ISSN 2220-4245

научно-технический журнал

ИЗВЕСТИЯ Транссиба

№ 1(9)
2012

ИЗВЕСТИЯ Транссиба
научно-технический журнал
№ 1(9)
2012
Периодичность - 4 выпуска в год

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ ЖУРНАЛА

1. Галиев Ильхам Исламович – главный редактор, президент ОмГУПСа, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ.
2. 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. Завьялов Александр Михайлович – проректор по научной работе СибАДИ, д.т.н., профессор (Омск).
6. Каргапольцев Сергей Константинович – проректор по научной работе ИрГУПСа, д.т.н., профессор (Иркутск).
7. Косарев Александр Борисович – зам. генерального директора ОАО «ВНИИЖТ», д.т.н., профессор (Москва).
8. Косых Анатолий Владимирович – проректор по научной работе ОмГТУ, д.т.н., профессор (Омск).
9. Серенко Андрей Федорович – проректор по научной работе ДВГУПСа, д.т.н., 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

Блинов П. Н., Блинов А. П. Математическая модель процесса топливоподачи топливной аппаратурой тепловозных дизелей ... 2
Бородин А. В., Здор Г. П., Ярышева Л. В. Анализ прочности соединения «колесный центр – бандаж колеса тепловоза» ... 8
Володин А. И., Кирьяков М. Н. Оптимизация тепловозной характеристики дизеля для микропроцессорных систем управления электропередачей тепловозова ... 12
Дербилов Е. М., Заренков С. В., Ходунова О. А. Повышение качества токосъема в переходных пролетах сопряжений анкерных участков цепных контактных подвесок ... 19
Овчаренко С. М., Корнеев П. С., Четвергов В. А. Влияние переходных процессов на расход топлива дизелем в эксплуатации ... 27
Симсиве Д. Ц., Брылова Т. Б., Симсиве Ж. В. Прогнозирование износа режущего инструмента при высокоскоростной обработке колес повышенной твердости ... 32
Сковородников Е. И., Анисимов А. С., Гришина Ю. Б. Оценка влияния снижения давления наддува на выходные параметры работы тепловозного дизеля ... 39
Смольянинов П. В., Смольянинов В. С., Четвергов В. А. Обоснование пути повышения надежности тормозной системы грузовых вагонов ... 42
Ступаков С. А., Охрименко Т. В. Исследования изнашивания контактных пар устройств токосъема электрического транспорта на основе математического моделированияя ... 50

Транспортная энергетика

Авилов В. Д., Третьяков Е. А., Звягинцев А. Г. Целевой энергетический мониторинг эффективности использования ТЭР структурными подразделениями железных дорог ... 59
Ковалев А. Ю., Степанов В. И., Хамитов Р. Н. Моделирование переходных процессов асинхронных электрических двигателей ... 69
Никифоров М. М., Каштанов А. Л., Кандаев В. А. Методика оценки потенциала энергоэффективности применения рекуперативного торможения ... 72

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

Грицутенко С. С., Панюков А. Г. Метод линеаризации характеристики преобразования АЦП ... 78
Любченко А. А. Алгоритмы автоматизации проектирования регламента планового обслуживания изделий промышленной радиосвязи ... 84

Путь и искусственные сооружения

Исаков А. Л., Шевчук С. С., Юрченко В. И. Анализ применения метода наземного лазерного сканирования при съёмке лавиноопасных участков железных дорог ... 92
Мещеряков В. Б., Аунг Зо Лат Устойчивость стержней при продольном и поперечном ударе ... 98

Управление перевозочными процессами и безопасность движения поездов

Галиев И. И., Нехаев В. А., Николаев В. А. Безопасность движения грузовых поездов и динамические свойства ходовой части вагона ... 107
Тарасов Е. М. Принцип построения классификатора состояний рельсовых линий множеством информативных признаков ... 112

АННОТАЦИИ ... 119

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

УДК 629.424.3:621.436.03.001.42

П. Н. Блинов, А. П. Блинов

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРОЙ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В статье рассматриваются параметры топливной аппаратуры дизелей, влияющие на характер изменения и величину давления топлива при впрыске. Предложена математическая модель процесса топливоподачи, которую необходимо применять при формировании комплектов перед их установкой на дизель и для расчета параметров деталей, используемых при обкатке топливных насосов высокого давления на стендах с целью приближения условий работы на стенде к реальным условиям работы на дизеле и правильного определения производительности насосов на стенде.

Основным фактором, формирующим характер изменения и величину давления топлива при впрыске, является скорость движения плунжера топливного насоса высокого давления (ТНВД), определяемая профилем топливного кулачка и скоростным режимом двигателя. Однако некоторые факторы существенно искажают закон изменения давления топлива. К ним следует отнести наличие объема в полости нагнетания (надплунжерное пространство) и в штуцере насоса; движение нагнетательного клапана; перетекание топлива через всасывающие окна до их перекрытия плунжером; утечку топлива через зазоры между плунжером и втулкой при их большом износе; шероховатость и упругость стенок нагнетательного трубопровода (НТ); наличие запорного органа форсунки – иглы, обеспечивающей при своем открытии резкий переход от проходного сечения НТ к проходным сечениям распыливающих отверстий форсунки; гидравлическое сопротивление каналов элементов топливной аппаратуры (ТА).

Особенности протекания процесса подачи топлива позволяют считать его кратковременным единичным импульсом давления топлива (ИДТ), который возникает во входном сечении НТ вследствие выталкивания топлива плунжером насоса из объема полости нагнетания. Поскольку топливо – сжимаемая жидкость, то во входном сечении НТ возникает неустановившееся давление сжимаемой жидкости, при котором от ТНВД к форсунке со скоростью звука идет волна давления.

Последовательность распространения импульса давления $P_н$ топлива по тракту высокого давления топливной системы можно проследить по функциональной схеме топливоподачи, представленной на рисунке 1 [1].

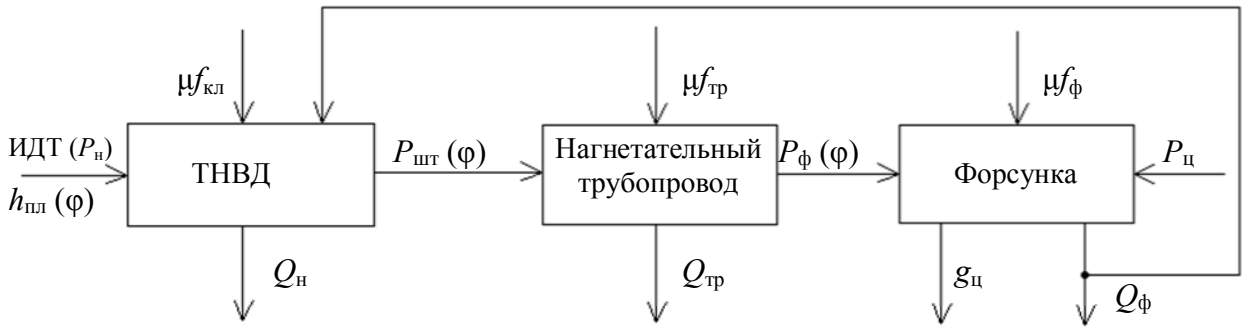


Рисунок 1 – Схема тракта высокого давления ТА дизеля

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: $h_{пл}$ – ход плунжера; $\mu f_{кл}$ – эффективное проходное сечение нагнетательного клапана; $P_{шт}$ – давление топлива в штуцере ТНВД; $\mu f_{тр}$ – эффективное проходное сечение нагнетательного трубопровода; $P_ф$ – давление топлива в камере распылителя форсунки у иглы; $\mu f_ф$ – эффективное проходное сечение форсунки; $P_ц$ – давление газов в цилиндре дизеля; $Q_н$ – производительность ТНВД; $Q_{тр}$, $Q_ф$ – расход

топлива через нагнетательный трубопровод и форсунку соответственно; $g_{ц}$ – цикловая подача топлива комплектом ТА.

Расчет процесса подачи топлива от топливораздаточного коллектора дизеля или стенда до цилиндра дизеля или мерной емкости (гидроцилиндра) стенда должен основываться на условии неразрывности потока топлива по всему тракту высокого давления [2]:

$$\alpha V \frac{dP}{dt} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta P \qquad (1)$$

где α – коэффициент сжимаемости топлива;

P – давление топлива в расчетной полости;

V – объем расчетной полости, м^3;

f – площадь поперечного сечения канала, м^2;

μ – коэффициент расхода канала;

ρ – плотность топлива, кг/м^3;

ΔP – перепад давления между смежными полостями, Па.

При перемещении плунжера ТНВД по действием набегающего кулачка кулачкового вала происходит изменение объема надплунжерного пространства, которое может быть определено аналитически по скорости плунжера в зависимости от угла поворота кулачкового вала:

$$h_{пл} = F_1(C_{п}, \varphi_{кв}), \qquad (2)$$

где $h_{пл}$ – ход плунжера, м;

$C_{п}$ – скорость плунжера, м/с;

$\varphi_{кв}$ – угол поворота кулачкового вала, рад.

Из надплунжерного пространства после перекрытия всасывающего отверстия топливо через нагнетательный клапан поступает в полость штуцера ТНВД. Часть топлива просачивается в зазор между плунжером и втулкой:

$$Q_{ун} = F_2(d_{п}, \delta_{п}, l_{п}, P_{н}), \qquad (3)$$

где $Q_{ун}$ – утечка топлива по зазорам в плунжерной паре, м^3/с;

$d_{п}$ – диаметр плунжера, м;

$\delta_{п}$ – диаметральный зазор в плунжерной паре, м;

$l_{п}$ – длина компрессионной части плунжера, м;

$P_{н}$ – давление топлива в надплунжерной полости, Па.

Нагнетательный клапан ТНВД начинает подниматься в тот момент, когда давление топлива в полости нагнетания превысит силу, действующую на клапан со стороны пружины клапана, и давление топлива в штуцере насоса. Ход нагнетательного клапана ТНВД

$$Y = F_3(P_{н}, P_{шт}, C_{к}, Y_0, M_{к}, f_{к}, \varphi_{кв}), \qquad (4)$$

где Y – ход нагнетательного клапана, м;

$P_{шт}$ – давление топлива в штуцере ТНВД, Па;

$C_{к}$ – жесткость пружины нагнетательного клапана, Н/м;

Y_0 – предварительное сжатие пружины нагнетательного клапана, м;

$M_{к}$ – масса нагнетательного клапана, кг;

$f_{к}$ – площадь поперечного сечения нагнетательного клапана, м^2.

Подъем иглы форсунки начинается при давлении топлива, равном давлению затяжки пружины иглы. Ход иглы форсунки

$$Z = F_4(P_ф, P_а, C_и, M_и, f_и, \varphi_{кв}), \quad (5)$$

где Z – ход иглы, м;

$P_ф$ – давление топлива в камере распылителя форсунки у иглы, Па;

$P_а$ – давление топлива перед сопловыми отверстиями, Па;

$C_и$ – жесткость пружины форсунки, Н/м;

$M_и$ – масса иглы, кг;

$f_и$ – площадь поперечного сечения иглы, м^2.

Давление газов в цилиндре дизеля или давление среды (топлива) в гидроцилиндре стенда, куда впрыскивается топливо, принимается неизменным на протяжении всего процесса впрыска, т. е. $P_ц = \text{const}$.

Утечку топлива по направляющей игле учитывать нецелесообразно, так как ее влияние на параметры топливоподачи незначительно [3, 4], т. е. $Q_{уф}$ принимается равной 0.

Одной из основных задач расчета процесса подачи топлива комплектом ТА является определение действительного количества топлива, подаваемого за цикл. Следовательно, уравнения для расчета процесса подачи топлива должны составляться так, чтобы можно было установить, какая часть топлива, подошедшего к рассматриваемому сечению линии высокого давления, поступает к распыливающим отверстиям и какая часть остается или перетекает в другие места из-за влияния искажающих факторов. В этом случае уравнения топливоподачи должны быть уравнениями баланса, учитывающими в рассматриваемом сечении линии высокого давления поступление и расход топлива. Поэтому процесс подачи топлива должен описываться системой уравнений, позволяющей получить значения давления топлива в характерных точках тракта. К таким точкам следует отнести (см. рисунок 1) надплунжерную полость ТНВД (давление $P_н$), штуцер ТНВД, т. е. полость перед нагнетательным трубопроводом (давление $P_{шт}$), входную полость форсунки (давление $P_ф$).

В общем случае давление в этих сечениях, а также количество впрыснутого в цилиндр топлива к расчетному углу поворота коленчатого вала могут быть определены с помощью системы уравнений:

$$\begin{cases} P_н = P_{н1} + \Delta P(h_{пл}) - \Delta P(Y) - \Delta P(Q_{кл}) - \Delta P(Q_{ов}) - \Delta P(Q_{ун}); \\ P_{шт} = P_{шт1} + \Delta P(Y) + \Delta P(Q_{кл}) - \Delta P(Q_{тр}); \\ P_ф = P_{ф1} + \Delta P(Q_{тр}) - \Delta P(Z) - \Delta P(Q_ц); \\ g_ц = g_{ц1} + \Delta g_ц, \end{cases} \quad (6)$$

где $P_н, P_{шт}, P_ф$ – давление топлива в надплунжерной полости, штуцере ТНВД и в камере распылителя форсунки у иглы соответственно к расчетному углу поворота коленвала, Па;

$P_{н1}, P_{шт1}, P_{ф1}$ – то же давление на предыдущем шаге расчета, Па;

$\Delta P(h_{пл})$, $\Delta P(Y)$, $\Delta P(Q_{кл})$, $\Delta P(Q_{ов})$, $\Delta P(Q_{ун})$, $\Delta P(Q_{тр})$, $\Delta P(Q_ц)$, $\Delta P(Z)$ – прирост давления от перемещения плунжера, перемещения нагнетательного клапана, перетекания топлива через нагнетательный клапан и в отсечное отверстие, утечки топлива по плунжерной паре, перетекания топлива через нагнетательный трубопровод и в цилиндр и от перемещения иглы форсунки соответственно за период $\Delta\varphi$, Па;

$g_ц$, $g_{ц1}$ – количество впрыснутого в цилиндр топлива к концу и к началу текущего расчетного интервала, кг;

$\Delta g_ц$ – количество впрыснутого топлива за время расчетного интервала, кг.

Давление топлива в надплунжерной полости с учетом перечисленных возмущающих факторов ΔP определяется по выражению:

$$P_{\text{н}} = P_{\text{н1}} + \frac{f_{\text{п}}(h-h_1)}{\alpha_{\text{н}} V_{\text{н}}} - \frac{a f_{\text{к.н}} Y}{\alpha_{\text{н}} V_{\text{н}}} - \frac{b\Delta t \mu f_{\text{кл}}}{\alpha_{\text{н}} V_{\text{н}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\left|P_{\text{н}} - P_{\text{шт}}\right|} - \frac{c\Delta t \mu f_{\text{ов}}}{\alpha_{\text{н}} V_{\text{н}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\left|P_{\text{н}} - P_{\text{в}}\right|} - \frac{Q_{\text{ун}} \Delta t}{\alpha_{\text{н}} V_{\text{н}}}, \qquad (7)$$

где $f_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения плунжера, м^2;

h, h_1 – ход плунжера на текущем и предыдущем шаге расчета, м;

$\alpha_{\text{н}}$ – средний коэффициент сжимаемости топлива при давлении $P_{\text{н}}$, Па$^{-1}$;

$V_{\text{н}}$ – средний объем надплунжерной полости, м^3;

$f_{\text{к.н}}$ – площадь поперечного сечения нагнетательного клапана, м^2;

Y – ход нагнетательного клапана, м;

Δt – расчетный интервал, с;

$\mu f_{\text{кл}}$ – эффективное проходное сечение нагнетательного клапана, м^2;

ρ – плотность топлива, кг/м^3;

$\mu f_{\text{ов}}$ – эффективное проходное сечение нагнетательного (отсечного) отверстия, м^2;

$Q_{\text{ун}}$ – утечка топлива по зазорам в плунжерной паре, м^3/с;

a, b, c – коэффициенты, учитывающие направление движения топлива;

$P_{\text{в}}$ – давление топлива во всасывающей (отсечной) полости, Па.

Давление топлива в штуцере насоса

$$P_{\text{шт}} = P_{\text{шт1}} + \frac{b f_{\text{к.н}} Y}{\alpha_{\text{ш}} V_{\text{ш}}} + \frac{b\Delta t \mu f_{\text{кл}}}{\alpha_{\text{ш}} V_{\text{ш}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\left|P_{\text{н}} - P_{\text{шт}}\right|} - \frac{d\Delta t \mu f_{\text{тр}}}{\alpha_{\text{ш}} V_{\text{ш}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\left|P_{\text{шт}} - P_{\text{ф}}\right|}, \qquad (8)$$

где $\alpha_{\text{ш}}$ – средний коэффициент сжимаемости топлива при давлении $P_{\text{шт}}$, Па$^{-1}$;

$V_{\text{ш}}$ – средний объем полости штуцера ТНВД, м^3;

$\mu f_{\text{тр}}$ – эффективное проходное сечение нагнетательного трубопровода, м^2;

d – коэффициент, учитывающий направление движения топлива.

Давление топлива во входной полости форсунки

$$P_{\text{ф}} = P_{\text{ф1}} + \frac{d\Delta t \mu f_{\text{тр}}}{\alpha_{\text{ф}} V_{\text{ф}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\left|P_{\text{шт}} - P_{\text{ф}}\right|} - \frac{e f_{\text{и}} Z}{\alpha_{\text{ф}} V_{\text{ф}}} - \frac{\Delta t \mu f_{\text{ф}}}{\alpha_{\text{ф}} V_{\text{ф}}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\left|P_{\text{ф}} - P_{\text{ц}}\right|}, \qquad (9)$$

где $\alpha_{\text{ф}}$ – средний коэффициент сжимаемости топлива при давлении $P_{\text{ф}}$, Па$^{-1}$;

$V_{\text{ф}}$ – средний объем полости форсунки, м^3;

Z – ход иглы, м;

$\mu f_{\text{ф}}$ – эффективное проходное сечение форсунки, м^2;

d – коэффициент, учитывающий направление движения топлива;

$P_{\text{ц}}$ – давление газов в цилиндре дизеля, Па;

Количество впрыснутого в цилиндр топлива

$$g_{\text{ц}} = g_{\text{ц1}} + \Delta t \rho \mu f_{\text{ф}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\left|P_{\text{ф}} K - P_{\text{ц}}\right|}, \qquad (10)$$

где K – коэффициент потери давления в трубопроводе, учитывающий гидравлическое сопротивление, связанное с конечной длиной трубопровода.

Для определения коэффициента K запишем уравнение элементарного расхода жидкости, проходящей через концентрический слой dh (рисунок 2), расположенный на расстоянии h от оси трубопровода [5]:

$$dQ = 2\pi h dh U \,, \tag{11}$$

где dQ – элементарный расход жидкости, м^3/с;

U – скорость движения потока жидкости, м/с.

Скорость по сечению трубопровода распределяется в соответствии с уравнением:

$$U = \frac{\Delta P}{4l}(r^2 - h^2)\,, \tag{12}$$

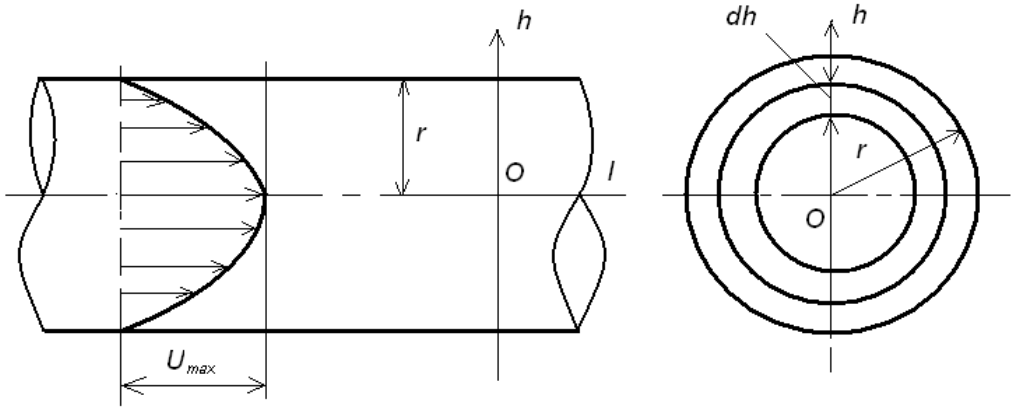
где ΔP – перепад давления в начале и в конце трубопровода, Па;

r – радиус трубопровода, м;

l – длина трубопровода, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3;

ν – кинематическая вязкость, м^2/с.



а б

Рисунок 2 – Схема расчета потерь энергии по длине трубопровода

Следовательно, элементарный расход жидкости

$$dQ = 2\pi h dh \frac{\Delta P}{4l}(r^2 - h^2)\,, \tag{13}$$

а полный расход определяется интегралом этого выражения:

$$Q = \int_0^r dQ = \int_0^r 2\pi h dh \frac{\Delta P}{4l}(r^2 - h^2) = \frac{\pi \Delta P}{2l}\int_0^r (r^2 - h^2) h dh = \frac{\pi \Delta P}{2l}\left(\frac{r^4}{2} - \frac{r^4}{4}\right) = \frac{\Delta P \pi r^4}{8l}\,. \tag{14}$$

Перепад давлений, обусловленный потерями энергии по длине трубопровода, равен

$$\Delta P = \frac{8l}{\pi r^4} Q\,. \tag{15}$$

Обозначим $C_1 = 8l\rho\nu$ и учтем, что расход Q пропорционален эффективному проходному сечению трубопровода (Q ~ μ$f_{тр}$), тогда знаменатель уравнения (15) будет пропорционален среднему фактическому значению площади проходного сечения трубопровода ($\pi r^4 \sim \bar{f}_{тр}$), а коэффициент потери давления K в трубопроводе пропорционален перепаду давления ΔP, получаем:

$$K = C_1 l \frac{\mu f_{тр}}{\bar{f}_{тр}} = C_2 \frac{\mu f_{тр}}{\bar{f}_{тр}}\,, \tag{16}$$

где C_2 – постоянная для данного типа ТА.

Значение C_2 может быть определен на стенде постоянного напора [6]. Для этого измеряется время истечения при определенном давлении заданного количества топлива через нагнетательный трубопровод $t_{тр}$, а затем через дроссельную шайбу $t_{ш}$ с площадью проходного сечения, равной среднему значению проходного сечения трубопровода (для дроссельной шайбы $l = 0$).

Постоянная

$$C_2 = \frac{t_{тр}}{t_{ш}}. \tag{17}$$

Момент начала впрыска топлива соответствует условию

$$\begin{cases} g_{ц1} - g_{цi\text{-}1} > 0; \\ g_{цi\text{-}1} - g_{цi\text{-}2} = 0, \end{cases} \tag{18}$$

а окончания впрыска –

$$\begin{cases} g_{ц1} - g_{цi\text{-}1} = 0; \\ g_{цi\text{-}1} - g_{цi\text{-}2} > 0. \end{cases} \tag{19}$$

Разработанная математическая модель процесса топливоподачи может быть использована для расчета параметров топливной аппаратуры при проведении модернизации дизелей, при формировании комплектов ТА перед их установкой на дизель и для расчета параметров деталей ТА, используемых при обкатке ТНВД на стендах, применяемых в настоящее время в локомотивных депо. Это стенды конструкции проектно-конструкторского бюро локомотивного хозяйства – филиала открытого акционерного общества «Российские железные дороги» – для регулирования топливных насосов дизелей Д49 типа А2275, дизелей ПД1М и K6S310DR типов А2591, А2330 и А2652, дизеля 14Д40 типа А2353, дизелей Д100 типа А2592 и А2651.

Использование предложенной модели для модернизации указанных стендов позволит создать условия работы ТНВД на стендах, адекватные условиям работы на дизеле, и правильно определять производительность ТНВД на стендах.

Список литературы

1. Блинов, П. Н. Модель процесса топливоподачи топливной аппаратурой тепловозных дизелей с учетом технологических характеристик ее деталей [Текст] / П. Н. Блинов, А. П. Блинов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – № 3 (3). – С. 2 – 7.

2. Подача и распыливание топлива в дизелях [Текст] / И. В. Астахов, В. И. Трусов и др. – М.: Машиностроение, 1972. – 359 с.

3. Фомин, Ю. Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ [Текст] / Ю. Я. Фомин. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.

4. Фомин, Ю. Я. Топливная аппаратура дизелей [Текст] / Ю. Я. Фомин, Г. В. Никонов, В. Г. Ивановский. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.

5. Калекин, А. А. Гидравлика и гидравлические машины [Текст] / А. А. Калекин. – М.: Мир, 2005. – 512 с.

6. Блинов, П. Н. Автоматизация стендовых испытаний топливной и регулирующей аппаратуры тепловозных дизелей [Текст] / П. Н. Блинов, А. П. Блинов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – № 1 (1). – С. 8 – 15.

УДК 621.815

А. В. Бородин, Г. П. Здор, Л. В. Ярышева

АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЯ «КОЛЕСНЫЙ ЦЕНТР – БАНДАЖ КОЛЕСА ТЕПЛОВОЗА»

В статье приведен анализ прочности соединения колесного центра с бандажом колеса тепловоза в зависимости от конструктивных и эксплуатационных факторов.

Ослабление посадки бандажа на ободе колесного центра – неисправность, которая предполагает замену колесной пары и приводит к длительному простою тепловоза. Ежегодно на крупных железных дорогах России происходит более тысячи случаев ослабления и проворотов бандажей [1, 2]. Проблема повышения прочности соединения пары «колесный центр – бандаж колеса тепловоза» является актуальной.

Существующие и вновь проектируемые тепловозные колеса относятся к составному типу: колесный центр напрессовывают на ось колесной пары; на наружный диаметр колесного центра тепловым способом насаживают бандаж и закрепляют от осевого смещения стопорным кольцом.

Колесный центр изготавливается из мартеновской стали 25Л отливкой (НВ 124 – 151). В качестве опытных образцов применялись катаные колесные центры. В зависимости от назначения и мощности тепловоза, типа подвешивания тягового электродвигателя, схемы и конструкции привода существуют различные конструкции колесных центров, отличающиеся радиальной и изгибной жесткостью, деформированным состоянием при посадке бандажа с натягом и, следовательно, эпюрами распределения контактных давлений по поверхности сопряжения [3].

Материал бандажа подвергается растяжению, сжатию, сдвигу, смятию, а при скольжении колес – износу. В связи с этим бандаж должен иметь высокие прочность, износостойкость, вязкость, сопротивление ударным нагрузкам. Опыт эксплуатации локомотивных бандажей, изготавливаемых по действующему стандарту из углеродистых сталей, показывает, что в современных условиях эксплуатации при повышенных скоростях и нагрузках они не во всех случаях обеспечивают требуемую надежность и долговечность [4].

Высокое контактное напряжение, проскальзывание колесных пар, сопровождающееся большим температурным градиентом в зоне трения, приводят к образованию наваров на поверхности катания, раковин усталостного происхождения, выщербин бандажей.

Для повышения эксплуатационной стойкости и срока службы локомотивных бандажей специалистами ОАО «ВНИИЖТ» и ОАО «ЕВРАЗ НТМК» разработана бандажная сталь повышенной твердости марки 4 (НВ 320 – 360) [4]. Эксплуатационные испытания бандажей из стали марки 4 были проведены на магистральных путях Горьковской, Южно-Уральской, Восточно-Сибирской и Северной дорог. Испытания показали существенное преимущество этих бандажей перед серийными бандажами по износостойкости гребня при пробеге колесных пар между обточками.

Соединение с натягом колесного центра и бандажа выполняют по цилиндрической поверхности без использования дополнительных деталей и креплений. После сборки соединения вследствие упругих и пластических деформаций диаметр посадочных поверхностей становится общим. На поверхности посадки возникают удельное давление и соответствующие ему силы трения, которые обеспечивают неподвижность соединения и передачу вращающего момента.

Использование бандажной стали повышенной твердости марки 4 приводит к увеличению площади поверхности фактического касания, в связи с чем растет трение в сопряжении и соответственно прочность соединения [10]. Это предположение авторов требует экспериментальной проверки.

Условие прочности соединения при нагружении вращающим моментом Т зависит от коэффициента трения скольжения *f* и удельного давления р на поверхности посадки:

$$KT \le (fp\pi d^2 l)/2, \quad (1)$$

где $K = 1{,}5 – 2$ – коэффициент запаса;

d – посадочный диаметр соединения, мм;

l – длина посадочной поверхности, мм;

p – удельное давление на поверхности посадки, МПа.

Удельное давление на поверхности посадки связано с номинальным натягом известной зависимостью Ламе:

$$p = N[d(C_1/E_1 + C_2/E_2)], \quad (2)$$

где N – номинальный натяг;

C_1, C_2 – коэффициенты Ламе колесного центра и бандажа соответственно;

E_1, E_2 – модули упругости материалов колесного центра и бандажа, МПа.

Действительный натяг определяется с учетом поправки U:

$$N_o = N + U. \quad (3)$$

Величина поправки U зависит от шероховатости посадочных поверхностей колесного центра и бандажа, способа сборки соединения и условий его эксплуатации.

В общем случае

$$U = U_R + U_t, \quad (4)$$

где U_R – поправка на смятие микронеровностей в собранном соединении,

$$U_R = 1{,}2(Rz_1 + Rz_2), \quad (5)$$

где Rz_1, Rz_2 – высота микронеровностей профиля посадочных поверхностей колесного центра и бандажа соответственно;

U_t – поправка на температурную деформацию деталей, учитывающая уменьшение натяга за счет нагрева бандажа при колодочном торможении и различия коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей.

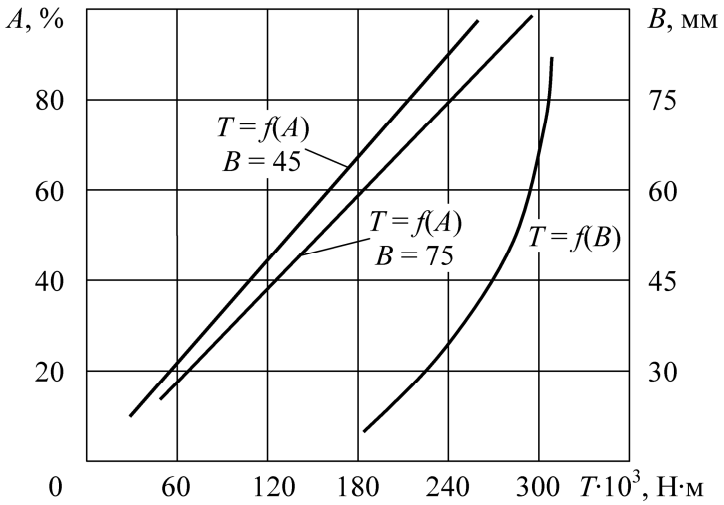
Используя зависимости (1) и (2), определяем вращающий момент, который может выдержать соединение без ослабления посадки.

Однако при совместном действии ряда технологических, конструкционных и эксплуатационных факторов происходят проворoты бандажей. Рассмотрим возможные причины этой неисправности соединения.

В значительной мере надежность соединения бандажа с ободом колесного центра зависит от технологии обработки посадочных поверхностей. В соответствии с ГОСТ 11018-2000 соединение бандажа с центром осуществляется тепловым способом с натягом 0,0012 – 0,0016 посадочного диаметра d и шероховатостью поверхностей сопряжения $Rz \le 20$ мкм. Однако анализ технологии обработки сопрягаемых поверхностей и посадки бандажей, применяемой на Свердловском, Челябинском электровозоремонтных заводах, а также в локомотивных депо ст. Свердловск-Сортировочный, Пермь II и Чусовая Свердловской дороги, свидетельствует о том, что в большинстве ремонтных пунктов, выполняющих формирование колесных пар, посадочные поверхности не соответствуют техническим условиям на их обработку. Из формул (3) и (4) видна зависимость величины действительного натяга соединения от шероховатости посадочных поверхностей колесного центра и бандажа, температурной деформации деталей.

Кроме этого величина крутящего момента Т, передаваемая соединением, зависит от площади прилегания внутренней поверхности бандажа к ободу колесного центра, что обеспечивает неподвижность соединения. Однако, как показали обследования ряда колесных цехов депо и локомотиворемонтных заводов, на отдельных колесных парах площадь прилегания составляла 20 – 45 % и редко доходила до 90 % от номинальной [5]. Недостаточное при-

легание поверхности бандажа к ободу колесного центра приводит к снижению силы трения, прочности соединения и передаваемого вращающего момента (рисунок).



Зависимость величины вращающих моментов, передаваемых соединением «бандаж – колесный центр», от площади прилегания внутренней поверхности бандажа к ободу колесного центра (A) и толщины бандажа (B)

Посадочные поверхности бандажа и обода должны иметь форму, обеспечивающую равномерность напряжений материала сопрягаемых деталей. При обработке поверхностей сопряжения из-за погрешностей оборудованию, износа режущего инструмента, действия статических и динамических усилий образуются овальность и конусность, при которых нарушается прилегание поверхности бандажа к ободу колесного центра. Из-за уменьшения площади фактического контакта в местах с повышенным удельным давлением происходит коррозионно-механическое изнашивание (фреттинг-коррозия), обусловленное циклическими относительными микроперемещениями поверхностей посадки. Изгиб бандажа в местах неприлегания распространяется внутрь к ободу колеса. При вращении колеса деформации слоев бандажа циклически изменяются и сопровождаются микросдвигами относительно поверхности обода колесного центра. Изнашивание постепенно уменьшает прочность соединения и приводит к провороту бандажа.

При эксплуатации вследствие износа поверхности катания и ремонтных обточек происходит уменьшение толщины бандажа. Это обстоятельство не означает обязательного проворота бандажа, но уменьшение его толщины создает предпосылки к провороту при совместном действии нескольких факторов. При натяге $1{,}45 \cdot 10^{-3}$ м и толщине бандажа 75 мм передаваемый крутящий момент составляет 309 506 Н·м. С уменьшением толщины бандажа до 33 мм удельное давление посадки снижается на 20 %, что приводит к уменьшению величины передаваемого крутящего момента в 1,25 раза (см. рисунок).

Вероятность проворота бандажа существенно возрастает при совместном действии конструктивных и эксплуатационных факторов.

Наибольшее силовое воздействие соединение «колесный центр – бандаж» испытывает при прохождении рельсового стыка, особенно в зимний период эксплуатации, когда жесткость пути увеличивается в два – три раза за счет промерзания балластной призмы. Это усилие может еще более возрастать, если учесть, что при отклонении основного шага и профиля зацепления тяговой передачи от нормы не происходит плавного пересопряжения зубьев, а возникают удары, сила которых может быть соизмерима с усилием, передаваемым соединением. Возникающая при этом вибрация электродвигателя, опирающегося на ось колесной пары, воздействует на колеса локомотива и способствует нарушению посадки соединения «колесный центр – бандаж».

Основная неисправность – ослабление посадки бандажа – более всего проявляется в результате фрикционного торможения при помощи колодочного тормоза. При торможении кинетическая энергия движущегося поезда преобразуется в тепловую, вызывая нагрев тормозных колодок и колес, что приводит к постепенному тепловому расширению бандажа, уменьшению действительного натяга и снижению удельных контактных давлений на поверхности сопряжения с центром. Результаты проведенных во ВНИИЖТе натурных испытаний показали, что относительное количество проворотов бандажей зависит от тепловой интенсивности торможения [3]. Нагрев при длительном торможении большой мощности вызывал почти полное снятие натяга.

При колодочном торможении нагрев колес происходит неравномерно по радиусу и с перепадом температуры в зоне контакта бандажа с центром. Перепад температуры является следствием дискретного характера контакта между бандажом и колесным центром и наличия по этой причине контактного термического сопротивления [7].

Ранее выполненные лабораторные исследования свидетельствуют о том, что на величину перепада температуры влияют шероховатость, овальность, конусообразность поверхностей, толщина бандажа, величина натяга, режим торможения. Наиболее достоверным способом определения перепада температуры является экспериментальный [3]. При длительном торможении перепад температуры может составлять 130 – 200ºС [6].

Определяющим режимом торможения при оценке прочности соединения бандажа с колесным центром является режим длительного торможения.

Величина дополнительного снижения натяга посадки бандажа от действия контактного термического сопротивления может достигать 50 % общего снижения натяга [7]. В случае уменьшения натяга до значения, близкого к действительному, может произойти проворот бандажа.

Стремление предотвратить проворот за счет увеличения действительного натяга не дает положительных результатов, так как это приводит к пластическим деформациям центра и его усадке. Это вызывает уменьшение натяга и снижение прочности соединения. Поэтому исходный натяг соединения бандажа с колесным центром следует выбирать с учетом действительной формы и размеров, материала центра с тем, чтобы исключить монтажную усадку и снижение прочности соединения.

Перспективен метод соединения деталей с натягом, предложенный одним из авторов данной статьи доктором технических наук, профессором А. В. Бородиным [8]. Исследованиями, выполненными на кафедре «Теория механизмов и детали машин» ОмГУПСа, изучены возможности увеличения прочности соединений с натягом [9]. Результаты расчетов и испытаний позволили увеличить прочность соединения с натягом введением в контактирующие поверхности макроизменений. Например, в соединении цилиндрических деталей с натягом [9, с. 147 – 149] охватываемая деталь выполняется с кольцевыми выточками, которые образуют систему О-образных и Х-образных структур, чередующихся последовательно. Сборка соединения осуществляется нагревом охватываемой детали и последующим его охлаждением. При рабочей нагрузке соединения проявляется клиновой эффект от деформации материала охватывающей детали в кольцевые выточки охватываемой. Результаты исследований показали повышение фреттингостойкости и увеличение несущей способности соединения с натягом по провороту более чем в 1,3 раза по сравнению с соединением деталей, имеющих гладкие поверхности сопряжения.

На основе изложенного можно сделать выводы.

1. Анализ результатов эксплуатационных и стендовых исследований прочности соединения «колесный центр – бандаж» позволяет заключить, что проворот бандажей происходит при совместном действии конструкционных и эксплуатационных факторов.

2. На прочность соединения бандажа с колесным центром существенное влияние оказывают тепловые нагрузки. Уменьшение натяга посадки бандажа за счет контактного термического сопротивления может превышать 50 % общего снижения натяга. Нагрев бандажа при

длительном торможении большой мощности может вызвать почти полное снятие действительного натяга.

3. Перспективен способ увеличения прочности соединения с натягом путем изменения макрогеометрии контактирующих поверхностей. Результаты испытаний соединений с натягом, имеющих дискретную поверхность в контакте, показали, что несущая способность соединения по провороту возрастает более чем в 1,3 раза по сравнению с соединением из деталей с гладкими сопряженными поверхностями [9].

Список литературы

1. Буйносов, А. П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава: Монография [Текст] / А. П. Буйносов / ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте». М., 2010. – 224 с.

2. Козубенко, В. Г. Безопасное управление поездом: вопросы и ответы [Текст] / В. Г. Козубенко / ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте». М., 2008. 548 с.

3. О надежности соединения бандажа с колесным центром [Текст] / В. Г. Иноземцев, В. В. Иванов и др. // Вестник ВНИИЖТа. – 1986. – № 8. – С. 29 – 33.

