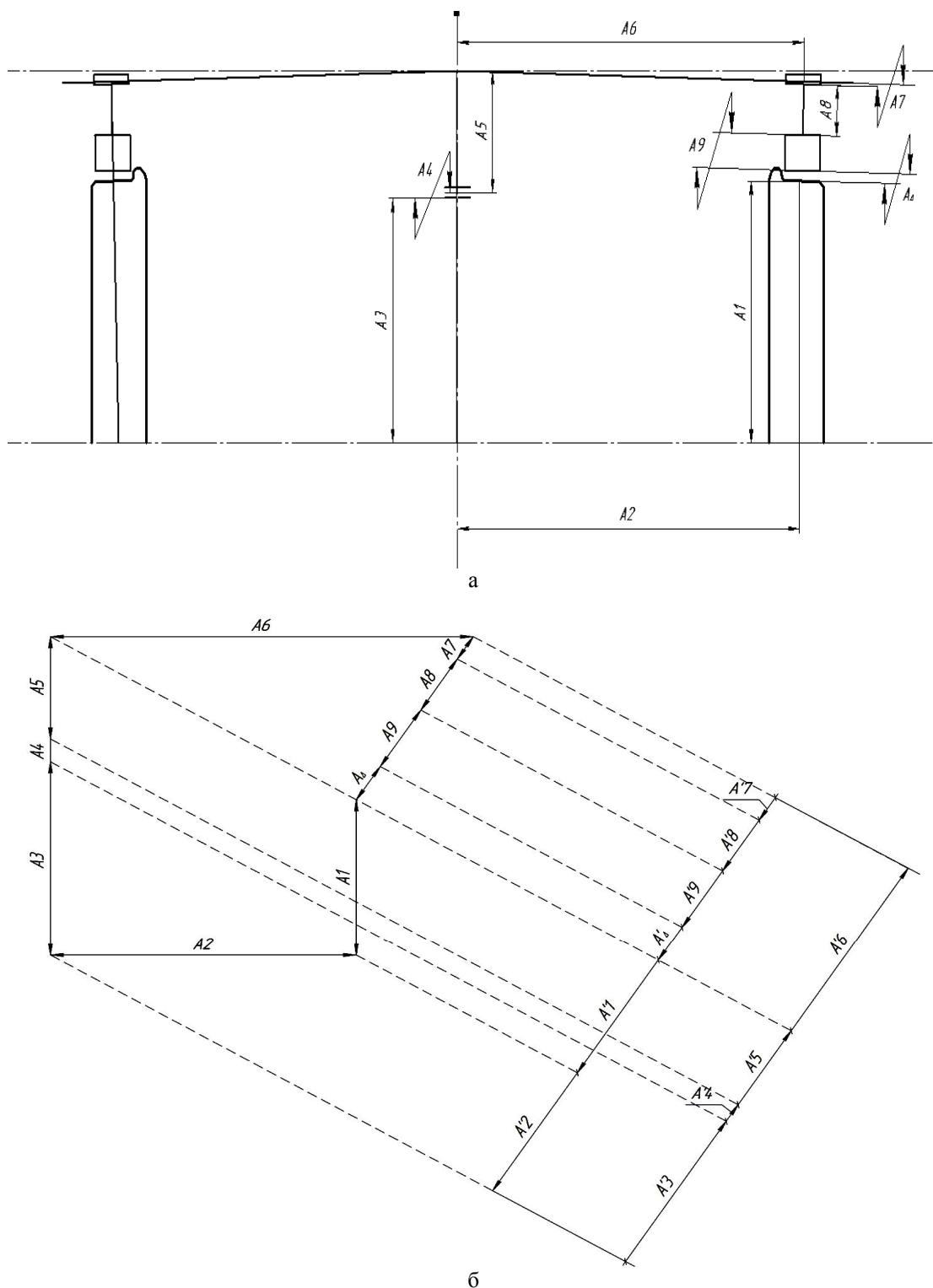


Рисунок 2 – Схемы триангуля в сборе, его плоской (а) и линейной (б) размерных цепей,
где замыкающим звеном является зазор между тормозной колодкой и колесом

Таким образом, уравнение размерной цепи для определения номинального размера расстояния между осью втулки триангуля и осью колесной пары (в этот момент замыкающее звено) в соответствии с уравнением (1) примет вид:

$$A_{\Delta} = \left(\frac{A_4}{\cos 1^{\circ}43'} + \frac{A_5}{\cos 1^{\circ}43'} + \frac{A_6}{\cos 1^{\circ}43'} + \frac{A_7}{\cos 1^{\circ}43'} + A_8 \right) - (A_1 + A_2); \quad (4)$$

$$A_{\Delta} = \left(0 + \frac{93}{0,9997} + \frac{65}{0,9997} + \frac{6}{0,9997} + 478,5 \right) - (0 + 224) = 418,5 \text{ мм.}$$

Подвижной состав железных дорог

Далее рассмотрим размерную цепь, представленную на рисунке 2. На ней в качестве замыкающего звена возьмем зазор между колодкой и поверхностью катания колеса.

Определяем номинальные значения и допускаемые отклонения составляющих звеньев размерной цепи, обеспечивающие, в соответствии со служебным назначением рычажно-тормозной системы, зазор между тормозной колодкой и поверхностью катания колеса.

Предельные отклонения зазора: верхнее – $\Delta_{\text{в}}=2$ мм, нижнее – $\Delta_{\text{н}}=-1$ мм. Определяем допуск замыкающего звена по следующей зависимости в соответствии с указаниями в работе [2]:

$$T_{\Delta} = \Delta_{\text{в}} - \Delta_{\text{н}}. \quad (5)$$

После подстановки численных значений в формулу (5) получим:

$$T_{\Delta} = 2 - (-1) = 3 \text{ мм.}$$

Выявляем размерную цепь и составляем ее схему. Проектируем составляющие звенья на направление замыкающего звена (см. рисунок 1) и, пользуясь правилом обхода по контуру, определяем, что увеличивающими являются звенья A_3, A_4, A_5 и A_6 . Остальные звенья – уменьшающие.

Составляем уравнение размерной цепи в соответствии с поставленной задачей:

$$\begin{aligned} A_{\Delta} = & (A_3 \cos 1^\circ 43' + A_4 \cos 1^\circ 43' + A_5 \cos 1^\circ 43' + A_6 \sin 1^\circ 43') - \\ & - (A_7 + A_8 + A_9 + A_1 \cos 1^\circ 43' + A_2 \sin 1^\circ 43'). \end{aligned} \quad (6)$$

В приведенном уравнении угол β имеет номинальное значение, определенное в соответствии с приведенным на чертеже уклоном.

Номинальные значения размеров деталей, входящих в размерную цепь, мм: $A_1 = 478,5$; $A_2 = 790$; $A_3 = 418$; $A_4 = 0$; $A_5 = 224$; $A_6 = 798,5$; $A_7 = 0$; $A_8 = 93$; $A_9 = 65$;

Численное значение номинального размера замыкающего звена, мм:

$$\begin{aligned} A_{\Delta_{\text{п}}} = & (418 \cos 1^\circ 43' + 0 + 224 \cos 1^\circ 43' + 798,5 \sin 1^\circ 43') - \\ & - (0 + 93 + 65 + 478,5 \cos 1^\circ 43' + 790 \sin 1^\circ 43') = 5,73 \approx 6. \end{aligned}$$

Далее проверяем правильность назначения номинальных значений по формуле:

$$A_{\Delta_{\text{п}}} \leq A_{\Delta}. \quad (7)$$

Поскольку условие (7) выполняется ($6 = 6$), то цепь по номинальным значениям согласована.

Далее определяем допуски составляющих звеньев по способу равного квалитета. По этому методу на все составляющие звенья назначают допуски одного квалитета. Необходимый квалитет определяют по допуску замыкающего звена, числу составляющих звеньев и их номинальным значениям [3].

В основу метода равного квалитета положена функциональная зависимость допуска от номинального значения звена. Метод применяется для расчета многозвенных линейных размерных цепей.

Допуски на некоторые составляющие звенья известны заранее. Так, в расчетную схему могут входить размеры стандартизованных или нормализованных изделий, допуски на которые для данной схемы являются заданными [2].

Допуски стандартизованных звеньев определяем по зависимости (5):

$$T_1 = 1 - 0 = 1 \text{ мм.}$$

Для остальных звеньев единицы допуска равны, мм: $i_2 = 3,89$; $i_3 = 3,89$; $i_4 = 0$; $i_5 = 2,89$; $i_6 = 3,89$; $i_7 = 0$; $i_8 = 2,17$; $i_9 = 1,86$.

Значения единиц допуска приведены в источнике [2] и зависят от интервала размеров, в который попадает номинальное значение звена размерной цепи.

Число единиц допуска составляющих звеньев определяем по формуле:

Подвижной состав железных дорог

$$a = (T_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n_c} T_{ic}) / \sum_{i=1}^n l_i. \quad (8)$$

После подстановки численных значений в формулу (8) получаем:

$$a = (3000 - 1000) / (3,89 + 3,89 + 0 + 2,89 + 3,89 + 0 + 2,17 + 1,86) = 185.$$

Находим ближайшее значение числа единиц допуска составляющих звеньев по справочным данным [2]: $a = 160$, ему соответствует квалитет точности составляющих звеньев IT12. Для 12-го квалитета и заданных номинальных значений составляющих звеньев находим их допуски [2], мкм: $TA_2 = 800$; $TA_3 = 630$; $TA_4 = 0$; $TA_5 = 460$; $TA_6 = 800$; $TA_7 = 0$; $TA_8 = 350$; $TA_9 = 300$.

Определяем расчетное значение допуска замыкающего звена по формуле (3): $T_{\Delta_p} = 1000 \cos 1^\circ 43' + 800 \sin 1^\circ 43' + 600 \cos 1^\circ 43' + 0 + 460 \cos 1^\circ 43' + 800 \sin 1^\circ 43' + 0 + 350 + 300 = 2780$ мкм.

Так как $T_{\Delta_p} \neq T_{\Delta}$, то цепь по допускам не согласована, т. е. левая и правая части уравнения не равны. Рассогласование $r_t = 3000 - 2780 = 220$ мкм. В качестве увязочных примем звенья A_2 и A_6 . Ввиду их одинаковых номинальных значений и технологической сложности обеспечения разделим рассогласование r_t между ними поровну.

Увязочным звеном размерной цепи называют звено, при изменении параметров которого согласуются (увязываются) номинальные значения, координаты середины полей допусков и допуски составляющих звеньев цепи с соответствующими параметрами замыкающего звена. Увязочным обычно назначают наименее ответственное из составляющих звеньев.

После расчетов получим: $TA_2 = TA_6 = 800 + 0,5 \cdot 220 = 910$ мкм.

Изложенная методика позволяет назначить предельные отклонения составляющих звеньев размерной цепи: $A_1 = 478,5^{+1}$; $A_2 = 478,5 \pm 0,5$; $A_3 = 418 \pm 0$; $A_4 = 0$; $A_5 = 224 \pm 0,23$; $A_6 = 798,5 \pm 0,5$; $A_7 = 0$; $A_8 = 478,5^{+0,35}$; $A_9 = 65^{+0,3}$.

Так как на угол β задан допуск $3'$, т. е. $\beta = 1^\circ 43' \pm 3'$, или $T\beta^\circ = 0,1^\circ$, то значение допусков составляющих звеньев увеличится на величину $T\Delta'$, которая рассчитывается по формуле:

$$T'_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_{\beta}}{57} A_i \sin \beta_i. \quad (9)$$

После преобразований формула (9) примет вид:

$$T'_{\Delta} = \frac{\delta_{\beta}}{57} (A_1 \cdot \sin 1^\circ 43' + A_2 \cdot \cos 1^\circ 43' + A_3 \cdot \sin 1^\circ 43' + \\ + A_4 \cdot \sin 1^\circ 43' + A_5 \cdot \sin 1^\circ 43' + A_6 \cdot \cos 1^\circ 43' + A_7 + A_8 + A_9). \quad (10)$$

Подставив значения составляющих звеньев цепи в уравнение (10), получим:

$$T'_{\Delta} = \frac{0,1}{57} (478,5 \cdot 0,025 + 490 \cdot 0,9997 + 418 \cdot 0,025 +$$

$$+ 0 + 224 \cdot 0,025 + 798,5 \cdot 0,9997 + 0 + 93 + 65) = 2,58 \text{ мм.}$$

Анализ полученных результатов показывает, что для обеспечения точности замыкающего звена размерной цепи A_4 необходимо выдержать точность составляющих звеньев размерной цепи в пределах расчетных значений.

При расчете размерных цепей рассматривался идеальный случай, т. е. номинальные значения и допуски на размеры A_4 и A_7 были приняты равными нулю. Однако в процессе работы происходит износ сопрягаемых деталей в системе «триангуль – башмак», а следовательно, и у размеров A_4 и A_7 номинальные значения будут отличаться от нуля. Износ в сопряжениях размерной цепи приведет к изменению замыкающего звена в эксплуатации. При этом возможны два случая:

Подвижной состав железных дорог

если A_{Δ} будет находиться в пределах допустимых значений, то задача восстановления износа является малозначимой;

если A_{Δ} будет изменяться в недопустимых пределах и при этом работа авторегулятора будет неэффективной, так как он не сможет компенсировать эти отклонения, то актуально параметр A_{Δ} привести в соответствие с ТУ на восстановление сопряжений триангуля.

По собранным авторами статистическим данным за время эксплуатации окно башмака изнашивается на 1 – 2 мм, при этом цапфа триангуля изнашивается также на 1 – 2 мм. В результате суммарный износ составит 2 – 4 мм.

Подставим в уравнение (6) $A_7 = 2$ мм. Получим: $A_{\Delta} = 3,73$ мм. При $A_7 = 4$ мм $A_{\Delta} = 1,73$ мм. Таким образом, в обоих случаях A_{Δ} выходит за пределы допуска, а это приводит к нарушению условий нормальной работы тормозов.

Вследствие износа окна башмака он вместе с колодкой может перемещаться относительно триангуля, в результате чего колодка относительно колеса устанавливается так, как это показано на рисунке 3. При торможении колодка прилегает к поверхности колеса неравномерно, что приводит к ее работе с перекосом, к интенсификации износа и прочим нежелательным явлениям [4]. Износ окна башмака может привести к его свисанию, появлению дополнительной площадки износа и уменьшению эффективной площади сопряжения трения пары. В результате колодка при торможении будет изнашиваться более интенсивно, а ресурс работы колодки соответственно уменьшится.

Из сказанного следует, что изношенное окно башмака необходимо восстанавливать с использованием технологий, обеспечивающих надежную работу рассматриваемого сопряжения. Предусмотренная в руководящих документах технология предполагает электродуговую наплавку с последующей механической обработкой. Процесс наплавки особых затруднений не вызывает.



Рисунок 3 – Односторонний износ колодки

Проблемной становится размерная обработка наплавленной поверхности. Эта проблема связана с отсутствием явно выраженных технологических баз, необходимых для закрепления башмака с целью создания не только надежности фиксации на обрабатывающем оборудовании, но и обеспечения требуемой точности положения обработанной поверхности относи-

Подвижной состав железных дорог

тельно исполнительной, в данном случае поверхности, на которую крепится тормозная колодка. Если учесть, что обработка будет выполняться механизированно, например, фрезерованием концевой фрезой, то в качестве технологических баз будут использоваться свободные нерабочие поверхности башмака. Гарантировать восстановление размерных связей при этом невозможно. Можно использовать выверку положения башмака относительно предварительно восстановленной исполнительной поверхности. Это потребует совмещения в пространстве нескольких координат – как линейных, так и угловых. Добиться рентабельности обработки массовой детали при этом практически невозможно.

Возможен другой путь. У ремонтопригодного по основным параметрам башмака необходимо вначале восстановить окно. Для этого следует заварить (наплавить) износы окна, представляющие собой две канавки (от рёбер швеллера). Эту операцию можно выполнить либо штучным электродом вручную, либо сварочным полуавтоматом. Механическая обработка окна характеризуется трудностями, связанными с отсутствием для выполнения этой операции комплекта технологических баз. Эти трудности заключаются в том, что в качестве технологических баз для механической обработки чаще всего используются конструкторские, функциональные базы, а они в эксплуатации часто изнашиваются и повреждаются. Окно тормозного башмака является основной конструкторской базой, в процессе эксплуатации оно изнашивается. Это значит, что оно не может использоваться для восстановления рабочих поверхностей башмака.

При выборе технологических баз следует руководствоваться следующими положениями.

1. Если основные базы, являясь поверхностями соединения, изнашиваются в процессе эксплуатации и не могут служить технологическими, то в качестве последних можно использовать вспомогательные (центровые отверстия у валов и осей, плоскость и два отверстия у корпусных деталей и др.). В случае необходимости, если вспомогательные базы изношены или деформированы, их исправляют. Можно предусмотреть и создание новых вспомогательных (временных) баз.

2. В качестве технологической базы можно использовать и изношенные основные. Для этого наименее изношенную поверхность, связанную с основной базой прямым размером, используют в качестве промежуточной технологической, восстанавливают основную, а затем от основной обрабатывают остальные поверхности (используют при ремонте корпусов подшипников, ступиц, втулок, блоков и др.).

3. В случае невозможности использования баз, применяемых при изготовлении деталей, следует в качестве таких баз выбирать обработанные поверхности, которые связаны с восстанавливаемой поверхностью кратчайшими размерными цепями (оптимально – прямым без пересчета размером). При этом необходимо совмещение установочной и измерительной баз.

4. Все виды работ при восстановлении детали (наплавка, механическая обработка) необходимо проводить на постоянных базах.

С целью выполнения положений одного из принципов базирования – совмещения баз (конструкторских и технологических) – примем следующую последовательность работ:

завариваем образовавшиеся в эксплуатации канавки (износ) на поверхности окна башмака;

обрабатываем наплавленную поверхность с использованием в качестве установочной базы неизношенной поверхности окна.

Для полного комплекта не хватает лишь упорной базы. Таковой может служить торцевая поверхность окна с установкой ее на плавающую опору. Схема базирования типовая. Часто используется в машиностроении при обработке протяжкой [5] отверстий заготовок, имеющих необработанный торец.

Обработка окна тормозного башмака протяжкой позволит соотнести как минимум две его поверхности и использовать их как установочную и направляющую базы для восстановления рабочей поверхности башмака, на которую крепится тормозная колодка. Роль упорной будет играть торцевая поверхность. Используя тот же самый комплект технологических баз для вы-

Подвижной состав железных дорог

полнения еще одной операции – наращивания изношенных поверхностей, мы выполняем второй принцип базирования – принцип постоянства баз. Это практически гарантия обеспечения точности взаимного положения исполнительных поверхностей, а следовательно, и качества ремонта.

Список литературы

1. Смольянинов, П. В. Обоснование пути повышения надежности тормозной системы грузовых вагонов [Текст] / П. В. Смольянинов, В. С. Смольянинов, В. А. Четвергов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – № 1 (9). – С. 42 – 50.
2. Бондаренко, С. Г. Размерный анализ конструкций: Справочник [Текст] / С. Г. Бондаренко, О. Н. Чередников и др.– К.: Техніка, 1989. – 150 с.
3. Солонин, И. С. Расчет сборочных и технологических размерных цепей [Текст] / И. С. Солонин, С. И. Солонин.– М.: Машиностроение, 1980. 110 с.
4. Асадченко, В. Р. Автоматические тормоза подвижного состава: Учебное пособие [Текст] / В. Р. Асадченко. – М.: Маршрут. 2006. – 390 с.
5. Иноземцев, Г. Г. Проектирование металорежущих инструментов: Учебное пособие. [Текст] / Г. Г. Иноземцев. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.

УДК 621.01

А. П. Хоменко, С. В. Елисеев

ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СИСТЕМЫ С СОЧЛЕНЕНИЯМИ ЗВЕНЬЕВ. МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

В статье рассматриваются вопросы построения математических моделей для механических систем, в которых могут быть сформированы сочленения. Предлагается метод, основанный на выборе систем обобщенных координат относительного движения, соответствующих возможностям появления сочленения звеньев при «занулении» относительного движения или достижении предельных значений параметров звеньев. При этом число степеней свободы системы уменьшается.

Динамика современных машин, в том числе и транспортных, рассматривается на основе расчетных схем в виде механических колебательных систем, состоящих из инерционных, упругих и демпфирующих элементов. Конструктивные решения различаются формами амортизаторов, гасителей, демпферов, соединенных тем или иным образом между собой. Проблемы динамики приводов, силовых передач, защиты машин и их агрегатов, оборудования, аппаратуры, человека-оператора, рассматриваемые как задачи виброзащиты и виброизоляции, определяют внимание к характеру внешних воздействий и соответствующим подходам в выборе и расчете параметров систем, при которых достигается локальный или интегральный эффект снижения внешних воздействий и доведения их до необходимых норм. Большой вклад в развитие динамики машин и ее актуальных направлений внесли отечественные и зарубежные ученые: А. И. Лурье, И. И. Артоболевский, И. М. Бабаков, Н. И. Левитский, В. В. Болотин, К. В. Фролов, М. З. Коловский, Я. Г. Пановко, В. О. Кононенко, С. П. Тимошенко, В. Л. Вейц, Дж. Ден Гартог, S. Crendant и др. В современной динамике машин широко используются методы и средства теории автоматического управления, что позволяет современные виброзащитные системы приводить к виду специализированных систем автоматического управления динамическим состоянием объекта. Структура таких систем помимо традиционных элементов в виде пружин, устройств для рассеивания энергии колебаний, массоинерционных звеньев включает в свой состав сервоприводы, измерительные, преобразовательные и усилительные устройства. Исследования отечественных ученых определили достаточно развитые направле-

Подвижной состав железных дорог

ния в широком круге задач виброзащиты и виброизоляции машин, приборов и обеспечения безопасности работы машин и оборудования [1, 2]. В последние годы получают развитие подходы, связанные с расширением набора типовых элементов механических колебательных систем и разработки методов, позволяющих учитывать особенности формирования пространственных динамических взаимодействий. Это основано на изучении особенностей динамических свойств механических колебательных систем, имеющих в своей структуре рычажные звенья, шарнирные сочленения, устройства для преобразования движения [3, 4]. В этом направлении появился ряд работ, развивающих структурные методы в динамике управляемых систем. Несмотря на расширение исследований ряд вопросов пока не получил соответствующего развития, особенно в области транспортной динамики, для которой характерны сочленения, рычажные связи, представляющие собой устройства для преобразования движения. Исследования и разработка подходов, учитывающих еще не достаточно изученные особенности в задачах управления динамическим состоянием, можно отнести к числу актуальных направлений, имеющих значение для совершенствования и повышения эффективности методов проектирования и расчета виброзащитных систем широкого назначения, в том числе для подвижных транспортных средств.

Специфика конструктивно-технической реализации транспортных средств предопределяет разнообразие задач динамики, в которых большое внимание уделяется вопросам виброзащиты и виброизоляции объектов, вибродиагностике, разработке способов и средств обеспечения надежности эксплуатации машин, что можно рассматривать в рамках обобщенных подходов к оценке, изменению и управлению динамическим состоянием технических объектов [4]. Расчетные схемы наземного транспорта представляют собой, как правило, механические колебательные системы со многими степенями свободы, для которых характерно использование звеньев в виде твердых тел, образующих между собой сочленения в различных формах, в том числе через шарнирные соединения и рычажные связи. Часто такие задачи возникают при создании активных виброзащитных систем и управляемых систем подрессоривания [5]. В последние годы идеи построения активного управления колебаниями нашли применение в автомобильном и железнодорожном транспорте, строительно-дорожных машинах, технологических комплексах, что создает общую базу для развития современных направлений в динамике машин, мехатронике, вибродиагностике [6]. «Метрика» механических колебательных систем в оценке динамических свойств приводит к необходимости учета ряда факторов геометрической и динамической природы, что основано на детализированном рассмотрении сочленений твердых тел, участвующих в динамическом взаимодействии. Динамические связи в механических колебательных системах могут быть разнообразными и могут принимать формы колебательных структур различной сложности, механических цепей, в том числе плоских механизмов (рычажные, винтовые, зубчатые), что позволяет определить понятие «обобщенная пружина» [7]. Естественным развитием подходов в исследовании механических колебательных систем являются предложения о расширении типового набора элементов механических колебательных систем. Сочленение твердых тел характерно для машин, поскольку последние состоят из механизмов, а те, в свою очередь, представляют собой механические цепи, состоящие из твердых тел, соединенных кинематическими парами. В строении механических колебательных систем имеется определенная специфика, поскольку системы состоят из твердых тел или материальных точек, соединяемых пружинами и демпферами. При этом на физических формах самого соединения внимание к его деталям, как правило, не фиксируется, хотя вид самого соединения имеет значение. Надежная работа машин и механизмов в большинстве случаев обеспечивается удерживающими голономными связями. Если связи носят неудерживающий характер, то динамика взаимодействия соединенных тел будет иметь особый характер. Сочленение локализует место динамического взаимодействия, что требует разработки детализированной методики построения математических моделей, позволяющих определять те или иные параметры механических систем. Место расположения сочленения изменяет приведенные значения массоинерционных, упругих и других характеристик системы

Подвижной состав железных дорог

[8, 9]. На рисунке 1 показаны расчетные схемы, отражающие различные виды сочленения в колебательных движениях.

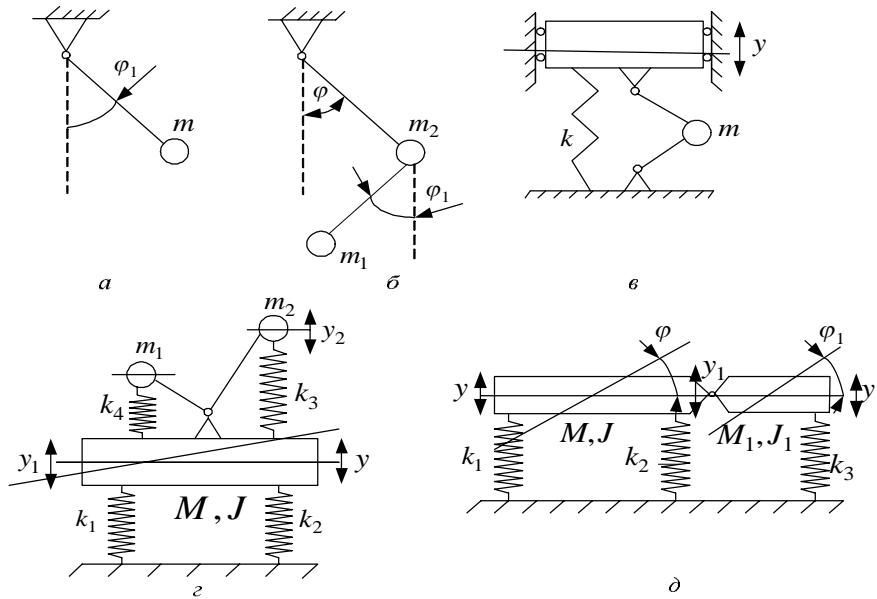


Рисунок 1 – Расчетные схемы механических колебательных систем с сочленениями:
а – стержень с массой; б – двойной маятник; в – система с устройством для преобразования движения;
г – Г-образный динамический гаситель колебаний; д – схема подвески

В конкретных задачах транспортной динамики связи вместе с массоинерционными элементами образуют механические колебательные системы: при этом линии действия сил могут не совпадать, образуя определенную «метрику» механической колебательной системы. В качестве соединяющего элемента, если иметь в виду его физический образ, выступают устройства, которые представляют собой рычаги. Другими словами, в механических колебательных системах могут присутствовать или проявляться рычажные взаимодействия, хотя при построении расчетных схем и соответствующих математических моделей упомянутые обстоятельства часто не детализируются и отдельно не рассматриваются. Сочленения могут принимать и более сложные виды, если взаимодействие двух звеньев формируется участием упругого или другого элемента, параметры которого принимают предельные значения.

Построение математических моделей систем с сочленениями имеет особенности и требует учета ряда факторов. В данной статье детализируются представления о соотношении приемов выделения элементарных звеньев и структурных преобразований в математических моделях виброзащитных систем, эквивалентных в динамическом отношении системам автоматического управления. В работах [9,10] приводится ряд примеров соединений элементов разного типа; показано, что, комбинируя между собой последовательные и параллельные соединения типовых элементов из набора первого уровня, можно получить передаточные функции типовых элементов второго и более высоких уровней. Отмечено, что функции всех типов элементов могут быть получены как частные случаи путем «зануления» соответствующих коэффициентов передаточной функции дополнительной связи общего вида:

$$W_{\text{доп}}(p) = \frac{a_0 + a_1 p + \dots + a_n p^n}{b_0 + b_1 p + \dots + b_m p^m}, \quad (1)$$

где m, n – целые числа ($n \leq m$); a_i, b_j – коэффициенты, определяемые конструктивными особенностями системы, $i = \overline{1, n}$, $j = \overline{1, m}$. Наращивание сложности, комбинационного построения

Подвижной состав железных дорог

приводит к понятию механической цепи, формирующейся из соединенных типовых элементарных звеньев на основе правил структурных преобразований. Различные варианты преобразования колебательных систем в системы с сочленениями представлены на рисунке 2, на котором показаны возможные точки соединений, превращающихся в сочленения, если при этом выполняются определенные условия. Так, при $k_0 \rightarrow \infty$ точки B_1 и B_2 (рисунок 2, а) могут формировать сочленение, а также A_1 и A_2 – при $k'_0 \rightarrow \infty$, C_1 и C_2 – при $k_2 \rightarrow \infty$. В случаях $k'_0 \rightarrow \infty$, $k_0 \rightarrow \infty$ и $k_2 \rightarrow \infty$ можно получить схему известного динамического гасителя колебаний. Вводя координаты относительного смещения для схемы на рисунке 3, $a, y_A = y_{A_1} - y_{A_2}$, при $y_A \rightarrow \infty$ можно получить схему, приведенную на рисунке 2, б, и т. д.

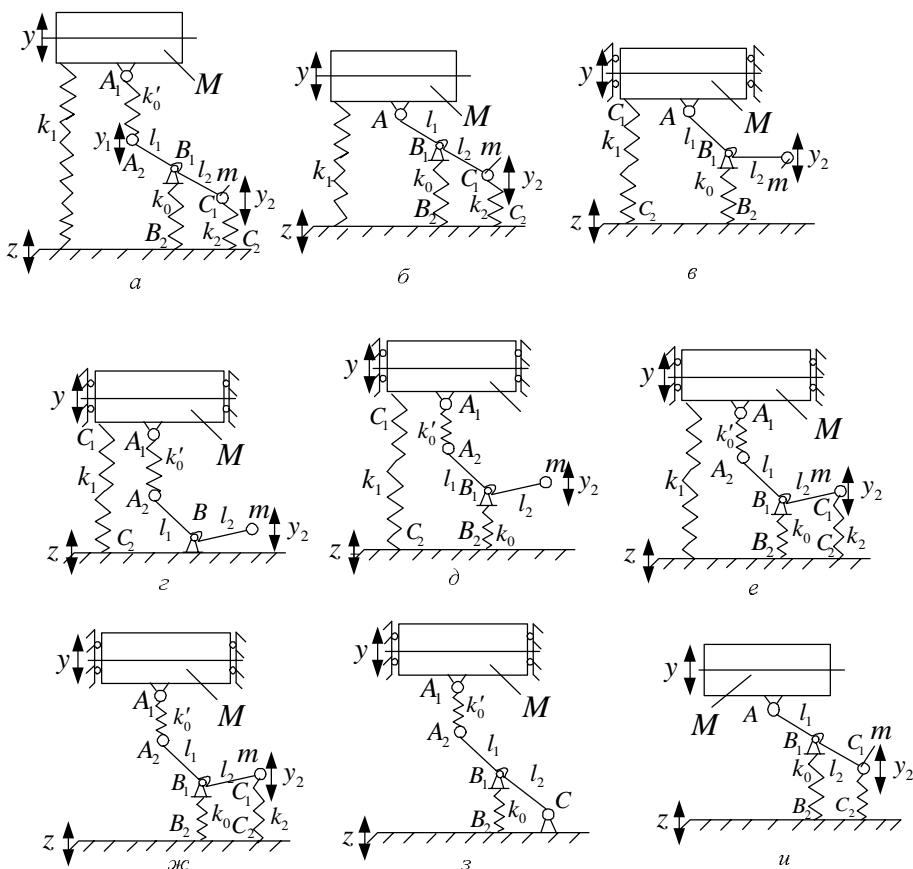


Рисунок 2 – Принципиальные схемы механических колебательных систем, в которых при $k_0 \rightarrow \infty$, $k'_0 \rightarrow \infty$ и $k_2 \rightarrow \infty$ могут возникнуть сочленения

Выбирая точки сочленения, можно получить достаточно большое число вариантов схем, среди которых присутствуют расчетные схемы многих известных расчетных схем виброзащитных систем. Рассмотрены балочные системы с двумя степенями свободы, в которых внимание обращено на возможности введения сочленений в выбранных точках путем их «слияния».

Дальнейшее развитие подходов для построения математических моделей виброзащитных систем с сочленениями связано с рассмотрением более сложных структур. Механические колебательные системы могут иметь сочленения различных типов, например, вращательные сочленения привносят в системы рычажные связи. Поскольку сочленения уменьшают число степеней свободы системы в целом, то достаточно рациональным приемом представляется первоначальное составление общей модели без ограничений движения, за исключением естественных связей с основанием. В этом случае математическая модель системы может быть

Подвижной состав железных дорог

представлена в виде системы обыкновенных неоднородных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами и может быть приведена к унифицированной форме [8]. При построении математических моделей систем с сочленениями используются различные системы обобщенных координат, главным образом такие, в которых координаты отражают относительное движение. Сочленение может быть реализовано также и по отношению к элементу, совершающему «абсолютное» движение. Введение сочленения означает исключение соответствующих столбцов и строк матрицы коэффициентов, включая и «исключения» соответствующей правой части уравнения. Физический смысл операции заключается в том, что сочленение, представленное разностью соответствующих координат, как бы исключается и в физическом смысле, так как вместе с переменной исключаются одновременно и коэффициенты матрицы, определяющие связи между убираемой парциальной системой и остальными. Правая часть уравнения, определяемого строкой, также исключается, поскольку физически «исчезает» точка приложения сил. Внешнее воздействие в этом случае «перераспределяется» соответствующим образом при выборе систем обобщенных координат, где необходимо соблюдать условия равенства виртуальных работ обобщенных сил в различных системах обобщенных координат. В работе [9] рассматривается ряд конкретных примеров использования предлагаемых процедур, а также примеры сочленений. Набор возможных сочленений может обеспечивать и более сложные формы взаимодействий, в том числе и на основе кинематических пар IV и III классов. На рисунке 3 представлена расчетная схема виброзащитной системы, в которой имеется два блока, наличие которых отражается контурами I и II. В основе блоков – твердое тело, обладающее массой и моментом инерции; в составе системы задействованы упругие элементы, предполагается, что смещение центра тяжести блока I не оказывает существенного влияния на динамику системы в целом, а силы сопротивления достаточно малы. Расчетная схема в виде колебательной системы с тремя степенями свободы (y, φ, y_0) может рассматриваться как фрагмент виброзащитной системы, в которой совместно работает блок I (контуры I на рисунке 3) и блок II (контуры II), состоящий из твердого тела, опирающегося на упругие опоры. Контуры I и II (см. рисунок 3) находятся во взаимодействии через упругий связывающий элемент k_{01} . В свою очередь твердое тело опирается не только на упругие опоры k_1 и k_2 , но и имеет упругую связь k_0 , линия действия которой проходит через центр тяжести балки в точке О. Развивая приведенные выше положения о сочленениях твердых тел как о соединениях твердых тел, принимающих форму вращательного шарнира, отметим, что, полагая жесткости k_{01} и k_0 достаточно большими, можно преобразовать расчетную схему на рисунке 3 в расчетную схему, представленную на рисунке 4. При наличии двух сочленений (см. рисунок 4) уравнение движения системы имеет вид:

$$\ddot{y}(m_1 + m_2 + m_2 i^2) + y(k + k_1 + k_2 i^2) = m_2(1+i)\ddot{z}_2 + z_2 k_2(1+i) + k_1 z_1 + k z - k_2 i z_3, \quad (2)$$

при $z_1 = z_2 = z_3; k_1 = 0; k_2 = 0$ может быть записана передаточная функция:

$$W(p) = \frac{\bar{y}(p)}{\bar{z}(p)} = \frac{m_2(1+i)ip^2 + k}{(m_1 + m + m_2 i^2)p^2 + k}, \quad (3)$$

где $p = j\omega$ – комплексная переменная ($j = \sqrt{-1}$). Аналогичные результаты могут быть получены как частный случай рассмотрения более общей схемы, что достигается соответствующим выбором координат y, x и y_{10} , представленной на рисунке 5, которая в более детализированном виде отражает расчетную схему на рисунке 3. В таблице 1 приведены коэффициенты дифференциальных уравнений движения системы, где $y_{10} = y_0 + z$, $x = y - y_1$.

Подвижной состав железных дорог

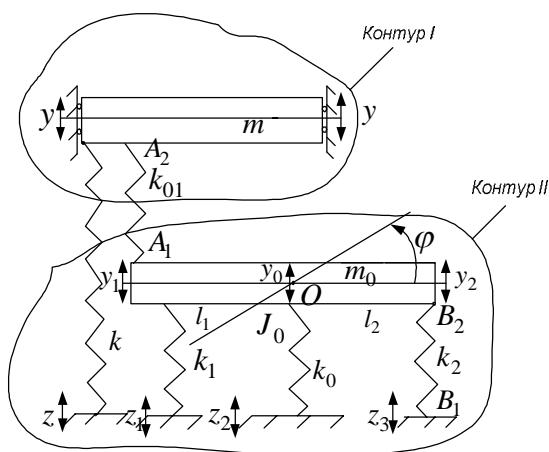


Рисунок 3 – Расчетная схема колебательной виброзащитной системы (ВЗС), имеющей два контура взаимодействия

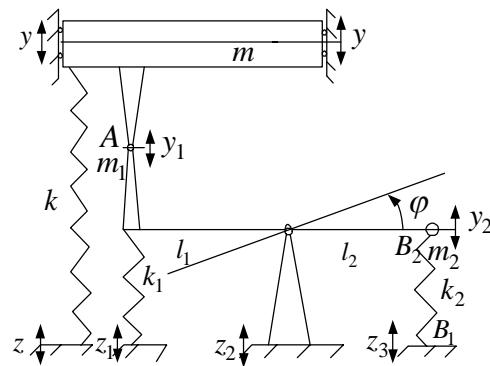


Рисунок 4 – Преобразованная расчетная схема, содержащая сочленения

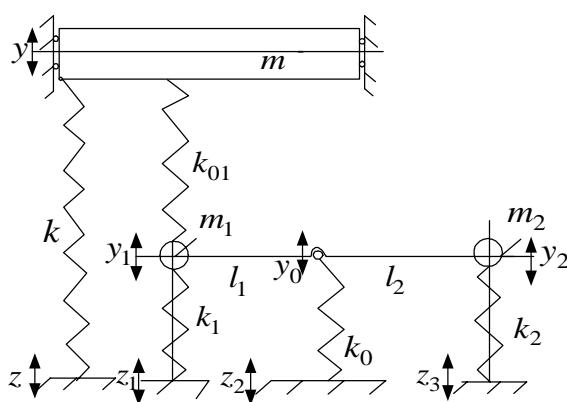


Рисунок 5 – Расчетная схема виброзащитной системы, представленная на рисунке 3, но с разнесенными массами m_1 и m_2 , где $y_{10} = y_0 + z$, $x = y - y_1$

Таблица 1 – Значения коэффициентов уравнений движения в координатах y , x и y_{10}

a_{11}	a_{12}	a_{13}
$(m_1 + m + m_2 i^2)p^2 + k + k_1 + k_2 i^2$	$(-m_1 - m_2 i^2)p^2 - k_1 - k_2 i^2$	$-m_2 i a_0 p^2 - k_2 a_0 i$
a_{21}	a_{22}	a_{23}
$(-m_1 - m_2 i^2)p^2 - k_1 - k_2 i^2$	$(m_1 + m_2 i^2)p^2 + k_1 + k_0 + k_2 i^2$	$m_2 i a_0 p^2 + k_2 a_0 i$
a_{31}	a_{32}	a_{33}
$-m_2 i a_0 p^2 - k_2 a_0 i$	$m_2 i a_0 p^2 + k_2 a_0 i$	$m_2 a_0^2 p^2 + k_2 a_0^2 + k_0$

Обобщенные силы в данном случае имеют вид: $Q_y = m_2 a_0 \ddot{z}_2 + kz + k_1 z_1 + k_2 z_0 i$, $Q_x = -a_0 i m_2 \dot{z}_2 - k_1 z_1 - k_2 i z_0$, $Q_{y_{10}} = -m_2 a_0^2 \ddot{z}_2 - k_2 a_0 z_0$. Исключая из матрицы столбцы и строки по координатам x и y_{10} , можно получить уравнение движения для системы с координатой y , совпадающее с выражением (5). В работе [8] приводятся результаты построения математических моделей для цепной механической системы с тремя степенями свободы (двуухкаскадная виброзащитная система) в сравнительном сопоставлении видов возможных сочленений и соответствующих математических моделей и предлагается расширение известной теоремы о наложении упругих связей в линейных механических колебательных системах с несколькими степенями свободы. Формирование сочленений рассматривается как наложение упругих связей при увеличении жесткости до бесконечности. Выбор соответствующих систем координат, определяющих пары сочленяемых точек двух звеньев, позволяет трансформировать исходные

Подвижной состав железных дорог

матрицы коэффициентов уравнения движения и при занулении координат столбцов и соответствующих строк матриц получать из оставшейся части систему уравнений движения, учитывающих вводимые сочленения. Внимание к сочленениям позволяет ввести в рассмотрение нетрадиционные формы устройств динамического гашения колебаний. Рассматривается гаситель колебаний в составе виброзащитной системы при кинематическом возмущении объекта со стороны основания, а также в вариантах введения в структуру дополнительных связей в виде устройств для преобразования движения.

Сочленения характерны для виброзащитных систем и транспортных подвесок в частности. В качестве исходной может быть выбрана расчетная схема, представленная на рисунке 6. Такая схема допускает формирование сочленений в точках A и B , которые могут быть конструктивно реализованы через вращательные шарниры. Вместе с тем формирование шарнира (назовем его виртуальным) может осуществляться и при увеличении жесткости упругих элементов k'_1 , k'_2 и k_{01} до предельных больших значений. Упрощенная расчетная схема подвески представлена на рисунке 7 и позволяет получить достаточно простые математические модели для оценки динамических свойств подвески.

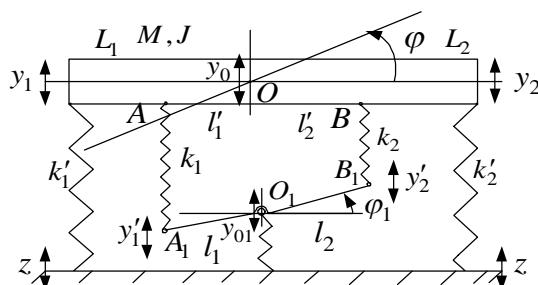


Рисунок 6 – Расчетная схема подвески прицепа

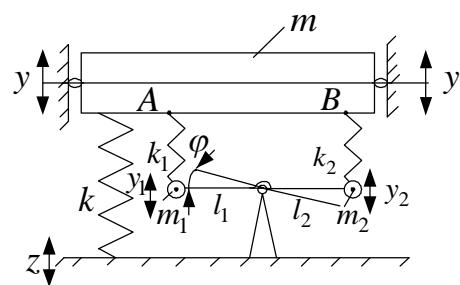


Рисунок 7 – Упрощенная расчетная схема подвески прицепа

Коэффициенты дифференциальных уравнений системы в координатах y, φ представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения коэффициентов уравнений в координатах y, φ

a_{11}	a_{21}
$mp^2 + k + k_1 + k_2$	$-k_1l_1 - k_2l_2$
a_{21}	a_{22}
$-k_1l_1 - k_2l_2$	$(m_1l_1^2 + m_2l_2^2)p^2 + k_1l_1^2 + k_2l_2^2$
$Q_y = z(k + k_1 + k_2)$	$Q_\varphi = z[(m_2l_2 - m_1l_1)p^2 + k_1l_1 - k_2l_2]$

Примечание. Q_y, Q_φ – обобщенные силы.

Дальнейшее упрощение системы, приведенной на рисунке 7, связано с формированием шарнира в точке A . Передаточная функция для системы на рисунке 7 имеет вид:

$$W(p) = \frac{y}{z} = \frac{m_2i(1+i)(1+a)p^2 + k + k_2a_0(1+i)}{[m + m + m_2i(1+a)^2]p^2 + k + k_2a_0^2}, \quad (4)$$

где $a = \frac{l_2}{l_1 + l_2}$, $a_0 = 1 + i(1 + a)$. На рисунке 8 представлены семейства амплитудно-частотных

характеристик, соответствующих схеме с сочленением. Система обладает режимом динамического гашения

$$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k + k_2a_0(1+i)}{m_2i(1+i)(1+a)}, \quad (5)$$

Подвижной состав железных дорог

имеет частоту собственных колебаний

$$\omega_{\text{соб}}^2 = \frac{k + k_2 a^2}{m + m_1 + m_2 i(1+a)^2}. \quad (6)$$

На высоких частотах система «запирается», а передаточная функция принимает постоянное значение:

$$|W(p)|_{p \rightarrow \infty} = \frac{m_2 i(1+i)(1+a)}{m + m_1 + m_2 t^2 (1+a)^2}. \quad (7)$$

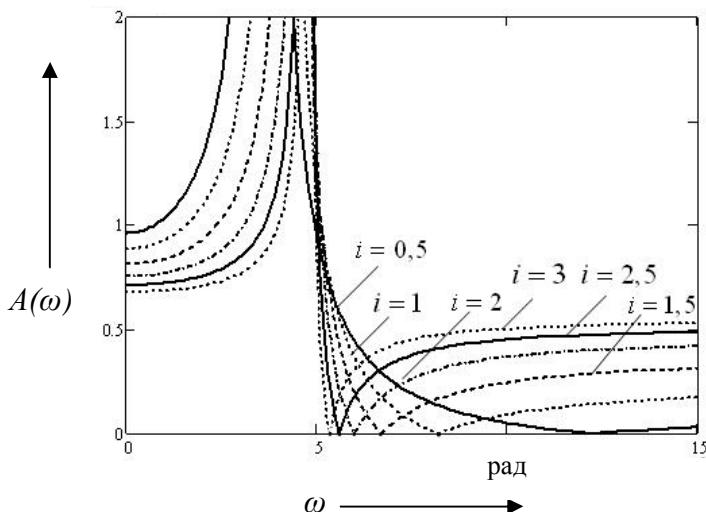


Рисунок 8 – Семейство амплитудно-частотных характеристик при различных параметрах рычажных связей

Расчетная схема лабораторного макета подвески представлена на рисунке 9. Примеры амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), построенных с помощью пакета прикладных программ Mathcad 11, приведены на рисунках 10 – 12, где показаны значения параметров и констант.

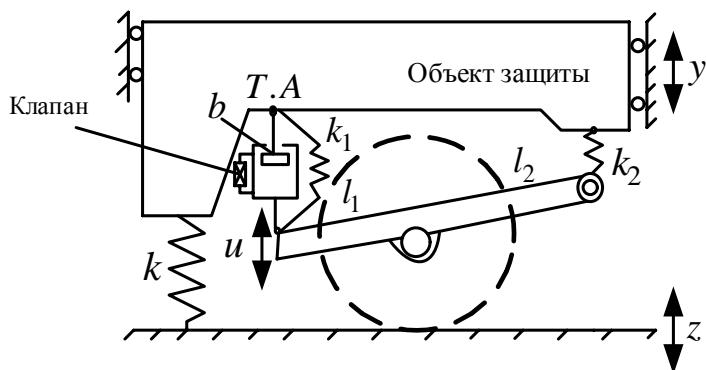


Рисунок 9 – Схема лабораторного макета одноосного прицепа

Из анализа частотных характеристик следует, что величина безразмерного коэффициента демпфирования ε может иметь одну или две существенно различных резонансных частоты (рисунок 10) при постоянной массе рычажного механизма. Такие изменения вполне объяснимы свойством механической системы к образованию сочленений при увеличении жесткости упругого элемента или сил сопротивления. В данном случае это осуществляется демпфером, коэффициент влияния которого увеличивается, что приводит к формированию шарнира в точке A , а система в целом приобретает свойства системы с одной степенью свободы (см. рисунок 11). Увеличение массы рычажного механизма влияет на свойства системы, изменяя ее воз-

Подвижной состав железных дорог

можности перераспределения энергии между парциальными системами (см. рисунок 11). Уменьшение жесткости k_2 при одновременном увеличении демпфирования с ростом частоты внешнего воздействия по существу определяет превращение АЧХ двухмассовой системы в одномассовую. Таким образом, характер изменения АЧХ системы при выборе пределов изменения параметров сопровождается проявлением некоторых присущих механическим колебательным системам свойств самоорганизации движения. Последнее связано с формированием сочленений, которые по существу меняют структуру системы, а это влечет за собой соответствующее изменение ее динамических свойств. Обработка осциллограммы колебаний контрольных точек и спектральных плотностей процессов ускорения объекта защиты показала, что экспериментальные кривые в целом подтверждают проявление особенностей динамических свойств систем с сочленениями с одной степенью свободы, характерных для систем с рычажными связями. Значения рассчитанных авторами величин «запирания» системы дают совпадение в пределах 10 %. Совпадение по частотам резонансных явлений составляет 10 – 12 %; отклонения по амплитудам колебаний более значительны, что связано с проявлением неучтенных факторов и нелинейностей.

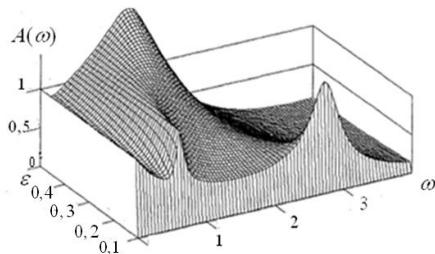


Рисунок 10 – Влияние коэффициента демпфирования ϵ на амплитуду установившихся колебаний в зависимости от частоты возмущения

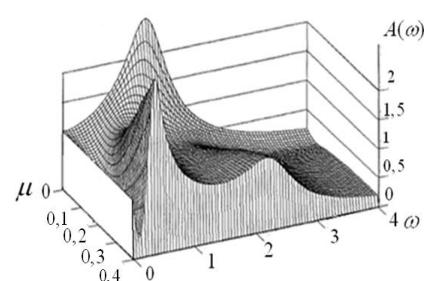


Рисунок 11 – Влияние отношения расчетной массы рычага к массе объекта защиты μ на амплитуду установившихся колебаний в зависимости от частоты возмущения

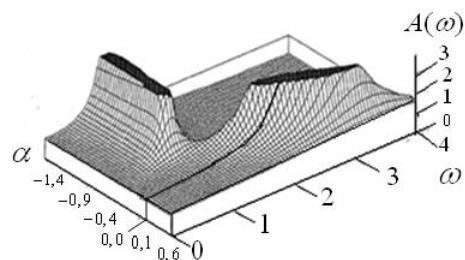


Рисунок 12 – Влияние отношения плеч рычага α на амплитуду установившихся колебаний в зависимости от частоты возмущения

Таким образом, сочленения в динамике виброзащитных систем играют существенную роль и могут быть реализованы в различных формах, в том числе и через кинематические пары или шарниры, что характерно для рычажных связей. Метод построения математических моделей основан на использовании определенным образом выбранной системой обобщенных координат, отражающих необходимые относительные движения, в отношении которых предполагаются сочленения. Основой для проведения формализованных процедур является матрица коэффициентов унифицированной системы дифференциальных уравнений виброзащитной системы. Введение сочленений существенным образом изменяет динамические свойства систем и привносит в систему ряд характерных динамических особенностей.

Список литературы

1. 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.

Подвижной состав железных дорог

2. Елисеев, С. В. Рычажные связи в задачах динамики колебательных систем. Теоретические аспекты [Текст] / С. В. Елисеев, С. В. Белокобыльский, Р. Ю. Упрырь, В. Е. Гозбенко; Иркутский гос. ун-т путей сообщения – Иркутск, – 2009. – 159 с. – Деп. в ВИНИТИ 27.11.09, №737-В 2009.
3. Елисеев, С. В. Динамический синтез в задачах построения систем защиты человека-оператора транспортных средств [Текст] / С. В. Елисеев, А. П. Хоменко, А. С. Логунов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2009. – № 4(24). – С. 64 – 75.
4. Елисеев, С. В. Мехатроника виброзащитных систем. Элементы теории [Текст] / С. В. Елисеев, Ю. Н. Резник, Р. Ю. Упрырь, В. Е. Гозбенко, И. В. Фомина; Иркутский гос. ун-т путей сообщения – Иркутск, 2009. – 128 с. – Деп. в ВИНИТИ 27.11.09, №738-В 2009.
5. Хоменко, А. П. Динамика и управление в задачах виброзащиты и виброизоляции подвижных объектов [Текст] / А. П. Хоменко / Иркутский гос. ун-т. – Иркутск, 2000. – 293 с.
6. Елисеев, С. В. Новые подходы в теории колебаний. Задачи управления динамическим состоянием колебательных систем на основе введения дополнительных связей [Текст] / С. В. Елисеев // Винеровские чтения: Материалы IV всерос. науч.-практ. конф. / Иркутский гос. техн. ун-т. – Иркутск, 2009. – С. 46 – 60.
7. Елисеев, С. В. Обобщенная пружина в задачах машин и оборудования [Текст] / С. В. Елисеев, С. В. Белокобыльский, Р. Ю. Упрырь // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво)/ Полтавський наці. техн. уні-ет ім. Ю. Кондратюка. – Полтава.– 2009. – Т. 1. – № 3(25). – С. 79 – 89.
8. Елисеев, С. В. Возможности сочленения твердых тел в цепных механических системах [Текст] / С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко, И. В. Фомина // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2010. – № 3 (27). – С. 146 – 153.
9. Елисеев, С. В. Динамические свойства виброзащитных систем. Предельные состояния [Текст] / С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2010.– № 4 (28). – С. 24 – 31.
10. Елисеев, С. В. Упругие элементы с отрицательной жесткостью. Возможности физической реализации [Текст] / С. В. Елисеев, А. В. Димов // Вестник Белорусского гос. трансп. ун-та. Наука и транспорт. – 2010. – № 2. – С. 119 – 124.

УДК 621.914.7

Ф. В. Чегодаев

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ ПРОДОРОЖЕЧНОГО СТАНКА

Рассматривается замкнутая система автоматического управления поворотом якоря тягового двигателя при ремонте коллектора путем фрезерования межламельного промежутка. Рассчитываются численные параметры элементов системы и выводится ее математическая модель в виде структурной схемы. Приводятся результаты моделирования в приложении Simulink.

Наиболее приемлемым методом обработки межламельного промежутка коллектора тягового двигателя является фрезерование дисковой фрезой. При этом вся система управления должна содержать минимум три привода: самого шпинделя, привод перемещения фрезы вдоль паза и привод позиционирования фрезы относительно межламельного промежутка. К последнему предъявляются наиболее высокие требования по точности, и все варианты реализации установок по ремонту коллекторов так или иначе связаны с проблемой обеспечения точности ввода фрезы в межламельный промежуток. В статье [1] обосновывается выбор в пользу замкнутой системы управления, имеющей преимущества по сравнению с механическими фиксаторами коллектора, а также различными вариантами делительных устройств [2]. Для исключения люфта в силовой части привода применена фрикционная передача непосредственно на барабан якоря через обрезиненный приводной ролик. Кроме того, что такое решение обеспече-

Подвижной состав железных дорог

чиваеет отсутствие люфта, оно позволяет улучшить динамические свойства всей системы благодаря демпфирующим свойствам из-за потерь на деформацию передачи такого типа.

Функциональная схема системы поворотом якоря приведена на рисунке 1. Для анализа работы системы необходимы конкретные численные параметры ее составляющих: передаточного числа всей кинематической цепи, параметров исполнительного двигателя, а также моментов сопротивления в кинематической цепи, к которым относятся моменты сухого и вязкого трения. На данном этапе возможна лишь грубая оценка этих параметров, варьирующихся в очень широких пределах. Момент сухого трения в опорных роликах, на которые установлен якорь, можно оценить по моменту трогания под действием силы, касательной к поверхности барабана якоря. Момент вязкого трения в данном случае обусловлен потерями на деформацию резины и других элементов. В строгой постановке расчет модуля потерь на деформацию всей кинематической цепи является задачей исключительной сложности. В этих случаях наиболее приемлемыми методами оценки являются математическое моделирование и экспериментальные исследования замкнутой системы.

Исполнительный двигатель через понижающий шестеренчатый редуктор приводит во вращение ролик, который непосредственно соприкасается с поверхностью барабана якоря. Датчик положения расположен на расстоянии примерно в 1 мм над поверхностью коллектора. Он вырабатывает сигнал, знак и уровень которого зависят от положения межламельного промежутка. Блок управления вырабатывает сигнал управления исполнительным двигателем, который поворачивает барабан до совпадения положений датчика и межламельного промежутка. Имеем классическую замкнутую позиционную систему, блок-схема которой приведена на рисунке 2. Целью настоящей работы является оценка количественных параметров качества регулирования на основе математической модели реальной системы для поворота якоря тягового двигателя, рассмотренной автором в статье [1].