4. Брюнчуков, Г. И. Эксплуатационные испытания бандажей повышенной твердости [Текст] / Г. И. Брюнчуков, А. В. Сухов, В. В. Тимофеев // Локомотив. – 2011. – № 11. – С. 33 – 35.

5. Сашко, А. А. Отчего повреждаются бандажи / А. А. Сашко // Локомотив. – 2005. – № 10. – С. 36, 37.

6. К вопросу образования наваров на поверхности катания колеса [Текст] / В. И. Нестеренко, В. А. Левандовский и др. // Вісник СМУ ім. В. Даля. – 2010. – № 5(147) . – 160 с.

7. Грек, В. И. Прочность соединения бандажа с центром колес подвижного состава с учетом действия тепловых нагрузок при торможении: Дис… доктора техн. наук. [Текст]. Коломна, 1991. – 191 с.

8. Бородин, А. В. Соединение с натягом повышенной несущей способности [Текст] / А. В. Бородин // Исследование процессов взаимодействия объектов железнодорожного транспорта с окружающей средой: Материалы науч.-техн. конф. / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 1995. – С. 21 – 25.

9. Бородин, А. В. Высоконагруженные соединения с гарантированным натягом для локомотивов: Монография [Текст] / А. В. Бородин, В. М. Волков, И. Л. Рязанцева. – Омск, 2011. – 160 с.

10. Гаркунов, Д. Н. Триботехника (износ и безызносность) [Текст] / Д. Н. Гаркунов / Московская сельскохозяйственная академия. М., 2001. – 616 с.

УДК 629.421 (621.436 + 621.313.12)

А. И. Володин, М. Н. Кирьяков

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛОВОЗНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ МИКРОПРОЦЕССОРНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧЕЙ ТЕПЛОВОЗОВ

В статье разработана математическая модель универсальных характеристик дизель-генераторных установок тепловозов, приводящая задачу выбора оптимальной тепловозной характеристики к оптимизации по одному параметру. С помощью разработанной математической модели универсальных характеристик дизель-генераторных установок тепловозов рассчитывается оптимальная экономическая тепловозная характеристика для различных типов дизелей.

Работа направлена на повышение эффективности использования дизельного топлива за счет оптимальной настройки тепловозной характеристики при эксплуатации тепловозов.

В настоящее время на тепловозах широко используются микропроцессорные системы управления электропередачей тепловозов. Микропроцессорные системы позволяют с высокой степенью точности реализовать тепловозные характеристики, имеющие достаточно сложную зависимость между потребляемой мощностью и частотой вращения коленчатого вала дизеля. Для того чтобы заложить параметры оптимальной тепловозной характеристики в алгоритм управления системы, необходимо произвести расчет ее параметров. В данной работе приведен расчет оптимальной тепловозной характеристики для использования ее в микропроцессорных системах управления электропередачей тепловозов с целью обеспечения минимального расхода топлива с учетом времени работы тепловозов на различных режимах.

Тепловозную характеристику, обеспечивающую минимальный удельный расход топлива, согласно исследованиям Коссова Е. Е. [1] наиболее точно можно описать параболической зависимостью.

Таким образом, представим тепловозную характеристику в следующем виде:

$$(N_e - N_{e0}) = k_1 \left(n - n_0\right) + k_2 \left(n - n_0\right)^2, \tag{1}$$

где N_e – мощность дизеля; N_{e0} – мощность дизеля в опорной точке; k_1, k_2 – параметры уравнения; n – частота вращения коленчатого вала дизеля; n_0 – частота вращения коленчатого вала дизеля в опорной точке.

Уравнение (1) представляет семейство кривых (рисунок 1), проходящих через точку D_j $(N_{e0}{}^j, n_0{}^j)$.

В качестве опорных точек D_j $(N_{e0}{}^j, n_0{}^j)$ выбираем следующие [2]:

D_1 $(N_{e0}{}^{(1)}, n_0{}^{(1)})$ – точка, соответствующая минимальному расходу топлива ($b_e(n) \rightarrow \min$);

D_2 $(N_{e0}{}^{(2)}, n_0{}^{(2)})$ – точка, соответствующая холостому режиму работы дизеля;

D_3 $(N_{e0}{}^{(3)}, n_0{}^{(3)})$ – точка, соответствующая номинальному расчетному значению мощности N_e.

В соответствии с уравнением (1) можно записать:

$$N_{ei} = N_{e0}{}^{(j)} + k_1{}^{(j)} \left(n_i{}^{(j)} - n_0{}^{(j)}\right) + k_2{}^{(j)} \left(n_i{}^{(j)} - n_0{}^{(j)}\right)^2. \tag{2}$$

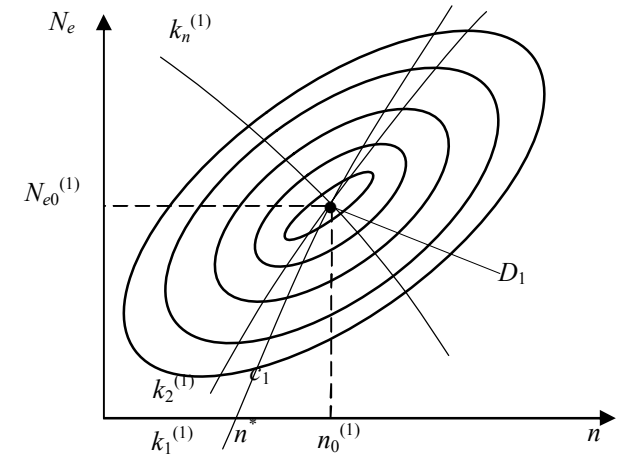
При расчете оптимальной тепловозной характеристики дизеля предлагается использовать следующие критерии [1, 3]:

$$K_{э1} = \frac{\sum_{i=1}^{n} b_{ei} N_{ei} P_i}{\sum_{i=1}^{n} N_{ei} P_i} \Rightarrow \min; \tag{3}$$

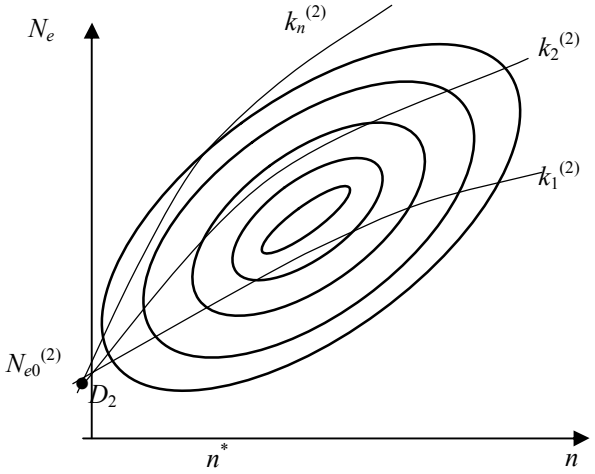
$$K_{э2} = \sum_{i=1}^{n} b_{ei} P_i \Rightarrow \min; \tag{4}$$

$$K_{э3} = \frac{b_1 P_1 + \sum_{i=2}^{n} 2^{i-2} b_{ei} P_i}{2^{n-1}} \Rightarrow \min, \tag{5}$$

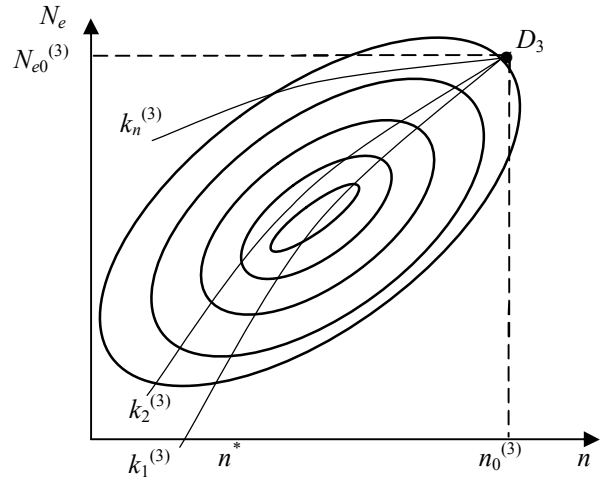
где b_{ei} – удельный расход топлива на i-м участке частоты вращения коленчатого вала дизеля; N_{ei} – мощность дизеля на i-м участке частоты вращения коленчатого вала дизеля; P_i – вероятность работы дизеля на i-м участке частоты вращения коленчатого вала.



а



б



в

Рисунок 1 – Схема расположения опорных точек на универсальной характеристике дизеля:
а, б, в – для опорных точек D_1, D_2, D_3 соответственно

Для оценки эффективности критериев $K_{э1}$, $K_{э2}$, $K_{э3}$ и рациональности выбора опорной точки производится расчет тепловозной характеристики по всем критериям для каждой опорной точки.

Величина удельного расхода топлива b_{ei} в зависимости от мощности дизеля для каждого значения скорости вращения n_i вычисляется по уравнению:

$$b_{ei} = a_{0i} + a_{1i} N_{ei} + a_2 N_{ei}{}^2, \tag{6}$$

где a_0, a_1, a_2 – параметры, зависящие от частоты вращения n_i.

Универсальная характеристика дизеля, представленная в виде $b_e = f(N_e)$ (выражение (6), приводит задачу выбора экономической характеристики к оптимизации по одному параметру – удельному расходу топлива, что существенно упрощает задачу выбора оптимальных режимов работы дизеля.

Значения коэффициентов a_0, a_1, a_2 находим методом наименьших квадратов.

Подставляем в выражение (6) вместо N_{ei} выражение (2) и получаем:

$$b_{ei} = a_{0i} + a_{1i}\left[N_{e0} + k_1(n_i - n_0) + k_2(n_i - n_0)^2\right] + a_{2i}\left[N_{e0} + k_1(n_i - n_0) + k_2(n_i - n_0)^2\right]^2. \tag{7}$$

Вероятность P_i находим по известной функции распределения плотности вероятностей $f(T)$, где T – случайная величина, определяющая время работы дизеля в зависимости от частоты вращения n_i.

$$P_i = \int_{\frac{T_{i-1}+T_i}{2}}^{\frac{T_{i+1}+T_i}{2}} f(T)\,\mathrm{d}T. \tag{8}$$

Подставляя выражения (7) и (8) в (3), (4), (5) для каждого критерия – $K_{э1}$, $K_{э2}$, $K_{э3}$, находим параметры k_1, k_2 для каждой опорной точки – D_1, D_2, D_3 – из условия экстремума:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial K_{эi}{}^j}{\partial k_{1i}{}^j} = 0; \\ \dfrac{\partial K_{эi}{}^j}{\partial k_{2i}{}^j} = 0. \end{cases} \tag{9}$$

Подставляем рассчитанные значения параметров k_1, k_2 в выражение (2), строим для каждой опорной точки – D_1, D_2, D_3 – три кривых, соответствующие критериям $K_{э1}$, $K_{э2}$, $K_{э3}$.

Результаты расчетов характеристик для дизелей 10Д100, 5Д49, ПД1М приведены на рисунках 2 – 4.

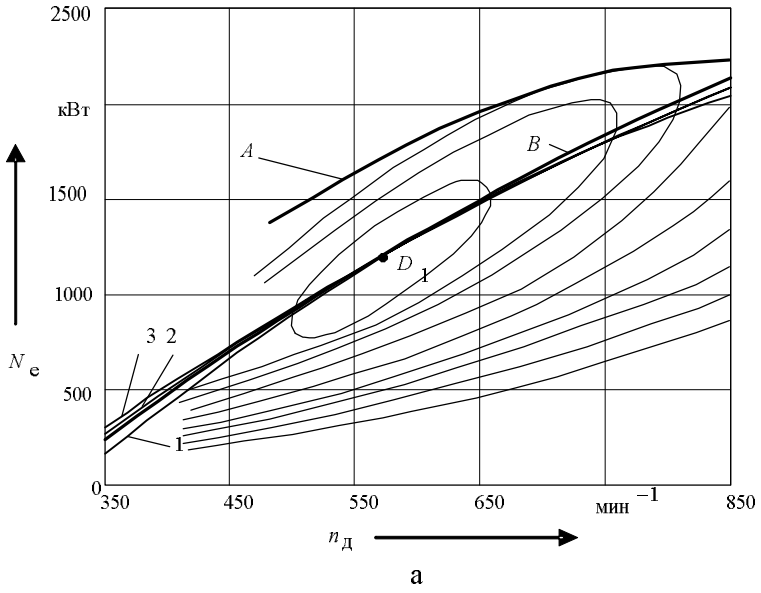
Сравнение полученных характеристик можно провести по величине математического ожидания удельного расхода топлива, результаты расчетов которого приведены в таблице.

Наименьшая величина математического ожидания удельного расхода топлива получается для дизелей:

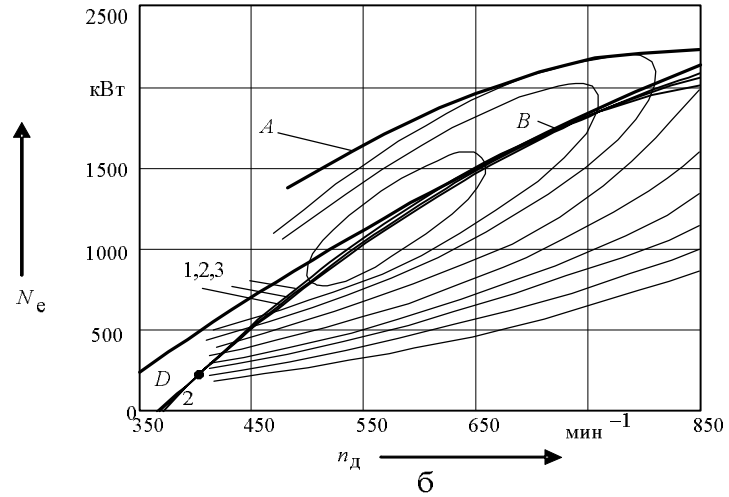
10Д100 – кривая, рассчитанная по критерию $K_{э2}$ и проходящая через опорную точку D_1;

5Д49 – кривая, рассчитанная по критерию $K_{э2}$ и проходящая через опорную точку D_2;

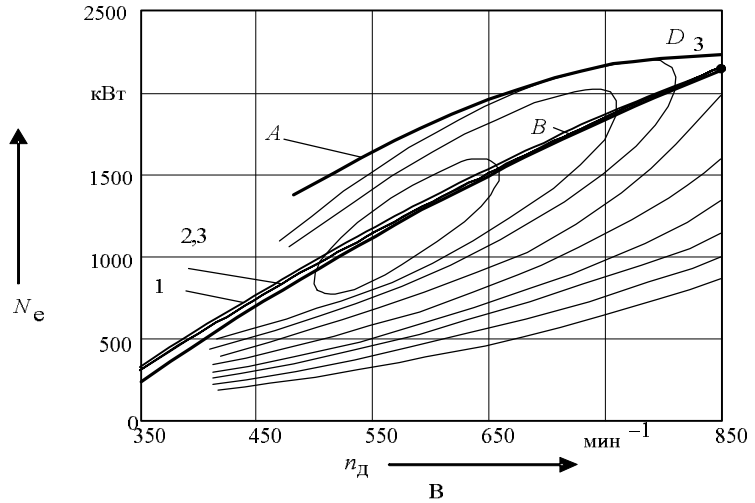
ПД1М – кривая, рассчитанная по критерию $K_{э2}$ и проходящая через опорную точку D_1.



а



б



в

Рисунок 2 – Параболы, рассчитанные по критериям оптимизации для дизеля 10Д100:
а, б, в – для первой, второй и третьей опорных точек соответственно;
А, В – внешняя и экономическая характеристики; 1, 2, 3 – для критериев $K_{э1}$, $K_{э2}$ и $K_{э3}$

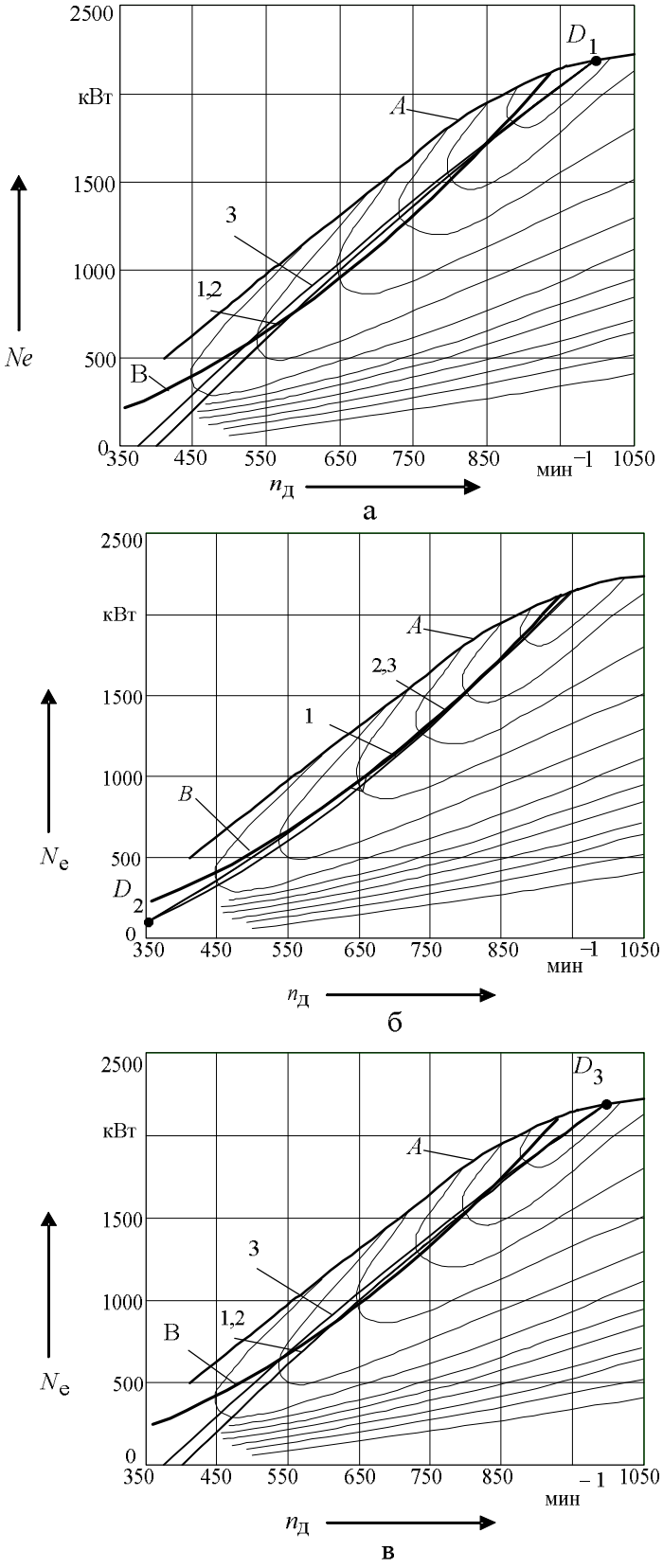
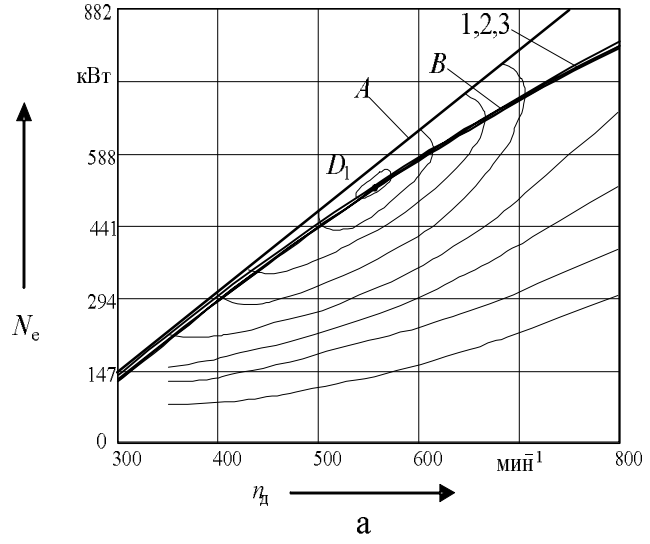
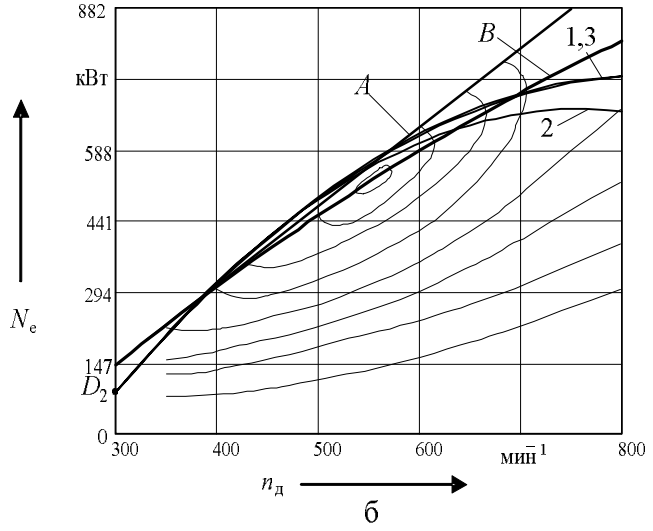


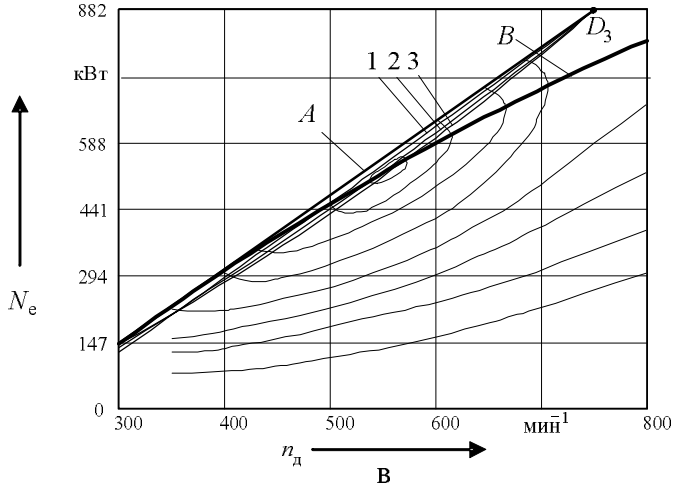
Рисунок 3 – Параболы, рассчитанные по критериям оптимизации для дизеля 5Д49:
а, б, в – для первой, второй и третьей опорных точек соответственно;
А, В – внешняя и экономическая характеристики; 1, 2, 3 – для критериев $K_{э1}$, $K_{э2}$ и $K_{э3}$



а



б



в

Рисунок 4 – Параболы, рассчитанные по критериям оптимизации для дизеля ПД1М:
а, б, в – для первой, второй и третьей опорных точек соответственно;
А, В – внешняя и экономическая характеристики; 1, 2, 3 – для критериев $K_{э1}$, $K_{э2}$ и $K_{э3}$

Математическое ожидание удельного расхода топлива, рассчитанное по критериям оптимизации, г/кВт·ч

Тип дизеля	Критерии	Точка		
		D_1	D_2	D_3
10Д100	$K_{э1}$	223,063	223,152	223,178
	$K_{э2}$	**223,042**	223,121	223,147
	$K_{э3}$	223,043	223,127	223,149
5Д49	$K_{э1}$	210,051	209,464	210,051
	$K_{э2}$	209,364	**209,223**	209,364
	$K_{э3}$	209,572	209,224	209,572
ПД1М	$K_{э1}$	221,623	221,722	221,701
	$K_{э2}$	**221,614**	221,735	221,682
	$K_{э3}$	221,615	221,756	221,688

Можно сделать вывод о том, что наиболее оптимальным является критерий $K_{э2}$, а рассчитанные по этому критерию характеристики будут наиболее экономичными.

Значения математического ожидания удельного расхода топлива для всех опорных точек отличаются друг от друга незначительно, но для управления тепловозом наиболее подходящей является характеристика, проходящая через опорную точку D_2, так как эта точка соответствует холостому ходу дизеля.

Таким образом, подводя уровень тепловозной характеристики дизеля к полученной оптимальной кривой посредством микропроцессорной системы управления электропередачей тепловоза, можно добиться наиболее экономичной работы тепловозного дизеля в эксплуатации.

Список литературы

1. Коссов, Е. Е. Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов [Текст] / Е. Е. Коссов, С. И. Сухопаров. – М.: Интекст, 1999. – 184 с.

2. Володин, А. И. Выбор критериев оптимизации универсальных характеристик дизель-генераторных установок тепловозов [Текст] / А. И. Володин, В. Ф. Кузнецов, Хан Рен Ир // Методы и алгоритмы прикладной математики в технике, медицине и экономике: Межвуз. сб. науч. тр. / Новочеркасский гос. ун-т. – Новочеркасск, 2005. – Вып. 5. – С. 28.

3. Володин, А. И. Топливная экономичность силовых установок тепловозов [Текст] / А. И. Володин, Г. А. Фофанов. – М: Транспорт, 1979. – 126 с.

УДК 621.332.531

Е. М. Дербилов, С. В. Заренков, О. А. Ходунова

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ТОКОСЪЕМА В ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЛЕТАХ СОПРЯЖЕНИЙ АНКЕРНЫХ УЧАСТКОВ ЦЕПНЫХ КОНТАКТНЫХ ПОДВЕСОК

В статье рассмотрены основные причины возникновения отказов на сопряжениях анкерных участков цепных контактных подвесок. Приведена классификация параметров, показателей, характеристик и критериев плавности перехода с одной контактной подвески на другую в сопряжениях анкерных участков. Предложены и описаны меры по повышению качества токосъема в переходных пролетах сопряжений.

При увеличении скоростей движения большое внимание уделяется конструкции и методам расчета переходных пролетов в сопряжениях анкерных участков, так как именно они становятся причиной ограничения скорости движения [1]. Современная тенденция увеличе-

ния скоростей требует рассмотрения сопряжений не как отдельных, редко расположенных на пути токоприемника участков контактной сети, а как штатных конструкций, встречающихся на пути токоприемника два – три раза в минуту, что служит причиной увеличения разброса контактного нажатия, искрения, повышенного износа контактных проводов в зоне сопряжения и др.

Сопряжением анкерных участков называют соединение двух смежных участков контактной подвески, обеспечивающее беспрепятственный переход токоприемников электроподвижного состава с одного из них на другой. Разделение на анкерные участки и их сопряжение необходимы для компенсации температурных и упругих удлинений проводов, улучшающей токосъем; локализации мест повреждений на перегоне; секционирования (при их совпадении по схеме) [2].

При движении электроподвижного состава по сопряжениям анкерных участков полозы токоприемников сначала скользят по контактным проводам одного анкерного участка, затем (между переходными опорами) касаются проводов обоих участков. Условия токосъема в переходных пролетах ухудшены, так как имеет место концентрация приведенной массы и жесткости контактных подвесок из-за крепления на проводах в переходных пролетах экранирующих полос, защищающих воздушные промежутки от пережогов. Для улучшения условий токосъема применяют полимерные изоляторы, уменьшающие уклон проводов, обеспечивают поочередный подхват проводов токоприемниками и т. д. [2].

Однако применяемые в настоящее время меры по улучшению качества токосъема в переходных пролетах сопряжений анкерных участков являются недостаточными. Свидетельством тому являются результаты проведенного анализа отказов технических средств Омской дистанции электроснабжения Западно-Сибирской железной дороги по итогам работы за 3,5 года (с 2007 по 2010 г.). Наибольшее число отказов в работе технических средств составляют устройства контактной сети (рисунок 1).

В числе основных причин нестабильности положения с обеспечением безопасности движения можно назвать сверхнормативные сроки использования основных фондов и то, что темпы старения оборудования и устройств электроснабжения опережают темпы обновления.

Для анализа нарушений работы Омской дистанции электроснабжения выполнен мониторинг отказов в работе контактной сети за названный выше период времени. По контактной сети зафиксировано наибольшее количество повреждений сопряжений анкерных участков и воздушных стрелок контактной сети – 14 случаев, или 38 %, и обрывов проводов контактной подвески (несущего, контактного и усиливающего) – 11 случаев, или 30 % (рисунок 2).

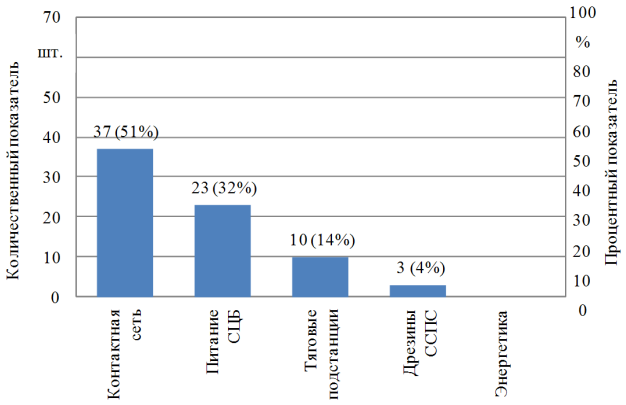


Рисунок 1 – Отказы в работе технических средств Омской дистанции электроснабжения по видам устройств

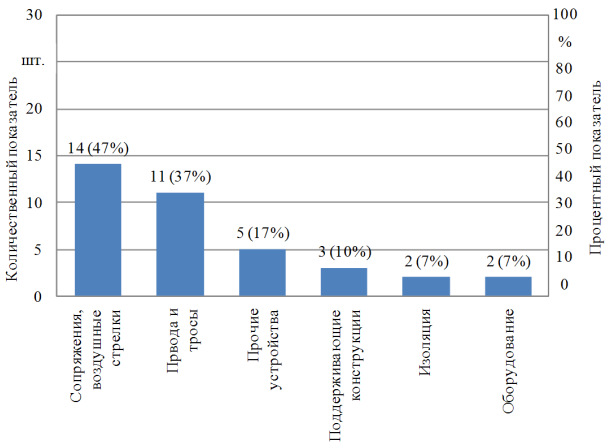


Рисунок 2 – Анализ отказов контактной сети в Омской дистанции электроснабжения по видам устройств

Отказы, произошедшие на сопряжениях анкерных участков и на воздушных стрелках контактной сети, имеют в первую очередь эксплуатационный характер, более половины из которых – девять повреждений (64 %) – произошло из-за неправильной регулировки поло-

жения проводов контактной подвески, по два отказа допущено из-за нарушения работы компенсирующих и фиксирующих устройств и один отказ отнесен к прочим причинам.

Детальный анализ и исследование повреждений контактной сети на сопряжениях анкерных участков позволил выявить следующие основные причины их возникновения:

– разрегулировка элементов сопряжений в связи с особенностями их конструкций;

– изменение натяжения проводов и длины переходной зоны в зависимости от температуры;

– отсутствие в типовых проектах жестких требований по расстановке поперечных соединителей и струн в зоне сопряжения;

– несовершенство методов расчета и монтажа сопряжений анкерных участков;

– повышение скоростей движения и тяговых нагрузок электроподвижного состава.

Прежде чем описывать меры по улучшению качества токосъема в переходных пролетах, необходимо выявить параметры и показатели сопряжений контактных подвесок, которые в значительной степени влияют на процесс взаимодействия токоприемника с контактной сетью в зоне сопряжения при движении электроподвижного состава.

Классификация параметров, динамических показателей, статических характеристик и критериев плавности перехода с одной контактной подвески на другую в сопряжениях анкерных участков контактной сети приведена на рисунке 3.

Рисунок 3 – Классификация параметров, показателей, характеристик и критериев плавности перехода с одной контактной подвески на другую в сопряжениях анкерных участков

Количество переходных пролетов на сопряжениях анкерных участков определяется расчетной длиной зоны подъема контактных проводов и требованиями к плавности перехода токоприемника с контактного провода одного анкерного участка на контактный провод другого анкерного участка. В настоящее время нет единого мнения по количеству переходных пролетов в сопряжениях скоростных контактных подвесок. Увеличение количества переходных пролетов способствует уменьшению угла, под которым токоприемник встречает контактный провод следующей по ходу движения контактной подвески. Минимальное количество переходных пролетов позволяет сократить протяженность зоны повышенной жесткости, в которой токоприемник взаимодействует одновременно с двумя контактными подвесками.

Подобные проблемы возникают при определении допустимого возвышения точки пересечения осей контактных подвесок в переходном пролете, при выборе оптимальной величины возвышения нерабочих контактных подвесок над рабочими на переходных опорах, при решении необходимости наличия рессорных тросов в конструкции контактных подвесок на сопряжениях анкерных участков, при выборе оптимального расстояния между сопрягаемыми контактными подвесками в плане и т. д.

Критериями плавности перехода токоприемника с контактного провода одного анкерного участка на контактный провод другого анкерного участка являются угол α, под которым токоприемник встречается с ниспадающей ветвью контактного провода следующей по ходу движения подвески и возвышение Δ точки пересечения осей контактных проводов сопрягающихся подвесок в одном переходном пролете относительно прямой, соединяющей между собой оси рабочих контактных проводов на обеих переходных опорах (рисунок 4).

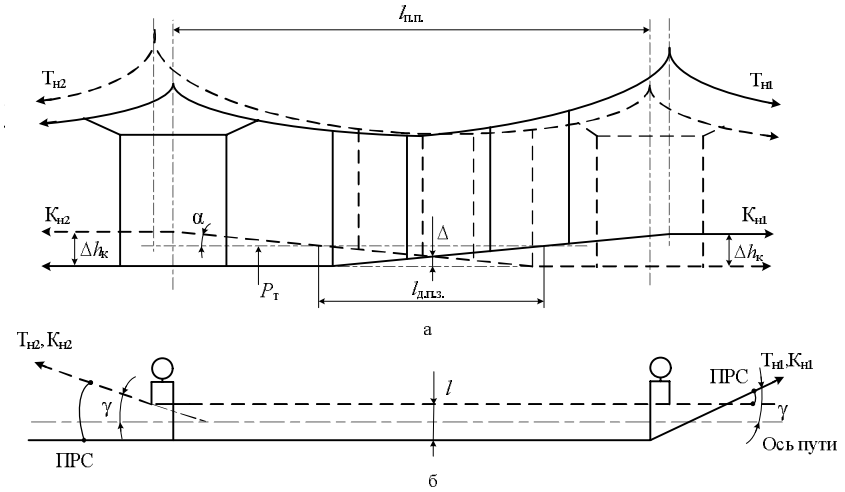


Рисунок 4 – Схема расположения проводов сопрягающихся подвесок в одном переходном пролете неизолирующего сопряжения: а – вид сбоку; б – вид сверху

В настоящее время не существует объективных требований (как российских, так и международных) по допустимой величине угла α при высоких скоростях движения. Минимальный угол α может быть обеспечен, если на сопряжении будет не менее двух переходных пролетов. Значения критериев плавного перехода токоприемника с одной контактной подвески на другую в переходном пролете сопряжения, принятые в странах Европы, приведены в таблице.

Критерии плавного перехода токоприемника с контактного провода одной подвески на контактный провод другой подвески

Тип подвески и скорость движения ЭПС	Критерии плавности перехода	Неизолирующие сопряжения ($\Delta h_к$ = 0,3 м на прямой и $\Delta h_к$ = 0,35 м на кривой)		Изолирующие сопряжения ($\Delta h_к$ = 0,35 м на прямой и кривых)	
		один переходной пролет	два переходных пролета	один переходной пролет	два переходных пролета
Полукомпенсированные и компенсированные: М-120 + МФ-100, М-120 + 2МФ100. $V_{ЭПС} \le 120$ км/ч	$\alpha \le 0{,}7°$, $0 \le \Delta \le 40$ мм	40 м $\le l_{П1} \le$ 70 м	35 м $\le l_{П1}, l_{П2} <$ <40 м	55 м $\le l_{П1} \le$ ≤70 м	45 м $\le l_{П1}$, $l_{П2} <$ 55 м
Компенсированные: М-120 + НлФ(МФ)-100, М-120 + 2НлФ(2МФ)-100. 120 км/ч < $V_{ЭПС} \le$ 160 км/ч	$\alpha \le 0{,}7°$, $0 \le \Delta \le 40$ мм	45 м $\le l_{П1} \le$ 70 м	35 м $\le l_{П1}, l_{П2} <$ <45 м	65 м $\le l_{П1} \le$ ≤70 м	45 м $\le l_{П1}$, $l_{П2} <$ 65 м

В Омском государственном университете путей сообщения (ОмГУПСе) на протяжении многих лет ведется работа по улучшению качества токосъема при высоких скоростях движения электроподвижного состава, в том числе и в переходных пролетах контактной сети.

Основными путями повышения надежности токосъема в переходных пролетах скоростных контактных подвесок являются следующие:

использование параметров и показателей сопряжений, полученных в результате расчета методом конечных элементов с учетом расположения в пространстве элементов конструкции сопряжений, а также натяжения и физических свойств проводов, входящих в состав сопрягаемых контактных подвесок;

выбор рациональных мест присоединения питающих фидеров, продольных и поперечных электрических соединителей к контактным подвескам;

использование специальных устройств для выравнивания эластичности в переходном пролете;

экспериментальная проверка параметров и показателей сопряжений перед вводом участка в эксплуатацию;

дооснащение эксплуатирующихся на данном участке токоприемников системой автоматического регулирования нажатия.

Подробно вопросом аналитического определения эластичности контактных подвесок в трех- и четырехпролетных изолированных и неизолированных сопряжениях занимались доктора техн. наук В. А. Вологин [1] и В. П. Михеев [2]. Однако предложенные ими методы не позволяют достоверно рассчитывать эластичность в переходных пролетах современных скоростных контактных подвесок. Традиционные методы используют приближенные формулы и эмпирические коэффициенты, полученные во времена СССР экспериментально для широко применяемых типовых контактных подвесок, рассчитанных на скорости до 160 км/ч.

Развитие вычислительной техники в последние десятилетия позволило построить детальные математические модели взаимодействия токоприемников и контактной подвески – как статические, так и динамические. Названные модели позволяют определять параметры системы токосъема с высокой точностью, в том числе – рассчитывать эластичность контактной подвески [3].

Для математического описания проводов использована модель предварительно натянутого стержня в рамках классической теории Эйлера – Бернулли. Дифференциальное уравнение изгиба такого стержня в локальной системе координат $O'X'Y'$, связанной с осью стержня, имеет вид:

$$EJ\frac{d^4v'}{dx'^4} - H\frac{d^2v'}{dx'^2} + q'(x') = 0, \qquad (1)$$

где x' – продольная координата оси стержня; v' – поперечное перемещение оси стержня; E – модуль упругости; J – момент инерции сечения; H – натяжение; $q'(x')$ – распределенная поперечная нагрузка.

Если пренебречь изгибной жесткостью стержня, выражение (1) преобразуется в дифференциальное уравнение гибкой нити:

$$-H\frac{d^2v'}{dx'^2} + q'(x') = 0\,. \qquad (2)$$

Продольное растяжение проводов описывается уравнением:

$$ES\frac{d^2u'}{dx'^2} + \tau'(x') = 0, \qquad (3)$$

где u' – перемещение вдоль оси провода; S – площадь поперечного сечения провода; $\tau'(x')$ – распределенная продольная нагрузка.