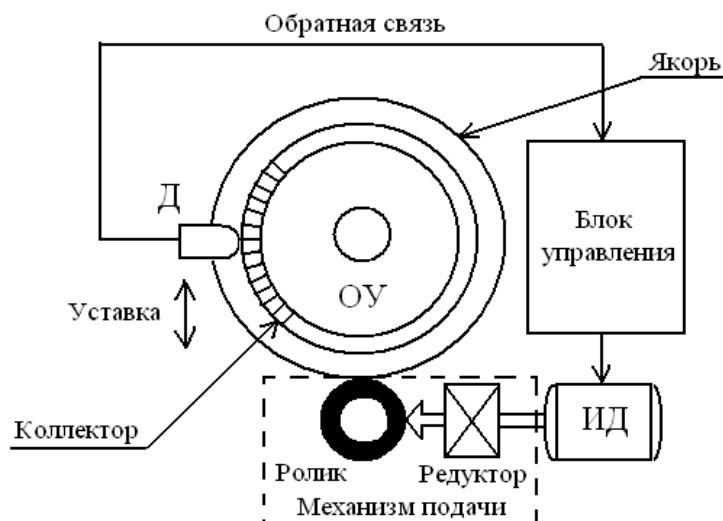


Рисунок 1 – Функциональная схема системы управления поворотом якоря

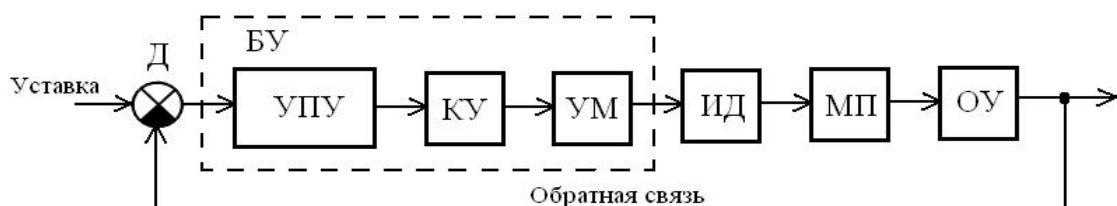


Рисунок 2 – Блок-схема замкнутой системы: Д – датчик; БУ – блок управления; УПУ – усилиительно-преобразующее устройство; КУ – корректирующее устройство; УМ – усилитель мощности; ИД – исполнительный двигатель; МП – механическая передача; ОУ – объект управления

Основным звеном системы является исполнительный двигатель. Его мощность должна быть достаточна для преодоления моментов сопротивления со стороны барабана якоря. При

Подвижной состав железных дорог

относительно медленном вращении эта мощность, несмотря на кажущееся необходимое большое значение из-за большой массы якоря, в действительности оказывается очень небольшой. Опытным путем установлено, что для поворота барабана требуется касательная сила $F = 3 - 5$ кг. Возьмем ее равной 50 н. Полный цикл обработки одного паза включает в себя рабочий ход, при котором производится фрезерование, и холостые переходы: подъем фрезы, обратный ход над коллектором и опускание перед следующим заходом в паз. Поворот барабана осуществляется во время холостых переходов примерно за 1 с. При числе пластин 525 легко подсчитать, что угловая скорость вращения барабана, являющегося нагрузкой системы, $\Omega_n = 2\pi/525 = 0,012$ рад/с, а требуемая механическая мощность при радиусе барабана $r = 0,37$ м : $P = Fr\cdot\omega = 0,22$ Вт. То есть даже приблизительная оценка показывает, что мощность двигателя можно выбирать исходя не из энергетических параметров объекта управления, а из соображений доступности подходящего типоразмера маломощного исполнительного двигателя, например асинхронного с полым немагнитным ротором серии АДП -262 мощностью 9,5 Вт. Другие параметры двигателя, необходимые для получения его математической модели, имеются в его паспортных данных: напряжение управления – 125 В, пусковой момент – $1,65 \cdot 10^{-6}$ кг·м², скорость холостого хода – 2900 об/мин.

Механическая характеристика асинхронных машин с малым активным сопротивлением ротора имеет ярко выраженный нелинейный характер. Составление исходного уравнения производится с помощью схемы замещения, которая является достаточно сложной и используется для мощных машин с короткозамкнутой обмоткой типа «беличья клетка». Асинхронный двигатель с короткозамкнутым полым немагнитным ротором, особенно при фазовом управлении, имеет характеристики, близкие к линейным. Семейство линеаризованных механических характеристик имеет вид, приведенный на рисунке 3, а. Сигнал управления X_{upr} поступает с блока управления.

Электромагнитный момент, создаваемый двигателем $M_s(t)$, уравновешивается собственным моментом инерции якоря и моментом $M_d(t)$ со стороны входного вала редуктора, который является входным механическим воздействием на двигатель:

$$M_s(t) = J_d \varepsilon_d(t) + M_d(t), \quad (1)$$

где $\varepsilon_d(t) = \frac{d^2 Y_d}{dt^2}$ – угловое ускорение вала двигателя;

$Y_d(t)$ – скорость вала двигателя.

Пусковой момент можно считать пропорциональным сигналу управления:

$$M_n(t) = X_{upr}(t)k_m \quad (2)$$

где k_m – коэффициент момента.

Введем коэффициент скорости:

$$k_c = \frac{M_n(t)}{\Omega_{x,x}(t)} = \frac{M_n(t) - M_s(t)}{\Omega_d(t)}, \quad (3)$$

где $M_s(t)$ и $\Omega_d(t)$ – текущие значения электромагнитного момента двигателя и скорости;

$\Omega_{x,x}(t)$ – скорость холостого хода.

При условии линейности k_c является константой для данной машины. После подстановки в формулу (1) выражений для расчета электромагнитного и пускового моментов с учетом со-

Подвижной состав железных дорог

отношений (2) и (3) и перехода к преобразованиям по Лапласу операторное уравнение записывается так:

$$k_c s Y_d(s) = X_{\text{упр}}(s) k_m - J_d s^2 Y_d(s) - M_d(s). \quad (4)$$

Структурная схема, соответствующая уравнению (4), приведена на рисунке 3, б.

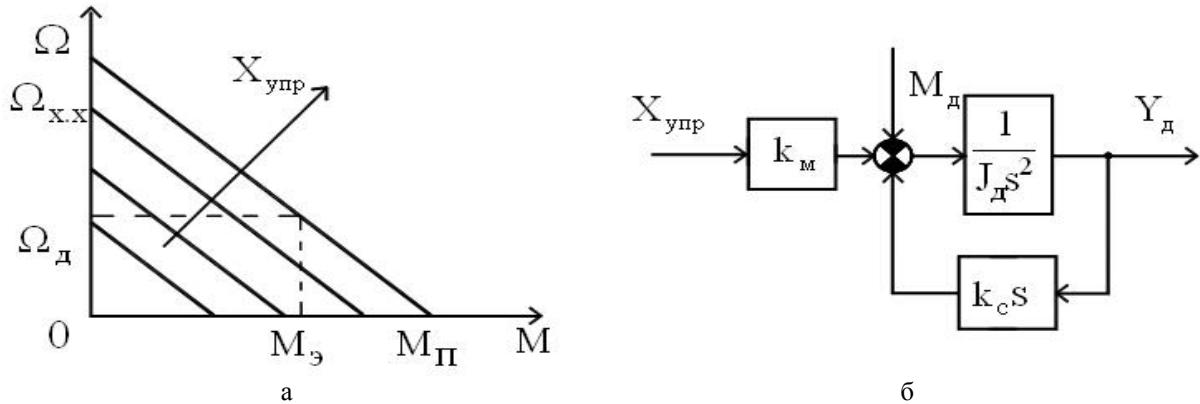


Рисунок 3 – Механические характеристики (а) и структурная схема (б) асинхронного двигателя

Кинематическая цепь включает в себя силовой редуктор, ролик и собственно объект управления, т. е. барабан якоря.

Входом кинематической цепи будем считать выходной вал редуктора с текущим значением выходной координаты $Y_{c.p.}$. Кинематическая цепь имеет упругость k_y , угловую деформацию γ и потери на деформацию χ . Имеются также моменты сухого M_n и вязкого $M_{v.t.}$ трения. Выходной координатой является положение вала барабана якоря Y_h . Угловую деформацию между точками $Y_{c.p.}$ и Y_h определим как разность углов входной и выходной координат:

$$\gamma(t) = Y_{c.p.}(t) - Y_h(t). \quad (5)$$

Момент, обусловленный деформацией, пропорционален ее величине и жесткости механической передачи k_y :

$$M_y(t) = k_y \gamma(t). \quad (6)$$

Динамический момент пропорционален моменту инерции якоря J_h и угловому ускорению:

$$M_{\text{дин}}(t) = J_h \varepsilon_h(t), \quad (7)$$

где угловые ускорение и скорость определяются по формулам:

$$\varepsilon_h(t) = \frac{d\Omega_h}{dt}; \quad (8)$$

$$\Omega_h(t) = \frac{dY_h}{dt}. \quad (9)$$

Момент вязкого трения, обусловленный внутренними потерями на деформацию, пропорционален скорости деформации и отображается коэффициентом вязкого трения χ :

$$M_{v.t.}(t) = \chi \frac{d\gamma}{dt}. \quad (10)$$

Подвижной состав железных дорог

Момент на валу силового редуктора $M_{c,p}$ уравновешивается моментами упругости и вязкого трения, которые в свою очередь уравновешиваются моментом инерции и всеми другими моментами нагрузки:

$$M_y(t) + M_{c,t}(t) = M_{\text{дин}}(t) + M_h(t), \quad (11)$$

где $M_h(t)$ – момент, обусловленный, например, сухим трением в опорных роликах и в других точках кинематической цепи.

Переходя к преобразованиям по Лапласу, уравнение (11) можно записать в виде:

$$Y_{c,p}(s)(k_y + \gamma s) - Y_h(s)(k_y + \gamma s) = Y_h(s)J_h s^2 + M_h(s). \quad (12)$$

Уравнению (12) соответствует структурная схема, приведенная на рисунке 4.

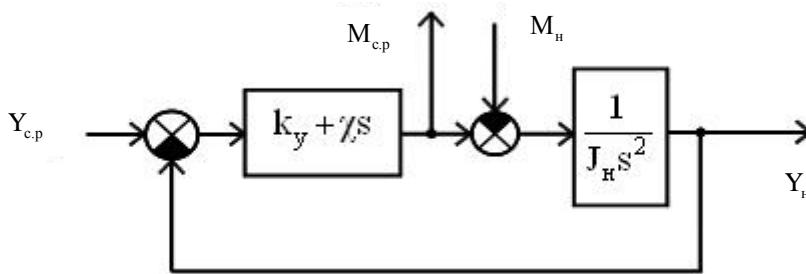


Рисунок 4 – Структурная схема кинематической цепи

Момент сопротивления, обусловленный сухим трением, в первом приближении считается не зависящим от скорости и описывается знаковой функцией:

$$M_{c,t}(t) = -M_{c,t} \text{Sign}(\Omega). \quad (13)$$

Теперь можно составить полную математическую модель системы, которой соответствует структурная схема, приведенная на рисунке 5.

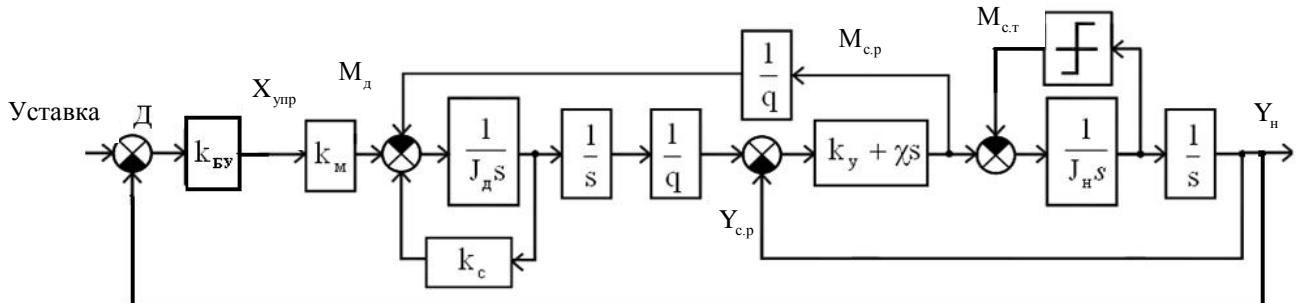


Рисунок 5 – Структурная схема системы управления

На основании приведенных выше значений угловых скоростей двигателя и барабана якоря передаточное число редуктора $q = \Omega_d/\Omega_h = 2900 \cdot 525 = 1,52 \cdot 106$. Коэффициент упругости k_y определяет жесткость кинематической цепи, его можно задать на основании требуемой точности кинематики. Например, если задать требование, чтобы отклонение угла поворота барабана при действии возмущения, обусловленного сухим трением $M_{c,t}$, равном $50 \cdot 0,37$ н/м, не приводило к отклонению поверхности барабана по отношению к датчику более 0,2 мм, что при радиусе барабана соответствует углу $5,4 \cdot 10^{-4}$ рад, то из формулы (6) следует, что $k_y = 3,42 \cdot 10^4$ н·м/рад. Коэффициенты k_m и k_c , отображающие свойства двигателя, рассчитываются по его приведенным выше паспортным данным и формулам (2) и (3). Блок управления,

Подвижной состав железных дорог

выполненный на основе усилительных и преобразующих электронных схем, можно считать совместно с датчиком масштабным блоком с общим коэффициентом усиления $k_{б.y}$. Его значение меняется наиболее просто в процессе отладки системы. В соответствии со схемой, приведенной на рисунке 5, была построена модель в приложении Simulink (рисунок 6) с соответствующими численными значениями, полученными выше.

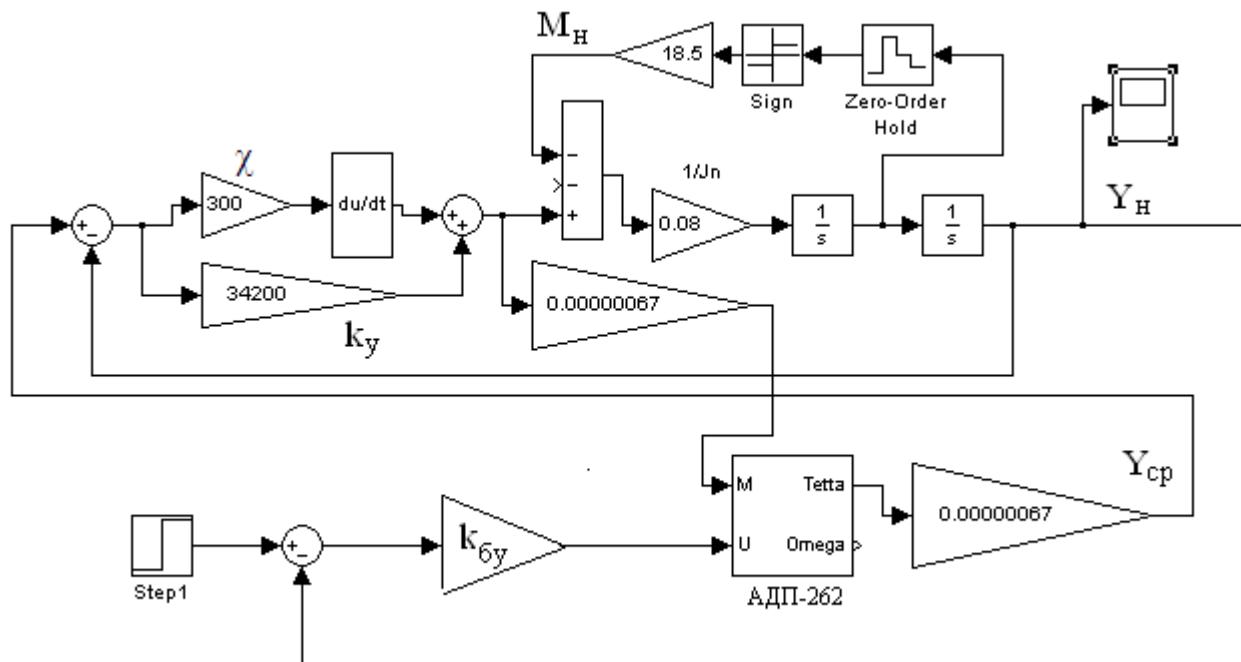


Рисунок 6 – Математическая модель системы управления

Модель двигателя АДП-262 для удобства изображения модели системы управления выполнена в виде отдельной подсистемы, приведенной на рисунке 7.

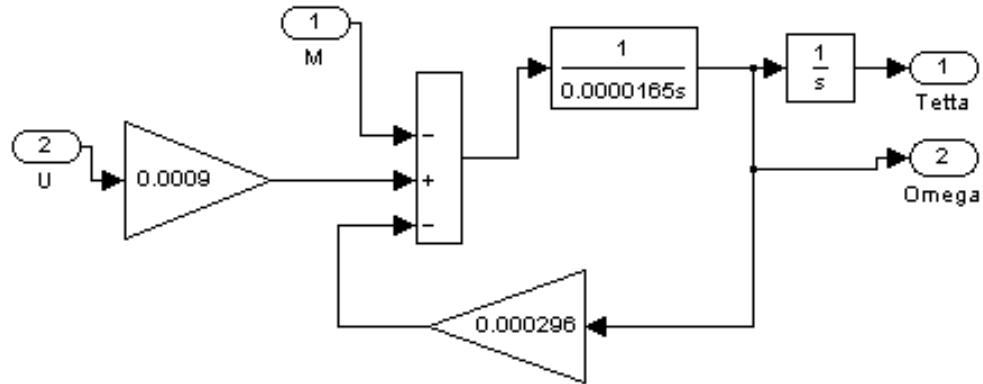


Рисунок 7 – Математическая модель двигателя АДП-262

Данная модель отображает все взаимосвязи в системе и позволяет исследовать влияние любого фактора или параметра на ее поведение. В качестве одного из примеров на рисунке 8, а, б приведены переходные процессы при отсутствии (а) и наличии (б) вязкого трения. При отсутствии потерь на вязкое трение система теряет устойчивость. Если же вязкое трение существует, то из-за демпфирующих свойств, обусловленных, например, деформацией резины, переходный процесс заканчивается в течение 0,5 с.

Подвижной состав железных дорог

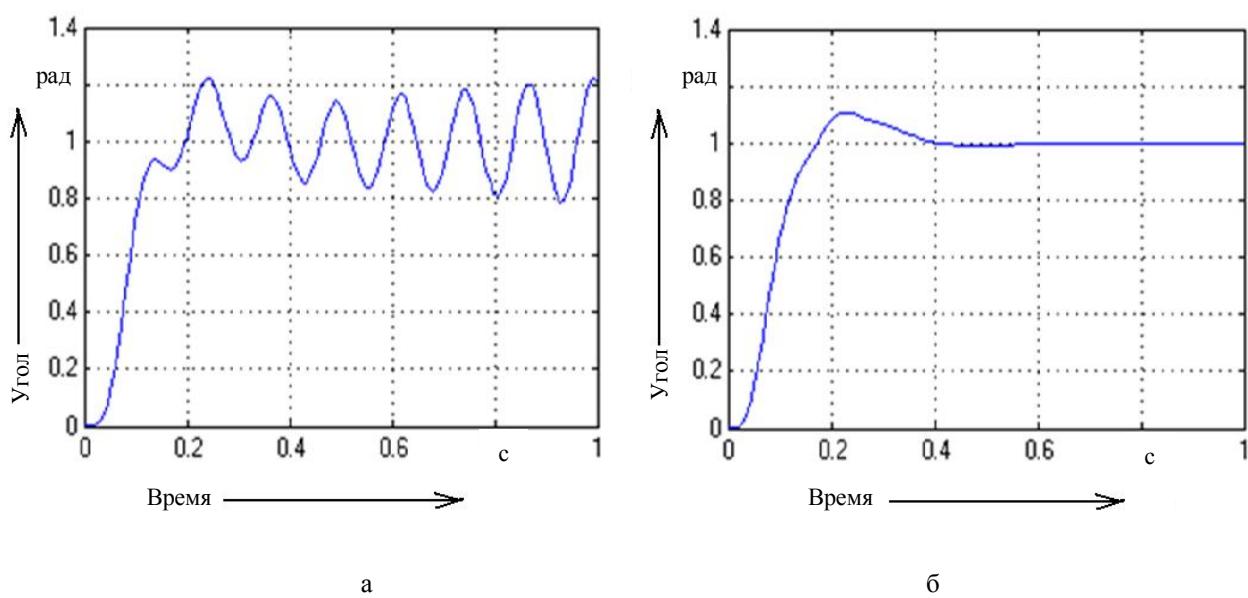


Рисунок 8 – Графики переходных процессов при отсутствии (а) и наличии (б) вязкого трения

Список литературы

1. Чегодаев, Ф. В. Установка для ремонта коллекторов тяговых двигателей / Ф. В. Чегодаев // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск. – № 2. – С. 54 – 59.
2. Пат. 2291763 Россия, МПК B23C3/28 H01R43/06. Автоматизированный станок для продораживания якорных коллекторов электрических машин / В. Т. Данковцев, Е. А. Губарь, В. О. Мельк, Л. П. Устюгов (Россия). – № 2005119524/02; Заявлено 23.06.2005; Опубл. 20.01.2007. Бюл. № 2.

УДК 519.2:621.81:620.17

В. А. Четвергов, С. М. Овчаренко, К. И. Грейф

МОДЕЛИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ОТКАЗОВ ЛОКОМОТИВОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Для объективной оценки технического состояния узлов тепловозов (например, дизеля) необходимо знать распределения величин их рабочих параметров (например, зазоров в подшипниках коленчатого вала), а для выбора обоснованной стратегии технического обслуживания и ремонта – параметры этих распределений: среднего значения и среднеквадратического отклонения. На основании этого можно установить закон распределения длительности работы до параметрических отказов с помощью математических моделей, рассматриваемых в статье. Наличие в моделях зависимости параметров на всех стадиях жизненного цикла – создания, эксплуатации и ремонтном обслуживании – дает принципиальную возможность определения соответствующих экономических показателей на каждой стадии оценки стоимости всего жизненного цикла локомотива.

Тепловоз является сложной электротермомеханической системой, состоящей из множества элементов, изготовленных из различных материалов. Эти элементы объединены в ряд подсистем (агрегатов, узлов, соединений), в которых происходят процессы преобразования и передачи различных видов энергии (механической, электромагнитной, тепловой), вызывая соответствующие рабочие нагрузки на детали. Эти нагрузки приводят к неисправностям, дефектам и отказам элементов, которые можно разделить по характеру возникновения и проявления на внезапные и постепенные (параметрические).

Рассмотренные в статье [1] модели внезапных отказов по схеме «нагрузка – прочность»

Подвижной состав железных дорог

позволяют определить вероятность отказа, не отвечая на вопрос – какова длительность работы до отказа, в форме внезапной потери работоспособности, например, разрушения детали. Учитывая, что такой отказ вызывается «всплеском» нагрузки X_3 , а не «старением» детали в виде уменьшения прочности X_p , распределение длительности работы до такого отказа можно описать экспоненциальным законом распределения [2, 3].

При многократных, дискретных во времени нагрузках вероятность отсутствия внезапного отказа

$$P_m = (1 - q_o)^m, \quad (1)$$

а вероятность наличия отказа

$$q_m = 1 - (1 - q_o)^m, \quad (2)$$

где q_o – вероятность отказа при одном нагружении, определяемая по формулам, содержащимся в таблице, приведенной в работе [1];

m – число нагружений детали до отказа.

На основании теоремы о повторении опытов при неизменных условиях в статье [3] найдено распределение числа превышений нагрузки над прочностью (т. е. отказов)

$$F(m) = 1 - \exp[-m \int_0^{\infty} \lambda_N(x_3) \cdot f_p(x) dx] = 1 - e^{-\lambda m}, \quad (3)$$

где m – число нагружений, выступающее в качестве оценки длительности работы до отказа;

$F(m)$ – функция распределения m ;

$\lambda_N(x_3)$ – среднее число превышений нагрузки X_3 , отнесенное к одному нагружению, определяемое по формуле:

$$\lambda_N(x_3) = \int_{x_3}^{\infty} f_p(x) dx, \quad (4)$$

где λ – средняя интенсивность отказов, определяемая как

$$\lambda = \int_0^{\infty} \lambda_N(x_3) f_p(x) dx, \quad (5)$$

здесь $f_p(x)$ и $f_p(x)$ – плотность распределения соответственно нагрузки X_3 и рабочего параметра X_p , характеризующего прочность детали.

Для случая, когда нагрузка не дискретна, а непрерывно изменяется во времени, т. е. представляет собой нормальный случайный процесс, распределение времени работы до отказа t будет также экспоненциальным, т. е

$$F(t) = 1 - \exp[-t \int_0^{\infty} \lambda_N(x_3) \cdot f_p(x) dx] = 1 - e^{-\lambda t}, \quad (6)$$

где $\lambda_N(x_3)$ – интенсивность превышения нагрузки в единицу времени, определяемая по формуле:

$$\lambda_N(x_3) = \frac{N(x_3)}{\int_0^{x_3} f_p(x) dx}. \quad (7)$$

Функция $N(x_3)$ представляет собой среднее число пересечений «вверх» уровня параметра прочности X_p кривой эксплуатационной нагрузки X_3 и может быть получена путем непосредственной обработки записей процесса изменения эксплуатационной нагрузки [3].

Подвижной состав железных дорог

Рассмотренные математические модели получены из предположения о неизменности во времени рабочих свойств деталей X_p . В реальных условиях рабочие параметры деталей не остаются неизменными, а ухудшаются, что приводит с течением времени к постепенным (параметрическим) отказам.

Параметрические отказы являются результатом процессов изменения рабочих параметров деталей и их сочленений во времени под действием рабочих нагрузок и факторов внешней среды. Когда накопленная сумма этих изменений достигает предельной величины (выход параметра за границу поля допуска), происходит отказ детали. К описанной схеме («рабочий параметр – допуск») можно отнести возникновение характерных отказов тепловозных деталей: превышение допустимой величины зазоров в подшипниках коленчатого вала и головок шатунов вследствие износа вкладышей; предельные величины овальности, конусности гильзы цилиндра и поршневого пальца; снижение сопротивления изоляции, износ коллектора и щеток электрических машин и др.

Для объективной оценки состояния, например, дизеля тепловозов необходимо знать распределение величины зазоров в подшипниках его коленчатого вала и других сочленений, а для выбора обоснованной стратегии ремонтного обслуживания – параметры этих распределений: среднего значения зазора \bar{x}_p и среднего квадратического отклонения σ_x . В таблице 1 приведены результаты статистического анализа величины зазоров в сочленениях движущего механизма тепловозных дизелей 10Д100, проведенного в период их освоения и выполнения текущих ремонтов [4]:

Таблица 1 – Изменение зазоров в подшипниках, зафиксированных на текущих ремонтах тепловозов

Наименование рабочих параметров	Вид ремонта							
	1TP2 $\bar{L} = 150$ тыс. км		1TP3 261 тыс. км		2TP2 450 тыс. км		2TP3 550 тыс. км	
	\bar{x} , м	σ_x , мм	\bar{x} , мм	σ_x , мм	\bar{x} , мм	σ_x , мм	\bar{x} , мм	σ_x , мм
Зазор «на масло» в шатунных подшипниках нижнего коленвала	0,197	0,025	0,200	0,027	0,203	0,028	0,210	0,028
Зазор «на масло» в шатунных подшипниках верхнего коленвала	0,193	0,022	0,195	0,028	0,200	0,029	0,205	0,032
Зазор «на масло» в поршневой головке шатуна нижнего коленвала	0,212	0,023	0,222	0,031	0,226	0,041	0,229	0,048
Зазор «на масло» в поршневой головке шатуна верхнего коленвала	0,205	0,033	0,220	0,034	0,245	0,039	0,255	0,048
Зазор «на масло» в коренных подшипниках нижнего коленвала	0,180	0,013	0,203	0,017	0,220	0,038	0,233	0,024

Аналогичный анализ выполнен по изменению ряда параметров тепловозного дизеля 11Д45 в зависимости от пробега тепловозов ТЭП60. Результаты анализа показывают, что по мере увеличения пробега \bar{L} средние значения \bar{x}_p исследованных параметров и их среднеквадратические отклонения σ_x также увеличиваются, т. е.

Подвижной состав железных дорог

$$\bar{x}_p = \varphi(L); \quad (8)$$

$$\delta_x = \psi(L). \quad (9)$$

С помощью корреляционного анализа установлены зависимости линейного вида \bar{x}_p и σ_x от пробега:

$$\bar{x}_p = a_x + b_x \bar{L}; \quad (10)$$

$$\sigma_{cp} = a_\sigma + b_\sigma \bar{L}. \quad (11)$$

Результаты корреляционного анализа сведены в таблице 2.

Таблица 2 – Коэффициенты корреляционных зависимостей \bar{x}_p и σ_x пробега тепловоза

Тип дизеля	Наименование рабочих параметров	Характеристика распредел.	a, мм	b, мм/ 10^6 км
10Д100	Зазор «на масло» в шатунных подшипниках нижнего коленвала	\bar{x}_p σ_x	0,192 0,025	0,0292 0,0051
	Зазор «на масло» в шатунных подшипниках верхнего коленвала	\bar{x}_p σ_x	0,188 0,020	0,0201 0,0213
	Зазор «на масло» в поршневой головке шатуна нижнего коленвала	\bar{x}_p σ_x	0,200 0,014	0,0385 0,0604
	Зазор «на масло» в поршневой головке шатуна верхнего коленвала	\bar{x}_p σ_x	0,187 0,026	0,1255 0,0352
	Зазор «на масло» в коренных подшипниках нижнего коленвала	\bar{x}_p σ_x	0,165 0,008	0,1244 0,0426
11Д 45	Зазор «на масло» в верхней головке шатуна левого ряда	\bar{x}_p σ_x	0,135 0,110	0,0760 0,0510
	Зазор «на масло» в верхней головке шатуна правого ряда	\bar{x}_p σ_x	0,139 0,123	0,0557 0,0005
	Зазор «на масло» в шатунных подшипниках коленвала	\bar{x}_p σ_x	0,266 0,076	0,1888 0,2888
	Линейная величина камеры сжатия	\bar{x}_p σ_x	2,716 1,956	1,2245 0,9226
	Износ цилиндровых втулок	\bar{x}_p σ_x	0,633 0,366	0,679 0,644

Таким образом, случайный процесс изменения рабочих параметров из-за изнашивания характеризуется не только изменением величины, но и увеличением разброса, т. е. изменением закона распределения рабочего параметра.

Для случая постепенного изменения рабочих свойств X_p характерными являются две модели формирования отказов. Первая из них (рисунок 1) основана на соотношении «прочность – нагрузка» и состоит в том, что параметр X_p , характеризующий прочность (механическую, электрическую), в начальный момент $L_0 = 0$ имеет распределение $f_p(x, L_0)$ с математическим ожиданием \bar{x}_{po} и средним квадратическим отклонением σ_{xp0} . С течением времени эксплуатации эти характеристики распределения изменяются (ухудшаются) по некоторым законам $\bar{x}_p(L)$, $\sigma_{xp}(L)$, зависящим от условий эксплуатации. При этом нагрузка X_p представляет собой стационарный случайный процесс, характеризующийся максимальным значением x_{\max} (примером такой нагрузки являются нагрузки на детали движущего механизма тепловозного дизеля).

Подвижной состав железных дорог

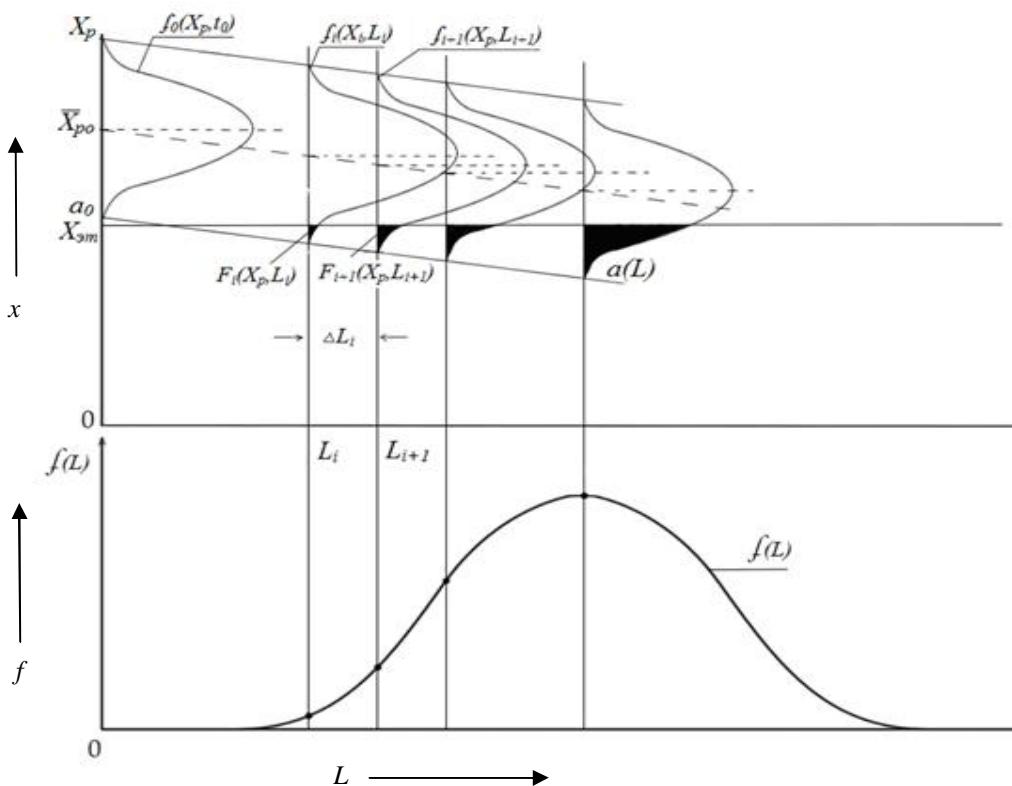


Рисунок 1 – Снижение показателя прочности в эксплуатации и формирование закона распределения длительности работы до отказа

По мере ухудшения рабочих свойств наступает момент, когда рабочий параметр может стать меньше нагрузки и появляется вероятность отказа, которая со временем возрастает, что и формирует функцию распределения длительности работы до отказа $F(L)$.

Вторая модель иллюстрируется на рисунке 2, где показаны график корреляционной зависимости средней величины зазора в поршневой головке шатуна дизеля 10Д100 от пробега и трехсигмовое поле его рассеяния [4]. Эта модель основана на соотношении «параметр – допуск» и состоит в том, что в начальный момент рабочий параметр (например, величина зазора в подшипнике скольжения) X_p находится в поле допуска с границей δ_x и имеет распределение $f_p(x_{po}, L_0)$. С течением времени величина параметра из-за изнашивания детали возрастает и начинает превышать границу ремонтного допуска δ_{xp} или браковочного допуска δ_{bp} , что вызывает вероятность параметрического отказа и формирует функцию распределения случайной длительности работы до отказа $F(L)$.

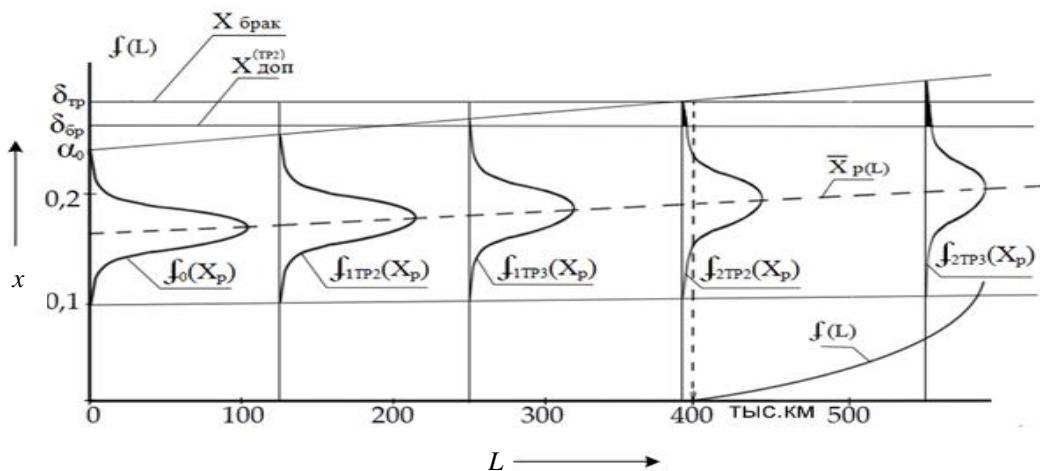


Рисунок 2 – Измерение распределения рабочего параметра в эксплуатации

Подвижной состав железных дорог

Несмотря на различие в физике возникновения отказов рассмотренных видов для обоих случаев при формировании математической модели закона распределения длительности работы L до отказа можно использовать один и тот же подход. Исследования показывают [4, 5], что моментные функции $\bar{x}_p(L)$, $\sigma_{xp}(L)$ могут аппроксимироваться линейными зависимостями (см. рисунок 2):

$$\bar{x}_p(L) = \bar{x}_{po} + \alpha_{xp} L; \quad (12)$$

$$\sigma_{xp}(L) = \sigma_{xp\ 0} + \alpha_\sigma L, \quad (13)$$

где α_{xp} , α_σ – интенсивности изменения во времени соответственно математического ожидания и среднего квадратического отклонения рабочего параметра X_p .

Если с течением времени математическое ожидание величины рабочего параметра изменяется линейно, а дисперсия не изменяется ($\alpha_\sigma = 0$), то график плотности распределения не меняет формы и при этом как бы «погружается» в область $x_p \leq x_s$ (прочность меньше нагрузки). Тогда приращению времени $\Delta \bar{L}$ будет соответствовать приращение вероятности $P\{x_p \leq x_{sm}\}$, т. е. вероятности отказа, и эта вероятность будет зависеть от времени пробега. Таким образом, формируется закон распределения длительности работы до отказа в виде функции распределения $F(L) = P\{L_{раб} \leq L\}$ или плотности распределения $f(L) = F'(L)$. В результате, если рабочий параметр имеет нормальное распределение, то

$$f(L) = \frac{1}{\frac{\sigma_{xo}}{\alpha_{xp}} \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ - \frac{\left[L - \frac{\bar{x}_{po} - x_{sm}}{\alpha_{xp}} \right]^2}{2(\frac{\sigma_{xo}}{\alpha_{xp}})^2} \right\}, \quad (14)$$

где $\frac{\bar{x}_{po} - x_{sm}}{\alpha_{xp}} = \bar{L}$ – математическое ожидание длительности работы до параметрического отказа;

$\frac{\sigma_{xo}}{\alpha_{xp}} = \sigma_L$ – среднее квадратическое отклонение длительности работы до отказа.

Более сложным является случай, когда с течением времени изменяется не только среднее значение рабочего параметра \bar{x}_p , но и возрастает степень разброса его величины, т. е. когда $\sigma_{xp} = \sigma_{xp}(\bar{L})$. В этом случае для определения плотности распределения $f(L)$ можно воспользоваться подходом, приведенным в работе [5], где вводится в рассмотрение некоторая «вспомогательная» функция $\Theta(x_p, L)$, которая в функции распределения $F(x_p, L)$ представляет собой последнюю общую ступень дифференцирования по x и L . Например, для нормального закона

$$\Theta(x_p, L) = \frac{x_p - \bar{x}_p(L)}{\sigma_{xp}(L)}. \quad (15)$$

Тогда можно записать:

$$f(x_p, L) = \frac{dF(x_p, L)}{d\Theta(x_p, L)} \frac{d\Theta(x_p, L)}{dx}, \quad (16)$$

Подвижной состав железных дорог

а плотность распределения \bar{L} при фиксированном значении рабочего параметра $x_p = x_{\text{эм}}$

$$f(L) = \left| \frac{dF(x_p, L)}{d\Theta(x_p, L)} \frac{d\Theta(x_p, L)}{dL} \right|_{x_p=x_{\text{эм}}}, \quad (17)$$

откуда

$$f(L) = \left| f(x_p, L) \frac{\frac{d\Theta(x_p, L)}{dL}}{\frac{d\Theta(x_p, L)}{dx}} \right|_{x_p=x_{\text{эм}}}. \quad (18)$$

После дифференцирования и преобразований получим выражение для определения плотности распределения L в виде:

$$f(L) = \frac{\alpha_\sigma(\bar{x}_{\text{по}} - x_{\text{эм}}) - \alpha_x \sigma_{x_{\text{по}}}}{(\sigma_{x_{\text{по}}} + \alpha_\sigma L)^2 \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{[x_{\text{эм}} - \bar{x}_p(L)]^2}{2\sigma_{x_p}(L)} \right\}. \quad (19)$$

Рассмотренные математические модели позволяют связать между собой распределения рабочих свойств X_p , эксплуатационных условий X_s и длительности работы до отказа L , а также вычислить их числовые характеристики (средние значения и средние квадратические отклонения). Необходимо отметить, что выражения (12), (13), показывающие изменение рабочих свойств во времени, отражают и зависимость этого изменения от условий эксплуатации. Интенсивность α_{xp} изменения среднего значения рабочих свойств, очевидно, тем больше, чем выше действующие нагрузки и жестче условия эксплуатации, т.е. чем больше X_s . Поэтому можно считать, что

$$\alpha_{xp} = k_s x_s, \quad (20)$$

где k_s – некоторый коэффициент, характерный для каждого элемента тепловоза.

Возрастание разброса параметра, характеризуемого скоростью увеличения среднего квадратического отклонения α_σ , связано с широтой спектра изменения эксплуатационных условий. Конкретный вид этих зависимостей возможно установить на основании опытно-статистических данных, полученных в реальных условиях эксплуатации локомотивов.

Рассмотренные модели позволяют связать количественно начальные рабочие свойства элемента (среднее значение \bar{x}_p , среднее квадратическое отклонение σ_x), изменение этих свойств в эксплуатации под действием нагрузок, определяемое не только возрастанием среднего значения \bar{x}_p , но и увеличением рассеяния параметра σ_x , и установить закон распределения длительности работы до достижения браковочного допуска ($x_s = \delta_{\text{тр}}$) и прогнозировать остаточный ресурс до достижения браковочного допуска ($x_s = \delta_{\text{бр}}$), т. е. до параметрического отказа. Это позволит определить целесообразные сроки предремонтного диагностирования и выполнения ремонта. Использование рассмотренных моделей возможно при решении ряда практических задач, поставленных перед локомотивным хозяйством железнодорожного транспорта. Наличие в моделях показателей интенсивности изменения рабочих параметров α_x и α_σ в конкретных условиях эксплуатации позволит определять дифференцированные пробеги между техническими обслуживаниями и текущими ремонтами (оптимальные для парка

Подвижной состав железных дорог

депо), т. е. обеспечить более обоснованное планирование программы ремонта локомотивов. При этом расширение поля рассеивания параметров с интенсивностью α_σ будет учитываться путем применения диагностирования для определения индивидуальных особенностей конкретного локомотива и прогнозирования остаточного ресурса.

Наличие в моделях взаимозависимости параметров на всех стадиях жизненного цикла – создании, эксплуатации и ремонтном обслуживании – дает принципиальную возможность определения соответствующих экономических показателей на каждой стадии оценки стоимости всего жизненного цикла локомотива. Руководство железнодорожного транспорта ориентирует на применение этого критерия для выбора варианта дальнейшего развития локомотивного хозяйства.

Список литературы

1. Четвергов, В. А. Математические модели внезапных отказов деталей локомотивов в эксплуатации [Текст] / В. А. Четвергов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – 2011. – № 2 (6). – С. 51 – 58.
2. Четвергов, В. А. Надежность локомотивов: Учебник [Текст] / В. А. Четвергов, А. Д. Пузанков; Под ред. д-ра техн. наук, проф. В. А. Четвергова. – М.: Маршрут, – 2003. – 415 с.
3. Серенсен, С. В. Развитие расчета прочности деталей машин в связи с оценкой надежности [Текст] / С. В. Серенсен, Е. Г. Буглов // Вестник машиностроения. – 1966. – № 3. – С. 5 – 9.
4. Четвергов, В. А. О распределениях рабочих параметров тепловозных дизелей в эксплуатации [Текст] / В. А. Четвергов, М. К. Шалабаев // Исследование надежности дизельного подвижного состава: Науч. тр. / Омский ин-т инж. ж.-д. трансп. – Омск, 1972. – Т. 132. – С. 20 – 33.
5. Михайлов, А. В. Эксплуатационные допуски и надежность в радиоэлектронной аппаратуре [Текст]/ А. В. Михайлов. М.: Советское радио, 1970. 180 с.

УДК 629.4.027.432: 625.033

В. В. Шилер

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В СИСТЕМЕ «ГИБКИЙ БАНДАЖ – РЕЛЬС»

Обоснована и разработана методика расчета контактных напряжений в системе «гибкий бандаж – рельс» и приведены результаты их расчета.

Автором предложено новое техническое решение конструкции колеса колесной пары рельсового транспорта [1]. Новая конструкция колеса колесной пары в кратком изложении имеет следующие основные особенности: колесо состоит из двух дисков. Первый диск жестко насажен на ось и по периметру имеет форму гребня, который воспринимает только направляющие усилия со стороны рельса. На второй диск (колесный центр) через упругую прокладку установлен бандаж (в дальнейшем по тексту – гибкий бандаж). На ось колесной пары колесный центр установлен на подшипниках качения, которые обеспечивают его независимое от остальных элементов колесной пары вращение. По сравнению с другими известными конструкциями колесных пар в новой конструкции устранены следующие силовые воздействия на гибкий бандаж:

гибкий бандаж посредством упругой прокладки подрессорен относительно колесного центра по всем шести координатным направлениям, что позволило существенно снизить значение необрессоренной массы (в 30 раз!);

напряжения в гибком бандаже от преднатяга упругой прокладки в 10 раз меньше напряжений в стандартном бандаже от установки его с преднатягом на колесном центре;

Подвижной состав железных дорог

в новой конструкции колесной пары за счет независимого вращения обоих гибких бандажей отсутствует «паразитное» проскальзывание в точках контактов гибких бандажей и рельсов;

в горизонтальной плоскости направляющие усилия со стороны рельса воспринимает дисковый гребень, а на гибкие бандажи действуют только силы, обусловленные боковой качкой экипажа;

с увеличением вертикальной нагрузки за счет возможной упругой деформации гибкого обода увеличивается площадь его контакта с рельсом.

Целью представленной работы является оценка уровня контактных напряжений в гибком бандаже в точке его контакта с рельсом.

Как известно, задача контактирования при качении двух тел, имеющих одинаковые характеристики упругости, состоит из двух отдельных частей: нормальной и тангенциальной задач. При решении первой задачи определяются размеры площадки контакта, а также распределение нормальных контактных напряжений. Результаты решения нормальной задачи используются при решении тангенциальной, результатом которой является определение распределения касательных напряжений, формируемых тяговым моментом.

Первое надежное математическое решение нормальной задачи дал Г. Герц [2]. Контактная теория Герца справедлива при следующих допущениях:

- сила упругости, возникающая в материалах соприкасающихся деталей при их деформации, прямо пропорциональна величине этой деформации согласно закону Гука;
- контактирующие поверхности гладкие, однородные и изотропные;
- сжимающая сила направлена по нормали к площади контакта;
- силы трения в зоне контакта не действуют;
- размер контактной площадки мал по сравнению с размерами контактирующих тел и радиусами кривизны недеформированных поверхностей;
- для контактной задачи использовано решение линейного упругого полупространства.

В теории Герца определенные ограничения накладываются на геометрию контактирующих тел. Например, если в области контакта имеются два или несколько радиусов кривизны (ρ_{11} ρ_{12} ρ_{21} ρ_{22}), решение Герца несправедливо и для определения площадки контакта следует использовать негерцевское решение [3]. Это особенно важно для контактирующих поверхностей гибкого бандажа и рельса, которые могут иметь разнообразные сочетания четырех значений кривизны. Поэтому все последующие вычисления напряжений в точке контакта выполнены по негерцевской модели.

Кроме этого следует отметить, что площадь реального контакта между колесом и рельсом всегда имеет дискретный характер и площадь истинного соприкосновения составляет часть номинальной площади касания. Для этого случая И. В. Крагельским [5, 6] была предложена и разработана стержневая модель поверхности, согласно которой поверхность моделируется в виде набора стержней, независимо деформирующихся при приложении нагрузки.

Другой подход, используемый для нахождения контактных напряжений между изношенными колесом и рельсом, состоит в моделировании контактирующих тел с использованием упругого винклеровского основания, при котором деформация поверхностей пропорциональна нормальным контактным напряжениям [4, 7]. Полученное при этом максимальное контактное напряжение будет в 1,3 больше, чем при герцевском решении.

Представленные выше расчетные методики определения контактных напряжений, сил крипа, скорости проскальзывания ограничиваются из-за необходимости применения априорно выбираемых корректируемых поправок, который согласно рекомендациям Международного союза железных дорог составляют $0,5 \div 0,7$ [4]. Поэтому до сих пор теоретическое решение вопроса определения напряженного состояния в контакте колеса с рельсом остается до конца не решенным.

На основании изложенного выше и в условиях, когда нет возможности получения априорных данных, для получения объективной оценки контактных напряжений в гибком бандаже

Подвижной состав железных дорог

выполнены аналогичные расчеты и для стандартной конструкции бандажа. При сравнении результатов расчетов двух вариантов конструкций бандажей появляется возможность получить объективный прогноз интенсивности образования контактно-усталостных дефектов в гибком бандаже в условиях эксплуатации.

На рисунке 1 представлена расчетная схема контактирования поверхностей катания, принятая для обеих конструкций бандажей и рельса.

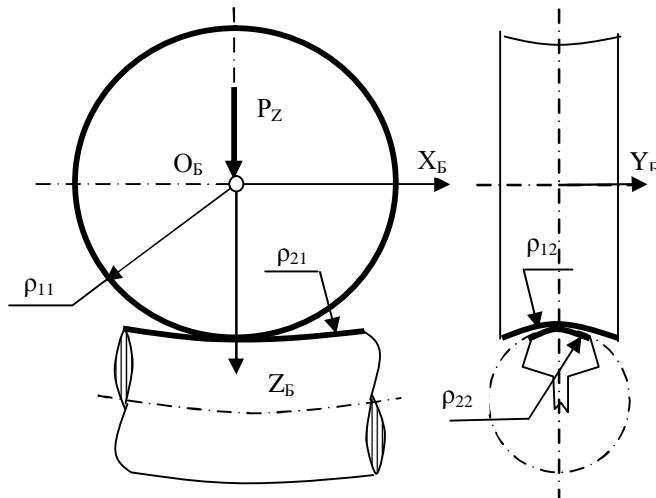


Рисунок 1 – Расчетная схема контактирования поверхностей катания гибкого обода и рельса

В расчетной схеме контактирующие тела имеют в точке касания общую нормаль, с которой совмещена ось (Z_B) и вдоль которой направлены сжимающая сила (P_Z), а также общую касательную плоскость, в которой расположены оси X_B и Y_B (см. рисунок 1). Главные радиусы кривизны поверхностей катания тел в точке касания обозначены:

ρ_{11} – радиус поверхности катания колеса;

ρ_{12} – радиус поперечного сечения поверхности катания колеса ($\rho_{12}=\infty$ – неизношенной поверхности катания);

ρ_{21} – радиус поперечного профиля поверхности катания рельса в верхней точке ($\rho_{21}=0,5$ м – для неизношенной поверхности катания рельса, $\rho_{21}=\infty$ – для изношенной поверхности катания рельса);

ρ_{22} – радиус продольной поверхности катания рельса, вызванного прогибом и геометрической неровностью ($\rho_{22}=\infty$ – для абсолютно ровной поверхности катания и абсолютно жесткого верхнего строения пути). При этом $\rho_{11} \prec \rho_{12}$ и $\rho_{21} \prec \rho_{22}$. Соответственно обозначены главные значения кривизны:

$$k_{12} = \frac{1}{\rho_{12}}; \quad (1)$$

$$k_{11} = \frac{1}{\rho_{11}}; \quad (2)$$

$$k_{21} = \frac{1}{\rho_{21}}; \quad (3)$$

$$k_{22} = \frac{1}{\rho_{22}}. \quad (4)$$

В общем случае площадка контакта представляет собой эллипс, полуоси которого (a и b) определяются следующими выражениями [3]:

Подвижной состав железных дорог

$$a = \alpha^3 \sqrt{\frac{3P_z(1-\mu^2)}{E(k_{11}+k_{12}+k_{21}+k_{22})}}; \quad (5)$$

$$b = \frac{a\beta}{\alpha}, \quad (6)$$

где P_z – вертикальная сила, направленная по нормали к площадке точки контакта (К), равная 250 кН.

Значения коэффициентов α и β приведены в источнике [3]. Пространственная эпюра распределения давлений по площадке контакта ограничена поверхностью эллипсоида:
наибольшее давление в центре площадки

$$q_0 = \frac{3P_z}{2\pi \cdot a \cdot b}; \quad (7)$$

давление в произвольной точке $(M(x, y))$ площадки контакта

$$p = q_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}. \quad (8)$$

Напряжения в точке контакта, лежащей по оси давления на глубине по координате (Z_O), вычисляются по формулам:

$$\sigma_x = - \left[\frac{a^2 + 2z^2}{a\sqrt{a^2 + z^2}} - \frac{2z}{a} \right] q_0; \quad (9)$$

$$\sigma_z = \frac{a}{\sqrt{a^2 + z^2}} q_0; \quad (10)$$

$$\sigma_y = \mu(\sigma_x + \sigma_z) = -2\mu \frac{\sqrt{a^2 + z^2} - z}{a} q_0. \quad (11)$$

$$\tau_{xz} = 0. \quad (12)$$

Здесь σ_x и σ_z – главные нормальные напряжения, действующие по площадкам, перпендикулярным осям X_B и Z_B ;

σ_y – главные напряжения, действующие по площадкам, лежащим в плоскости по-перечного сечения поверхности катания;

μ – коэффициент Пуассона.

Наибольшие касательные напряжения в плоскости $X_B O_B Z_B$ (рисунок 2):

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} = \frac{z}{a} \left[1 - \frac{z}{\sqrt{a^2 + z^2}} \right] q_0. \quad (13)$$

Тангенциальные напряжения возникают в процессе движения, которое сопровождается постоянным действием сил в точке контакта «колесо – рельс» в горизонтальной плоскости. Эти силы формируются при криволинейном движении колесной пары, а также в режиме тяги и торможения.

Расчеты на прочность выполнены для максимальных значений действующих сил, а геометрические размеры гибкого и стандартного бандажей приняты равными соответствующим стандартным размерам колеса грузового вагона. Для всех направлений горизонтальной плоскости в точке контакта максимальные значения тангенциальных сил зависят от предельных значений сил сцепления между бандажами и рельсом. Поэтому

(14)

$$\tau_y = \frac{f \cdot P_z}{F_{\text{к.э}}};$$

(15)

$$\tau_x = \frac{f \cdot P_z}{F_{\text{к.э}}},$$

где $F_{\text{к.э}}$ – площадь контактного эллипса ($F_{\text{к.э}} = \pi ab$);

f – коэффициент трения в зоне контакта ($f = 0,33$).

Эквивалентное касательное напряжение

(16)

$$\tau_{\text{экв}} = \sqrt{\tau_y^2 + \tau_x^2} = \frac{\sqrt{2} \cdot f \cdot P_z}{F_{\text{к.э}}}.$$

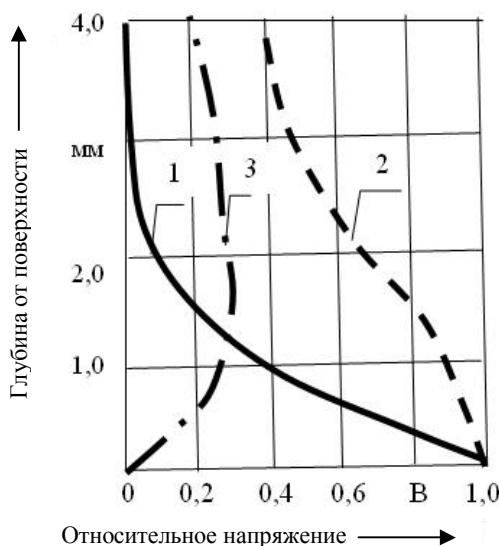


Рисунок 2 – Напряжения в гибком бандаже под контактной площадкой:

1 – нормальные напряжения (σ_z/q_0);

2 – напряжения, параллельные площадке контакта (σ_x/q_0 и σ_y/q_0); 3 – максимальное касательное напряжение ($\tau_{\text{экв}}/q_0$)

В соответствии с полученными результатами расчетов и с теорией Герца максимальные статические напряжения сжатия имеют место на поверхности катания (см. рисунок 2), а максимальные касательные напряжения – на глубине $0,78\alpha$. Расчеты распределения герцевских контактных напряжений в бесконечном полупространстве показывают, что непосредственно под площадкой контакта материал находится в трехосном напряженном состоянии. Три компонента тензора напряжения примерно равны, в результате достигается высокий уровень несущей способности материала. Далее, вглубь материала, эти напряжения становятся неравными, и уровень максимальных касательных напряжений достигает своего наивысшего значения на глубине 2,0 – 3,0 мм.

Для оценки прочности материала гибкого и стандартного бандажей в точках контактов использована четвертая теория прочности [4]. Расчет на прочность в местах контакта производят по наибольшему давлению (4) на площадке контакта, сравнивая его с соответствующим допускаемым

значением $[q_0]$. В этом случае условия прочности соответствуют следующие соотношения для эквивалентных напряжений:

$$q_0 \leq \frac{1}{m} [\sigma] = [q_0]; \quad (17)$$

$$\sigma_{\text{экв}} = m \cdot q_0 \leq [\sigma], \quad (18)$$

где m – отношение наибольших эквивалентных напряжений по соответствующей теории прочности к давлению (q_0) [3].

Величина m зависит от соотношения длин полуосей a и b эллиптического контура площадки контакта, которые приведены в таблице [3].

Транспортная энергетика

Отношения наибольших эквивалентных напряжений [3]

b/α	1,0	0,75	0,5	0,25	0
m	0,62	0,625	0,649	0,646	0,6

Допускаемые значения для рельсовой стали $[q_0] = 800 \div 1000$ МПа.

Таким образом, для двух видов нагружения в точке контакта бандажа существует два объема материала, которые испытывают основную деформацию. Одним из них является очень тонкий слой у поверхности площадки контакта, другим – подповерхностный объем вблизи места максимальных касательных напряжений. Когда к поверхности прикладывается тангенциальное (тяговое) усилие, эти объемы приближаются друг к другу и могут образовывать одну область потенциального разрушения материала. Даже если при этом нормальная деформация на поверхности носит упругий характер, вблизи поверхности могут возникнуть пластические деформации. Кроме того, при движении под поверхностью катания бандажа возникает циклическое напряжение сжатия-растяжения, приводящее к накоплению под поверхностью пластической деформации и к возникновению остаточных напряжений в материале [4]. Такое поведение материала является причиной различных видов контактно-усталостных дефектов на поверхности катания бандажа.

По результатам расчетов по представленной выше методике получено, что у гибкого бандажа предельные значения по контактным напряжениям достигаются на скорости 350 км/ч, а у стандартного – 100 км/ч. Гибкий бандаж на скорости движения 100 км/ч имеет уровень контактных напряжений на 32 % меньше, чем у стандартного бандажа.

Список литературы

1. Пат. 2207250 Россия, МКИ 7 В 60 В 9/12. Колесо рельсового транспортного средства / В. В. Шилер, А. В. Шилер, А. Н. Головаш, П. Н. Рубежанский (Россия). – № 2000125462/28; Заявлено 09.10.2000; Опубл. 27.06.2003. Бюл. № 18.
2. Машиностроение: Энциклопедический справочник [Текст]. М.: Машгиз, 1947. – Т. 1. – Кн. 2. – 456 с.
3. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник [Текст] / И. В. Бирюков, А. Н. Савосъкин и др. – М.: Транспорт, 1992. – 440 с.
4. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса [Текст]: Пер. с англ./ У. Дж. Харрис, С. М. Захаров и др. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.
5. Демкин, Н. Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей [Текст] / Н. Б. Демкин / АН СССР. М., 1962. – 110 с.
6. Крагельский, И. В. Фрикционные автоколебания [Текст] / И. В. Крагельский, Н. В. Гиттис. – М.: Наука, 1987. – 171 с.
7. Вериго, М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава [Текст] / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.

УДК 621.331:621.311

А. С. Вильгельм, А. Л. Каштанов, М. М. Никифоров

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ДИАГРАММ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Эффективность использования электроэнергии на тягу поездов зависит от множества факторов. Оценка энергоэффективности электротяги, так же, как и разработка рекомендаций по её повышению, должна осуществляться применительно к каждому участку электрифицированных железных дорог. Одним из спосо-

Транспортная энергетика

бов определения оптимального уровня расхода электроэнергии на тягу поездов и возврата электрической энергии электроподвижным составом в контактную сеть является построение энергетических диаграмм участков железных дорог.

Согласно отчетным данным за 2011 г. на электрической тяге в ОАО «Российские железные дороги» выполняется 85,3 % перевозочной работы, при том, что по протяженности электрифицированные железные дороги составляют только половину от общей длины железнодорожной сети.

Одним из эффективных путей повышения энергоэффективности электротяги, нашедших широкое применение на сети железных дорог, является применение рекуперативного торможения. Экономия электроэнергии за счет применения рекуперативного торможения в 2011 г. составила 3,2 % от расхода электроэнергии на тягу поездов. Однако потенциально возможный уровень рекуперации электроэнергии на сети железных дорог до настоящего времени еще не достигнут. Это подтверждается хотя бы тем фактом, что в 1988 г. объем рекуперированной энергии был выше, чем в 2011 г., на 5,8 %.

Кроме того, за прошедший с 1988 г. период существенно изменилась элементная база, на которой проектируются выпрямительно-инверторные преобразователи тяговых подстанций, появились новые типы электроподвижного состава (ЭПС), такие как 2ЭС6, 2ЭС10, 2ЭС5К. В ходе капитального ремонта электровозы серий ВЛ80С, ВЛ80Т, которые согласно проекту не были оборудованы системами рекуперативного торможения, модернизируются до серий ВЛ80СК, ВЛ80ТК, имеющих соответствующее оборудование.

Все это указывает на необходимость продолжения исследовательских работ по расширению полигонов применения рекуперативного торможения.

Для оценки потенциала энергоэффективности применения рекуперативного торможения в Омском государственном университете путей сообщения разработана соответствующая методика [1], основанная на использовании имитационного моделирования с применением программного комплекса «Кортэс», разработанного ОАО «ВНИИЖТ» и утвержденного к использованию Департаментом электрификации и электроснабжения ОАО «РЖД» телеграммой ОАО «РЖД» № 3/1429 от 12.04.2006.

В ходе такой оценки определяется текущий уровень энергоэффективности тяги поездов на конкретном участке (в том числе и энергоэффективность применения рекуперативного торможения), а также оценивается максимально достижимый объем рекуперируемой электроэнергии для поездов различного веса и при использовании различных типов ЭПС.

Наиболее удобным способом представления полученных в ходе имитационного моделирования значений потребления на тягу и возврата электроэнергии является графический метод, т. е. построение так называемых энергетических диаграмм, отображающих минимально возможный уровень расхода энергии на тягу и максимально возможный уровень энергии рекуперации по всем перегонам участка. При этом для каждой серии электровоза по исследуемому участку проводятся тяговые расчеты пропуска единичного поезда требуемого веса (это могут быть значения весов, взятые на основании приказа по железной дороге об установлении унифицированных и критических весов грузовых поездов, или любые другие веса, обращающиеся на данном участке в зависимости от поставленных задач).

В качестве исходных данных для тяговых расчетов необходимы следующие данные:

- продольный профиль и план пути моделируемого участка с указанием мест расположения на них разделочных объектов;
- весовые нормы поездов (критические и унифицированные);
- действующие на участке ограничения скорости для грузовых, пассажирских и пригородных поездов;
- установленная техническая и участковая скорости на данном поездоучастке;
- уровни напряжения на токоприемнике ЭПС при движении по данному поездоучастку.

В программе тяговых расчетов комплекса «Кортэс» имеется возможность учета типа и количества секций электроподвижного состава (вплоть до указания конкретных мест применения кратной тяги), типа подшипников, используемых в подвижном составе, а также массы и длины поезда, что в свою очередь позволяет корректировать значение нагрузки на ось в

Транспортная энергетика

необходимых пределах. Кроме того, можно задавать станции остановки поезда, начальную скорость движения, начальный перегрев обмоток двигателей, коэффициент снижения сцепления колес с рельсами, обусловленный погодными и не только условиями, тип рекуперативного торможения (максимальное – для поддержания и снижения скорости или регулировочное – только для поддержания скорости). С помощью функции «Режимная карта» имеется возможность задания на любом отдельном участке пути значений напряжения в контактной сети, максимальной позиции контроллера машиниста в режимах тяги или рекуперации, значения, до которого необходимо снижать скорость при торможении, и значения коэффициента сцепления. Таким образом, имеется возможность моделирования движения поезда как при идеальных условиях, так и при условиях, приближенных к реальным.

После введения и корректировки всей необходимой для расчета информации и выполнения тягового расчета имеется возможность сформировать отчет о выполненном расчете, который содержит информацию о расходе энергии, рекуперации, выполненной работе, времени хода по участку и другую информацию (рисунок 1).

Файл Правка Формат Вид Справка

КОРТЭС – Тяговые расчёты. Отчёт о поездке. 02.04.2012 15:46:07 Вариант 1

файл участка: D:\A-C\12 A-C - 1.pfk
дорога: Северная
участок: А – С / А – С
тип пути: бесстыковой
состав: Груз., 100%рол.
поезд: ВЛ10, масса 3884 т, длина 733 м, локомотив ВЛ10
расход энергии: 1425,0 кВт·ч; рекуперация 143,4 кВт·ч; (10,1%)
удельный расход: активн. 7,9 Вт·ч/т·км
техническая скорость: 59,3 км/ч
Макс. ток поезда 2247 А на км 365,86
Макс. перегрев обмоток двиг. 48° (доп. 130°) на км 339,56

Перегон	Длина, км	Время хода, мин. полн.	Расход энергии, кВт·ч	Остановки	Кратн. тяга
А – В	21,600	21,4	917,9		
В – С	24,600	25,3	507,1		
А – С	46,200	46,8	1425,0		

Рисунок 1 – Итоговый отчет о проведенном тяговом расчете

Из рисунка 1 видно, что участок А – С включает в себя два перегона: А – В и В – С, по каждому из которых приводятся длина, время хода (полное и под током) и расход электрической энергии.

Информация о значениях уровней напряжения на токоприемниках электроподвижного состава, корректируемых в режимной карте, является очень важной, так как потребленная и рекуперированная энергия рассчитывается программой на основании значений тока, напряжения и времени хода в режимах тяги и рекуперации. Повышение адекватности тягового расчета (приближение условий его проведения к реальным условиям на участке) осуществляется за счет корректировки этих значений по результатам контрольных поездок и анализа данных систем регистрации параметров движения и автоворедения (РПДА).

Контрольные поездки позволяют определить общие удельные показатели по участку в целом и оценить адекватность произведенных расчетов. Для детального анализа расхода электроэнергии и объема энергии рекуперации с целью внесения корректировок в расчеты необходим анализ данных РПДА по результатам поездок локомотивных бригад на исследуемых участках.

Как видно из рисунка 1, значение энергии рекуперации в отчете приведено только итоговое по участку в целом. Объемы энергии рекуперации для каждой серии электровоза на участке по перегонам определяются на основании полученных в результате расчета графиков тока рекуперации (рисунок 2) с учетом уровня напряжения в контактной сети, полученного по результатам анализа данных РПДА.

Таким образом, анализ данных РПДА представляет собой обработку значений напряже-

Транспортная энергетика

ния на токоприемнике ЭПС в процессе движения по перегонам в режимах тяги и рекуперации. Результаты анализа данных РПДА вносятся в таблицу 1.

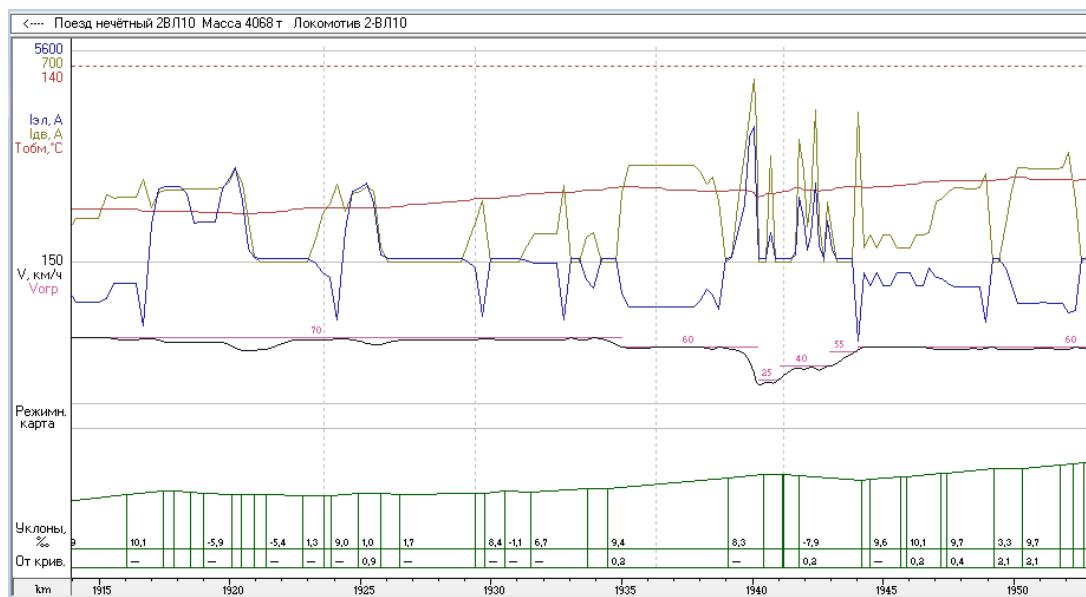


Рисунок 2 – Графики тока двигателей и электровоза, скорости движения поезда и температуры перегрева обмоток двигателей

Таблица 1 – Анализ данных РПДА

Коор-дината, км	Поездка №1		Поездка №2		Поездка № n		Среднее значение	
	напряже- ние, В	ток, А						
1001,2	3 330	550	3 350	570	3 500	620	3 370	585

Для корректировки напряжения на токоприемниках электровозов в тяговых расчетах используются средние значения из таблицы 1. Возможны также анализ средних значений токов и сопоставление их с расчетными значениями. Данный анализ предваряет расчеты в «Кортэс», т. е. в программе, осуществляющей тяговые расчеты, выделяются интервалы тяги и рекуперации, на которых и задаются средние значения напряжения и тока, полученные по результатам анализа.

В итоге энергетическая диаграмма является результатом проведенных тяговых расчетов с корректировкой значений напряжения на токоприемниках ЭПС по результатам анализа данных РПДА о параметрах движения электровоза.

Как было отмечено выше, в программном комплексе «Кортэс» программа для выполнения тяговых расчетов в отчете о поездке выдает информацию о расходе электроэнергии по перегонам. В свою очередь энергия рекуперации по каждому перегону для ЭПС постоянного тока рассчитывается согласно правилам тяговых расчетов по выражению, кВт·ч:

$$W_p^{\text{ЭПС}} = \frac{\sum U_{\vartheta} I_{\vartheta \text{ср}} \Delta t}{1000}, \quad (1)$$

где Δt – время в рекуперации, ч;

$I_{\vartheta \text{ср}}$ – средний ток электровоза в рекуперации, А;

U_{ϑ} – фактическое напряжение на токоприемнике ЭПС, В.

Для ЭПС переменного тока, кВт·ч,

$$W_p^{\text{ЭПС}} = \frac{\sum U_{\vartheta} k_v I_{da \text{ср}} \Delta t}{1000}, \quad (2)$$

где $I_{da \text{ср}}$ – действующее значение активного тока, среднее за время рекуперации Δt , А;

k_v – коэффициент формы кривой напряжения на данном U_{ϑ} , определяемый в зависимости от напряжения на токоприемнике электровоза (рисунок 3).

Транспортная энергетика

Значение среднего тока электровоза $I_{ср}$ в рекуперации определяется по расчетным данным о поездке после выполнения тягового расчета в комплексе «Кортэс» по кривым тока рекуперации (см. рисунок 2) или из отчета в табличной форме.

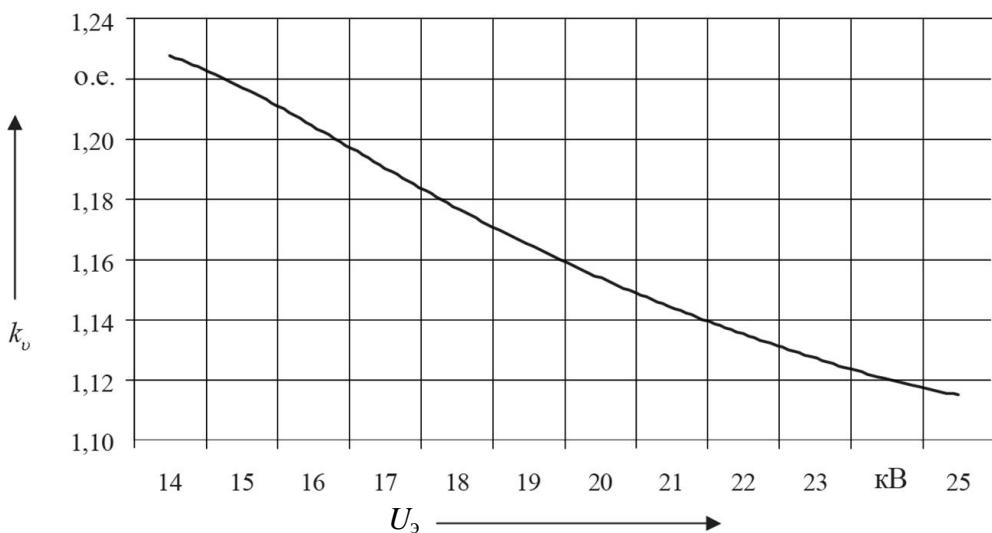


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента формы кривой напряжения k_v от значения напряжения на токоприемнике

На рисунке 4 приведены энергетические диаграммы участка А – К для электровоза 2ВЛ10. Энергетические диаграммы построены для поездов унифицированного (вертикальная штриховка) и критического (наклонная штриховка) весов (в данном случае – 3 300 и 6 300 т соответственно) и отображают расход W_n и возврат W_p электроэнергии электровозом по каждому перегону данного участка в четном и нечетном направлениях.

Все результаты расчетов для построения энергетических диаграмм представлены также в табличной форме и отображают по участку в целом и по каждому перегону в отдельности длину перегона, объем выполненной работы, время хода, удельные расход и рекуперацию. В таблице 2 представлены результаты расчетов для диаграмм участка А – К в нечетном направлении.

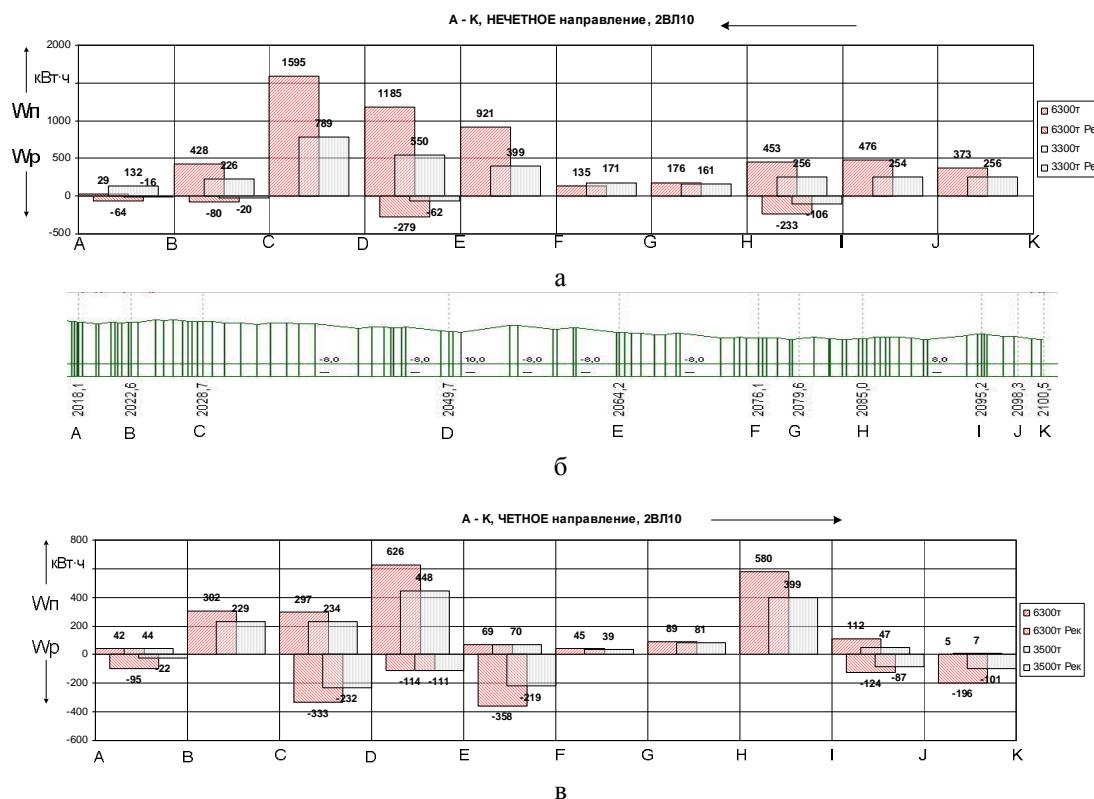


Рисунок 4 – Энергетические диаграммы участка А – К для электровоза 2ВЛ10

Транспортная энергетика

Таблица 2 – Отчет о показателях по участку А – К для электровоза 2ВЛ10 при движении в нечетном направлении

Перегон	Длина, км	Работа, 10^4 ткм брутто	Время хода по перегону, ч	Расход энергии, кВт·ч	Удельный расход энергии, кВт·ч/ 10^4 ткм брутто	Энергия рекуперации, кВт·ч	Удельная рекуперация, кВт·ч/ 10^4 ткм брутто
Вес поезда			6 300 (критический вес)				
A – B	4,5	3,00	3,9	50	16,7	100	33,3
B – C	6,1	4,07	6,6	450	110,6		0,0
C – D	21	14,00	23,6	1600	114,3		0,0
D – E	14,5	9,67	17	1200	124,1	300	31,0
E – F	11,9	7,93	12,7	950	119,7		0,0
F – G	3,5	2,33	3,2	150	64,3		0,0
G – H	5,4	3,60	5	200	55,5		0,0
H – I	10,2	6,80	9,7	450	66,2	250	36,8
I – J	3,1	2,07	4,7	500	241,9		0,0
J – K	2,2	1,47	3,9	400	272,7		0,0
Итого	82,40	54,94	90,30	5950	108,3	650	11,8
Вес поезда			3 300 (унифицированный вес)				
A – B	4,5	1,65	4,1	150	90,9	50	30,3
B – C	6,1	2,24	5,9	250	111,7	50	22,3
C – D	21	7,70	18,9	800	103,9		0,0
D – E	14,5	5,32	13,5	550	103,5	100	18,8
E – F	11,9	4,36	11,3	400	91,6		0,0
F – G	3,5	1,28	3	200	155,8		0,0
G – H	5,4	1,98	4,8	150	75,7		0,0
H – I	10,2	3,74	8,9	250	66,8	150	40,1
I – J	3,1	1,14	3,5	250	219,9		0,0
J – K	2,2	0,81	3,2	250	309,8		0,0
Итого	82,40	30,22	77,10	3250	107,5	350	11,6

В соответствии с распоряжением ОАО «РЖД» № 809 «О дополнительных мерах по повышению энергоэффективности тягового электроснабжения» от 14.04.2011 в 2011 г. сотрудниками Омского государственного университета путей сообщения была выполнена оценка потенциала энергоэффективности применения рекуперативного торможения на участках Западно-Сибирской, Южно-Уральской и Красноярской железных дорог.

По результатам проведенных исследований было получено, что потенциал повышения эффективности рекуперации на первое полугодие 2011 г. составил 91 408 тыс. кВт·ч, что в свою очередь составляет 22,3 % от фактического уровня рекуперации. Реализация мероприятий, направленных на повышение эффективности возврата электроподвижным составом электроэнергии в тяговую сеть, позволит увеличить значение удельной рекуперации в границах Западно-Сибирской железной дороги с 2,7 до 3,45 кВт·ч/ 10^4 ткм брутто, Южно-Уральской – с 4,2 до 5,07 кВт·ч/ 10^4 ткм брутто и Красноярской – с 11,7 до 13,91 кВт·ч/ 10^4 ткм брутто. Основными направлениями по повышению эффективности рекуперативного торможения являются качественная настройка схем рекуперации, повышение квалификации машинистов, подбор тяговых двигателей со схожими характеристиками, своевременное выявление электровозов с неисправной либо разрегулированной системой рекуперации, а также установка на тяговых подстанциях приемников избыточной энергии рекуперации.

1. Никифоров, М. М. Методика оценки потенциала энергоэффективности применения рекуперативного торможения [Текст] // М. М. Никифоров, А. Л. Каштанов, В. А. Кандаев // Известия Транссиба/ Омский гос. ун-т путей сообщения, – Омск, 2012, – № 1 (9). – С. 72 – 78.

Транспортная энергетика

УДК 621.316.97

В. А. Кандаев, К. В. Авдеева, А. О. Сырецкая

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗАЗЕМЛЯЮЩЕГО УСТРОЙСТВА С УЧЕТОМ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГРАНИЦЫ РАЗДЕЛА «МЕТАЛЛ – ГРУНТ»

Приведена методика расчета заземляющего устройства с учетом нелинейного сопротивления границы раздела «металл – грунт».

Заземляющие устройства (ЗУ) электрических станций и подстанций являются важным элементом энергоснабжения, обеспечивающим как работу системы электроснабжения, так и защиту оборудования подстанции в случае возникновения аварийной ситуации. Кроме того, исправное ЗУ обеспечивает безопасное выполнение работ обслуживающим персоналом, нормативные значения шагового напряжения и напряжения прикосновения [1]. Для определения параметров заземляющего устройства большое значение имеет точность результатов расчета заземляющего устройства, которая зависит от достоверности исходных данных (конфигурация ЗУ, параметры грунта), адекватности математической модели заземляющего устройства и сходимости методики расчета.

К настоящему времени разработан ряд математических моделей и методов расчета заземляющих устройств, однако ни одна из существующих моделей не учитывает поляризации металлических элементов ЗУ при стекании тока с металла в грунт. Данная статья посвящена разработке методики расчета ЗУ с учетом нелинейного сопротивления границы раздела «металл – грунт».

Методика расчета ЗУ с учетом сопротивления границы раздела была разработана на основе известной математической модели, предложенной Пучковым Г. Г. [2]. В данной модели для расчета токов и потенциалов в элементах ЗУ используется система уравнений для средних потенциалов элементов и разности потенциалов вдоль элементов:

$$\Phi_i^{(c)} = \sum_{j=1}^n \bar{I}_j \alpha_{ij}; \quad (1)$$

$$\bar{\Phi}_i = Z_{ii} I_i^c + \sum_{j=1}^n \left[Z_{ij}^{(\kappa)} I_j^c + Z_{ij}^{(n)} \bar{I}_j \right]. \quad (2)$$

где α_{ij} – поперечные сопротивления элементов, Ом; при $i = j$ – сопротивление растеканию элемента, при $i \neq j$ – взаимные сопротивления элементов;

Z_{ii}, Z_{ij} – внутреннее и внешнее продольные сопротивления элементов, Ом;

$\Phi_i^{(c)}$ – потенциал в середине i -го элемента заземляющего устройства, В;

$\bar{\Phi}_i$ – градиент потенциала вдоль i -го элемента, В/м;

α_{ij} – поперечное сопротивление между j -м элементом и серединой i -го элемента, Ом;

\bar{I}_j, I_j^c – ток, стекающий с j -го элемента, и продольный ток в его середине, А;

$Z_{ij}^{(\kappa)}$ – внешнее продольное сопротивление между j -м элементом и серединой i -го элемента, Ом;

$Z_{ij}^{(n)}$ – дополнительное сопротивление, которое возникает за счет линейного изменения тока (для собственных значений $i = j$, а также для j -х элементов, лежащих на одной прямой с i -м, равно нулю), Ом.

Приведенная математическая модель позволяет рассчитать токи и потенциалы в элементах ЗУ с учетом частотной зависимости сопротивления элементов ЗУ при заданных конфи-

гурации заземлителя, параметрах грунта, значениях и месте ввода тока в ЗУ. Методика расчета ЗУ достаточно компактна, имеет хорошую сходимость для токов низкой частоты, учитывает наиболее важные явления, происходящие при стекании тока с заземляющего устройства.

Прохождение тока через границу раздела «металл – грунт» связано с протеканием многостадийных окислительно-восстановительных реакций на поверхности металла [3], вызывающих отклонение потенциала сооружения от стационарного значения, т. е. его поляризацию. Отношение поляризационного потенциала элемента к величине поляризующего тока называется поляризационным сопротивлением, или сопротивлением границы раздела «металл – грунт». Величина сопротивления границы раздела элементов ЗУ нелинейно зависит от плотности поляризующего тока [3], поэтому сопротивление заземляющего устройства также имеет токовую зависимость.

С целью исследования токовой зависимости сопротивления заземляющего устройства известная схема замещения заземляющего устройства [4] была дополнена нелинейным сопротивлением границы раздела элемента R_{rp} , последовательно соединенного с поперечным сопротивлением ЗУ $R_{3U\text{ раст}}$, которое включает в себя собственное и взаимное сопротивления растеканию элементов ЗУ. Результатирующая схема приведена на рисунке 1.

Расчет выполнен для заземляющего устройства произвольной конфигурации, в общем случае состоящего из горизонтальных и вертикальных элементов круглого сечения, погруженного на глубину h в двухслойный грунт, удельные сопротивления слоев постоянны и равны ρ_1 и ρ_2 , мощность первого слоя h_1 для любого элемента ЗУ. В заданную точку заземляющего устройства вводится постоянный ток величиной I . Длина элементов существенно больше их радиуса, поэтому ток, стекающий с элемента ЗУ, изменяется линейно по его длине. Величина сопротивления границы раздела элемента ЗУ определяется как отношение поляризационного потенциала элемента к плотности стекающего тока, значение поляризационного потенциала определяется в соответствии с параметрами среды [3].

Для учета сопротивления границы раздела в уравнении (1) к собственному поперечному сопротивлению элемента добавлено сопротивление границы раздела «металл – грунт»:

$$\phi_i^{(c)} = \bar{I}_i \cdot R_{ii}^{rp}(\bar{I}_i) + \sum_{j=1}^n \bar{I}_j \alpha_{ij};, \quad (3)$$

где $R_{ii}^{rp}(\bar{I}_i)$ – сопротивление границы раздела i -го элемента, зависящего от величины тока, стекающего с него, Ом.

Для учета токовой зависимости сопротивления границы раздела «металл – грунт» существующий алгоритм определения токов и потенциалов в элементах ЗУ [2] был дополнен блоком расчета поперечного сопротивления элемента ЗУ. Далее приведена методика расчета заземляющего устройства с учетом сопротивления границы раздела «металл – грунт».

На первой итерации в уравнениях системы (2), (3) производится замена средних значений токов и потенциалов на начальные и конечные для приведения системы к виду:

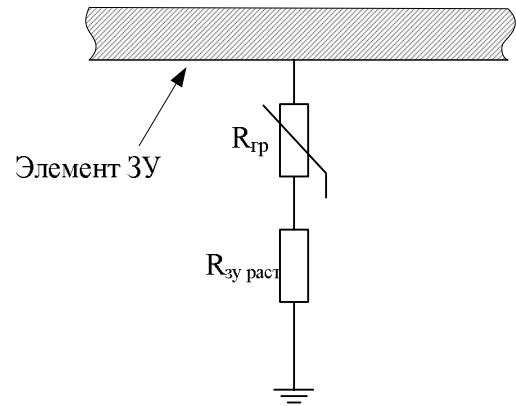


Рисунок 1 – Схема замещения элемента ЗУ с учетом границы раздела «металл – грунт»

Транспортная энергетика

$$\frac{\phi_i^{(h)} + \phi_i^{(k)}}{2} = \left[I_j^{(h)} - I_j^{(k)} \right] \cdot R_{ii}^{\text{rp}}(\bar{I}_i) + \sum_{j=1}^n \left[I_j^{(h)} - I_j^{(k)} \right] \alpha_{ij}; \quad (4)$$

$$\phi_i^{(h)} - \phi_i^{(k)} = \frac{I_i^{(h)} + I_i^{(k)}}{2} Z_{ii} + \sum_{j=1}^n \left[Z_{ij} \frac{I_j^{(h)} + I_j^{(k)}}{2} \right], \quad (5)$$

где $\phi_i^{(h)}$, $\phi_i^{(k)}$ – потенциалы начального и конечного узлов i -го элемента, В;

$I_j^{(h)}$, $I_i^{(h)}$, $I_i^{(k)}$, $I_j^{(k)}$ – продольные токи начала и конца i -го и j -го элементов, А.

К матрице собственных и взаимных поперечных сопротивлений прибавляется диагональная матрица $\|R_{ii}^{\text{rp}}(I_0)\|$, элементы которой в нулевом приближении равны нулю.

Для формирования матрицы узловых потенциалов производится переход к полуразностям токов в начале и конце элемента. Так как значение градиента потенциала i -го элемента $\phi_i^{(c)}$ определяется собственным током элемента, внешним продольным сопротивлением $Z_{ij}^{(k)}$ в уравнении (5) при $i \neq j$ можно пренебречь. С учетом этого выражения (4), (5) можно записать в виде:

$$\begin{cases} 4 \left[\alpha_{11} + R_{11}^{\text{rp}}(\bar{I}_1) \right] + \frac{\bar{I}_1^{(h)} - \bar{I}_1^{(k)}}{2} + 4\alpha_{12} \frac{\bar{I}_2^{(h)} - \bar{I}_2^{(k)}}{2} + \dots + 4\alpha_{1n} \frac{\bar{I}_n^{(h)} - \bar{I}_n^{(k)}}{2} = \phi_1^{(h)} + \phi_1^{(k)}; \\ \dots \dots \dots \dots \dots \\ 4\alpha_{n1} \frac{\bar{I}_1^{(h)} - \bar{I}_1^{(k)}}{2} + 4\alpha_{n2} \frac{\bar{I}_2^{(h)} - \bar{I}_2^{(k)}}{2} + \dots + 4 \left[\alpha_{nn} + R_{nn}^{\text{rp}}(\bar{I}_n) \right] \frac{\bar{I}_n^{(h)} - \bar{I}_n^{(k)}}{2} - \phi_1 = \phi_n^{(h)} + \phi_n^{(k)}. \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} Z_{11} I_1^{(c)} = \phi_1^{(h)} - \phi_1^{(k)}; \\ \dots \dots \dots \\ Z_{nn} I_n^{(c)} = \phi_n^{(h)} - \phi_n^{(k)}. \end{cases} \quad (7)$$

Решая системы (6) и (7), найдем значения продольного тока в начале и в конце каждого элемента, выраженные через потенциалы начала и конца этого элемента:

$$\begin{cases} \bar{I}_1^{(h)} = \frac{\bar{\alpha}_{11} + R_{11}^{\text{rp}}(\bar{I}_1)}{4} (\phi_1^{(h)} + \phi_1^{(k)}) + \dots + \frac{\bar{\alpha}_{1n}}{4} (\phi_n^{(h)} + \phi_n^{(k)}) + \frac{\phi_1^{(h)} - \phi_1^{(k)}}{Z_{11}}; \\ -\bar{I}_1^{(k)} = \frac{\bar{\alpha}_{11} + R_{11}^{\text{rp}}(\bar{I}_1)}{4} (\phi_1^{(h)} + \phi_1^{(k)}) + \dots + \frac{\bar{\alpha}_{1n}}{4} (\phi_n^{(h)} + \phi_n^{(k)}) - \frac{\phi_1^{(h)} - \phi_1^{(k)}}{Z_{11}}; \\ \dots \dots \dots \dots \dots \\ \bar{I}_n^{(h)} = \frac{\bar{\alpha}_{n1}}{4} (\phi_1^{(h)} + \phi_1^{(k)}) + \dots + \frac{\bar{\alpha}_{nn} + R_{nn}^{\text{rp}}(\bar{I}_n)}{4} (\phi_n^{(h)} + \phi_n^{(k)}) + \frac{\phi_n^{(h)} - \phi_n^{(k)}}{Z_{nn}}; \\ -\bar{I}_n^{(k)} = \frac{\bar{\alpha}_{n1}}{4} (\phi_1^{(h)} + \phi_1^{(k)}) + \dots + \frac{\bar{\alpha}_{nn} + R_{nn}^{\text{rp}}(\bar{I}_n)}{4} (\phi_n^{(h)} + \phi_n^{(k)}) - \frac{\phi_n^{(h)} - \phi_n^{(k)}}{Z_{nn}}. \end{cases} \quad (8)$$

Составляется система уравнений по первому закону Кирхгофа для токов, входящих в узел, при этом $\bar{I}_i^{(h)}$ считается входящим в узел, а $\bar{I}_i^{(k)}$ – выходящим из узла:

Транспортная энергетика

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{j=1}^{k_i} \bar{I}_{ji}^{(h)} - \sum_{j=1}^{k'_i} \bar{I}_{ji}^{(k)} = 0; \\ \dots \\ \sum_{j=1}^{k_i} \bar{I}_{ji}^{(h)} - \sum_{j=1}^{k'_i} \bar{I}_{ji}^{(k)} = I_0; \\ \dots \\ \sum_{j=1}^{k_n} \bar{I}_{jn}^{(h)} - \sum_{j=1}^{k'_n} \bar{I}_{jn}^{(k)} = 0, \end{array} \right. \quad (9)$$

где j_i – номера элементов, входящих в i -й узел,

k_i – количество элементов, по которым ток втекает в i -й узел,

k'_i – количество элементов, по которым ток вытекает из i -го узла.

Далее в системе уравнений (8) производится замена потенциалов начала и конца на потенциалы узлов начала и конца каждого элемента Ψ_i . Затем выражения для $\bar{I}_i^{(h)}$ и $\bar{I}_i^{(k)}$ из системы (8) подставляются в систему (9). После группировки слагаемых по Ψ_i система (9) в матричной форме примет вид:

$$\begin{vmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} & G_{14} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} & G_{24} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} & G_{34} \\ G_{41} & G_{42} & G_{43} & G_{44} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \Psi_1 \\ \Psi_2 \\ \Psi_3 \\ \Psi_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ I_{0n} \\ 0 \end{vmatrix}. \quad (10)$$

Решением системы (10) в первом приближении вычисляются значения потенциалов в узлах решетки и по уравнениям (8) определяются токи, стекающие с каждого элемента заземляющего устройства. Средний продольный ток в элементе определяется как разность потенциалов начального и конечного узлов, умноженная на продольную проводимость элемента:

$$\frac{I_i^{(h)} + I_i^{(k)}}{2} = \left\| \frac{1}{Z_{ii}} \right\| (\phi_i^{(h)} - \phi_i^{(k)}). \quad (11)$$

Продольные токи в начале и в конце каждого элемента ЗУ определяются вычитанием или прибавлением половины поперечного тока к среднему продольному току в элементе.

Далее производится пересчет значений элементов матрицы $\|R_{ii}^{\text{рп}}(\bar{I}_i^c)\|$ путем вычисления значения функции $R_{ii}^{\text{рп}} = f(\bar{I}_i^c)$ для поперечных токов \bar{I}_i^c , полученных в нулевом приближении, после чего заканчивается первый цикл итераций.

По найденным в первом приближении значениям средних токов элементов уточняются значения продольных и поперечных параметров с учетом элементов матрицы $\|R_{ii}^{\text{рп}}(\bar{I}_i^c)\|$, полученных на предыдущей итерации, и вновь производится расчет токораспределения. Критерием завершения итерационного процесса является получение устойчивого значения узловых потенциалов.

Сходимость итерационного процесса зависит от величины вводимого в ЗУ тока, конфигурации заземлителя и составляет от двух до шести циклов для простых конфигураций, от двух до 15 – для конфигураций, близких к реальным схемам ЗУ электрических станций. Поэтому процесс можно считать сходящимся и, следовательно, реализуемым в программной среде.

Разработанная методика расчета ЗУ была реализована в программе, с помощью которой выполнен анализ работы реальной схемы ЗУ. Сопротивление границы раздела элемента ЗУ

было задано в виде кусочно-непрерывной функции на основе теоретических зависимостей поляризации стальных электродов в электролитах от плотности стекающего тока [3].

В частности, был выполнен расчет сопротивления заземляющего устройства одной из тяговых подстанций ЗСЖД, состоящего из 124 элементов длиной от 2 до 10 м и имеющего сложную конфигурацию. Сопротивление границы раздела элемента задано кусочно-непрерывной функцией с использованием данных для перенапряжения стального электрода в суглинке средней влажности и температуры [5]. На рисунке 2 приведены зависимости сопротивления от тока в заземляющем устройстве, рассчитанные с учетом сопротивления границы раздела «металл – грунт» и без его учета.

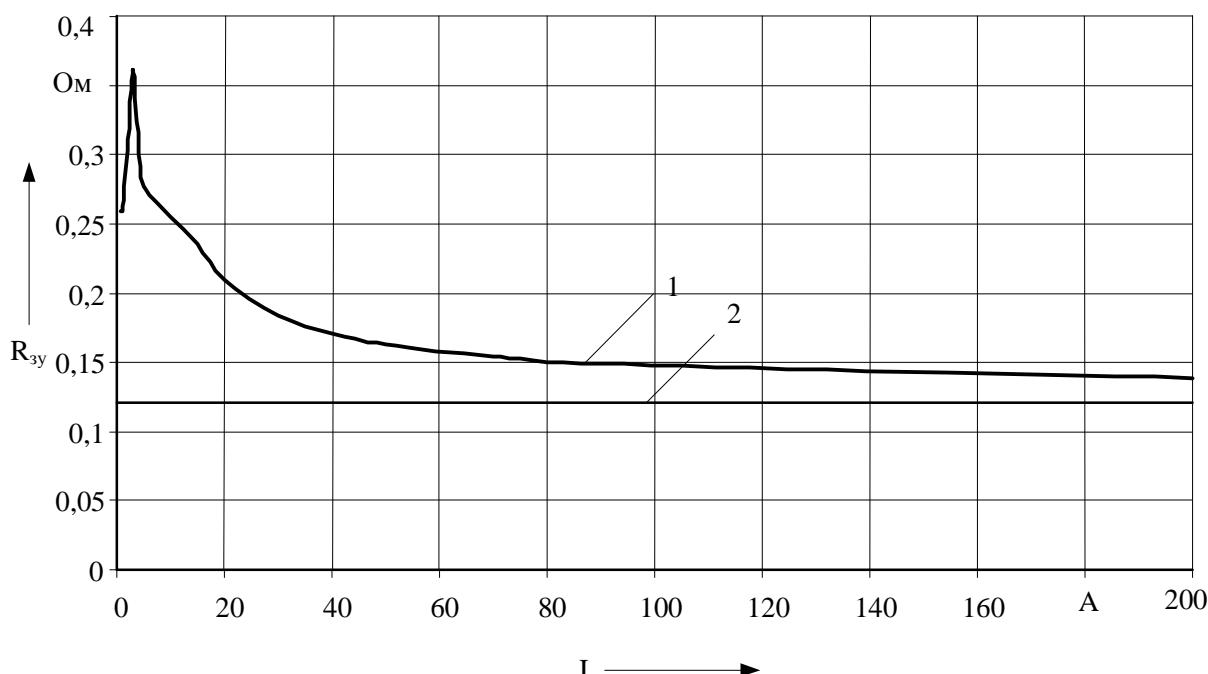


Рисунок 2 – Сопротивление растеканию заземляющей ячейки 10×10 м
с учетом сопротивления границы раздела (1) и без его учета (2)

По результатам расчета можно сделать следующие выводы:

- 1) сопротивление ЗУ в диапазоне токов 0,5 – 2 А имеет максимальное значение и в дальнейшем нелинейно убывает с увеличением тока;
- 2) для токов более 50 А сопротивление границы раздела «металл – грунт» пренебрежимо мало по сравнению с сопротивлением растеканию ЗУ;
- 3) на малых токах погрешность определения сопротивления ЗУ без учета границы раздела может составлять более 100 %.

Список литературы

1. РД-153-34, 0-20.525-00. Методические указания по контролю состояния заземляющих устройств электроустановок. [Текст] / СПО ОРГРЭС. – М., 2000. – 64 с.
2. Пучков, Г. Г. Математическая модель заземляющего устройства переменного тока [Текст] / Г. Г. Пучков // Электричество. – 1984. – № 3. – С. 25 – 30.
3. Дамаскин, Б. Б. Электрохимия: Учебное пособие [Текст] / Б. Б. Дамаскин, О. А. Петрий. – М.: Высшая школа, 1987. – 295 с.
4. Бургдорф, В. В. Заземляющие устройства электроустановок [Текст] / В. В. Бургдорф, А. И. Якобс. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 400 с.
5. Хижняков, В. И. К оценке содержания кислорода в грунте по значению предельного катодного тока на платиновом электроде [Текст] / В. И. Хижняков, Н. П. Глазов, О. И. Налесник // Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности. – 1980. – № 12. – С. 2 – 4.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИЛОВОГО КАНАЛА СТАНЦИИ УПРАВЛЕНИЯ В СОСТАВЕ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Рассматривается подход к моделированию силового канала станции управления в составе установок электроцентробежных насосов, который позволяет определять параметры силового канала, что важно при расчете потерь электрической энергии, вызванных наличием высших гармоник в напряжениях и токах силового канала преобразования энергии, и энергетических параметров установки.

Сопутствующим эффектом при внедрении полупроводниковых статических преобразователей частоты (СПЧ) станций управления (СУ) установками электроцентробежных насосов (УЭЦН) является снижение качества электроэнергии за счет появления высших гармонических составляющих в токах и напряжениях элементов электрооборудования силового канала преобразования электрической энергии. Такие установки широко применяются в хозяйстве железнодорожных станций, в электротехнологических установках нефтедобычи и т. д. Особенностью актуальной названной проблемы стала при внедрении современных статических преобразователей частоты на базе транзисторных автономных инверторов напряжения (АИнов) с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) с несущей частотой модуляции 1,5 – 16 кГц. Специалистами было установлено, что применение такого рода АИнов вызывает опасное повышение напряжения U на погружном асинхронном электродвигателе (ПЭДе) вследствие высоких значений производных dU/dt , достигающих величин до 7500 В/мкс и более, – возникают явления отраженных от зажимов электродвигателя электромагнитных волн резонанса на высших гармониках, поверхностного эффекта, короны; увеличивается вибрация конструкций, возникают дополнительные потери электрической энергии [1, 2]. Для исследования указанных процессов необходимо рассмотреть подходы к моделированию силового канала станции управления в составе УЭЦН (рисунок 1).

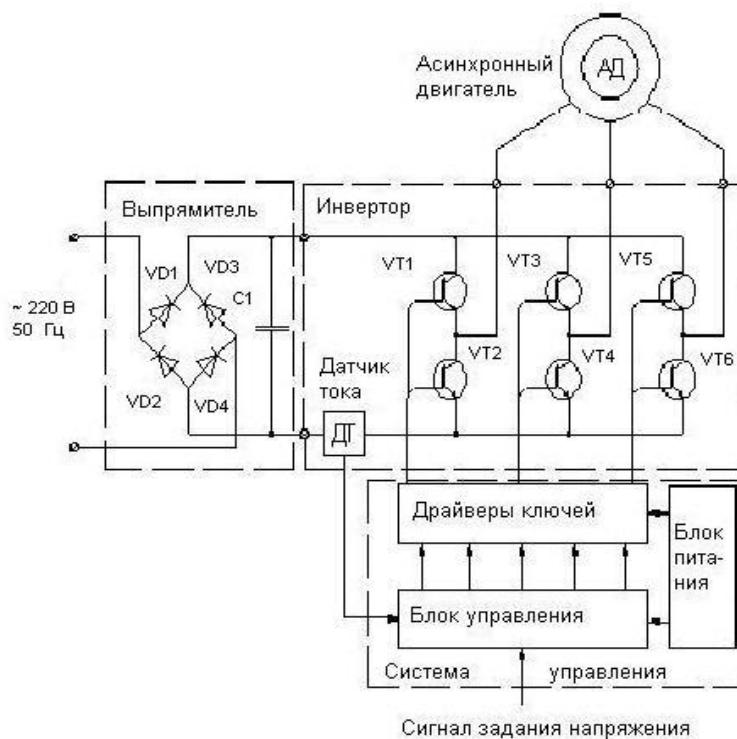


Рисунок 1 – Схема силового канала станции управления в составе УЭЦН

Транспортная энергетика

Для построения естественных характеристик станций управления используем уравнения четырехполюсника в форме A [3]:

$$\dot{U}_{1\text{cy}} = \dot{A}_{\text{cy}} \dot{U}_{2\text{cy}} + \dot{B}_{\text{cy}} \dot{I}_{2\text{cy}}; \quad (1)$$

$$\dot{I}_{1\text{cy}} = \dot{C}_{\text{cy}} \dot{U}_{2\text{cy}} + \dot{D}_{\text{cy}} \dot{I}_{2\text{cy}}, \quad (2)$$

которые взаимосвязывают напряжение $\dot{U}_{1\text{cy}}$ и ток $\dot{I}_{1\text{cy}}$ холостого хода станции управления с напряжением $\dot{U}_{2\text{cy}}$ и током $\dot{I}_{2\text{cy}}$ станции управления в рабочих режимах установок электротрекобежных насосов. \dot{A}_{cy} , \dot{B}_{cy} , \dot{C}_{cy} , \dot{D}_{cy} – комплексные параметры четырехполюсника – комплексные параметры станции управления, объединяемые параметрической матрицей M_{cy} :

$$M_{\text{cy}} = \begin{vmatrix} \dot{A}_{\text{cy}} & \dot{B}_{\text{cy}} \\ \dot{C}_{\text{cy}} & \dot{D}_{\text{cy}} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & r_{\text{cy}} \\ 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (3)$$

В выражении для параметрической матрицы станции управления (3) учтено, что для используемых в настоящее время станций управления с инверторами напряжения на IGBT-транзисторах реактивная составляющая внутренних потерь незначительна и ее обычно в энергетических расчетах не учитывают. В связи с этим рассматриваются только активные потери станции управления, на основании которых внутренние свойства станции управления характеризуются внутренним активным сопротивлением r_{cy} .

Методика определения параметра r_{cy} сводится к последовательному применению следующих уравнений.

1. Пиковое значение выходного тока $I_{\text{вых1}}$ автономного инвертора напряжения (равное пиковому значению тока коллектора I_C):

$$I_{\text{вых1}} = \sqrt{2/3} k_1 k_2 \beta Z^{-1} U_{\text{вых1}}, \quad (4)$$

где k_1 – коэффициент увеличения амплитуды с учетом мгновенной пульсации выходного тока; k_2 – коэффициент прибавки амплитуды тока для учета дополнительных потерь мощности от действия токов высших гармоник с учетом частотного спектра выходных токов и напряжений АИНа; Z – модуль сопротивления нагрузки фазы станции управления, соответствующий номинальному выходному току СУ $\dot{Z} = Z \exp j\varphi$; $\beta = I_{\text{вых1}} / I_{\text{вых1ном}}$ – коэффициент загрузки СУ по выходному току.

2. Потери проводимости в АИНах:

$$P_{US} = 0,25 l_{VT} I_{\text{вых1}} \left[U_{CES}(\alpha) \left(0,125 + \frac{m}{3\pi} \cos \varphi \right) + U_F(\alpha) \left(0,125 - \frac{m}{3\pi} \cos \varphi \right) \right], \quad (5)$$

где $U_{CES}(\alpha)$, $U_F(\alpha)$, $\alpha = I_{\text{вых1}} / M$ – напряжение насыщения IGBT и снижение напряжения на антипараллельном диоде при токе α ; l_{VT} – число IGBT-транзисторов в АИНах; M – число параллельно включенных модулей в одном плече АИНа; m – коэффициент модуляции синусоидальной широтно-импульсной модуляции, изменяющийся в диапазоне от 0 до 1.

3. Коммутационные потери в АИНах:

$$P_{USW} = \frac{3}{\pi \sqrt{2}} \left[I_{\text{вых1}} U_d F \left(t_{C(ON)} + t_{C(OFF)} + 1,1 t_{RR} \right) \right], \quad (6)$$

где U_d – номинальное напряжение на шине постоянного тока; F – номинальная тактовая

Транспортная энергетика

частота ШИМ коммутации IGBT-транзисторов; $t_{C(ON)}$ и $t_{C(OFF)}$ – время включения и выключение IGBT по цепи коллектора; t_{RR} – время восстановления антипараллельного диода.

Коммутационные потери пропорциональны тактовой частоте ШИМ сигналов управления и зависят от энергии потерь на включение и выключение IGBT, приведенной к пиковому значению выходного тока и напряжению питания инвертора.

4. Потери мощности в снабберах АИНОв:

$$P_{SN} = l_{VT} 0,5F \left[C_1 (U_d + \Delta U)^2 + C_2 \Delta U^2 \right], \quad (7)$$

где ΔU – коммутационный выброс напряжения на коллекторе IGBT за счет паразитных индуктивностей подводящих проводов и выводов конденсаторов, не превышающий в рассматриваемых станциях управления $0,1U_d$; C_1 – емкость конденсатора снабберной RC-цепи; C_2 – емкость конденсатора снабберной RDC-цепи

5. Дополнительные потери мощности на управление IGBT ключами АИНОв:

$$P_{UPR} = l_{VT} M U_{GE}^2 F \left[C_{IES} + C_{RES} \left(1 + \frac{U_d}{U_{GE}} \right) \right], \quad (8)$$

где U_{GE} – напряжение на затворе при включенном состоянии IGBT; C_{IES} , C_{RES} , C_{OES} – входная, проходная и выходная емкости IGBT.

6. Коэффициент полезного действия инвертора:

$$\eta_{AIH} = P_{2CY} / P_{1AIH}, \quad (9)$$

где P_{2AIH} , P_{2CY} – входная и выходная мощность автономного инвертора напряжения соответственно:

$$P_{2CY} = U_{\text{вых1}}^2 \beta Z^{-1} \cos \varphi; \quad (10)$$

$$P_{1AIH} = U_{\text{вых1}}^2 \beta Z^{-1} \cos \varphi + 3R_u I_{\text{вых1}}^2, \quad (11)$$

где R_u – сопротивление инвертора, которое рассчитывается по уравнению:

$$R_u = 3(P_{US} + P_{USW} + P_{SN} + P_{UPR}) I_{\text{вых1}}^{-2}. \quad (12)$$

7. Средневыпрямленный ток на шине постоянного тока преобразователя частоты (ПЧ):

$$I_d = \left[U_{\text{вых1}}^2 \beta Z^{-1} \cos \varphi + 3R_u I_{\text{вых1}}^2 \right] U_d^{-1}. \quad (13)$$

8. Статические потери мощности в управляемом тиристорном выпрямителе:

$$P_{BS} = l_{VT} k_{VS} I_d (U_{TO} + I_d r_t) + (I_d / I_{dr})^2 P_{dr}, \quad (14)$$

где k_{VS} – схемный коэффициент для мостовой трехфазной схемы; r_t – динамическое сопротивление тиристорного ключа во включенном состоянии; I_{dr} – номинальный ток дросселя; P_{dr} – потери в дросселе.

9. Коммутационные потери мощности в управляемом тиристорном выпрямителе:

$$P_{BSW} = 150k_{CC} U_d t_{sw}, \quad (15)$$

где k_{CC} – схемный коэффициент для мостовой трехфазной схемы [4], t_{sw} – время коммутации тиристорного модуля.

Транспортная энергетика

10. Коэффициент полезного действия управляемого тиристорного выпрямителя:

$$\eta_B = (P_{2CY} + 3I_{\text{вых1}}^2 R_u) / (P_{1AИH} + I_d^2 R_B), \quad (16)$$

11. Коэффициент полезного действия преобразователя частоты в целом:

$$\eta_{\text{ПЧ}} = P_{2CY} / (P_{1AИH} + R_B I_d^2 + P_{PST}), \quad (17)$$

где P_{PST} – потери на охлаждение силовых полупроводниковых ключей и мощность, потребляемая служебными источниками электрической энергии.

12. Внутреннее сопротивление станции управления

$$r_{CY} = U_{1CY} I_{1CY}^{-1} (1 - \eta_{CY}) \cos \phi_{CY}, \quad (18)$$

согласно которому, а также выражению для параметрической матрицы (3) уравнения математической модели станции управления (1), (2) принимают вид:

$$\dot{U}_{1CY} = \dot{U}_{2CY} + r_{CY} \dot{I}_{2CY}; \quad (19)$$

$$\dot{I}_{1CY} = \dot{I}_{2CY}. \quad (20)$$

В качестве примера применения разработанной методики рассматривается определение параметра r_{CY} (17) для станции управления – «Электон 05-160». Применительно к рассматриваемой станции управления параметры и коэффициенты, необходимые для применения расчетной методики, принимают следующие значения: $k_1 = 1,1$, $k_2 = 1,25$, $l_{VT} = 6$, $m = 0,95$, $t_{C(ON)} = 500$ нс, $t_{C(OFF)} = 350$ нс, $t_{RR} = 250$ нс, $C_{IES} = 80$ пФ, $C_{RES} = 16$ пФ, $U_{GE} = 15$ В, $k_{VS} = 0,577$, $k_{CC} = 1,045$. Потери в дросселе станции управления «Электон 05-160» P_{dr} составляют 200 Вт.