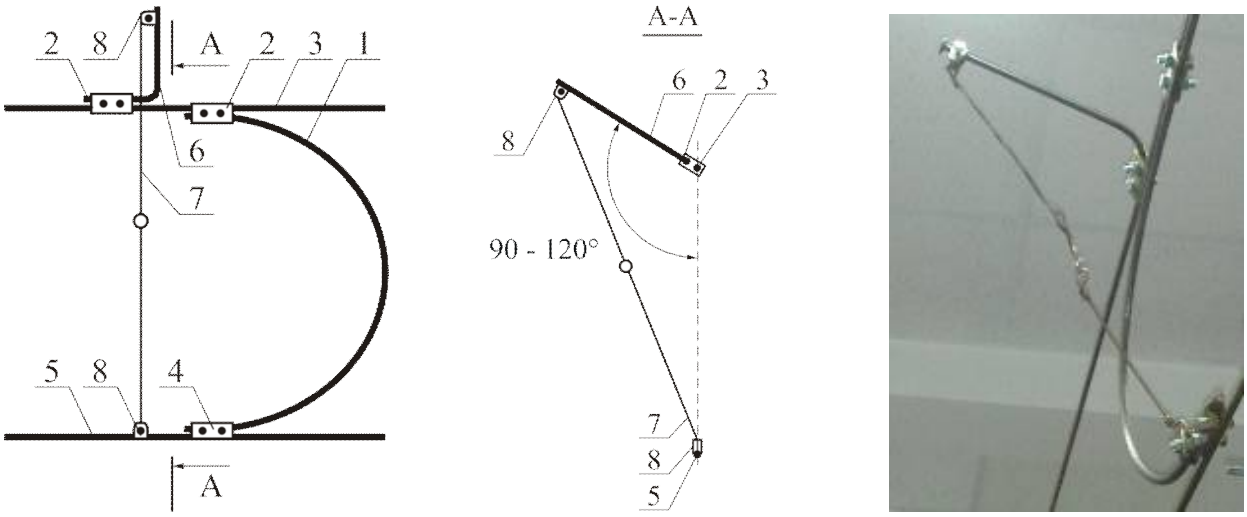
Описание математической модели контактной подвески на основе конечных элементов приведено в статье [4].

Предлагаемый метод расчета эластичности в переходных пролетах, в отличие от ранее применявшихся, не содержит специальных эмпирических формул и коэффициентов, позволяет гибко задавать параметры контактной подвески и обеспечивает значительно лучшую точность. С помощью разработанной пространственной модели сопряжений контактных подвесок появилась возможность рассчитывать параметры и показатели сопряжений с учетом расположения в пространстве элементов их конструкции, а также натяжения и физических свойств проводов, входящих в состав сопрягаемых контактных подвесок, выбирать рациональные места присоединения питающих фидеров, продольных и поперечных электрических соединителей к контактным подвескам.

Исследования, проведенные в ОмГУПСе, показывают, что эластичность контактной подвески в месте установки поперечных электрических соединителей (ПС) имеет нелинейный характер, поэтому значительные отжатия контактных проводов в зоне крепления ПС токоприемником негативно сказываются на износе контактных пластин и проводов, вызывая удары, поджоги и местный износ устройств токосъема. Применение новых конструкций ПС в переходном пролете сопряжений позволит в значительной степени улучшить эластичность контактных подвесок.

Существующие конструкции ПС имеют следующие недостатки: отсутствуют устройства компенсации нелинейности эластичности, передаваемой на контактную подвеску поперечным соединителем в месте его крепления; при монтаже возникают сложности правильного крепления и регулировки в соответствии с проектом.

На рисунке 5 представлены внешний вид и схема подключения предлагаемого ПС рычажного типа [5]. Применение данного ПС позволяет повысить качество токосъема за счет обеспечения равномерной эластичности контактной подвески в месте его крепления. Для достижения указанного эффекта ПС, состоящий из отрезка троса 1, расположенного полукольцом, дополнен Г-образным рычагом 6. Отрезок троса одним концом крепится с помощью соединительного зажима 2 на несущем тросе 3, а другим – с помощью питающего зажима 4 к контактному проводу 5. Одна сторона Г-образного рычага закреплена с помощью соединительного зажима на несущем тросе, а другая – посредством звеньевой струны 7 и струновых зажимов 8 – с контактным проводом. При этом рычаг расположен в плоскости, угол наклона которой по отношению к плоскости контактной подвески находится в диапазоне от 90 до 120°, а ось вращения Г-образного рычага совпадает с осью несущего троса. Г-образный рычаг крепится к несущему тросу с помощью питающего зажима таким образом, чтобы обеспечить скручивание несущего троса вокруг своей оси, создавая вращающий момент в вертикальном направлении. Длина рычага и звеньевой струны определяется расчетным путем.



а б

Рисунок 5 – Поперечный электрический соединитель рычажного типа:
а – схема подключения; б – общий вид

При нажатии токоприемника на контактный провод за счет вращающего момента, создаваемого несущим тросом, происходит поворот рычага в вертикальном направлении и обеспечивается беспрепятственное перемещение контактного провода вверх.

Подбор параметров предлагаемой конструкции поперечного соединителя позволяет обеспечить равномерную его эластичность во всем диапазоне перемещений контактного провода, что значительно улучшает эластичность контактной подвески в целом.

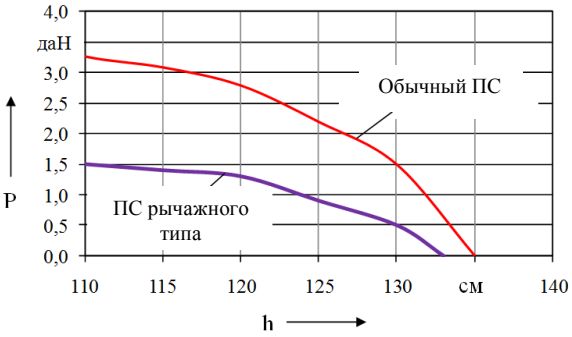


Рисунок 6 – Сравнение эпюр эластичности ПС рычажного типа и обычного ПС

На рисунке 6 приведены эпюры эластичности ПС рычажного типа и обычного ПС.

Эластичность предлагаемого ПС рычажного типа позволит токоприемнику проходить участок контактной подвески при вдвое уменьшенном контактном нажатии, чем при обычном ПС, что свидетельствует о снижении значения жесткости в точке крепления ПС и выравнивании эластичности в пролете контактной подвески. Использование предложенного ПС предполагается в местах локального выравнвания эластичности контактной подвески, требующих особого внимания (воздушные стрелки, сопряжения, средние анкеровки). Поэтому настройка данного ПС не будет вызывать значительных трудностей в процессе эксплуатации.

На рисунке 7 приведены значения эластичности в характерных точках пролета η_{min}, η_{max}, η_{mid} – минимальной, максимальной и под струной в середине пролета. Дополнительно приведены коэффициенты неравномерности эластичности $k_э$, относительной неравномерности U и неравномерности относительно максимального значения в середине пролета под струной U_{mid}.

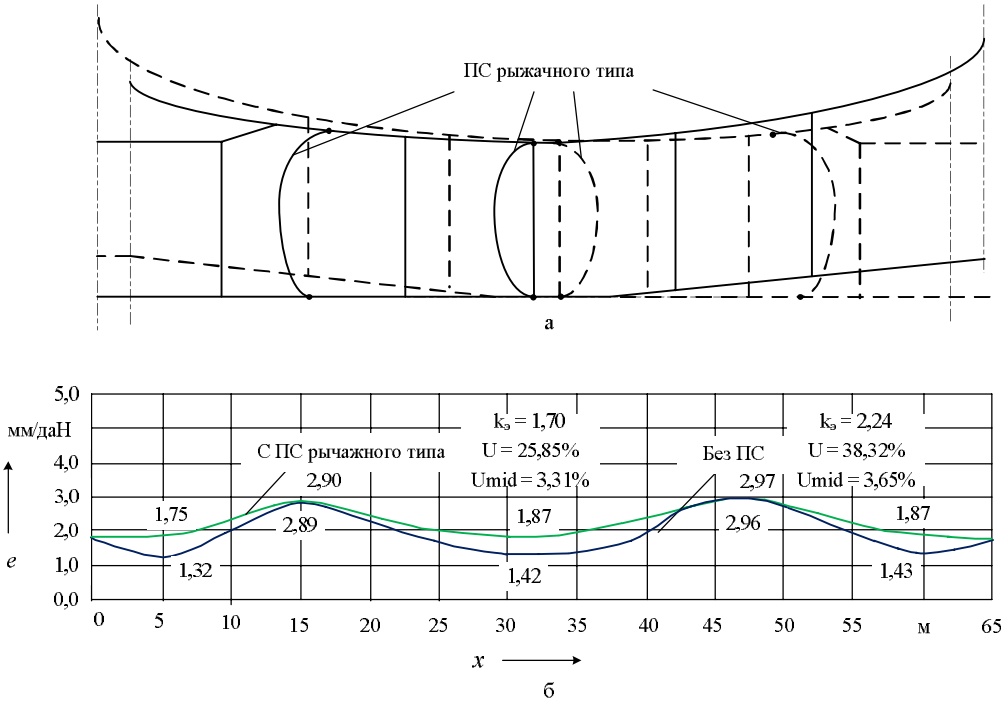


Рисунок 7 – Сравнение эпюр эластичности в переходном пролете сопряжения: а – с установкой ПС рычажного типа; б – без установки ПС

Значения коэффициентов определяются формулами:

$$k_э = \frac{\eta_{max}}{\eta_{min}}; \quad (4)$$

$$U = \frac{\eta_{\max} - \eta_{\min}}{\eta_{\max} + \eta_{\min}} \cdot 100\%; \quad (5)$$

$$U_{\text{mid}} = \frac{\eta_{\text{mid}} - \eta_{\min}}{\eta_{\text{mid}} + \eta_{\min}} \cdot 100\%. \quad (6)$$

Рассмотренные выше меры по повышению качества токосъема в переходных пролетах сопряжений анкерных участков относятся в большей степени к совершенствованию расчетов и конструкции рассматриваемых сопряжений контактных подвесок. Однако следует отметить, что качество токосъема зависит также от конструкции и параметров токоприемников, эксплуатирующихся на данном участке. Следовательно, повысить качество токосъема можно, рассматривая данную проблему относительно конструкции токоприемников электроподвижного состава.

В ОмГУПСе длительное время ведутся работы по проектированию и эксплуатации токоприемников, оснащенных системой автоматического регулирования нажатия [6]. Длина конструктивной переходной зоны (участок переходного пролета, в котором токоприемник движется по двум контактным подвескам одновременно) в значительной степени зависит от силы нажатия токоприемника. Изменяя величину контактного нажатия при проходе токоприемника по сопряжению, можно добиться уменьшения разброса контактного нажатия и скорости распространения поперечной волны в переходном пролете.

По результатам исследования влияния нажатия токоприемника при проходе сопряжений на качество токосъема даны рекомендации по совершенствованию конструкции системы автоматического регулирования для токоприемника АИСТ, разрабатываемого ОмГУПСом в рамках проекта «Разработка и организация высокотехнологичного производства нового магистрального токоприемника для применения на линиях с модернизированной инфраструктурой системы токосъема» (договор № 13.G25.31.0034 от 7 сентября 2010 г.), реализуемого при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации.

В качестве датчика приближения сопряжения рекомендуется использовать видеорегистратор, оснащенный программным обеспечением для распознавания видеоинформации «Техносканер» (Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2008612517 от 21.05.08 / О. А. Сидоров, В. М. Павлов, А. Н. Смердин, А. С. Голубков. Программное обеспечение для распознавания видеоинформации «ТехноСканер 2.0»). Это позволит автоматически подавать сигнал в систему авторегулирования о приближающемся сопряжении по наличию компенсаторных грузов и двух контактных подвесок. Регулирование нажатия токоприемника будет осуществляться автоматически на основе анализа текущей ситуации: скорости движения электроподвижного состава, типа сопряжения и контактной подвески, интенсивности искрения, значения силы нажатия токоприемника при подходе к сопряжению и т. д.

В заключение можно сделать вывод о целесообразности применения разработанных мер по совершенствованию расчетов и конструкций сопряжений анкерных участков и токоприемников электроподвижного состава как в проектных организациях, так и в условиях эксплуатации для обеспечения надежного, экономичного и экологичного токосъема в переходных пролетах сопряжений анкерных участков цепных контактных подвесок.

Список литературы

1. Вологин, В. А. Взаимодействие токоприемников и контактной сети [Текст] / В. А. Вологин. – М.: Интекст, 2006. – 256 с.

2. Михеев, В. П. Контактные сети и линии электропередачи: Учебник [Текст] / В. П. Михеев. М.: Маршрут, 2003. – 416 с.

3. Кудряшов, Е. В. Проектирование контактных подвесок на основе статических конечноэлементных моделей [Текст] // Актуальные проблемы проектирования и эксплуатации

контактных подвесок и токоприемников электрического транспорта: Сб. науч. ст. с междунар. участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – С. 196 – 206.

4. Кудряшов, Е. В. Метод расчета эластичности контактной подвески на основе простой конечноэлементной модели. Измерения эластичности [Текст] / Е. В. Кудряшов, С. В. Заренков, О. А. Ходунова // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – № 4 (8). – С. 16 – 26.

5. Пат. № 110343 на полезную модель (РФ), МПК В 60 М 1/225. Поперечный электрический соединитель контактной сети / О. А. Сидоров, А. Н. Смердин, И. Е. Чертков, С. В. Заренков, А. В. Тарасенко, Е. М. Дербилов. Заявлено 20.05.2011; Опубл. 20.11.2011. Бюл. № 32.

6. Пат. № 83970 на полезную модель (РФ), МПК В 60 L 5/00, В 60 L 5/02. Токоприемник электроподвижного состава / О. А. Сидоров, И. Е. Чертков, А. Е. Аркашев, Е. М. Дербилов. Заявлено 15.12.2008; Опубл. 27.16.2009. Бюл. № 18.

УДК 629.47:658.2

С. М. Овчаренко, П. С. Корнеев, В. А. Четвергов

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ НА РАСХОД ТОПЛИВА ДИЗЕЛЕМ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

В статье приведены результаты исследования параметров переходных процессов тепловозного дизеля ПД1М. Получена теоретическая модель расчета коэффициента влияния переходных процессов дизеля на расход топлива. Исследовано влияние количества переходных процессов на расход топлива по результатам опытных поездок.

Эксплуатация маневровых локомотивов связана с частой сменой режима работы дизель-генераторной установки (ДГУ). По данным источника [1] общая продолжительность работы дизеля маневрового тепловоза на переходных режимах может достигать 20 – 40 % от общего времени работы. Анализ экспериментальных данных, полученных по нескольким локомотивным депо промышленного железнодорожного транспорта, позволяет утверждать, что за 10 – 12 ч работы маневрового локомотива количество переключений n позиций контроллера машиниста (переходных процессов) может достигать 2500 (рисунок 1).

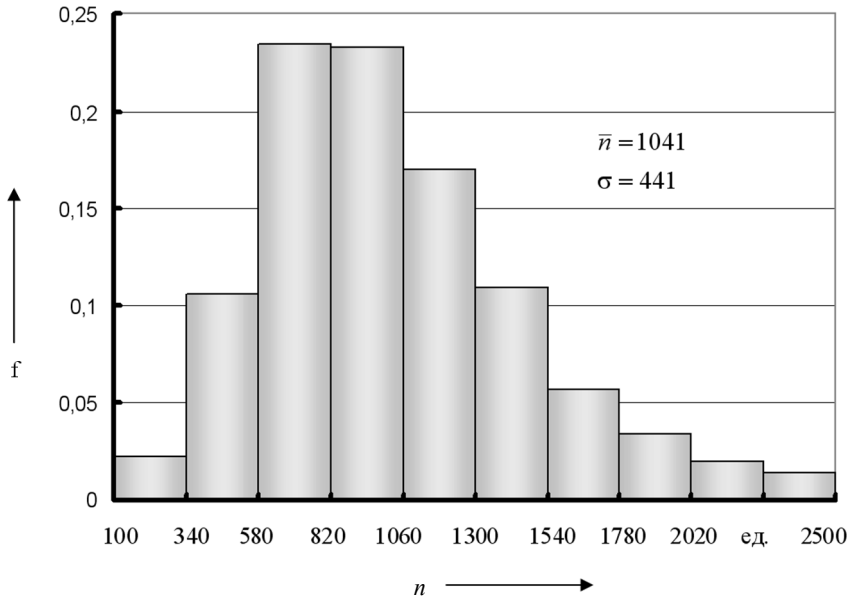


Рисунок 1 – Диаграмма распределения количества переключений позиций контроллера машиниста за смену для маневрового локомотива

Увеличение количества переходных процессов (ПП) негативно сказывается на общем расходе топлива тепловозом за смену. При переводе рукоятки контроллера машиниста с позиции на позицию объединенный регулятор частоты вращения коленчатого вала и мощности управляет подачей топлива, перемещая рейки топливных насосов высокого давления (ТНВД). Перемещаясь, рейка поворачивает плунжер топливного насоса, в результате чего изменяется позиционирование кромки 1 (рисунок 2) относительно отверстия 2, через которое топливо заполняет надплунжерное пространство. Рабочий ход плунжера увеличивается (уменьшается) и в камеру сгорания подается соответствующее количество дизельного топлива. На рисунке 3 представлена зависимость цикловой подачи топлива (b, г) от выхода рейки топливного насоса (h, мм) для дизеля ПД1М.

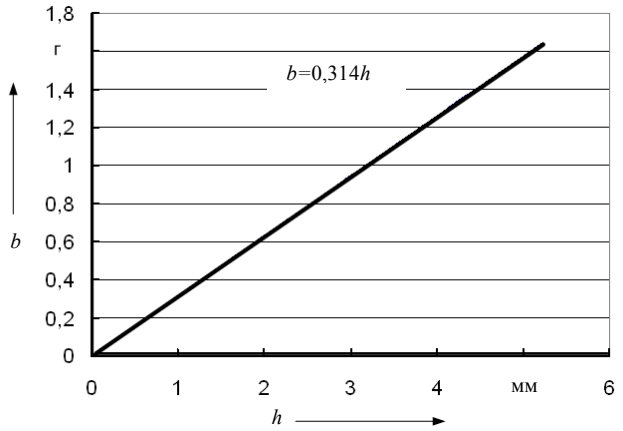


Рисунок 2 – Зависимость цикловой подачи топлива от активного хода плунжера ТНВД

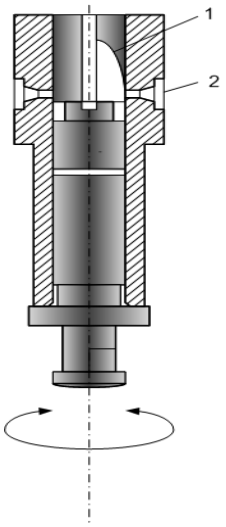


Рисунок 3 – Плунжер топливного насоса высокого давления

Процесс стабилизации частоты вращения коленчатого вала дизеля, соответствующий установленному режиму работы ДГУ, происходит в течение некоторого времени при повышенном расходе топлива. В работе [2] приведено уравнение для приближенной оценки разности цикловой подачи топлива в переходном и установившемся режимах работы ДГУ:

$$\Delta q_{\text{ц}} = J_{\Sigma} \frac{dP_{\text{Г}}}{dt} \left(\frac{\partial M_{\text{Г}}}{\partial \omega_{\text{Д}}} \omega_{\text{Д}} + M_{\text{Г}} \right)^{-1} H_u^{-1} \eta_e^{-1} \omega_{\text{Д}}^{-1} z \pi \tau , \qquad (1)$$

где J_{Σ} – момент инерции вращающихся масс дизель-генератора и вспомогательного оборудования тепловоза с приводом от дизеля;

$P_{\text{Г}}$ – мощность тягового генератора;

t – время;

$M_{\text{Г}}$ – момент, передаваемый валу генератора;

$\omega_{\text{Д}}$ – угловая скорость коленчатого вала дизеля;

H_u – теплотворная способность топлива;

η_e – эффективный КПД дизеля в установившемся режиме;

z – число цилиндров дизеля;

τ – коэффициент тактности дизеля.

Учитывая, что в переходном режиме параметры рабочего процесса изменяются, применение приведенного выражения для расчета коэффициента влияния ПП на расход топлива дизелем в практических расчетах затруднено.

Для оценки степени влияния количества переключений контроллера машиниста на увеличение расхода топлива на кафедре «Локомотивы» ОмГУПСа проведены экспериментальные исследования на маневровых тепловозах при осуществлении реостатных испытаний. На рейку топливного насоса устанавливался индуктивный датчик перемещения, который позволял фиксировать выход рейки с дискретностью 1 мм и максимальным перемещением до 60 мм при максимально возможном выходе реек 40 мм. Перемещение реек фиксировалось через 0,1 с. На рисунках 4 и 5 представлены графики временной реализации перемещения реек топливного насоса при ПП дизеля типа ПД1М тепловоза серии ТЭМ2, полученной по результатам эксперимента в режиме нагрузки и холостого хода. Набор позиций контроллера машиниста производился от минимальной до максимальной и обратно с выдержкой времени для стабилизации процесса подачи топлива на каждом ПП.

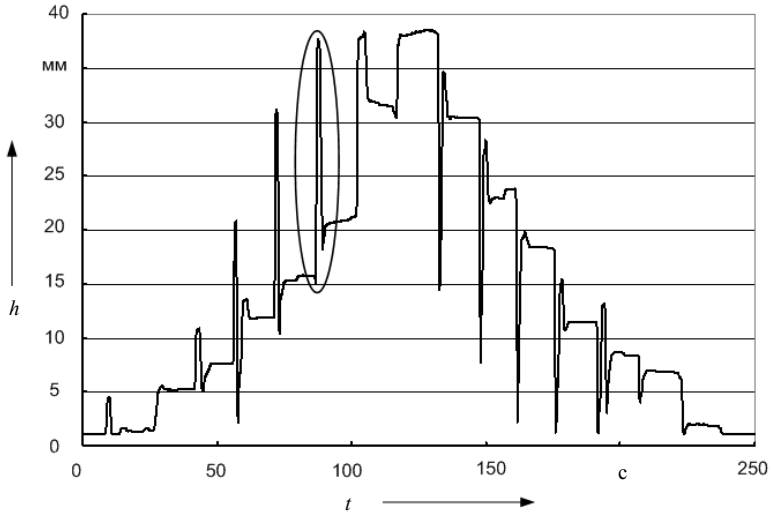


Рисунок 4 – График выхода реек ТНВД при переходных процессах в режиме нагрузки

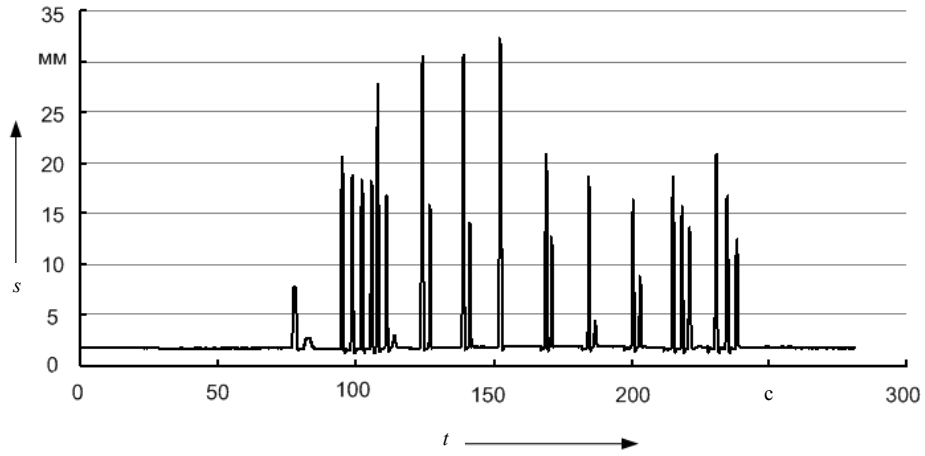


Рисунок 5 – График выхода реек ТНВД при переходных процессах в режиме холостого хода

Так как выход рейки топливного насоса пропорционален цикловой подаче топлива, то для оценки степени влияния ПП на расход топлива дизелем достаточно сравнить площади фигур, ограниченных линией 1 (рисунок 6) при переходном процессе, и прямоугольником 2, характеризующим расход топлива при установившемся процессе.

В результате обработки экспериментальных данных установлено, что длительность ПП для дизеля типа ПД1М тепловоза серии ТЭМ2 в среднем составляет 5 с. Для расчета площади фигуры, ограниченной линией 1 (см. рисунок 6), выход рейки ТНВД при переходном процессе описывался полиномом Лагранжа пятой степени:

$$H(t) = \sum_{i=0}^{5} h_i \prod_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^{5} \frac{t - t_j}{t_i - t_j}. \quad (2)$$

Площадь указанной фигуры получена интегрированием полинома на временном интервале 0 – 5 с.

$$S = \int_0^5 H(t)dt. \quad (3)$$

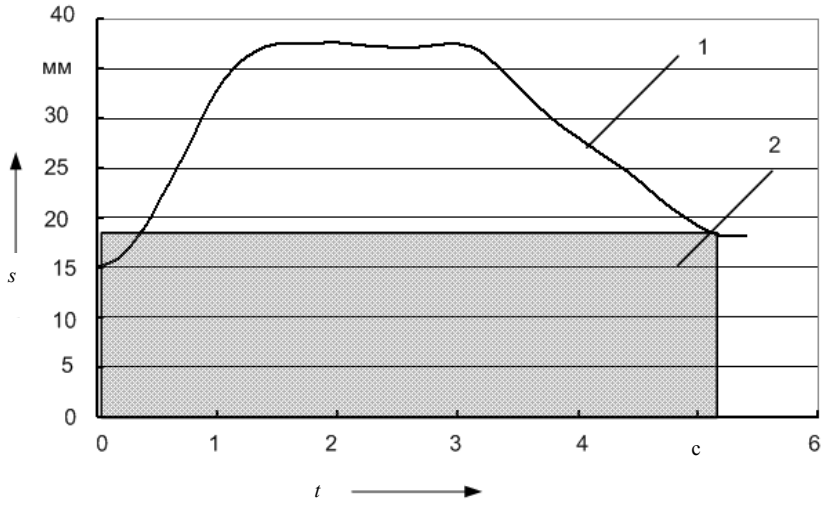


Рисунок 6 – Фрагмент переходного процесса

По результатам обработки данных эксперимента математическое ожидание превышения расхода топлива при ПП в режиме нагрузки относительно установившегося режима принято 43 %, в режиме холостого хода – 25.

При практических расчетах влияние ПП на расход топлива учитывается коэффициентом $K_{\text{П}}$, теоретическое значение которого может быть получено исходя из предположения равенства расчетного расхода топлива дизелем по всем режимам работы ДГУ, скорректированного на коэффициент $K_{\text{П}}$, и расхода топлива с учетом установленных экспериментально степени влияния ПП в режиме нагрузки и холостого хода:

$$\left(\sum_{i=0}^{8} b_{xi} t_{xi} + \sum_{i=1}^{8} b_{ni} N_i t_{ni}\right) K_{\text{П}} = \left(\sum_{i=0}^{8} b_{xi} t_{xi} + \sum_{i=1}^{8} b_{ni} N_i t_{ni}\right) + \sum_{i=0}^{8} b_{xi} \left(d_x - 1\right) n t_{\text{П}} K_x + \sum_{i=1}^{8} b_{ni} \left(d_n - 1\right) n t_{\text{П}} K_n , \quad (4)$$

где i – номер позиции контроллера машиниста;

b_{xi} – расход топлива по позициям контроллера машиниста (КМ) в режиме холостого хода, кг/ч;

b_{ni} – расход топлива по позициям КМ в режиме нагрузки, кг/кВт·ч;

t_{xi} , t_{ni} – время работы ДГУ тепловоза по позициям контроллера машиниста в режиме холостого хода и под нагрузкой соответственно, ч;

$t_{\text{П}} = 0{,}0013$ – установленное время переходного процесса, ч;

d_x, d_n – доля переходных процессов, приходящихся на режим холостого хода и режим нагрузки;

K_x, K_n – коэффициенты влияния переходных процессов на увеличение расхода топлива в режиме холостого хода и нагрузки соответственно;

N_i – мощность ДГУ тепловоза по позициям КМ, кВт;

n – количество переходных процессов.

Следовательно,

$$K_{\text{П}} = 1 + \frac{\sum_{i=0}^{8} b_{xi}\left(d_x - 1\right) n t_{\text{П}} K_x + \sum_{i=1}^{8} b_{ni}\left(d_n - 1\right) n t_{\text{П}} K_n}{\sum_{i=0}^{8} b_{xi} t_{xi} + \sum_{i=1}^{8} b_{ni} N_i t_{ni}}. \quad (5)$$

На рисунке 7 представлены результаты численного моделирования значений коэффициента $K_{\text{П}}$ при изменении количества ПП n от 0 до 2500 и соотношения доли переходных процессов в режимах нагрузки и холостого хода d_n, d_x ($d_n + d_x = 1$).

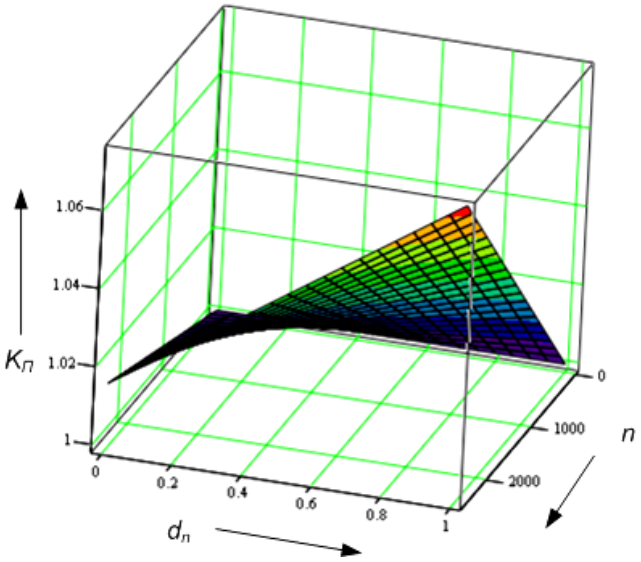


Рисунок 7 – Поверхность значений коэффициента $K_{\text{П}}$ в зависимости от количества переходных процессов и их перераспределения по режимам работы ДГУ

Результаты теоретических расчетов позволяют сделать вывод о том, что за счет увеличения времени работы ДГУ на переходных процессах повышение расхода топлива за смену может достигать 7 %.

В процессе эксплуатации тепловозов на расход топлива оказывают влияние случайные факторы, учесть которые при теоретическом моделировании весьма проблематично. Для оценки влияния ПП на увеличение расхода топлива проведены опытные поездки, при которых фиксировались режимы работы ДГУ тепловоза, количество переходных процессов и фактический расход топлива. При получении зависимости $K'_{\text{П}} = f(n)$ из фактического расхода топлива по расходным характеристикам оценивалось количество топлива, израсходованное ДГУ, а оставшаяся доля топлива относилась к увеличению за счет переходных процессов.

В результате проведения экспериментальных поездок установлено влияние количества ПП ДГУ на расход топлива (рисунок 8). На оси абсцисс на рисунке 8 представлено усредненное количество переключений позиций контроллера машиниста в минуту по результатам поездки, на оси ординат – значение составляющей коэффициента увеличения расхода топлива. Анализ регрессионной зависимости позволяет утверждать, что степень влияния ПП на расход топлива, установленная по результатам опытных поездок, согласуется с результатами теоретических исследований и может достигать 6 – 8 %.

В результате теоретических и экспериментальных исследований установлена степень влияния количества переходных процессов на расход топлива дизелем тепловоза серии

ТЭМ2, что позволяет уточнить оценку фактического расхода топлива за смену при решении задачи нормирования.

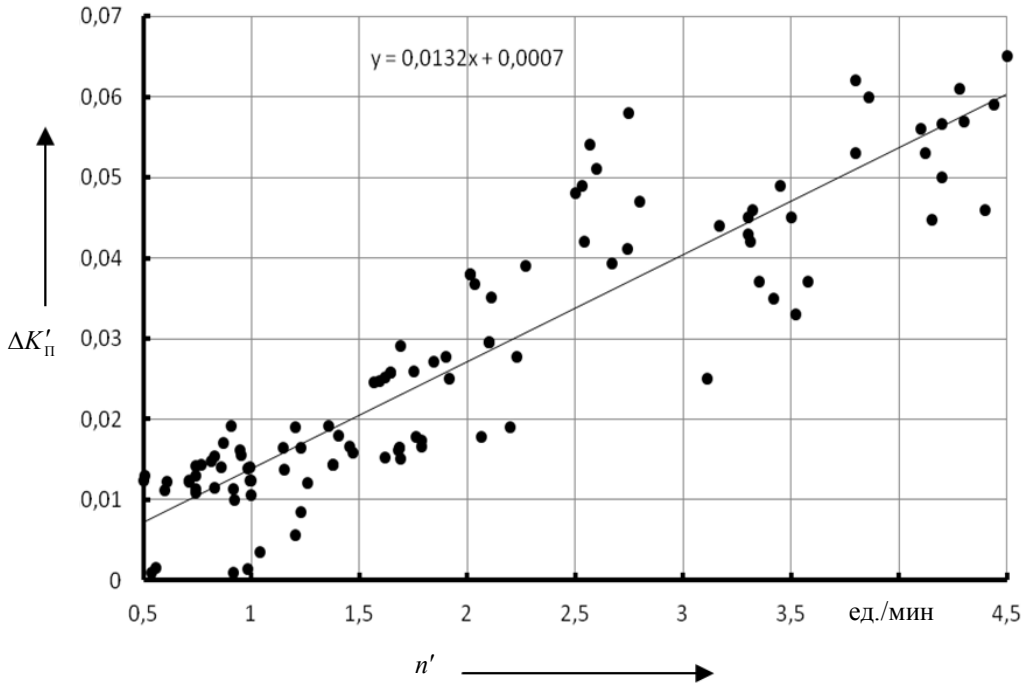


Рисунок 8 – Регрессионная зависимость влияния количества переходных процессов на коэффициент расхода топлива по результатам опытных поездок

Список литературы

1. Хомич, А. З. Экономия топлива и теплотехническая модернизация локомотивов [Текст] / А. З. Хомич, О. И.Тупицын, А. Э. Симсон. – М.: Транспорт, 1975. – 264 с.

2. Коссов, Е. Е. Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов [Текст] / Е. Е. Коссов, С. И. Сухопаров. – М.: Интекст, 1999. – 184 с.

УДК 621.9.004: 621.9.044.2

Д. Ц. Симсиве, Т. Б. Брылова, Ж. В. Симсиве

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ ОБРАБОТКЕ КОЛЕС ПОВЫШЕННОЙ ТВЕРДОСТИ

В статье предложена модель адгезионного износа задней поверхности твердосплавного режущего инструмента при высокоскоростной обработке колес повышенной твердости. Представлены результаты расчета износа режущего инструмента в сравнении с результатами экспериментальных исследований, опубликованных в открытой печати.

Безопасность движения подвижного состава и экономическая эффективность грузоперевозок во многом зависят от эксплуатационной долговечности колесной пары, которая в большинстве случаев определяется контактно-усталостной прочностью и износостойкостью верхних слоев металла обода колеса и качеством ее ремонта. Внедрение «твердых» колес в эксплуатацию с целью продления срока их службы позволило увеличить пробег колесных

пар более чем в 2,5 раза. Вместе с тем, как показывает практика, количество колесных пар, поступающих в ремонт по наличию термомеханических повреждений на поверхности катания колес, не уменьшилось и составляет 62 % от общего числа колесных пар [1]. Данный процесс обусловлен в том числе и существенными изменениями в интенсивности образования и характере дефектов. Начиная с 1989 г. наблюдается интенсивный рост числа браков по выщерблинам (выкрашиванию металла). К 1995 г. их число выросло в 17 раз, а с 2002 г. они стали одним из преобладающих видов брака [2].

Процесс восстановления профиля колес повышенной твердости характеризуется высокими затратами, обусловленными повышенным расходом твердосплавных режущих пластин, который в 3 – 5 раз выше расхода при восстановлении профиля стандартных вагонных колес.

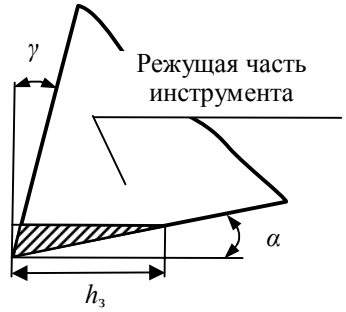


Рисунок 1 – Схема износа инструмента по задней поверхности

Таким образом, проблема продления срока службы колеса и снижение затрат на восстановительные работы является крайне актуальной.

Одним из преимущественных видов износа лезвийного режущего инструмента при высокоскоростной обработке различных групп сталей является износ по его задней поверхности, характеризующийся величиной (высотой) площадки износа $h_з$ (рисунок 1). Основными источниками возникновения данного вида износа являются процессы абразивного, адгезионного и диффузионного износа.

В настоящее время для количественной оценки как указанного вида износа лезвийного режущего инструмента, так и его износа по передней поверхности чаще всего используются эмпирические и полуэмпирические модели, построенные на основе статистической обработки данных экспериментальных исследований и данных производственной эксплуатации инструмента [3]. Несмотря на достаточно широкое распространение моделей подобного вида значительный интерес представляет разработка расчетно-аналитических моделей прогнозирования преимущественных видов износа режущего инструмента.

В данной статье предлагается физико-вероятностная модель износа задней поверхности режущего инструмента при высокоскоростной токарной обработке. Влияние процессов абразивного и диффузионного износа в рамках данной модели не рассматривалось по следующим причинам.

В настоящее время процесс абразивного износа имеет лишь качественное описание, на основании которого формируются различные эмпирические модели его развития.

В существующих же моделях диффузионного износа не в полной мере учитываются факторы самого процесса резания, в частности, отсутствует учет влияния напряженно-деформированного состояния материалов обрабатываемой заготовки и инструмента на коэффициенты диффузии их компонентов.

При разработке предлагаемой модели были приняты следующие основные допущения. Материалы обрабатываемой заготовки и режущих элементов инструмента являются однородными, изотропными, жесткопластичными и для всей этой зоны контакта на задней поверхности режущей части инструмента характеризуются постоянными значениями напряжения текучести инструментального σ_{su} и обрабатываемого $\sigma_{sм}$ материалов. Процесс резания считается установившимся, осуществляется с постоянной скоростью и колебания глубины резания отсутствуют. Это позволяет принять, что распределение температуры $\Theta_з$ в слоях материала режущей части инструмента, прилегающих к задней поверхности, в течение всего времени обработки заготовки T постоянно и оценивается с использованием алгоритма теплофизического анализа А. Н. Резникова [4]. Наряду с этим будем считать, что для любого элементарного времени dt обработки заготовки распределение нормальных и касательных контактных нагрузок на задней поверхности режущего инструмента постоянно и описывается выражениями (рисунок 2) [5]:

$$q(y) = q_{\max.з}\left(1 - \frac{y}{l_з}\right);\ q_{\max.з} = 2\tau_Ф\left(1{,}3 + \gamma\right) + \tau_Ф \sin 2\gamma\,. \qquad (1)$$

Здесь $l_з$ – длина участка контакта задней поверхности режущей части инструмента и материала обрабатываемой заготовки; $q_{\max.з}$ – максимальное нормальное давление на задней поверхности; γ – передний угол режущей части инструмента; $\tau_Ф$ – напряжение сдвига в срезаемом слое при температуре на площадке контакта задней поверхности режущей части инструмента $\Theta_з$ с обрабатываемым материалом [6],

$$\tau_Ф = 0{,}74\sigma_{в.20}6^{0{,}6\cdot\delta_5}\,, \qquad (2)$$

где $\sigma_{в.20}$, δ_5 – предел прочности и относительное удлинение при растяжении материала обрабатываемой заготовки при температуре 20° С.

Напряженное состояние материала режущей части инструмента является плоским.

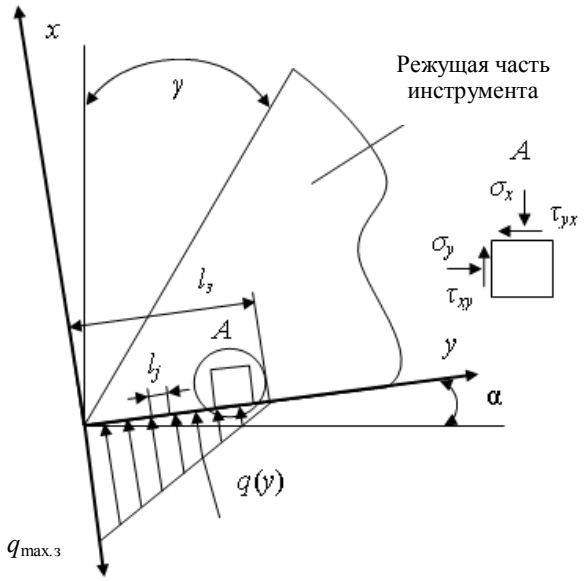


Рисунок 2 – Схема распределения нормальных и касательных контактных нагрузок на задней поверхности режущего инструмента

Величина постоянной трения μ считается неизменной на всей площадке $l_з$ в течение всего интервала времени T.

Разобьем весь участок контакта задней поверхности режущей части инструмента с материалом обрабатываемой заготовки $l_з$ на элементарные участки l_j (j = 1, …, J). В качестве критерия данного разбиения принимается постоянство величины температуры $\Theta_{з.j}$ в пределах участка l_j.

Примем, что объем материала режущей части инструмента dQ_j, удаляемый с участка l_j, за отрезок времени dt вследствие образования и последующего разрушения адгезионных металлических связей (АМС) может быть оценен выражением [7]:

$$dQ_j = v \cdot \delta \cdot p_{I.j} \cdot p_{II.j} \cdot l_j \cdot dt\,, \qquad (3)$$

где v – скорость резания; δ – толщина зоны разрушения АМС в инструменте, принимаемая равной толщине полос скольжения в металлах и инструментальных материалах; $p_{I.j}$ – вероятность образования АМС на рассматриваемой площадке контакта инструмента и материала

обрабатываемой заготовки; $p_{II.j}$ – вероятность смещения зоны разрушения АМС в слои материала инструмента, прилегающие к площадке l_j.

Образование АМС происходит за счет активации контактирующих в процессе обработки поверхностей инструмента и заготовки, что обусловлено преимущественно пластической деформацией элементарных объемов обрабатываемого металла. Уровень данной активации предлагается оценивать мощностью пластической деформации W этих объемов [7]. Будем считать, что уровень активации, достаточный для образования АМС, соответствует мощности W_K, затрачиваемой на полное пластическое смятие поверхностных микронеровностей материала обрабатываемой заготовки в пределах участка его скользящего контакта с инструментом – l_j. При этом

$$W_j / W_{K.j} \approx q_{з.j} / q_{K.j}\,, \tag{4}$$

где $q_{з.j}$ – среднее нормальное давление на участке l_j; $q_{K.j}$ – среднее нормальное давление, необходимое для полного пластического смятия микронеровностей материала обрабатываемой заготовки на участке l_j.

Величина $q_{з.j}$ определялась методом конечных элементов с учетом термонапряжений, возникающих в результате нагрева задней поверхности режущей части инструмента до температуры $\Theta_{з.j}$.

Значение $q_{K.j}$ оценивается выражением [8]:

$$q_{K.j} = 2{,}5\sigma_{-в.j}\left(1-\mu\right); \tag{5}$$

$$\mu = \frac{1}{2\left(1{,}385-\gamma\right)}, \tag{6}$$

где $\sigma_{-в.j}$ – предел прочности на сжатие материала режущей части инструмента при температуре $\Theta_{з.j}$.

Характер расположения зоны разрушения АМС (в материале обрабатываемой заготовки или в материале режущей части инструмента) зависит от чувствительности механизмов разрушения поверхностных слоев инструмента и обрабатываемого металла к субмикродефектам в структуре АМС. Основными характеристиками такой чувствительности являются средние длины критических трещин Гриффитса – Орована [7] в поверхностных слоях участка l_j инструмента $\zeta_{1.j}$ и обрабатываемой заготовки $\zeta_{2.j}$. В первом приближении будем полагать, что

$$\zeta_{1.j} / \zeta_{2.j} \approx \sigma^2_{2.j} / \sigma^2_{1.j}\,, \tag{7}$$

где $\sigma_{1.j}$, $\sigma_{2.j}$ – истинные пределы прочности на разрыв материала режущей части инструмента и материала обрабатываемой заготовки при температуре $\Theta_{з.j}$.

Основываясь на допущении о жесткопластичности материалов обрабатываемой заготовки и инструмента, будем считать, что

$$\sigma_{1.j} \cong \sigma_{sи.j}, \sigma_{2.j} \cong \sigma_{sм.j}, \sigma_{sи.j} \cong \left(0{,}7\ldots 0{,}8\right)\sigma_{и.j}\,, \tag{8}$$

где $\sigma_{sм.j}$, $\sigma_{sи.j}$ – напряжение текучести соответственно материалов обрабатываемой заготовки и режущей части инструмента при температуре $\Theta_{з.j}$; $\sigma_{и.j}$ – предел прочности при изгибе материала режущей части инструмента при температуре $\Theta_{з.j}$.

Вероятности $p_{I.j}$ и $p_{II.j}$ в первом приближении предлагается принять равными вероятностям безотказной работы открытых одноканальных систем массового обслуживания (СМО) [7], функционирование которых моделирует образование и разрушение АМС при следующих предположениях. Требованием на обслуживание в этих СМО является участок (площадка) l_j скользящего контакта инструмента и материала обрабатываемой заготовки. Потоки случайных событий в данных системах полагаются близкими к простейшим. В рассматри-

ваемых СМО возможны только два состояния: состояние «0» – состояние готовности к обслуживанию или завершенного обслуживания и состояние «1» – состояние обслуживания поступившего требования. Режим работы СМО будем считать стационарным. Вероятность безотказной работы такой СМО $p_б$ равна вероятности состояния «0» и определяется выражением [7]:

$$p_б = \left(1 + \lambda_{01} / \mu_{10}\right)^{-1}, \tag{9}$$

где λ_{01} и μ_{10} – интенсивность переходов СМО из состояния «0» в состояние «1» и обратно соответственно.

В СМО, моделирующей условия возникновения АМС, завершение обслуживания поступившего требования означает образование данной связи. Параметры СМО и величина p_{Iij} согласно принятым ранее оценкам условий активизации областей контакта (4), а также (9), определяются выражениями:

$$\lambda_{01.I.j} = a_1 q_{з.j}^{-1}; \tag{10}$$

$$\mu_{10.I.j} = a_1 q_{K.j}^{-1}; \tag{11}$$

$$p_{I.j} = \left(1 + q_{K.j} / q_{з.j}\right)^{-1}. \tag{12}$$

Для СМО, моделирующей условия размещения зоны разрушения АМС, завершение обслуживания поступившего требования означает смещение этой зоны в инструмент, интенсивности $\lambda_{01.II}$ и $\mu_{10.II}$, а также вероятность $p_{II.j}$ с учетом принятых ранее условий расположения зоны разрушения АМС (6) согласно выражению (9) можно рассчитать по уравнениям:

$$\lambda_{01.II.j} = a_2 \zeta_{1.j}^{-1}; \tag{13}$$

$$\mu_{10.II.j} = a_2 \zeta_{2.j}^{-1}; \tag{14}$$

$$p_{II.j} = \left(1 + \sigma_{sм.j}^2 / \sigma_{su.j}^2\right)^{-1}. \tag{15}$$

Здесь a_1, a_2 – некоторые постоянные.

Объем материала режущей части инструмента Q_j, удаляемый с участка l_j его задней поверхности за время обработки заготовки T, определяется интегрированием выражения (3) в предположении о том, что вероятности $p_{I.j}$ и $p_{II.j}$ мало меняются за это время. Тогда

$$Q_j = \int_0^b \int_0^T v\delta p_{I.j} p_{II.j} dtdl = bv\delta p_{I.j} p_{II.j}; \tag{16}$$

$$b = \frac{t}{\sin\varphi\cos\lambda}, \tag{17}$$

где t – глубина резания; b – ширина срезаемого слоя; φ, λ – соответственно главный угол в плане и угол наклона главной режущей кромки инструмента.

Суммарный же объем материала режущей части инструмента Q, удаляемый с его задней поверхности за время обработки заготовки T, определяется выражением:

$$Q = \sum_{j=1}^{J} dQ_j = bv\delta T \sum_{j=1}^{J} p_{I.j} p_{II.j}. \tag{18}$$

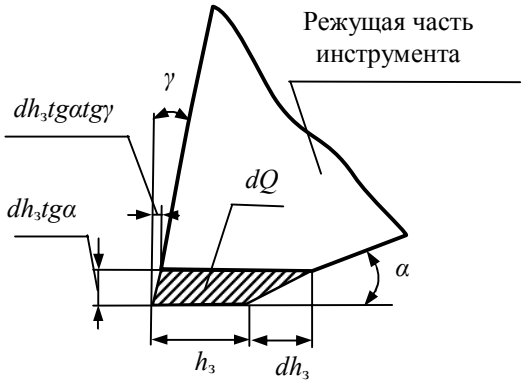


Рисунок 3 – Схема образования и последующего разрушения адгезионных металлических связей (АМС)

С другой стороны, объем материала режущей части инструмента, удаляемый с его задней поверхности за элементарный отрезок времени dt, можно оценить из геометрических соображений следующей зависимостью (рисунок 3) [7]:

$$dQ = b\left(\frac{h_з dh_з \operatorname{tg}\alpha}{1-\operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\gamma} + \frac{dh_з^2 \operatorname{tg}\alpha}{2\left(1-\operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\gamma\right)}\right) \cong b\frac{h_з dh_з \operatorname{tg}\alpha}{1-\operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\gamma}, \quad (19)$$

где $h_з$ – текущее значение высоты площадки износа;

$dh_з$ – приращение высоты площадки износа за время dt;

α, γ – соответственно задний и передний углы режущего инструмента.

Интегрируя выражение (19), получаем:

$$Q = b\frac{0,5h_з^2 \operatorname{tg}\alpha}{1-\operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\gamma}. \quad (20)$$

Из уравнений (18) и (20) находим величину площадки износа за время обработки заготовки T:

$$h_з = \sqrt{2\frac{v\left(1-\operatorname{tg}\alpha\operatorname{tg}\gamma\right)}{\operatorname{tg}\alpha}\delta\cdot T\cdot\sum_{j=1}^{J} p_{I.j}p_{II.j}}. \quad (21)$$

Проверка адекватности предлагаемой физико-вероятностной модели осуществлялась путем сравнения расчетных значений величины площадки износа $h_з$ задней поверхности режущего инструмента с экспериментальными данными работы [9]. Эксперименты проводились в условиях продольного точения цилиндрических заготовок стали AISI 4140 (42CrMo4) (сталь 42ХМ, $\sigma_{в.20}$ = 980 МПа, 50HRC) без применения смазочно-охлаждающей жидкости. В качестве инструмента использовались квадратные режущие пластины Sandvik SNGA 120408 7020 (57 % CBN, 35 % TiCN).

Физико-механические параметры материалов режущей пластины и обрабатываемой заготовки характеризуются следующими величинами [6,10]: $\sigma_{ви}$ = 1000 МПа; $\sigma_{-ви}$ = 3200 МПа; $\sigma_и$ = 1000 МПа; δ_5 = 0,11; $\sigma_{sм} = 730\exp\left(0,0007\left(400-\Theta_з\right)\right)$. Толщину линий скольжения δ предлагается принять равной $3\cdot10^{-10}$ м.

В таблице представлены экспериментальные и расчетные значения величины $h_з$. Здесь же представлена относительная ошибка ε расчетных значений $h_з$.

Экспериментальные и расчетные значения величины $h_з$

Время обработки, мин	Значения $h_з$, мм		ε
	экспериментальные	расчетные	
1	2	3	4
v = 400 м/мин, s = 0,1 мм/об, t = 0,5 мм			
0,5	0,07	0,065	0,071
1	0,1	0,091	0,090
2	0,12	0,129	-0,075
3	0,175	0,158	0,097
4	0,22	0,195	0,114
4,2	0,245	0,22	0,102
4,5	0,275	0,236	0,142
v = 400 м/мин, s = 0,05 мм/об, t = 1 мм			
0,5	0,065	0,059	0,092
1	0,085	0,08	0,059

Окончание таблицы

1	2	3	4
v = 400 м/мин, s = 0,05 мм/об, t = 1 мм			
2	0,105	0,114	-0,086
3	0,135	0,14	-0,037
4	0,155	0,162	-0,045
5	0,195	0,181	0,072
5,5	0,225	0,191	0,151
v = 400 м/мин, s = 0,05 мм/об, t = 0,5 мм			
0,5	0,065	0,058	0,108
2	0,11	0,098	0,109
3	0,135	0,12	0,111
4	0,14	0,137	0,021
5	0,15	0,153	-0,020
6	0,17	0,168	0,012
7	0,19	0,18	0,053

Полученные значения величины относительной ошибки ε позволяют сделать следующие выводы. Повышение точности оценки износа задней поверхности режущего инструмента возможно за счет разработки расчетно-аналитических моделей абразивного и диффузионного износа с их последующей интеграцией с предложенной моделью адгезионного износа. Незначительные расхождения расчетных и экспериментальных значений величины износа режущего инструмента по задней поверхности, тем не менее, позволяют использовать разработанную модель износа инструмента при технологической подготовке производства.

Список литературы

1. Обрывалин, А. В. Обеспечение работоспособности цельнокатаных колес повышенной твердости, поступающих в ремонт с термомеханическими повреждениями: Дис… канд. техн. наук [Текст]. – Омск, 2010. – 145 с.

2. Ражковский, А. А. Проблемы обработки дефектных колес повышенной твердости [Текст] / А. А. Ражковский, В. В. Ядуванкин // Инновации для транспорта: Сб. науч. ст. с междунар. участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – Ч. 2. – С. 267 – 271.

3. H. Yong, Y. Steven Liang Modeling of CBN Tool Flank Wear Progression in Finish Hard Turning// Transactions of the ASME. Vol. 126. – № 2. – 2004. – P. 98 – 106.

4. Резников, А. Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов [Текст] / А. Н. Резников – М.: Машиностроение, 1981. – 279 с.

5. Лоладзе, Т. Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента [Текст] / Т. Н. Лоладзе. – М.: Машиностроение, 1982. – 320 с.

6. Полухин, П. И. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов: Справочник [Текст] / П. И. Полухин, Г. Я. Гун, А. М. Галкин. – М.: Металлургия, 1983. – 352 с.

7. Прогнозирование адгезионного износа лезвийного режущего инструмента [Текст] / А. В. Шашок, А. В. Кутышкин и др. // Обработка металлов. Технология. Оборудование. Инструменты. – 2011. – № 1 [50]. – С. 23 – 26.

8. Степанский, Л. Г. Прогнозирование надежности деформирующего инструмента: Учебное пособие [Текст] / Л. Г. Степанский / МГТУ «Станкин». – М., 1995. – 99 с.

9. High speed turning for hard material with PCBN inserts: tool wear analysis / F. Mahfoudi, G. List // Int. J. Machining and Machinability of Materials. – Vol. 3. – Nos. 1/2. – 2008. – P. 62 – 79.

10. Твердость и прочность высокочистых поликристаллических материалов кубического нитрида бора [Текст] / И. А. Петруша, Т. И. Смирнова и др. // Актуальные проблемы физики твердого тела: Междунар. науч. конф. «ФТТ-2005» / Бурятский гос. ун-т. – Минск, 2005. – Т. 1. – С. 484 – 486.

УДК 621.436:629.424.1

Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, Ю. Б. Гришина

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СНИЖЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ НАДДУВА НА ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Проанализированы причины изменения параметров работы четырехтактных тепловозных дизелей и их систем воздухоснабжения для случая снижения давления наддува. Для расчета параметров работы двигателя использована математическая модель, разработанная на основе метода Вибе. Даны количественные характеристики влияния снижения давления наддува на термодинамические и экономические показатели работы тепловозного дизеля типа 1А-5Д49.

Известно, что в процессе длительной эксплуатации постепенно загрязняются выхлопные тракты двигателя. При этом уменьшается площадь их проходного сечения, что приводит к снижению расхода воздуха через двигатель [1]. Расходная характеристика смещается в зону меньших расходов, повышается температура выхлопных газов. Увеличение температуры газов не может компенсировать уменьшение расхода газов, поэтому частота вращения турбины и компрессора снижается. В результате давление наддува и расход воздуха уменьшаются и режим совместной работы турбокомпрессора и двигателя перемещается в точку на другой гидравлической характеристике, расположенной ближе к границе помпажа.

Изменение расхода воздуха через двигатель приводит к изменению индикаторного КПД и частоты вращения вала двигателя. При этом изменяется и КПД турбокомпрессора, что сказывается на экономичности рабочего процесса двигателя.

Если при загрязнении выхлопного тракта поддерживать постоянной частоту вращения вала двигателя за счет увеличения подачи топлива, то это приведет к еще большему увеличению температуры выхлопных газов. Суммарное давление наддува возрастет, а расход воздуха существенно уменьшится. В этом случае расходная характеристика дизеля и линия рабочих режимов турбокомпрессора расположится ближе к границе помпажа.

С целью установления количественного влияния снижения давления наддува на параметры работы четырехтактного дизеля целесообразно выполнить тепловой расчет действительного рабочего цикла по математической модели, суть которой изложена в ряде публикаций [2, 3].

В основу данной математической модели положен метод профессора И. И. Вибе [4], где производная изменения относительного количества сгораемого топлива, или скорость выделения теплоты при сгорании топлива, задается уравнением:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{6,908(m+1)}{\varphi_z}\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^m \exp\left\{-6,908\left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right\},$$

где m – показатель характера сгорания;

φ_z – продолжительность сгорания;

φ – текущий угол поворота коленчатого вала от момента начала сгорания.

Реализация данной математической модели позволяет определить индикаторные и эффективные показатели работы двигателя, такие как работу газов в цилиндре, средние индикаторное и эффективное давление цикла, удельный индикаторный и эффективный расход топлива, индикаторный и эффективный КПД цикла, а также значения давления и температуры рабочего тела в процессах сжатия, горения и расширения по каждому углу поворота коленчатого вала дизеля и др. Кроме того, математическая модель позволяет рассчитать параметры системы наддува, например, расход газов через турбину, давление и температуру газов перед турбиной, мощность турбины.

В состав системы воздухоснабжения тепловозного дизеля 1А-5Д49 входит турбокомпрессор ТК-38 (6ТК), обеспечивающий давление наддува на номинальном режиме работы дизель-генераторной установки 0,24–0,25 МПа. С использованием данной математической

модели были рассчитаны параметры работы дизеля для случая снижения давления наддува в результате загрязнения выхлопного тракта.

На рисунках 1 – 4 представлены количественные зависимости параметров рабочего цикла дизеля от изменения давления наддува.

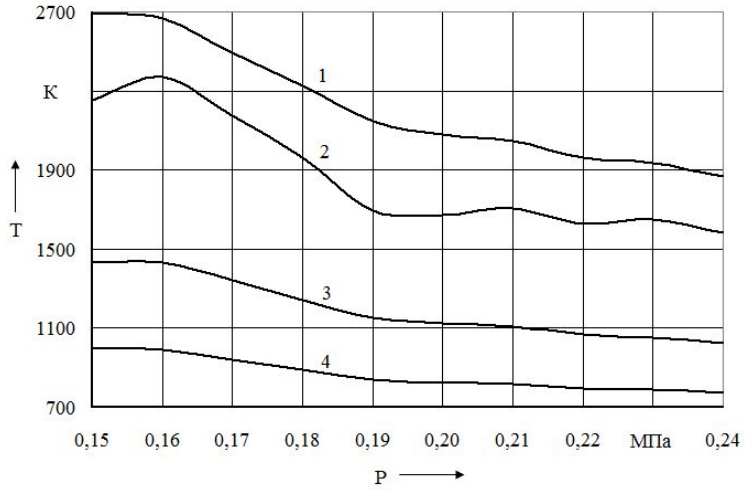


Рисунок 1 – Зависимость температуры цикла от давления наддува: 1 – максимальная температура сгорания; 2 – температура конца сгорания; 3 – температура конца расширения; 4 – температура газа перед турбиной

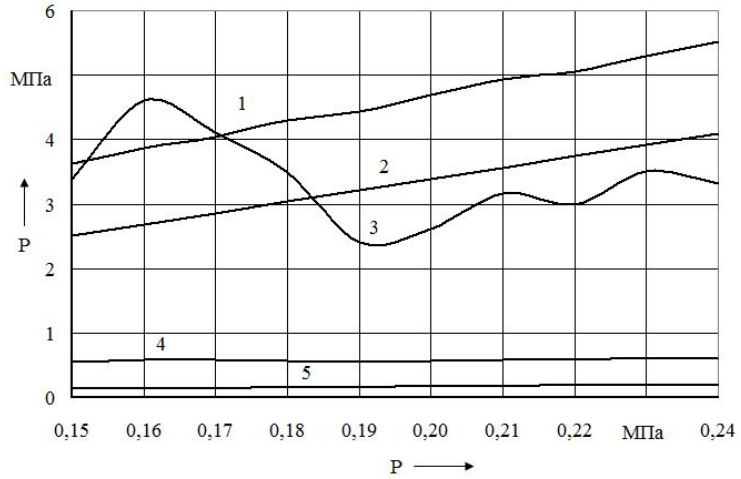


Рисунок 2 – Зависимость давления цикла от давления наддува: 1 – давление воздуха в момент воспламенения; 2 – давление воздуха в момент подачи топлива; 3, 4 и 5 – давление газов в конце сгорания, в конце расширения и перед турбиной

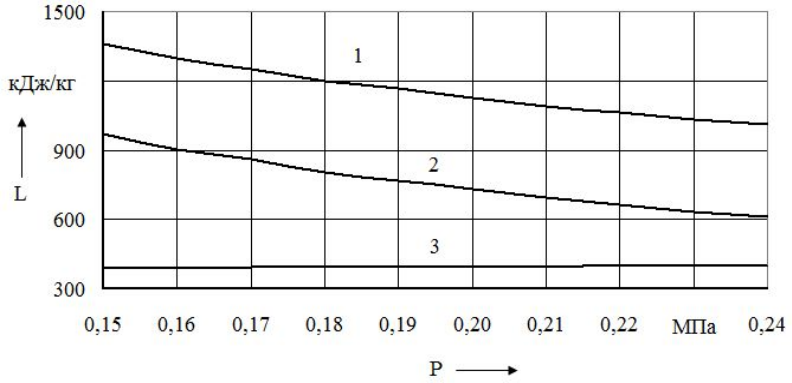


Рисунок 3 – Зависимость работы процессов от давления наддува: 1 – работа расширения; 2 – работа газов в цилиндре; 3 – работа сжатия

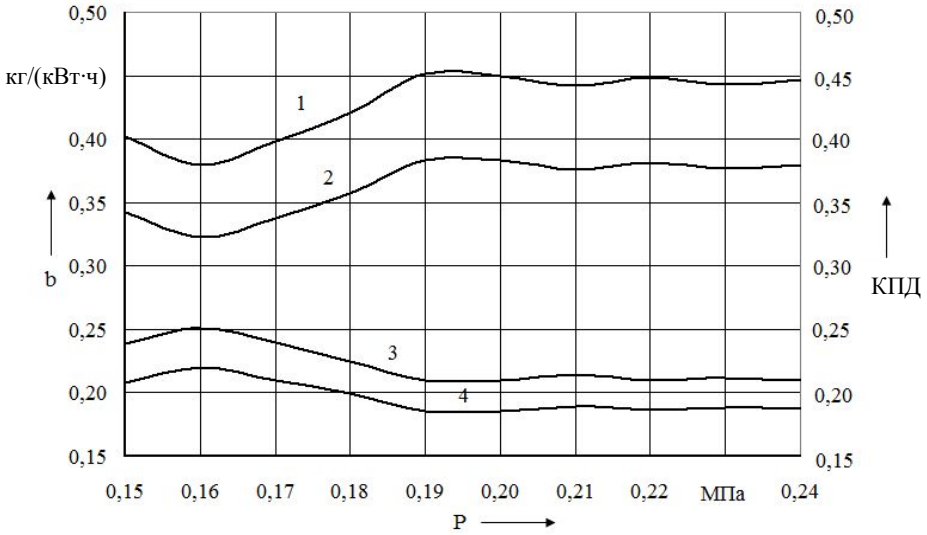


Рисунок 4 – Зависимость расхода топлива и КПД от давления наддува:
1 и 2– индикаторный и эффективный КПД; 3 и 4 – удельные эффективный и индикаторный расход топлива

Математическое моделирование производилось при условии постоянства номинального значения эффективной мощности дизеля 2200 кВт, частоты вращения коленчатого вала дизеля 1000 мин$^{-1}$ и максимального давления сгорания газов 11,5 МПа. Доля сгоревшего топлива принималась равной 0,999. Фактический угол подачи топлива в цилиндр составлял 19 ° п.к.в. до в.м.т.

Из рисунка 3 видно, что при расчетном значении давления наддува 0,24 МПа работа газов в цилиндре получается наименьшей. В то же время ввиду увеличения удельного объема воздуха в момент начала сжатия при понижении давления наддува индикаторное давление цикла изменяется незначительно – в пределах 1,395 – 1,410 МПа. Наименьшее значение удельного индикаторного расхода топлива наблюдается при давлении наддува 0,24 МПа, и равно оно 0,187 кг/(кВт·ч) против 0,220 кг/(кВт·ч) при давлении наддува 0,16 МПа. Это объясняется тем, что снижение общей удельной использованной теплоты сгорания от 1563 кДж/кг при давлении наддува 0,15 МПа до 1052 кДж/кг при давлении наддува 0,24 МПа не приводит к уменьшению индикаторного КПД. При этом коэффициент эффективности сгорания, т. е. количество тепла, эффективно использованное в процессе сгорания от всего введенного количества теплоты с топливом, при давлении наддува 0,24 МПа составляет 0,767. При давлении наддува 0,15 МПа коэффициент эффективности сгорания равен 0,648.

Снижение давления наддува приводит к увеличению периода задержки воспламенения с 9 ° п.к.в. при давлении наддува 0,24 МПа до 12 ° п.к.в. при давлении наддува 0,15 МПа. Средняя скорость нарастания давления газов в цилиндре при давлении наддува 0,24 МПа составляет 0,255 МПа/° п.к.в., при давлении наддува 0,15 МПа – 0,453. Такое увеличение периода задержки воспламенения приводит к увеличению «жесткости» работы дизеля.

Снижение давления наддува вызывает уменьшение коэффициента избытка воздуха при сгорании с 2,08 до 1,149. В этом случае вероятно появление неполноты сгорания топлива из-за ухудшения условий смесеобразования.

Продолжительность сгорания с уменьшением давления наддува сокращается примерно на 10 – 12 ° п.к.в.

Снижение давления наддува приводит к повышению температуры газов в процессе сгорания (максимальная температура сгорания увеличивается с 1868 до 2688 К) и температуры газа перед турбиной до 994 К. Давление газа перед турбиной снижается с 0,2 до 0,13 МПа. Расход воздуха через компрессор также снижается с 3,88 до 2,43 кг/с. Увеличение температуры газа не может компенсировать снижение расхода воздуха, в связи с чем мощность турбины уменьшается с 395 до 105 кВт.

Подводя итог, можно сделать вывод о том, что снижение давления наддува приводит к ухудшению экономичности работы четырехтактного тепловозного дизеля – эффективный КПД уменьшается примерно на 10 %, удельный эффективный расход топлива возрастает на 12 %. Следует отметить, что выхлопной тракт четырехтактного тепловозного дизеля в процессе эксплуатации, как правило, закоксовывается незначительно. Тем не менее только своевременный и периодический контроль чистоты выхлопного тракта позволит исключить перерасход топлива в процессе эксплуатации локомотивов.

Список литературы

1. Межерицкий, А. Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей [Текст] / А. Д. Межерицкий. – Л.: Судостроение, 1971. – 192 с.

2. Сковородников, Е. И. Применение метода Вибе для моделирования рабочего процесса тепловозных дизелей [Текст] / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов, Ю. Б. Гришина // Вестник транспорта Поволжья / Самарский гос. ун-т путей сообщения. – Самара, 2010. – № 2. – С. 14 – 19.

3. Совершенствование метода анализа процесса сгорания по индикаторной диаграмме [Текст] / Е. И. Сковородников, А. С. Анисимов и др. // Наука и техника транспорта / Российская открытая академия транспорта; Московский гос. ун-т путей сообщения. – М., 2010. – № 4. – С. 57 – 63.

4. Вибе, И. И. Новое о рабочем цикле двигателей [Текст] / И. И. Вибе. – М.-Свердловск, 1962. – 271 с.

УДК 629.45/46.004

П. В. Смольянинов, В. С. Смольянинов, В. А. Четвергов

ОБОСНОВАНИЕ ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

В статье приведен анализ характера и величины износа тормозных колодок грузового вагона. Предложены пути создания технологических процессов ремонта деталей тормозной рычажной передачи с использованием размерных расчетов в качестве методики обоснования технологических параметров.

Железнодорожный транспорт, бесспорно, составляет основу транспортного комплекса Российской Федерации. При этом бесперебойность перевозочного процесса и безопасность на железных дорогах во многом определяются надежностью подвижного состава и в частности тормозного оборудования.

В настоящее время железнодорожниками решаются несколько важнейших задач:

снижение эксплуатационных расходов на основе совершенствования структуры управления;

эффективное использование результатов научно-технических исследований, касающихся перевода предприятий на новые ресурсы и энергосберегающие технологии;

оснащение железных дорог техническими средствами нового поколения, не уступающими по своим параметрам лучшим современным образцам, и т. п.

Выполнение требований безопасности движения поездов является превалирующим условием функционирования железных дорог, поэтому ожидаемое в перспективе возрастание скоростей движения как пассажирских, так и грузовых поездов потребует совершенствования тормозной техники.

За последние годы в связи с ростом максимальной скорости движения, увеличением ве-

совых норм и длины поездов модернизация автотормозного оборудования для повышения эффективности его действия, а также для улучшения управляемости длинносоставными поездами при торможении становится актуальной задачей [1].

Известно [2], что эффективность торможения во многом определяется силой торможения. При неизменно постоянной силе нажатия тормозных колодок, обеспечиваемой тормозными цилиндрами, сила торможения будет зависеть от исправного состояния элементов тормозной системы.

Существующая конструкция тормозной системы грузовых вагонов с одним тормозным цилиндром и громоздкой рычажной передачей имеет ряд недостатков. Кроме конструктивных проблем, затрудняющих реализацию требуемой эффективности торможения, существующая рычажно-механическая система отличается низкой технологичностью в техническом обслуживании и ремонте, характеризующейся прежде всего высокой трудоемкостью. С другой стороны, существующие технологии ремонта рычажно-механической передачи малоэффективны и не только не позволяют улучшать параметры системы, но часто и не восстанавливают минимально необходимый уровень качества.

В связи с этим отметим важную народнохозяйственную задачу – создание эффективной технологии ремонта элементов тормозной системы, и в частности деталей рычажно-механической системы, на основе использования принципов ресурсосбережения, механизации технологических операций, повышения эксплуатационной надежности и, следовательно, повышения безопасности движения поездов.

Ведущие исследовательские учреждения серьезно занимаются многими вопросами тормозных систем подвижного состава: созданием новых композиционных материалов для тормозных колодок с повышенной износостойкостью и более стабильными значениями коэффициента трения при различных скоростях; созданием надежных систем электропневматического торможения грузовых поездов; автоматическими регуляторами силы нажатия тормозных колодок с привязкой к скорости движения поезда и загрузке вагонов; дисковыми тормозами; воздухораспределителями, которые могли бы обеспечить высокую управляемость тормозящегося поезда при пониженных продольно-динамических усилиях в междувагонных соединениях; усилением механической части тормозных систем; противоюзными устройствами; магнитно-рельсовыми тормозами и т. д. К сожалению, предложений по более эффективным технологиям ремонта практически нет. Отдельные работы, посвященные этим проблемам, как правило, содержат рекомендации по совершенствованию давно существующих технологий и оборудования и предусматривающих в качестве усовершенствований, в лучшем случае, лишь использование новых материалов. Отсутствуют работы, в которых исследовались бы принципиально новые пути подхода к проектированию технологических процессов ремонта одного из наиболее ответственных за безопасность движения элементов – подвижного состава.

Существующее автотормозное оборудование подвижного состава обеспечивает нажатие тормозных колодок на поверхность катания колеса посредством большого числа деталей, имеющих значительные размерные допуски. Эти детали, как правило, требуют довольно трудоемкого ремонта. Тормозная рычажная передача (ТРП) громоздка и неудобна в эксплуатации. Особенно это отмечается при смене тормозных колодок, триангелей и подвесок. ТРП нетехнологична в ремонте. Решить задачу за счет изменения конструкции массово существующих систем практически нереально. Это необходимо предусматривать при создании нового подвижного состава.

Рассматривая некоторые аспекты повышения качества и эффективности ремонта элементов тормозной системы вагонов, будем иметь в виду системы и типовые технологические решения, широко используемые в реальном производстве и, в том числе, в других отраслях.

Проведенные авторами на ряде железнодорожных предприятий Западно-Сибирской же-

лезной дороги исследования как поступивших в ремонт, так и вышедших из ремонта грузовых вагонов, а также литературные данные подтвердили наличие большого количества проблем.

На рисунке 1 показана тормозная колодка с характерным для грузовых вагонов износом. Более 50 % колодок у поступивших в ремонт вагонов имеют площадку износа, не вписывающуюся в приработанную в результате нормальной работы тормозов и занимающую 20 – 30 % рабочей поверхности. При торможении эта площадка не участвует в создании тормозной силы вследствие отсутствия контакта с колесом. Встречаются колодки с еще более сложным износам.

Рисунок 1 – Характерный износ тормозной колодки грузового вагона

На рисунке 2 показано положение колодки в эксплуатации, приводящее к появлению «лишней» площадки износа.

Совершенно очевидно, что появление этой площадки приводит к снижению площади действительного контакта тормозной колодки и поверхности катания колеса. При этом в зоне контакта при торможении возрастают удельные нагрузки. На основе исследований авторов [3] можно сделать вывод о том, что в связи с уменьшением площади контакта колодки и колеса эффективность рассеяния кинетической энергии, запасенной поездом при движении, падает, что снижает эффективность торможения. Процесс отвода тепла из зоны контакта фрикционных пар нарушается (увеличивается температурный градиент), что, в свою очередь, приводит к интенсификации разрушения поверхностей трения. Изучение литературных данных не выявило работ, посвященных оценке экономических потерь, связанных с увеличением скорости износа пары трения «колесо – колодка».

Одной из основных причин появления площадки износа, на наш взгляд, является то, что точное положение башмака с колодкой относительно поверхности катания колеса в эксплуатации отрегулировать практически невозможно. В результате колодка «свешивается», одной частью (чаще сверху) касается колеса и изнашивается в процессе движения поезда. Аналогичные выводы делают в своих исследованиях и авторы [4].

Существуют и другие причины неравномерного износа, связанные с возникновением различных явлений при работе фрикционных пар и искажающих природу возникновения тормозных сил [5].

Колодки, имеющие неравномерный, зачастую клинообразный, износ (рисунок 3) примерно на 30 % не вырабатывают своего ресурса [4].

Рисунок 2 – Положение колодки с перекосом («свисание»)

Рисунок 3 – Клинообразный износ колодки

В эксплуатации отмечены недопустимые деформации триангеля, сверхнормативные износы трущихся пар «башмак – подвеска», «башмак – триангель», ненормированные зазоры в сопряжениях и т. п.

Восстановление опорных поверхностей башмака ведется по простейшей технологии, предусматривающей лишь нанесение дуговой наплавкой слоя металла неопределенной толщины. Изношенные перемычки восстанавливаются постановкой дополнительных деталей – пластин.

Последующая обработка этих поверхностей заключается (в лучшем случае) в обработке шлифовальной машиной (рисунок 4). Изношенные поверхности окна башмака не восстанавливаются, а зазор между башмаком и триангелем компенсируют постановкой металлической пластины. Но при торможении башмак с колодкой давит на колесо с усилием до 7000 кг. При этом от многократного силового воздействия пластина деформируется и изнашивается, а между башмаком и триангелем вновь появляется зазор. Низкая технологическая дисциплина и отсутствие хороших технологий дорисовывают неприглядную картину. Сплошь и рядом встречаются башмаки, поступившие в ремонт, не имеющие даже следов механической обработки после наплавки (рисунок 5).

В ОмГУПСе проводится комплекс исследований, направленных на оценку последствий использования таких «технологий» и поиск путей их совершенствования. Отмечены нарушения самых элементарных требований, утвержденных инструкцией. Не восстанавливается геометрия тормозного башмака, не определяется взаимное положение вспомогательной (исполнительной) и основной конструкторской баз (посадочного окна башмака). В результате тормозная колодка относительно поверхности катания колеса изначально устанавливается с перекосом. Этот перекос, и особенно вдоль оси колесной пары, неисправим при сборке. У грузовых вагонов башмак имеет фиксированное положение на триангеле, поэтому для них характерен перекос и в радиальном направлении. Таким образом, даже выполненные надлежащим образом регулировки не могут дать нужного эффекта. Это относится к колодкам не только грузовых вагонов. Рычажно-механические системы тормозов пассажирских вагонов и локомотивов предусматривают эффективную регулировку равномерности зазора колодки и колеса. Однако после первого же ремонта равномерность зазора в осевом направлении теоретически отрегулировать невозможно. Технология не предусмат-

ривает достижения точного положения исполнительной поверхности башмака и его основной конструкторской базы.

Рисунок 4 – Вид башмака
после механической обработки

Рисунок 5 – Пример ремонта без механической обработки (башмак изъят из эксплуатации)

Таким образом, различные геометрические искажения рычажно-механической системы, связанные как с несовершенством конструкции, так и с технологией ремонта, суммируясь, приводят к значительному перекосу положения тормозной колодки относительно поверхности катания колеса. Это снижает эффективную площадь контакта колодки и колеса. После сборки, в начальный момент эксплуатации, резко снижается эффективность тормозов и нарушаются условия работы фрикционных пар. В то же время в процессе эксплуатации, вопреки ожидаемому положительному влиянию приработки, эффективная площадь контакта может уменьшиться.

Рассмотрим ряд вопросов, объясняющих справедливость вывода об отрицательном влиянии низкого качества ремонта на снижение эффективности рычажно-тормозной системы и увеличение интенсивности изнашивания поверхностей деталей фрикционной пары.