Результаты расчета представлены на рисунках 2, 3.

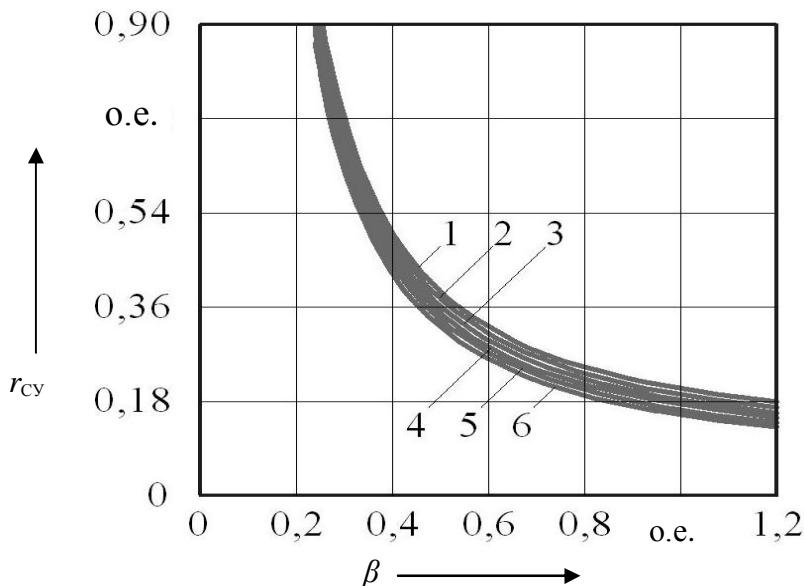


Рисунок 2 – Зависимость внутреннего сопротивления r_{CY} станции управления «Электон 05-160» от коэффициента ее загрузки по току β_1 для различных коэффициентов мощности нагрузки:
1 – $\cos(\phi) = 0,85$; 2 – 0,8; 3 – 0,75; 4 – 0,7; 5 – 0,65; 6 – 0,6

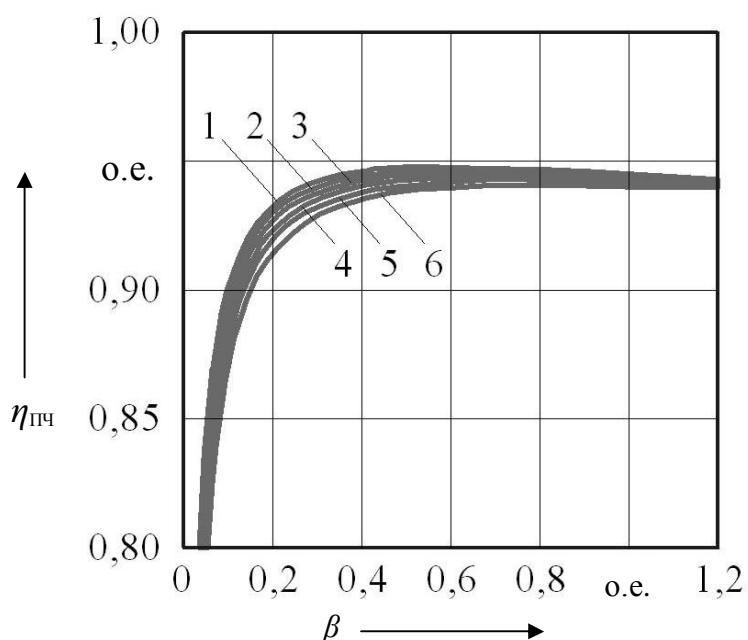


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента полезного действия $\eta_{\text{СУ}}$ станции управления «Электон 05-160» от коэффициента ее загрузки по току β_1 для различных коэффициентов мощности нагрузки:
1 – $\cos(\phi) = 0,85$; 2 – 0,8; 3 – 0,75; 4 – 0,7; 5 – 0,65; 6 – 0,6

Характеристики станции управления «Электон 05-160» (см. рисунки 2, 3) представляют собой естественные характеристики станции управления и определяют ее свойства как индивидуального изделия без учета влияния той системы, в которую она включена. Независимо от коэффициента мощности нагрузки и сопротивления, на которое нагружена станция управления в реальном диапазоне изменения коэффициента загрузки $\beta = 0,5 - 1,2$, коэффициент полезного действия $\eta_{\text{ПЧ}}$ сохраняет свое значение почти неизменным и составляет величину порядка 93,98 – 94,8 %. Сопротивление $r_{\text{СУ}}$ резко изменяется в зависимости от коэффициента загрузки по току β , однако в рабочем диапазоне его значений это изменение не столь значительно и составляет величину среднего значения $r_{0\text{СУ}} = 0,21 - 0,28 \Omega$.

Данный подход к моделированию силового канала станции управления в составе УЭЦН позволяет получить параметры станции управления, необходимые для дальнейшего исследования экономичных режимов работы УЭЦН, что является одним из направлений применения энергосберегающих технологий в хозяйстве железнодорожных станций, в электротехнологических установках нефтедобычи и т. д.

Список литературы

1. Хиббард, Дж. Предотвращение аварий двигателя при его удаленном подключении к преобразователю частоты на IGBT [Текст]// Дж. Хиббард, X. Николас // Электротехнический рынок. – 2007. – № 9 (15). – С.1 – 8.
2. Павленко, В. А. Сравнительный анализ электромагнитных процессов в структурах электроприводов нефтедобывающей промышленности [Текст]// В. А. Павленко, В. С. Климов, И. В. Климов // Силовая электроника. – 2010. – № 31. – С.1 – 16.
3. Ковалев, А. Ю. Электротехнологические установки насосной эксплуатации скважин: Монография [Текст] / А. Ю. Ковалев, Ю. З. Ковалев, А. С. Солодянкин / Нижневартовский гос. гуманитарный ун-т. – Нижневартовск, 2010. – 105 с.
4. Электротехнический справочник: В 4 т. Т. 4. Использование электрической энергии [Текст] / Под общ. ред. В. Г. Герасимова / МЭИ. – М., 2002. – 696 с.

УДК 621.313.321

Ю. Н. Кликушин, Е. В. Птицына, В. Н. Сорокин

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ВЫЗВАННЫХ НАЛИЧИЕМ ВЫСШИХ ГАРМОНИК В НАПРЯЖЕНИЯХ И ТОКАХ СИЛОВОГО КАНАЛА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Рассматриваются потери электрической энергии, вызванные наличием высших гармоник в напряжениях и токах силового канала преобразования энергии установок электроцентробежных насосов. Показано положительное влияние синусных фильтров на гармонический состав токов и напряжений силового канала, а также на существенное снижение дополнительных потерь от высших гармоник в трансформаторе, кабельной линии и самом электродвигателе.

Основным побочным эффектом широкого внедрения статических преобразователей частоты (СПЧ) станций управления (СУ) установками электроцентробежных насосов (УЭЦН) является генерирование высших гармонических составляющих в токах и напряжениях элементов электрооборудования силового канала преобразования электрической энергии. Подобные установки широко применяются в хозяйстве железнодорожных станций, в электротехнологических установках нефтедобычи и т. д. Особенно актуальным этот вопрос стал при переходе к современным СПЧ на базе транзисторных автономных инверторов напряжения (АИнов) с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) и несущей частотой модуляции 1,5 – 16 кГц. Специалистами было установлено, что применение такого рода АИнов вызывает опасное повышение напряжения U на погружном асинхронном электродвигателе (ПЭДе) вследствие высоких значений производных dU/dt , достигающих величин до 7500 В/мкс и более, возникают явления отраженных от зажимов ПЭДа электромагнитных волн резонанса на высших гармониках, поверхностного эффекта, короны; увеличивается вибрация конструкций, возникают дополнительные потери электрической энергии [1, 2].

Средствами преодоления отрицательного воздействия полигармонических выходных напряжений СУ является применение трех основных типов фильтров: дросселей переменного тока, dU/dt -дросселей и фильтров, синусных фильтров различных предприятий – изготавителей электротехнического оборудования. Лучшая защита ПЭДа и элементов электрооборудования силового канала УЭЦН обеспечивается применением синусных фильтров, включенных на выходе СУ [1, 2]. Поскольку в эксплуатации в настоящее время находятся различные типы станции управления с разными принципами действия АИнов и различным гармоническим составом выходных напряжений, становится актуальной задача исследования фактического влияния высших гармоник на несинусоидальность токов и напряжений ПЭДа и потери электрической энергии в силовом канале УЭЦН.

Осуществляется сравнение основных типов СУ – Elektrospeed, Электон, Триол, Эталон – между собой, а также сравнение с напряжениями, имеющими гармонический состав, соответствующий требованиям действующего ГОСТ 13109-97. «Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения».

Эксперимент проводился в следующей последовательности. Анализатором качества электрической энергии АКЭ-823 регистрировались напряжения на выходных зажимах синусных фильтров или на выходных зажимах станции управления при отсутствии фильтров; анализатором качества электрической энергии определялся гармонический состав напряжения до 60-го порядка включительно; гармонические составляющие напряжения до 100-го по-

Транспортная энергетика

рядка определялись расчетным путем на основании визуализации в реальном времени исследуемых переменных по их осцилограммам; расчетным путем определялся гармонический состав токов СУ и ПЭДа и напряжение ПЭДа в соответствии со схемой замещения силового канала электрической энергии, содержащего трансформатор, кабельную линию, удлинитель кабельной линии и ПЭД. Согласно общей методике расчета ПЭДа [3] определялся гармонический состав его напряжения и тока; по результатам расчета определялись коэффициенты искажения синусоидальности кривых напряжения и тока на выходе станции управления U_{1v} , I_{1v} и на двигателе – U_{2v} , I_{2v} соответственно –

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{1U} = \sqrt{\sum_{v=2}^{100} U_{1v}^2} / U_{11}; \\ k_{1I} = \sqrt{\sum_{v=2}^{100} I_{1v}^2} / I_{11}; \\ k_{2U} = \sqrt{\sum_{v=2}^{100} U_{2v}^2} / U_{21}; \\ k_{2I} = \sqrt{\sum_{v=2}^{100} I_{2v}^2} / I_{21}. \end{array} \right. \quad (1)$$

а также коэффициенты потерь активной мощности, вычисленные как отношение суммарной мощности высших гармоник к мощности первой гармоники на выходе станции управления k_{1P} и на двигателе k_{2P} :

$$k_{1P} = \left[\sum_{v=2}^{100} \Delta P_{1v} \right] / \Delta P_{11} = \left[\sum_{v=2}^{100} U_{1v} I_{1v} \cos(\varphi_{1v}) \right] / U_{11} I_{11} \cos(\varphi_{11}); \quad (2)$$

$$k_{2P} = \left[\sum_{v=2}^{100} \Delta P_{2v} \right] / \Delta P_{21} = \left[\sum_{v=2}^{100} U_{2v} I_{2v} \cos(\varphi_{2v}) \right] / U_{21} I_{21} \cos(\varphi_{21}), \quad (3)$$

где U_{1v} , I_{1v} , U_{2v} , I_{2v} , $\cos(\varphi_{1v})$, $\cos(\varphi_{2v})$ – действующие значения гармоник напряжений, токов и соответствующие коэффициенты мощности гармоник порядка $v = 1, \dots, 100$.

Все вычисления проводились для диапазона скольжений ПЭДа от холостого хода $s = 0$ до пускового режима $s = 1$, полученные результаты сравнивались с предельно допустимым значением гармонического состава напряжений с коэффициентом искажения синусоидальности $k_{1U} = 12\%$ в соответствии с требованием ГОСТ 13109-97.

Для систематизации проводимого исследования была выбрана нефтедобывающая скважина в следующей комплектации: двухсекционный электроцентробежный насос ЭЦНДИ 5-50-1700 по 178 ступеней; погружной электрический двигатель ПЭДН 32-117-1000, Электон 05-160 с погружным телеметрическим блоком ТМС М5Б5; удлинитель У2-50/16 КПпБП длиной 50 м; основной кабель КП-16-1755 КПпБП длиной 1755 м; промысловый трансформатор ТМПН-63/3-УХЛ1 с напряжением на первичной и вторичной обмотках 380/1069 В.

Математическая модель для выполняемых расчетов с учетом изменения активных и реактивных сопротивлений схем замещения трансформатора, кабельной линии, удлинителя кабельной линии в зависимости от номера гармоники v записывалась в форме:

$$U_{1v} = A_v U_{2v} + B_v I_{2v}; \quad (4)$$

$$\dot{I}_{1v} = \dot{C}_v \dot{U}_{2v} + \dot{D}_v \dot{I}_{2v}. \quad (5)$$

Здесь \dot{A}_v , \dot{B}_v , \dot{C}_v , \dot{D}_v – параметры математической модели. Данные параметры вычислялись на каждой частоте $v = 1, \dots, 100$ гармоник напряжения \dot{U}_{1v} .

Взаимосвязь между напряжением \dot{U}_{2v} и током \dot{I}_{2v} ПЭДа (1), (2) для каждой гармоники $v = 1, \dots, 100$

$$\dot{U}_{2v} = (r_{2v} + jx_{2v}) \dot{I}_{2v}, \quad (6)$$

определялась на основании общих выражений для активной r_{2v} и реактивной x_{2v} составляющих входного сопротивления ПЭДа, рассчитанных, как отмечалось выше, для различных скольжений s с учетом зубцовых гармоник, вытеснения тока в стержнях ротора, насыщения по путям основного потока и потоков рассеяния [3].

Анализу подвергались шесть вариантов: «Стандарт 1», «Стандарт 2» – теоретические выходные напряжения СУ с гармоническим составом по ГОСТ 13109-97 для предельно допустимого коэффициента искажения синусоидальности $k_{1U} = 12\%$; «Эталон» – выходное напряжение СУ – «СУЧР 630 Эталон», полученное измерением на нефтедобывающей скважине; «Триол» – выходное напряжение СУ – «Триол 400», полученное измерением на нефтедобывающей скважине; «Электроспид» – выходное напряжение СУ – «Electospeed»; «Электон» – выходное напряжение СУ – «Электон-05-400» без выходного синусного фильтра. Результаты расчета согласно математической модели (1) – (6) представлены на рисунках 1 и 2.

Коэффициент искажения синусоидальности напряжения на двигателе k_U (см. рисунок 1) для всех исследуемых вариантов повышается с увеличением скольжения ПЭДа s (с увеличением загрузки двигателя по моменту). Максимальный коэффициент искажения синусоидальности соответствует варианту, при котором синусный фильтр отсутствует, – СУ «Электон-05» (см. рисунок 1, кривая 1); минимальные значения коэффициента искажения синусоидальности соответствуют вариантам СУ «Эталон», «Электон-04», «Триол» (см. рисунок 1, кривые 4 – 6). Изменение коэффициента искажения синусоидальности для указанных СУ демонстрирует действие сетевых фильтров гармоник, установленных на нефтепромысловый комплектной трансформаторной подстанции. В целом влияние синусных фильтров на искажение синусоидальности напряжения на погружных электродвигателях существенно и оправдывает затраты на их установку.

Коэффициент потерь мощности k_p (см. рисунок 2), который определяет дополнительные потери мощности от высших гармоник в силовом канале УЭЦН, для всех исследуемых вариантов понижается с увеличением скольжения ПЭДа s (с увеличением загрузки двигателя по моменту); в номинальном режиме работы ПЭДа остается на уровне не выше 1,5%; в режимах, близких к холостому ходу ПЭДа, дополнительные потери мощности увеличиваются, не превышая, однако, значения 2,5%; в режимах на участке изменения скольжения от критического до пускового $s = 1$ дополнительные потери мощности несущественны.

В целом положительное влияние синусных фильтров не только оказывается на оптимизации гармонического состава токов и напряжений силового канала УЭЦН, но и приводят к существенному снижению дополнительных потерь от высших гармоник в трансформаторе, кабельной линии и в самом электродвигателе УЭЦН, что является одним из направлений применения энергосберегающих технологий в хозяйстве железнодорожных станций, в электротехнологических установках нефтедобычи и т. д.

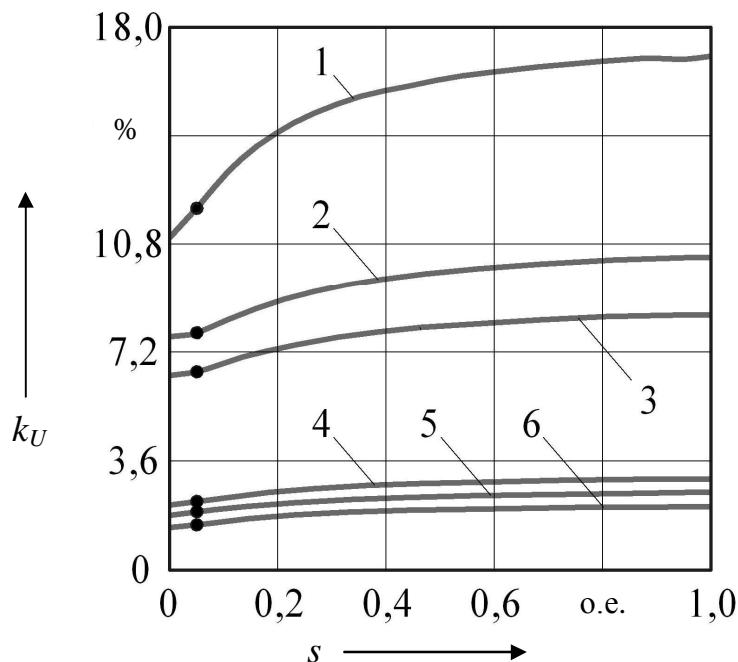


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента искажения синусоидальности кривой напряжения ПЭДа:
 1 – СУ «Электрон-05»; 2 – СУ «Электроспид»; 3 – СУ с гармоническим составом по ГОСТ 13109-97;
 4 – СУ «Эталон»; 5 – СУ «Электрон-04»; 6 – СУ «Триол»
 (—●— – номинальный режим ПЭДа)

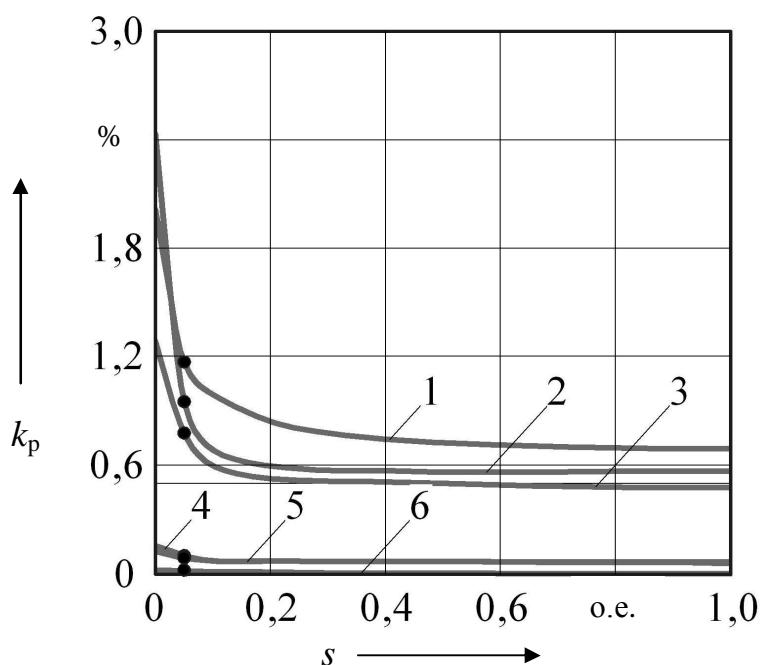


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента потерь мощности в силовом канале УЭЦН:
 1 – СУ «Электрон-05»; 2 – СУ «Электроспид»; 3 – СУ с гармоническим составом по ГОСТ 13109-97;
 4 – СУ «Эталон»; 5 – СУ «Электрон-04»; 6 – СУ «Триол»
 (—●— – номинальный режим ПЭДа)

Список литературы

- Хиббард, Дж. Предотвращение аварий двигателя при его удаленном подключении к

преобразователю частоты на IGBT [Текст] / Дж. Хиббард, Х. Николас // Электротехнический рынок. – 2007. – № 9 (15). – С. 1 – 8.

2. Павленко, В. А. Сравнительный анализ электромагнитных процессов в структурах электроприводов нефтедобывающей промышленности [Текст]/ В. А. Павленко, В. С. Климов, И. В. Климов // Силовая электроника. – 2010. – № 31. – С. 1 – 16.

3. Ковалев, А. Ю. Моделирование погружных асинхронных электрических двигателей в составе установок электроцентробежных насосов [Текст]: Дис... канд. техн. наук. Омск, 2010. – 146 с.

УДК 662.61.502.36:665.754

Д. К. Кузнецова, В. Н. Кузнецов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА СОПЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ ВОДОМАЗУТНЫХ ЭМУЛЬСАТОРОВ

Разработана методика расчета процессов истечения из сопел пароводяной смеси в затопленное пространство, позволяющая производить расчет установок для подготовки водомазутной эмульсии, используемой в качестве топлива в котельных установках предприятий промышленности и железнодорожного транспорта.

Существующие горелочные устройства на котлах малой и средней мощности не обеспечивают качественного распыла топлива, эффективного смещивания капелек мазута и окислителя, что является их конструктивным недостатком. Для обеспечения более полного сгорания топлива операторы котлов вынуждены увеличивать подачу воздуха на горение, что приводит к возрастанию объемов продуктов сгорания и повышению потерь тепла с уходящими газами.

Как показывают многократные испытания, проведенные в разных котельных, в топках котлов не выдерживается оптимальное соотношение «топливо – воздух», коэффициент избытка воздуха достигает 2,0 – 2,5 вместо рекомендуемого значения 1,15. КПД котла при этом снижается на 8 – 10 % по сравнению с номинальным, указанным в паспорте.

Таким образом, главной задачей повышения эффективности работы котлоагрегатов является улучшение качества ведения топочных процессов. Радикальной мерой совершенствования режима горения мазута в топках с механическими форсунками является переход от чистого топлива на водомазутную эмульсию (ВМЭ). Оптимальное содержание воды в мазуте составляет 8 – 12 %, размеры глобул – от 1 до 70 мкм.

При резком снижении давления за соплом форсунки капельки воды, находящейся в перегретом состоянии, вскипают, разрываются на более мелкие, интенсифицируют смещение топлива с окислителем за счет появления составляющих скоростей, перпендикулярных потоку. Одновременно проявляется и каталитическое действие H_2O на процесс выгорания капелек топлива. Устойчивое интенсивное горение ВМЭ, протекающее в более коротком факеле и характеризуемое высокой полнотой сгорания топлива при минимальных избытках воздуха, открывает возможности существенного повышения экономичности работы котлоагрегатов.

Технология приготовления водомазутных эмульсий обычно основана на механическом смещивании и последующем микродроблении капель воды в различных по конструкции и принципу работы устройствах [1]. Наиболее приемлемыми из них являются роторный и роторно-пульсационный эмульсаторы, центробежный дисперсатор, эмульсионная форсунка, струйный смеситель. Для всех подобных устройств характерны сложность и трудоемкость изготовления, значительные затраты электрической энергии на привод вращающихся частей, относительно невысокий срок службы.

Предложенный сотрудниками кафедры теплоэнергетики ОмГУПСа способ подготовки и сжигания водомазутной эмульсии [2] исключает наличие механического устройства для

взбивания и перемешивания смеси. Образование тонкодисперсной эмульсии оказалось возможным за счет конденсации пара при впрыске его в поток мазута в пропорции 1:10 – 1:15. При этом качество ВМЭ в ряде случаев превосходит эмульсию, полученную механическим путем, по равномерности дисперсионного состава и размерам глобул воды.

Типичная схема подготовки ВМЭ по предложенной технологии (рисунок 1) включает в себя, кроме собственно эмульсатора 2, насос 3, теплообменник 4, мазутную емкость 1.

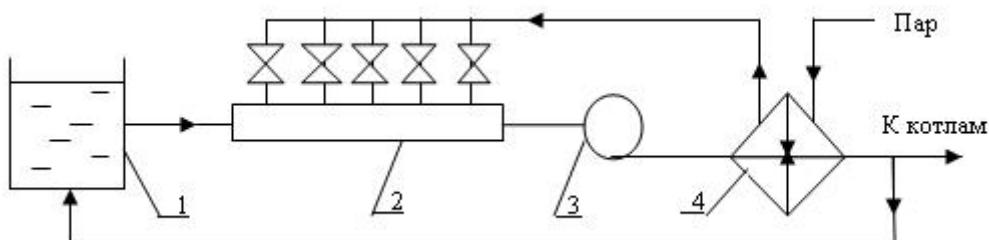


Рисунок 1 – Схема приготовления ВМЭ

Пар с давлением 0,5 – 1,0 МПа проходит теплообменный аппарат, где частично конденсируется. Затем пароконденсатная смесь направляется в эмульсатор, где происходит приготовление водотопливной эмульсии путем смешения H_2O с мазутом. Далее ВМЭ подогревается в теплообменнике и подается к котлам под давлением 1,5 – 2,0 МПа, создаваемым насосом. Избыточная часть эмульсии возвращается в емкость, где происходит некоторый подогрев мазута.

Преимущества предлагаемой ОмГУПСом схемы по сравнению с известными механическими способами состоит в следующем:

- отсутствие вращающихся механизмов и затрат электроэнергии на их привод;
- исключение необходимости подогревателей мазута в емкостях;
- утилизация тепла конденсата, которое передается потоку мазута в эмульсаторе;
- отсутствие сброса замазученного конденсата в канализацию;

возможность подмешивания к пароконденсатной смеси, подаваемой в эмульсатор, так называемых подтоварных вод, собираемых в мазутоловушке, а также водного осадка из емкостей. Таким образом, осуществляется полное сжигание в котлах всех загрязнений, сопутствующих процессу эксплуатации мазутного хозяйства котельных;

прохождение двухфазной среды «вода – мазут» по каналам горелочных устройств предотвращает их занос обложениями и коксование сопловых отверстий, что исключает необходимость периодической чистки форсунок;

простота обслуживания и регулирования режимов работы ВМЭ.

Получение водомазутной эмульсии барботированием влажного пара в потоке мазута через сопловое отверстие нашло широкое практическое применение. В частности, на Западно-Сибирской железной дороге кафедрой теплоэнергетики ОмГУПСа были разработаны и внедрены установки эмульсирования мазута в котельных НГЧ ст. Карасук, локомотивного депо ст. Московка, вагонного депо ст. Новосибирск, а также в крупных котельных города Омска (ПО «Полет», НПО «Сибкриотехника» и др.). Для проектирования и изготовления эмульсатора необходимо рассчитать суммарную площадь сечения отверстий, по которой определяются количество и диаметр сопел.

Степень сухости влажного пара x , подаваемого к эмульсатору, может изменяться в зависимости от места его отбора в пределах от 0 до 1. При постоянном расходе пароконденсатной смеси, необходимой для получения заданной пропорции воды в мазуте, потребуется разная площадь сечения отверстий f , так как физические закономерности процессов истечения жидкости, пара или их смеси различны.

В общем случае

$$f = \frac{M \cdot v}{w}, \quad (1)$$

где M – массовый расход смеси, кг/с;

v – удельный объем смеси, м³/кг;

w – скорость истечения, м/с.

Для охлажденного конденсата (без учета сужения струи в отверстии, т. е. коэффициент расхода $\mu = 1$)

$$f = \frac{M \cdot v}{\sqrt{2g\Delta H}}, \quad (2)$$

где $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

ΔH – перепад давлений в сопле, м в. ст.

Приняв для примера избыточное давление конденсата перед соплом $p_1 = 5$ кгс/см², расход $M = 1$ т/ч, получаем $f = 8,87$ мм².

Если при тех же давлении и расходе происходит истечение сухого пара ($x = 1$), то

$$f = \frac{M \cdot v_2}{\sqrt{2(h_1 - h_{kp})}}, \quad (3)$$

где v_2 – удельный объем пара в выходном сечении сопла;

h_1 , h_{kp} – энталпия пара перед соплом и на выходе из него [3].

На срезе сопла устанавливается критическое давление, при котором определяется значение h_{kp} :

$$p_{kp} = p_1 \beta_{kp}, \quad (4)$$

где $\beta_{kp} = 0,577$ – критическое отношение начального p_1 и конечного p_2 значений давления.

В нашем примере, подставив численные значения $h_1 = 2756$ кДж/кг, $p_{kp} = 3,462$ кгс/см², $h_{kp} = 2660$ кДж/кг, $v_2 = 0,51$ м³/кг в уравнение (3), получаем $f = 323$ мм². Таким образом, для пропуска охлажденного конденсата достаточно одного сопла диаметром 3 мм, а для сухого пара потребуется 45 сопел.

Если подается неохлажденный конденсат, имеющий температуру насыщения при абсолютном давлении $p_1 = 670,4$ кДж/кг, то в процессе истечения будет происходить вторичное вскипание конденсата в количестве

$$M_{vt} = M \frac{h_1 - h_2}{r_2}, \quad (5)$$

где r_2 – теплота парообразования при параметрах в выходном сечении;

h_1 , h_2 – энталпия конденсата при давлении p_1 и p_{kp} .

Для пропуска пара вторичного вскипания потребуется большая площадь сечения f_{vt} , чем для конденсата. Кроме того, уменьшится перепад давлений ΔH , так как на срезе сопла устанавливается критическое давление p_{kp} , что обусловит увеличение сечения для пропуска конденсатора f_k . Считая потоки пара и газа независимыми, определим по формуле (3) площадь f_{vt} при расходе пара M_{vt} и по формуле (2) площадь f_k при расходе конденсата $M_k = M - M_{vt}$. Общая площадь сечения сопел $f = f_{vt} + f_k = 27,3 + 11,9 = 39,2$ мм².

В таблице приводятся результаты численного расчета промежуточных величин и результатирующих значений количества отверстий эмульсатора Z диаметром 3 мм при начальном давлении пароводяной смеси $p_1 = 0,6$ МПа, степени сухости x_1 и расходе H_2O $M = 1$ т/ч (0,277 кг/с).

Транспортная энергетика

Пример расчета числа сопел в зависимости от степени сухости пара

x_1	$M_{\text{вт}}$	h_1	x_2	v_2	h_2	M_{n}	h_{l}	f_{n}	M_{k}	f_{k}	f	Z
0	0,01142	670,4	0,03	0,0265	646	0,01142	23	1,33	0,2663	12,87	14,2	2,336
0,2	0,009134	1087,6	0,225	0,1192	1065	0,06467	22,6	36,5	0,21303	10,29	46,79	6,679
0,4	0,00685	1504,8	0,41	0,2173	1463	0,11793	41,8	88,5	0,15977	7,72	96,22	13,67
0,6	0,004567	1922	0,59	0,307	1850	0,1712	71,5	140,4	0,1065	5,147	145,5	22,54
0,8	0,002283	2339	0,78	0,413	2259	0,2244	80	230	0,0533	2,57	232,6	32,97
1	0	2756	0,97	0,514	2667	0,2777	85	350,6	0	0	350	44,75

На рисунке 2 показаны зависимости $Z = f(x_1)$ для различных значений начального давления p_1 , которые могут изменяться в реальных котельных установках от 0,5 до 2,5 МПа. Эти зависимости являются универсальными в том смысле, что могут использоваться для расчета любого расхода воды, подаваемой в эмульсатор, который зависит от тепловой мощности котельной. Например, при степени сухости пара $x = 0,65$ и его давлении 1,0 МПа (точка А) расчетное количество сопловых отверстий эмульсатора для пропуска 1 т пароконденсатной смеси в час составляет 22 штуки. Малые промышленные котельные имеют расход воды M существенно меньше: он составляет, как уже отмечалось, примерно одну десятую часть от расхода мазута, и его легко можно определить. Поскольку количество сопел Z пропорционально расходу $H_2O M$, то их число можно рассчитать для любой тепловой нагрузки котельной. Так, в нашем примере, если $M = 0,5$ т/ч, то $Z = 11$ сопел, если $M = 0,2$ т/ч, то $Z = 5$ сопел, и т. д. Таким образом, предлагаемая методика позволяет доступно рассчитывать, спроектировать и изготовить эмульсатор конкретных котельных установок.

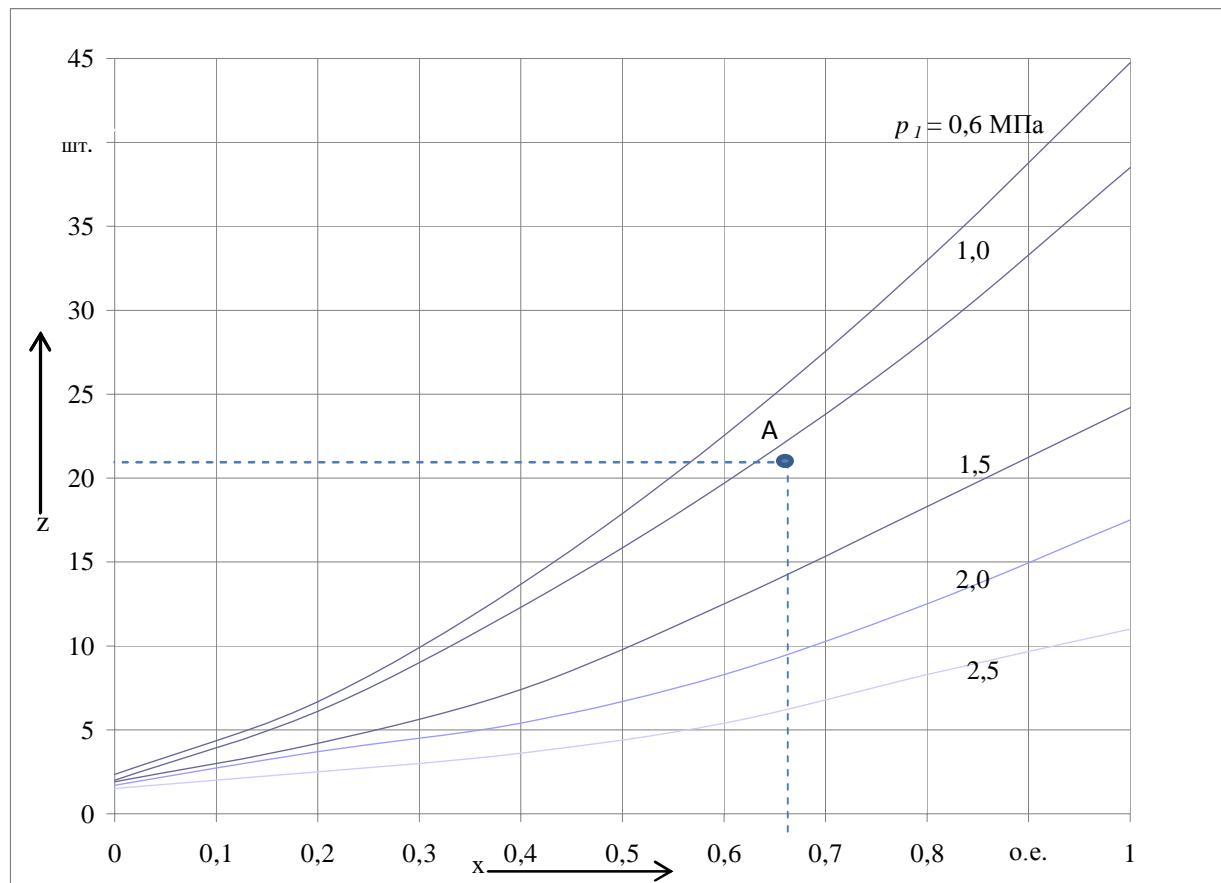


Рисунок 2 – Зависимость количества сопел эмульсатора Z от степени сухости пара x при различных значениях его давления p_1

Список литературы

1. Воликов, А. Н. Сжигание газового и жидкого топлива в котлах малой мощности [Текст] / А. Н. Воликов. – Л.: Недра, 1989.
2. Способ подготовки и сжигания мазута в эмульсированном состоянии в котельных, транспортных и нагревательных установках [Текст] / В. В. Овсянников, В. Н. Кузнецов и др. / Омский центр научно-технической информации. – Омск, 1996.
3. Ривкин, С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара [Текст] / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 2009.

УДК 621.311.42

В. З. Манусов, П. В. Морозов

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ НЕСИММЕТРИИ ЗАГРУЗКИ ТРЕХФАЗНОЙ СЕТИ НА ТЯГОВЫХ ПОДСТАНЦИЯХ СКОРОСТНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

В статье анализируются структуры трансформаторных тяговых подстанций скоростных железных дорог переменного тока. Основное внимание уделяется подстанции на основе трансформаторного преобразователя, включенного по схеме Скотта. Этот преобразователь характеризуется нулевой несимметрией по току при равномерной загрузке тяговых плеч. Предложено автоматическое устройство уравнивания мощности, которое обеспечивает нулевую несимметрию при неравномерной загрузке тяговых плеч.

Для трехфазной сети электроснабжения тяговая сеть двухпутной скоростной железной дороги переменного тока, выполненная, как правило, по автотрансформаторной схеме (2×25 кВ), является сложной нагрузкой с количеством фаз, не кратным трем. Это является причиной токовой несимметрии в трехфазной сети. Тяговую сеть с трехфазной сетью связывает тяговая подстанция на основе трансформаторного преобразователя числа фаз, структура которого влияет на токовую несимметрию загрузки фаз трехфазной сети. Кроме того, на данную несимметрию влияет соотношение между нагрузками тяговых плеч на вторичной стороне трансформаторного преобразователя. Далее будут рассмотрены основные структуры трансформаторных преобразователей тяговых подстанций и основное внимание будет уделено структуре трансформаторного преобразователя, включенного по схеме Скотта. Также предложено и исследовано устройство уравнивания мощностей на тяговых плечах при неравномерных нагрузках.

Устройство автотрансформаторной системы тягового электроснабжения [1] определяет основные требования к структуре трансформаторного преобразователя на тяговой подстанции (рисунок 1). Первичная сторона преобразователя подключена к трехфазной сети. Ей соответствуют три фазных провода: A , B , C , через которые текут токи I_A , I_B , I_C . Фазные напряжения обозначены U_A , U_B , U_C , а межфазные – U_{AB} , U_{BC} , U_{CA} . Вторичная сторона подключена к системе тягового электроснабжения с четным количеством фаз, не кратным трем, например, к двухфазной системе. Каждой из фаз соответствует пара линий: контактный провод (k_1 , k_2) и питающий провод (p_1 , p_2). Для удобства анализа режима работы подстанции система тягового электроснабжения представлена в виде четырех одинаковых эквивалентных комплексных активно-индуктивных нагрузок между каждым из упомянутых проводов и рельсом (p): $Z_{k1} = Z_{p1} = Z_{k2} = Z_{p2} = Z$, что соответствует равномерной загрузке фаз на вторичной стороне трансформаторного преобразователя. На нагрузках снижаются напряжения соответственно U_{kp1} , U_{pr1} , U_{kp2} , U_{pr2} , а через них текут токи I_{k1} , I_{p1} , I_{k2} , I_{p2} , которые отстают на одинаковый угол от своих напряжений. Структура трансформаторного преобразователя и

Транспортная энергетика

соотношение витков между его обмотками влияют на связь между токами на вторичной стороне (I_{k1} , I_{n1} , I_{k2} , I_{n2}) и токами на первичной стороне (I_A , I_B , I_C). По токам на первичной стороне определяется коэффициент несимметрии [1].

Базовыми ячейками трансформаторных преобразователей являются трехфазный трансформатор, включенный по схеме «звезда – треугольник», и однофазный трансформатор. На основе этих ячеек существуют следующие варианты построения трансформаторных преобразователей: преобразователь с двумя однофазными трансформаторами, преобразователь из двух трехфазных трансформаторов, комбинированный преобразователь из трехфазного и однофазного трансформатора.

В настоящее время на российских железных дорогах с автотрансформаторной системой электроснабжения наибольшее распространение получили преобразователи с двумя однофазными трансформаторами на каждой тяговой подстанции, расчетная схема и векторная диаграмма для такого преобразователя приведены в статье [2]. Такой преобразователь дает токовую несимметрию в 50 %.

Одним из способов симметрирования токов в трехфазной сети является применение на тяговых подстанциях трехфазных трансформаторов типа «звезда – треугольник». Для этого на выводах вторичных обмоток трехфазного трансформатора устанавливают автотрансформаторы, которые формируют напряжение между питающим и контактным проводами в два раза больше, чем между контактным проводом и рельсом [1].

При использовании трехфазных трансформаторов в автотрансформаторной системе электроснабжения остаются недостатки, имеющие место и в системе без автотрансформаторов: невозможность высококачественного регулирования напряжения по плечам питания из-за существенного различия потерь напряжения в отстающих и опережающих фазах трансформаторов; неполное использование мощности трансформаторов [1]. Для питания контактных и питающих проводов тяговой сети задействуются только две обмотки из трех вторичных трехфазного трансформатора. Таким образом, вторичная обмотка трехфазного трансформатора, соединенная треугольником, является элементом двухфазной цепи, напряжения в которой сдвинуты друг относительно друга на 120 или 60°. В этом случае токовая несимметрия составляет 50 %. При каскадном включении нескольких трехфазных трансформаторов при равномерной загрузке фаз на вторичной стороне всего трансформаторного преобразователя данная несимметрия сохраняется.

Для уменьшения несимметрии токов в линиях высокого напряжения, питающих трехфазные трансформаторы, совместно с ними применяют однофазные трансформаторы, которые следует подключить так, чтобы угол между напряжением на одной из вторичных обмоток трехфазного трансформатора, к которой через автотрансформатор подключены эквивалентные нагрузки, и напряжением на вторичной обмотке однофазного трансформатора был равен 60° (рисунок 2). В этом случае несимметрия токов будет минимальной.

Как показали расчеты, коэффициент несимметрии в трехфазном трансформаторе составляет 100 %. Это означает, что одна из фаз трансформатора перегружена, а остальные две недоиспользуются. Наряду с этим однофазный трансформатор служит для перераспределения токов в фазах трехфазной линии электропередачи, чтобы они были загружены равномерно и

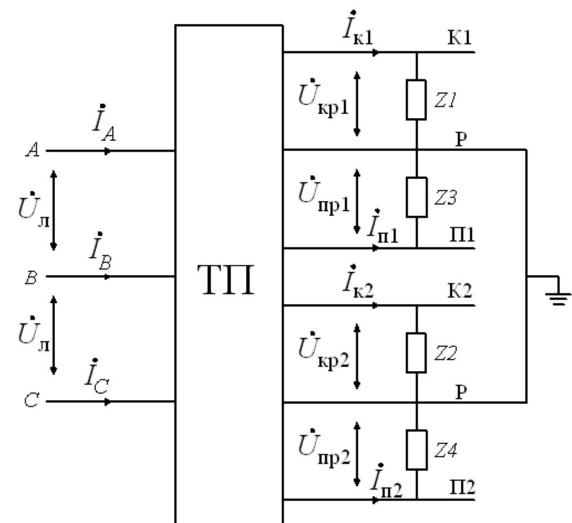


Рисунок 1 – Обобщенная схема включения трансформаторного преобразователя на тяговой подстанции

Транспортная энергетика

сдвиг составлял 120° (несимметрия – 0 %). Векторная диаграмма для системы из двух трансформаторов приведена на рисунке 3.

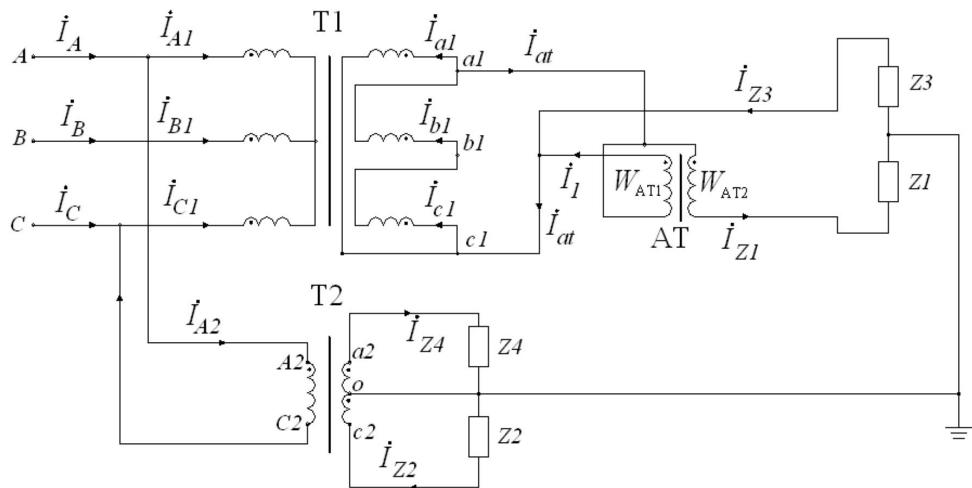


Рисунок 2 – Расчетная схема тяговой подстанции с комбинированным включением трехфазного и однофазного трансформаторов

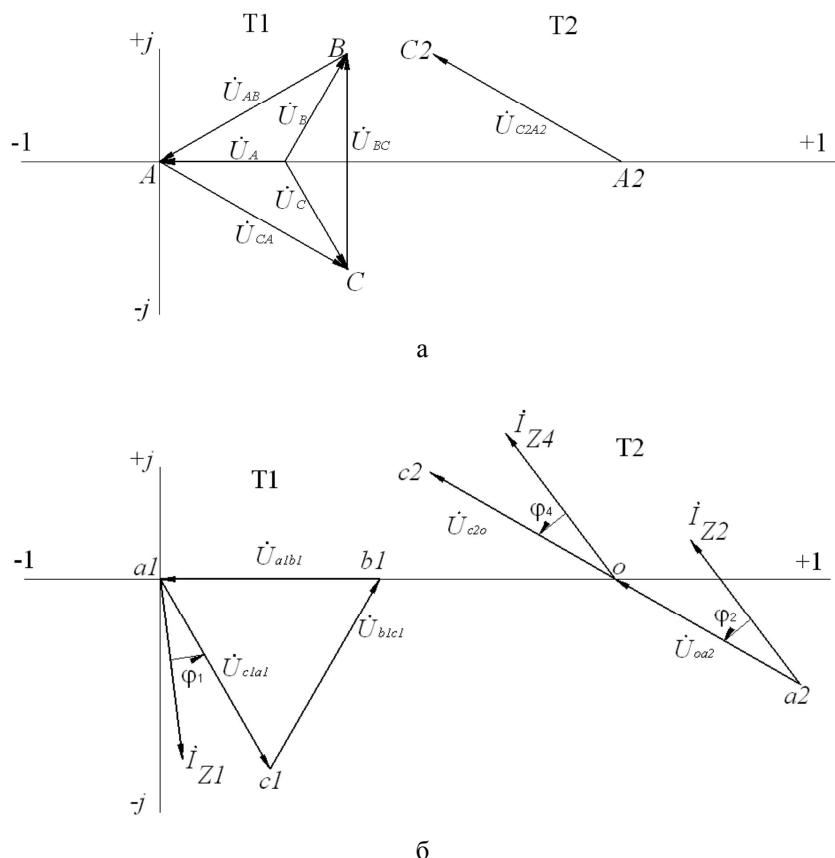


Рисунок 3 – Векторная диаграмма первичной (а) и вторичной (б) обмоток трехфазного и однофазного трансформаторов

Для достижения наиболее симметричной загрузки трехфазной сети, подходящей к подстанции электрической железной дороги переменного тока с системой электроснабжения 2×25 кВ в работе [2] было предложено применить преобразователь из трех фаз в четыре на базе схемы Скотта (рисунок 4). Векторная диаграмма для такого преобразователя приведена на рисунке 5.

Транспортная энергетика

Самая простая структура преобразователя с двумя однофазными трансформаторами не позволяет принять никаких мер по уменьшению токовой несимметрии. В структурах на основе трехфазных трансформаторов задействованы по две фазы из трех в каждом трансформаторе. Комбинированная подстанция снижает несимметрию почти до нуля, однако она сложна в реализации, громоздка и входящий в ее состав трехфазный трансформатор обладает большой несимметрией (около 100 %).

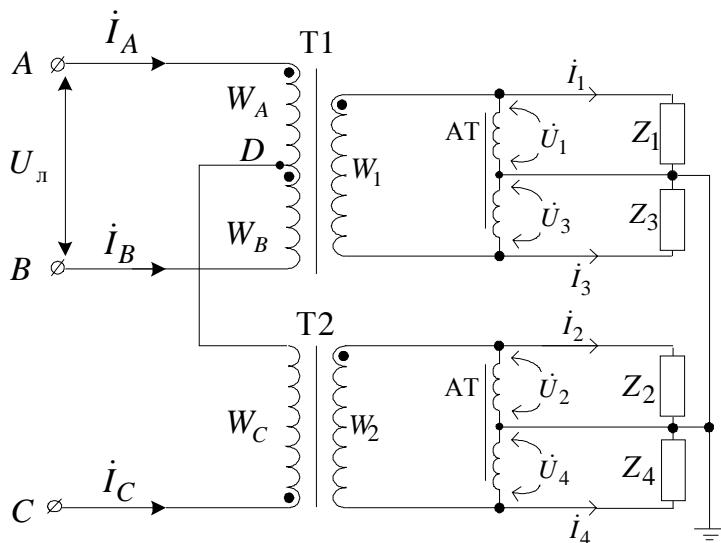


Рисунок 4 – Расчетная схема преобразователя числа фаз три в четыре

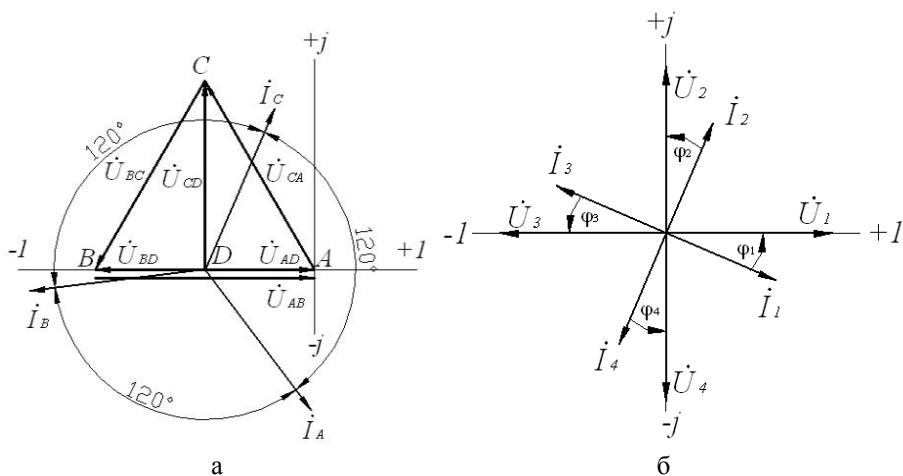


Рисунок 5 – Векторные диаграммы преобразователя трех фаз в четыре на основе схемы Скотта: а – векторные диаграммы первичной цепи; б – векторные диаграммы вторичных цепей трансформаторов

Таким образом, наиболее приемлемой структурой является схема Скотта. Однако она обеспечивает нулевую токовую несимметрию только при равномерных нагрузках на вторичной стороне. При неравномерных нагрузках требуется применять автоматическое устройство уравнивания мощности на вторичной стороне трансформаторного преобразователя. При всех преимуществах преобразователя числа фаз на основе схемы Скотта не всегда есть возможность заменить все существующие преобразователи, рассмотренные выше.

В настоящей работе предлагается применить преобразователь, собранный по схеме Скотта, из трех фаз в две на подстанциях, преобразующих трехфазное напряжение 220 кВ в трехфазное напряжение 110 кВ вместо применяемых в настоящее время трехфазных трансформаторов (рисунок 6). Предполагается, что данный преобразователь будет преобразовывать трехфазное напряжение 220 кВ в двухфазное напряжение 110 кВ, при этом вдоль желез-

Транспортная энергетика

ной дороги будет протянута двухфазная сеть. Такое решение избавит от необходимости переоборудования существующих тяговых подстанций с двумя однофазными трансформаторами. В данном случае необходимо отметить некоторое преимущество однофазных транс-

форматоров перед трехфазными, заключающееся в невозможности сдвига по фазе напряжения на вторичной обмотке относительно напряжения на первичной обмотке.

Это означает, что при подключении таких трансформаторов к двухфазной сети, напряжения в которой сдвинуты на угол 90° , угол сдвига между ними на выходе этих трансформаторов также составит 90° , что является необходимым для обеспечения токовой симметрии в трехфазной сети.

Двухфазная сеть будет симметрирована при изменяющейся тяговой нагрузке с помощью устройства уравнивания мощности (УУМ), включенного параллельно вторичным обмоткам трансформатора Скотта. УУМ предназначено для равномерного распределения мощности между вторичными обмотками (фазами) трансформаторного преобразователя на основе схемы Скотта при быстро изменяющихся нагрузках (рисунок 7).

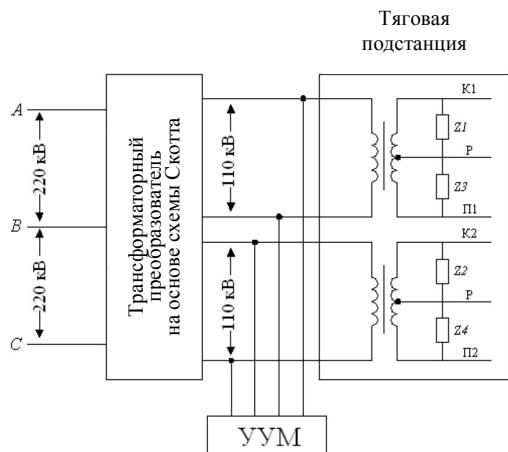


Рисунок 6 – Схема соединения трехфазной сети 220 кВ и двухфазной сети 110 кВ, предназначенной для питания тяговой сети

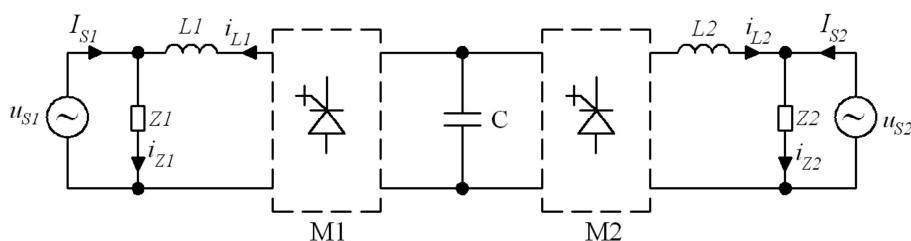


Рисунок 7 – Схема устройства уравнивания мощности

Устройство уравнивания мощности состоит из конденсаторной батареи C , двух коммутационных элементов M_j , где ($j = 1, 2, \dots$) – номера фаз (вторичных обмоток трансформатора Скотта), реакторов L_j . УУМ включается параллельно вторичным обмоткам трансформатора Скотта, которые заменены источниками гармонического напряжения U_{Sj} . Тяговые подстанции с однофазными трансформаторами и тяговыми нагрузками заменены эквивалентным сопротивлением Z_j . Так как УУМ должно обеспечивать равенство мощностей на вторичных обмотках трансформатора Скотта, то мощность УУМ должна удовлетворять условию:

$$P_M = (P_{Z1} + P_{Z2})/2, \quad (1)$$

где P_{Z1}, P_{Z2} – мощности эквивалентных нагрузок.

Данное уравнение баланса мощностей (1) выполняется при токах во вторичных обмотках трансформатора Скотта

$$i_{S1} = \sqrt{2} \cdot I_s \cdot \cos(\omega t); \quad (2)$$

$$i_{S2} = \sqrt{2} \cdot I_s \cdot \sin(\omega t), \quad (3)$$

где I_s – среднеквадратический ток.

Пусть токи нагрузок таковы:

Транспортная энергетика

$$i_{z_1} = \sqrt{2} \cdot I_1 \cdot \cos(\omega t - \varphi_1) = \sqrt{2} \cdot I_1 (\cos(\varphi_1) \cdot \cos(\omega t) + \sin(\varphi_1) \cdot \sin(\omega t)); \quad (4)$$

$$i_{z_2} = \sqrt{2} \cdot I_1 \cdot \sin(\omega t - \varphi_1) = \sqrt{2} \cdot I_1 (\cos(\varphi_2) \cdot \sin(\omega t) + \sin(\varphi_2) \cdot \cos(\omega t)), \quad (5)$$

где I_1, I_2 – соответственно токи в нагрузках; φ_1, φ_2 – фазовые сдвиги токов в нагрузках относительно напряжений.

Токи, формируемые УУМ, входят в систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} i_{Lj} = i_{zj} - i_{sj}; \\ L \cdot \frac{di}{dt} + \psi_j \cdot u_C = u_{sj};; \\ i_C = C \frac{du_C}{dt}. \end{cases} \quad (6)$$

Поддержание постоянного напряжения на конденсаторной батарее реализуется с помощью коммутационных матриц. При этом оно должно быть в два раза больше, чем амплитуда напряжения на вторичной обмотке трансформатора Скотта:

$$U_C^* = 2\sqrt{2} \cdot U_s. \quad (7)$$

Это позволяет формировать токи i_{Lj} , которые обеспечивают уравнивание мощностей, так как при возможных значениях коммутационной функции $\psi = \pm 1$ сохраняется постоянство производной этих токов:

$$\frac{di_{Lj}}{dt} = u_{sj} - \psi \cdot u_C, \quad (8)$$

т. е. при $\psi = 1$ ток увеличивается, а при $\psi = -1$ снижается.