Существующие методики [6] определения способов регулирования величины тормозной силы могут быть справедливыми при состоянии, близком к идеальному. Однако приведенные выше данные о состоянии тормозных колодок показывают серьезные нарушения в оценке эффективности тормозов в реальных условиях.

В доступных информационных источниках отсутствуют результаты исследований прямого влияния площади сопряжения фрикционных пар на тормозную силу. Об этом можно судить лишь по косвенным данным [7].

Известно, что в подвижных фрикционных парах с ростом скорости движения и силы, воздействующей на трущиеся тела, коэффициенты их трения-сцепления уменьшаются. Это происходит в соответствии с молекулярно-механической (адгезионно-деформационной) природой указанных процессов [8], выявленной отечественными учеными И. В. Крагельским, Б. В. Дерябиным и др.

Согласно этой теории трение, или сцепление, вызывается двумя процессами: взаимным зацеплением шероховатостей, выступов (механическая составляющая) и молекулярным взаимодействием, образующим адгезионные мостики (молекулярная составляющая). С увеличением скорости между двумя трущимися телами механическая составляющая увеличивается, так как растет работа по срезанию выступов и неровностей, а молекулярная снижается по той причине, что взаимных молекулярных связей возникает меньше. Все это означает, что с уменьшением площади контакта фрикционных пар и при установленном снижении коэффициента трения при увеличении скорости относительного смещения увеличить тормозную

силу можно повышением силы нажатия колодки на колесо.

Если следовать указанной теории, то при снижении площади контакта фрикционных пар работа по срезанию выступов неровностей снизится, а значит, снизится и тормозная сила. В то же время при постоянстве силы нажатия колодки на колесо удельное давление в зоне контакта фрикционной пары возрастает. Увеличится интенсивность нагрева зоны контакта со всеми вытекающими последствиями, которых трудно избежать, так как изменять силу нажатия каждой тормозной колодки на колесо невозможно вследствие конструктивных особенностей тормозных систем.

В настоящее время для оценки эффективности тормозов используется коэффициент действительной силы нажатия тормозных колодок, определяемый по формуле:

$$\delta = \frac{m_1 \cdot k}{g_0}, \tag{1}$$

где k – действительная сила нажатия одной тормозной колодки;

m_1 – число колодок, действующих на колесную пару;

g_0 – нагрузка, передаваемая от колеса на рельс.

Коэффициент силы нажатия δ учитывает снижение силы нажатия колодок k в условиях эксплуатации. К расчету коэффициента силы прибегают с целью определения условий гарантированного безъюзового торможения подвижного состава, не имеющего противоюзных устройств.

Преобразованная зависимость (1) имеет вид:

$$k = \frac{\delta g_0}{m_1}. \tag{2}$$

Параметр δ нормируется и существенно отличается для разных типов подвижного состава. Рассчитанное по формуле (2) значение силы k нужно проверить применительно к допустимым удельным нажатиям на колодку ρ:

$$\rho \le \frac{10^3 \cdot k}{F_k}, \tag{3}$$

где $F_к$ – площадь тормозной колодки, см^2.

Значение ρ нормируется и не должно превышать 130 Н/см^2 для чугунных и 90 Н/см^2 для композиционных материалов при скоростях до 120 км/ч и, соответственно, 120 и 50 Н/см^2 при бóльших скоростях. Для локомотивов с односторонним нажатием колодок допускается $\rho \le 190$ Н/см^2.

Если проверка на удельные давления не проходит, нужно выбрать допустимое нажатие согласно условию (3), разрешив его относительно k с учетом рекомендованного ρ. Дальнейшие расчеты следует выполнять с полученным таким образом значением k.

Авторами работ [1, 3, 4, 6] выявлены серьезные тепловые воздействия на поверхность катания колес в процессе торможения (нагрев до 700 – 800°С). Установлено, что тепловые нагрузки обратно пропорциональны площади контакта тормозной колодки с колесом. Температурные поля при значительных градиентах – непременное, неустранимое физическое явление преобразования механической энергии в тепловую. Температурные воздействия на материалы будут запредельными, что приведет к изменению в худшую сторону как их фрикционных свойств, так и прочностных в связи со структурными изменениями в материалах. При длительном воздействии высокой температуры возможно появление термических трещин с выходом их на наружную грань [3, 5]. Авторы работы [3] появление микротрещин на поверхности катания колес связывают с перекосами в положении колодок относительно поверхности катания колеса и в частности со сползанием колодки на край поверхности. Даже с учетом наличия

в настоящее время фрикционных материалов с устойчивостью свойств при высокой температуре влияние температуры на свойства материала колес является причиной, по которой необходимо снижать тормозное нажатие колодок на колесо. По этой причине на пассажирских вагонах и локомотивах, где требования к надежности тормозов выше, тормозных колодок больше и расположены они с двух сторон.

Эффективность тормозов, надежность работы тормозной системы, ресурсные характеристики деталей при обозначенных проблемах неизбежно снижаются.

Разрушающее воздействие тормозных колодок, и особенно изготовленных из композиционных материалов, на поверхность катания колес железнодорожных колесных пар вызывает необходимость решения названной проблемы. Наряду с созданием новых видов конструкции тормозных систем, например дисковых тормозов, не уйти от необходимости решения проблем существующих, массово эксплуатирующихся единиц подвижного состава. Вариантов решения указанных задач несколько. В некоторых случаях это, например, модернизация конструкции, применение новых материалов, режимов эксплуатации и т. п. Однако есть связанные с областью использования подвижного состава проблемы, которые до сих пор не нашли более-менее приемлемого решения. Сюда следует отнести и использование устаревших технологий, и низкую технологическую дисциплину. Серьезной задачей, ставшей особо актуальной и требующей скорейшего решения в сложившейся экономической ситуации, остается применение эффективных, ресурсосберегающих технологий в ремонтном производстве. В обозначенной проблемной области эффективная технология ремонта может стать одним из звеньев цепи, связывающей эффективность производственного процесса с безопасностью движения.

Физика взаимодействия деталей фрикционных пар неоднозначна, а картина износа поверхностей усугубляется многими другими явлениями [5]. Однако среди всех входных параметров, воздействующих на любую систему хаотично, случайно, есть доминирующие, дающие систематическую составляющую погрешности выходного параметра.

Рассмотрим в связи с этим известную формулу, определяющую величину износа ΔH колодок за одно торможение [4, 5, 7, 9]:

$$\Delta H = \frac{0,04}{\left(\frac{5 \cdot 10^9 F_к}{\alpha_к B_т v t} - \frac{525}{\sqrt{t}} \right) Y}, \qquad (4)$$

где $F_к$ – геометрическая площадь трения колодок, взаимодействующих с колесом, м^2;

$\alpha_к$ – коэффициент распределения теплового потока в колодке (принимается 0,2 – 0,3 при одностороннем нажатии, 0,35 и 0,45 при двустороннем нажатии одинарных и секционных колодок соответственно); t – продолжительность торможения, с;

$B_т$ – средняя тормозная сила, действующая в течение времени торможения от колодок на колесо, Н;

v – средняя скорость движения, м/с;

Y – коэффициент качества колодок (при соответствии требованиям стандарта $Y = 1$).

Видно, что уменьшение площади фрикционной связи колодки и колеса (при прочих равных условиях) увеличивает износ колодок, а следовательно, снижает их ресурс.

Анализ отрицательных явлений, происходящих в тормозной системе подвижного состава, показывает, что эти явления – следствие нечетких или неправильных размерных и силовых связей в ТРП.

В любой размерной цепи, определяющей размерные связи механической системы, есть характеристическое звено (например, линейный размер, площадь прилегания, угол взаимодействия и т. п.), являющееся исходным при постановке задачи или замыкающим, определяемым при решении обратной (проверочной) задачи. Рычажно-механическая система тормозов подвижного состава является сложной пространственной размерной цепью, имеющей как линейные звенья, так и угловые. Сложные размерные связи определяют в конечном итоге очень важные параметры – величину зазора между колодкой и поверхностью катания колеса и равномерность сопряжения этих двух элементов. Последний параметр, как показано выше, определяет, по сути, эффективность работы тормозов через площадь контакта фрик-

ционных пар.

На основании изложенного можно сделать выводы.

1. Применяемая конструкция ТРП тележек грузовых вагонов может вызывать неравномерный (клиновой или более сложный) износ тормозных колодок, зависящий от геометрических размеров деталей рычажной передачи, износа шарнирных узлов, сопряжений, коэффициента трения тормозной колодки и направления вращения колес.

2. Сползание тормозных колодок за наружную грань колеса происходит вследствие больших контактных давлений в сопряжении башмака с цапфой триангеля, вызывающих быстрый износ и нарушение посадки башмака на триангель. Сползанию колодок способствует как слишком большой размер между внутренними гранями башмаков [5], так и возникающие аксиальные силы, «выбирающие» возникший между башмаком и цапфой триангеля зазор.

3. Технические задачи, связанные с компенсацией износа и восстановлением размерных и силовых связей, могут быть решены эффективной с экономической точки зрения технологией ремонта.

4. Безусловным показателем эффективности технологии должно быть обеспечение безопасности движения посредством надежной и эффективной работы тормозной системы поездов.

5. Эффективным мероприятием, обеспечивающим равномерный износ тормозных колодок, могут стать конструктивные доработки на вагонах новой постройки.

6. Дополнительным мероприятием для увеличения срока службы колодок может быть обеспечение точности замыкающего звена размерной цепи – равномерного зазора между колодкой и поверхностью катания колеса.

7. С целью выявления размерных и силовых связей тормозной рычажно-механической системы необходимо выявить и рассчитать размерные цепи, т. е. провести размерный анализ системы.

В машиностроении размерный анализ конструкций является одним из обязательных этапов конструкторской и технологической подготовки производства, так как качество и трудоемкость сборки изделий в значительной степени определяются качеством размерной отработки конструкции.

В связи с тем, что ремонтное производство призвано воссоздать в том числе и геометрические параметры сборочных единиц и их деталей, т. е. размерные связи, актуальным становится использование методов размерного анализа для определения технологических параметров изношенных деталей с целью выбора рациональных технологий восстановления и сборки.

Технологическими параметрами деталей при их восстановлении являются те же, что и в машиностроении (материалы, размеры, зазоры, натяги, взаимные положения поверхностей и т. д.), но добавляются величины и характеристики износа рабочих поверхностей, деформаций (перекосов), структурные изменения материалов и пр. В результате технологического воздействия многие из названных параметров должны восстановиться до чертежных или измениться с условием обеспечения рациональных значений замыкающего звена.

В большинстве случаев ремонт деталей должен обеспечить восстановление их геометрических размеров, свойств функциональных поверхностей, а также их точное взаимное положение. Важно, чтобы эта работа была целенаправленной и управляемой. Качество и эффективность технологии ремонта зависят от всего комплекса работ. Традиционные технологи наращивания изношенных поверхностей (наплавка, постановка дополнительных деталей) и их механическая обработка могут дать минимальный эффект даже от использования современных материалов, оборудования, организации производства.

Важной задачей является разработка технологии наращивания металла с минимальным припуском на последующую механическую обработку. Интересной является технология нанесения слоев металла с использованием формирователей-кристаллизаторов. К таким технологиям относят, например, электрошлаковую наплавку или наплавку металла в зазор между формирователем и поверхностью детали. Наплавка по формирователю позволит обойтись без последующей механической обработки, так как качество поверхности будет соответство-

вать наплавленной в кокиль (металлическую форму). Наличие подготовленной технологической базы позволяет разработать технологическую оснастку для наплавки опорной поверхности башмака с точными формой, размерами, качеством и положением относительно базы.

Что касается механической обработки поверхностей, то здесь могут использоваться технологии, которые поднимут технико-экономические показатели производства. Например, обработка поверхностей мерным инструментом (протяжкой) позволяет серьезно поднять показатели именно механической обработки.

Разработанная и апробированная в лабораторных условиях и внедряемая в производство технология ремонта повысит ресурс и сократит затраты на приобретение новых тормозных колодок и башмаков, увеличит ремонтопригодность большого числа других деталей «рычажки», повысит экономическую эффективность ремонта. Такие работы выполнены в ОмГУПСе на кафедрах «Локомотивы» и «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава»

Список литературы

1. Казаринов, В. М. Теоретические основы проектирования и эксплуатации автотормозов [Текст] / В. М. Казаринов, В. Г. Иноземцев, В. Ф. Ясенцев – М.: Транспорт, 1968. – 400 с.

2. Гребенюк, П. Т. Правила тормозных расчетов [Текст] / П. Т. Гребенюк – М.: Интекст, 2004. – 112 с.

3. Вуколов, Л. А. Методы ускоренной оценки эксплуатационной надежности композиционных тормозных колодок [Текст] / Л. А. Вуколов, А. Г. Фомина // Совершенствование автоматических тормозов // Труды ЦНИИ МПС. – М., 1970. – Вып. 413. – С. 47 – 66.

4. Иноземцев, В. Г. Повышение надежности механического тормозного оборудования грузовых вагонов [Текст] / В. Г. Иноземцев, В. М. Виноградов // Развитие и совершенствование автоматических тормозов // Труды ЦНИИ МПС. – М., 1974. – Вып. 607. – С. 15 – 24.

5. Ларин, Т. В. Причины неравномерного износа колес при торможении композиционными колодками [Текст] / Т. В. Ларин, В. П. Девяткин // Железнодорожный транспорт. – 1965. – № 4. – С. 61 – 64.

6. Иноземцев, В. Г. Автоматические тормоза: Учебник [Текст] / В. Г. Иноземцев, В. М. Казаринов, В. Ф. Ясенцев. – М.: Транспорт, 1981. – 464 с.

7. Крагельский, И. В. Трение и износ [Текст] / И. В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.

8. Иноземцев, В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава [Текст] / В. Г. Иноземцев. – М.: Транспорт, 1979. – 530 с.

9. Казаринов, А. В. Тормозные расчеты и испытания с учетом температурной напряженности фрикционных пар [Текст] / А. В. Казаринов, П. Д. Волков //Вестник ВНИИЖТа. – 1988. – № 1. – С 34 – 37.

УДК 621.336.7

С. А. Ступаков, Т. В. Охрименко

ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНАШИВАНИЯ КОНТАКТНЫХ ПАР УСТРОЙСТВ ТОКОСЪЕМА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В статье представлены результаты экспериментальных исследований износа контактных элементов токоприемников монорельсового и скоростного электрического транспорта. Предложены математические модели для расчета электромеханического износа элементов контактных пар.

В настоящее время проблема надежности и экономичности токосъема электрического транспорта остро проявляется в условиях создания в России высокоскоростных магистралей.

В свете этой проблемы при разработке новых или совершенствовании существующих устройств токосъема наряду с надежностью и экономичностью к ним предъявляется требование увеличения срока службы, которое может быть выполнено различными способами, в том числе путем выбора материалов контактной пары, наиболее полно отвечающих критериям качества токосъема [1].

В ходе эксплуатации Московской монорельсовой транспортной системы (ММТС) установлено,что одной из основных проблем является высокая интенсивность изнашивания контактных элементов (КЭ) токоприемников при передаче электрической энергии на борт электроподвижного состава (срок эксплуатации КЭ составляет не более 260 ч.). Для магистрального электрического транспорта комплексным проектом по созданию высокотехнологичного производства с участием ОмГУПСа по теме «Разработка и организация высокотехнологичного производства нового магистрального токоприемника для применения на линиях с модернизированной инфраструктурой системы токосъема» (договор от 07 сентября 2010 г. № 13.G25.31.0034) предусмотрены исследования изнашивания контактных вставок (КВ) токоприемников.

В рамках решения задачи обеспечения качественного токосъема был выполнен комплекс исследований по выбору оптимальных сочетаний материалов контактных пар устройств токосъема монорельсового и магистрального электрического транспорта. Основным критерием оптимальности был принят минимальный износ элементов.

В исследованиях контактных пар токоприемника монорельсового и магистрального транспорта использованы материалы, указанные в таблице 1.

Таблица 1 – Исследуемые материалы контактных элементов и их характеристики

Материал контактного элемента	Характеристика			
	твердость по Бринеллю, кгс/мм^2	плотность, г/см^3	электрическое сопротивление, Ом	удельное э/сопротивление, Ом · мм^2/м
ПМГ	23,45	6,270	0,70	7,13
Бронза	72,47	7,514	0,10	0,95
Сталь	163,52	8,256	0,15	1,00
Металлокерамика	250	9,508	1,8	0,3

Были исследованы следующие материалы контактного элемента:

– ПМГ – медно-графитовый композит, изготовленный способом порошковой металлургии. Используется для изготовления эксплуатируемых в настоящее время КЭ для ММТС;

– бронза – БрОЦС 5-5-5;

– сталь – конструкционная сталь Ст. 5;

– графит (КВ для токоприемников магистрального транспорта ТУ 1916-020-27208846-99);

– металлокерамика – металлокерамические накладки на медной основе для токоприемника магистрального электроподвижного состава (ТУ 32 ЦТ 2041-97 и ТУ 1911-109-083-2005).

Для изготовления КВ токоприемника магистрального транспорта применяются графит и металлокерамика на медной или железной основе.

Фрикционное взаимодействие элементов трибосистемы «контактный элемент – токопровод» представляет собой нелинейный процесс, который определяется большим количеством взаимосвязанных факторов – как внутренних (физико-химические свойства материалов пары трения), так и внешних (динамические нагрузки, наличие электрического тока в контакте, параметры внешней среды и др.).

Методика исследований изнашивания элементов контактной пары предполагает варьирование следующих параметров: контактного нажатия, скорости относительного движения элементов пары трения, рода, силы и полярности протекающего в контакте электрического тока, параметров окружающей среды (влажности, запыленности, температуры) и др.

Для каждого сочетания материалов контактной пары в процессе экспериментальных исследований рассматривался износ материалов:

от контактного нажатия (трибосовместимость, задиро- и износостойкость);

от токовой нагрузки (переменный и постоянный ток при анодной и катодной поляризации КЭ);

от внешних параметров (запыленности, влажности, температуры и др.) при протекании тока в контакте.

Экспериментальные исследования выполнялись на специализированной установке [2]. Для реализации методики исследований конструкция установки предусматривает использование различных модулей: для исследования силы трения в скользящем контакте (с помощью датчиков силы трения), для исследования износа при высоких или низких температурах (посредством устройства подачи в зону контакта водогазовой смеси и хладагента), для моделирования ударных процессов при прохождении токоприемником стыковых зон токопровода и др. Кроме этого установка дополняется внешними модулями – аэродинамическим и модулем токовой нагрузки. Выполнена статистическая обработка результатов эксперимента, значения критериев приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Расчетные значения критериев

ПМГ		Бронза		Сталь		Металлокерамика	
Расчетные значения критерия Фишера $F_{\text{ср расч}}$ ($F_{\text{табл}} = 2{,}14$)							
1,87		1,65		2,01		1,78	
Расчетные значения критерия Стьюдента $t_{\text{ср расч}}$ ($t_{\text{табл}} = 1{,}97$)							
1,61		1,48		1,12		1,47	
Расчетные значения критерия Пирсона							
$\chi^2_{\text{расч}}$	$\chi^2_{\text{табл}}$	$\chi^2_{\text{расч}}$	$\chi^2_{\text{табл}}$	$\chi^2_{\text{расч}}$	$\chi^2_{\text{табл}}$	$\chi^2_{\text{расч}}$	$\chi^2_{\text{табл}}$
6,8432	7,8147	3,7061	3,8415	5,6149	5,9915	4,3285	5,9915

По результатам экспериментальных исследований построены зависимости электромеханического изнашивания КЭ (рисунок 1) и КВ (рисунок 2). На рисунках 1 и 2 приняты обозначения: P – контактное нажатие, Н; I_h – интенсивность изнашивания, мкм/км.

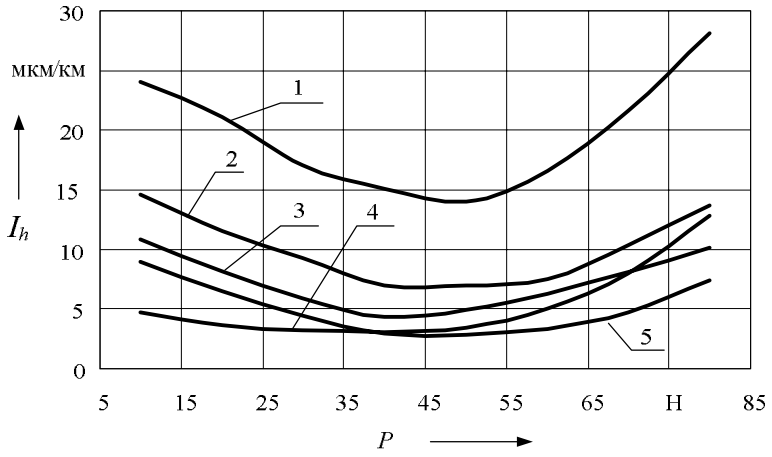


Рисунок 1 – Среднеквадратические значения износа КЭ:
1 – графит; 2 – ПМГ; 3 – бронза; 4 – металлокерамика; 5 – сталь

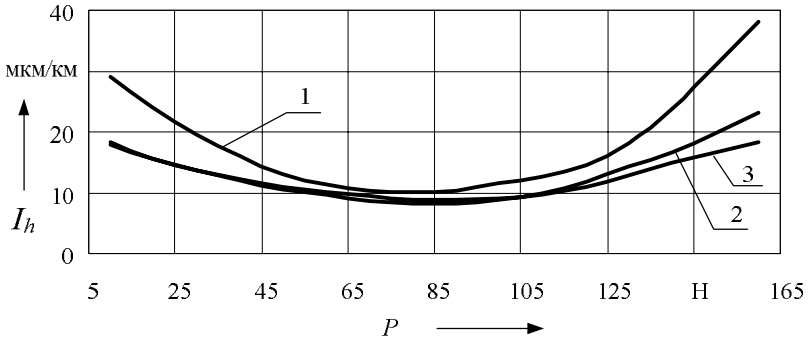


Рисунок 2 – Среднеквадратические значения износа КВ:
1 – графит; 2 и 3 – металлокерамика на медной и на железной основе соответственно

Далее в статье для сравнения выбраны результаты исследований изнашивания КЭ и КВ из графита и металлокерамики на железной основе.

Реализация методики экспериментальных исследований изнашивания элементов контактных пар устройств токосъема требует наличия специализированных экспериментальных комплексов, а также значительных затрат времени и ресурсов. Для сокращения объема экспериментальных исследований может быть использован комбинированный способ – совокупность необходимого минимума экспериментальных исследований реальных объектов (или их аналогов) и методов расчета, основанных на математическом моделировании процессов, происходящих в контактных парах устройств токосъема. В соответствии с этим необходимый объем экспериментальных исследований выполняется с помощью специализированных комплексов, а полученные результаты служат входными данными для дальнейшего выполнения расчетов и прогнозирования ресурса элементов контактных пар.

Контактная пара устройства токосъема электрического транспорта представляет собой узел, функционирующий в условиях электромеханического изнашивания. Формирование математических моделей выполнялось по двум направлениям [3]: модель изнашивания от контактного нажатия и модель изнашивания от протекания электрического тока, учитывающая дополнительный электромеханический износ контактных элементов от электроэрозии, изменения шероховатости и физико-механических свойств материалов [4].

Входными данными для моделирования являются сведения о физико-механических и химических свойствах материалов элементов контактных пар устройств токосъема, о геометрических размерах и форме элементов, а также об условиях эксплуатации устройств токосъема.

Для каждой контактной пары выполняются экспериментальные исследования при граничных значениях диапазона варьирования входных параметров (контактного нажатия, скорости скольжения, плотности тока и др.). Например, для диапазона нажатия в контакте 20 – 160 Н определяются показатели механического и электромеханического износа при 20 Н и при 160 Н. Построение итоговых зависимостей изнашивания выполняется на основании результатов расчета. Для уточнения диапазона, характеризующегося минимальным износом, могут быть выполнены дополнительные экспериментальные исследования.

Уравнение для решения задачи об оптимальных условиях механического изнашивания при поиске области оптимума приведено в работе [5]. В этом уравнении на основании положений теории подобия в соответствующие критерии были объединены следующие факторы:

– контактное нажатие, удельная теплоемкость, теплопроводность;

– скорость скольжения, время испытания.

В качестве симплексов для случая исследования контактных пар устройств токосъема использованы твердость элементов пары трения и содержание меди в материале элемента пары.

В качестве параметра оптимизации принят массовый износ $I_м$.

Функциональная зависимость между $I_м$ и факторами модели имеет вид:

$$I_м = \psi_2\ (P,\ \upsilon,\ t,\ r,\ Cu,\ H_1/H_2,\ \lambda_1,\ c_2) \qquad (1)$$

где P – нажатие в контакте;

υ – скорость скольжения;

t – время испытаний;

r – характерный линейный размер;

Cu – содержание меди в элементе контактной пары;

H_1/H_2 – безразмерный симплекс (отношение значений твердости);

λ_1 – теплопроводность материала контактного элемента;

c_2 – удельная теплоемкость токопровода.

Для каждого фактора в уравнении (1) определены показатели степени, а затем факторы с одинаковыми степенями объединены в комплексы. Таким образом, получено уравнение:

$$I_{\text{м}}(P) = \psi_3 \left[\left(\frac{Ptc_2}{r^2 \lambda_1} \right)^{\alpha_m} \left(\frac{\upsilon\, t}{r} \right)^{\beta_m} (Cu)^{\gamma_m} \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^{\varepsilon_m} \right]. \quad (2)$$

Представим функцию (1) как сплошной ряд, рассматривая только первый его член:

$$I_{\text{м}}(P) = a_0 \left(\frac{Ptc_2}{r^2 \lambda_1} \right)^{\alpha_m} \left(\frac{\upsilon\, t}{r} \right)^{\beta_m} (Cu)^{\gamma_m} \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^{\varepsilon_m}, \quad (3)$$

где a_0 – постоянная, отражающая влияние на процесс неучтенных факторов;

α_m, β_m, γ_m, ε_m – коэффициенты, определяемые экспериментально;

$Ptc_2 / (r^2 \lambda_1)$ – комплекс (мера отношения удельной мощности трения к способности токопровода накапливать, а контактного элемента – передавать тепло);

$\upsilon t / r$ – отношение пути трения к коэффициенту поверхности контактного элемента.

Представим зависимость (3) в следующем виде:

$$y = a_0 X_1^{\,m} X_2^{\,m} X_3^{\,m} X_4^{\,m}, \quad (4)$$

а затем введем обозначения:

$$X_1 = \left(\frac{Ptc_2}{r^2_{\ 1}} \right), X_2 = \left(\frac{t}{r} \right), X_3 = (Cu), X_4 = \left(\frac{H_1}{H_2} \right), \quad (5)$$

где X_1, X_2, X_3, X_4 – независимые переменные (факторы).

Прологарифмируем уравнение (4)

$$\ln y = \ln a_0 + \alpha_m \ln X_1 + \beta_m \ln X_2 + \gamma_{\text{m}} \ln X_3 + \varepsilon_m \ln X_4 \quad (6)$$

и запишем его в виде:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 + b_4 X_4, \quad (7)$$

где $\hat{y}$ – оценка параметра оптимизации;

b_1, b_2, b_3, b_4 – оценки коэффициентов.

Однако анализ результатов экспериментальных исследований, выполненных при различных параметрах окружающей среды, подтвердил необходимость внесения в модель критериев, учитывающих состояние окружающей среды – влажность и запыленность. Кроме этого необходимо учитывать влияние температуры элементов контактной пары на фактическую площадь контакта и на их твердость. В связи с этим перепишем уравнение (3) в виде:

$$I_{\text{м}}(P) = a_0 \left(\frac{Ptc_2}{\left(r(T_{I_h}) \right)^2 \lambda_1} \right)^{\alpha_m} \left(\frac{\upsilon\, t}{r(T_{I_h})} \right)^{\beta_m} (Cu)^{\gamma_m} \left(\frac{H_1(T_{I_h})}{H_2(T_{I_h})} \right)^{\varepsilon_m} \left(\frac{\varphi_0}{\varphi_1} \right)^{\lambda_m} \left(\frac{\chi_0}{\chi_1} \right)^{\omega_m} \quad (8)$$

,

где $T_{I_h} = a T_i^{\alpha_T} + b \left(\frac{\partial T_i}{\partial z} \right)^{\beta_T}$ – коэффициент влияния температурного градиента на интенсивность изнашивания (a, b – экспериментальные коэффициенты, α_T, β_T – критерии, характеризующие тепловые процессы при взаимодействии элементов контактной пары);

$\partial T_i / \partial z$ – градиент температуры элемента контактной пары по нормали z к его поверхности;

φ_0 / φ_1 – отношение среднего значения относительной влажности окружающей среды за пять лет к значению относительной влажности на момент исследований;

χ_0 / χ_1 – отношение среднего значения запыленности окружающей среды за пять лет к значению ее запыленности на момент исследований.

После обработки экспериментальных данных получены значения коэффициентов уравнения (8). На рисунке 3 приведены номограммы для определения коэффициентов модели a_0 и α_m (рисунок 3, а, в – для модели контактной пары токоприемника монорельсового транспорта; б, г – для модели контактной пары токоприемника магистрального транспорта). Коэффициенты β_m, γ_m и ε_m не зависят от давления, их значения определяются условиями проведения эксперимента, физико-механическими характеристиками элементов контактной пары и являются почти постоянными. На рисунке 3 приняты следующие обозначения материалов КЭ: 1 – металлокерамика на основе железа; 2 – графит.

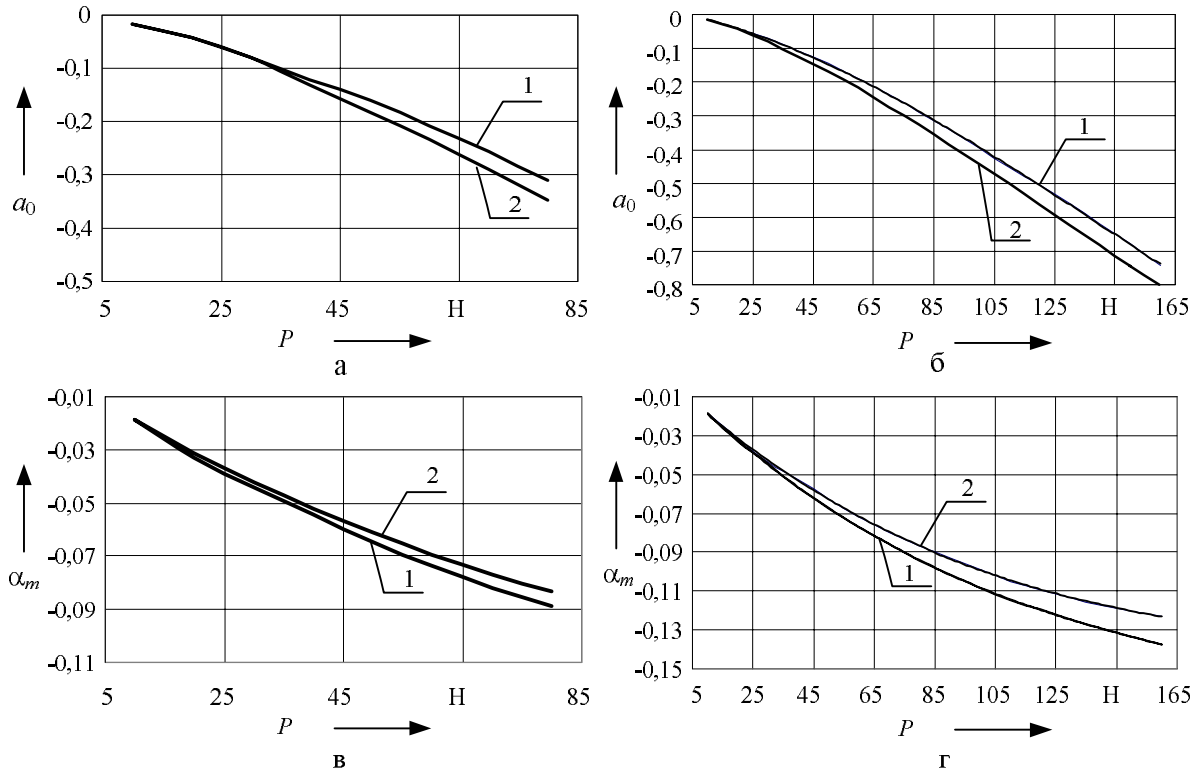


Рисунок 3 – Номограммы для определения коэффициентов модели (см. уравнение (8)):
а, б – коэффициент a_0; в, г – коэффициент α_m

При исследовании износа трибосистемы «КЭ – токопровод» влияние электрической нагрузки (процесс токосъема) может рассматриваться как дополнительный внешний параметр, влияющий на характеристики скользящего контакта.

Изнашивание контактных пар устройств токосъема от воздействия электрического тока можно представить с помощью функциональной зависимости между такими факторами, как дугостойкость материала; количество электричества, прошедшее через дугу; длина пути трения; нажатие в контакте; комплекс, учитывающий изменение шероховатости поверхностей; комплекс, учитывающий износ при токовой нагрузке без искрения:

$$I_E = \psi_2(\gamma, Q, s, P, g, W_0, W_1, j), \tag{9}$$

где γ – коэффициент дугостойкости материала, зависящий от рода тока, времени его протекания через контакт и полярности элемента контактной пары;

Q – количество электричества, которое определяется средним значением тока дуги I, количеством искрений n и временем горения t;

s – длина пути трения;

P – контактное нажатие;

g – коэффициент, характеризующий изнашивание материала вследствие повышения шероховатости поверхностей;

W_0 – коэффициент износа от механической нагрузки (без тока);

W_1 – коэффициент износа при токовой нагрузке без искрения;

j – плотность тока.

Взаимодействие элементов контактной пары представляет собой динамический процесс, при котором возможна кратковременная потеря контакта. Это приводит к возникновению дуги между элементами, термическое действие которой приводит к увеличению интенсивности изнашивания – возникает испарение материала с поверхностей контакта и увеличивается их шероховатость. Процесс изнашивания контактных пар при протекании через контакт электрического тока заключается во фриттинге пленок поверхностей и электролизе. При этом изменение шероховатости поверхностей является функцией Q/s.

Подробное описание процессов при возникновении дуги и изменении шероховатости поверхностей описано в работе [6], там же приведена формула для определения электрического износа W элементов контактной пары:

$$W = \gamma Q + sP\left(W_0 + W_1\sqrt{\frac{I}{10}} + g\sqrt{\frac{Q}{s}}\right). \qquad (10)$$

Анализ результатов экспериментальных исследований электромеханического изнашивания элементов контактной пары позволил выполнить преобразование уравнения (10) к форме, приведенной в работе [7]. Окончательно с учетом влияния температуры элемента контактной пары от токовой нагрузки и параметров внешней среды запишем уравнение для определения электрической составляющей износа I_E:

$$I_E(P) = \left[\zeta_1 \cdot \xi\left(\gamma, Q, T_{I_h}\right) + \zeta_2 \cdot X_1^{k_1}\left(W_1\left(P, k_1, k_2\right) j^{k_3} + \zeta_3 \cdot g\left(P, X_3, X_4, T_{I_h}, k_4\right) \cdot \sqrt{\frac{Q}{s}}\right)\right] \cdot \vartheta\left(F_{0i}, \varphi, \chi\right), \qquad (11)$$

где $\xi\left(\gamma, Q, T_{I_h}\right)$ – интенсивность электроэрозионного износа, нелинейно зависящая от дугостойкости материала с учетом температурного градиента элемента контактной пары;

$\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ – масштабные коэффициенты;

$X_1 = \left(\frac{Ptc_2}{(r(T_{I_h}))^2_{\ 1}}\right)^{\alpha_m}$ – комплекс, $X_3 = (Cu)^{\gamma_m}$, $X_4 = \left(\frac{H_1(T_{I_h})}{H_2(T_{I_h})}\right)^{\varepsilon_m}$ – симплексы (см. уравнение (8);

k_1 – функционал, прямо пропорциональный по модулю величине контактного нажатия и логарифмически зависящий от рода тока и поляризации КЭ;

k_2 – функционал, обратно пропорциональный величине контактного нажатия и логарифмически зависящий от рода тока и поляризации КЭ;

k_3 – критерий, учитывающий род тока (переменный или постоянный) и полярность контактного элемента (анодно- или катодно-поляризованный);

k_4 – критерий, учитывающий содержание графита в материале;

$\vartheta\left(F_{0i}, \varphi, \chi\right)$ – функционал, характеризующий состояние окружающей среды (температуру, влажность, запыленность);

$F_{0i} = \frac{a_i t_i}{r(T_{I_h})^2}$ – критерий Фурье (a_i – коэффициент температуропроводности, t_i – время изменения внешних условий, $r(T_{I_h})$ – характерный линейный размер), устанавливающий соответствие между темпом изменения условий в окружающей среде и темпом перестройки температурного поля внутри элемента контактной пары.

Количество электричества Q определяется как произведение среднего значения тока дуги на время ее горения:

$$Q = I \cdot t;\ I = j \cdot A_r, \tag{12}$$

где j – плотность тока;

A_r – фактическая (электропроводящая) площадь контакта.

Определению фактической площади контакта посвящены работы [8, 9], на основе анализа которых получена формула расчета фактической площади контакта:

$$A_r = \frac{2\pi}{P_{\text{ст}}^2} \int \frac{P(x)xdx}{\sqrt{\left(\frac{H_1(T_{I_h})}{H_2(T_{I_h})}\right)^2 + \left(\frac{P(x)}{P_{\text{ст}}}\right)^2}}, \tag{13}$$

где $P_{\text{ст}}$ – статическое контактное нажатие в данный момент времени.

Тогда

$$Q = j \cdot t \cdot \frac{2\pi}{P_{\text{ст}}^2} \int \frac{P(x)xdx}{\sqrt{\left(\frac{H_1(T_{I_h})}{H_2(T_{I_h})}\right)^2 + \left(\frac{P(x)}{P_{\text{ст}}}\right)^2}} = \frac{2\pi jt}{P_{\text{ст}}^2} \int \frac{P(x)xdx}{\sqrt{\left(\frac{H_1(T_{I_h})}{H_2(T_{I_h})}\right)^2 + \left(\frac{P(x)}{P_{\text{ст}}}\right)^2}}. \tag{14}$$

На рисунке 4 приведены номограммы для определения функционалов модели k_1 и k_2 (рисунок 4, а, б – для модели контактной пары токоприемника монорельсового транспорта; в, г – для модели контактной пары токоприемника магистрального транспорта); значение коэффициента k_4 почти постоянно. На рисунке 4 приняты следующие обозначения материалов КЭ: 1 – графит; 2 – металлокерамика на основе железа.

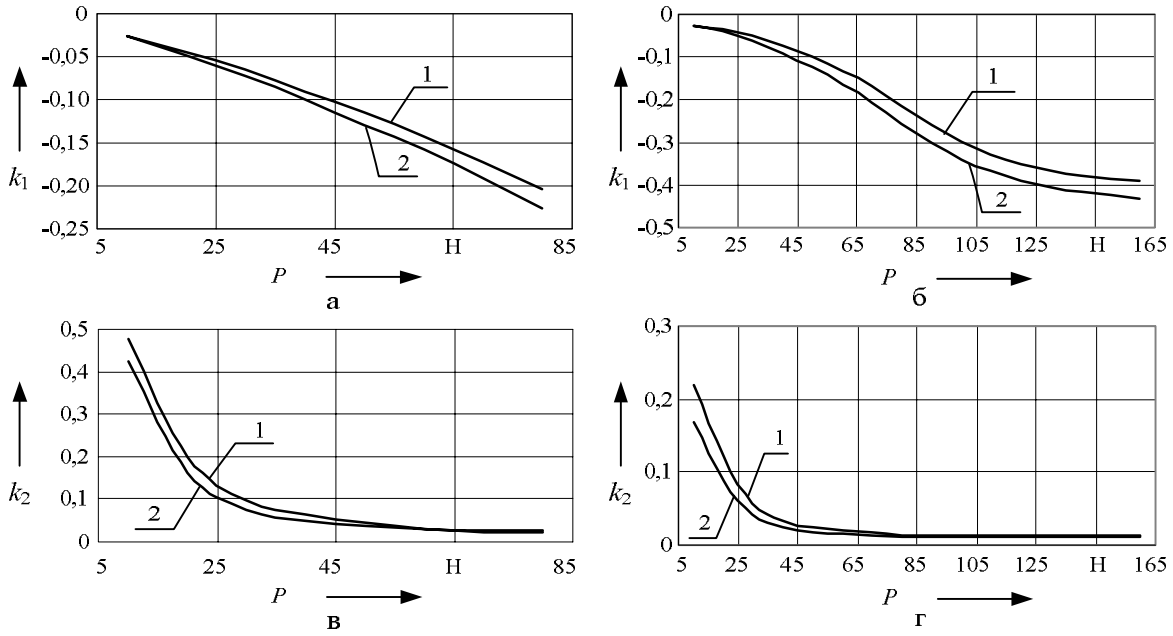


Рисунок 4 – Номограммы для определения функционалов модели (см. уравнение (10)): а, в – функционал k_1; б, г – функционал k_2

На рисунке 5 показаны графики (расчет и эксперимент) электромеханического изнашивания КЭ (рисунок 5, а, в) и КВ (рисунок 5, б, г); приняты следующие обозначения: 1 – механический износ (расчет); 2 – электрический износ (расчет); 3 – суммарная расчетная зависи-

мость электромеханического износа; 4 – электромеханический износ (экспериментальные данные).

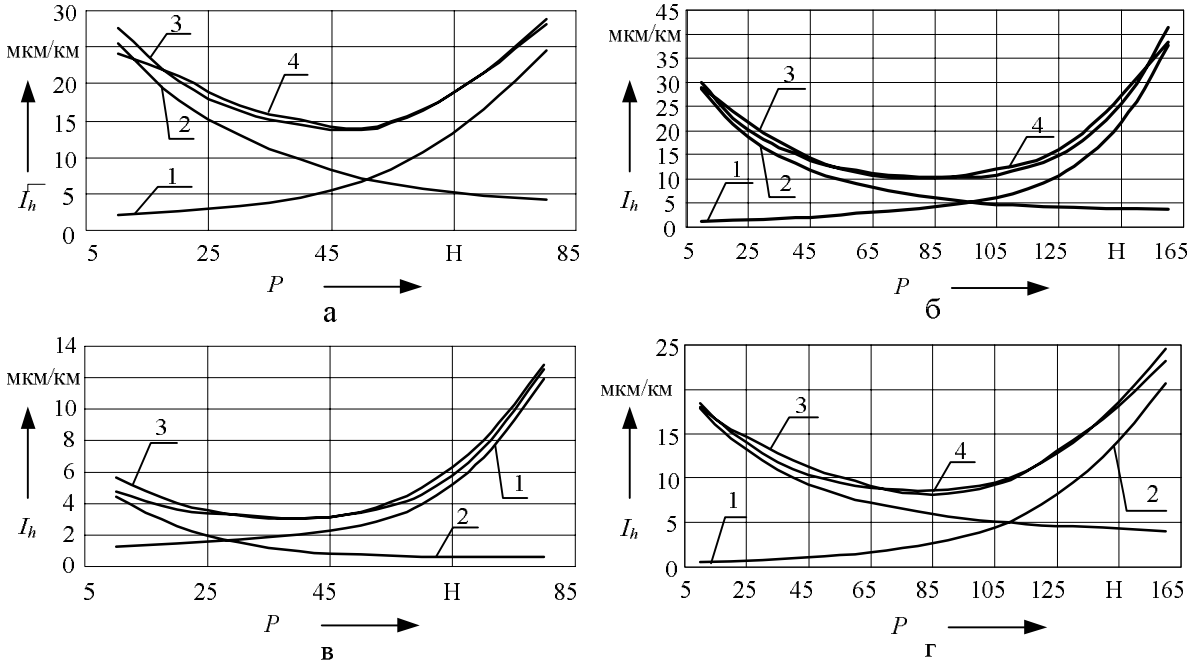


Рисунок 5 – Графики изнашивания КЭ и КВ (расчет и эксперимент):
а, б – графит; в, г – металлокерамика на железной основе

Сравнение *U*-образных кривых изнашивания КВ (см. рисунок 5) показывает, что отклонение расчетных и экспериментальных данных составляет не более 6 %.

Таким образом, использование разработанных моделей позволяет выполнить эксперимент только для граничных значений диапазона нажатия в контакте, а полученные данные использовать в качестве входных значений для расчета зависимостей изнашивания на математической модели. В случае необходимости уточнения границ диапазона, характеризующегося минимальными значениями износа элементов контактной пары, может быть выполнен дополнительный эксперимент.

Список литературы

1. Сидоров, О. А. Методы исследования износа контактных пар устройств токосъема монорельсового электрического транспорта: Монография [Текст] / О. А. Сидоров, С. А. Ступаков / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2009. – 155 с.

2. Патент на полезную модель № 82638. МПК B 60 L 3/12. Устройство для исследования скользящего контакта / О. А. Сидоров, С. А. Ступаков, А. Н. Кутькин, В. М. Филиппов. Заявлено 15.12.2008; Опубл. 10.05.2009. Бюл. № 13.

3. Мышкин, Н. К. Электрические контакты / Н. К. Мышкин, В. В. Кончиц, М. Браунович. – Долгопрудный: Интеллект, 2008. – 560 с.

4. Кончиц, В. В. Триботехника электрических контактов [Текст] / В. В. Кончиц, В. В. Мешков, Н. К. Мышкин. – Минск: Наука и техника, 1986. – 255 с.

5. Браун, Э. Д. Моделирование трения и изнашивания в машинах [Текст] / Э. Д. Браун, Ю. А. Евдокимов, А. В. Чичинадзе – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.

6. Хольм, Р. Электрические контакты [Текст] / Р. Хольм – М.: Иностранная литература, 1961. – 480 с.

7. Ступаков, С. А. Математическое моделирование износа контактных пар устройств токосъема монорельсового электрического транспорта [Текст] / С. А. Ступаков, В. М. Филиппов, Т. В. Охрименко // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – Новосибирск. – 2011. – № 1. – С. 240 – 243.

8. Knothe, K. Normal and tangential contact problem with rough surface / K. Knothe, A. Theiler // Proceeding of the 2nd mini conference on contact mechanics and wear of railway systems. – Budapest, 1996. – P. 34 – 43.

9. Демкин, Н. Б. Контактирование шероховатых поверхностей [Текст] / Н. Б. Демкин. – М.: Наука, 1970. – 228 с.

УДК 620.9

В. Д. Авилов, Е. А. Третьяков, А. Г. Звягинцев

ЦЕЛЕВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ МОНИТОРИНГ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЭР СТРУКТУРНЫМИ ПОДРАЗДЕЛЕНИЯМИ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

В данной работе предлагается методология анализа и контроля эффективности использования ТЭР структурными подразделениями железных дорог. Суть подхода заключается в том, что, во-первых, выполняется системный анализ структуры энергопотребления группы структурных подразделений с целью их кластеризации по сопоставимым условиям и последующего анализа с помощью известных статистических методов. Во-вторых, в пределах каждого кластера разрабатывается регрессионная модель прогнозирования потребления ТЭР в зависимости от целевых параметров (факторов), на основании которой по корреляционным оценкам между потреблением ТЭР и целевыми факторами и по характеристикам относительных приростов оценивается эффективность использования ТЭР. Реализация предлагаемого подхода к оценке эффективности использования ТЭР позволит в режиме энергетического мониторинга выявить причины изменения целевых показателей энергопотребления на основе статистических данных.

Существующие подходы к анализу и эффективности использования топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) базируются на показателях энергетической эффективности по ГОСТ Р51541-99 [1], а также на целевых показателях энергосбережения и повышения энергетической эффективности.

Между тем у группы даже однородных по виду деятельности структурных подразделений (СП) целевые показатели энергосбережения и энергоэффективности не будут одинаковыми, так как они находятся в несопоставимых условиях по влиянию различных факторов. Безусловно, задача анализа использования ТЭР в этом случае усложняется из-за отсутствия единых значений критериев оценки эффективности использования ТЭР.

Существующая система нормирования и лимитирования потребления ТЭР не позволяет в полной мере выполнить анализ использования ТЭР. Теоретические модели прогнозирования потребления ТЭР не могут учесть всех факторов, поэтому использование статистических методов является единственно приемлемым.

Предлагаемая система анализа и контроля оценки эффективности использования ТЭР содержит в себя следующие этапы:

системный анализ потребления энергоресурсов СП по направлениям хозяйствования, составление модели рангового параметрического распределения и кластеризация объектов по близким уровням потребления ТЭР (эталоны) в рамках интервального оценивания данных. Выявление аномальных объектов, в которых необходима реализация мер по снижению потребления ТЭР, и определение потенциала энергосбережения;

корреляционный анализ внутри кластера и построение регрессивной модели потребления ТЭР (или значение целевого показателя);

многомерный сравнительный анализ для комплексной оценки результатов хозяйствования СП по эффективности потребления ТЭР (или целевым показателям) с их ранжированием по местам.

Форму табулированного рангового параметрического распределения (например, по потреблению ТЭР) можно представить в виде таблицы, в которой на первой строчке – данные о

максимальном расходе ТЭР среди рассматриваемых структурных подразделений; на второй – данные о втором по расходу виде ТЭР за определенный период и т. д.

Рассмотрим ранговое параметрическое распределение по электропотреблению и расходу бензина. Ранговый анализ осуществлялся на основании данных для структурных подразделений Западно-Сибирской железной дороги – филиала ОАО «РЖД»: ПЧ-1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 10, 11, 12, 14, 16, 17, 18, 19, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 31, 32, 33, 35, 38; В таблице 1 представлен фрагмент распределения по дистанции пути (ПЧ), где в качестве параметра рассматривалось потребление электрической энергии (ЭЭ).

Таблица 1 – Пример табулированного рангового распределения по ПЧ потребления электрической энергии

СП	Ранг	Видообразующий параметр
		годовое потребление ЭЭ, тыс. кВт·ч
ПЧ-1	1	7667
ПЧ-35	2	4760
ПЧ-23	3	4536
ПЧ-4	4	4078
……	……...	……..
ПЧ-26	26	534
ПЧ-19	27	406
ПЧ-2	28	374

Отличительными особенностями распределения являются следующие: по мере уменьшения параметра увеличивается число СП, имеющих одинаковый расход; площадь под кривой соответствует потреблению по всем СП.

Аппроксимация распределений означает представление совокупности точек, получаемых по эмпирическим данным:

$$(x_1,y_1);\ (x_2,y_2);\ldots;\ (x_i,y_i);\ldots;\ (x_n,y_n). \qquad (1)$$

где i – формальный индекс;

n – общее число точек.

Для математического описания распределений применяют формулы из работы [2]. Для рангового распределения:

$$y = f(x) = \frac{W_m}{r^{\beta}}, \qquad (2)$$

где W_m – максимальное потребление ТЭР (на примере ЭЭ), которым соответствует ранг $r = 1$;

β – ранговый коэффициент, характеризующий степень крутизны распределения.

Задача аппроксимации распределений традиционно решается методом наименьших квадратов, отыскиваются такие параметры P_m и β, которые минимизируют сумму квадратов отклонений, реально полученных в ходе рангового анализа техноценоза эмпирических значений y_i, от значений, рассчитанных по аппроксимационной зависимости (2):

$$S = \sum_{i=1}^{n} (y_i - f(x_i))^2 \to \min. \qquad (3)$$

Исследования показали [2], что наилучшее состояние техноценоза такое, при котором в аппроксимационном выражении (2) значение параметра β находится в пределах $0{,}5 \le \beta \le 1$.

Закон оптимального построения техноценозов утверждает, что оптимальное состояние достигается при $\beta = 1$. Реальное распределение отличается от идеального.

Можно выделить области максимальных аномальных отклонений, где полученные в ходе анализа эмпирические точки явно отклоняются от главной аппроксимирующей кривой.

После выявления аномалий на распределении определяются типы объектов, «ответственные» за них.

На рисунках 1 и 2 (1 – реальное распределение; 2 – аппроксимирующая кривая; 3 – идеальная кривая при β =1) представлены ранговые распределения структурных подразделений ПЧ и шнуровой части (ШЧ) соответственно по потреблению ЭЭ за год.

Представление потребления ТЭР СП в виде гиперболического параметрического Н-распределения показало, что потребление ТЭР различными СП даже одного направления хозяйствования сильно различаются и в принципе не могут сравниваться между собой или каким-то средним значением потребления ТЭР, так как дисперсия принимает весомые значения и в целом распределение потребления ТЭР подчиняется законам техноценоза. Для эффективной оценки использования ТЭР с таким разбросом значений среди однотипных предприятий необходимо выполнить кластерный анализ и интервальное оценивание, чтобы выделить СП с сопоставимым потреблением ТЭР для дальнейшего анализа средствами классической статистики.

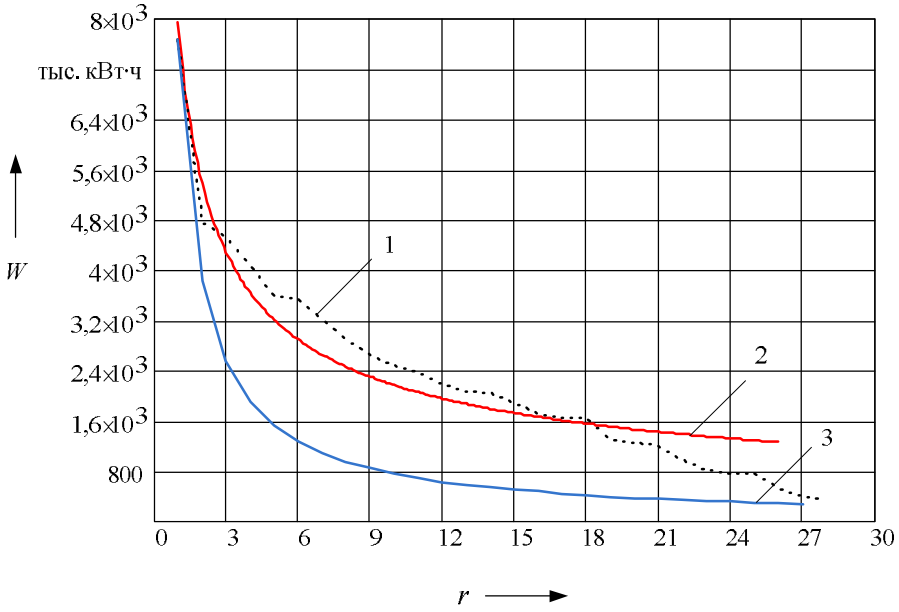


Рисунок 1 – Ранговое параметрическое распределение объема потребленной электроэнергии по всем ПЧ ЗСЖД

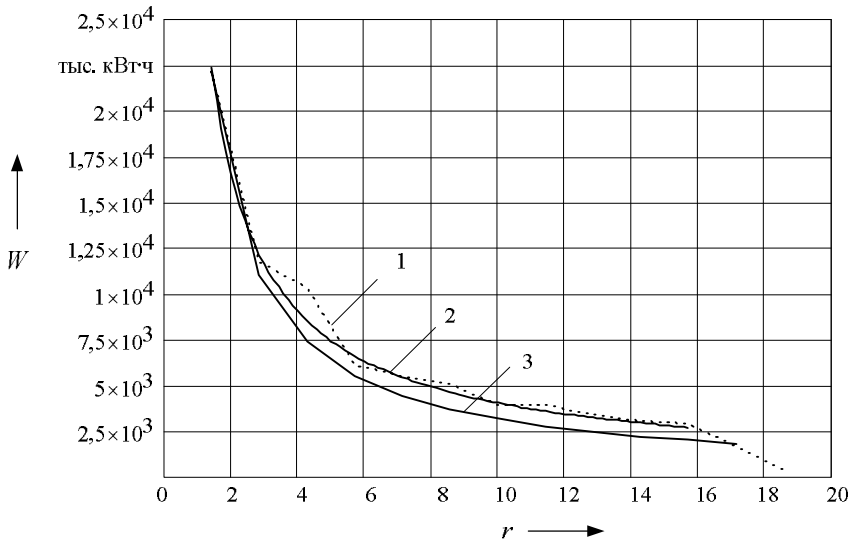


Рисунок 2 – Ранговое параметрическое распределение объема потребления электроэнергии по всем ШЧ ЗСЖД

Одной из аналитических процедур рангового анализа является интервальное оценивание параметрического распределения [2], которое позволяет определить, какие из объектов техноценоза потребляют ресурс аномально.

Процедура интервального оценивания заключается в задании переменного доверительного интервала вокруг аппроксимационной кривой – своего рода «физическое поле» потребления ресурсов; данная процедура показывает область нормального потребления в техноценозе (рисунок 3).

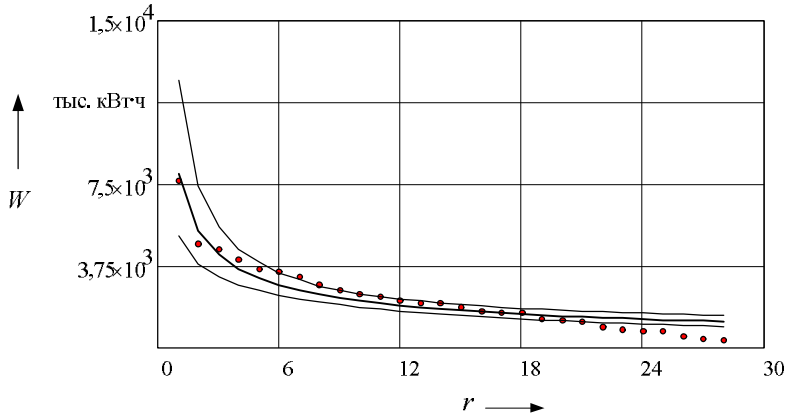


Рисунок 3 – Доверительный интервал для полного рангового параметрического распределения: абсцисса – ранг объекта; ордината – электропотребление; точки – эмпирические данные; сплошные линии – аппроксимационная кривая, верхняя и нижняя доверительные границы

Значения электропотребления, соответствующие k-му рангу на верхней и нижней границах переменного доверительного интервала рангового распределения, определяется следующим образом [3]:

$$W^{в}(r_k) = W(r_k) + \frac{\Phi^{-1}(p_\delta)[\sigma_k]}{2}; \quad (4)$$

$$W^{н}(r_k) = W(r_k) - \frac{\Phi^{-1}(p_\delta)[\sigma_k]}{2}, \quad (5)$$

где $W(r_k)$ – значение электропотребления на аппроксимационной кривой, соответствующее рангу r_k;

$\Phi^{-1}(\tau)$ – обратная функция Лапласа, задающая верхнюю и нижнюю границы доверительного интервала;

p_δ – априорно принимаемая (как правило, 95 %-ная) доверительная вероятность;

$[\sigma_k]$ – эмпирический стандарт рангового распределения в параметрическом кластере k-го объекта.

Анализ данных путем определения количества точек, находящихся выше и ниже доверительного интервала, а также попавших в него в виде, представленном на рисунке 4, позволит выявить объекты с аномальным электропотреблением.

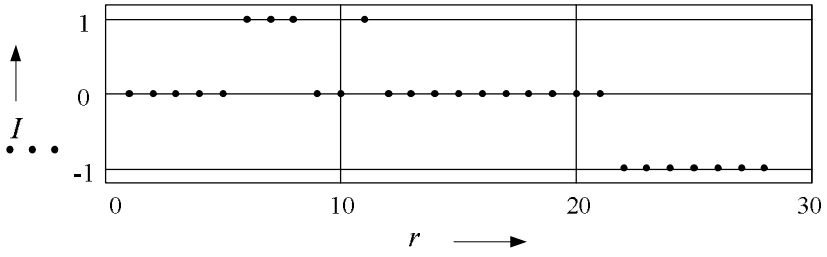


Рисунок 4 – График, иллюстрирующий попадание точек в доверительный интервал I: абсцисса – ранг объекта; ордината – индикатор, который принимает значение 0, 1 или -1, если точки лежат внутри, выше или ниже доверительного интервала

Для оценки эффективности использования энергоресурсов структурными подразделениями необходимо определить статистические характеристики кластеров энергопотребления, выделенных на ранговом параметрическом распределении (по исследуемому функциональному параметру). Методами кластерного анализа определяются группы (классы, кластеры) объектов, которые на определенном временно́м интервале потребляют ресурс сходным образом. Статистически внутри кластера функциональные параметры объектов должны распределяться по нормальному закону. Как показали многочисленные исследования и практическая реализация методики оптимизации энергопотребления, процедура нормирования потребления внутри кластера в сочетании с прогнозированием позволяет предъявлять объектам научно обоснованные нормы расходования ресурсов.

В соответствии с выводами работы [3] кластер-процедуры реализуются на пространстве экспериментальных данных по энергопотреблению объектов техноценоза в соответствии с критерием качества разбиения на классы, который на фиксированном множестве f-разбиений $(r_1,W_1),(r_2,W_2),...,(r_k,W_k)$ на заданное число групп (классов) $S_f=(S_1,S_2,...,S_n)$ формируется следующим образом:

$$Q(S)=\sum_{f=1}^{n}\left(\sum_{(r_i,W_i),(r_j,W_j)\in S_f}\left(d_E{}^2\left((r_i,W_i),(r_j,W_j)\right)\right)\right)\to \text{extr}, \tag{6}$$

где $d_E\left((r_i,W_i),(r_j,W_j)\right)$ – взвешенное евклидово расстояние между полученными точками.

Кластер-процедура дополняется проверкой расстояния между классами S_f и S_m, измеренного по принципу «ближнего соседа». При этом циклично реализуется критерий

$$\rho_{\min}(S_f,S_m)=\min\left\{d\left((r_f,W_f),(r_m,W_m)\right)\right\}\xrightarrow[(r_f,W_f)\in S_f,(r_m,W_m)\in S_m]{}\max. \tag{7}$$

После разбиения техноценоза на группы (кластеры) со «сходными» значениями энергопотребления возникает возможность определения средних значений энергопотребления внутри каждого кластера. Норма содержит в себе среднее значение и эмпирический стандарт (среднеквадратичное отклонение), определяемые по выборке значений энергопотребления рассматриваемой группы.

Среднее энергопотребление для *s*-й группы объектов определяется по формуле:

$$\bar{W}_s=\frac{\int_{r_{s-1}}^{r_s}\frac{W_0}{r^{\beta}}dr}{r_s-r_{s-1}}\cong\frac{1}{n_s}\sum_{i=1}^{n_s}W_i, \tag{8}$$

где r_{s-1} и r_s – левая и правая ранговые границы нормируемой группы объектов на распределении;

W_0 и β – параметры рангового распределения;

n_s – число объектов в *s*-й группе;

W_i – эмпирическое значение потребления *i*-го объекта техноценоза.

Для решения задачи был использован метод усредненного связывания для одномерных данных [3]. В ходе реализации указанного метода на каждом шаге применен объединяющий алгоритм, основанный на оценке расстояний между точками, на выявлении пары ближайших друг к другу точек и на замене их средним. Процесс продолжается до тех пор, пока не останется единственное объединение (кластер). Количество кластеров задается априорно, что позволяет на определенном шаге прекращать работу алгоритма (обычно составляет пятую – шестую часть от количества исследуемых объектов). По результатам кластер-процедур объекты инфраструктуры разбиваются на группы (классы, кластеры) по сходному энергопо-

треблению. Кластеризация осуществляется отдельно для каждого временного интервала (в данном случае – года). После этого возникает возможность определения среднего и эмпирического стандарта энергопотребления для каждой из групп на каждом временном интервале (рисунки 5, 6).

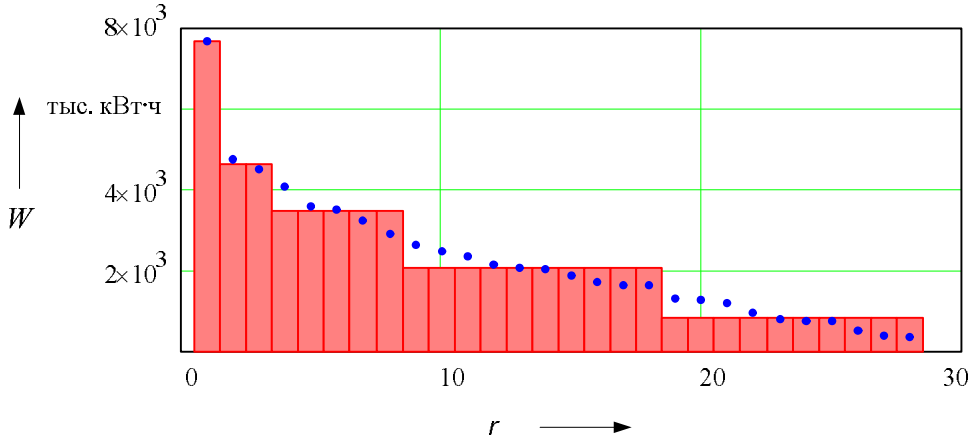


Рисунок 5 – Результаты кластерного анализа инфраструктуры по электропотреблению за год (на примере ПЧ): абсцисса – ранг объекта; ордината – электропотребление, кВт·ч; точки – эмпирические данные; гистограмма – кластеры, полученные методом усредненного связывания

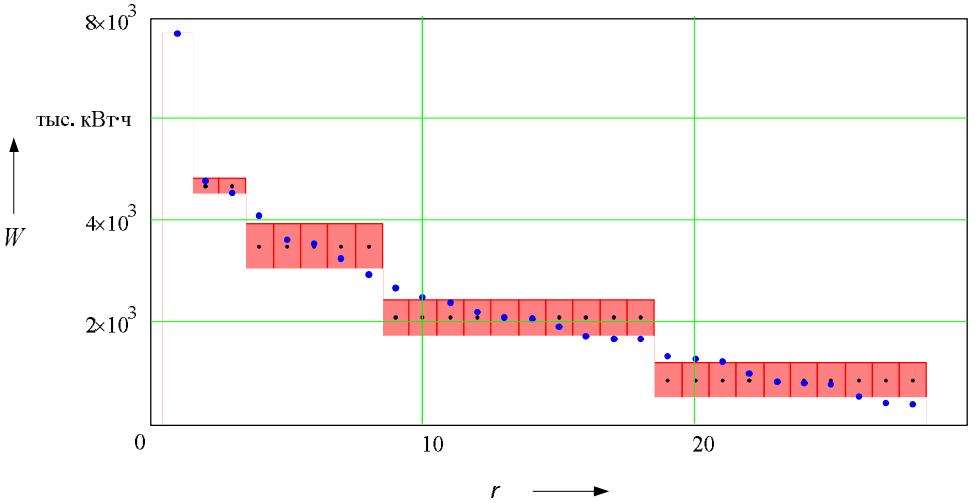


Рисунок 6 – Статистическое описание норм кластеров (средних значений): абсцисса – ранг объекта; ордината – электропотребление, кВт·ч; точки – эмпирические данные; горизонтальный пунктир – среднее нормы; горизонтальная полоса – стандарт нормы

Следует обратить внимание на то, что подобный кластерный анализ можно выполнить по любому параметру, в том числе по удельному потреблению ТЭР.

Таким образом, на этапе статистического анализа и построения эмпирической модели процесса электропотребления осуществляется глубокая обработка данных по потреблению ТЭР объектов, которая включает в себя интервальное оценивание и кластеризацию. Кластерный анализ позволяет разбить объекты по группам со схожим потреблением энергоресурсов по нормальному закону, а следовательно, внутри каждого кластера имеется возможность применять методы и алгоритмы анализа и контроля расхода ТЭР аппаратом теории вероятности и регрессионного анализа. Выполнять процедуры оптимизации потребления и оценки эффективности использования ТЭР на системном уровне с помощью теории оптимальных техноценозов не имеет смысла, так как при этом невозможно учесть множество факторов, влияющих на расход внутри кластера. На основании изложенного можно утверждать, что для анализа эффективности использования ТЭР структурными подразделениями необходимо

в пределах каждого кластера использовать алгоритмы корреляционного и регрессионного анализа.

Процессы потребления ТЭР зависят от большого количества факторов. Как правило, каждый фактор в отдельности не определяет изучаемое явление во всей полноте. Только комплекс факторов в их взаимосвязи может дать более или менее полное представление о характере потребляемых ТЭР. Отбор факторов для корреляционного анализа является важным моментом. При этом необходимо придерживаться определенных правил [4].

Исходя из перечисленных выше требований для многофакторной корреляционной модели потребления (можно по целевым показателям энергосбережения) ТЭР (на примере электроэнергии для ремонтного вагонного депо – Y) подобраны следующие факторы, которые оказывают наиболее существенное влияние (x) на потребление ТЭР:

1) выпуск единицы продукции:

– деповской ремонт вагонов (количество отремонтированных вагонов);

– ремонт колесных пар (одна отремонтированная колесная пара);

2) установленная мощность электрооборудования;

3) градусодни (за рассматриваемый период);

4) экономия от внедрения энергосберегающих мероприятий;

5) длительность светового дня (за рассматриваемый период).

Одно из условий корреляционного анализа – однородность исходной информации относительно распределения его около среднего уровня. Критериями однородности служат среднеквадратическое отклонение и коэффициент вариации [4].

На основании самого высокого показателя вариации можно определить необходимый объем выборки данных для корреляционного анализа по формуле:

$$n = \frac{V^2 \cdot t^2}{m^2}, \tag{9}$$

где n – необходимый объем выборки данных;

V – вариация, %;

t – показатель надежности связи, который при уровне вероятности $P = 0{,}05$ равен 1,96;

m – показатель точности расчетов (для инженерных расчетов допускается ошибка в 5 %).

Следующее требование к исходной информации – соответствие ее закону нормального распределения. Для количественной оценки степени отклонения информации от нормального распределения служат отношение показателя асимметрии (A) к ее ошибке (m_a) и отношение показателя эксцесса (E) к его ошибке (m_e). Когда отношения A/m_a и E/m_e меньше 3, то асимметрия и эксцесс не имеют существенного значения и исследуемая информация подчиняется закону нормального распределения (таблица 2). Адекватность модели фактическим зависимостям проверяется по критерию Фишера, по показателю средней ошибки аппроксимации и по величине множественного коэффициента детерминации.

Таблица 2 – Показатели статистической характеристики исходной информации (помесячные данные за год)

Переменная	Среднее арифметическое	Среднее квадратическое	Вариация, %	Асимметрия	Эксцесс
Деповский ремонт вагонов (x_1), шт.	28,75	28,30	14,78	0,15	-1,52
Ремонт колесных пар (x_2), тыс. шт.	1,81	1,80	16,97	-0,56	-0,94
Установленная мощность электрооборудования (x_3), тыс. кВт.	5,40	5,40	0,14	3,46	12,00
Градусодни (x_4), тыс.	3,57	18,21	116,67	-0,31	-1,23
Экономия от внедрения энергосберегающих мероприятий (x_5), тыс. кВт·ч	0,23	0,21	152,38	2,03	2,72
Длительность светового дня (x_6), ч	10,75	10,40	122,48	0,42	-0,76

Для решения задачи многофакторного корреляционного анализа сначала формируется матрица исходных данных. Рассчитываются матрицы парных и частных коэффициентов корреляции, уравнение множественной регрессии, а также показатели, с помощью которых оценивается надежность коэффициентов корреляции и уравнения связи: критерии Стьюдента и Фишера, средняя ошибка аппроксимации, множественные коэффициенты корреляции и детерминации.

Однако необходимо отметить, что парные коэффициенты корреляции получены при условии воздействия других факторов на результат. Чтобы абстрагироваться от их влияния и получить количественную характеристику связи между результативным и факторными показателями в чистом виде, рассчитываются частные коэффициенты корреляции (таблица 3).

Таблица 3 – Коэффициенты частной корреляции

Показатель	Y	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6
Y	1,00						
x_1	0,47	1,00					
x_2	0,18	0,54	1,00				
x_3	-0,57	-0,59	-0,41	1,00			
x_4	0,45	-0,88	-0,42	0,22	1,00		
x_5	0,53	0,59	0,40	-0,10	-0,47	1,00	
x_6	-0,57	-0,81	-0,39	0,48	0,65	-0,32	1,00

Значимость коэффициентов корреляции проверяется по критерию Стьюдента (для каждой переменной). В нашем примере связь между результативным и факторными показателями является надежной, а величина коэффициентов корреляции значимой.

Оценка эффективности использования ТЭР осуществляется по корреляционным оценкам между потреблением ТЭР, характеристиками относительных приростов и целевыми факторами. Увеличение степени рассматриваемой корреляции во временной области свидетельствует о повышении эффективности использования ТЭР (рисунок 7).

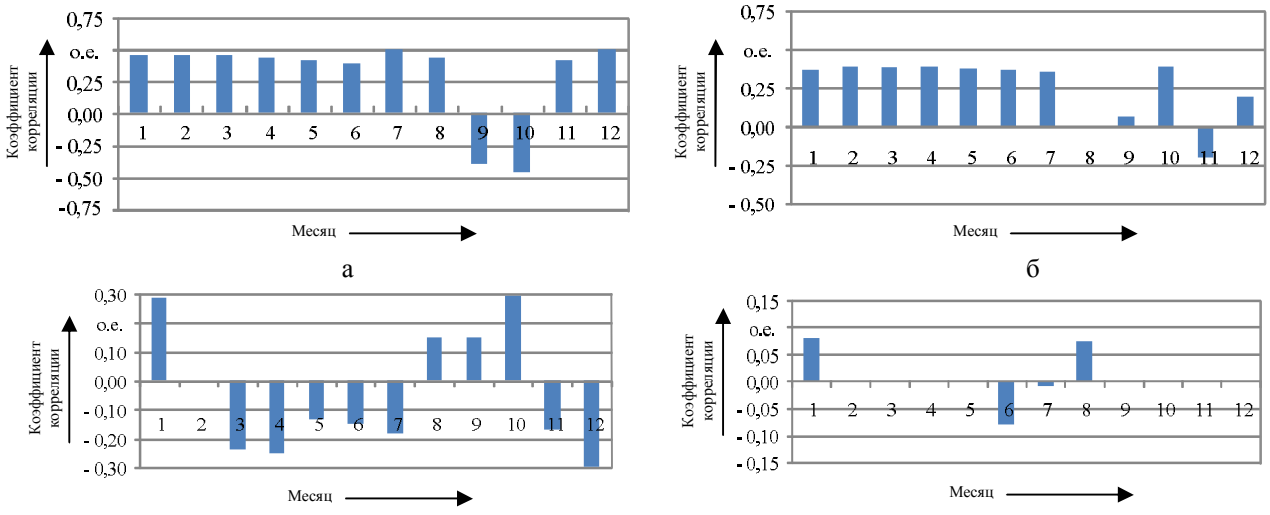


Рисунок 7 – Динамика изменения коэффициентов частной корреляции по месяцам в течение года:
а – деповский ремонт вагонов; б – ремонт колесных пар; в – градусодни;
г – установленная мощность электрооборудования

Следующий этап корреляционного анализа – расчет уравнения связи (регрессии).
В общем случае модель регрессионного анализа имеет вид:

$$y = \sum_{i=0}^{n} \beta_i \varphi_i(x_1, x_2, .. x_k) + \varepsilon, \qquad (10)$$

где φ_i – некоторая функция переменных $x_1, x_2, .. x_k$;

ε – случайная величина с нулевым математическим ожиданием и дисперсией σ.

Многомерная регрессия выполняется для группы предприятий в пределах каждого кластера известными методами [4]. Для целей сравнения коэффициентов регрессии (сравнения силы влияния каждого фактора на отклик) может быть использован коэффициент эластичности, но качественнее – теория интегрального факторного анализа для измерения влияния факторов в мультипликативных, кратных и смешанных моделях кратно-аддитивного типа [4]. На рисунке 8 представлен результат факторного анализа для одного временного среза.

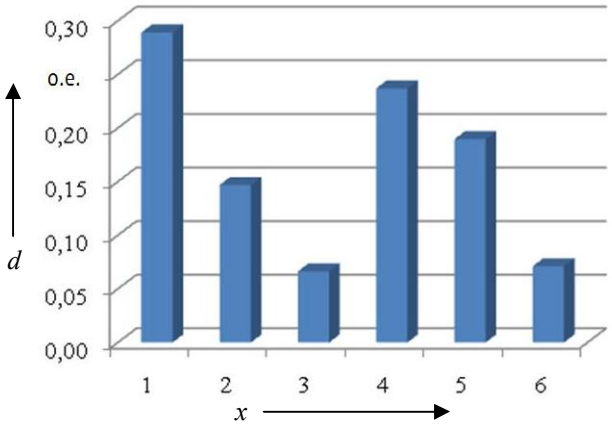


Рисунок 8 – Гистограмма долей *d* оценок влияния факторов *x* на потребление электроэнергии: 1 – деповский ремонт вагонов, шт.; 2 – ремонт колесных пар, тыс. шт.; 3 – установленная мощность электрооборудования, тыс. кВт; 4 – градусо-дни, тыс.; 5 – экономия от внедрения энергосберегающих мероприятий, тыс. кВт·ч; 6 – длительность светового дня, ч

Одним из методов оценки эффективности использования ТЭР СП предлагается дополнительно использовать анализ, в процессе которого показатели анализируемого предприятия по расходу ТЭР (или значения целевых показателей) сопоставляются с показателями ведущих предприятий, имеющих лучшие результаты при одинаковых исходных условиях хозяйствования.

В таблице 4 в каждой графе определяется минимальный (максимальный – по смыслу) элемент, который принимается за единицу. Затем все элементы этой графы делятся на максимальный элемент эталонного предприятия. В результате создается матрица стандартизованных коэффициентов.

Рейтинговые оценки R вычисляются по выражению:

$$R = k_1 a_1^2 + k_2 a_2^2 + k_3 a_3^2 + k_4 a_4^2 + k_5 a_5^2 + k_6 a_6^2, \qquad (11)$$

где $k_1, k_1 \ldots$ – весовые коэффициенты (устанавливаются экспертным путем);

$a_i = x_i / \max(\min) x_i$ – стандартизированные коэффициенты.

Таблица 4 – Результаты сравнения СП

Предприятие (в пределах кластера)	Потребление ТЭР			Деповский ремонт вагонов, шт.	Ремонт колесных пар, тыс. шт.	Экономия от внедрения энергосберегающих мероприятий, тыс.кВт·ч	R	Место каждого СП в рейтинге
	ЭЭ, тыс. кВт·ч	котельно-печное топливо, т у.т.	моторное топливо, т					
1	1,09	1,27	1,14	0,87	0,93	0,38	5,87	1
2	1,21	**1,00**	1,26	0,88	0,24	**1,00**	5,88	2
3	1,32	1,14	1,38	**1,00**	0,76	0,92	7,37	6
4	**1,00**	1,09	1,31	0,73	**1,00**	0,67	5,89	3
5	1,22	1,36	1,47	0,50	0,56	0,44	6,26	4
6	1,30	1,20	**1,00**	0,56	1,59	0,41	7,14	5

Примечание. Весовые коэффициенты задавались равными единице.