Следовательно, для управления коммутационными матрицами требуется замкнутая система автоматического управления, которая одновременно поддерживает заданное напряжение на конденсаторе и заданную форму и уровни токов i_{Lj} , необходимые для поддержания баланса мощностей (рисунок 8). На входе схемы управления формируется сигнал ошибки напряжения на конденсаторе, который поступает на вход пропорционально-интегрального (ПИ) регулятора, на выходе которого формируются такие среднеквадратические значения токов на вторичных обмотках трансформатора Скотта, которые поддерживают баланс мощностей. На базе этих значений формируются токи идеальной формы, которая получается путем умножения I_S^* на соответствующую косинусоиду или синусоиду. Далее формируется сигнал ошибки по току, который имеет смысл отклонения формы тока от заданной, и с помощью широтно-импульсных модуляторов (ШИМов) формируется команда на увеличение или уменьшение токов i_{Lj} относительно заданного i_{Lj}^* .

Моделирование предложенного УУМ со схемой управления выполнено в среде Matlab Simulink SimPower и приведено на рисунке 9. Здесь дан пример, когда до момента времени $t1$ на одной из фаз присутствовала нагрузка, а на другой отсутствовала. В момент времени $t1$ на второй фазе также появляется нагрузка.

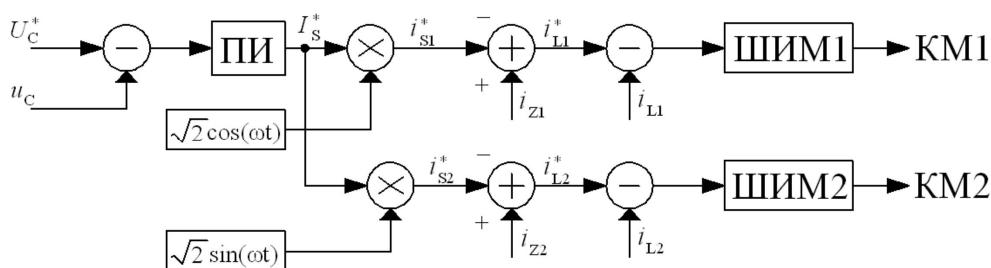


Рисунок 8 – Система управления УУМ

После резкого изменения нагрузки примерно на 6 %, напряжение на конденсаторе снижается, а токи в фазах сохраняют свою форму и плавно возрастают, за счет чего поддерживается баланс мощностей. Затем за счет автоматического регулирования примерно в течение трех периодов напряжение восстанавливается до заданного значения U_C^* , между токами сохраняется сдвиг фаз 90° , а их значения равны. Таким образом, в первичной трехфазной сети обеспечивается полная симметрия при быстроизменяющихся нагрузках.

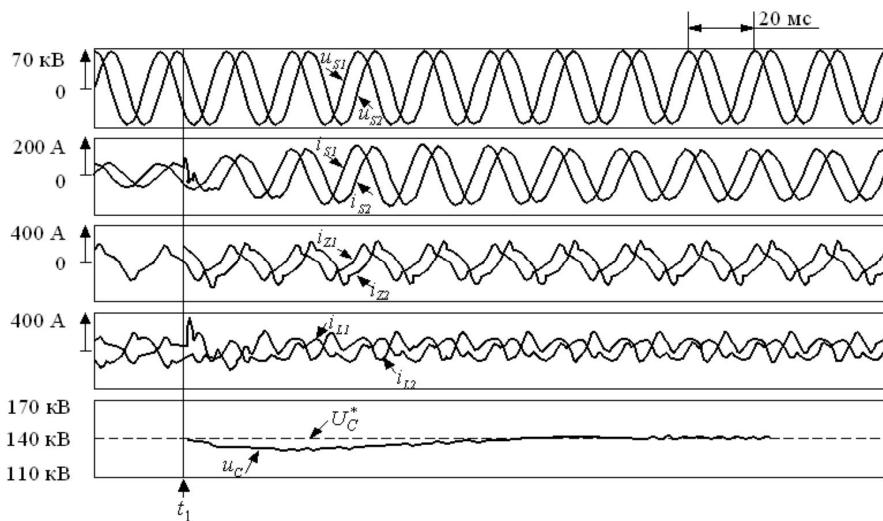


Рисунок 9 – Результаты моделирования работы УУМ на вторичных обмотках трансформатора Скотта

В статье проанализированы различные варианты построения трансформаторных преобразователей в системах тягового электроснабжения переменного тока скоростных железных дорог. Показано, что наиболее предпочтительным является трансформаторный преобразователь, выполненный по схеме Скотта, который обеспечивает токовую несимметрию при равномерной загрузке вторичных обмоток. Предложено применять трансформатор Скотта на подстанции между трехфазной сетью 220 кВ и двухфазной сетью 110 кВ, предназначенный для питания тяговой сети. Для случаев быстроизменяющейся нагрузки предложено устройство уравнивания мощности, которое обеспечивает полную токовую симметрию в трехфазной сети при резких изменениях нагрузки.

Список литературы

1. Система тягового электроснабжения 2×25 кВ [Текст] / Б. М. Бородулин, М. И. Векслер и др. – М.: Транспорт, 1989. – 247 с.
2. Применение трансформаторов Скотта на тяговых подстанциях электрических железных дорог [Текст] / Г. Н. Ворфоломеев, С. А. Евдокимов и др. // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2008. – № 6. – С. 273 – 276.

МЕТОДИКА ПЛАНИРОВАНИЯ И НОРМИРОВАНИЯ ВОЗВРАТА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В КОНТАКТНУЮ СЕТЬ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

В данной статье рассматривается методика планирования и нормирования возврата электроэнергии в контактную сеть при применении рекуперативного торможения, разработанная на кафедре «Прикладная математика и механика» Омского государственного университета путей сообщения.

Одним из важнейших направлений технической политики ОАО «Российские железные дороги» является снижение энергоемкости перевозочного процесса. В связи с этим в настоящее время особенно актуальным становится вопрос повышения эффективности работы железнодорожного транспорта, которое можно осуществить на основе внедрения ресурсосберегающих технологий перевозок. Применение режима рекуперативного торможения является важнейшей составляющей энергосбережения. Специалисты Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПСа) принимают участие в разработке отраслевой Программы повышения эффективности системы тягового электроснабжения и электроподвижного состава, одним из приоритетных направлений которой является разработка комплекса мер по повышению эффективности применения рекуперативного торможения.

Анализ эффективности возврата электроэнергии в контактную сеть при применении рекуперативного торможения на участках одной из железных дорог Сибирского региона, выполненный по данным маршрутов машинистов (ММ) за 2009 – 2010 гг., показал, что объем энергии рекуперации существенно различается даже в поездках, выполненных в аналогичных условиях. В качестве примера в таблице 1 приведены данные о минимальных ($W_{p\ min}$) и максимальных ($W_{p\ max}$) значениях объема электроэнергии, возвращенной в контактную сеть на различных участках при проведении поездов разных весовых категорий.

Таблица 1 – Диапазоны значений объема энергии рекуперации

Участок	Масса поезда, т	Количество ММ (N) и диапазон значений объема энергии рекуперации ($W_{p\ min} - W_{p\ max}$)			
		всего		в том числе за май – август 2010 г.	
		N	$W_{p\ min} - W_{p\ max}$, кВт·ч	N	$W_{p\ min} - W_{p\ max}$, кВт·ч
Б – М	5500 – 5700	379	100 – 2100	52	100 – 1200
	6000 – 6200	930	100 – 3000	176	100 – 1400
И – М	6300 – 6500	1206	100 – 1600	237	100 – 1300
	6500 – 6700	327	100 – 1200	81	100 – 1200
М – И	5000 – 5200	316	100 – 1800	68	100 – 1000
	6300 – 6500	1197	100 – 2000	217	100 – 1300

Потенциальные значения энергии рекуперации на конкретных поездоучастках определяются в ходе тяговых расчетов по разработанным режимным картам вождения грузовых поездов. При этом не принимаются во внимание фактические уровни напряжения в контактной сети и наличие потребителя возвращенной энергии, токи якоря определяются по идеальным зависимостям тока от скорости движения в начале использования режима рекуперативного торможения, расчет производится для конкретных масс поездов (чаще для унифицированных и критических), а также не учитываются характеристики состава поезда, квалификация машиниста, качество настройки системы рекуперации на тяговой подвижной единице и другие параметры. По этим причинам полученные расчетные значения часто оказываются

существенно выше или ниже фактических, что не позволяет однозначно принять их в качестве нормативов возврата электроэнергии при применении рекуперативного торможения.

Следует отметить, что объективная, научно обоснованная норма возврата энергии в контактную сеть могла бы выполнять роль не только стимулирующего, но вместе с тем и контролирующего фактора повышения эффективности применения рекуперативного торможения, однако порядок определения нормативных значений энергии рекуперации в настоящее время отсутствует. С целью решения этой проблемы на кафедре «Прикладная математика и механика» ОмГУПСа проводятся исследования по разработке методики нормирования и планирования объема энергии рекуперации.

Учитывая, что в силу указанных выше причин объем энергии рекуперации является случайной величиной, для ее изучения целесообразно использовать методы математической статистики, в том числе корреляционно-регрессионный анализ. Информационной базой для такого анализа эффективности применения рекуперативного торможения послужили данные маршрутов машинистов по всем эксплуатационным локомотивным депо одной из крупнейших железных дорог России за период с января 2009 по апрель 2011 г. – всего более 2 млн ММ. В результате специальной статистической обработки исходных данных, направленной на обеспечение их достоверности и решение поставленной задачи, из указанной генеральной совокупности поездок были отобраны 140 тыс. ММ эксплуатационных локомотивных депо С, Б, В, Т в грузовом движении с обязательным наличием сведений о применении рекуперативного торможения. На основе этих данных для дальнейшего детального анализа были сформированы репрезентативные выборки ММ с систематизацией данных по указанным локомотивным депо, сериям электровозов постоянного тока ВЛ10, ВЛ11 и 2ЭС6 и 20 различным поездоучасткам со значительным объемом перевозочной работы.

Количество возвращаемой в контактную сеть электроэнергии зависит от массы поезда и разности скоростей в начале и конце применения режима рекуперативного торможения. Учитывая, что определить указанные показатели скорости по данным маршрута машиниста невозможно, в качестве основного нормообразующего фактора для определения величины энергии рекуперации принята масса поезда m , т.

На первом этапе исследования была предпринята попытка получить регрессионные зависимости различного вида для определения абсолютных и удельных значений объема энергии рекуперации по всем значениям анализируемых показателей в каждом массиве данных ММ. Полученные при таком подходе коэффициенты корреляции, характеризующие достоверность регрессионных зависимостей, имели очень низкие значения (не более 0,25), а колеблемость значений удельной рекуперации, оцениваемая коэффициентом вариации, для различных диапазонов масс поездов составила от 14 до 73 %. В связи с этим дальнейшие исследования в каждом анализируемом массиве информации проводились по средним значениям энергии рекуперации в интервалах (квантах) массы поезда с дискретизацией 500 т (0 – 500, 500 – 1000, 1000 – 1500 т и т. д.). При этом в каждом i -м интервале массы поезда были рассчитаны следующие показатели:

1) доля перевозочной работы, выполненной поездами i -й весовой категории, относительно общей перевозочной работы по массиву данных (в безразмерных единицах)

$$\alpha_i = \frac{A_i}{\sum_i A_i}, \quad (1)$$

где A_i – объем перевозочной работы в i -м интервале массы поезда, 10 тыс. ткм брутто;

2) среднее арифметическое значение возврата электроэнергии, приходящегося на один маршрут машиниста, кВт·ч,

Транспортная энергетика

$$\overline{W}_{pi} = \frac{W_{pi}}{N_i}, \quad (2)$$

где W_{pi} – объем энергии рекуперации в i -м интервале массы поезда, кВт·ч;

N_i – количество маршрутов машинистов в i -м интервале массы поезда;

3) доля возвращенной в контактную сеть электроэнергии от ее расхода на тягу поездов (в процентах)

$$\gamma_i = \frac{W_{pi}}{W_i} \cdot 100, \quad (3)$$

где W_i – расход электроэнергии на тягу в i -м интервале массы поезда, кВт·ч;

4) удельная рекуперация, кВт·ч/10 тыс. ткм брутто,

$$w_{pi} = \frac{W_{pi}}{A_i}. \quad (4)$$

В таблице 2 в качестве примера приведены результаты работы локомотивных бригад депо С на электровозах серии ВЛ10 на участке И – М. На рисунке 1 представлены графики изменения показателей \overline{W}_{pi} , γ , w_p в зависимости от массы поезда, построенные по данным соответствующих граф 7, 8, 9 таблицы 2. Показатели \overline{W}_{pi} и γ могут служить косвенными характеристиками эффективности применения рекуперативного торможения, однако только зависимость $w_p(m)$ имеет достаточно устойчивый гиперболический характер, что подтверждается данными рисунка 2. Полученные результаты определили выбор удельной рекуперации в качестве основного показателя эффективности применения рекуперативного торможения, а также соответствующей математической модели в виде уравнения парной регрессии:

$$w_p = a_0 + \frac{a_1}{m}, \quad (5)$$

где a_0 , a_1 – регрессионные коэффициенты.

Таблица 2 – Результаты работы локомотивных бригад депо С на электровозах серии ВЛ10 на участке И – М по маршрутам машинистов с рекуперацией

Масса поезда, т	N	Работа, 10 тыс. ткм брутто	a , о.е.	W, кВт·ч	W_p , кВт·ч	\overline{W}_{pi} , кВт·ч	γ , %	w_p , кВт·ч 10 тыс. ткм
1000 – 1500	29	1153	0,001	127300	5300	182,8	4,2	4,6
1500 – 2000	1908	89052	0,106	11634484	397300	208,2	3,4	4,5
2000 – 2500	949	59712	0,071	6947000	205700	216,8	3,0	3,4
2500 – 3000	716	57597	0,069	4627400	180000	251,4	3,9	3,1
3000 – 3500	1166	110323	0,132	7490045	324700	278,5	4,3	2,9
3500 – 4000	1101	119506	0,142	7373400	318400	289,5	4,3	2,7
4000 – 4500	718	88563	0,106	5069400	212700	296,2	4,2	2,4
4500 – 5000	522	72097	0,086	3941000	168100	322,0	4,3	2,3
5000 – 5500	474	71018	0,085	3701400	168300	355,1	4,5	2,4
5500 – 6000	816	134916	0,161	6598600	284300	348,4	4,3	2,1
6000 – 6500	197	34493	0,041	1659700	67200	341,1	4,0	1,9
Всего	8567	838430	1,000	59169729	2332000	272,2	3,9	2,8

Транспортная энергетика

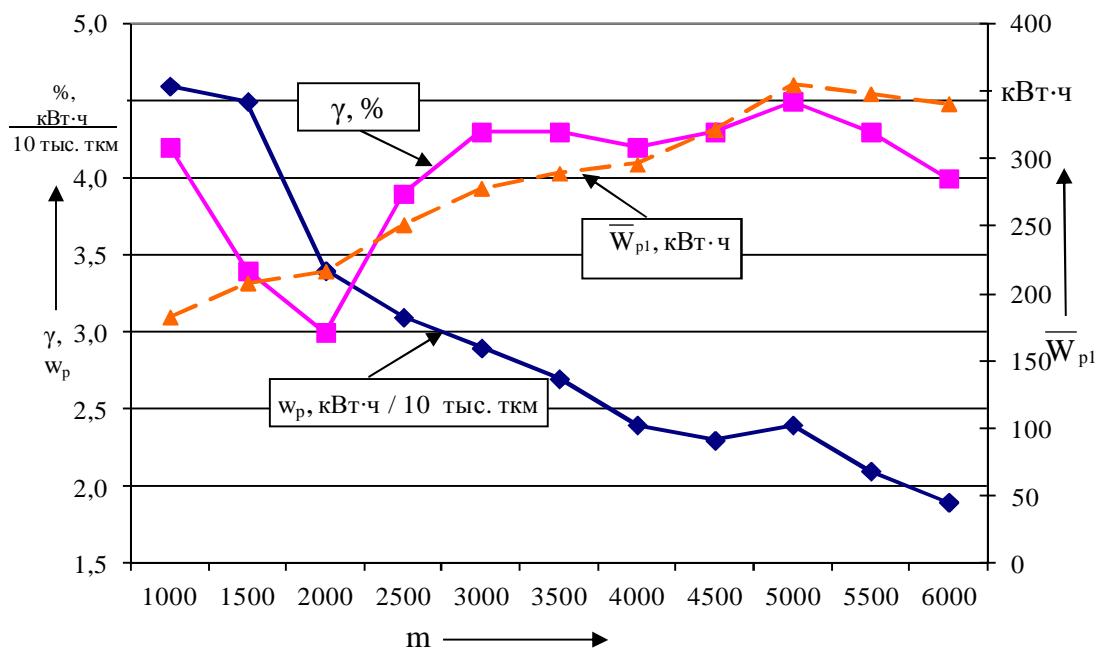


Рисунок 1 – Графики изменения \bar{W}_{p1} , γ , w_p в зависимости от массы поезда для электровозов серии ВЛ10 на участке И – М

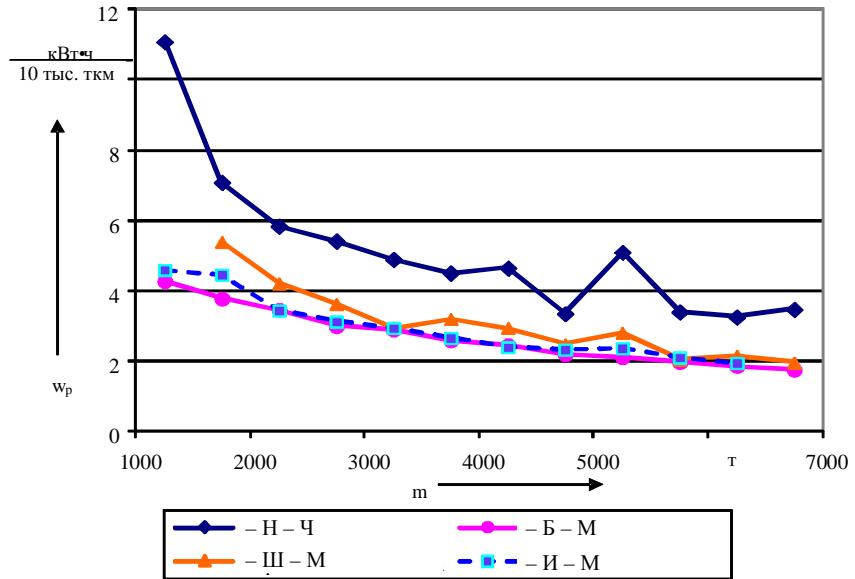


Рисунок 2 – Зависимости $w_p(m)$ для электровозов серии ВЛ10 на различных поездоучастках депо С

Учитывая существенную неравномерность распределения перевозочной работы по интервалам массы поезда (см. графу 4 таблицы 2), расчет коэффициентов a_0 и a_1 следует выполнять по средним значениям удельной рекуперации и массы поезда в квантах с учетом статистического веса по доле выполненной перевозочной работы [1]:

$$a_1 = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{1}{m_i} \cdot \bar{w}_{pi} \cdot \alpha_i - \left(\sum_{i=1}^n \bar{w}_{pi} \cdot \alpha_i \right) \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{m_i} \cdot \alpha_i \right)}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{m_i} \right)^2 \cdot \alpha_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{m_i} \alpha_i \right)^2}; \quad (6)$$

$$a_0 = \sum_{i=1}^n \bar{w}_p \cdot \alpha_i - a_1 \left(\sum_{i=1}^n \frac{1}{m_i} \alpha_i \right), \quad (7)$$

где \bar{m}_i – средняя масса поезда в i -м интервале, т;

\bar{w}_{pi} – среднее значение удельной рекуперации в i -м интервале массы поезда, кВт·ч/10 тыс. ткм брутто;

α_i – доля выполненной перевозочной работы в i -м интервале массы поезда, выраженная в безразмерных единицах.

Достоверность регрессионной модели (5) определяет коэффициент корреляции R , который рассчитывается по формуле [2]:

$$R = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{m_i} \right) \bar{w}_{pi} \alpha_i - \left(\sum_{i=1}^n \bar{w}_{pi} \alpha_i \right) \left(\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{m_i} \right) \alpha_i \right)}{\sqrt{\left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{m_i} \right)^2 \alpha_i - \left(\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{m_i} \right) \alpha_i \right)^2 \right] \left[\sum_{i=1}^n \bar{w}_{pi}^2 \alpha_i - \left(\sum_{i=1}^n \bar{w}_{pi} \alpha_i \right)^2 \right]}}. \quad (8)$$

На рисунке 3 приведены регрессионная зависимость $w_p(m)$, полученная указанным способом для серии электровозов ВЛ10 на участке И – М, и гистограмма распределения перевозочной работы по интервалам массы поезда. Коэффициент корреляции этой зависимости составил 0,991.

В таблице 3 представлены полученные регрессионные зависимости $w_p(m)$ для электровозов серии ВЛ10 для всех рассматриваемых поездоучастков и депо. Следует отметить, что в большинстве случаев значение коэффициента корреляции превышает 0,7, что свидетельствует о достаточно высокой степени достоверности этих зависимостей. Исключение составляет зависимость $w_p(m)$ для участка Н – Л, имеющая противоположное по сравнению с другими зависимостями направление, причем с достаточно высоким коэффициентом корреляции. Для объяснения данного факта требуются дополнительные исследования.

Анализ представленных в таблице 3 уравнений регрессии показал, что для накладных плеч обслуживания локомотивными бригадами смежных депо регрессионные коэффициенты зависимостей $w_p(m)$ существенно различаются между собой, хотя расчет значений удельной рекуперации по ним в большинстве случаев дает близкие результаты, примеры которых приведены в таблице 4. С целью повышения объективности заданий по применению рекуперации для каждого накладного плеча обслуживания следует получать обобщенную регрессионную зависимость $w_p(m)$ по данным всех депо, обслуживающих этот участок.

Транспортная энергетика

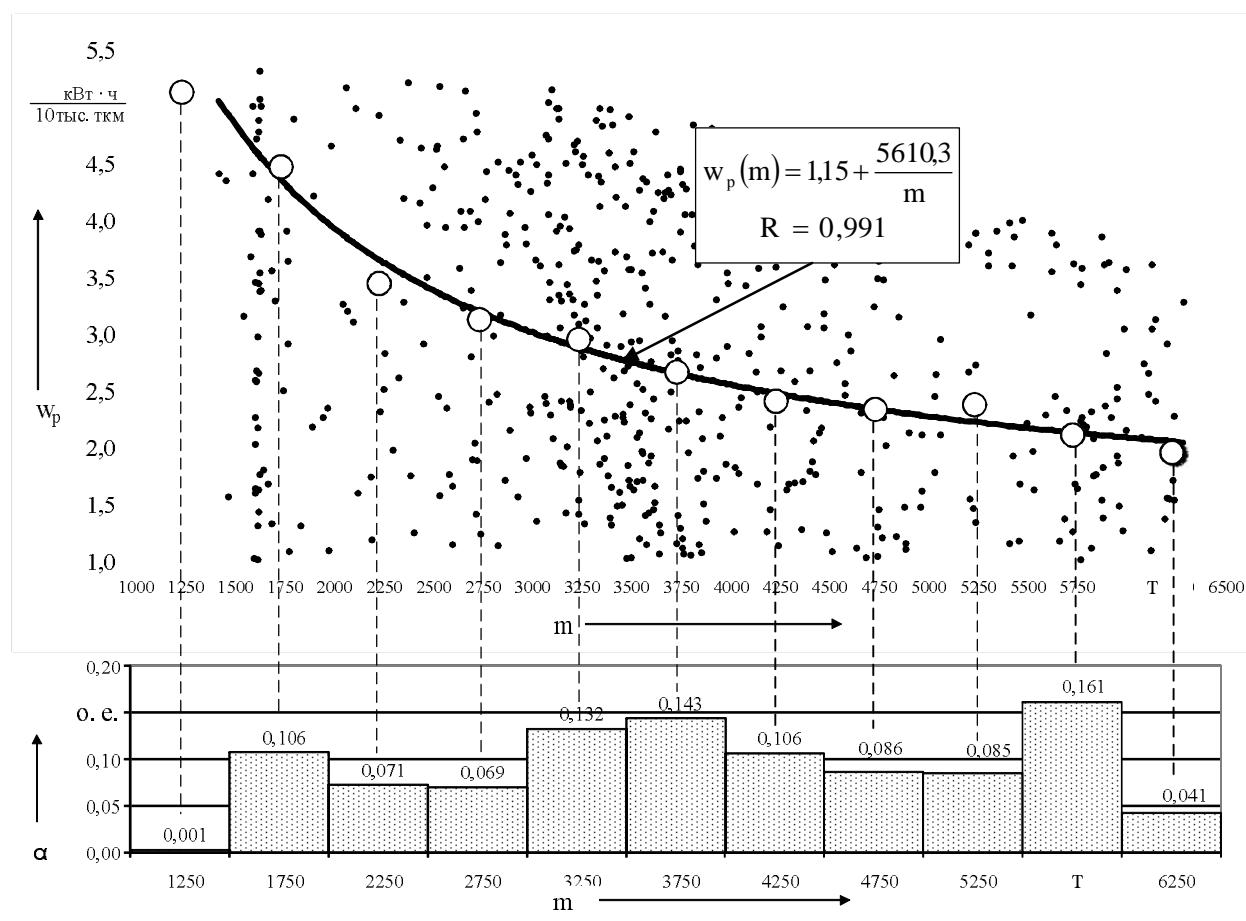


Рисунок 3 – Зависимость $w_p(m)$ и гистограмма распределения перевозочной работы электровозов серии ВЛ10 на участке И – М

Таблица 3 – Уравнения регрессионных зависимостей $w_p(m)$ для различных поездоучастков железной дороги

Локомотивное депо	Поездоучасток	Количество ММ	Уравнение регрессии	R
С	И – М	8567	$w_p = 1,15 + 5610,3 / m$	0,991
	М – И	12947	$w_p = 2,83 + 5653,4 / m$	0,907
	Б – М	11631	$w_p = 0,99 + 5609,7 / m$	0,981
	М – Б	10086	$w_p = 1,12 + 5176,4 / m$	0,987
	М – III	3614	$w_p = 0,40 + 10695,7 / m$	0,991
	III – М	6692	$w_p = 0,84 + 7946,2 / m$	0,952
	М – II	1898	$w_p = 1,53 + 8182,9 / m$	0,884
	II – М	583	$w_p = 2,94 + 2085,3 / m$	0,618
Б	Б – М	948	$w_p = 0,60 + 6512,6 / m$	0,941
	М – Б	660	$w_p = 0,09 + 9953,2 / m$	0,970
	Н – Б	3934	$w_p = 0,64 + 6932,5 / m$	0,966
	Б – Н	4769	$w_p = 0,94 + 8466,7 / m$	0,986
В	Н – Б	2534	$w_p = 0,78 + 3687,3 / m$	0,936
	Б – Н	2558	$w_p = 2,96 + 1966,6 / m$	0,635
	Ч – Н	1293	$w_p = 10,89 + 12247,3 / m$	0,765
	Н – Ч	2612	$w_p = 2,44 + 8350,4 / m$	0,922
	Н – Л	2979	$w_p = 4,27 - 1568,6 / m$	0,715
	Л – Н	3616	$w_p = 3,52 + 9504,8 / m$	0,724
Т	Т – Н	8212	$w_p = 16,25 + 12514,1 / m$	0,592
	Р – Т	8486	$w_p = 9,61 + 5029,1 / m$	0,593

Транспортная энергетика

Таблица 4 – Результаты расчета удельной рекуперации по регрессионным зависимостям $w_p(m)$ для накладных плеч обслуживания

Поездо-участок	Локомотивное депо	Уравнение регрессии	R	Удельная рекуперация для разных значений массы поезда, кВт·ч/10 тыс. ткм		
				2200 т	4700 т	6700 т
Б – М	М	$w_p = 0,99 + 5609,7 / m$	0,981	3,5	2,2	1,8
	Б	$w_p = 0,60 + 6512,6 / m$	0,941	3,6	2,0	1,6
	Б	$w_p = 0,64 + 6932,5 / m$	0,966	3,8	2,1	1,7
	В	$w_p = 0,78 + 3687,3 / m$	0,936	2,5	1,6	1,3

Полученные регрессионные зависимости могут быть использованы для определения ожидаемого (нормативного) значения объема энергии рекуперации при проведении поезда любой массы по соответствующему участку. При этом следует иметь в виду, что обязательным условием для установления таких нормативов является отсутствие технических и иных ограничений на применение режима рекуперативного торможения.

По мере изменения условий, определяющих применение рекуперативного торможения (например, улучшения технического состояния электроподвижного состава, повышения квалификации локомотивных бригад и др.), регрессионные зависимости $w_p(m)$ должны периодически пересматриваться с целью сохранения их объективности и стимулирующей функции. С целью учета таких факторов, как сезонность, работа электровозов по системе многих единиц, нестандартная составность тяговой подвижной единицы и др., возможно применение специальных корректирующих коэффициентов для рассчитанных по уравнениям регрессии значений удельной рекуперации.

Результаты выполненных исследований являются основой разработанной методики планирования объема энергии рекуперации на любом уровне иерархии железнодорожного транспорта (сеть железных дорог, железная дорога, локомотивное депо, поездоучасток и др.). Основные положения методики заключаются в следующем.

1. Для текущего уровня планирования устанавливаются нижестоящие элементы детализации данных, например, для локомотивного депо это могут быть поездоучастки, а для них, в свою очередь, категории по массе поезда. При этом целесообразно выделить наиболее значимые из них с точки зрения применения рекуперативного торможения. Это можно сделать на основе анализа доли объема энергии рекуперации i -го элемента детализации данных в общем объеме энергии рекуперации по всем элементам:

$$\lambda_i = \frac{W_{pi}}{\sum_i W_{pi}}. \quad (9)$$

2. На основании статистических данных не менее чем за шесть месяцев для каждого i -го элемента детализации данных определяется доля перевозочной работы, выполненной по маршрутам машинистов с применением рекуперативного торможения (A_{pi}), в общем объеме перевозочной работы (A_i) на этом уровне:

$$\beta_i = \frac{A_{pi}}{A_i}. \quad (10)$$

3. Удельная рекуперация на текущем уровне планирования определяется на основании данных об удельной рекуперации нижестоящих элементов и структуре перевозочной работы по этим элементам по формуле:

$$w_p = \sum_i w_{pi} \cdot \alpha_i. \quad (11)$$

Транспортная энергетика

На уровне категорий по массе поезда расчетные значения удельной рекуперации определяются на основании полученных уравнений регрессии.

4. После расчета удельной рекуперации определяется задание по рекуперации по формуле:

$$W_{p,пл.} = w_p \cdot \beta \cdot A_{пл.}, \quad (12)$$

где $A_{пл.}$ – плановое значение перевозочной работы, 10 тыс. ткм брутто.

Проиллюстрируем применение методики на конкретном примере. В таблице 5 приведено распределение объемов энергии рекуперации по сериям электровозов и поездоучасткам депо С. Анализ данных этой таблицы показывает, что наибольшую долю в общем возврате электроэнергии по депо С обеспечивает участок М – И.

Таблица 5 – Распределение энергии рекуперации по сериям электровозов и основным поездоучасткам депо С

Участок	Серия 2ЭС6		Серия ВЛ10		Серия ВЛ11	
	рекуперация, кВт·ч	λ , о.е.	рекуперация, кВт·ч	λ , о.е.	рекуперация, кВт·ч	λ , о.е.
М – Ш	13000	0,020	701600	0,035	16200	0,063
	24400	0,038	1471800	0,074	33700	0,130
	17400	0,027	169800	0,009	7700	0,030
	64800	0,101	884500	0,045	13100	0,051
	95600	0,150	2955600	0,149	34300	0,133
	95900	0,150	3917100	0,197	36500	0,141
	127800	0,200	2332000	0,117	46400	0,179
	199900	0,313	7436800	0,374	70700	0,273
	638800	1,000	19869200	1,000	258600	1,000

В таблице 6 приведено распределение работы, выполненной локомотивными бригадами депо С, по сериям электровозов и поездоучасткам. Данные этой таблицы свидетельствуют о том, что доля работы с применением рекуперативного торможения по серии электровозов ВЛ11 значительно ниже, чем по сериям ВЛ10 и 2ЭС6. Так, работа с применением рекуперации, выполненная локомотивами серии ВЛ11 в 103,4 раза меньше, чем соответствующая работа серии ВЛ10, хотя общая работа серии ВЛ11 лишь в 4,9 меньше по сравнению с ВЛ10. По всей вероятности это связано с наличием массовых случаев неисправности схем рекуперативного торможения на локомотивах серии ВЛ11.

Таблица 6 – Распределение работы с рекуперацией по сериям электровозов и основным поездоучасткам депо С

Участок	Серия 2ЭС6		Серия ВЛ10		Серия ВЛ11	
	работа, 10 тыс. ткм брутто	β , о.е.	работа, 10 тыс. ткм брутто	β , о.е.	работа, 10 тыс. ткм брутто	β , о.е.
М – Ш	12948	0,353	598471	0,281	157567	0,014
Ш – М	28836	0,474	1745608	0,392	480012	0,024
П – М	4832	0,869	77741	0,603	24545	0,041
М – П	19223	0,847	367612	0,810	80837	0,051
М – Б	62635	0,696	2130630	0,530	370215	0,025
Б – М	66362	0,769	3050174	0,606	469607	0,024
И – М	56917	0,838	1410251	0,594	339572	0,028
М – И	52639	0,897	2391561	0,785	480429	0,037
Всего	304395	0,750	6888863	0,585	2402784	0,028

В таблице 7 приведен пример расчета удельной рекуперации на участке И – М. Значения w_p в графе 4 вычислены по уравнению регрессии, указанному в таблице 3 и на рисунке 3.

Транспортная энергетика

Расчетное значение w_p в целом по участку И – М составило 2,8 кВт·ч/10 тыс. ткм брутто.

Таблица 7 – Результаты расчета удельной рекуперации на участке И – М для электровозов серии ВЛ10

Масса поезда, т	Работа, 10 тыс. ткм брутто	α , о.е.	Расчетное значение w_p , кВт·ч		Составляющие удельной рекуперации по участку, кВт·ч 10 тыс. ткм ($w_p \cdot \alpha$)
			10 тыс. ткм		
1000-1500	1153	0,001	5,6		0,006
1500-2000	89052	0,106	4,4		0,462
2000-2500	59712	0,071	3,6		0,259
2500-3000	57597	0,069	3,2		0,220
3000-3500	110323	0,132	2,9		0,380
3500-4000	119506	0,143	2,6		0,378
4000-4500	88563	0,106	2,5		0,262
4500-5000	72097	0,086	2,3		0,200
5000-5500	71018	0,085	2,2		0,189
5500-6000	134916	0,161	2,1		0,342
6000-6500	34493	0,041	2,0		0,084
Всего	838430	1,000	2,8		2,782

Аналогично рассчитаны значения удельной рекуперации по другим участкам, а затем на их основе и в целом по депо С. Результаты вычислений приведены в таблице 8, значение удельной рекуперации для серии ВЛ10 в депо С составляет 2,9 кВт·ч/10 тыс. ткм брутто.

Таблица 8 – Результаты расчета удельной рекуперации по депо С для электровозов серии ВЛ10

Участок	Работа, 10 тыс. ткм брутто	α , о.е.	Расчетное значение w_p , кВт·ч		Составляющие удельной рекуперации по депо ($w_p \cdot \alpha$), кВт·ч 10 тыс. ткм
			10 тыс. ткм		
М – Ш	168356	0,024	4,2		0,103
Ш – М	684967	0,099	2,2		0,219
П – М	46875	0,007	3,6		0,024
М – П	297586	0,043	3,0		0,130
М – Б	1128617	0,164	2,6		0,426
Б – М	1847444	0,268	2,1		0,563
И – М	838430	0,122	2,8		0,340
М – И	1876589	0,272	4,0		1,090
Всего	6888864	1,000	2,9		2,895

Предложенная методика позволит повысить объем возврата электроэнергии в контактную сеть при применении рекуперативного торможения путем стимулирования локомотивных бригад к эффективному применению режима рекуперации.

Список литературы

1. Ферстер, Э. Методы корреляционного и регрессионного анализа [Текст] / Э. Ферстер, Б. Ренц. – М., 1983. – 302 с.
2. Венецкий, И. Г. Основные математико-статистические понятия и формулы в экономическом анализе [Текст] / И. Г. Венецкий, В. И. Венецкая. – М., 1979. – 447 с.

УДК 621.332

А. Н. Смердин, А. С. Голубков, С. Н. Найден

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ СОСТОЯНИЯ ТОКОПРИЕМНИКОВ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА ОСНОВЕ ВИДЕОИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

Описана перспективная система диагностики токоприемников электроподвижного состава, основанная на применении систем компьютерного зрения.

Одной из самых распространенных причин повреждения контактной сети является эксплуатация неисправных или разрегулированных токоприемников электроподвижного состава (ЭПС). Для снижения числа аварий при эксплуатации токоприемников и повышения надежности системы электроснабжения ЭПС необходимо разработать эффективную автоматизированную систему диагностики состояния токоприемников.

К числу наиболее эффективным методов автоматической диагностики относится дистанционный контроль параметров токоприемников, проходящих через контрольный пункт. Данный метод позволяет контролировать состояние всех токоприемников, выходящих из депо или поступающих на линию. Дистанционный способ диагностики позволяет осуществлять контроль непосредственно в режиме эксплуатации без необходимости остановки подвижного состава и без участия обслуживающего персонала.

Для дистанционной диагностики основных геометрических параметров токоприемников могут применяться системы компьютерного зрения. Для измерения значений статического нажатия возможно применение электромеханических датчиков, размещенных на контактной сети в зоне контрольного пункта [1].

Системы диагностики токоприемников, основанные на принципе анализа визуальных данных, разрабатываются в России и за рубежом. Например, в шведской компании Sensys разработана система автоматического мониторинга, предназначенная для регистрации изображения приближающегося токоприемника при помощи цифрового фотоаппарата. На основании полученных снимков происходит определение исправности токосъемных пластин токоприемника.

Основной проблемой в реализации подобных систем является сложность в реализации алгоритмов распознавания изображений токоприемников и обнаружения дефектов в автоматическом режиме без участия оператора.

Существенную сложность при видеорегистрации проходящих токоприемников создает высокая скорость движения электроподвижного состава. Движение с высокой скоростью затрудняет получение четкой картины диагностируемого объекта, что в свою очередь значительно усложняет обработку данных.

Непрерывный режим работы диагностического комплекса требует обеспечения необходимого уровня освещенности токоприемника в любое время суток. Применение прожекторов в темное время суток не представляется возможным, поскольку свет от мощного прожектора ослепляет машинистов проходящих локомотивов.

Для решения поставленных задач диагностики и устранения описанных недостатков в Омском государственном университете путей сообщения ведется разработка видеоизмерительного комплекса, предназначенного для автоматического контроля технического состояния токоприемников. Основной целью работы является повышение надежности эксплуатации устройств электроснабжения путем автоматизированной диагностики исправности токоприемников при проходе контрольных пунктов.

Специалистами лаборатории «Контактные сети и линии электропередачи» предложена конструкция стационарного комплекса для контроля технического состояния проходящих токоприемников (рисунок 1). Система состоит из следующих компонентов: видеокамера с

Транспортная энергетика

вертикальным направлением оптической оси 1 (вертикальная видеокамера), видеокамера с фронтальным направлением оптической оси 2 (фронтальная видеокамера), видеокамера с горизонтальным расположением оптической оси 3 (горизонтальная видеокамера), датчик прохода ЭПС 4, блок контроля и управления 5, компьютер для хранения и обработки видеинформации 6, источник инфракрасного освещения 7.

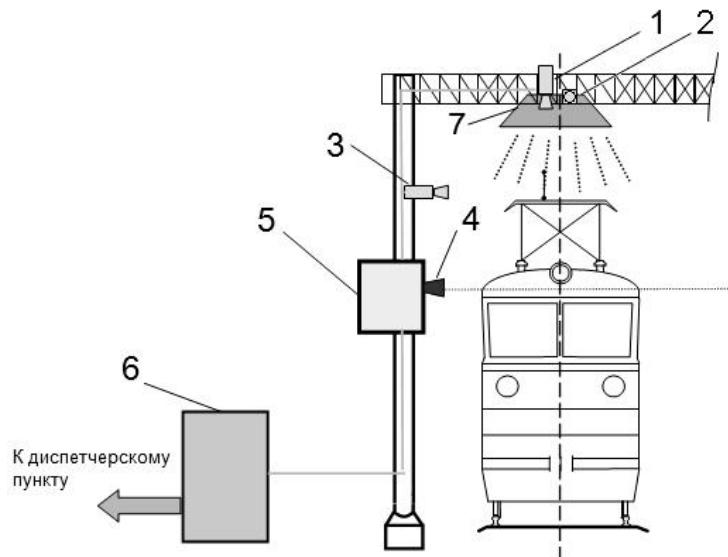


Рисунок 1 – Схема расположения оборудования видеоизмерительного комплекса

При проходе ЭПС через контрольный пункт датчик прохода подает сигнал в блок управления, который запускает процесс записи видеинформации. Данные с видеокамер поступают в устройство хранения и обработки информации с отметкой времени произведенной записи, после чего выполняется автоматическая оценка технического состояния токоприемника. В случае обнаружения отклонений параметров токоприемника от нормативных на пульт диспетчера подается предупреждающий сигнал и изображение токоприемника с указанием причины срабатывания системы. Для работы в темное время суток пункт оснащается источником инфракрасного освещения.

Предлагаемая автоматизированная система оценки состояния токоприемников позволяет выполнять непрерывный контроль технического состояния токоприемников, проходящих через контрольный пункт. В автоматическом режиме выполняются регистрация времени и скорости прохода ЭПС, распознавание номера локомотива, сохранение данных видеосъемки, определение типа токоприемника и оценка технического состояния. Измерение геометрических параметров и определение технического состояния контактных пластин токоприемников выполняется при помощи специализированных алгоритмов распознавания образов. Основным преимуществом данной системы является бесконтактный способ измерения, позволяющий выполнять регистрацию без влияния на исследуемый объект персонала.

Горизонтальная камера (см. рисунок 1) оценивает величину отжатия контактного провода в момент прохода токоприемника, что позволяет оценить величину силы контактного нажатия токоприемника на основании известной жесткости подвески (рисунок 2) [2].

При малых скоростях движения ЭПС (до 30 км/ч) сила нажатия токоприемника на контактный провод близка к величине статического нажатия, которая в свою очередь зависит от регулировки токоприемника. В случае значительного отклонения силы нажатия токоприемника от нормативного статического нажатия при малых скоростях движения можно сделать вывод о неправильной регулировке токоприемника.

При движении с более высокой скоростью отжатие подвески контактной сети зависит от типа токоприемника, но используемые алгоритмы позволяют определить отклонения статического нажатия от нормы и в этом случае.

Транспортная энергетика

Вертикальная камера (см. рисунок 1) позволяет оценить состояние износа токосъемных пластин на полозах токоприемника по форме и структуре изображения контактной поверхности (рисунок 3). Система позволяет определить наличие подгаров и сколов на контактных элементах, их количество и размер по отношению к общей площади контактной поверхности.

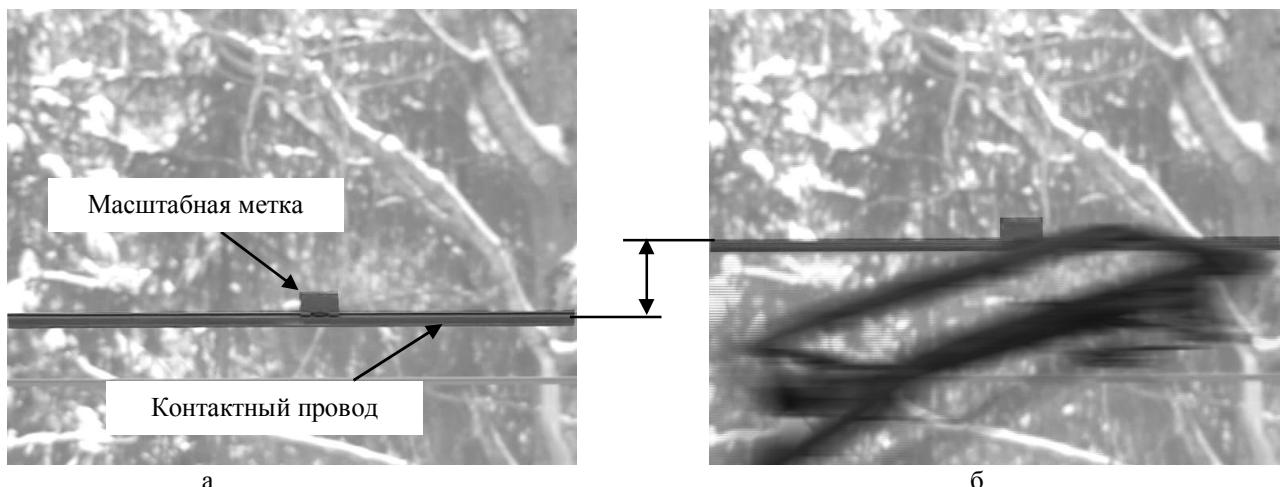


Рисунок 2 – Определение отжатия контактного провода при проходе токоприемника: а – нормальное положение контактного провода; б – положение контактного провода при проходе токоприемника

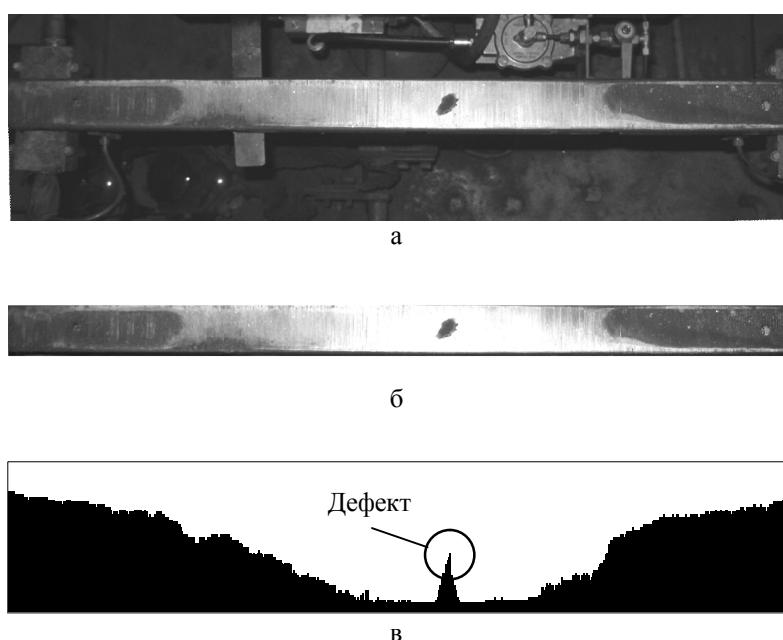


Рисунок 3 – Определение состояния токосъемных пластин: а – фотография полоза токоприемника; б – обработанное изображение; в - гистограмма уровней яркости по длине полоза

С помощью фронтальной камеры (см. рисунок 1) определяются геометрическое положение и форма токоприемника (рисунок 4).

Профиль токоприемника должен вписываться в допустимые габариты. Путем сравнения профиля токоприемника с шаблонными изображениями выявляются механические повреждения полоза и системы подвижных рам.

При приближении электроподвижного состава фронтальная камера регистрирует изображение ЭПС, на котором при помощи системы распознавания символов определяются номер и марка локомотива (рисунок 5).

Транспортная энергетика

Методика и оборудование для диагностики токоприемников прошли апробацию в рамках лабораторных и натурных испытаний. В ходе лабораторных экспериментов были установлены необходимые параметры оборудования диагностического комплекса для надежной работы при оценке состояния движущегося токоприемника.

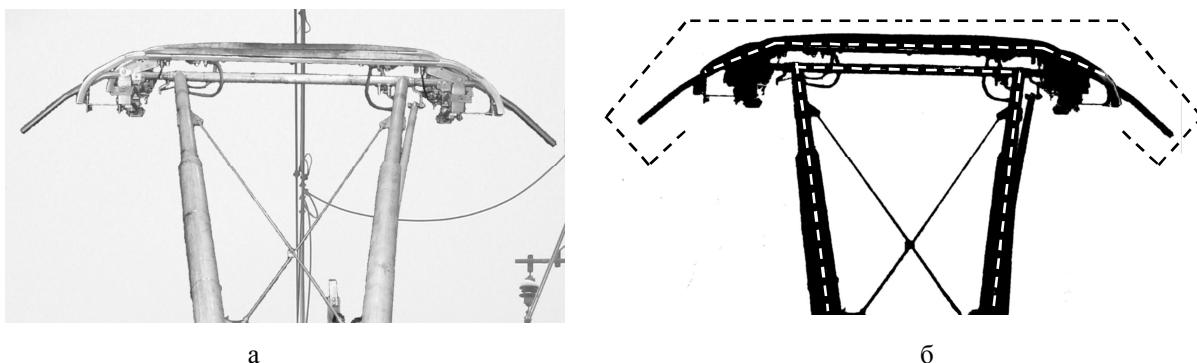


Рисунок 4 – Определение формы токоприемника: а – исходное изображение токоприемника; б – выделенный профиль токоприемника с указанием характерных линий

Фронтальная камера должна иметь высокое разрешение для обеспечения точности измерения геометрии полоза и рам токоприемника. Для повышения точности измерения геометрических параметров комплекс может дополняться цифровым фотоаппаратом высокого разрешения, производящим снимки профиля токоприемника.

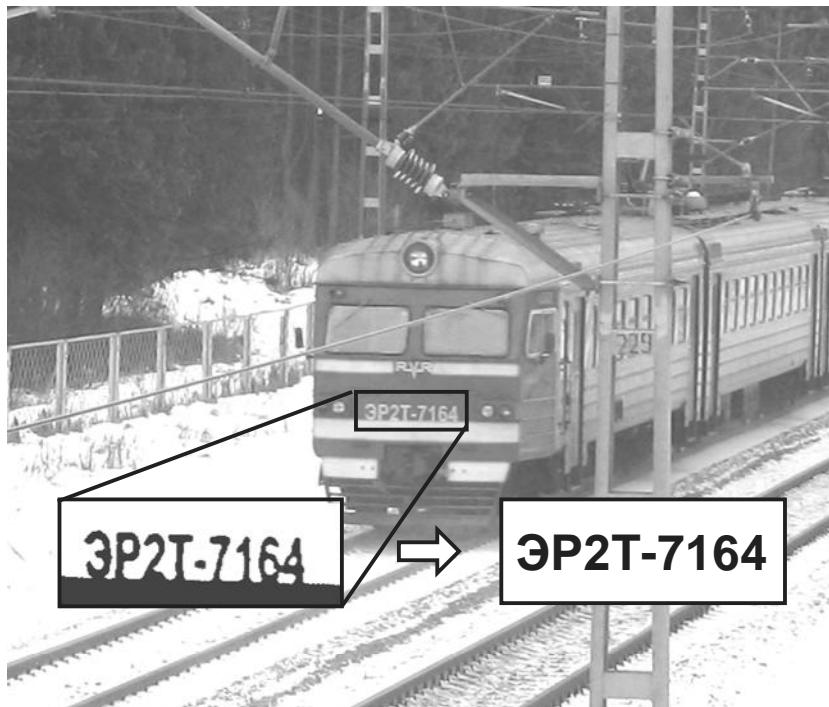


Рисунок 5 – Определение номера локомотива по видеоизображению

Вертикальная видеокамера должна обеспечивать съемку со скоростью не менее 400 кадров в секунду и величиной экспозиции не более 1/1000 с, разрешение кадра видеоизображения при этом должно быть не менее 1280×720 точек для получения четкого изображения поверхности полоза.

Для анализа изображений применяется многошаговый алгоритм, состоящий из этапов применения графических фильтров к исходному изображению, выделения значимых элементов и сравнения итогового изображения с набором шаблонов. Алгоритм работы системы обработки видеоизображения приведен на рисунке 6.

На первом этапе обработки к изображению применяется адаптивный пороговый фильтр,

Транспортная энергетика

результатом которого является изображение, полученное по соотношению:

$$T_{i,j} = m_{i,j} - 0,2 \sigma_{i,j}, \quad (1)$$

где $T_{i,j}$ – величина яркости изображения в точке с координатами (i, j) ;

$m_{i,j}$ – математическое ожидание яркости изображения в области $(i \pm b, j \pm b)$;

$\sigma_{i,j}$ – среднеквадратическое отклонение яркости изображения в области $(i \pm b, j \pm b)$;

b – размер окна аддитивного порогового фильтра.

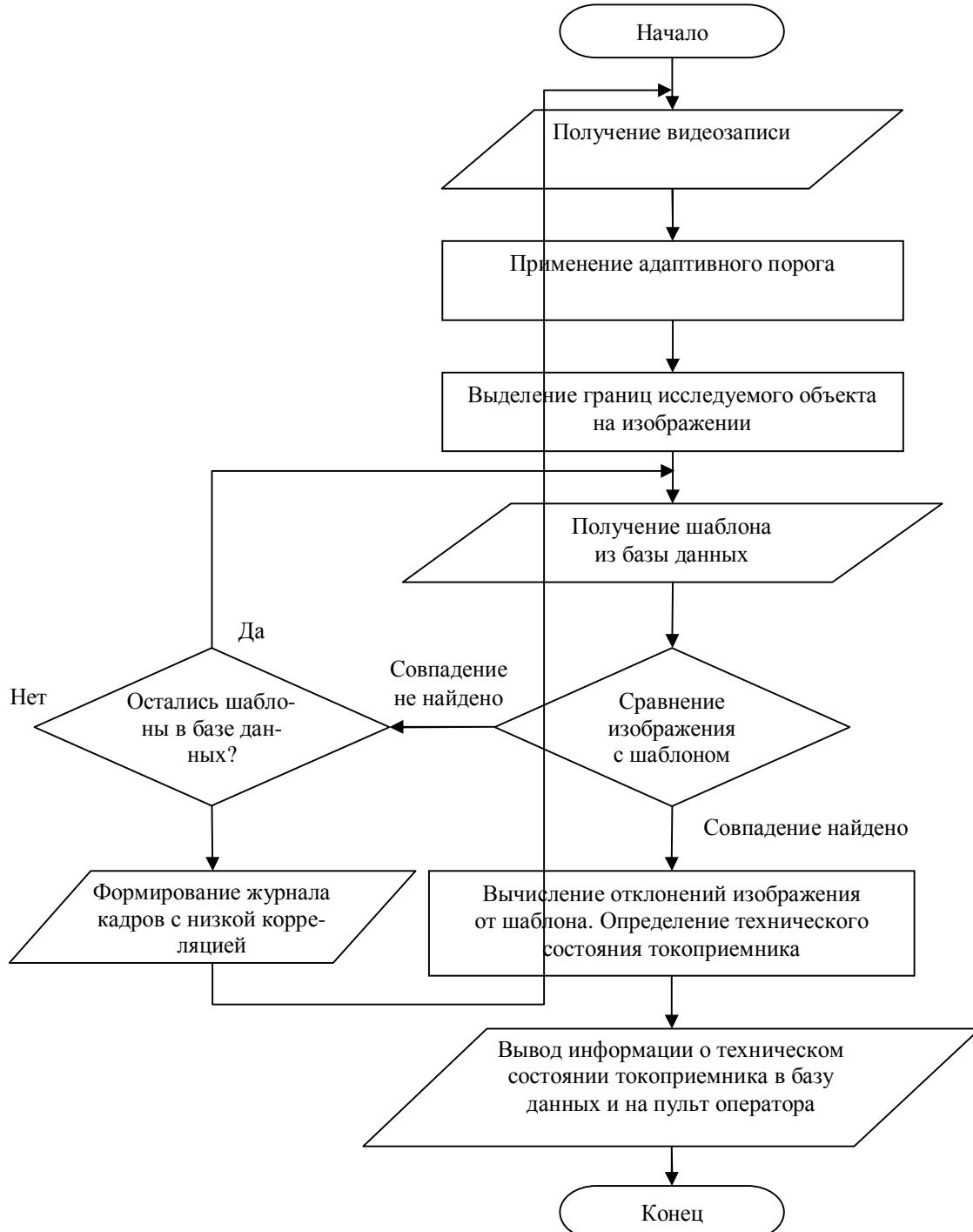


Рисунок 6 – Алгоритм определения технического состояния токоприемника по видеоизображению

Выделение границ на изображении производится при помощи функции свертки [3]:

$$I_{i,j} = \sum_{k=0}^N \sum_{l=0}^N g_{k,l} T_{i-k, j-l}, \quad (2)$$

где $I_{i,j}$ – величина яркости результирующего изображения в точке с координатами (i, j) ;
 g – матрица ядра свертки.

Сравнение рабочего изображения с шаблонным изображением токоприемника выполняется путем вычисления коэффициентов корреляции для каждой точки изображения:

$$k_{i,j} = \frac{\sum_{x=0}^S \sum_{y=0}^S I_{x+i, y+j} \cdot D_{x,y}}{\sqrt{\sum_{x=0}^S \sum_{y=0}^S I_{x+i, y+j}^2 \cdot \sum_{x=0}^S \sum_{y=0}^S D_{x,y}^2}}, \quad (3)$$

где S – размер шаблонного изображения в точках раstra;

i, j – координаты точки рабочего изображения, для которой вычисляется коэффициент корреляции;

D и I – матрицы уровней яркости шаблонного и рабочего изображения.

Результатом вычисления коэффициентов корреляции является матрица корреляции. В случае совпадения изображения шаблона с рабочим изображением матрица корреляции будет иметь выраженный максимум в области совпадения шаблона и рабочего изображения. На основании выявленного совпадения определяется тип токоприемника. Для нахождения механических повреждений системы подвижных рам и полозов токоприемника производится вычисление отклонений изображения токоприемника от шаблона. По величине отклонения можно определить вероятность наличия дефекта токоприемника.

Внедрение предложенной системы позволит сократить количество повреждений токоприемников и контактной подвески и снизить эксплуатационные расходы, связанные с ремонтом контактной сети и задержками поездов, что особенно важно в условиях создания скоростных линий и международных транспортных магистралей. Повреждения контактной сети приводят к значительному экономическому ущербу, связанному с задержками поездов и необходимостью проведения ремонтных работ. Если в результате применения нового технического средства предотвращен отказ оборудования и необходимость в проведении ремонтных работ отсутствует, то рассчитать экономический эффект сложно, так как основой расчета являются затраты на восстановление работоспособности оборудования [4]. Диагностирование состояния устройств токосъема позволяет снизить как ущерб от повреждений, так и необходимость оценки такого ущерба.

Список литературы

1. Ковалев, А. А. Повышение безопасности устройств энергоснабжения [Текст] / А. А. Ковалев, А. В. Микава // Энергетика, электропривод, энергосбережение и экономика предприятий, организаций, учреждений: Материалы молодежной межрегионал. науч.-практ. конф. / Российский гос. проф.-пед. ун-т. – Екатеринбург, 2011. – С. 21 – 25.
2. Сидоров, О. А. Методика измерения отжатий проводов контактных подвесок с использованием скоростных видеоанализаторов [Текст] / О. А. Сидоров, А. С. Голубков, А. Н. Смердин // Тез. докл. третьего междунар. симпозиума «Eltrans' 2005» / Петербургский гос. ун-т путей сообщения. – СПб, 2005. – С. 128, 129.
3. Canny, J. A computational approach to edge detection / J. Canny / Pattern Analysis and Machine Intelligence, IEEE Transactions on, PAMI-8(6): 679 – 698, Nov. 1986.

4. Троицкий, В. А. Технические требования и стандарты в процессе международной интеграции систем железнодорожного транспорта [Текст] / В. А. Троицкий / Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – 2011. – № 4. – С. 99 – 106.

УДК 004.9:621.9.07:621.833

А. А. Ляшков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МЕТОДОМ ЦЕНТРОИДНОГО ОГИБАНИЯ

В статье приводится геометрическое и компьютерное моделирование формообразования зубчатых колес инструментальной рейкой и долбяком. Решается обратная задача формообразования. В процессе компьютерного моделирования зубонарезания показана возможность получения твердотельных моделей срезаемых слоев и их качественных и количественных характеристик.

Обеспечение требований точности профилирования поверхностей таких деталей, как зубчатые колеса, шлицевые валики, звездочки цепных передач и т. п., во многом определяется формой режущей части применяемого инструмента. Поэтому одним из важных элементов процесса проектирования режущего инструмента является конструирование его формообразующей поверхности. Решению этой задачи посвящено большое количество работ: [1 – 3] и др. Во многих из них для выполнения расчета требуется вывод соответствующих зависимостей применительно к различным исходным данным. Часто такие зависимости имеют форму трансцендентных уравнений. Для их решения используют численные методы. Все это усложняет процесс профилирования инструмента.

Кроме того, во многих случаях профиль детали состоит не только из участков, полученных огибанием соответствующих участков инструмента, но и из переходных кривых, линий подрезов. В этих случаях процесс профилирования носит итеративный характер. При этом на отдельных этапах проектирования осуществляется проверка полученных результатов графическими или аналитическими методами [1]. Это также усложняет процесс профилирования.

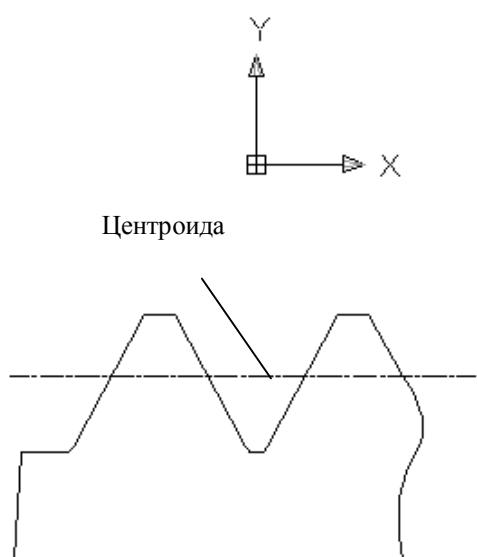


Рисунок 1 — Контуры инструментальной рейки

Современные информационные технологии, предоставляя возможность моделирования процесса формообразования, позволяют исследовать влияния различных параметров инструмента на форму профиля детали и наоборот [4].

В данной работе предлагаются алгоритмы программ, выполняющих в автоматизированном режиме моделирование формообразования обкаточного инструмента для обработки зубчатых колес. Решается и обратная задача – моделирование формообразования зубчатого колеса по заданному инструменту. Кроме того, в процессе моделирования могут быть определены некоторые количественные и качественные характеристики срезаемых слоев.

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

В основу компьютерного моделирования процесса формообразования зубчатого колеса положен контур инструментальной рейки (рисунок 1). Профиль зуба колеса является огибающей семейства профилей рейки. Это семейство образуется в результате качения центроиды рейки (прямой) по центроиде колеса (окружности) (рисунок 2).

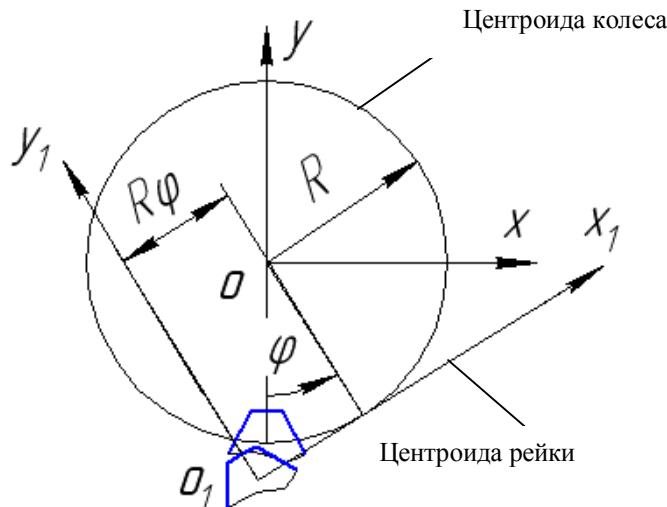


Рисунок 2 – Положение центроид рейки и колеса

Уравнения семейства имеют вид:

$$\begin{cases} x = x_1(t) \cdot \cos \varphi + y_1(t) \cdot \sin \varphi + R(\sin \varphi - \varphi \cdot \cos \varphi); \\ y = -x_1(t) \cdot \sin \varphi + y_1(t) \cdot \cos \varphi + R(\cos \varphi + \varphi \cdot \sin \varphi), \end{cases} \quad (1)$$

где $x_1 = x_1(t)$ и $y = y_1(t)$ – уравнения профиля рейки; φ – параметр семейства; R – радиус центроиды колеса.

В работе [5] предложено к уравнениям системы (1) добавить уравнение $z = \varphi$. Тогда это уравнение и (1) определяют некоторую поверхность, образованную семейством конгруэнтных кривых. Установлено, что дискриминанта этой поверхности относительно координатной плоскости xy совпадает с дискриминантой семейства кривых (1). Это позволило получить в CAD-системах (MathCAD и Maple) компьютерные модели таких поверхностей, которые на первых этапах решения задач профилирования используются в режиме визуализации для исследования формы дискриминанты поверхности, а также для определения влияния радиуса центроиды на форму огибающей рассматриваемого семейства кривых.

В разработанном пакете программ формообразование поверхности детали инструментом выполняется на основе твердотельного моделирования. Относительное движение модели инструментальной рейки определяется уравнениями (1) и задается следующим алгоритмом:

объект (модель рейки) поворачивается вокруг оси, проходящей через точку О и перпендикулярной плоскости xy , на угол $\Delta\varphi$ (см. рисунок 2); величина приращения угла $\Delta\varphi$ (параметр резания) для получения множества профилей рейки задается конструктором;

объект сдвигается параллельно вектору $\vec{m}(-R \cdot \cos \Delta\varphi, R \cdot \sin \Delta\varphi, 0)$ на величину $R \cdot \Delta\varphi$.

Взаимодействие твердотельных моделей инструмента и заготовки осуществляется на основе использования булевых операций. Пример моделирования приведен на рисунке 3. Полученная твердотельная модель может быть как итогом моделирования, так и исходными данными, например, для решения обратной задачи. При необходимости полученная модель может быть подвергнута редактированию.

Второй инструмент, профилирование которого предложено ниже, – это долбяк. Профиль зуба долбяка является огибающей семейства профилей зуба колеса. Это семейство образуется в результате качения центроиды колеса (окружности) по центроиде (окружности) долбяка

(см. рисунок 3). Уравнения семейства будут иметь вид

$$\begin{cases} x_2 = x(t) \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + y(t) \cdot \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + (R_1 + R) \sin \varphi_1; \\ y_2 = -x(t) \cdot \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + y(t) \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + (R_1 + R) \cos \varphi_1, \end{cases} \quad (2)$$

где $x = x(t)$ и $y = y(t)$ – уравнения профиля зуба колеса; φ_1 – параметр семейства, а $\varphi_2 = \frac{R_1}{R} \varphi_1$; R_1 – радиус центроиды долбяка.

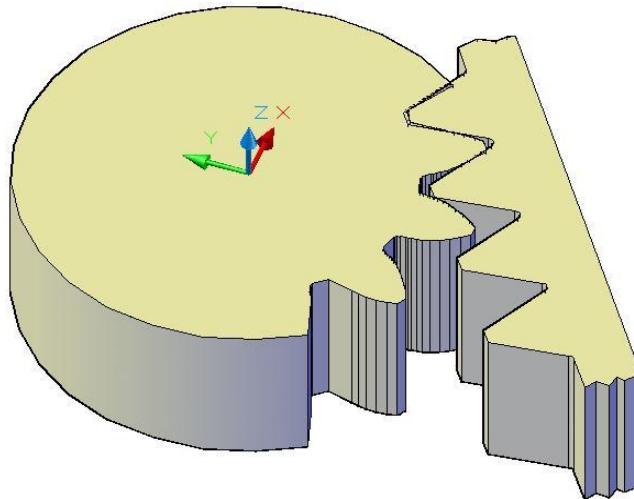


Рисунок 3 – Моделирование формообразования зубьев колеса инструментальной рейкой

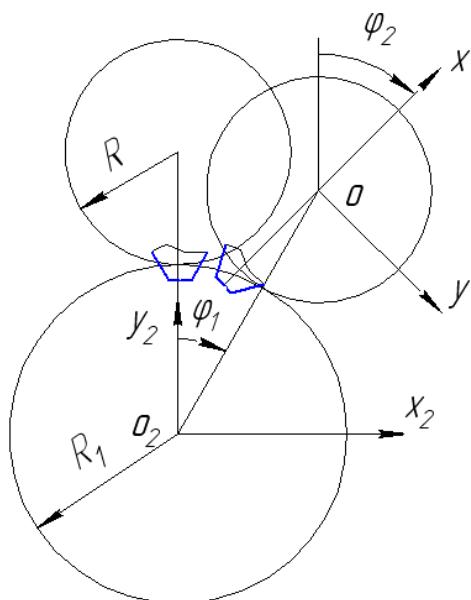


Рисунок 4 – Относительные положения
центроид колеса и долбяка

соответствии со следующим алгоритмом:

объект (модель зуба колеса) поворачивается вокруг оси, проходящей через точку O_2 и перпендикулярной плоскости x_2y_2 , на угол $\Delta \varphi_1$ (см. рисунок 3) (приращение угла $\Delta \varphi_1$ для задания множества моделей зуба колеса задается конструктором);

Как и в предыдущей задаче, уравнения (2) совместно с уравнением $z_2 = \varphi$ определяют вспомогательную поверхность [5]. Разработанная для нее полигональная модель позволяет на предварительном этапе профилирования исследовать дискретно или в режиме анимации влияние радиуса центроиды на форму дискриминанты поверхности.

Приведенные уравнения (2) являются основой для компьютерного моделирования процесса формообразования долбяка для заданного профиля зуба колеса. Если же зуб колеса сформирован на основе контура инструментальной рейки с использованием твердотельного моделирования, то в предлагаемом решении не требуется получения уравнения его профиля. Исходными данными для формообразования будет твердотельная модель зуба колеса и параметры ее установки относительно заготовки для долбяка. Моделирование формообразования зуба долбяком выполняется в

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

объект в новом положении поворачивается вокруг своей оси на угол $\Delta\varphi_2 = \frac{R_1}{R} \Delta\varphi_1$.

Пример твердотельного моделирования показан на рисунке 5. Как и в предыдущей задаче, полученная твердотельная модель может быть как результатом профилирования, так и исходными данными для решения обратной задачи.

Приведенные алгоритмы формообразования зубчатого колеса реализованы в виде программ, написанных на языке программирования AutoLISP в среде САПР AutoCAD. Ввод исходных данных выполняется через диалоговые окна, написанные на языке программирования DCL (Dialog Control Language). Пример диалогового окна для ввода данных при построении исходного контура инструментальной рейки показан на рисунке 6. В диалоговом окне задаются параметры построения профиля: обозначение, модуль, число зубьев, угол зацепления. Для наглядности и удобства ввода исходных данных диалоговое окно содержит слайд образца реечного контура. По умолчанию, при первом запуске подпрограммы, в диалоговое окно загружаются параметры реечного контура «Исходный».

В процессе проектирования режущего инструмента наряду с профилированием формообразующей его части важная роль принадлежит исследованию процесса резания [2, 6].

Разработанные алгоритмы и программы твердотельного моделирования формообразования наряду с получением сопряженного профиля позволяют проследить процесс последовательного вырезания впадин между зубьями колеса, конфигурацию срезаемого слоя и загруженность участков режущих кромок. Кроме перечисленных качественных характеристик процесса резания предлагаемое моделирование позволяет получить и количественные параметры: объем стружки, удаляемой за один двойной ход инструмента; объем стружки, удаляемой периферийной и боковыми режущими кромками; установить зависимость удаляемых объемов от значения параметра резания $\Delta\varphi$ и др. Анализ указанных параметров позволит назначить оптимальные значения параметра резания, количество проходов и значение глубины резания для каждого прохода.

Отмеченные выше возможности иллюстрируются рисунками. Так, на рисунке 7 показаны модель заготовки зубчатого колеса и модели слоев, снимаемые инструментом. Из этого рисунка можно получить качественные характеристики о толщине и форме среза, снимаемого периферией и боковыми сторонами профиля зуба инструмента. Рисунок 7 дает представление об изменении формы и толщины срезаемых слоев по мере внедрения инструмента в заготовку. Сечение срезаемых слоев изменяется в процессе обработки. Модели срезаемых слоев, вынесенные из тела заготовки, показаны на рисунке 8. Цифрами от 1 до 14 указаны

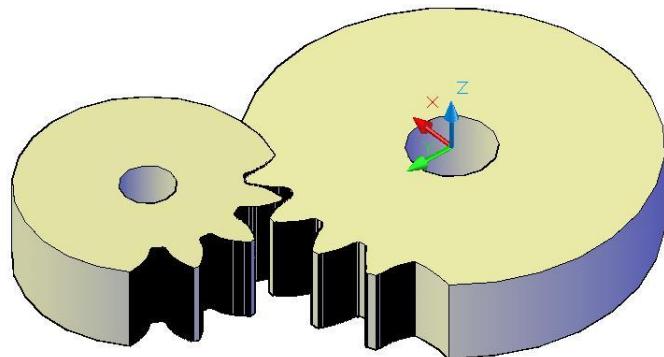


Рисунок 5 – Моделирование формообразования зуба колеса долбяком

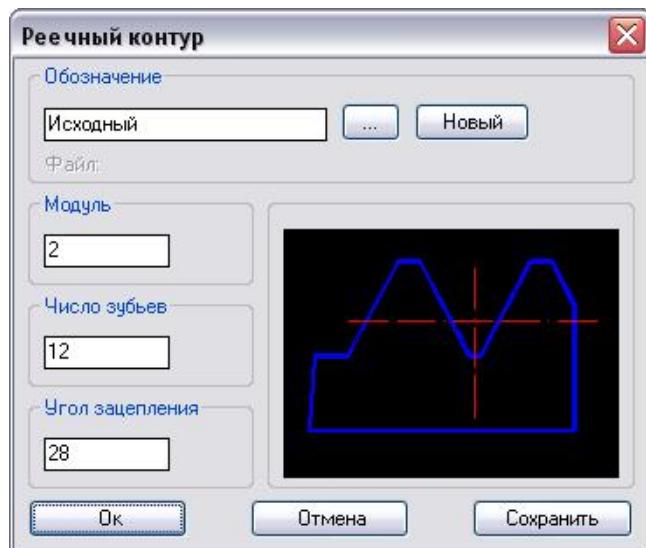


Рисунок 6 – Диалоговое окно «Реечный контур»

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

номера слоев, снимаемых последовательно. Из рисунков 7 и 8 следует, что в процессе резания в определенные промежутки времени участвуют как два, так и три зуба инструмента. Различные участки зуба инструмента неодинаково нагружаются, так как они срезают слои различного сечения.

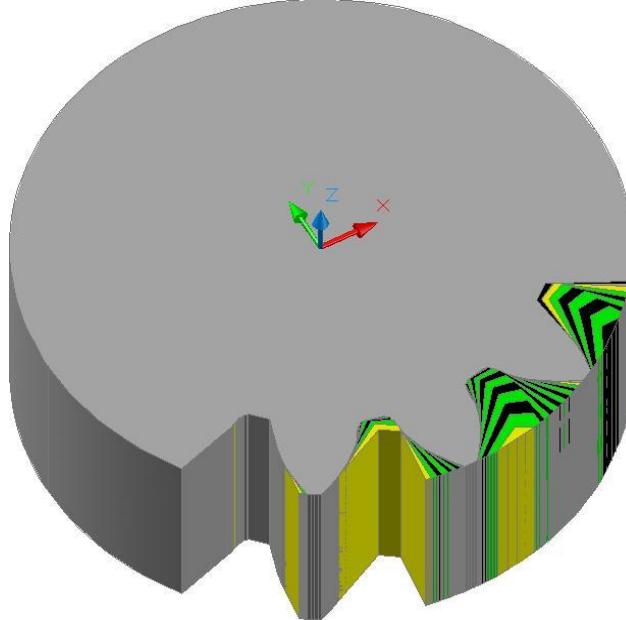


Рисунок 7 – Модель колеса с моделями удалаемых слоев

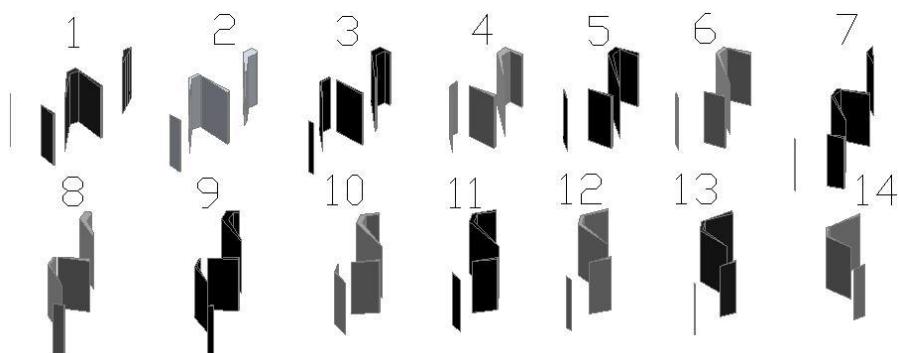


Рисунок 8 – Твердотельная модель колеса с моделями срезаемых слоев

Приведенные модели срезаемых слоев получены в САПР AutoCAD, которая позволяет получить и их количественные значения. На основе этих значений построена диаграмма изменения объемов срезаемых слоев за каждый двойной ход инструмента. Диаграмма показана на рисунке 9, где по горизонтали указаны номера слоев, а по вертикали – их объемы в кубических миллиметрах. В данном случае моделирование обработки впадин между зубьями осуществлялось за один проход. Такая диаграмма дает представление о загруженности зубьев инструмента, о минимальном и максимальном объемах срезаемых слоев.

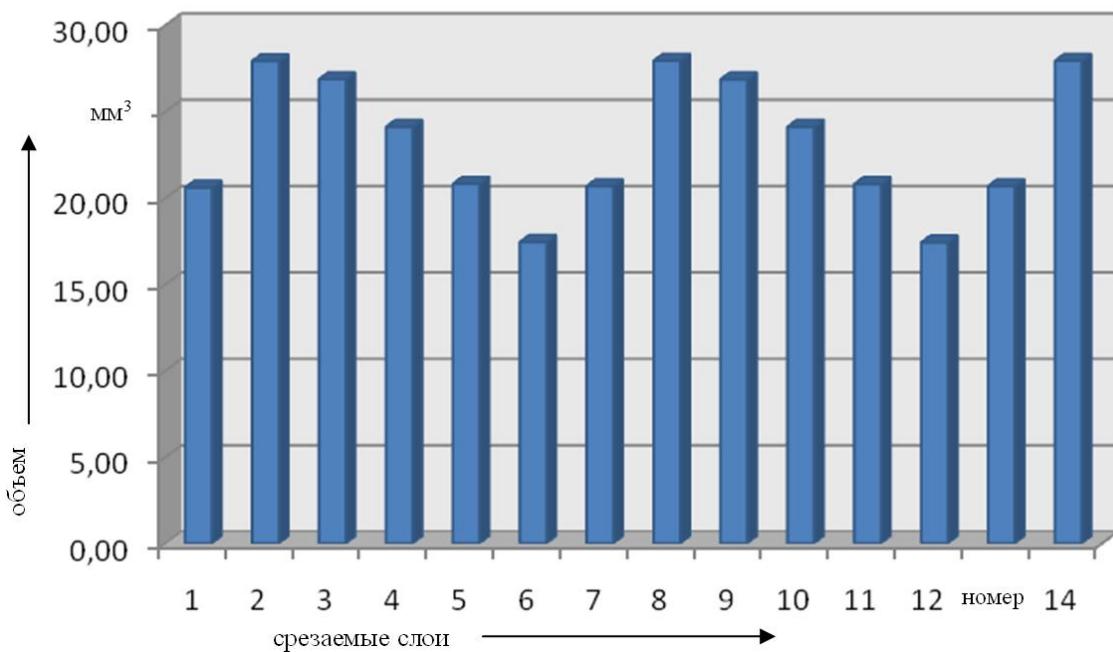


Рисунок 9 – Диаграмма динамики изменения удаляемых объемов
при формообразовании зубьев колеса за один проход

На рисунке 10 приведена диаграмма, отражающая динамику изменения удаляемых объемов при формообразовании одной впадины.

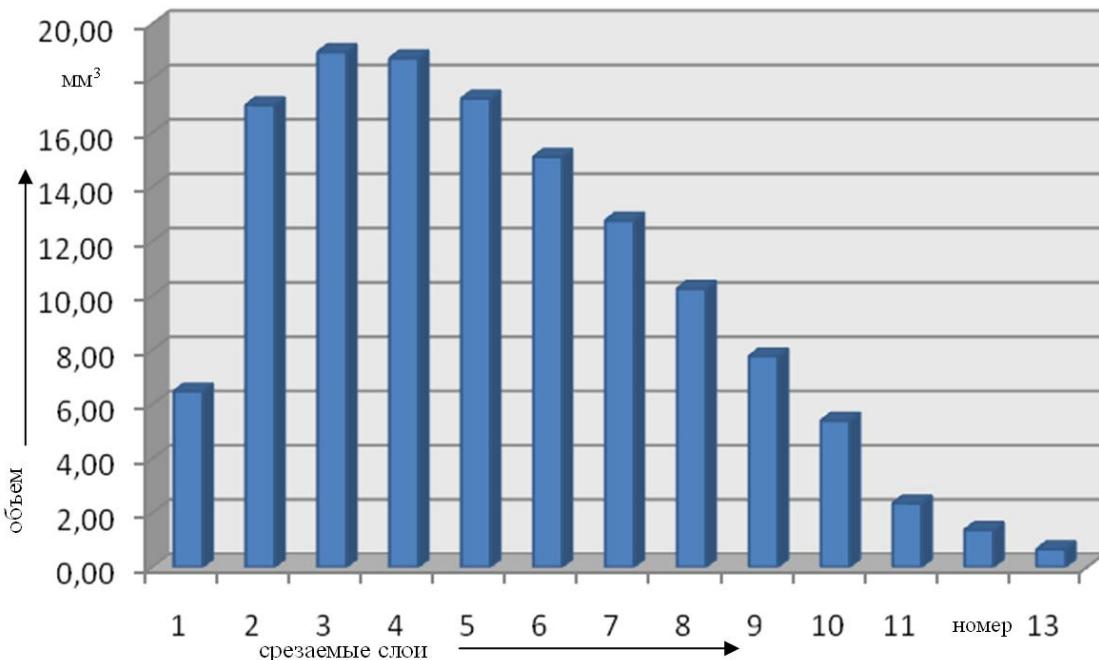


Рисунок 10 – Диаграмма динамики изменения срезаемых объемов
при формообразовании одной впадины между зубьями колеса за один проход

Для решения вопроса о назначении количества проходов при формообразовании зубьев колеса полезной может быть диаграмма изменения объемов срезаемых слоев для различной глубины резания. На рисунке 11 приведена диаграмма, показывающая объемы срезаемых слоев при первом проходе для ширины срезаемого слоя, равной половине высоты впадины. Конфигурация соответствующих срезаемых слоев приведена на рисунке 12. Сравнивая ее с диаграммой на рисунке 9, можно сделать вывод: при соотношении ширины срезаемого слоя

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

и высоты впадины между зубьями 1:2 отношение срезаемых объемов при первом проходе к срезаемым за один проход отличаются более чем в два раза. Следовательно, возможна корректировка глубины резания.

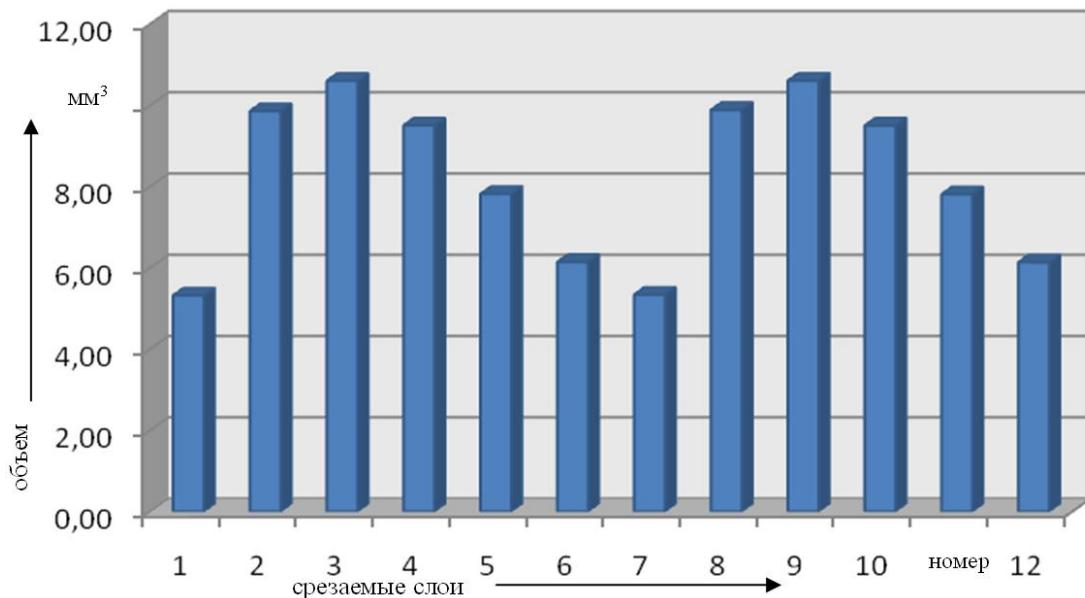


Рисунок 11 – Диаграмма динамики изменения удаляемых объемов при формообразовании зубьев колеса за два прохода (показан 1-й проход)

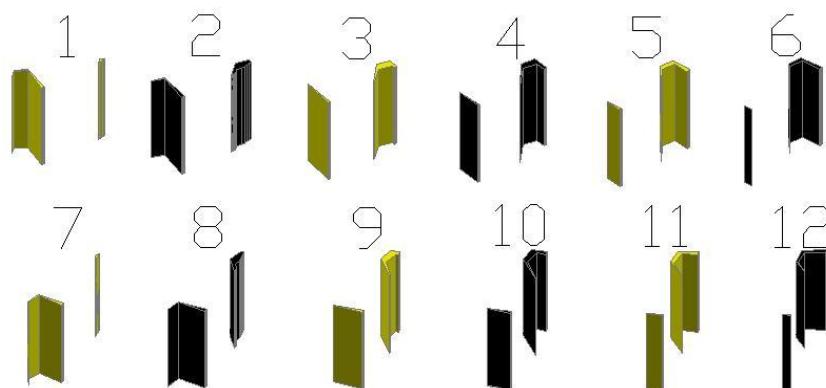


Рисунок 12 – Модели стружек при формообразовании впадин между зубьями колеса за два прохода (показан 1-й проход)

Из изложенного следует, что предлагаемое решение задачи профилирования режущего инструмента для обработки зубчатых колес, реализованное в виде программ на языке AutoLISP, позволяет в автоматизированном режиме моделировать процесс формообразования профиля зуба колеса реечным инструментом, а также формообразование зуба долбяком по заданному профилю зуба колеса. Процесс моделирования осуществляется в интерактивном режиме. При необходимости конструктор может целенаправленно корректировать форму профиля инструмента из технологических соображений, а также изменять параметры установки изделия относительно инструмента.

Разработанные подпрограммы позволяют решать и обратные задачи, а значит, выполнять проверку правильности полученных результатов. Кроме того, предлагаемое решение задачи формообразования позволяет получать твердотельные модели удаляемых объемов.

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

Это значит, что конструктор на основе их анализа может целенаправленно назначать как значение параметра подачи, так и количество проходов.

Список литературы

1. Лашнев, С. И. Расчет и конструирование металлорежущих инструментов с применением ЭВМ [Текст] / С. И. Лашнев, М. И. Юликов. – М.: Машиностроение, 1975. – 392 с.
2. Шишков, В. А. Образование поверхностей резанием по методу обкатки [Текст] / В. А. Шишков. – М.: Машгиз, 1951. – 392 с.
3. Чемборисов, Н. А. Обзор методов профилирования червячной фрезы для зубчатых венцов [Текст] / Н. А. Чемборисов, Т. Г. Девжеева // Металлообработка. – 2010. – № 4. – С. 2 – 6.
4. Ляшков, А. А. Компьютерное моделирование процесса формообразования дисковой фрезой деталей с винтовой поверхностью [Текст] / А. А. Ляшков // Станки и инструменты. – 2012. – № 1. – С. 26 – 29.
5. Ляшков, А. А. Вспомогательные поверхности при моделировании формообразования деталей средствами компьютерной графики [Текст] / А. А. Ляшков, Ю. А. Канева // Вестник Кузбасского гос. техн. ун-та. – 2011. – № 5 (87). – С. 75– 80.
6. Схиртладзе, А. Г. Формообразующие инструменты в машиностроении. Ч. II. Инструменты автоматизированного производства: Учебное пособие [Текст] / А. Г. Схиртладзе, Л. А. Чупина, А. И. Пульбере / Приднестровский гос. ун-т. – Тирасполь, 2004. – 208 с.

УДК 621.37

Е. А. Степанова

РАСЧЕТ ЧИСЛА СЛОЕВ МНОГОСЛОЙНОЙ ПЕЧАТНОЙ ПЛАТЫ

В данной статье описаны три подхода к определению необходимого количества слоев многослойной печатной платы. Рассмотрены преимущества предложенных методов и их недостатки. С помощью метода математической индукции доказаны утверждения и формулы, необходимые для расчета количества слоев. Представлены результаты, полученные опытным путем.

Важным этапом проектирования многослойной печатной платы является определение необходимого количества ее слоев. При работе с устройством в какой-либо программе по созданию печатной платы важно рационально выполнить разводку и минимизировать число слоев. Для этого необходимо первоначально выполнить оценку требуемого минимального количества слоев.

В зависимости от общей сложности схемы и качественных требований разработчик должен первоначально оценить приблизительное количество слоев, которое потребуется для создания разрабатываемой им печатной платы.

Для большинства современных разработок требуются многослойные печатные платы.

В многослойных печатных платах основное количество слоев требуется для разводки элементов с корпусом типа BGA (планарные выводы). Как правило, это процессоры или ПЛИС, корпуса которых могут иметь около 400 или 500 выводов.

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

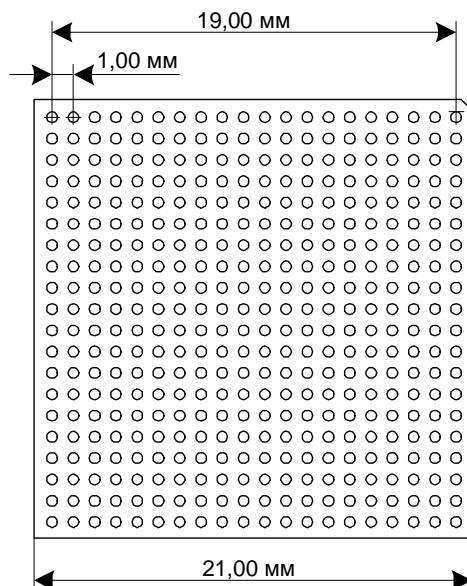


Рисунок 1 – Корпус микросхемы NVCom-01

Рассмотрим стандартный корпус типа BGA, для примера возьмем корпус современного телекоммуникационного процессора NVCom-01 производства ГУП НПЦ «Элвис» (рисунок 1).

У микросхемы NVCom-01 имеется 400 (100 %) выводов на корпусе, 97 (24,25 %) из которых предназначены под питание, 97 (24,25 %) – под землю, 6 (1,5 %) – под передачу частоты и 66 (16,5 %) не используются.

Для сравнения: микросхема ADSP-TS203S производителя Analog Devices содержит 576 (100 %) выводов, 170 (29,5 %) предназначены под питание, 158 (27,4 %) – под землю, 10 (1,7 %) – под передачу частоты и 60 (10,4 %) не используются (рисунок 2).

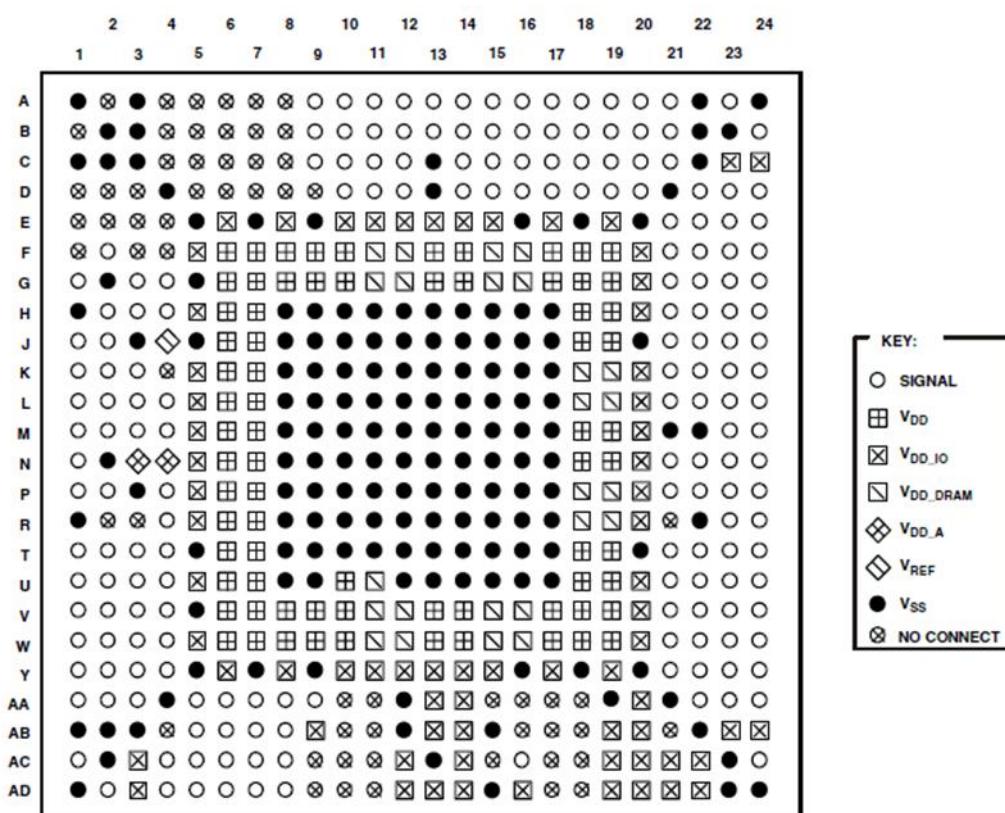


Рисунок 2 – Корпус микросхемы ADSP-TS203S

Рассмотрим закономерность увеличения числа слоев в зависимости от увеличения количества выводов микросхемы (рисунок 3).

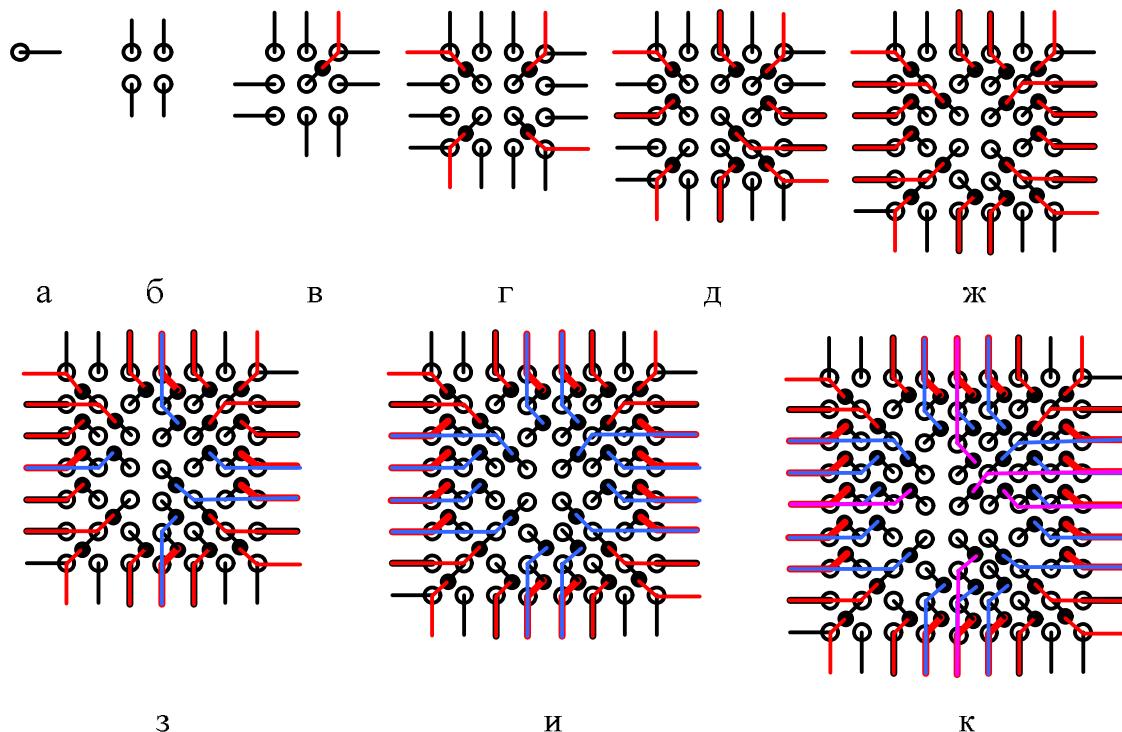


Рисунок 3 – Увеличение числа слоев в зависимости от количества выводов микросхемы

Для микросхем, изображенных на рисунках 3, а, б, для разводки потребовался всего один слой. Для микросхем на рисунках 3, в – ж – два слоя, для микросхем на рисунках 3, з, и – три слоя, для микросхемы на позиции к – уже четыре слоя. Представим эту зависимость в виде таблицы.

Зависимость количества слоев от числа выводов

Число выводов в столбце x строке y	Количество слоев
1×1	1
2×2	1
3×3	2
4×4	2
5×5	2
6×6	2
7×7	3
8×8	3
9×9	4
10×10	4
...	...
20×20	9

Из рисунка 3, б видно, что максимальное количество выводов микросхемы, которое можно развести на одном слое, – четыре. Соответственно микросхему 4×4 назовем *полным однослойным звеном*.

Из зависимости, представленной в таблице, видно, что, начиная с микросхемы 5×5 выводов, через каждые два шага происходит увеличение на один слой. Соответственно для того чтобы выполнить разводку процессора NVCom-01, который имеет структуру 20×20 выводов, необходимо девять слоев.

Из представленной в таблице зависимости сформулируем утверждение: *количество слоев*

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

ев S платы, на которую устанавливается микросхема в корпусе BGA с количеством выводов $n \times n$, рассчитывается как целая часть выражения:

$$S = \frac{n-1}{2} \text{ при } n \geq 5. \quad (1)$$

Очевидно, что данное утверждение эквивалентно следующим двум утверждениям.

1. Количество слоев S платы, на которую устанавливается микросхема в корпусе BGA с количеством выводов $n \times n$, рассчитывается как целая часть выражения (1) при нечетном $n \geq 5$.

2. Количество слоев S платы, на которую устанавливается микросхема в корпусе BGA с количеством выводов $n \times n$, рассчитывается как целая часть выражения:

$$S = \frac{n-2}{2} \text{ при четном } n \geq 6. \quad (2)$$

Докажем эти утверждения при помощи метода математической индукции.

Для случая $n = 5$ утверждение истинно исходя из данных таблицы. Предположим, что утверждение истинно и при $n = k$, т. е. количество слоев $S = \frac{k-1}{2}$.

Тогда увеличение количества выводов k на два приведет к появлению одного дополнительного слоя. Иначе говоря $S = \frac{k-1}{2} + 1 = \frac{(k+2)-1}{2}$, что полностью соответствует утверждению 1.

Аналогично докажем утверждение 2. Для случая $n = 6$ утверждение истинно исходя из данных таблицы. Предположим, что утверждение истинно и при $n = k$, т. е. количество слоев $S = \frac{k-2}{2}$.

Тогда увеличение количества выводов k на два приведет к появлению одного дополнительного слоя. Иначе говоря $S = \frac{k-2}{2} + 1 = \frac{(k+2)-2}{2}$, что полностью соответствует утверждению 2, что и требовалось доказать.

Из доказанного выше утверждения и зависимости, представленной в таблице, можно сделать вывод о том, что создание микросхем в виде квадрата с четным количеством выводов на стороне является более рациональным. Действительно, как видно из данных таблицы, при разводке микросхемы 9×9 и 10×10 потребуется по четыре слоя.

Исходя из структуры микросхемы типа BGA, выполненной в виде квадрата, можно сделать вывод о том, что при расчете необходимого количества слоев будет достаточно учитывать лишь $\frac{1}{4}$ часть корпуса (рисунок 4).

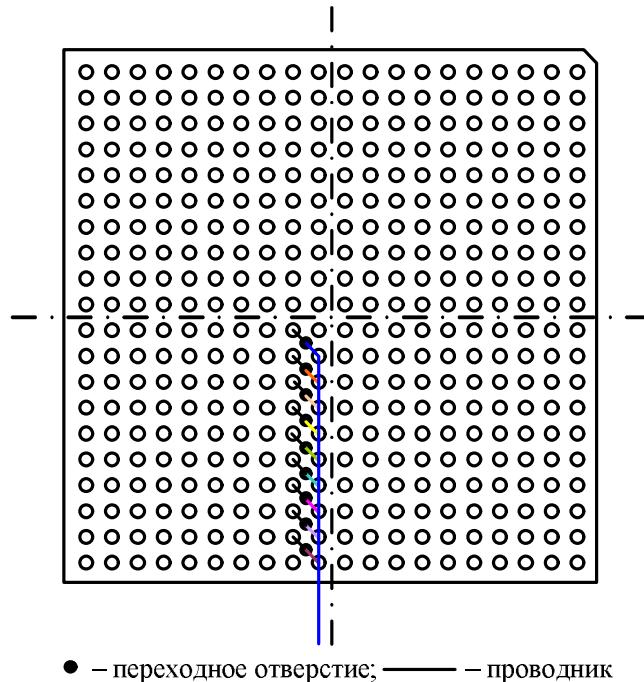


Рисунок 4 – Определение необходимого количества слоев на примере микросхемы NVCom-01

Итак, если разделить весь корпус микросхемы на четыре части, получим квадрат. Получилось, что на одну сторону микросхемы нужно развести 10 выводов.

В подавляющем большинстве современных микросхем типа BGA выводы GND располагаются в центре, соответственно для разводки представленной выше микросхемы понадобится менее 10 слоев.

Под землю и питание всегда закладывается по отдельному слою. В рассматриваемой микросхеме используются два напряжения питания – 3,3 и 1,2 В, следовательно, для каждого из них должен быть предусмотрен отдельный слой.

Для передачи сигналов частоты (тактовые сигналы, подключение резонатора и т.п.) также используется отдельный слой.

Число слоев земли (GND) определяет количество сигнальных слоев. Всего микросхема NVCom-01 содержит 134 сигнальных вывода.

С учетом всех сделанных замечаний для определения количества слоев многослойной печатной платы с микросхемами в корпусе BGA можно составить формулу:

$$L = \frac{\sqrt{P_{SIG}}}{2} + L_{GND} + L_{PWR} + L_{FREQ}, \quad (3)$$

где P_{SIG} – общее количество сигнальных выводов микросхемы;

L_{GND} – количество слоев земли;

L_{PWR} – количество слоев питания;

L_{FREQ} – число слоев под передачу сигналов частоты.

Следует заметить, что при выводе формулы (3) мы полагаем, что выводы земли, питания и незадействованные выводы микросхемы располагаются равномерно на всей площади корпуса. Предполагается также, что задействованы все сигнальные выводы. Если это не так, то значение P_{SIG} следует корректировать.

Если посчитать по формуле (3) количество слоев для микросхемы 20×20 (без учета L_{GND} , L_{PWR} и L_{FREQ}), то получим: $L = \frac{\sqrt{P_{SIG}}}{2}; L = \frac{\sqrt{20 \cdot 20}}{2} = 10$.

В таблице микросхеме 20×20 соответствует девять слоев. Разница объясняется тем, что

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

формула (3) не учитывает вариативности в способе разводки и она является *нижней оценкой*.

Определим необходимое количество слоев для микросхемы NVCom-01 исходя из количества сигнальных выводов. Количество слоев земли возьмем два:

$$L = \frac{\sqrt{134}}{2} + 2 + 2 + 1 = 10,78. \text{ Получилось, что для NVCom-01 необходимо } 11 \text{ слоев. Данное}$$

значение является *верхней оценкой* этого способа расчета, который не учитывает вариативность в способах проведения проводников (см. рисунок 2) так, как учитывают значения, полученные опытным путем, в таблице.

Как правило, выводы земли расположены в центре микросхемы в виде квадрата или прямоугольника, часть выводов питания также расположена в центре (см. рисунок 2). Если обратиться к данным по процессорам NVCom-01 и ADSP-TS203S, представленным выше, видно, что выводы земли составляют примерно 27 % от всех и выводы питания тоже примерно 26 %, т. е. рассматриваемое значение n сократится на $\Delta = 27 + 26/2 = 40\%$.

Если учесть эту особенность, формулы (1) и (2) можно модифицировать:

$$S = \frac{n \cdot \Delta - 1}{2}; \quad (4)$$

$$S = \frac{n \cdot \Delta - 2}{2} = 5. \quad (5)$$

Подставим значение n для процессора NVCom-01 в формулу (5): $S = \frac{20 \cdot 0,6 - 2}{2} = 5$.

Очевидно, что при учете особенности распределения выводов на корпусе микросхемы можно значительно сократить расчетное значение количества слоев. Для микросхемы NVCom-01 количество слоев составило пять вместо ранее рассчитанных девяти.

Итак, выше были рассмотрены три метода определения необходимого количества слоев многослойной печатной платы.

Результаты первого, или опытного, пути представлены в таблице. Преимуществом данного пути является то, что все значения экспериментально проверены и доказаны. Недостаток этого метода заключается в том, что он предполагает использование всех имеющихся выводов микросхемы, к полученному значению еще следует прибавить слои земли, питания и частоты.

Второй способ предполагает расчет необходимого количества слоев, следует проводить по $1/4$ части микросхемы. Положительным свойством этого метода является то, что рассматриваемое количество выводов уменьшается, недостаток же его в том, что количество направлений вывода проводников сокращается с четырех до двух.

Третий расчетный метод учитывает количество использованных выводов микросхемы, слои, предназначенные под землю, питание и частоту. Недостаток его заключается в следующем: он предполагает, что все выводы (сигнальные, питание, земля, частота) расположены равномерно на всей поверхности микросхемы.

Представлен также подход по расчету необходимого количества слоев с учетом лишь $1/4$ части микросхемы. Преимуществом этого подхода является то, что рассматриваемое количество выводов уменьшается. Недостаток же у него в том, что количество направлений вывода проводников сокращается с четырех до двух.

Все представленные способы являются лишь оценочными, так как они не учитывают индивидуального подхода каждого разработчика к процессу разводки. Конечное количество слоев зависит от способа разводки, расположения микросхемы, количества слоев земли, питания, расположения выводов на конкретном корпусе.

Путь и искусственные сооружения

УДК 624.21

Г. М. Власов, Ю. В. Немировский, Л. Ю. Соловьев

ОБ ОДНОМ ПОДХОДЕ К РАСЧЕТУ БАЛОЧНЫХ ПРОЛЕТНЫХ СТРОЕНИЙ КАК СЛОИСТЫХ СТЕРЖНЕЙ ДИАГРАММНЫМИ МЕТОДАМИ

Рассматривается подход к построению определяющих соотношений для расчета балочных пролетных строений мостов как слоистых стержней на основе диаграмм деформирования материалов.

Балочные конструкции пролетных строений мостов в области малых и средних пролетов являются наиболее массовым типом мостовых сооружений, выполняемым, как правило, из обычного или предварительно напряженного железобетона и сталежелезобетона. В практике проектирования для балок из разных материалов принята своя система определяющих соотношений, что вынуждает выполнять расчеты однотипных по статической работе конструкций по различным методикам. Например, железобетонные балки рассчитывают как композитные при сохранении единого поперечного сечения, а сталежелезобетонные – как составные стержни.

Предлагаемый метод расчета балок как слоистых стержней позволяет устранить указанные противоречия и построить относительно простые унифицированные определяющие зависимости для расчета конструкций из различных материалов, особенности деформирования которых учитываются диаграммами деформирования.

Диаграммные методы нашли широкое применение как в зарубежных (например, в работе [1]), так и в отечественных нормах проектирования конструкций общегражданского назначения. Естественно, исследования в этом направлении не закончены. Из последних работ, посвященных расчету изгибаемых железобетонных балок на основе диаграмм деформирования, можно отметить работы [2 – 4]. К сожалению, для мостовых конструкций этот вопрос остается открытым, несмотря на то, что рядом специалистов [5, 6] была показана эффективность оценки технического состояния и несущей способности эксплуатируемых конструкций на основе расчетов железобетонных сечений диаграммными методами.

Предлагаемый метод расчета слоистых конструкций основан на принципе разбиения расчетной модели балки на слои по высоте и участки по длине, в пределах которых механические свойства определяются на основании диаграмм деформирования материалов, а геометрические характеристики балки остаются неизменными по крайней мере в пределах одного этапа расчета.

Определяющие выражения представляются в виде системы уравнений, связывающих между собой внешнюю нагрузку, жесткость и деформацию каждого слоя на некотором заданном участке балки. Разрешая систему уравнений относительно каждой составляющей, можно получать деформации и прогибы балки при известных жесткостных параметрах и заданной нагрузке, жесткостные параметры слоев на отдельных участках при известных деформациях или функции прогиба балки, а также, при известных законах деформирования материалов соответствующих слоев, можно найти параметры предельной нагрузки для конструкции в целом.

В качестве примера, иллюстрирующего принципы построения определяющих зависимостей, рассмотрим сталежелезобетонное балочное железнодорожное пролетное строение, загруженное равномерно распределенной нагрузкой [7] (рисунок 1). Схема разбивки такой балки на участки по длине показана на рисунке 2, а поперечного сечения на слои – на рисунке 3.

Путь и искусственные сооружения

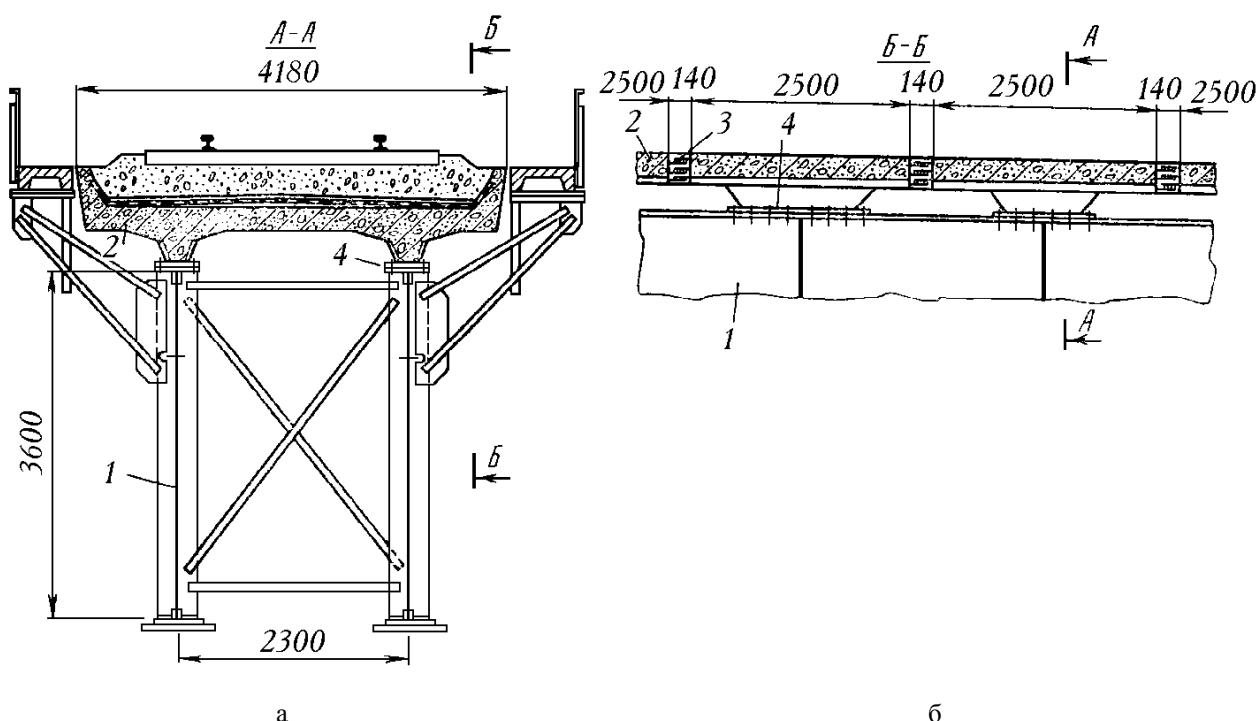


Рисунок 1 – Схема конструкции типового пролетного строения: а – поперечный разрез; б – продольный разрез с омоноличиваемыми стыками; 1 – стальная балка; 2 – железобетонная плита; 3 – поперечный шов, омоноличиваемый на монтаже; 4 – закладная деталь объединения плиты и балки

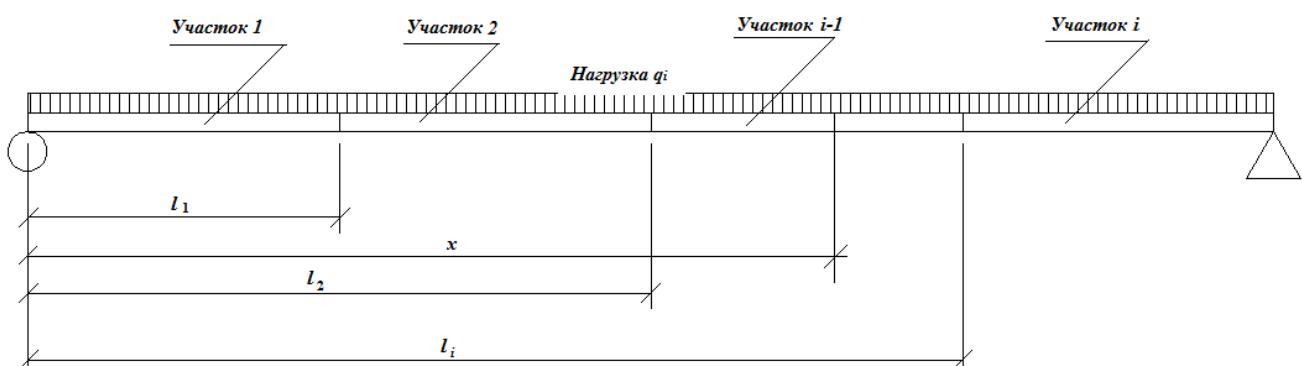


Рисунок 2 – Разбивка расчетной схемы балки на участки по длине:
 l_i, l_{i-1} – расстояние от начала балки до начала и конца i -го участка;
 x – положение рассматриваемого поперечного сечения

Особенностью предлагаемых соотношений является то, что количество слоев на одном участке расчетной схемы может отличаться от количества слоев на другом, т. е. n_i в общем случае может не равняться n_{i+1} . Это позволяет изменять подробность разбивки в необходимых зонах балки.