Эталонное предприятие обычно формируется из совокупности однородных объектов, принадлежащих одному направлению хозяйствования в результате кластеризации.

Полученные рейтинговые оценки размещаются по ранжиру и определяется место каждого СП. Первое место занимает СП, которому соответствует наибольшая (наименьшая) сумма, второе место – предприятие, имеющее следующий результат, и т. д. (см. таблицу 4). Преимущество рассмотренной методики многомерного сравнительного анализа в том, что она

базируется на комплексном подходе, учитывающем степень близости СП к показателям предприятия-эталона.

Энергетический менеджмент предполагает планирование и контроль расхода каждого энергоресурса, как и любого другого дорогостоящего производственного ресурса, с целью снижения затрат предприятия на энергоресурсы путем улучшения энергетической эффективности. Наиболее эффективным «инструментом» планирования и контроля потребления энергетических ресурсов была признана методология целевого энергетического мониторинга.

С учетом изложенного предлагается следующий алгоритм оценки эффективности использования ТЭР (или других показателей) на основе корреляционно-регрессионного и факторного анализа (рисунок 9).

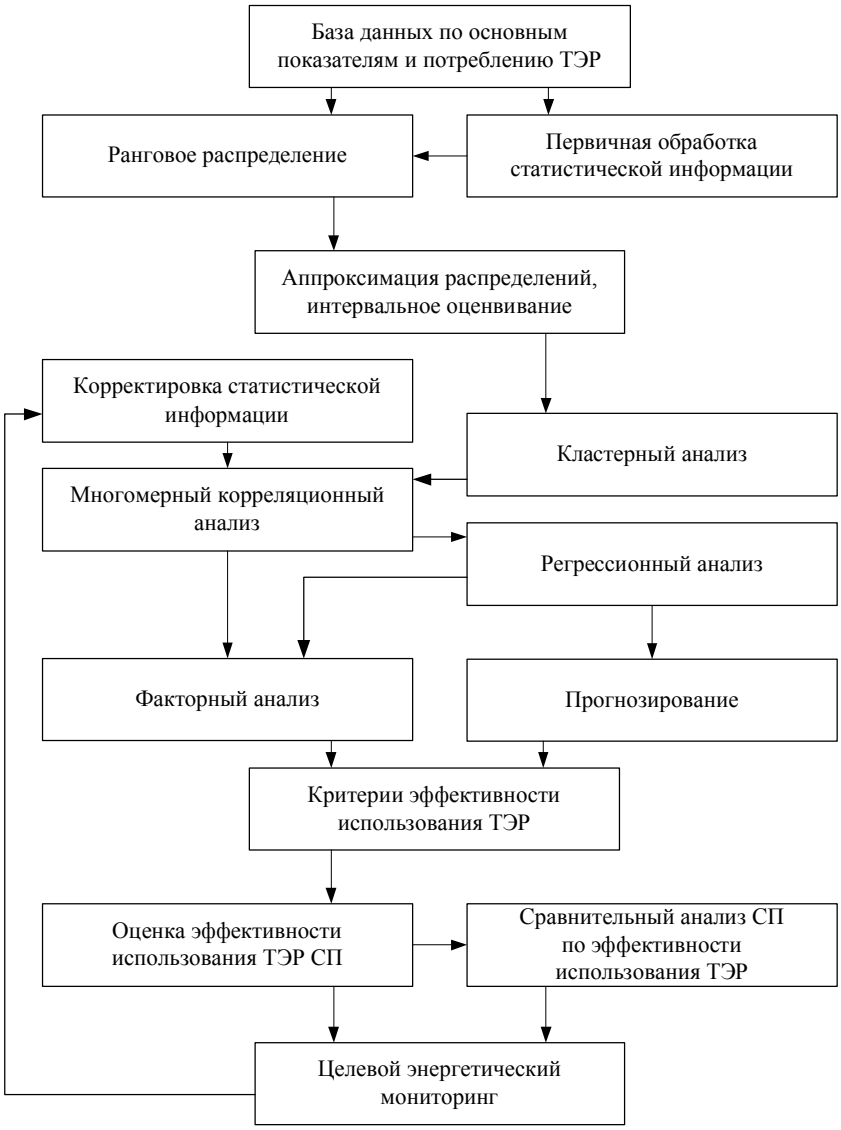


Рисунок 9 – Алгоритм оценки эффективности использования ТЭР на основе корреляционно-регрессионного и факторного анализа

Реализация предлагаемого подхода к оценке эффективности использования ТЭР позволит в режиме энергетического мониторинга (за месяц, квартал, год) выявить изменение целевых показателей энергопотребления на основе статистических данных.

Список литературы

1. ГОСТ Р51541-99. Энергосбережение. Энергетическая эффективность. Состав показателей [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1999. – 14 с.

2. Гнатюк, В. И. Оптимальное построение техноценозов. Теория и практика. Выпуск 9. Ценологические исследования [Текст] / В. И. Гнатюк / Центр системных исследований. – М., 1999. – 272 с.

3. Бусленко, Н. П. Моделирование сложных систем [Текст] / Н. П. Бусленко – М.: Наука, 1978. – 399 с.

4. Блюмин, С. Л. Экономический факторный анализ: Монография [Текст] / С. Л. Блюмин, В. Ф. Суханов, С. В. Чеботарёв / Липецкий эколого-гуманитарный ин-т. – Липецк, 2004. – 148 с.

УДК 621.313.321

А. Ю. Ковалев, В. И. Степанов, Р. Н. Хамитов

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В статье рассматривается моделирование переходных процессов асинхронных электрических двигателей, имеющих трехконтурную схему замещения, которая учитывает эффекты насыщения магнитной системы и вытеснение токов в стержнях ротора.

Рассматривается расчет переходных процессов асинхронных электрических двигателей (АЭД) согласно трехконтурной схеме замещения, которая учитывает эффекты насыщения магнитной системы и вытеснения токов в стержнях ротора. Данная задача приобретает существенное значение в связи с широким внедрением преобразовательной техники, реализацией на ее основе сложных режимов управления АЭД, работающих в составе комплексов железнодорожной техники, нефтепромыслового оборудования и т. д., а также с реализацией таких специфичных режимов работы АЭД, как режимы расклинивания, толчка, реверса.

Схема замещения для одной фазы АЭД изображена на рисунке 1.

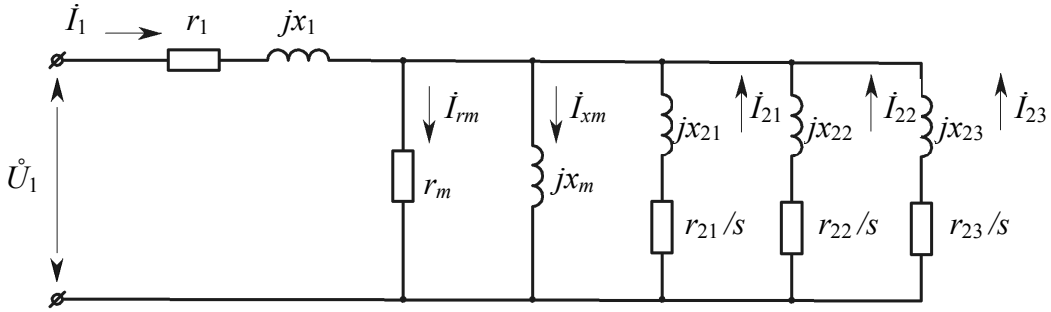


Рисунок 1 – Трехконтурная схема замещения АЭД

На схеме замещения отмечены: r_m, r_1, r_{21}, r_{22}, r_{23}; $x_m = \omega_1 L_m$, $x_1 = \omega_1 L_1$, $x_{21} = \omega_1 L_{21}$, $x_{22} = \omega_1 L_{22}$, $x_{23} = \omega_1 L_{23}$ – активные и индуктивные сопротивления контура намагничивания, цепи статора и трехконтурной схемы замещения ротора соответственно; L_m, L_1, L_{21}, L_{22}, L_{23} – индуктивности, соответствующие потокам рассеяния обмоток статора и ротора; $\dot{I}_{rm}$, $\dot{I}_{xm}$, $\dot{I}_1$, $\dot{I}_{21}$, $\dot{I}_{22}$, $\dot{I}_{23}$ – комплексные действующие значения токов соответствующих ветвей; $\mathring{U}_1$ – фазное напряжение, приложенное к АЭД.

Уравнения математической модели АЭД в рассматриваемом случае содержат следующие элементы: уравнения контуров в соответствии со вторым законом Кирхгофа, узловые уравнения в соответствии с первым законом Кирхгофа, уравнения для потокосцеплений ψ_s, ψ_{r1}, ψ_{r2}, ψ_{r3}, в функции тех токов i_s, i_{r1}, i_{r2}, i_{r3}, i_{xms}, i_{rms}, которые создают рассматриваемые потоки, уравнения для электромагнитного момента *Me* и момента сопротивления *Mn*, где индексы s и r обозначают соответствующие фазы статора и ротора: s = {A,B,C}; r = {a,b,c}. В

результате математическая модель переходных процессов АЭД приобретает вид смешанной дифференциально-алгебраической системы уравнений. Такого рода математические модели использовались в электромеханике давно, получили признание специалистов, введены в работе [1], носят название математических моделей в канонической форме:

$$\begin{cases} \dfrac{d\Psi_A}{dt} = -r_1 i_A + U_m \sin\omega_1 t; \\ \dfrac{d\Psi_{a1}}{dt} = -r_{21} i_{a1} - \dfrac{1}{\sqrt{3}}\omega_1\omega^*\left[L_{21}\left(i_{b1} - i_{c1}\right) + \dfrac{3}{2}L_m\left(i_{xmB} - i_{xmC}\right)\right]; \\ \dfrac{d\Psi_{a2}}{dt} = -r_{22} i_{a2} - \dfrac{1}{\sqrt{3}}\omega_1\omega^*\left[L_{22}\left(i_{b2} - i_{c2}\right) + \dfrac{3}{2}L_m\left(i_{xmB} - i_{xmC}\right)\right]; \\ \dfrac{d\Psi_{a3}}{dt} = -r_{23} i_{a3} - \dfrac{1}{\sqrt{3}}\omega_1\omega^*\left[L_{23}\left(i_{b3} - i_{c3}\right) + \dfrac{3}{2}L_m\left(i_{xmB} - i_{xmC}\right)\right]; \\ L_1\dfrac{di_A}{dt} = -r_m\left(i_A - i_{xmA} + i_{a1} + i_{a2} + i_{a3}\right) - r_1 i_A + U_m \sin\omega_1 t; \\ \dfrac{d\omega^*}{dt} = \dfrac{p}{J\omega_1}\left(M_e - M_n\right); \\ \dfrac{d\gamma}{dt} = \omega_1\omega^*; \\ \Psi_A = L_1 i_A + L_m i_{xmA} - \dfrac{1}{2}L_m i_{xmB} - \dfrac{1}{2}L_m i_{xmC}; \end{cases} \tag{1}$$

$$\begin{cases} \Psi_{a1} = L_{21} i_{a1} + L_m i_{xmA} - \dfrac{1}{2}L_m i_{xmB} - \dfrac{1}{2}L_m i_{xmC}; \\ \Psi_{a2} = L_{22} i_{a2} + L_m i_{xmA} - \dfrac{1}{2}L_m i_{xmB} - \dfrac{1}{2}L_m i_{xmC}; \\ \Psi_{a3} = L_{23} I_{a3} + L_m I_{xmA} - \dfrac{1}{2}L_m I_{xmB} - \dfrac{1}{2}L_m i_{xmC}; \\ Me = -\dfrac{3}{2\sqrt{3}}\,pL_m[(i_{xmA} - i_{a1} - i_{a2} - i_{a3})(i_{b1} + i_{b2} + i_{b3} - i_{c1} - i_{c2} - i_{c3}) + \\ \qquad + (i_{xmB} - i_{b1} - i_{b2} - i_{b3})(i_{c1} + i_{c2} + i_{c3} - i_{a1} - i_{a2} - i_{a3}) + \\ \qquad + (i_{xmC} - i_{c1} - i_{c2} - i_{c3})(i_{a1} + i_{a2} + i_{a3} - i_{b1} - i_{b2} - i_{b3})]; \end{cases} \tag{2}$$

$$Mn = \mathrm{b}_1\omega^2. \tag{3}$$

В формулах (1) – (3) ω_1 – угловая частота напряжения сети; ω^* – относительная частота вращения ротора двигателя; ω – угловая частота вращения ротора двигателя; γ – угол поворота ротора относительно неподвижного статора; p – число пар полюсов; J – динамический момент инерции; b_1 – коэффициент. Аналогично записываются системы дифференциально-алгебраических уравнений для фаз статора B, C и ротора – b, c.

В качестве численного метода расчета переходных процессов согласно каноническим моделям типа приведенной выше (1) – (4) используются адекватные данным моделям численные канонические методы, схема которых приведена в работах [1, 2].

Результаты расчета численными каноническими методами в соответствии с каноническими моделями (1) – (4) приведены на рисунках 2 и 3. Рассматривался погружной асинхронный электрический двигатель ПЭДН-32-117-1000 с параметрами: r_1 = 1,359722, x_1 = 3,027433515, r_m = 413,3696259, x_m = 58,47850363, r_{21} = 2,356210282, x_{21} = 5,636317755, r_{22} = 19,64839744, x_{22} = 13,45779688, r_{23} = 1,997984871, x_{23} = 4,927932819, U_m = 816,497,

ω_1 = 314,159, J = 0,455, p = 1, b_1 = 0,000803234, определенными согласно методике, предложенной в работе [3].

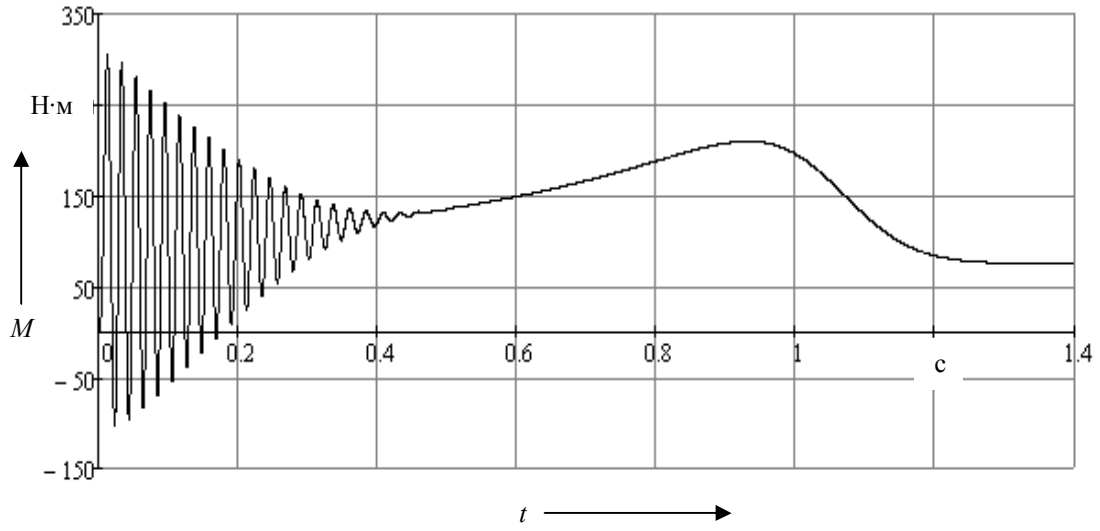


Рисунок 2 – Зависимость электромагнитного момента АЭД от времени в переходном процессе

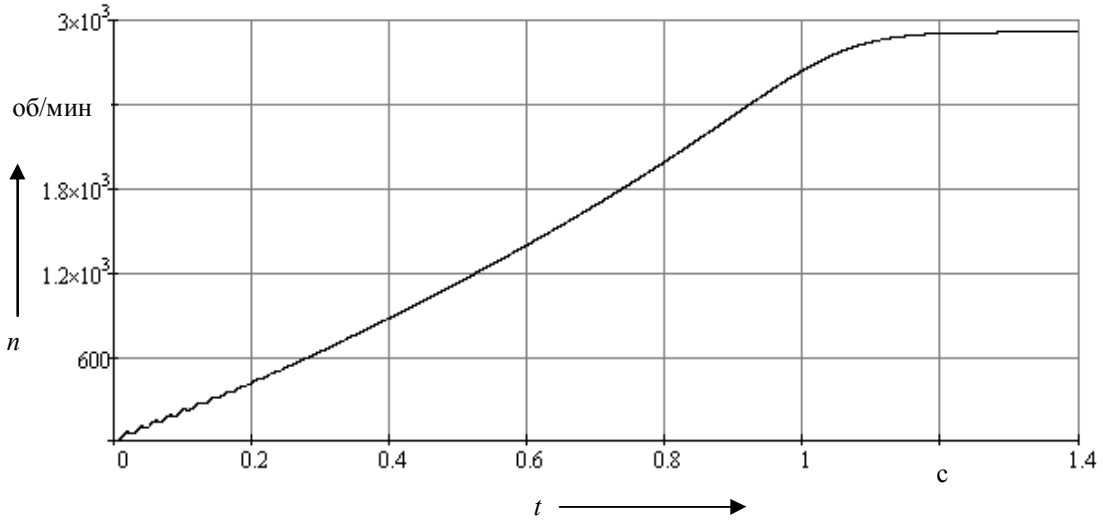


Рисунок 3 – Зависимость частоты вращения АЭД от времени в переходном процессе

Таким образом, рассмотренная математическая модель в канонической форме, численные канонические методы и результаты вычислительного эксперимента показывают работоспособность предложенного аппарата расчета переходных процессов АЭД для исследовательских целей применительно к установкам электроцентробежных насосов.

Список литературы

1. Ковалев, Ю. З. Разработка алгоритмов исследования динамики обобщенного электромеханического преобразователя электроэнергии на ЭВМ [Текст] / Ю. З. Ковалев: Автореферат дис… д.т.н. М., 1980. – 32 с.

2. Ковалев, Ю. З. Методы решения динамических задач электромеханики на ЭВМ: Учебное пособие [Текст] / Ю. З. Ковалев / Омский гос. техн. ун-т. – Омск, 1984. – 84 с.

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.

УДК 621.331:621.311

М. М. Никифоров, А. Л. Каштанов, В. А. Кандаев

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОТЕНЦИАЛА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Рекуперативное торможение является одним из эффективных способов обеспечения безопасности поездов и снижения удельного расхода электроэнергии на тягу поездов. Расширение полигонов применения рекуперативного торможение требует вложения значительных капитальных затрат. Для подготовки технико-экономического обоснования внедрения рекуперативного торможения на участках железных дорог предложена методика оценки потенциала энергоэффективности применения рекуперативного торможения.

Согласно программе «Энергетическая стратегия железнодорожного транспорта на период до 2010 года и на перспективу до 2030 года» для тяговой энергетики к наиболее действенным мероприятиям в области ресурсосберегающих технологий относится повышение эффективности использования электрической энергии, рекуперируемой электроподвижным составом (ЭПС) в систему тягового электроснабжения.

Торможение наряду с тягой и выбегом является одним из трех основных режимов движения поезда и применяется, как известно, для поддержания скорости движения на спусках не выше допустимой для снижения скорости перед участками с ограниченной скоростью движения, а также для остановки поезда. Система рекуперативного торможения (тип электрического тормоза) предназначена прежде всего для обеспечения безопасности движения поездов и является составляющей технологического процесса ведения поезда.

В грузовых поездах, особенно повышенной массы и длины, при пневматическом торможении возникают значительные продольно-динамические силы, способные вызвать обрыв автосцепных устройств и выдавливание вагонов. В пассажирских поездах, особенно повышенной длины, при пневматическом торможении также возникают большие продольно-динамические силы, превышающие допустимые значения по условиям комфортности пассажиров. В этой связи повышается актуальность электрического, прежде всего рекуперативного, торможения электровозов.

Рекуперативное торможение является одним из важнейших источников экономии электроэнергии на электрифицированных участках железных дорог. В связи с этим расширение применения данного вида торможения и повышение эффективности использования энергии рекуперации являются одними из основных направлений технических мероприятий по выполнению норм удельного расхода топливно-энергетических ресурсов.

Эффективность применения рекуперативного торможения и использования энергии рекуперации зависит от большого количества факторов. Так, к примеру, на участках постоянного тока при загруженном графике движения поездов межпоездной интервал незначителен и большая часть электроэнергии, рекуперируемой в контактную сеть, потребляют поезда, находящиеся в тяговом режиме, а меньшая передается на тяговые подстанции, оснащенные инверторными агрегатами или поглощающими сопротивлениями. Поэтому при таком графике движения поездов лишь незначительная доля рекуперированной электрической энергии используется неэффективно. В свою очередь доля избыточной энергии рекуперации возрастает при снижении интенсивности движения поездов.

Объем рекуперируемой электрической энергии зависит от таких факторов, как профиль пути, вес и количество поездов, неравномерность тонно-километровой работы в четном и нечетном направлениях, количество погрузочно-разгрузочных станций и разветвленность сети магистральных путей. Важным фактором, влияющим на эффективность рекуперативного торможения и использования энергии рекуперации, является наличие и исправность инверторных преобразователей (либо поглощающих устройств) на тяговых подстанциях постоянного тока и блоков рекуперации на ЭПС.

Несмотря на действия, предпринимаемые техническими службами по повышению эффективности применения рекуперативного торможения, ОАО «РЖД» серьезно отстает от объемов рекуперации, достигнутых в советское время (по некоторым железным дорогам в 2010 г. объем рекуперации почти в три раза меньше чем в 1988 г.), и объемов рекуперации ЭПС в развитых странах мира. Это говорит о достаточно высокой потенциальной возможности увеличения объемов рекуперации.

Технической базой для расчета энергии рекуперации является имитационное моделирование с использованием программного комплекса «КОРТЭС» (ВНИИЖТ), утвержденного Техническим указанием Департамента электрификации и электроснабжения ОАО «РЖД» № К-108/04 от 24.02.2004. Расчетным периодом для оценки потенциала является суточный интервал.

Тяговый и электрический расчеты представляют собой цикл, включающий в себя предварительный расчет с целью получения предварительных показателей системы тягового электроснабжения и окончательный расчет по итогам корректировки показателей, полученных в результате предварительного моделирования.

Процесс рекуперативного торможения сопровождается возвратом рекуперирующим электровозом электрической энергии в контактную сеть. При этом энергия рекуперации потребляется электровозами, находящимися с ним на одном участке и работающими в тяговом режиме, либо возвращается в питающую энергосистему, либо распределяется по присоединениям, получающим питание с шин тяговых подстанций. На дорогах постоянного тока возврат электроэнергии из тяговой сети возможен лишь в случае наличия установленных на тяговых подстанциях выпрямительно-инверторных преобразователей.

При выполнении оценки эффективности применения рекуперативного торможения используются следующие понятия:

абсолютная энергия рекуперации – максимальное значение энергии, возвращенной ЭПС в тяговую сеть в режиме рекуперации, полученное по результатам тягового расчета. Фактически абсолютная энергия рекуперации представляет собой энергию, которую может выработать ЭПС по своим механическим и электромеханическим характеристикам в процессе движения по участку;

избыточная энергия рекуперации – часть энергии рекуперации, не поступающая к электровозам в режиме тяги, а преобразуемая или поглощаемая специальными приемниками;

реализованная энергия рекуперации – расчетное значение энергии, которая может быть отдана в тяговую сеть электровозами в режиме рекуперативного торможения при условии ее потребления в полном объеме поездами в режиме тяги и приемниками избыточной энергии рекуперации, полученное по результатам электрического расчета;

нереализованная энергия рекуперации – разность значений абсолютной и реализованной энергии рекуперации, полученных соответственно по результатам тягового и электрического расчета;

потенциал рекуперации – разность между расчетным значением реализованной энергии рекуперации и фактическим значением возврата электроэнергии по счетчикам ЭПС, полученным по отчетным данным, в границах рассматриваемого поездоучастка.

В случае, если значение энергии рекуперации превышает величину, которую можно реализовать на ЭПС, находящемся в режиме тяги, возникает избыточная энергия рекуперации, т. е. энергия, не поступающая к ЭПС, находящемуся в режиме тяги, а преобразуемая выпрямительно-инверторными преобразователями или принимаемая поглощающими установками.

На электрифицированных участках с очень интенсивным движением, как правило, почти вся рекуперируемая энергия потребляется электровозами или электропоездами, работающими в режиме тяги. При критичном заполнении графика движения поездов (выше 90 %) рекуперация становится абсолютно необходимой по условиям обеспечения перевозок. Таким образом, эффективность рекуперации зависит от регулирования графика движения поездов.

В случае нахождения на межподстанционной зоне двух электровозов, работающих соответственно в тяговом режиме и в режиме рекуперации, величина рекуперируемой мощности описывается выражением:

$$P_{\text{р}} = \frac{U_{\text{р.э}} - U_{\text{п.э}}}{r_{\text{с}} \cdot l} \cdot U_{\text{р.э}}, \quad (1)$$

где $U_{\text{р.э}}$ – максимально допустимое значение напряжения на токоприемниках рекуперирующего ЭПС, В;

$U_{\text{п.э}}$ – напряжение на токоприемниках ЭПС, потребляющего энергию, В;

l – расстояние между локомотивами, км;

$r_{\text{с}}$ – удельное сопротивление тяговой сети, Ом/км.

При наличии ЭПС в режиме тяги с напряжением $U_{\text{п.э1}}$ и $U_{\text{п.э2}}$ по обе стороны от рекуперирующего электровоза на расстоянии l_1 и l_2 мощность рекуперации увеличивается до значения, рассчитываемого по выражению:

$$P_{\text{р}} = \frac{U_{\text{р.э}}}{r_{\text{с}}} \left(\frac{U_{\text{р.э}} - U_{\text{п.э1}}}{l_1} + \frac{U_{\text{р.э}} - U_{\text{п.э}}}{l_2} \right). \quad (2)$$

Величина реализуемой мощности рекуперации на участках переменного тока или на участках постоянного тока при наличии на тяговой энергии выпрямительно-инверторного преобразователя (либо поглощающего устройства) с напряжением на его зажимах $U_{\text{пр}}$ рассчитывается по выражению:

$$P_{\text{р.пр}} = \frac{U_{\text{п.э}} - U_{\text{пр}}}{r_{\text{с}} l} U_{\text{р.э}}. \quad (3)$$

Основными техническими решениями, направленными на повышение эффективности передачи энергии рекуперации, являются следующие:

1) реализация оптимального (пакетного) графика ведения поездов;

2) установка выпрямительно-инверторных преобразователей или поглощающих устройств на тяговых подстанциях постоянного тока;

3) регулировка внешних характеристик и уставок выпрямительно-инверторных преобразователей;

4) регулировка напряжений на шинах тяговых подстанций;

5) установка на многопутных участках поста секционирования (ПС) и пункта параллельного соединения (ППС).

Основным критерием выбора участков для оценки потенциала рекуперации является профиль пути. Опыт применения на дорогах рекуперативного торможения показывает безусловную необходимость и целесообразность применения рекуперативного торможения на участках с продольным профилем пути с расчетным подъемом 7 – 12 ‰ с крутизной затяжных вредных спусков 5,5 ‰ и более.

В зоны возможного применения рекуперации включают вредные спуски спрямленного профиля любой протяженности с крутизной 3 ‰, если спуски отстоят друг от друга не далее 1 км на участке сравнительно легкого профиля (площадки, спуски и подъемы – до 3 ‰, а также подъемы до 7 ‰ не длиннее 300 м).

К участкам постоянного тока, для которых оценка потенциала рекуперации обязательна, относятся участки, где имеются выпрямительно-инверторные преобразователи.

Оставшиеся участки анализируются по трем параметрам:

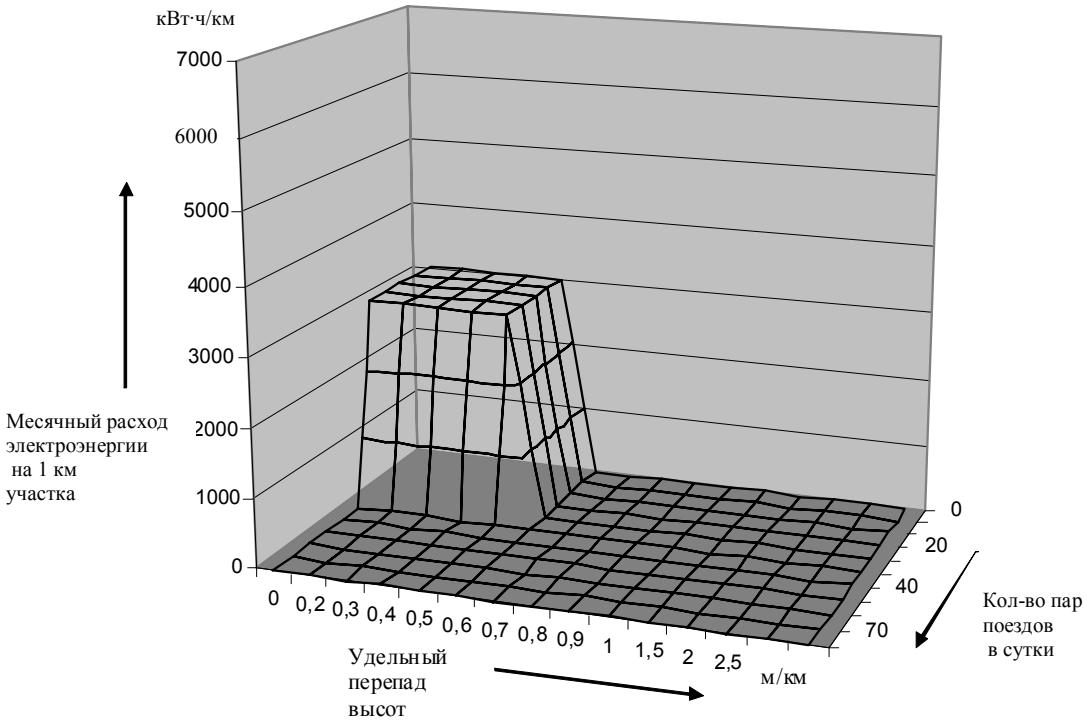
– объем расхода электроэнергии на участке (отнесенный к длине участка);

– размер движения на участке (количество пар поездов в сутки);

– удельный перепад высот профиля пути (максимальный перепад высот, отнесенный к длине участка).

Совокупность возможных значений указанных параметров представляет собой трехмерное пространство (рисунок). При этом граничные критерии по каждому параметру описывают поверхность, ограничивающую некоторую область пространства. Участки со значениями параметров вне данной области должны быть смоделированы для оценки потенциала реку-

перации. Граничные критерии должны быть определены в процессе обработки всего массива исходных данных по участкам в границах железных дорог.



Критерии выбора участков для моделирования с целью оценки потенциала рекуперации

Оценка потенциала энергоэффективности применения рекуперативного торможения выполняется в следующей последовательности.

В начале работ выполняется ввод информации о продольном профиле и плане пути, весовых нормах поездов и действующих ограничениях скорости.

С помощью программы Trelk проводятся тяговые расчеты (предварительный расчет). Файл тяговой нагрузки создается для базовых масс составов по каждой категории и по каждому типу используемого на участке ЭПС.

Расчеты в программе Trelk выполняются для всех вариантов исходных данных по категориям поездов и направлениям движения. При этом на участках постоянного тока в периоды применения рекуперативного торможения напряжение в контактной сети задается в пределах 3,8 – 4,0 кВ. Данная корректировка выполняется с применением функции «Режимная карта».

Расчеты проводятся при следующих установленных показателях:

а) период усреднения тока – 1,0 и 0,5 на участках постоянного и переменного тока соответственно;

б) включенный режим оптимизации выбега;

в) включенный режим регулировочного электрического (рекуперативного) торможения при наличии соответствующих характеристик у выбранного локомотива;

г) среднее значение «максимальной позиции» соединения двигателей локомотива (например, П-ПП).

д) расчетное напряжение – 3 и 25 кВ для участков постоянного и переменного тока соответственно.

При составлении задания на расчет в разделе «Параметры движения» обязательно необходимо указать остановочные пункты и дополнительные локомотивы (в случае их наличия).

Файл предварительного тягового расчета является исходным при создании промежуточного графика движения и электрического расчета для уточнения уровней напряжения на токоприемнике локомотива в функции от пути.

В процессе моделирования используется создание случайных графиков по заданным размерам движения. Размеры движения задаются таблицей, в которую необходимо ввести информацию о массе и количество поездов для требуемых категорий.

При вводе параметров автоматически рассчитываются доли поездов каждой градации, а также статистические интервалы между поездами – минимальный, средний и максимальный, которые характеризуют закон распределения межпоездных интервалов. Полученное фактическое число поездов каждой градации отображается в последней графе таблицы.

Выполняя корректировку случайного построения, необходимо добиться полного совпадения количества смоделированного и фактического числа поездов по каждой из категорий. Для этого необходимо выполнить:

а) корректировку для совпадения общего количества пар поездов (при помощи многократного нажатия кнопки «построить»);

б) окончательную корректировку расписания движения поездов перераспределением количества пар поездов каждой категории;

в) корректировку расписания движения поездов таким образом, чтобы все графиковые нитки заданных поездов укладывались в расчетный суточный интервал.

Далее выполняется описание параметров схемы питания участка. На данном этапе выполняется ввод информации об объектах системы тягового электроснабжения (ЭЧЭ, ПС, ППС и т. д.) и ввод параметров контактной сети, тяговых подстанций и районной нагрузки. В программе предусмотрены также дополнительные функции для формирования схем с пунктами преобразования (повышения) напряжения (ППН) в межподстанционных зонах. В случае установки на тяговых подстанциях блоков автоматического регулирования напряжения на шинах (БАРНов) неоходимо выполнить корректировку входного сопротивления. Для этого во вкладке «Параметры подстанций» устанавливается $R_{о.в}$, равное минимально возможному значению, а именно 0,01 Ом.

На следующем шаге моделирования проводится расчет рабочих режимов (электрический расчет). В процессе создания задания для расчета необходимо привести значения напряжения ($U_{х.х}$) на шинах тяговых подстанций в соответствии с фактическими. Кроме того, выполняется проверка обеспечения пропускной способности по устройствам тягового электроснабжения при задании уровней напряжения на шинах тяговых подстанций. Электрические расчеты проводятся для суточного интервала времени (1440 мин).

Целью предварительного электрического расчета является получение значений минимального напряжения ($U_{\min}$) по каждой межподстанционной зоне рассматриваемого участка. По результатам предварительного электрического расчета и окончательного выбора уровней напряжения на шинах тяговых подстанций повторно выполняется уточненный тяговый расчет для всех категорий поездов с использованием функции «Режимная карта».

Уточнение результатов тяговых расчетов заключается в задании скорректированных уровней напряжения в тяговой сети на интервалах ведения поезда в тяговом режиме и в режиме рекуперативного торможения.

С использованием программы Trelk и полученных откорректированных тяговых режимов проводится оценка максимально возможной энергии, потребляемой $W_{\text{п}}^{\text{ЭПС}}$ и возвращенной в тяговую сеть в результате рекуперативного торможения $W_{\text{ра}}^{\text{ЭПС}}$ (абсолютной энергии рекуперации) всеми поездами на рассматриваемом участке.

Энергия, потребленная всеми поездами на расчетном участке, определяется по выражению:

$$W_{\text{п}}^{\text{ЭПС}} = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{q_i}{q_{\text{б}}} W_{\text{п}i}^{\text{ЭПС}}\right), \qquad (4)$$

где q_i – вес *i*-го поезда, т;

$q_б$ – базовый вес поезда, т;

$W_{пi}^{ЭПС}$ – энергия, потребленная *i*-м поездом на расчетном участке, определенная по результатам тяговых расчетов, кВт·ч.

Абсолютная энергия рекуперативного торможения (по результатам тяговых расчетов) вычисляется по выражению:

$$W_{р.а}^{ЭПС} = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{q_i}{q_б} W_{рi}^{ЭПС}\right), \quad (5)$$

где $W_{рi}^{ЭПС}$ – энергия, возвращенная *i*-м поездом на расчетном участке, определенная по результатам тяговых расчетов, кВт·ч.

Программный комплекс «КОРТЭС» автоматически приводит массу расчетного состава к базовому весу. Таким образом, в выражениях (4) и (5) отношение $q_i/q_б$ принимается равным единице.

По результатам тяговых расчетов, приведенным в таблице 2, определяется объем работы, выполненной на участке при заданном размере движения, 10^4 ткм брутто:

$$A_{уч} = (l_{уч}\sum_{i=1}^{n} m_i)/10^4, \quad (6)$$

где m_i – масса *i*-го состава, т;

n – суточное количество пар поездов на рассматриваемом участке;

$l_{уч}$ – длина рассматриваемого участка, км.

Целью электрического расчета является оценка

объема электроэнергии $W_т^{ТП}$, расходуемой на тягу поездов, определенного по счетчикам тяговых подстанций;

технических потерь электроэнергии в тяговой сети $\Delta W_{т.с}$;

объема электроэнергии $W_{возв}$, возвращенной из контактной сети (на участках переменного тока);

объема электроэнергии $W_и$, возвращенной выпрямительно-инверторными преобразователями (на участках постоянного тока).

Проверка достоверности полученных в результате моделирования значений осуществляется посредствам их сравнения с фактическим расходом по тяговым подстанциям в границах расчетного участка за расчетный период.

Объем электроэнергии, отпущенной на тягу поездов, определяется по выражениям:

для участков постоянного тока –

$$W_п^{ТПС} = W_т^{ТП} + W_и + \Delta W_{т.с}, \quad (7)$$

для участков переменного тока –

$$W_п^{ТПС} = W_т^{ТП} + W_{возв} + \Delta W_{т.с}, \quad (8)$$

где $W_т^{ТП}$ – объем электроэнергии, расходуемой на тягу поездов по счетчикам тяговых подстанций, полученный по результатам электрических расчетов, кВт·ч.

Далее рассчитывается объем электроэнергии, рекуперируемой электроподвижным составом (по счетчикам ЭПС), кВт·ч:

$$W_р = W_п^{ЭПС} - W_т^{ТП}, \quad (9)$$

где $W_т^{ЭПС}$ – расход электроэнергии, потребленной всеми поездами на расчетном участке, определенный по результатам тяговых расчетов, кВт·ч.

По результатам тяговых и электрических расчетов можно оценить объем нереализованного возврата электрической энергии от рекуперативного торможения, обусловленного срывами рекуперации, кВт·ч:

$$W_{\text{р.нереал}} = W_{\text{р.а}}^{\text{ЭПС}} - W_{\text{р}}, \tag{10}$$

где $W_{\text{р.а}}^{\text{ЭПС}}$ – абсолютная энергия рекуперативного торможения по результатам тяговых расчетов.