Внутренние усилия в поперечном сечении составной балки для i -го участка запишем в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_i = \sum_{j=1}^{m_i} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} \sigma_{ij}^+ b_{ij}^+ dz + \sum_{k=1}^{n_i} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} \sigma_{ik}^- b_{ik}^- dz; \\ M_i = \sum_{j=1}^{m_i} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} \sigma_{ij}^+ b_{ij}^+ z dz + \sum_{k=1}^{n_i} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} \sigma_{ik}^- b_{ik}^- z dz, \end{array} \right. \quad (1)$$

Путь и искусственные сооружения

где n_i, m_i – количество слоев в поперечном сечении i -го участка выше и ниже принятого начала координат; $\sigma_{ij}^+, \sigma_{ik}^-$ – нормальное напряжение в j -м и k -м слоях сечения i -го участка; b_{ij}^+ и b_{ik}^- – ширина соответствующих слоев.

Напряжение в материале каждого слоя следует определять на основании диаграмм деформирования, которые будем конструировать из условий соблюдения единой формы диаграммы для различных материалов, удобства интегрирования соотношений (1) и относительной простоты нахождения корней получающихся уравнений. В рамках поставленной задачи указанным условиям удовлетворяет форма диаграммы деформирования в виде кубического полинома:

$$\sigma_{ij} = E_1 \varepsilon_{ij} + E_2 \varepsilon_{ij}^2 + E_3 \varepsilon_{ij}^3, \quad (2)$$

где E_1, E_2, E_3 – коэффициенты полинома, определяемые из условия наилучшего соответствия эксперименту; ε_{ij} – продольные деформации j -го слоя в рассматриваемом сечении i -го участка.

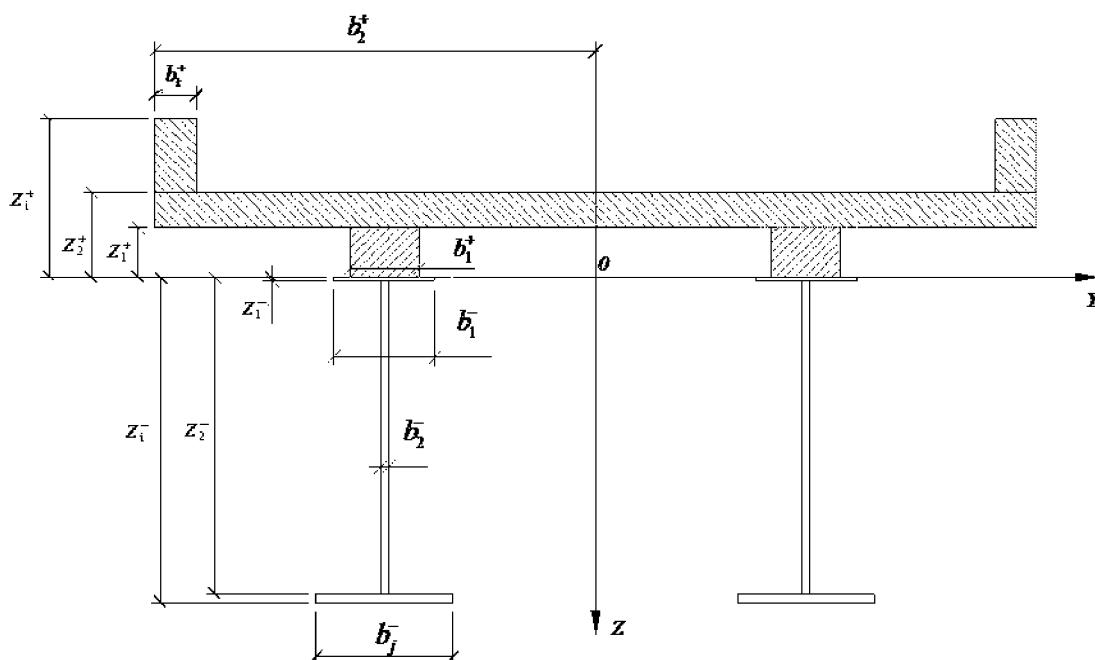


Рисунок 3 – Поперечное сечение расчетной схемы составной балки:
 z^+ , z^- – расстояние от начала координат соответственно до верха и низа рассматриваемого слоя

В качестве примера допустимости применения полинома третьей степени рассмотрим аппроксимацию диаграммы «растяжение – сжатие» тяжелого бетона кубическим полиномом, коэффициенты которого подобраны из условий прохождения диаграммы через точку $\{\sigma_R, \varepsilon_R\}$, соответствующую пределу прочности на одноосное сжатие, точку $\{\sigma_0, \varepsilon_0\}$, соответствующую пределу упругого сопротивления материала, и наличия горизонтальной касательной к диаграмме в вершине диаграммы (в точке $\{\sigma_R, \varepsilon_R\}$). Экспериментальные данные принимались следующими [8]: $\sigma_R = 42,6$ МПа, $\varepsilon_R = 0,002$; $\sigma_0 = 21,3$ МПа, $\varepsilon_0 = 0,00055$. Коэффициенты полинома, полученные согласно этим данным, таковы $E_{1j} = 39000$ (что удовлетворительно соответствует модулю упругости рассматриваемого бетона), $E_{2j} = 7047574$, $E_{3j} = -900606430$. Расчетные параметры контрольных точек при этом: $\sigma_R = 42,6$ МПа при $\varepsilon_R = 0,002$; $\sigma_0 = 19,14$ МПа при $\varepsilon_0 = 0,00055$. Общий вид полученной диаграммы представлен на рисунке 4.

Безусловно, увеличение степени полинома (например, в работах [9, 10] принят полином 5-й степени) приведет к несколько более точной аппроксимации диаграммы деформирования бетона и, в том числе, – к учету ниспадающей ветви диаграммы [5]. Однако целью настоя-

Путь и искусственные сооружения

щей работы не является изучение вопроса точности диаграммы деформирования, тем более что предлагаемые соотношения легко перестраиваются под полином любой степени, хотя такая перестройки ведет к их значительному усложнению и невозможности решить задачу аналитически.

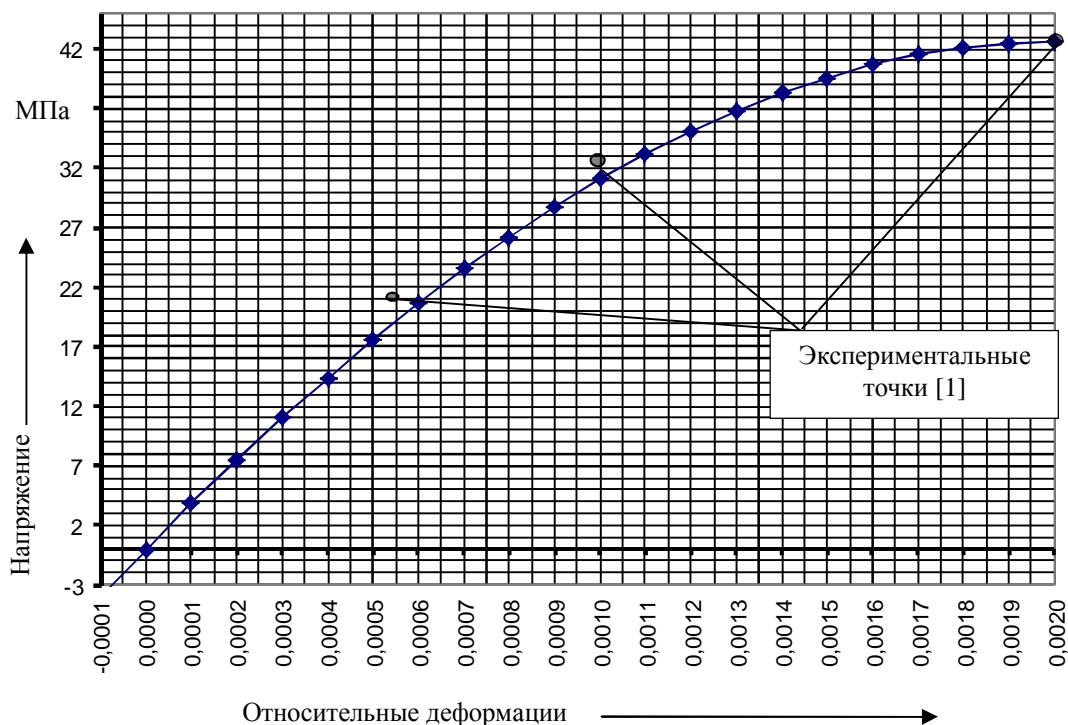


Рисунок 4 – Диаграмма деформирования бетона

Предполагаем, что распределение деформаций по высоте сечения подчиняется закону плоских сечений, т. е.

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_{ij} = \varepsilon_{0i} + z_i \chi_i; \\ \varepsilon_{0i} = \frac{du_{0i}}{dx}; \\ \chi_i = -\frac{d^2 w_i}{dx^2}, \end{array} \right. \quad (3)$$

где u_{0i} , w_i – продольные и вертикальные перемещения в рассматриваемом сечении i -го участка.

Здесь следует особо отметить, что величины ε_{0i} и u_0 определяются на уровне некоторой произвольной оси, выбранной за начало координат. В общем случае эта ось может не совпадать с нейтральной осью балки.

Далее, подставляя уравнения из системы (3) в уравнения (2) и (1), получим выражения для внутренних усилий для i -го участка в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_i = B_{1i} \varepsilon_{0i} + B_{2i} \varepsilon_{0i}^2 + B_{3i} \varepsilon_{0i}^3 + B_{4i} \chi_i + B_{5i} \varepsilon_{0i} \chi_i + B_{6i} \varepsilon_{0i}^2 \chi_i + B_{7i} \chi_i^2 + B_{8i} \varepsilon_{0i} \chi_i^2 + B_{9i} \chi_i^3; \\ M_i = D_{1i} \varepsilon_{0i} + D_{2i} \varepsilon_{0i}^2 + D_{3i} \varepsilon_{0i}^3 + D_{4i} \chi_i + D_{5i} \varepsilon_{0i} \chi_i + D_{6i} \varepsilon_{0i}^2 \chi_i + D_{7i} \chi_i^2 + D_{8i} \varepsilon_{0i} \chi_i^2 + D_{9i} \chi_i^3, \end{array} \right. \quad (4)$$

где

Путь и искусственные сооружения

$$\begin{aligned}
 B_{1i} &= 2 \sum_{j=1}^{m_i} E_{1j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{1k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- dz; \quad B_{2i} = 2 \sum_{j=1}^{m_i} E_{2j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{2k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- dz; \\
 B_{3i} &= 2 \sum_{j=1}^{m_i} E_{3j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{3k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- dz; \quad B_{4i} = 2 \sum_{j=1}^{m_i} E_{1j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{1k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z dz; \\
 B_{5i} &= 4 \sum_{j=1}^{m_i} E_{2j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z dz + 4 \sum_{k=1}^{n_i} E_{2k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z dz; \quad B_{6i} = 6 \sum_{j=1}^{m_i} E_{3j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z dz + 6 \sum_{k=1}^{n_i} E_{3k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z dz; \\
 B_{7i} &= 2 \sum_{j=1}^{m_i} E_{2j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z^2 dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{2k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z^2 dz; \quad B_{8i} = 6 \sum_{j=1}^{m_i} E_{3j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z^2 dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{3k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z^2 dz; \\
 B_{9i} &= 2 \sum_{j=1}^{m_i} E_{3j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z^3 dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{3k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z^3 dz; \\
 D_{1i} &= B_{4i}; \quad D_{2i} = \frac{1}{2} B_{5i}; \quad D_{3i} = \frac{1}{3} B_{6i}; \\
 D_{4i} &= 2 \sum_{j=1}^{m_i} E_{1j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z^2 dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{1k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z^2 dz; \quad D_{5i} = 2 B_{7i}; \quad D_{6i} = B_{8i}; \\
 D_{7i} &= 2 \sum_{j=1}^{m_i} E_{2j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z^3 dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{2k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z^3 dz; \\
 D_{8i} &= 6 \sum_{j=1}^{m_i} E_{3j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z^3 dz + 6 \sum_{k=1}^{n_i} E_{3k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z^3 dz; \\
 D_{9i} &= 2 \sum_{j=1}^{m_i} E_{3j} \int_{z_{i,j}^+}^{z_{i,j-1}^+} b_{ij}^+ z^4 dz + 2 \sum_{k=1}^{n_i} E_{3k} \int_{z_{i,k-1}^-}^{z_{i,k}^-} b_{ik}^- z^4 dz.
 \end{aligned}$$

Как правило, в мостовых балочных конструкциях внешние касательные нагрузки отсутствуют, поэтому примем для удобства изложения $N = N_0 = \text{const}$ или $N - N_0 = 0$.

Отсюда из выражения для расчета N_i из системы (4) получим кубическое относительно ε_{0i} уравнение вида:

$$a \varepsilon_{0i}^3 + b \varepsilon_{0i}^2 + c \varepsilon_{0i} + d = 0, \quad (5)$$

где $a = B_{3i}$; $b = B_{2i} + B_{6i} \chi_i$; $c = B_{1i} + B_{5i} \chi_i + B_{8i} \chi_i^2$; $d = B_{4i} \chi_i + B_{7i} \chi_i^2 + B_{9i} \chi_i^3 - N_0$.

Уравнение (5) приводится к каноническому виду:

$$y^3 + 3ry + 2q = 0, \quad (6)$$

$$\text{где } y = \varepsilon_{0i} + \frac{b}{3a}; 3r = \frac{3ac - b^2}{a^2}; 2q = \frac{2b^2}{27a^2} - \frac{bc}{3a^2} + \frac{d}{a}.$$

При решении уравнения (6) следует принимать в расчет только действительный корень, который может быть определен по формуле Кардано как $\varepsilon_{0i} = y_1 - \frac{b}{3a}$,

где $y_1 = v_1 + v_2$, $v_1 = \sqrt[3]{-q + \sqrt{D}}$, $v_2 = \sqrt[3]{-q - \sqrt{D}}$, $D = q^2 + r^2$.

Путь и искусственные сооружения

Решением уравнения (6) определяется зависимость ε_{0i} от χ_i . Подставляя полученную величину ε_{0i} в выражение для расчета M_i из системы (4), получим нелинейную зависимость $M_i = f(\chi_i)$.

Подставляя затем зависимость $M_i = f(\chi_i)$ в уравнение

$$\frac{d^2 M_i}{dx^2} = \frac{d^2 f(\chi_i)}{dx^2} = -q_i(x), \quad (7)$$

где $q_i(x)$ – внешняя распределенная нагрузка на i -м участке, получим нелинейное дифференциальное уравнение вида:

$$\frac{d^4 w_i}{dx^4} \frac{\partial f(\chi_i)}{\partial \chi} + \left(\frac{d^3 w_i}{dx^3} \right)^2 \frac{\partial^2 f(\chi_i)}{\partial \chi^2} = -q_i(x). \quad (8)$$

Решить уравнение (8) можно только приближенно пошаговым методом. Для этого перепишем уравнение (8) следующим образом:

$$\left(\frac{d^4 w_i}{dx^4} \right)_n = -\frac{1}{\left(\frac{\partial f(\chi_i)}{\partial \chi} \right)_{n-1}} \left[(q_i(x))_n - \left(\frac{d^3 w_i}{dx^3} \right)_n^2 \left(\frac{\partial^2 f(\chi_i)}{\partial \chi^2} \right)_{n-1} \right] = -\frac{(q'_i(x))_n}{(F_i)_n}, \quad (9)$$

где индекс n относится к величинам текущего (n -го) шага нагружения, а индексы $n-1$ – к величинам, определенным на предыдущем шаге.

Величина $q'_i(x)$ по сути является величиной трансформированной нагрузки

$$(q'_i(x))_n = (q_i(x))_n - \left(\frac{d^3 w_i}{dx^3} \right)_{n-1}^2 \left(\frac{\partial^2 f(\chi_i)}{\partial \chi^2} \right)_{n-1}. \quad (10)$$

В целом решать уравнение (8) будем в следующем порядке.

1. На первом шаге ($n = 1$) в производных $\left(\frac{\partial f(\chi_i)}{\partial \chi} \right)_0$ и $\left(\frac{\partial^2 f(\chi_i)}{\partial \chi^2} \right)_0$ можно отбросить слагаемые, содержащие χ как величину высокого порядка малости (здесь следует учесть зависимость ε_{0i} от χ_i , как было указано выше). При этом первая производная станет постоянной величиной: $\left(\frac{\partial f(\chi_i)}{\partial \chi} \right)_0 = (F_i)_0$, а вторая будет равна нулю: $\left(\frac{\partial^2 f(\chi_i)}{\partial \chi^2} \right)_0 = 0$. Отсюда получаем известное выражение для изгибающей балки при упругом нагружении:

$$\frac{d^4 w_i}{dx^4} = -\frac{q_i(x)}{F_i}. \quad (11)$$

2. Величина нагрузки на первом шаге будет определена как

$$(q'_i(x))_0 = (q_i(x))_0 + \Delta q_i = \Delta q_i, \quad (12)$$

где Δq_i – приращение нагрузки.

3. Интегрируя уравнение (9), получим уравнения для каждого участка:

$$\left\{
 \begin{aligned}
 Q_i &= \left(\frac{dM_i}{dx} \right)_0 = \left(\frac{d^3 w_i}{dx^3} \right)_0 = -\frac{1}{(F_i)_0} \left(\int_{l_{i-1}}^x (q'_i(x))_0 dx \right) + (C_{1i})_0; \\
 M_i &= \left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)_0 = -\frac{1}{(F_i)_0} \int_{l_{i-1}}^x \left(\int_{l_{i-1}}^x (q'_i(x))_0 dx \right) dx + (C_{1i})_0 (x - l_{i-1}) + (C_{2i})_0; \\
 \chi_i &= \left(\frac{dw_i}{dx} \right)_0 = -\frac{1}{(F_i)_0} \int_{l_{i-1}}^x \left[\int_{l_{i-1}}^x \left(\int_{l_{i-1}}^x (q'_i(x))_0 dx \right) dx \right] dx + (C_{1i})_0 \frac{(x - l_{i-1})^2}{2} + (C_{2i})_0 (x - l_{i-1}) + (C_{3i})_0; \quad (13) \\
 w_i &= -\frac{1}{(F_i)_0} \int_{l_{i-1}}^x \left\{ \int_{l_{i-1}}^x \left[\int_{l_{i-1}}^x \left(\int_{l_{i-1}}^x (q'_i(x))_0 dx \right) dx \right] dx \right\} dx + (C_{1i})_0 \frac{(x - l_{i-1})^3}{6} + (C_{2i})_0 \frac{(x - l_{i-1})^2}{2} + \\
 &\quad + (C_{3i})_0 (x - l_{i-1}) + (C_{4i})_0;
 \end{aligned}
 \right.$$

где x – положение текущего сечения в пределах рассматриваемого участка ($l_{i-1} \leq x \leq l_i$); $C_{1i}, C_{2i}, C_{3i}, C_{4i}$ – постоянные интегрирования.

Для определения постоянных интегрирования запишем условия неразрывности на границах каждого участка в виде:

$$\left\{
 \begin{aligned}
 w_{i-1}(l_i) - w_i(l_i) &= 0; \\
 \frac{dw_{i-1}(l_i)}{dx} - \frac{dw_i(l_i)}{dx} &= 0; \\
 \frac{dM_{i-1}(l_i)}{dx} - \frac{dM_i(l_i)}{dx} &= 0; \\
 M_{i-1}(l_i) - M_i(l_i) &= 0,
 \end{aligned}
 \right. \quad (14)$$

где l_i – граница рассматриваемого участка (см. рисунок 2).

Подставляя уравнения системы (13) в (14) и учитывая граничные условия для первого и последнего участков (при $x = 0$ и $x = L$) при шарнирном опирании балки в виде $M(x) = 0, w(x) = 0$, получим систему уравнений в матричной форме, пример которой для случая разбивки балки на четыре участка приведен в выражении (15), где индексы шагов и нулевые элементы опущены.

Остальные обозначения следующие. $P_{1i} = -\frac{1}{(F_i)} \int_{l_{i-1}}^{l_i} q'_i(x) dx; P_{2i} = -\frac{1}{(F_i)} \int_{l_{i-1}}^{l_i} \int_{l_{i-1}}^{l_i} q'_i(x) dx dx;$
 $P_{3i} = -\frac{1}{(F_i)} \int_{l_{i-1}}^{l_i} \int_{l_{i-1}}^{l_i} \int_{l_{i-1}}^{l_i} q'_i(x) dx dx dx; P_{4i} = -\frac{1}{(F_i)} \int_{l_{i-1}}^{l_i} \int_{l_{i-1}}^{l_i} \int_{l_{i-1}}^{l_i} \int_{l_{i-1}}^{l_i} q'_i(x) dx dx dx dx; l_{i,i-1} = l_i - l_{i-1}.$

Разрешая эту систему (например, методом Гаусса), получим постоянные интегрирования $C_{1i}, C_{2i}, C_{3i}, C_{4i}$, а следовательно, величины прогибов (w_i)₁, углов поворота (χ_i)₁, деформации (ε_{0i})₁ и т. д. для каждого участка балки на рассматриваемом шаге нагрузления.

4. По вновь полученным значениям (w_i)₁ и (χ_i)₁ вычислим новые величины $\left(\frac{\partial f(\chi_i)}{\partial \chi} \right)_1 = (F_i)_1$ и $\left(\frac{\partial^2 f(\chi_i)}{\partial \chi^2} \right)_1$, которые в пределах следующего шага наружения будем считать постоянными.

5. Определив ($q_i(x)$)₂ как ($q_i(x)$)₁ + Δq_i , из выражения (12) найдем ($q'_i(x)$)₂ и далее из решения систем (13) и (14) снова определим (w_i)₂, (χ_i)₂ и (ε_{0i})₂.

Путь и искусственные сооружения

Решение продолжается до тех пор, пока не будет достигнута заданная величина нагрузки $q_i(x)$ или в слоях по высоте балки не будут зафиксированы предельные деформации для материала какого-либо слоя.

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{11} \\ P_{21} \\ P_{31} \\ P_{41} \\ P_{12} \\ P_{22} \\ P_{32} \\ P_{42} \\ P_{13} \\ P_{23} \\ P_{33} \\ P_{43} \\ P_{14} \\ P_{24} \\ P_{34} \\ P_{44} \end{array} \right\} = \left[\begin{array}{cccc|cc} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \\ l_{10} & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{10})^2 / 2 & l_{10} & 1 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{10})^3 / 6 & 1 & l_{10} & 1 & 0 & -1 \\ \hline 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \\ l_{21} & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{21})^2 / 2 & l_{21} & 1 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{21})^3 / 6 & (l_{21})^2 / 2 & l_{21} & 1 & 0 & -1 \\ \hline 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \\ l_{32} & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{32})^2 / 2 & l_{32} & 1 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{32})^3 / 6 & (l_{32})^2 / 2 & l_{32} & 1 & 0 & -1 \\ \hline 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \\ l_{43} & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{43})^2 / 2 & l_{43} & 1 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{43})^3 / 6 & (l_{43})^2 / 2 & l_{43} & 1 & 0 & -1 \\ \hline 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \\ l_{14} & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{14})^2 / 2 & l_{14} & 1 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{14})^3 / 6 & (l_{14})^2 / 2 & l_{14} & 1 & 0 & -1 \\ \hline 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \\ l_{24} & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{24})^2 / 2 & l_{24} & 1 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{24})^3 / 6 & (l_{24})^2 / 2 & l_{24} & 1 & 0 & -1 \\ \hline 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \\ l_{34} & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{34})^2 / 2 & l_{34} & 1 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{34})^3 / 6 & (l_{34})^2 / 2 & l_{34} & 1 & 0 & -1 \\ \hline 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \\ l_{44} & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{44})^2 / 2 & l_{44} & 1 & 0 & 0 & -1 \\ (l_{44})^3 / 6 & (l_{44})^2 / 2 & l_{44} & 1 & 0 & -1 \\ \hline 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{l} C_{11} \\ C_{21} \\ C_{31} \\ C_{41} \\ C_{12} \\ C_{22} \\ C_{32} \\ C_{42} \\ C_{13} \\ C_{23} \\ C_{33} \\ C_{43} \\ C_{14} \\ C_{24} \\ C_{34} \\ C_{44} \end{array} \right\} \quad (15)$$

Для сталежелезобетонных балок такой расчет прямо дает предельное состояние, если заданные предельные деформации достигаются в одном из поясов стальных балок или посередине высоты железобетонной плиты (если толщина ее удовлетворяет понятию «тонкой плиты» [7]).

Для железобетонных балок этот подход требует своего развития в части методики фиксации предельного состояния и определения несущей способности всего сечения.

Рассмотрение балок как слоистых стержней в принципе позволяет учитывать различные конструктивные особенности балок. В частности, армирование железобетонных балок может быть задано жесткостными свойствами соответствующих слоев балки, например, может быть выделен монослой, целиком занятый арматурой, или жесткостные свойства армированного слоя могут быть определены по закону смесей [11]:

$$E = E_b (1 - \alpha) + E_s \alpha, \quad (16)$$

где E_b , E_s – модули упругости бетона и арматуры соответственно; α – коэффициент армирования, равный отношению площади арматуры к площади слоя.

При этом для модулей упругости бетона и арматуры могут быть заданы свои диаграммы деформирования (в этом случае такие модули правильнее называть мгновенными модулями упругости).

Образование трещин в бетоне может быть зафиксировано при достижении деформациями в слое предельных деформаций бетона на растяжение. Такой слой просто выключается из работы за счет зануления его жесткостных характеристик.

Список литературы

1. Eurocode 2: Design of concrete structures – Part 1: General rules for buildings // Brussels. – 1992. Р. 253.
2. Карпенко, С. Н. Построение общей методики расчета железобетонных стержневых конструкций в форме конечных приращений / С. Н. Карпенко // Бетон и железобетон. – 2005. – № 1. – С. 13 – 18.
3. Карпенко, С. Н. Модели деформирования железобетона в приращениях и методы расчета конструкций: Автореф. дис... д-ра техн. наук. – М., 2010. – 375 с.

Путь и искусственные сооружения

4. Байрамуков, С. Х. Расчет железобетонных конструкций с предварительно напряженной и ненапрягаемой арматурой с использованием диаграммы «момент – кривизна» / С. Х. Байрамуков // Бетон и железобетон. – 2003. – № 2. – С. 13 – 15.
5. Чайка, В. П. Эффективность диаграммных методов расчета при оценке состояния эксплуатируемых железобетонных конструкций / В. П. Чайка // Транспортное строительство. – 2000. – № 1. – С. 14, 15.
6. Егорушкин, Ю. М. Оценка предельных состояний сечений железобетонных элементов мостов с использованием диаграмм деформирования материалов / Ю. М. Егорушкин // Бетон и железобетон – пути развития: Науч. тр. 2-й всерос. (междунар.) конф. по бетону и железобетону. – М., 2005. – Т. 5. – С. 31 – 37.
7. Стрелецкий, Н. Н. Сталежелезобетонные пролетные строения мостов/ Н. Н. Стрелецкий. – М.: Транспорт, 1981. – 360 с.
8. Некоторые предложения по описанию диаграммы деформаций бетона при загружении / В. В. Михайлов, М. П. Емельянов и др. // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1984. – № 2. – С. 23 – 27.
9. Бамбура, А. Н. К оценке прочности железобетонных конструкций на основе деформационного подхода и реальных диаграмм деформирования бетона и арматуры / А. Н. Бамбура // Бетон на рубеже третьего тысячелетия: Материалы 1-й всерос. конф. по проблемам бетона и железобетона. – М.: Железобетон, 2001. – Т. 2. – С. 750 – 757.
10. Бамбура, А. Н. Деформационный метод расчета железобетонных конструкций с учетом фактора времени/ А. Н. Бамбура, А. Б. Гурковский // Бетон и железобетон – пути развития: Науч. тр. 2-й всерос. (междунар.) конф. по бетону и железобетону. – М., 2005. – Т. 2. – С. 319 – 327.
11. Карпенко, Н. И. Нелинейное деформирование бетона и железобетона / Н. И. Карпенко, В. М. Круглов, Л. Ю. Соловьев / Сибирский гос. ун-т путей сообщения– Новосибирск, 2001. – 276 с.

УДК 625.12:624.131.55

К. В. Востриков, Ю. П. Смолин

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ОТКОСОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ НАСЫПЕЙ, ЗАКРЕПЛЕННЫХ НАПОРНОЙ ИНЬЕКЦИЕЙ, ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ПОЕЗДНОЙ НАГРУЗКИ

Исследованы параметры динамического воздействия поездной нагрузки на железнодорожную насыпь, закрепленную напорной инъекцией. Описаны методика проведения полевых экспериментов, примененное для исследований оборудование, средства и процесс обработки записанных данных. Установлен закон распространения ускорений колебаний по откосу насыпи при прохождении поездов. Дано описание установки для получения параметров прочности грунтов при динамическом испытании их в условиях трехосного сжатия.

В соответствии со стратегией развития сети железных дорог и железнодорожного транспорта запланировано повышение длины, осевых нагрузок и скорости движения поездов. Все это приведет к повышению динамического воздействия подвижного состава на грунты земляного полотна, что в свою очередь окажет влияние на его прочность, стабильность и устойчивость.

Ранее установлено, что основное влияние при движении поездов оказывается на устойчивость откосных частей насыпей, в связи с чем потребуется производить прогноз возможных потерь их устойчивости. Для этой цели необходимо разработать теоретическую модель

Путь и искусственные сооружения

и выполнить расчеты, исходными данными для которых являются фактически замеренные на эксплуатируемых железнодорожных насыпях параметры колебаний грунтов [1, 2]. Для расчетов требуются также данные о характеристиках прочности грунтов, полученные с учетом замеренных в полевых условиях динамических параметров.

В настоящее время на существующей сети железных дорог имеется значительная протяженность участков, на которых отмечаются повреждения откосных частей земляного полотна. Для стабилизации имеющихся деформаций грунтов насыпей применяют различные инженерные методы. К их числу относятся такие наиболее распространенные способы, как уложение откосов, устройство контрбанкетов и улучшение свойств грунтов различными физико-химическими методами. Так как при воздействии динамической нагрузки от подвижного состава область потери устойчивости располагается в верхней зоне земляного полотна, то усиление насыпи контрбанкетами и расположением откосов не всегда обеспечивает стабилизацию деформаций верхней части насыпи. Наибольший эффект повышения прочности откосных частей насыпи в таких случаях дают физико-химические методы, одним из которых является метод закрепления грунтов напорной инъекцией цементно- песчано-глинистого раствора.

Влияние динамики от подвижного состава на изменение прочностных свойств грунтов земляного полотна, закрепленного напорной инъекцией, еще недостаточно изучено.

Для изучения данного вопроса авторами был проведен ряд полевых исследований по замеру параметров колебаний грунтов на эксплуатируемых железнодорожных насыпях. Опыты проводились на Западно-Сибирской железной дороге на перегонах Большая речка – Загайново (Алтайский край) и Дедюево – Буреничево (Кемеровская область) [3].

Для замера амплитуды ускорений колебаний в земляном полотне авторами были изготовлены высокочувствительные двухкомпонентные (измерение в вертикальном и горизонтальном направлениях) пьезоэлектрические низкочастотные акселерометры, обеспечивающие качественную регистрацию сигналов малой ($0,02 \text{ м/с}^2$) амплитуды при регистрируемых частотах от 1 до 200 Гц (рисунок 1).

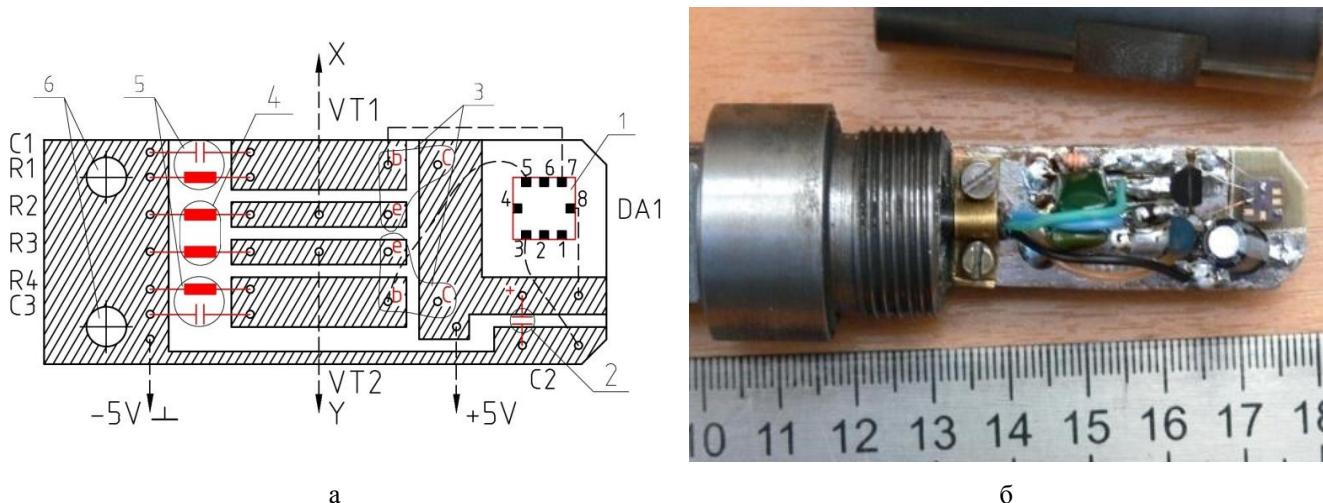
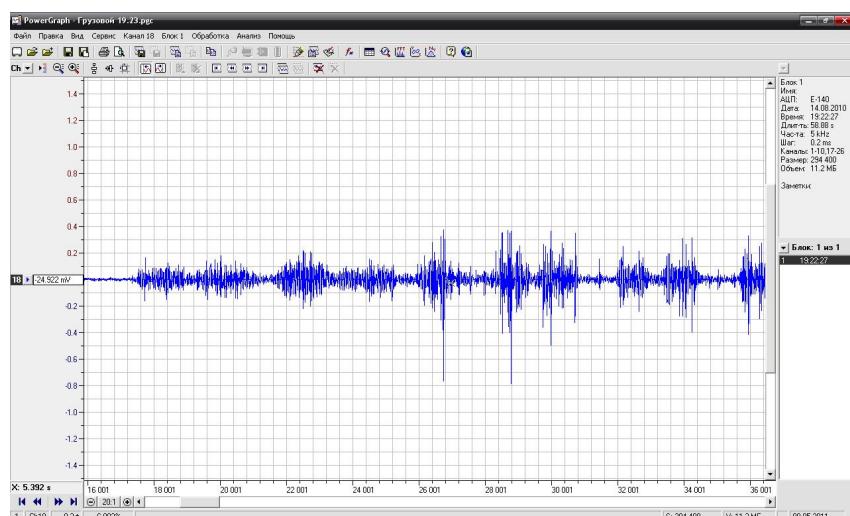
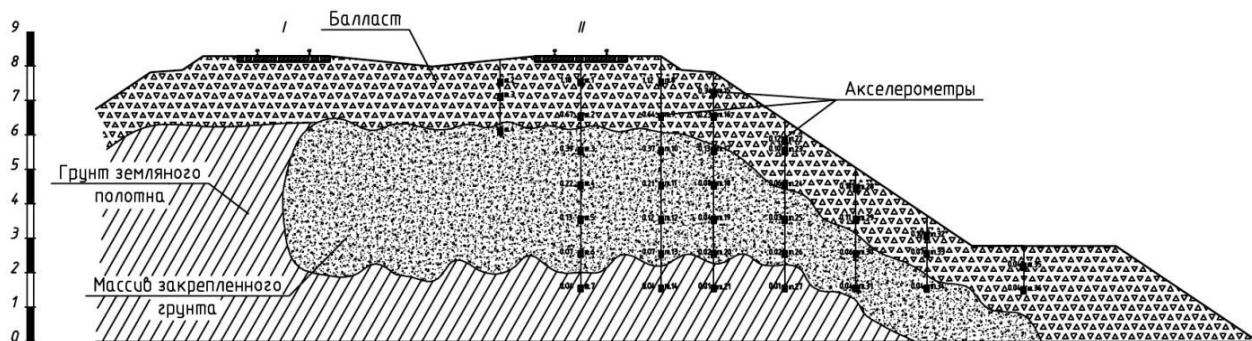


Рисунок 1 – Монтажная схема (а) и общий вид платы (б) датчика для замера ускорений колебаний в теле железнодорожной насыпи: 1 – интегральный акселерометр; 2 – фильтр питания; 3 – транзистор эмиттерного повторителя (ЭП); 4 – сопротивление нагрузки ЭП; 5 – емкостной фильтр; 6 – монтажные отверстия

Установка каждого датчика в тело земляного полотна незакрепленного и ранее закрепленного напорной инъекцией участков насыпи производилась в отдельно пройденную скважину путем вдавливания его в грунт и последующего тампонирования полости скважины. На рисунке 2 представлены поперечный профиль земляного полотна и принципиальная схема расстановки датчиков на насыпи перегона Дедюево – Буреничево. Сигнал с датчиков по-

Путь и искусственные сооружения

ступал через аналого-цифровой преобразователь (АЦП) на персональный компьютер (ПК), где производилась его запись для дальнейшей обработки (рисунок 3).



Обработка полученных датчиками для замера ускорения колебаний осциллограмм производилась для грузовых составов в программе PowerGraph Professional v.3.3.

Для замера скорости движения поездов и осевой нагрузки на шейку рельса устанавливались два съемных магнитных датчика ТДА-5001 измерительной системы «Тензор МС» (рисунок 4).



Рисунок 4 – Общий вид оборудования и схема крепления датчиков к шейке рельса для замера скорости движения поездов и осевой нагрузки: 1 – датчики ТДА-5001; 2 – блок усиления и преобразования сигнала; 3 – блок приема и хранения сигнала

Путь и искусственные сооружения

Сигнал с датчиков 1 поступал по беспроводной связи через блок усиления и преобразования 2 на карманный персональный компьютер 3 (рисунок 5), после чего в программе Тензор + 1.2 производилась его обработка и вычисление скорости и нагрузки на ось подвижного состава.

В результате обработки записанных данных получено следующее:

средний диапазон частот вертикально и горизонтально направленных ускорений колебаний поперек оси пути на закрепленном участке насыпи составляет $41 \pm 5,63$ Гц;

средний диапазон частот вертикально и горизонтально направленных ускорений колебаний поперек оси пути на незакрепленном участке насыпи составляет $38 \pm 5,27$ Гц;

средняя скорость движения поездов при замерах на участке составила 70 км/ч.

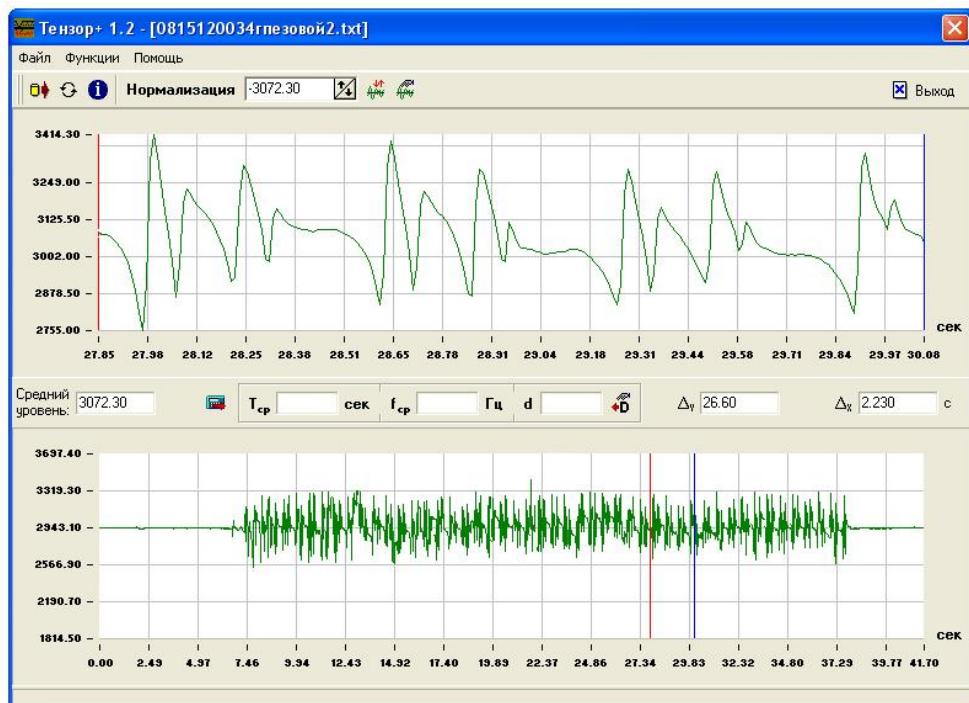


Рисунок 5 – Фрагмент сигнала, записанного датчиками ТДА-5001
для вычисления скорости движения и нагрузки на ось подвижного состава

Получено уравнение для определения ускорения колебаний грунта в любой точке поперечного сечения насыпи:

$$a_{ij} = a_0 \cdot e^{-\delta z} \cdot L_i \cdot k_1 (V - 15) k_2 (P - 55) \cdot 10^{-n}, \quad (1)$$

где a_0 – ускорение в уровне низа основной площадки, м/с²;

δ – коэффициент затухания ускорения колебаний по глубине;

z – глубина расположения точки, для которой вычисляется ускорение (измеряется от точки замера a_0), м;

L – полином Лагранжа;

V – скорость подвижного состава, км/ч;

P – нагрузка на ось подвижного состава, кН;

k_1 – поправочный коэффициент, зависящий от скорости движения подвижного состава (принимается при расчетной частоте колебаний 30 – 40 Гц);

k_2 – поправочный коэффициент, зависящий от осевой нагрузки;

n – показатель степени (для данного случая $n = 3$).

Путь и искусственные сооружения

С достаточной для практических целей точностью закономерность распределения ускорения колебаний по поперечному сечению насыпи была аппроксимирована полиномом Лагранжа.

При прохождении поезда по одному пути

$$L_i(t) = 0,01[a(t-1) \cdot (t-2) \cdot (t-3) \cdot (t-4) \cdot (t-5) + b \cdot t(t-2) \cdot (t-3) \cdot (t-4) \cdot (t-5) - \\ - c \cdot t(t-1) \cdot (t-3) \cdot (t-4) \cdot (t-5) + d \cdot t(t-1) \cdot (t-4) \cdot (t-5) - \\ - e \cdot t(t-1) \cdot (t-2) \cdot (t-3) \cdot (t-5) + f \cdot t(t-1) \cdot (t-2) \cdot (t-3) \cdot (t-4)], \quad (2)$$

где t – параметр, выражающийся через расстояние от оси железнодорожного пути x , м,

$$t = \frac{x}{A}, \quad (3)$$

где x – расстояние от оси пути до рассматриваемой точки, м,

A – параметр, определяемый в ходе подбора функции Лагранжа.

В таблице 1 приведены значения параметра A и коэффициентов полинома Лагранжа для различных участков насыпи для вертикально и горизонтально направленных ускорений колебаний поперек оси пути.

Таблица 1 – Значения параметра A и коэффициентов полинома Лагранжа для различных участков насыпи для вертикальных и горизонтальных ускорений колебаний

Тип участка насыпи	Значение параметров полинома Лагранжа													
	вертикальные ускорения колебаний							горизонтальные ускорения колебаний						
	A	a	b	c	d	e	f	A	a	b	c	d	e	f
Незакрепленный	10	-0,833	5,0	17,5	19,6	6,71	1,01	10	-0,833	5,0	18,1	21,5	9	1,01
Закрепленный	10	-0,833	5,1	17,5	19,6	6,71	1,01	10	-0,833	4,7	18,6	23,0	9	1,01

В таблице 2 приведены значения переменных, входящих в формулу определения ускорения колебаний.

Таблица 2 – Значения переменных, входящих в формулу нахождения ускорения колебаний

Тип участка насыпи	Коэффициент затухания ускорения колебаний		Коэффициенты	
	вертикальных	горизонтальных		
	δ	δ	k_1	k_2
Незакрепленный	0,49	0,51	0,0167	0,0064
Закрепленный	0,56	0,57		

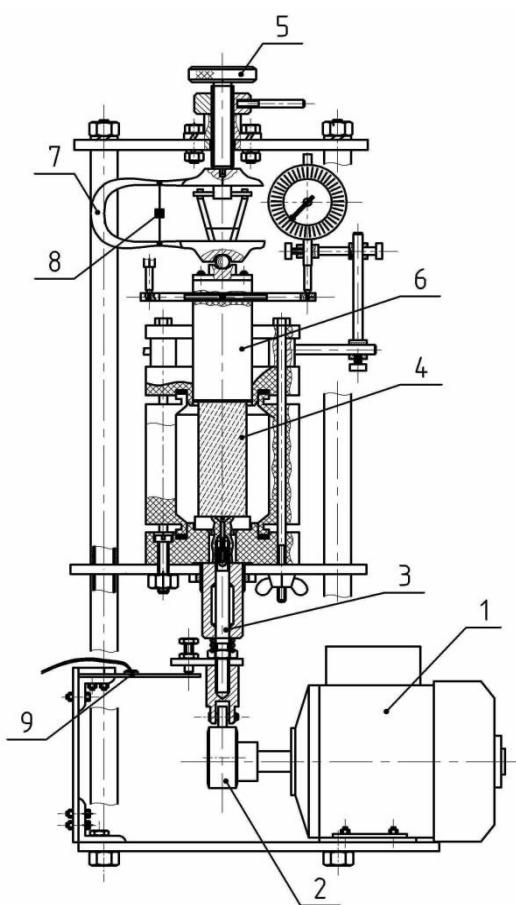
Параметры прочности и деформируемости грунтов насыпей определяются в условиях динамического воздействия на специально сконструированном авторами динамическом стабилометре (рисунок 6), где можно производить испытания образцов закрепленного и незакрепленного грунта при различных консистенциях и величинах ускорения колебаний (грунт отобран при проходке шурfov из земляного полотна исследуемых насыпей) по методике, описанной в ЦПИ-36 [4].

Принцип работы динамического стабилометра заключается в следующем. Динамическое воздействие на образец создается вращающейся электродвигателем 1 эксцентриковой муфтой 2, которая через вертикально установленный подпружиненный стержень 3 передает осевое давление на нижнюю поверхность испытуемого образца грунта 4. С противоположной стороны давление на образец грунта 4 передается системой «винт – гайка» 5 через поршень 6. Контроль осевого давления (σ_1) на образец грунта производится с помощью динамометра 7.

Путь и искусственные сооружения

Отличительной чертой разработанной установки является то, что регистрация пульсации усилий, возникающей при динамическом нагружении образца 4, контролируется тензометрическим датчиком перемещений 8, установленным на упругий элемент динамометра 7.

Контроль радиального напряжения (σ_3) на образец осуществляется при помощи тензометрического датчика давления, установленного в рабочей камере стабилометра. В случае необходимости регулирование давления производится через конусный регулировочный болт.



a



б

Рисунок 6 – Принципиальная схема динамического стабилометра (а) и общий вид установки для динамического испытания грунтов в условиях трехосного сжатия (б): 1 – электродвигатель; 2 – эксцентриковая муфта; 3 – подпружиненный стержень; 4 – испытуемый образец грунта; 5 – система «винт – гайка»; 6 – поршень; 7 – динамометр; 8, 9 – тензометрические датчики перемещений

Разработанная установка достаточно компактна. Позволяет изменять частоту колебаний при помощи преобразователя частоты оборотов электродвигателя (на рисунке б условно не показан) в пределах диапазона, замеренного в грунтах эксплуатируемых насыпей при прохождении подвижного состава. Для моделирования величины ускорений, соответствующей натурным замерам, предусмотрена возможность регулирования амплитуды вертикальных перемещений стержня 3 с помощью механизма «винт – гайка» 5 и контроля ее тензометрическим датчиком перемещения 9. Подбор амплитуды колебаний осуществляется таким образом, чтобы при заданной частоте колебаний ускорение соответствовало расчетной величине (по результатам замеров). Сигналы от датчиков перемещений направляются через АЦП на ПК в режиме реального времени.

Полученные с помощью указанного выше оборудования значения удельного сцепления и угла внутреннего трения грунта используются для расчета устойчивости откосов закрепленных и не закрепленных напорной инъекцией насыпей с учетом динамического воздействия на них подвижного состава.

Список литературы

1. Стоянович, Г. М. Расчет устойчивости и прочности железнодорожного земляного полотна при вибрационном воздействии подвижного состава / Г. М. Стоянович, И. В. Прокудин, А. К. Черников / Дальневосточный гос. ун-т путей сообщения. – Хабаровск, 1999. – 83 с.
2. Соловьев, Ю. И. Современные методы расчета устойчивости земляного полотна железных дорог / Ю. И. Соловьев, А. С. Караулов, Ю. П. Смолин / Сибирская гос. акад. путей сообщения. – Новосибирск, 1996. – 83 с.
3. Смолин, Ю. П. Исследование ускорений колебаний, возникающих в железнодорожных насыпях при движении поездов / Ю. П. Смолин, К. В. Востриков // Инженерная геология, механика грунтов, основания и фундаменты: Сб. тр. науч.-техн. конф. / Сибирский гос. ун-т путей сообщения. – Новосибирск, – 2011. – С. 9 – 15.
4. Руководство по определению физико-механических характеристик балластных материалов и грунтов земляного полотна / ВНИИЖТ и ПГУПС: ЦПИ-36. – М.: Транспорт, 2005. – 84 с.

УДК 625.14: 625.041:625.042

Статья отозвана от публикации

М. Я. Квашнин, Н. М. Квашнин

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ

В статье представлена разработанная авторами методика вибродиагностики железнодорожного пути, позволяющая решать следующие задачи: определять резонансные частоты и демпфирующие свойства различных конструкций железнодорожного пути; осуществлять прогноз скоростей движения подвижного состава, при которых будут возникать резонансные явления на исследуемой конструкции пути.

В условиях динамичного развития экономики Республики Казахстан к надежности железнодорожного транспорта предъявляются все более высокие требования. Опыт эксплуатации железной дороги показывает, что при железнобетонных шпалах выход рельсов по стыковым дефектам возрос в два – три раза по сравнению с выходом при деревянных шпалах. Наблюдается более интенсивное образование волнобразного износа рельсов и более интенсивная деформация основной площадки земляного полотна. Известно, что главной причиной всех перечисленных выше недостатков железнодорожного пути с железнобетонными шпалами является их более низкая способность гасить вибрации, возникающие при движении подвижного состава, по сравнению с деревянными шпалами. В связи с этим особенно актуальными при эксплуатации железной дороги становятся вопросы, связанные с определением влияния вибрационных воздействий на работу элементов железнодорожного пути.

Так как путь является дискретной системой, сопротивляемость его вибрационным воздействиям проявляется в основном через силы трения и сцепления между отдельными его элементами и частицами (между рельсами и шпалами, шпалами и балластом, между щебен-

Путь и искусственные сооружения

ками, частицами и песчинками грунта земляного полотна). Изменение характера колебаний, прошедших от точки возбуждения до некоторой точки среды, определяется исключительно свойствами этой среды на пути распространения колебаний. Очевидно, что энергия механических колебаний в любой среде передается посредством физического взаимодействия структурных частиц, составляющих эту среду. Закономерности подобного взаимодействия для тел определенной формы в конечном счете определяются свойствами материала среды и не зависят от прочих факторов, не оказывающих влияния на эти свойства.

Выполненные модельные и натурные экспериментальные исследования особенностей изгибных колебаний многослойных упругих пластин [1 – 5] и колебаний верхнего строения пути различных конструкций [6, 7] позволили выявить основные закономерности колебаний железнодорожного пути и разработать методику вибродиагностики. Данная методика базируется на фундаментальных положениях теории упругости и теории механических колебаний и позволяет с достаточной для практики точностью производить оценку способности конструкций железнодорожного пути гасить вибрации, возникающие при движении подвижного состава.

В основу методики вибродиагностики положен спектральный анализ откликов элементов железнодорожного пути на ударное воздействие. При проведении вибродиагностики железнодорожного пути измеряются и анализируются следующие параметры.

1) Резонансные частоты, соответствующие модам изгибных колебаний конструкции пути f_i , определяемые по спектрам откликов, полученным на различных конструкциях железнодорожного пути (рисунок 1).

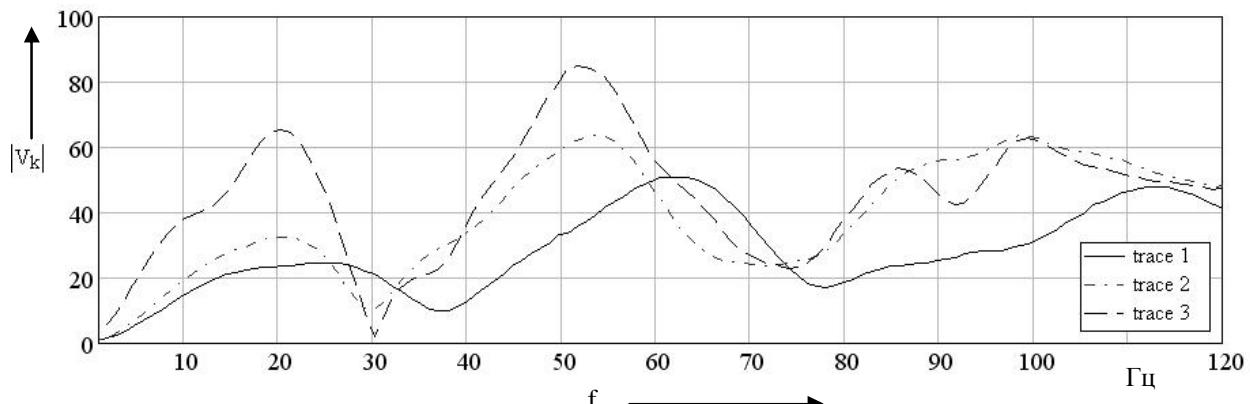


Рисунок 1 – Пример графиков спектральной плотности откликов виброскорости, полученных на различных конструкциях верхнего строения пути:
trace 1, trace 2 и trace 3 – со скреплением типа FOSSLOH, KZF-07 и ЖБР-65ШД

2) Логарифмический декремент колебаний, определяемый на основании связи между логарифмическим декрементом и шириной спектральной линии:

$$d_i = \pi \frac{\Delta f_i}{f_i}, \quad (1)$$

где d_i , Δf_i , f_i – логарифмический декремент, ширина спектральной линии, частота интересующей формы колебаний.

3) Коэффициент динамичности β_i , определяемый на основании зависимости:

$$\beta_i = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{f_v^2}{f_i^2}\right)^2 + \left(\frac{d_i}{\pi} \frac{f_v}{f_i}\right)^2}}, \quad (2)$$

где f_v – частота воздействия.

4) Скорости движения подвижного состава, при которых будут возникать резонансные явления на исследуемой конструкции пути (рисунок 2). Прогноз осуществляется на основании зависимости частоты воздействия f_v от скорости движения подвижного состава V и параметров возбуждения вибрации l_v :

$$f_v = \frac{V}{l_v}. \quad (3)$$

Характерные параметры l_v источника вибрации представлены на рисунке 3.

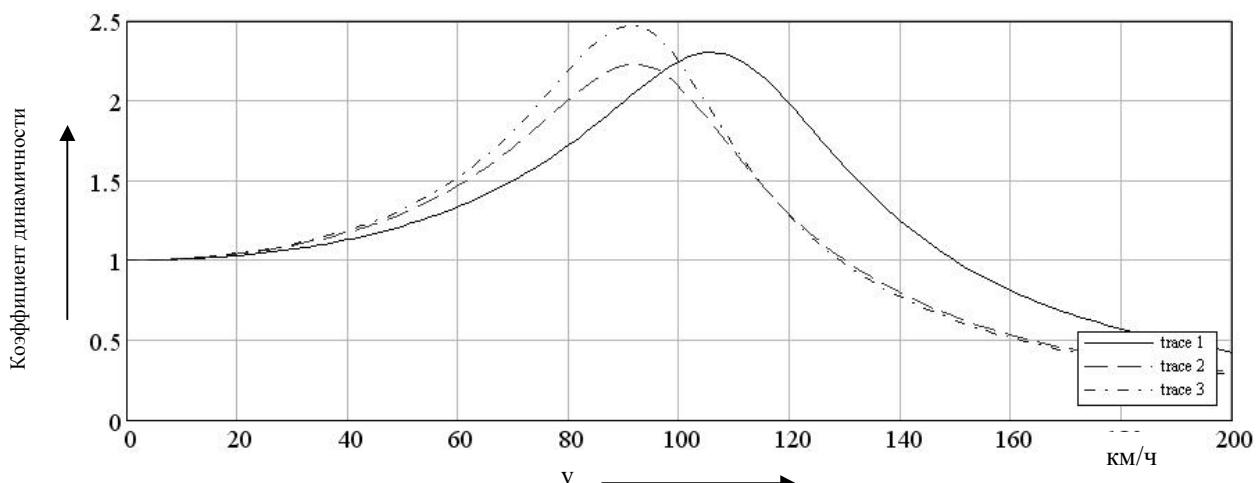


Рисунок 2 – Пример зависимостей коэффициента динамичности от скорости движения подвижного состава, полученных на различных конструкциях верхнего строения пути:
trace 1, trace 2 и trace 3 – со скреплением типа FOSSLOH, KZF-07 и ЖБР-65ШД

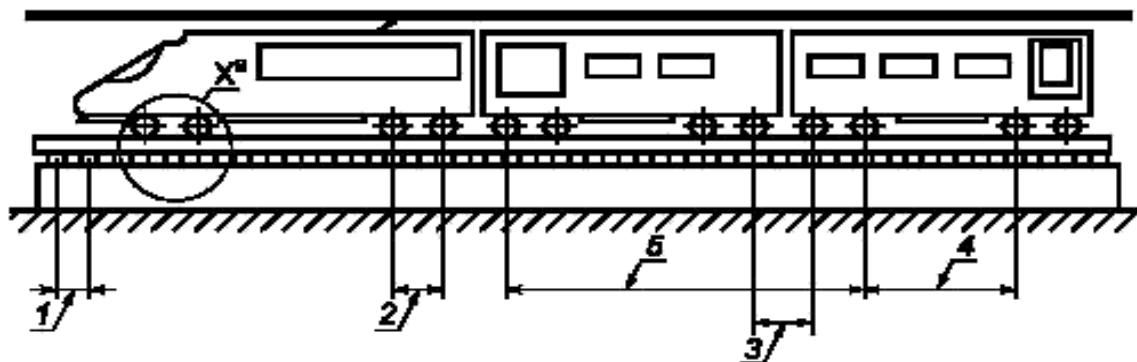


Рисунок 3 – Характерные параметры источника вибрации:
1 – расстояние между опорными элементами пути; 2 – расстояние между колесными парами тележки; 3 – расстояние между соседними тележками соседних вагонов; 4 – расстояние между тележками одного вагона; 5 – междувагонное расстояние

Следует отметить, что для объективной оценки резонансных частот и демпфирующих свойств различных конструкций пути необходимо вынуждающее воздействие, не приводящее к изменению физических характеристик элементов железнодорожного пути. В против-

Путь и искусственные сооружения

ном случае необходимо учитывать фактор влияния воздействия, что значительно усложняет исследования. При выборе источника ударного воздействия необходимо стремиться к недопущению повреждений элемента конструкции в области контакта. Это положение ориентирует на применение резины в ударном устройстве источника возмущения колебаний.

Энергия воздействия должна быть достаточной для того, чтобы вызванные ударом колебания достигли границ области, представляющей информационный интерес, т. е. источник возбуждения должен обеспечить генерацию колебаний, характеризующихся в точке наблюдения после прохождения некоторого расстояния в структуре верхнего строения путем значениями амплитуды, превышающими нижний рабочий предел измерительной аппаратуры, при котором не наблюдается снижение точности измерений. В этом случае в задаче оптимизации ударного возбуждения можно выделить два основных аспекта.

Во-первых, ударное воздействие на конструкцию пути должно характеризоваться оптимальной величиной длительности ударного импульса τ (рисунки 4, 5). Длительность ударного импульса τ в первом приближении определяется на основе теории удара Герца:

$$\tau = \frac{4,531 \left\{ \frac{M \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right]}{\pi \sqrt{R}} \right\}^{2/5}}{\sqrt[5]{V_0}}, \quad (4)$$

где E_1 , E_2 и μ_1 , μ_2 – модули Юнга и коэффициенты Пуассона соответственно материала ударника и рельсовой стали; R – радиус контактной поверхности ударной системы; V_0 – линейная скорость ударника; M – приведенная масса соударяющихся тел:

$$M = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}, \quad (5)$$

где m_1 и m_2 – масса ударника и конструкции железнодорожного пути соответственно.

Во-вторых, энергия внешнего воздействия на конструкцию пути должна быть при выбранной оптимальной длительности ударного импульса τ , а следовательно, при выбранных параметрах ударной системы, достаточной для возбуждения в конструкции собственных изгибных колебаний на основной моде. Причем начальная амплитуда этих колебаний S_o должна быть такой, чтобы при заданной чувствительности приемного вибродатчика ζ было возможно проведение качественного спектрального анализа регистрируемых откликов на ударное воздействие ($S_o > 10\zeta$). Начальная амплитуда колебаний конструкции пути после получения ей импульса F будет определяться по выражению:

$$S_o = \frac{F}{2\pi m f_o}, \quad (6)$$

где f_o – частота первой изгибной моды железнодорожного пути; $m = m_1 + m_2$.

Таким образом, можно весьма просто выбирать оптимальные диапазоны изменения параметров ударной системы при ее проектировании для вибродиагностики конкретной конструкции пути или для возможности корректировки этих параметров непосредственно на объекте исследования.

Путь и искусственные сооружения

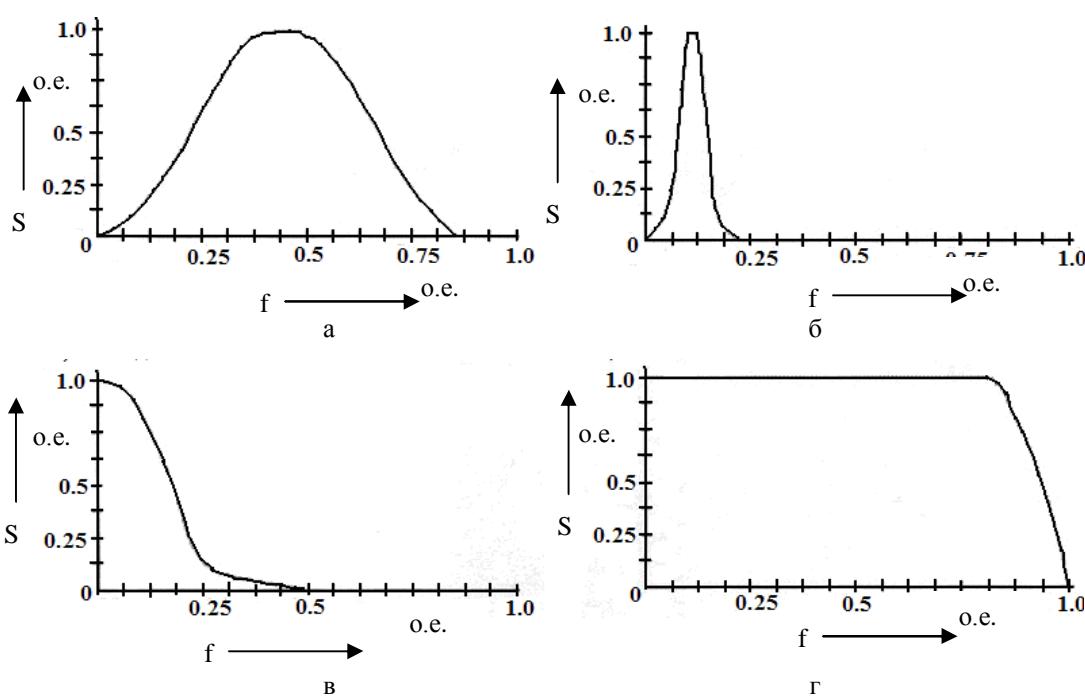


Рисунок 4 – Зависимость частотного спектра воздействия от длительности ударного импульса:
а, в – при длительности ударного импульса больше оптимальной; б, г – при оптимальной длительности
ударного импульса

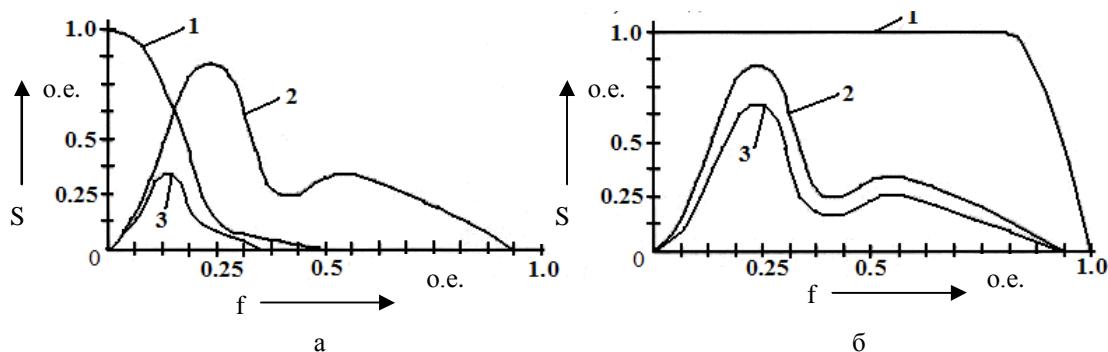


Рисунок 5 – Зависимость спектра отклика системы от частотных характеристик воздействия:
а – при длительности ударного импульса больше оптимальной; б – при оптимальной длительности ударного импульса; 1 – спектр ударного воздействия на систему; 2 – собственный спектр системы; 3 – спектр отклика системы на ударное воздействие

Внедрение предлагаемой методики вибродиагностики позволит принимать наиболее оптимальные конструктивные решения при проектировании нового и реконструкции существующего пути. Принятые оптимальные конструктивные решения, в свою очередь, приведут к увеличению срока эксплуатации, уменьшению затрат по текущему содержанию пути, увеличению скорости движения подвижного состава и повышению уровня безопасности железнодорожного пути в целом.

Список литературы

1. Энергетические аспекты ударного возбуждения изгибных колебаний в многослойных упругих пластинах / Н. М. Махметова, М. Я. Квашнин и др. // Вестник КазАТК. – 2009. – № 3 (58). – С. 147 – 152.
2. Квашнин, М. Я. Исследование изгибных колебаний упругих пластин с целью оптимизации методов виброакустического контроля / М. Я. Квашнин, Н. М. Квашнин // Вестник КазАТК. – 2009. – № 3 (58). – С. 152 – 160.
3. Квашнин, М. Я. Компьютерное моделирование процессов изгибных колебаний упру-

Путь и искусственные сооружения

гих пластин с целью оптимизации виброакустического метода неразрушающего контроля/ М. Я. Квашнин, Н. М. Квашнин //Вестник КазАТК. – 2009. – № 4 (59). – С. 173 – 181.

4. Выбор оптимальных параметров ударной системы при виброакустическом контроле многослойных конструкций подземных сооружений городского строительства / Н. М. Махметова, М. Я. Квашнин и др. // Вестник КазАТК. – 2009. – № 4 (59). – С. 152 – 156.

5. Vibroacoustic control of multilayer constructions and underground structure of urban development / Н. М. Махметова, М. Я. Квашнин и др. // Труды междунар. форума «Наука и инженерное образование без границ». – Алматы, – 2009. – Т. II. – С. 60 – 63.

6. Исследование колебаний элементов верхнего строения пути со скреплением типа ЖБР с полимерным боковым упором / Н. М. Махметова, М. Я. Квашнин и др. // Вестник КазАТК. – 2010. – № 3 (64). – С. 106 – 112.

7. Исследование колебаний элементов верхнего строения пути со скреплением типа «Fossloh» / О. А. Ибрагимов, М. Я. Квашнин и др. //Материалы науч.-практ. конф. / Казахский ун-т путей сообщения. – Алматы, 2010. – С. 162 – 166.

УДК 621.313.2.014

МЕТОДИКА НОРМИРОВАНИЯ КАЧЕСТВА КОММУТАЦИИ В ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИНАХ

Авилов Валерий Дмитриевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Электрические машины и общая электротехника» ,

Тел.: (3812) 31-18-27, 8-913-979-9512.

E-mail: emoe@omgups.ru

Исмаилов Шафигула Калимуллович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Доктор техн. наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры «Подвижной состав электрических железных дорог», ОмГУПС.

Тел.: (3812) 31-34-19, 8-913-628-3305.

E-mail: ismailovshk@mail.ru

В статье на основе анализа критерия коммутационной напряженности машин постоянного тока предлагается методика нормирования качества коммутации тяговых электрических машин, базирующаяся на методе Карасева – Суворова с использованием потенциальной щетки-датчика на сбегающем крае основной щетки и прибора контроля коммутации ПКК-2М.

Ключевые слова: коммутация, тяговые электрические машины, дополнительные полюса, прибор контроля качества коммутации ПКК-2М, критерии искрообразования, обобщенные показатели коммутационной напряженности, ток разрыва.

TECHNIQUE OF RATIONING OF QUALITY OF SWITCHING IN TRACTION ELECTRIC CARS

Avilov Valery Dmitriyevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Dr. Sci. Tech., professor, head of the department «Electric machinery and general electrical», OSTU.

Phone: (3812) 31-18-27, 8-913-979-9512.

E-mail: emoe@omgups.ru

Ismailov Shafigula Kalimullovich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Dr. Sci. Tech., senior research associate, professor of the department «Rolling stock of the electric railways», OSTU.

Phone: (3812) 31-34-19, 8-913-628-3305,

E-mail: ismailovshk@mail.ru

АННОТАЦИИ

In article, on the basis of the analysis of criterion of switching intensity of cars of a direct current, the technique of rationing of quality of switching of the traction electric cars, based on Karasev-Suvorov's method with use of a potential brush sensor at running edge of the main brush and the device of control of switching PKK-2M is offered.

Keywords: switching, traction electric cars, additional poles, the device of quality control of switching PKK-2M, criteria of the iskroobrazovaniye, the generalized indicators of switching intensity, a gap current.

УДК 629.4.014.22: 621.791.92

УВЕЛИЧЕНИЕ РЕСУРСА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ПРОМЫШЛЕННЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ С ПОМОЩЬЮ НАПЛАВКИ

Буйносов Александр Петрович

Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС).

620034, г. Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66.

Кандидат технических наук доцент кафедры «Электрическая тяга», УрГУПС.

Тел.: (343) 358-55-04, (343) 345-59-32.

E-mail: byinosov@mail.ru, ABuinosov@usurt.ru

Пышный Игорь Михайлович

Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС).

620034, г. Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66.

Ассистент, аспирант кафедры «Электрическая тяга», УрГУПС.

Тел.: (343) 358-55-04.

E-mail: igorkz45@mail.ru

В статье приведены результаты выполненных исследований по выбору технологии восстановления профиля бандажей промышленных электровозов с помощью наплавки без выкапки колесных пар. Приведена разработанная установка для наплавки гребней, показана эффективность наплавки гребней бандажей проволокой 30ХГСА под флюсом АНК-18. Наплавка изношенных гребней в 3,5 раза снижает количество обточек для восстановления профиля бандажей колесных пар электровозов.

Ключевые слова: электровоз; колесная пара; бандаж; профиль; наплавка.

INCREASED RESOURCE TIRES WHEELSET INDUSTRIAL ELECTRIC LOCOMOTIVES WITH THE SURFACING

Buinosov Alexander Petrovich

Urals State Transport University (USTU).

66, Kolmogorova st., Ekaterinburg, 620034, Russia.

Cand.Tech.Sci., associate professor of the department « Electric traction», USTU.

Phone: (343) 358-55-04, (343) 345-59-32.

E-mail: byinosov@mail.ru, ABuinosov@usurt.ru

Pyshnyi Igor Mihajlovich

Urals State Transport University (USTU).

66, Kolmogorova st., Ekaterinburg, 620034, Russia.

The assistant, the post-graduate student of the department « Electric traction», USTU.

Phone: (343) 358-55-04.

АННОТАЦИИ

E-mail: igorkz45@mail.ru

The results of the investigations carried out at the choice of technologies for the rehabilitation of industrial profile tires with electric welding without rolling out wheelsets. Shows the developed system for deposition of ridges, shows the efficiency of welding wire wheel flange 30KhGSA submerged ANC-18. Surfacing of worn-out ridges is 3.5 times reduces the amount of obtochek recovery profile tires wheelset electric locomotives.

Keywords: *electric locomotive; wheelset; bandage; profile; surfacing.*

УДК 629.4.014.22

УНИВЕРСАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ ИЗНОСА БАНДАЖЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР ЛОКОМОТИВОВ

Буйносов Александр Петрович

Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС).
620034, г. Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66.

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая тяга», УрГУПС.
Тел.: (343) 358-55-04, (343) 345-59-32.

E-mail: byinosov@mail.ru, ABuinsov@usurt.ru

Тихонов Виктор Артурович

Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС).
620034, г. Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66.

Ассистент, аспирант кафедры «Электрическая тяга», УрГУПС.
Тел. 8(343) 221-24-70

E-mail: va.tikhonov@yandex.ru

В статье рассмотрена математическая модель прогнозирования ресурса бандажей колесных пар локомотивов, основанная на полиномиальной регрессии. На основании результатов статистического анализа, проведенного с использованием разработанной и применяемой в настоящее время модели, показано, что разработанная модель имеет не только повышенную точность, но и позволяет более полно описать процесс изнашивания бандажей.

Ключевые слова: локомотив, колесная пара, бандаж, ресурс, модель, полиномиальная регрессия.

UNIVERSAL MODEL FOR EVALUATION OF WEARING BANDAGES OF LOCOMOTIVE WHEELSETS

Buinsov Alexander Petrovich

Urals State University of Railway Transport (USURT).

66, Kolmogorova st., Ekaterinburg, 620034, Russia.

Cand.Tech.Sci., associate professor of the department « Electric traction», USURT.
Phone: (343) 358-55-04, (343) 345-59-32.

E-mail: byinosov@mail.ru, ABuinsov@usurt.ru

Tikhonov Victor Arturovich

Urals State University of Railway Transport (USURT).

66, Kolmogorova st., Ekaterinburg, 620034, Russia.

АННОТАЦИИ

The assistant, the post-graduate student of the department « Electric traction», USURT.
Tel. 8(343) 221-24-70
E-mail: va.tikhonov@yandex.ru

The article describes a mathematical model to assess the wear and prediction of resource of wheelsets ties using the polynomial dependence of the values of monitored parameters of the distance. Based on the results of statistical analysis, that was conducting using the developed and currently used models, it is shown that the developed model has not only improved accuracy but also allows to more fully describe the process of wear bandages.

Keywords: *locomotive, wheelpair, bandage, resource model, polynomial regression.*

УДК 629.488

СИСТЕМА КОНТРОЛЯ НАГРЕВА ОТВЕТСТВЕННЫХ УЗЛОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Макаренко Николай Григорьевич

ОАО «Научно-исследовательский институт технологии, контроля и диагностики железнодорожного транспорта».

644005, г. Омск, ул. Избышева, д. 3, корп. 2.

Кандидат технических наук, доцент.

Тел.: (3812)41-67-96.

E-mail: macnik@yandex.ru

Рощупкин Дмитрий Сергеевич

ООО «Опытный завод электроники Центра «Транспорт».

644005, г. Омск, ул. Толстого, д. 43.

Заместитель директора по разработкам.

Тел.: (3812)45-25-10.

E-mail: dimir@mail.ru

В статье рассматривается автоматизированная бортовая система контроля температуры ответственных узлов подвижного состава с передачей информации по радиоканалу (БСКТ), разработанная при участии авторов, позволяющая проводить непрерывный контроль температуры ответственных узлов, измерять, передавать, сохранять и обрабатывать информацию о температуре.

Ключевые слова: *бортовая система, измерение температуры, мониторинг, подвижной состав, измерительный модуль, буксовый узел, редуктор, неплановый ремонт.*

ROLLING STOCK MAJOR UNITS HEATING CONTROL SYSTEM

Makarenko Nikolaj Grigorievich

Public corporation «Scientific-Research Institute of Technology, monitoring and diagnostics of railway transport».

3, bld. 2, Izbisheva st., Omsk, 644005, Russia.

Cand.Tech.Sci., the senior lecturer.

Phone: (3812)41-67-96.

E-mail: macnik@yandex.ru.

Roshupkin Dmitry Sergeevich

LLC «Electronics pilot plant of Center «Transport»

43, Tolstogo st., Omsk, 644005, Russia.

Deputy Director of Engeneering.

Phone: (3812)45-25-10.

E-mail: dimir@mail.ru.

The article deals with a rolling stock major units automated on-board temperature control system with over the air information transmission (BSKT), developed with the authors participation to allow a continuous monitoring of critical assembles temperature, measure, transmit, store and process information about the temperature.

Keywords: *on-board system, temperature measurement, monitoring, rolling stock, measuring module, axle box, gearbox, unscheduled repairs.*

УДК 621.01.001:629.4

РАЗМЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ**ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА
КАК МЕТОД ОБОСНОВАНИЯ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА РЕМОНТА****Смольяников Антон Владимирович**

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава», ОмГУПС.

Тел.: (3812) 311-811.

E-mail: SmolyaninovAV@omgups.ru

Смольяников Павел Владимирович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Аспирант кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.

Тел.: (3812) 41-25-17, 89609823555.

E-mail: SmolyaninovPV@omgups.ru

В статье приведено обоснование использования размерной координации рабочих поверхностей тормозной рычажной передачи (ТРП) грузового вагона с целью определения характера и величины износа тормозных колодок грузового вагона. Предложена методика расчета размерных цепей (РЦ) ТРП, которая позволяет математически точно определить предельные отклонения составляющих звеньев РЦ. Определены пути совершенствования технологии ремонта деталей ТРП на основе выбора рационально определенных технологических параметров.

Ключевые слова: *тормозная рычажная передача, размерные расчеты, размерные параметры деталей, эффективная технология восстановления.*

АННОТАЦИИ

DIMENSIONAL CALCULATIONS BRAKE LEVER TRANSFER FREIGHT CARS AS A METHOD OF WAYS OF IMPROVING THE QUALITY OF REPAIR

Smolyaninov Anton Vladimirovich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Cand.Tech.Sci., the senior lecturer of the department «Technology of transport machine-building and re-pair of rolling stock», OSTU.

Phone: (3812) 311-811.

E-mail: SmolyaninovAV@omgups.ru

Smolyaninov Pavel Vladimirovich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

The post-graduate student of the department «Locomotives», OSTU.

Phone: (3812) 41-25-17, 89609823555.

E-mail: SmolyaninovPV@omgups.ru

The article presented the rationale for the dimensional coordinate work surfaces brake linkage (BL) of freight cars in order to determine the nature and amount of brake pad wear freight car. The technique of calculating the size of chains (SC) of BL, which allows you to determine with mathematical precision tolerances constituent parts of the SC. The ways of improving of technology of repair parts BL on the basis of selection of certain rational technological parameters..

Keywords: *brake lever transfer, dimension calculations, the dimensional parameters of components, an effective recovery technique.*

УДК 621.01

ВИБРОЗАЩИТНЫЕ СИСТЕМЫ С СОЧЛЕНЕНИЯМИ ЗВЕНЬЕВ. МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Хоменко Андрей Павлович

Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).

664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.

Доктор технических наук, профессор, ректор Иркутского государственного университета путей сообщения

Тел.: (3952) 638-311

Елисеев Сергей Викторович

Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).

664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.

Доктор технических наук, профессор, директор Научно-образовательного центра современных технологий, системного анализа и моделирования, ИрГУПС.

Тел.: (3952)-59-84-28, сот.: 665-129.

E-mail: eliseev_s@inbox.ru

АННОТАЦИИ

В статье рассматриваются вопросы построения математических моделей для механических систем, в которых могут быть сформированы сочленения. Предлагается метод, основанный на выборе систем обобщенных координат относительного движения, соответствующих возможностям появления сочленения звеньев при «занулении» относительного движения или достижении предельных значений параметров звеньев. При этом число степеней свободы системы уменьшается.

Ключевые слова: математические модели механических колебательных систем, сочленения, методы упрощения моделей, динамическое гашение колебаний.

VIBROPROTECTION SYSTEMS WITH COUPLING OF LINKS. METHOD OF CREATURE OF MATHEMATICAL MODELS

Khomenko Andrej Pavlovich

Irkutsk State Transport University (IRSTU).
15, Chernushevski str. Irkutsk. 664074. Russia.
Dr. Sci. Tech., chancellor of Irkutsk State Transport University.
Phone: (3952) 638-311.

Eliseev Sergej Victorovich

Irkutsk State Transport University (IRSTU).
15, Chernushevski str. Irkutsk. 664074. Russia.
Dr. Sci. Tech., head of Scientical-eductation centre of IRSTU.
Phone: (3952) 598-428.
E-mail: eliseev_s@inbox.ru

In this article the problems of building of mathematical models for mechanical systems which using coupling of links are considered. Method based on selection of system of generalized coordinates of relative movement are offered. Such movement correspond to realize possibilities of coupling links as rigid bodies when may be get «zero» for relative movement or achievement for properties of links of limit meaning. In such occasion the number of degrees of freedom is reducing.

Keywords: mathematical models of mechanical oscillation systems, coupling of links, methods of approximation of models, dynamical absorption.

УДК 621.914.7

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ УСТАНОВКИ ДЛЯ РЕМОНТА КОЛЛЕКТОРОВ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Чегодаев Федор Васильевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматика и системы управления»,
ОмГУПС.

Тел.: (3812) 31-05-89.

E-mail: karagez@yandex.ru

АННОТАЦИИ

Рассматривается замкнутая система автоматического управления поворотом якоря тягового двигателя при ремонте коллектора путем фрезерования межламельного промежутка. Рассчитываются численные параметры элементов системы и выводится ее математическая модель в виде структурной схемы. Приводятся результаты моделирования в приложении *Simulink*.

Ключевые слова: тяговый двигатель, кинематическая цепь, исполнительный двигатель, математическая модель, структурная схема.

A MATHEMATICAL MODEL OF POSITIONING SYSTEM OF THE PLANT FOR REPAIR OF THE COLLECTOR OF PROPULSION ENGINE

Chegodaev Feodor Vasilevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Ph. D., associate professor of the department «Automation and control system», OSTU.

Phone: (3812) 31-05-89.

E-mail: karagez@yandex.ru

The self-contained system of the automation control for armature rotating of the propulsion engine on the assumption of collector repair by means of cutting it is considered. Numerical parameters of the system elements it is calculated and mathematical model in the structure scheme it is obtained. Results of this modeling it is reduced in Simulink.

Keywords: *propulsion engine, kinematic chain, actuating motor, mathematical model, structure chart.*

УДК 519.2:621.81:620.17

МОДЕЛИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ОТКАЗОВ ЛОКОМОТИВОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Четвергов Виталий Алексеевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.

Тел.: (3812) 31-34-17.

Овчаренко Сергей Михайлович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.

Тел.: (3812) 31-34-17, сот.: 8-960-983-75-89.

E-mail: ovcharenkosm@mail.ru

Грейф Кирилл Иванович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

АННОТАЦИИ

Аспирант кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.

Для объективной оценки технического состояния узлов тепловозов (например, дизеля) необходимо знать распределения величин их рабочих параметров (например, зазоров в подшипниках коленчатого вала), а для выбора обоснованной стратегии технического обслуживания и ремонта – параметры этих распределений: среднего значения и среднеквадратического отклонения. На основании этого можно установить закон распределения длительности работы до параметрических отказов с помощью математических моделей, рассматриваемых в статье. Наличие в моделях зависимости параметров на всех стадиях жизненного цикла – создании, эксплуатации и ремонтном обслуживании – дает принципиальную возможность определения соответствующих экономических показателей на каждой стадии оценки стоимости всего жизненного цикла локомотива.

Ключевые слова: закон распределения, наработка до отказа, стратегия технического обслуживания, локомотив, модели отказов.

PARAMETRIC MODEL OF LOCOMOTIVE FAILURE IN OPERATION

Chetvergov Vitaly Alekseevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the department «Locomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31-34-17.

Ovcharenko Sergey Mihajlovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the department «Locomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31-34-17, 8-960-983-75-89.
E-mail: ovcharenkosm@mail.ru

Grafe Kirill Ivanovich
Omsk State University of means of communication (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The post-graduate student of the department «Locomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31-34-17.

For an objective assessment of technical condition of sites of locomotives (e.g. diesel engine) need to know the distribution of the values of working parameters (e.g., gaps in the bearings of the crankshaft), and to select a sound maintenance strategy – options these distributions: mean value and the standard deviation. under this law, you can set the duration to parametric distribution failures by using mathematical models discussed in the article. Availability of models based on parameters at all stages of the lifecycle – creation, exploitation and repair service – gives you the ability to define the principle economic indicators at each stage of the life-cycle cost estimation of the locomotive.

АННОТАЦИИ

Keywords: *law, mean time to failure distribution, maintenance strategy, locomotive, a model of the bounce.*

УДК 629.4.027.432 : 625.033

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В СИСТЕМЕ «ГИБКИЙ БАНДАЖ – РЕЛЬС»

Шилер Валерий Викторович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав электрических железных дорог», ОмГУПС.
Тел.: 8-913-626-87-53.
E-mail: shiler_val@inbox.ru

Обоснована и разработана методика расчета контактных напряжений в системе «гибкий бандаж – рельс» и приведены результаты их расчета.

Ключевые слова: *контактные напряжения, гибкий бандаж, стандартный бандаж, рельс.*

METODOLOGY TO EVALUATE THE CONTACT STRESSES IN THE SYSTEM OF «FLEXIBLE BANDAGE – RAIL»

Shiler Valeriy Dmitrievich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Ph. D., assistant professor of the department «Rolling the same electricision of roads», OSTU.
Phone: 8-913-626-87-53.
E-mail: shiler_vai@inbox.ru

Founded and developed a method of calculating contact stresses in the system of «flexible bandage – rail» and the results of their calculations.

Keywords: *contact stresses, the flexible, standard bandage rail.*

УДК 621.331:621.311

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ДИАГРАММ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Вильгельм Александр Сергеевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

АННОТАЦИИ

Инженер научно-производственной лаборатории «Энергосберегающие технологии и электромагнитная совместимость», ОмГУПС.

Тел.: 8-983-528-93-74.

E-mail: vilgelm87@gmail.com

Каштанов Алексей Леонидович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательской части, ОмГУПС.

Тел.: (3812) 44-39-23.

E-mail: KashtanovAL@omgups.ru

Никифоров Михаил Михайлович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Кандидат технических наук, начальник научно-производственной лаборатории «Энергосберегающие технологии и электромагнитная совместимость», ОмГУПС.

Тел.: (3812) 44-39-23.

Эффективность использования электроэнергии на тягу поездов зависит от множества факторов. Оценка энергоэффективности электротяги, так же, как и разработка рекомендаций по её повышению, должна осуществляться применительно к каждому участку электрифицированных железных дорог. Одним из способов определения оптимального уровня расхода электроэнергии на тягу поездов и возврата электрической энергии электроподвижным составом в контактную сеть является построение энергетических диаграмм участков железных дорог.

Ключевые слова: *электрическая энергия, тяга поездов, рекуперация, имитационное моделирование.*

PRINCIPLES OF CREATION OF POWER DIAGRAMS FOR THE ASSESSMENT OF EFFICIENCY OF APPLICATION OF RECUPERATIVE BRAKING

Vilgelm Alexander Sergeevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

The engineer of research-and-production laboratory «Power saving up technologies and electromagnetic compatibility», OSTU.

Phone: 8-983-528-93-74.

E-mail: vilgelm87@gmail.com

Kashtanov Alexey Leonidovich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Cand. tech. sci., the senior scientific employee of a research part OSTU.

Phone: (3812) 44-39-23.

АННОТАЦИИ

E-mail: KashtanovAL@omgups.ru

Nikiforov Michael Michajlovich

Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Cand. tech. sci., the chief of research-and-production laboratory «Power-saving up technologies and electromagnetic compatibility», OSTU.

Phone: (3812) 44-39-23.

E-mail: nikiforovmm@rambler.ru

Efficiency of use of the electric power on draft of trains depends on a set of factors. The assessment of power efficiency of electrodraught, as well as development of recommendations about its increase, should be carried out with reference to each site of the electrified railways. One of ways of definition of optimum level of an expense of the electric power on draft of trains and return of electric energy by an electrorolling stock to a contact network is creation of power diagrams of sites of the railways.

Keywords: *electrical power, traction trains, recovery, imitating modeling.*

УДК 621.316.97

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЗАЗЕМЛЯЮЩЕГО УСТРОЙСТВА С УЧЕТОМ СОПРОТИВЛЕНИЯ ГРАНИЦЫ РАЗДЕЛА «МЕТАЛЛ – ГРУНТ»

Кандаев Василий Андреевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Системы передачи информации»,
ОмГУПС.

Тел.: (3812) 31-06-94.

E-mail: kandaev_va@mail.ru

Авдеева Ксения Васильевна

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.

E-mail: avdeeva_kv@mail.ru

Сырецкая Анастасия Олеговна

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Аспирант кафедры «Системы передачи информации», ОмГУПС.

Тел.: (3812) 31-06-94.

E-mail: nastja.ivanova@gmail.com

АННОТАЦИИ

Приведена методика расчета заземляющего устройства с учетом нелинейного сопротивления границы раздела «металл – грунт».

Ключевые слова: заземляющее устройство, сопротивление границы раздела, методика расчета.

COMPUTING METHOD OF GROUNDING SYSTEM WITH ACCOUNT TAKEN OF INTERFACE RESISTANCE «METAL – GROUND»

Kandaev Vasiliy Andreevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Dr.Sci.Tech., the professor of the department «Information transfer systems», OSTU.

Phone: (3812) 31-06-94.

E-mail: kandaev_va@mail.ru

Avdeeva Ksenia Vasilievna

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Ph. D., assistant professor of the department «Information transfer systems», OSTU.

Phone: (8381)31-06-94.

E-mail: avdeeva_kv@mail.ru

Syretskaya Anastasia Olegovna

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Post-graduate student of the department «Information transfer systems», OSTU.

Phone: (8381)31-06-94.

E-mail: nastja.ivanova@gmail.com

Method of calculation of grounding system with account taken of nonlinear resistance of «metal – ground» interface.

Keywords: grounding systems, interface resistance, computing method.

УДК 621.313.321

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИЛОВОГО КАНАЛА СТАНЦИИ УПРАВЛЕНИЯ В СОСТАВЕ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Кандаев Василий Андреевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Системы передачи информации»,

АННОТАЦИИ

ОмГУПС.

Тел.: (3812) 31-06-94.

E-mail: kandaev_va@mail.ru

Кликушин Юрий Николаевич

Омский государственный технический университет (ОмГТУ).

644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Технология электронной аппаратуры»,
ОмГТУ.

Тел.: (3812) 65-31-65.

Сорокин Владимир Николаевич

Омский государственный технический университет (ОмГТУ).

644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления», ОмГТУ.

Тел.: (3812) 65-31-65.

E-mail: Apple_27@mail.ru

Рассматривается подход к моделированию силового канала станции управления в составе установок электроцентробежных насосов, который позволяет определять параметры силового канала, что важно при расчете потерь электрической энергии, вызванных наличием высших гармоник в напряжениях и токах силового канала преобразования энергии, и энергетических параметров установки.

Ключевые слова: станция управления, инвертор напряжения, внутреннее сопротивление, коммутационные потери.

MODELLING OF THE POWER CHANNEL OF CONTROL STATION AS A PART OF INSTALLATIONS OF ELECTROCENTRIFUGAL PUMPS

Kandaev Vasiliy Andreevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Dr. Sci. Tech., the professor of the department «Information transfer systems», OSTU.
Phone: (3812) 31-06-94.

Klikushin Yury Nikolaevich

Omsk State Technical University (OmSTU).

11, Mira av., Omsk, 644050, Russia.

Dr. Sci. Tech., the professor of the department «Technology of electronic equipment», OmSTU.
Phone: (3812) 65-31-65.

Sorokin Vladimir Nikolaevich

Omsk State Technical University (OmSTU).

11, Mira av., Omsk, 644050, Russia.

Dr. Sci. Tech., the professor of the department «A basis of the theory of mechanics and auto-

matic control», OmSTU.

Phone: (3812) 65-31-65.

E-mail: Apple_27@mail.ru

The approach to modeling of the power channel of control station as a part of installations of electrocentrifugal pumps is considered. He allows to define parameters of the power channel that is important at definition of losses of the electric energy, caused by existence of the highest harmonicas in voltages and currents of the power channel of transformation of energy, and power parameters of the unit.

Keywords: *control station, voltage inverter, internal resistance, switching losses.*

УДК 621.313.321

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ВЫЗВАННЫХ НАЛИЧИЕМ ВЫСШИХ ГАРМОНИК В НАПРЯЖЕНИЯХ И ТОКАХ СИЛОВОГО КАНАЛА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Кликушин Юрий Николаевич

Омский государственный технический университет (ОмГТУ).

644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Технология электронной аппаратуры», ОмГТУ.

Тел.: (3812) 65-31-65.

Птицына Елена Витальевна

Омский государственный технический университет (ОмГТУ).

644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая и общая электротехника», ОмГТУ.

Тел.: (3812) 65-36-35.

Сорокин Владимир Николаевич

Омский государственный технический университет (ОмГТУ).

644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления», ОмГТУ.

Тел.: (3812) 65-31-65.

E-mail: Apple_27@mail.ru

Рассматриваются потери электрической энергии, вызванные наличием высших гармоник в напряжениях и токах силового канала преобразования энергии установок электротрекнробежных насосов. Показано положительное влияние синусных фильтров на гармонический состав токов и напряжений силового канала, а также на существенное снижение дополнительных потерь от высших гармоник в трансформаторе, кабельной линии и самом электродвигателе.

АННОТАЦИИ

Ключевые слова: *высшие гармоники напряжения, статические преобразователи частоты, широтно-импульсная модуляция.*

RESEARCH OF LOSSES OF THE ELECTRIC ENERGY CAUSED BY PRESENCE OF THE HIGHER HARMONICS IN VOLTAGES AND CURRENTS OF THE POWER CHANNEL OF TRANSFORMATION OF ENERGY OF INSTALLATIONS OF ELECTROCENTRIFUGAL PUMPS

Klikushin Yury Nikolaevich

Omsk State Technical University (OmSTU).

11, Mira av., Omsk, 644050, Russia.

Dr. Sci. Tech., the professor of the department «Technology of electronic equipment», OmSTU.

Phone: (3812) 65-31-65.

Ptitsyn Elena Vitalevna

Omsk State Transport University (OmSTU).

11, Mira av., Omsk, 644050, Russia.

Dr. Sci. Tech., the professor of the department «Theoretical and the general electrical engineers», OmSTU.

Phone: (3812) 65-36-35.

Sorokin Vladimir Nikolaevich

Omsk State Technical University (OmSTU).

11, Mira av., Omsk, 644050, Russia.

Dr. Sci. Tech., the professor of the department «A basis of the theory of mechanics and automatic control», OmSTU.

Phone: (3812) 65-31-65.

E-mail: Apple_27@mail.ru

The losses of electric energy caused by presence of the higher harmonics in voltages and currents of the power channel of transformation of energy of installations of electrocentrifugal pumps are considered. Positive influence of sinus filters on harmonious structure of currents and voltages of the power channel, and also on essential decrease in additional losses from the higher harmonics in the transformer, a cable line and the electric motor is shown.

Keywords: *the higher harmonics of voltage, static converters of frequency, pulse-width modulation.*

УДК 662.61.502.36:665.754

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА СОПЛОВЫХ ОТВЕРСТИЙ ВОДОМАЗУТНЫХ ЭМУЛЬСАТОРОВ

Кузнецова Дарья Константиновна

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

АННОТАЦИИ

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Студентка 2-го курса ТЭФа, ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-06-23.
E-mail: heatomgups@mail.ru

Кузнецов Владимир Никифорович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплоэнергетика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-06-23.

Разработана методика расчета процессов истечения из сопел пароводяной смеси в затопленное пространство, позволяющая производить расчет установок для подготовки водомазутной эмульсии, используемой в качестве топлива в котельных установках предприятий промышленности и железнодорожного транспорта.

Ключевые слова: водомазутная эмульсия, пароводяная смесь, энталпия, степень сухости пара, истечение, сопло, эмульсатор, котельная установка.

DETERMINATION OF THE AMOUNT OF NOZZLE FORAMINA OF WATER-MAZUT EMULSIFIERES

Kuznetsova Daria Konstantinovna

Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Student of the 2 year Heat-and-Power Faculty.
Phone: (3812) 31-06-23.
E-mail: heatomgups@mail.ru

Kuznetsov Vladimir Nikiforovich

Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand. Tech. Sci., the senior lecturer of the department «Power System», OSTU.
Phone: (3812) 31-06-23.

The technique of processes of the expiration is developed from nozzles of a steam-and-water mix in the flooded space, allowing to calculate installations for preparation of the water black oil emulsion used as fuel in boiler installations of the enterprises of the industry and a railway transportation.

Keywords: water black oil emulsion, steam-and-water mix, enthalpy, degree of dryness of steam, expiration, nozzle, emulsionizing machinery, boiler installations.

АННОТАЦИИ

УДК 621.311.42

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ НЕСИММЕТРИИ ЗАГРУЗКИ ТРЕХФАЗНОЙ СЕТИ НА ТЯГОВЫХ ПОДСТАНЦИЯХ СКОРОСТНЫХ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

Манусов Вадим Зиновьевич

Новосибирский государственный технический университет (НГТУ).

630092, г. Новосибирск, пр. Маркса, 20.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Системы электроснабжения предприятий», НГТУ.

Тел.: (383) 346-15-51.

Морозов Павел Владимирович

Новосибирский государственный технический университет (НГТУ).

630092, г. Новосибирск, пр. Маркса, 20.

Ассистент кафедры «Теоретические основы электротехники», НГТУ.

Тел.: (383) 346-07-58.

В статье анализируются структуры трансформаторных тяговых подстанций скоростных железных дорог переменного тока. Основное внимание уделяется подстанции на основе трансформаторного преобразователя, включенного по схеме Скотта. Этот преобразователь характеризуется нулевой несимметрией по току при равномерной загрузке тяговых плеc. Предложено автоматическое устройство уравнивания мощности, которое обеспечивает нулевую несимметрию при неравномерной загрузке тяговых плеc.

Ключевые слова: трехфазная сеть, трансформаторный преобразователь Скотта, автоматическое управление, уравнивание мощности, несимметрия.

INVESTIGATION OF THREE-PHASE GRID UNBALANCE DECREASE METHODS AT HIGH-SPEED TRAIN AC TRACTION SUB-STATIONS

Manusov Vadim Zinovevich

Novosibirsk State Technical University (NSTU).

20, Marx av., Novosibirsk, 630092, Russia.

Dr. Tech. Sci., the professor of department « Power supply system of enterprises », NSTU.

Phone: (383) 346-15-51.

Morozov Pavel Vladimirovich

Novosibirsk State Technical University (NSTU).

20, Marx av., Novosibirsk, 630092, Russia.

Assistant department «Theoretical Foundations of Electrical Engineering», NSTU.

Phone: (383) 346-04-42.

The paper studies high-speed AC traction substations structures. It is mainly focused on the substation based on Scott transformer with zero unbalance of equal traction loads. The automatic power equalization device is proposed to provide zero unbalance at uneven traction loads.

Keywords: *three-phase grid, Scott transformer, automatic control, power equalization, current unbalance.*

УДК 629.423

МЕТОДИКА ПЛАНИРОВАНИЯ И НОРМИРОВАНИЯ ВОЗВРАТА ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В КОНТАКТНУЮ СЕТЬ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Сидорова Елена Анатольевна

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, доцент, заведующая кафедрой «Прикладная математика и механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 311-866.
E-mail: Armsid@mail.ru

Давыдов Алексей Игоревич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Преподаватель кафедры «Прикладная математика и механика», ОмГУПС.
Тел.: 8-906-990-93-84.
E-mail: DavydovAI@bk.ru

В данной статье рассматривается методика планирования и нормирования возврата электроэнергии в контактную сеть при применении рекуперативного торможения, разработанная на кафедре «Прикладная математика и механика» Омского государственного университета путей сообщения.

Ключевые слова: возврат электроэнергии в контактную сеть при применении рекуперативного торможения, нормирование, планирование.

TECHNIQUE OF PLANNING AND RATIONING OF THE ENERGY RETURNED IN A CONTACT NETWORK AT APPLICATION OF RECUPERATIVE BRAKING

Sidorova Elena Anatolevna

Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., the senior lecturer, head of department «the Applied mathematics and mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-18-66
E-mail: Armsid@mail.ru

Davydov Alexey Igorevich

Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The teacher of department «the Applied mathematics and mechanics», OSTU.
Phone: 8-906-990-93-84.
E-mail: DavydovAI@bk.ru

АННОТАЦИИ

In given article the technique of planning and rationing of the electric power returned in a contact network at application of recuperative braking, developed on chair «the Applied mathematics and mechanics» Omsk state university of means of communication is considered.

Keywords: return of the electric power to a contact network at application of recuperative braking, rationing, planning.

УДК 621.332

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ СОСТОЯНИЯ ТОКОПРИЕМНИКОВ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА ОСНОВЕ ВИДЕОИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

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.ru

Голубков Антон Сергеевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ОмГУПС.

Тел.: 8-904-326-61-80

E-mail: golubkovas@omgups.ru

Найден Сергей Николаевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Инженер.

Тел.: 8-923-685-77-17

E-mail: sergeynayden@gmail.com

Описана перспективная система диагностики токоприемников электроподвижного состава, основанная на применении систем компьютерного зрения.

Ключевые слова: контактная сеть, токоприемник, контактный токосъем, компьютерное зрение, диагностика, надежность.

AUTOMATED SYSTEM FOR DIAGNOSIS OF STATE PANTOGRAPH BASED ON COMPUTER VISION COMPLEX

Smerdin Alexander Nikolaevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Cand. Sci. Tech., associate professor of department «Power supply of Railroad Transport», OSTU.

Phone: 8-904-588-40-48

E-mail: smerdinan@omgups.ru

Golubkov Anton Sergeevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Cand. Sci. Tech., associate professor of department «Power supply of Railroad Transport», OSTU.

Phone: 8-904-326-61-80

E-mail: golubkovas@omgups.ru

Najden Sergej Nikolaevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Engineer.

Phone: 8-923-685-77-17

E-mail: sergeynayden@gmail.com

Promising system for diagnosing power equipment of electric rolling stock, based on the application of computer vision systems are described.

Keywords: catenary, current collector, contact current collection, computer vision, diagnosis, reliability.

УДК 004.9:621.9.07:621.833

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МЕТОДОМ ЦЕНТРОИДНОГО ОГИБАНИЯ

Ляшков Алексей Ануфриевич

Омский государственный технический университет (ОмГТУ).

644050, г. Омск, пр. Мира, 11.

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Инженерная геометрия и САПР», ОмГТУ.

Тел.: (3812) 65-36-45; 8-904-071-40-39.

E-mail: 3dogibmod@mail.ru

В статье приводится геометрическое и компьютерное моделирование формообразования зубчатых колес инструментальной рейкой и долбяком. Решается обратная задача формообразования. В процессе компьютерного моделирования зубонарезания показана возможность получения твердотельных моделей срезаемых слоев и их качественных и количественных характеристик.

Ключевые слова: формообразование, компьютерное моделирование, инструментальная рейка, долбяк, зубчатое колесо.

SIMULATIN OF MACHINING GEARS RUNNING-IN METHOD

Lyashkov Alexy Anufrievich

Omsk State Technical University (OmSTU).

11, Mira av., Omsk, 644050, Russia.

Cand. Sci. Tech., associate professor of department «Engineering and CAD geometry», OmSTU.

Phone: (3812) 65-36-45, 8-904-071-40-39.

E-mail: 3dogibmod@mail.ru

АННОТАЦИИ

Describes the geometric and computer simulation of machining gears tool rack and dolbâkom. Forming an inverse problem is solved. The computer simulation of zubonarezaniâ shows the possibility of Parasolid srezaemyh layers and their qualitative and quantitative characteristics.

Keywords: *shaping; computer modeling; instrumental rake; dolbâk; cog in the wheel.*

УДК 621.37

РАСЧЕТ ЧИСЛА СЛОЕВ МНОГОСЛОЙНОЙ ПЕЧАТНОЙ ПЛАТЫ

Степанова Елизавета Андреевна

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Аспирант кафедры «Системы передачи информации», ОмГУПС.

Тел.: 8-983-118-98-80.

E-mail: lizadumnova@mail.ru

В данной статье описаны три подхода к определению необходимого количества слоев многослойной печатной платы. Рассмотрены преимущества предложенных методов и их недостатки. С помощью метода математической индукции доказаны утверждения и формулы, необходимые для расчета количества слоев. Представлены результаты, полученные опытным путем.

Ключевые слова: *печатная плата, слой, процессор, вывод микросхемы, метод математической индукции.*

CALCULATION OF THE NUMBER OF LAYERS OF THE MULTILAYERED PRINTED-CIRCUIT BOARD

Stepanova Elizaveta Andreevna

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Post-graduate student of department «Information transfer systems», OSTU.

Phone: 8-983-118-98-80.

E-mail: lizadumnova@mail.ru

Three calculation methods of the number of layers of the multilayered printed-circuit board are represented in this article. Their advantages and disadvantages are considered. By means of the mathematical induction method some statements and formulas for calculation of quantity of layers are proved. The results received by practical consideration are presented.

Keywords: *printed-circuit board, layer, processos, pin, mathematical induction method.*

УДК 624.21

ОБ ОДНОМ ПОДХОДЕ К РАСЧЕТУ БАЛОЧНЫХ ПРОЛЕТНЫХ СТРОЕНИЙ КАК СЛОИСТЫХ СТЕРЖНЕЙ ДИАГРАММНЫМИ МЕТОДАМИ

Власов Георгий Михайлович

Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).

630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Мосты», СГУПС.

Тел.: (383) 328-0440.

АННОТАЦИИ

Немировский Юрий Владимирович

Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).

630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.

Доктор физико-математических наук, профессор, заведующий лабораторией ИТПМ СО РАН, СГУПС.

Тел.: (383) 328-0402.

Соловьев Леонид Юрьевич

Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).

630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.

Кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Общая информатика», с.н.с. НИЛ «Мосты», СГУПС.

Тел.: (383) 328-0402.

E-mail: lys111@yandex.ru

Рассматривается подход к построению определяющих соотношений для расчета балочных пролетных строений мостов как слоистых стержней на основе диаграмм деформирования материалов.

Ключевые слова: пролетные строения мостов, слоистые стержни, методы расчета.

ABOUT ONE APPROACH TO CALCULATION BEAM SUPERSTRUCTURES AS LAYERED BARS BY DIAGRAM METHODS

Vlasov Georgy Mikhajlovich

Siberian State Transport University (SSTU).

191, Kovalchuk st., Novosibirsk, 630049, Russia.

Dr. Tech. Sci., the professor of department « Bridges », SSTU.

Phone: (383) 328-0440.

Nemirovsky Jury Vladimirovich

Siberian State Transport University (SSTU).

191, Kovalchuk st., Novosibirsk, 630049, Russia.

Dr. Tech. Sci., the professor, IPTM the Siberian Branch of the Russian Academy of Science, Managing laboratory.

Phone: (383) 328-0402.

Soloviev Leonid Yurevich

Siberian State Transport University (SSTU).

191, Kovalchuk st., Novosibirsk, 630049, Russia.

Cand. Sci. Tech., associate professor, head of department «General computer science», the senior scientific employee of «Bridges».

Phone: (383) 328-0402.

E-mail: lys111@yandex.ru

The approach to construction of defining parities for calculation beam superstructures of bridges as layered bars on the basis of diagrams of deformation of materials is considered.

Keywords: beam superstructures of bridges, layered bars, methods of calculation.

АННОТАЦИИ

УДК 625.12:624.131.55

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ОТКОСОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ НАСЫПЕЙ, ЗАКРЕПЛЕННЫХ НАПОРНОЙ ИНЬЕКЦИЕЙ, ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ПОЕЗДНОЙ НАГРУЗКИ

Востриков Константин Владимирович

Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Аспирант кафедры «Геология, основания и фундаменты», СГУПС.
Тел.: (383) 328-03-98, +7-923-104-4704.
E-mail: koctas_V@mail.ru

Смолин Юрий Петрович

Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Геология, основания и фундаменты», СГУПС.
Тел.: (383) 328-04-69.
E-mail: SmolinUP@mail.ru

Исследованы параметры динамического воздействия поездной нагрузки на железнодорожную насыпь, закрепленную напорной инъекцией. Описаны методика проведения полевых экспериментов, примененное для исследований оборудование, средства и процесс обработки записанных данных. Установлен закон распространения ускорений колебаний по откосу насыпи при прохождении поездов. Дано описание установки для получения параметров прочности грунтов при динамическом испытании их в условиях трехосного сжатия.

Ключевые слова: земляное полотно, динамическое воздействие, напорная инъекция, амплитуда ускорений колебаний, динамический стабилометр.

INVESTIGATION OF RAILWAY EMBANKMENTS SLOPE STABILITY WITH PRESSURE GROUTED UNDER THE INFLUENCE OF ROLLING LOAD

Vostrikov Konstantin Vladimirovich

Siberian State Transport University (SSTU).
191, Kovalchuk st., Novosibirsk, 630049, Russia.
Post-graduate ыегвуте of department «Geology, basis and foundations», SSTU.
Phone: (383) 328-03-98, +7-923-104-4704.
E-mail: koctas_V@mail.ru

Smolin Jury Petrovich

Siberian State Transport University (SSTU).
191, Kovalchuk st., Novosibirsk, 630049, Russia.
Dr. Tech. Sci., the professor of department «Geology, basis and foundations», SSTU.
Phone: (383) 328-04-69.
E-mail: SmolinUP@mail.ru.

Parameters of the dynamic influence of the train load on a railway embankment, fixed injection pressure, were investigated. Methodology for conducting field experiments, applied for research equipment, facilities and processing of the recorded data are described. The law of distribution of accelerations of fluctuations on an embankment slope at passage of trains is established. Device for obtaining the strength parameters of soils under dynamic triaxial testing is presented.

Keywords: railroad, dynamic influence, pressure injection, amplitude acceleration of the fluctuations, dynamic stabilometer.

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ

Квашнин Михаил Яковлевич

Казахская академия транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева (КазАТК).
050012, Республика Казахстан, г. Алматы, ул. Шевченко, 97.
Кандидат технических наук, доцент КазАТК.
Тел.: +7 (727) 292-57-21.

Квашнин Николай Михайлович

ТОО «Институт сейсмологии».
050060, Республика Казахстан, г. Алматы, Аль-Фараби просп., 75-А.
Младший научный сотрудник.
Тел.: +7(727) 269-46-14.

В статье представлена разработанная авторами методика вибродиагностики железнодорожного пути, позволяющая решать следующие задачи: определять резонансную частоту и демпфирующие свойства различных конструкций железнодорожного пути; осуществлять прогноз скоростей движения подвижного состава, при которых будут возникать резонансные явления на исследуемой конструкции пути.

Ключевые слова: резонансная частота и демпфирующие свойства железнодорожного пути, спектр воздействия, скорость движения подвижного состава.

METHODOLOGY OF DETERMINING THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF RAILWAY ROUTES

Kvashnin Mikhail Yakovlevich

Kazakh Academy of Transport and Communications. M. Tynyshpayev.
97, Shevchenko st., Almaty, Republic of Kazakhstan.
Ph.D., Associate Professor Kazatkom.
Tel.: +7 (727) 292-57-21.

Kvashnin Nikolay Mihailovich

Ltd. Institute of Seismology.
050060, Republic of Kazakhstan, Almaty, Al-Farabi Ave., 75-А.
Junior.
Tel.: +7 (727) 269-46-14.

The article is developed by the authors of the railway vibration technique that allows you to perform the following tasks: identify the resonant frequency and damping properties of various designs of railway track; to forecast rolling speeds are high-profile events will arise during this design path.

Keywords: resonant frequencies and damping properties of railway track, the range of effects, speed of movement of rolling stock.

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);
Исмаилов Шаfigула Калимуллович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
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);
Маслов Геннадий Петрович – 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);
Сафонов Эдуард Алексеевич – д.т.н., СибАДИ (Омск);
Сидоров Олег Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сидорова Елена Анатольевна – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сквородников 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 20.06.2012.

Тираж 500 экз.