Рассчитываются удельный расход электроэнергии и рекуперация на участке, кВт·ч/10^4 ткм:

для участков постоянного тока –

$$\omega = (W_{\text{п}}^{\text{ТПС}} - W_{\text{и}})/A; \tag{11}$$

для участков переменного тока –

$$\omega = (W_{\text{п}}^{\text{ТПС}} - W_{\text{возв}})/A; \tag{12}$$

$$w_{\text{р}} = W_{\text{р}}/A. \tag{13}$$

Потенциал рекуперации рассчитывается по выражению:

$$\Delta P = \left(\frac{W_{\text{р}}}{W_{\text{п}}^{\text{ЭПС}}} - \frac{W_{\text{р.ф}}^{\text{ЭПС}}}{W_{\text{п.ф}}^{\text{ЭПС}}} \right) \cdot 100\,\%, \tag{14}$$

где $W_{\text{р.ф}}^{\text{ЭПС}}$ – фактическое значение электроэнергии, возвращенной в тяговую сеть, соответствующее отчетным данным, кВт·ч;

$W_{\text{п.ф}}^{\text{ЭПС}}$ – фактический объем электроэнергии, потребленной на тягу поездов, соответствующее отчетным данным, кВт·ч.

Предложенная методика может быть использована для проведения технико-экономического обоснования целесообразности внедрения новой техники и технологий, в частности:

замены на тяговых подстанциях полигона постоянного тока выпрямительных агрегатов на выпрямительно-инверторные преобразователи;

установки систем рекуперативного торможения в ходе капитального ремонта на электровозах, для которых конструктивно не предусмотрено использование рекуперативного торможения.

УДК 621.396

С. С. Грицутенко, А. Г. Панюков

МЕТОД ЛИНЕАРИЗАЦИИ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ АЦП

В данной работе предлагается метод линеаризации характеристики преобразования аналого-цифровых преобразователей. Дается обоснование предлагаемой методики и приводится пример получения соотношений для применения описываемой методики.

Идеальный аналого-цифровой преобразователь (АЦП) имеет линейную характеристику преобразования [1]. Реальные АЦП имеют нелинейную характеристику, описываемую такими параметрами, как дифференциальная и интегральная нелинейность [1, 2]. В данной работе предлагается метод линеаризации характеристики преобразования, базирующийся на оценке спектрального состава сигнала после аналого-цифрового преобразования. Существующие методы линеаризации специфичны для конкретных типов АЦП [3, 4], тогда как описываемая методика может быть применена для любых типов устройств такого рода.

Введем передаточную характеристику аналого-цифрового преобразователя как зависимость, определяемую из соотношения:

$$y_k = H\left[x\left(t_k\right)\right], \tag{1}$$

где $x(t_k)$ – значение исходного аналогового сигнала в моменты времени t_k; H – функция, описывающая характеристику преобразования АЦП; y_k – значение k-го отсчета дискретизированного сигнала.

Введем нелинейность АЦП путем представления $H[x(t_k)]$ как серию последовательных преобразований входного сигнала:

$$H\left[x(t_k)\right] = H_n\left\{H_0\left[x(t_k)\right]\right\}. \tag{2}$$

Соотношение (2) поясняется на рисунке 1. На первом этапе аналого-цифрового преобразования входной сигнал $x(t)$ преобразуется в последовательность отсчетов x_k с помощью идеального АЦП, имеющего характеристику преобразования $H_0[x(t_k)]$. На втором этапе последовательность x_k поступает на вход нелинейной части АЦП с характеристикой $H_n[x_k]$. В итоге получаем последовательность искаженных выборок y_k.

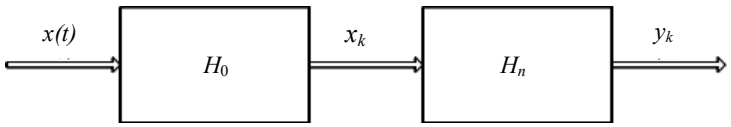


Рисунок 1 – Графическое представление аналого-цифрового преобразования

Далее будем рассматривать только нелинейную составляющую передаточной характеристики $H_n[x_k]$.

Исходя из типичных значений интегральной нелинейности для реальных аналого-цифровых преобразователей можно сделать вывод о том, что она обычно не превышает величины в единицы процентов, поэтому можно разложить данную характеристику в ряд Фурье в окрестности текущего значения выборки сигнала x_k:

$$H_n\left[x_k\right] = \sum_{i=0}^{n} a_i x_k^i . \tag{3}$$

Заметим, что в определении нелинейной части передаточной характеристики мы ограничиваемся первыми n членами разложения Фурье. Число n может зависеть от типа и характеристик АЦП и является темой для дальнейших исследований.

Метод линеаризации заключается в определении коэффициентов при a_i исходя из спектрального состава последовательности y_k. В качестве тестового сигнала удобно использовать синусоидальный сигнал. Спектр такого сигнала отличен от нуля только в одной точке, соответствующей частоте синусоиды. При вводе нелинейности спектр сигнала видоизменяется – появляются высшие гармоники. Рассмотрим тестовый сигнал, описываемый соотношением:

$$x(t) = A\sin(\omega t). \tag{4}$$

При прохождении данного сигнала через идеальный аналого-цифровой преобразователь отклик можно представить в виде:

$$x_k = A_k \sin(\omega t_k), \tag{5}$$

где A_k – характеризует влияние шума квантования.

Если аппроксимировать нелинейность передаточной характеристики АЦП соотношением (3), то на выходе преобразователя получим последовательность выборок, описываемую соотношением:

$$y_k = \sum_{i=0}^{n} a_i x_k^i = \sum_{i=0}^{n} a_i A_k^i \sin^i(\omega t_k). \tag{6}$$

Рассмотрим случай с $n = 5$.

$$y_k = \sum_{i=0}^{5} a_i x_k^i = \sum_{i=0}^{5} a_i A_k^i \sin^i(\omega t_k). \tag{7}$$

Для упрощения примем, что исходный сигнал нормирован на единицу, т. е. в выражении (4) $A = 1$. Также пренебрежем искажениями, вызванными шумом квантования идеального аналого-цифрового преобразователя. В таком случае в уравнении (7) можно положить все A_k равными единице.

Найдем коэффициенты a_i в соотношении (7).

Используя известные тригонометрические тождества, можно записать значения слагаемых $\sin^i(\omega t_k)$ через сумму гармоник:

$$\begin{cases} \sin^2(\omega t_k) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\cos(2\omega t_k); \\ \sin^3(\omega t_k) = \frac{3}{4}\sin(\omega t_k) - \frac{1}{4}\sin(3\omega t_k); \\ \sin^4(\omega t_k) = \frac{3}{8} - \frac{1}{2}\cos(2\omega t_k) + \frac{1}{4}\cos(4\omega t_k); \\ \sin^5(\omega t_k) = \frac{5}{8}\sin(\omega t_k) - \frac{5}{16}\sin(3\omega t_k) + \frac{1}{16}\sin(5\omega t_k). \end{cases} \tag{8}$$

Подставляя соотношения (8) в (7), получаем:

$$y_k = b_0 + \sum_{m=0}^{2} b_{2m+1} \sin((2m+1)\omega t_k) + \sum_{m=1}^{2} b_{2m} \sin(2m\omega t_k), \tag{9}$$

где, соответственно:

$$\begin{cases} b_0 = a_0 + \frac{1}{2}a_2 + \frac{3}{4}a_4; \\ b_1 = a_1 + \frac{3}{4}a_3 + \frac{5}{8}a_5; \\ b_2 = -\frac{1}{2}a_2 - \frac{1}{2}a_4; \\ b_3 = -\frac{1}{4}a_3 - \frac{5}{16}a_5; \\ b_4 = \frac{1}{4}a_4; \\ b_5 = \frac{1}{16}a_5. \end{cases} \tag{10}$$

Из соотношений (10) видно, что четные гармоники в разложении (7) добавляют к сигналу постоянную составляющую. В таком случае в спектральном представлении отклика АЦП на синусоидальный сигнал должен присутствовать компонент на нулевой частоте. Следовательно, получаем, что отклик неидеального аналого-цифрового преобразователя на синусоидальный сигнал представляет собой сумму постоянной составляющей и гармоник, кратных несущей частоте исходного радиоимпульса.

Выполним преобразование Фурье соотношения (9). Обозначим через S_y дискретное преобразование Фурье отклика, а через S_m – дискретное преобразование Фурье *m*-й гармоники отклика в выражении (9):

$$S_y = \sum_{m=0}^{5} S_m \,. \tag{11}$$

Если нормировать значение спектра S_y на единицу, то можно заметить простую закономерность:

$$b_m = S_m(m\omega) \,. \tag{12}$$

Исходя из полученных соотношений можно построить последовательность шагов для реализации описываемой методики:

1) на вход аналого-цифрового преобразователя подается тестовый синусоидальный сигнал;

2) определяется спектральный состав полученного отклика;

3) спектр отклика нормируется на единицу;

4) вычисляются значения спектра отклика для нулевой частоты и первых n гармоник;

5) используя соотношения (10) и (12), вычисляют коэффициенты разложения для выражения (3);

6) полученные коэффициенты a_i используются для вычисления значений входного сигнала в рабочем режиме.

Для иллюстрации результатов, которые могут быть получены с применением описанной методики, зададим нелинейную характеристику преобразования в виде:

$$H_5\left(x_k\right) = x_k - 0{,}1x_k^3 + 0{,}1x_k^5 \,. \tag{13}$$

На рисунке 2 изображены характеристики в идеальном случае (пунктирная линия) и при нелинейности, описываемой соотношением (13) (сплошная линия).

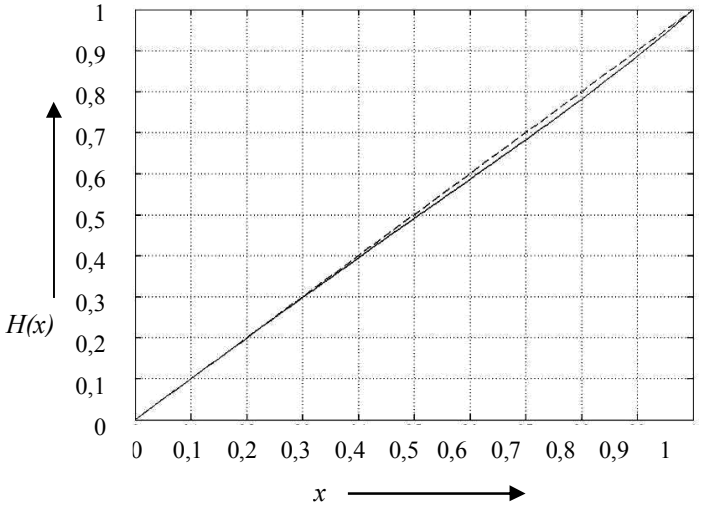
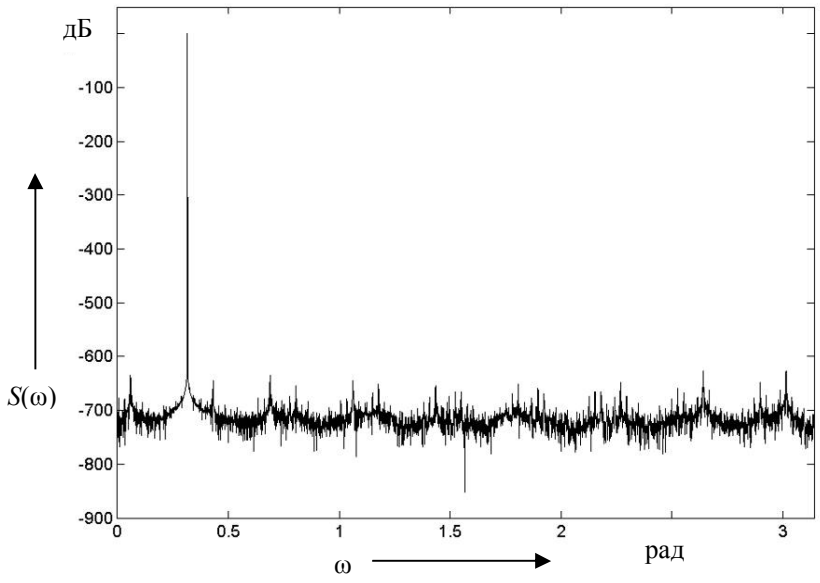
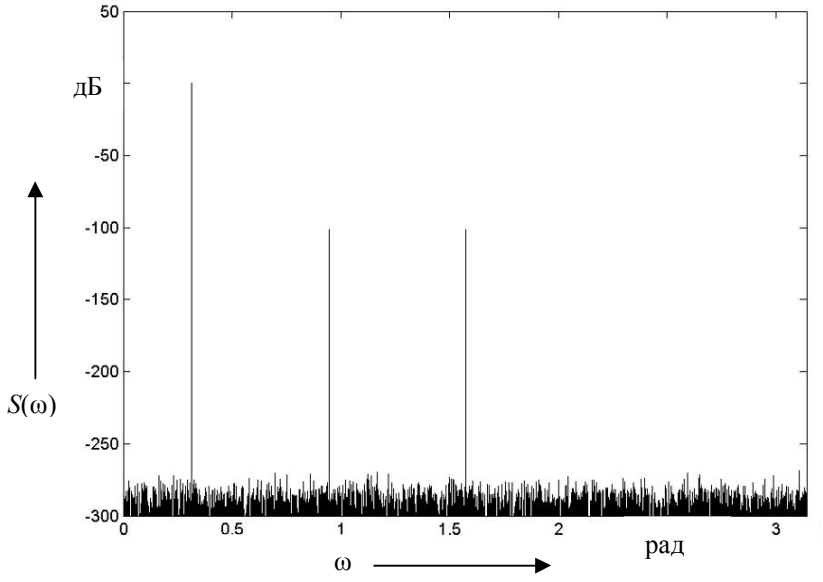


Рисунок 2 – Характеристики преобразования идеального (пунктирная линия) и реального (сплошная) АЦП

На рисунках 3 и 4 представлен спектральный состав синусоидального сигнала единичной амплитуды при прохождении, соответственно, через идеальный и неидеальный аналого-цифровые преобразователи. Видно, что из-за нелинейности возникают высшие гармоники, величина которых и служит исходным значением при определении аппроксимирующего полинома для характеристики преобразования. На рисунках 3 и 4 показаны значения нормированных на единицу спектров откликов, выраженные в децибелах.



а



б

Рисунок 3 – Спектр синусоидального сигнала после прохождения через идеальный (а) и неидеальный (б) АЦП

На основе полученных значений S_m, m = 0, 1,…, 5, и соотношений (10) вычислены коэффициенты аппроксимирующего полинома. На рисунке 5 представлен спектр сигнала, линеаризованного описываемым методом. Результаты, полученные с помощью метода линеаризации, проиллюстрированы в таблице.

Таким образом, применение метода линеаризации передаточной характеристики аналого-цифровых преобразователей позволяет значительно снизить уровень гармоник,

возникающих вследствие нелинейности АЦП. Видно, что высшие гармоники, неучтенные в аппроксимирующем полиноме, могут значительно повышаться.

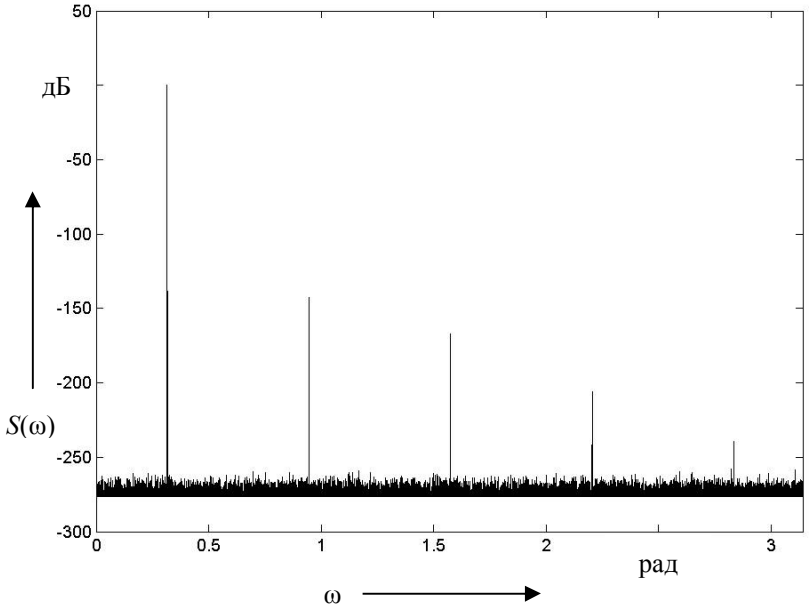


Рисунок 4 – Спектральный состав линеаризованного сигнала

Обзор результатов моделирования

Номер гармоники/ степень аппроксимирующего полинома	Исходные коэффициенты характеристики преобразования	Вычисленные коэффициенты характеристики преобразования	Величина гармоник до линеаризации, дБ	Величина гармоник после линеаризации, дБ	Разница в величине гармоник, %
0	0	0	-273	-261	4,4
1	1	1,01266	0	0	0
2	0	0	-281	-272	3,2
3	-0,1	-0,10126	-100	-141	-41
4	0	0	-259	-257	0,77
5	0,1	0,10126	-100	-166	-66
6	0	–	-277	-271	2,17
7	0	–	-266	-206	22,56
8	0	–	-257	-253	0,78
9	0	–	-281	-245	12,81

Список литературы

1. Widrow, B. Quantization Noise, Roundoff Error in Digital Computation, Signal Processing, Control and Communications / B. Widrow, I. Kollár – Cambridge: Cambridge University Press, 2008. – 752 с.

2. Сергиенко, А. Б. Цифровая обработка сигналов [Текст] / А. Б. Сергиенко. – СПб: Питер, 2002. – 604 с.

3. Melkonian, L. Improving A/D Converter Performance Using Dither / L. Melkonian – USA: National Semiconductor, 1992. – 32 с.

4. Бондарь, М. С. Повышение точности процесса аналого-цифрового преобразования [Текст] / М. С. Бондарь // Материалы IV междунар. науч. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых «Научный потенциал студенчества в XXI веке» Т. 1. Естественные и технические науки / Северо-Кавказский техн. ун-т. – Ставрополь, 2010. – 582 с.

УДК 621.3+519.24

А. А. Любченко

АЛГОРИТМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕГЛАМЕНТА ПЛАНОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ПРОМЫШЛЕННОЙ РАДИОСВЯЗИ

В работе рассматриваются алгоритмы для автоматизации процесса проектирования регламента планового технического обслуживания изделий промышленной радиосвязи с помощью методов имитационного моделирования и теории оптимизации. Особенностью имитационной модели является возможность учета внезапных и постепенных отказов, а также состояний ложного и скрытого отказов устройств связи.

Одними из способов повышения надежности и безопасности функционирования изделий промышленной радиосвязи (ПРС), участвующих в ответственных технологических процессах, являются организационные мероприятия по проведению планового технического обслуживания (ТО). Организация процесса эксплуатации устройств ПРС выполняется в соответствии с положениями регламента для рассматриваемой технической системы. Регламент представляет собой набор правил и рекомендаций по ТО, определяющий объем и периодичность профилактических мероприятий.

Выбор и обоснование периодичности ТО (ПТО) как одного из регламентируемых параметров осуществляются на этапе выполнения конструкторских работ заводом-изготовителем, а также могут быть скорректированы в период нормальной эксплуатации изделий радиосвязи.

Задача определения периодичности ТО может быть решена двумя способами [1]. Во-первых, оценка интервала ТО может быть выполнена на основании статистических данных натурных испытаний исследуемой системы. Очевидны недостатки такого подхода – это необходимость проведения длительных по времени испытаний и наличие опытного образца. Другим способом определения ПТО является использование аналитических моделей, построенных на основе теории вероятностей и случайных процессов. Широкое применение при этом нашла теория марковских и полумарковских процессов [2]. Данный подход является более привлекательным по сравнению с предыдущим, более того, появляется возможность разработки инженерных методик для расчета ПТО. Однако часто построение аналитической модели – достаточно сложная задача в силу случайности процессов возникновения различного рода отказов, большого числа возможных состояний, в которых может пребывать исследуемая система в процессе своей эксплуатации и т. д. Мощным исследовательским аппаратом, позволяющим решать сложные задачи, является имитационное моделирование [3, 4]. Разработка алгоритмов имитационного моделирования позволит с помощью классических методов оптимизации автоматизировать процесс проектирования регламента ТО в части определения периодичности профилактических работ.

Рассмотрим процесс функционирования и ТО (ФТО) устройств ПРС $\xi(t)$, представляющий собой случайную последовательность переходов из текущего фазового состояния S_i в последующее S_j. Время пребывания в каждом состоянии может быть либо случайной величиной с заданным законом распределения, либо константой. В данном случае описанный процесс может быть аппроксимирован моделью полумарковского процесса, называемого также в литературе вложенной цепью Маркова (ВЦМ) и задаваемого следующими параметрами [5]:

вектором начального состояния ВЦМ

$$P_0 = \left\{P_i^0\right\}, i = \overline{1,n}, \quad (1)$$

где n – количество возможных состояний процесса;

квадратной матрицей переходных вероятностей из состояния S_i в состояние S_j:

$$\left|P_{ij}\right| (i = \overline{1,n};\ j = \overline{1,n}); \quad (2)$$

матрицей-строкой плотностей распределения времени пребывания в состоянии S_i перед переходом в следующее состояние S_j:

$$F = \{F_i(T)\}, i = \overline{1,n}. \quad (3)$$

Представление исследуемого процесса моделью ВЦМ дает возможность использования достаточно простых и удобных методик, применяемых в имитационном моделировании. Статистическая обработка экспериментальных данных имитации процесса ФТО систем связи позволяет вычислить значения комплексных показателей надежности устройств ПРС, которые могут быть использованы в качестве критериев в методике определения рациональной периодичности ТО $T_{\text{рац}}$.

В работе [2] обоснована необходимость применения двух критериев в виде функционалов готовности $K_{\text{Г}}(T_{\text{об}})$ и технического использования, на основании значений которых выбирается величина рациональной ПТО $T_{\text{рац}}$:

$$T_{\text{опт}} \leq T_{\text{рац}} \leq T_{\text{доп}}, \quad (4)$$

где $T_{\text{опт}}$ – оптимальная величина ПТО, определяемая как оптимум функционала $K_{\text{т.и}}(T_{\text{об}})$;

$T_{\text{доп}}$ – допустимая величина ПТО, соответствующая задаваемому значению коэффициента готовности $K_{\text{г.доп}}$.

Таким образом, на основании экспериментальных данных имитации процесса ФТО изделий ПРС необходимо вычислить значения функционалов готовности и технического использования, позволяющие по упомянутой методике оценить значение рациональной ПТО блока радиосвязи.

Графически концептуальная модель процесса функционирования и ТО восстанавливаемых изделий ПРС может быть представлена в виде графа состояний $S_i, i = \overline{1,n}$ и переходов между ними, осуществляющих в соответствии со значениями одношаговых вероятностей перехода P_{ij}, $i = \overline{1,n}; j = \overline{1,n}$ (рисунок 1).

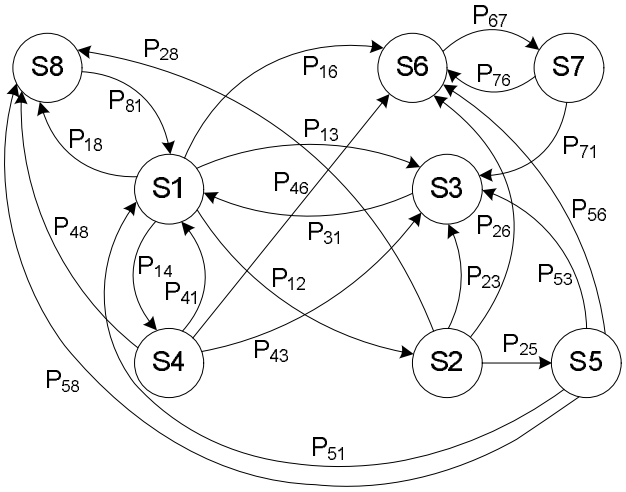


Рисунок 1 – Граф процесса функционирования и технического обслуживания восстанавливаемых систем связи

В процессе функционирования и ТО изделия радиосвязи могут находиться в следующих состояниях: $S1$ – работоспособное состояние; $S2$ – состояние разрегулировки системы по k-му параметру ($k = \overline{1,L}$); $S3$ – неработоспособное состояние по причине явного отказа; $S4$ – состояние ТО работоспособной системы; $S5$ – состояние ТО разрегулированной системы; $S6$ – состояние скрытого отказа; $S7$ – состояние ТО системы, находящейся в скрытом отказе; $S8$ – состояние ложного отказа.

Согласно ГОСТ 27.002 возможность системы выполнять заданные функции определяется нахождением его в исправном и работоспособном состоянии. С точки зрения выполнения возложенной на нее функции система может быть исправна и работоспособна или неисправна и работоспособна, поэтому эти состояния могут быть объединены в одном работоспособном состоянии (*S*1). Время нахождения системы в данном состоянии имеет случайный характер и определяется функцией распределения и интенсивностью возникновения явного отказа и разрегулировки в системе.

В состояние разрегулировки по *k*-му параметру (*S*2) система переходит при выходе значения *k*-го параметра за границы допусковой области. Разрегулировка предшествует возникновению постепенного отказа, причиной которого являются необратимые физико-химические изменения в компонентах (старение). Постепенные отказы элементов могут достигать от 30 до 80 % от общего числа отказов. Учет состояния разрегулировки восстанавливаемых систем является необходимым при анализе их надежности [2].

Неработоспособное состояние (*S*3), возникшее по причине явного отказа, характеризует неспособность системы выполнять заданную функцию вследствие очевидного (явного) отказа компонента системы. В данном состоянии система находится в течение времени, необходимого для восстановления работоспособного состояния, складывающегося из времени на проверку $t_{\text{п}}$, поиска неисправности $t_{\text{н}}$ и аварийного ремонта $t_{\text{а}}$.

В состояния *S*4, *S*5 и *S*7 система переходит в установленные сроки, определяемые инструкциями по проведению ТО для прохождения проверки и, если необходимо, регулировки эксплуатируемой аппаратуры по каждому k-му параметру. Проведение операций по ТО предотвращает наступление частично внезапных, но в основном постепенных отказов изделий, т. е. повышает их готовность. При этом проверка есть мероприятие для подтверждения работоспособного состояния системы *S*4 либо для выявления факта разрегулировки *S*5, либо для определения состояния скрытого отказа *S*7 и характеризуется таким параметром, как длительность проверки $t_{\text{п}}$. Регулировка – это комплекс мер по восстановлению нормативного значения *k*-го параметра элемента, вышедшего за границы допусковой области. К данному комплексу мер относится проведение ремонта по замене компонентов системы, приводящих к разрегулировке, а также настройка параметров объекта в течение времени $t_{\text{Р}}$ (регулировочные компоненты, автоматизированные средства настройки и т. д.). Проверка совместно с регулировкой производится только в состоянии *S*5. Операции по ТО выполняются обслуживающим персоналом, очевидно, что в течение времени ТО ($t_{\text{Р}}$) персоналом может быть допущена ошибка, приводящая к отказу проверяемой аппаратуры и переходу ее в состояние *S*3. Учитывать данный факт можно введением функции распределения вероятности ошибки обслуживающего персонала при ТО ($F_{\text{ТО}}(t_{\text{П}})$) .

Таким образом, после возникновения отказов и разрегулировок аппаратуры систем связи проводится восстановление их работоспособного состояния, при этом

предполагается, что после проведения ТО и аварийных ремонтов (после отказов) объект полностью восстанавливается, т. е. λ-характеристики объекта как невосстанавливаемого элемента могут использоваться для восстанавливаемых;

длительность восстановления может быть как случайной величиной с заданным законом распределения, так и детерминированной. Данные параметры могут быть определены на основе статистики в процессе эксплуатации аппаратуры связи, экспертно или на основании отраслевых инструкций, а также нормативных документов.

Контроль состояния блоков системы осуществляется с помощью внешних и встроенных средств технического диагностирования (СТД). При этом встроенные СТД осуществляют периодическую диагностику элементов, фиксируя отказ с выдачей сигналов звуковой

либо световой индикации, а внешние СТД используются на этапах проведения ТО. СТД характеризуются ошибками диагностирования первого и второго рода.

Ошибка диагностирования первого рода (α) – это вероятность признать исправное изделие неисправным, ошибка диагностирования второго рода (β) – вероятность признать неисправное изделие исправным. Аппаратура диагностирования, используемая при ТО, имеет более высокий класс точности, чем встроенная, поэтому $\alpha_1 > \alpha_2$, $\beta_1 > \beta_2$. Данные по ошибкам диагностирования могут быть получены путем экспертных опросов, а также из справочников по надежности.

Для исследуемого процесса ошибки диагностирования не равны нулю, следовательно, граф, представленный на рисунке 1, имеет состояния скрытого *S*6 и ложного *S*8 отказов. Переход в состояние *S*6 обусловлен ошибочным решением СТД при наличии неисправности (пропуск неисправности), приводящей к отказу системы. В этом состоянии аппаратура находится до момента проведения ТО, во время которого ($t_п$) выявляется факт наличия неисправности системы. В состояние *S*8 система переходит, когда встроенные СТД допускают ошибку, сигнализируя об отказе системы (ложная неисправность). При этом предполагается, что происходит мгновенная проверка системы в течение времени $t_п$, после чего система переходит в работоспособное состояние *S*1.

Для описанного процесса модель полумарковского процесса будет задаваться следующими параметрами:

вектором начального состояния

$$P_0 = \left\{P_1^0, P_2^0, P_3^0, P_4^0, P_5^0, P_6^0, P_7^0, P_8^0\right\}; \tag{5}$$

квадратной матрицей переходных вероятностей

$$P = \begin{vmatrix} 0 & (1-F_{13})F_{12} & (1-{}_1)F_{13} & (1-{}_1)\times\times(1-F_{13})\times(1-F_{12}) & 0 & {}_1F_{13} & 0 & {}_1\times\times(1-F_{13})\times\times(1-F_{12}) \\ 0 & 0 & (1-{}_1)F_{23} & 0 & (1-{}_1)\times\times(1-F_{23}) & {}_1F_{23} & 0 & {}_1(1-F_{23}) \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ (1-{}_2)\times\times(1-F_{\text{ТО}}) & 0 & (1-{}_2)F_{\text{ТО}} & 0 & 0 & {}_2F_{\text{ТО}} & 0 & {}_2(1-F_{\text{ТО}}) \\ (1-{}_2)\times\times(1-F_{\text{ТО}}) & 0 & (1-{}_2)F_{\text{ТО}} & 0 & 0 & {}_2F_{\text{ТО}} & 0 & {}_2(1-F_{\text{ТО}}) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1-{}_2 & 0 & 0 & {}_2 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}, \tag{6}$$

где $F_{12} = F_{12}(T_{\text{об}}) = 1 - e^{-{}_{12}T_{\text{об}}}$ – экспоненциальная функция распределения вероятности перехода из работоспособного состояния *S*1 в состояние разрегулировки *S*2 с периодичностью ТО, равной $T_{\text{об}}$;

$F_{13} = F_{13}(T_{\text{об}}) = 1 - e^{-{}_{13}T_{\text{об}}}$ – экспоненциальная функция распределения вероятности перехода в состояние отказа *S3* с периодичностью ТО, равной $T_{\text{об}}$;

$F_{23} = F_{23}(T_{\text{об}}) = 1 - e^{-{}_{23}T_{\text{об}}}$ – экспоненциальная функция распределения вероятности перехода из состояния разрегулировки *S*2 в состояние явного отказа *S*3 с периодичностью ТО, равной $T_{\text{об}}$;

$F_{\text{ТО}}(t_{\text{П}})$ – функция распределения вероятности ошибки обслуживающего персонала при ТО;

матрицей-строкой плотностей распределения времени пребывания T_i, $i = \overline{1,8}$,

$$F = \left\{ (\lambda_{13} + \lambda_{12}) \cdot e^{-(\lambda_{13}+\lambda_{12})\cdot T_1}, \lambda_{23} \cdot e^{-\lambda_{23}\cdot T_2}, t_{\text{п}} + t_{\text{н}} + t_{\text{а}}, t_{\text{п}}, t_{\text{п}} + t_{\text{р}}, T_{\text{об}}, t_{\text{п}}, t_{\text{п}} \right\}, \quad (7)$$

где λ_{12}, λ_{13} – интенсивность разрегулировок и внезапных отказов соответственно, 1/ч;

λ_{23} – интенсивность внезапных отказов разрегулированной системы, 1/ч;

$t_{\text{п}}$ – время проверки, ч;

$t_{\text{р}}$ – время регулировки, ч;

$t_{\text{н}}$ – время поиска неисправности, ч;

$t_{\text{а}}$ – время аварийного ремонта, ч.

Моделируя последовательность переходов из одного состояния S_i в другое S_j в соответствии с моделью ВЦМ с заданными значениями входных параметров, можно осуществить сбор статистических данных о процессе функционирования и ТО систем ПРС. На основании собранной статистики могут быть вычислены значения функционалов $K_{\text{т.и}}(T_{\text{об}})$ и $K_{\text{г}}(T_{\text{об}})$ по формулам (8) и (9).

Функционал технического использования $K_{\text{т.и}}(T_{\text{об}})$ характеризует долю времени нахождения объекта в исправном состоянии относительно рассматриваемой продолжительности эксплуатации с учетом времени простоев, обусловленных ТО и восстановительными ремонтами:

$$K_{\text{т.и}}(T_{\text{об}}) = \frac{T_{\text{исп}}(T_{\text{об}})}{T_{\text{исп}}(T_{\text{об}}) + T_{\text{рем}}(T_{\text{об}}) + T_{\text{ТО}}(T_{\text{об}})}, \quad (8)$$

где $T_{\text{исп}}(T_{\text{об}})$ – среднее время исправной работы объекта, с;

$T_{\text{рем}}(T_{\text{об}})$ – среднее время, затраченное на восстановительный ремонт, с;

$T_{\text{ТО}}(T_{\text{об}})$ – среднее время простоя при ТО, с.

Функционал готовности $K_{\text{г}}(T_{\text{об}})$ определяет вероятность того, что система окажется в исправном состоянии при длительной эксплуатации:

$$K_{\text{г}}(T_{\text{об}}) = \frac{T_{\text{исп}}(T_{\text{об}})}{T_{\text{исп}}(T_{\text{об}}) + T_{\text{рем}}(T_{\text{об}})}. \quad (9)$$

Концептуальная модель исследуемого процесса есть содержательное описание его особенностей и совокупности математических соотношений, она является основой для реализации моделирующего алгоритма. Таким образом, следующим этапом построения имитационной модели является разработка моделирующего алгоритма.

Алгоритм имитации процесса ФТО изделий ПРС, представляемого моделью полумарковского процесса, удобно реализовать, применяя дискретный подход, называемый принципом особых состояний, или принципом Δx, как способом формирования системного модельного времени. В соответствии с принципом Δx имитация процесса осуществляется только в значимых его точках (особых состояниях), переходы между которыми имитируются с помощью специально организованной процедуры «розыгрыша» значений случайной величины, называемой методом статистических испытаний, методом Монте-Карло. Такую процедуру моделирования вложенной цепи Маркова предложили называть обобщенным алгоритмом имитации ВЦМ [6]. Блок-схема обобщенного алгоритма имитации с учетом времени моделирования процесса T_k и периодичностью ТО $T_{\text{об}}$ представлена на рисунке 2.

Процедура обобщенного алгоритма имитации (ОАИ) состоит из следующих основных блоков:

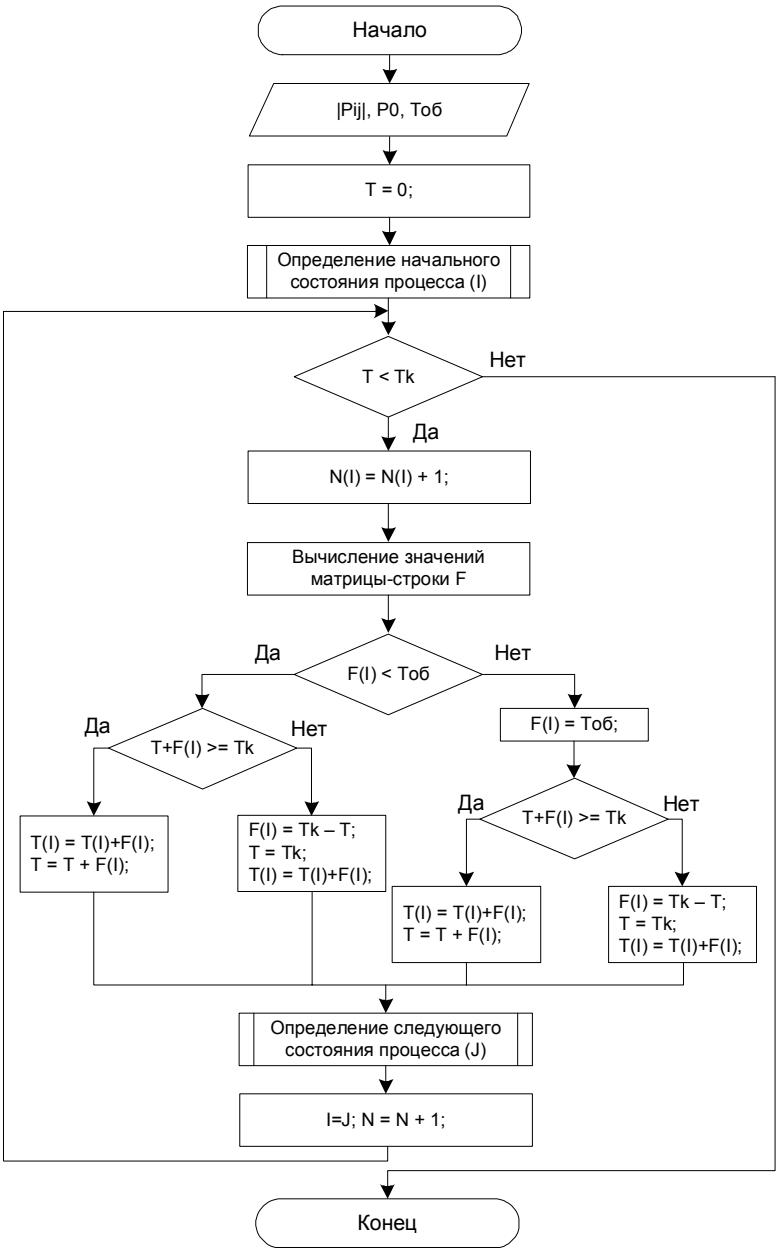


Рисунок 2 – Обобщенный алгоритм имитации полумарковского процесса

1) определение начального состояния процесса (индекс I) в соответствии с вектором начального состояния P_0. Представляет собой предопределенную функцию, блок-схема алгоритма которой приведена на рисунке 3,а;

2) генерация времени пребывания объекта в текущем состоянии I перед переходом в другое состояние на основании матрицы-строки F. Матрица-строка плотностей распределения времени пребывания F кроме констант содержит элементы, имеющие экспоненциальное распределение. Для генерации случайной величины с заданной функцией распределения используется метод обратного преобразования. В соответствии с данным методом «розыгрыш» значения случайной величины с экспоненциальным законом распределения выполняется на основании выражения:

$$\theta = -\frac{1}{\lambda}\ln(R), \qquad (10)$$

где R – равномерное распределенное число на отрезке от 0 до 1;

λ – параметр экспоненциального распределения;

3) определение состояния, в которое перейдет объект (индекс J) в соответствии с матрицей переходных вероятностей $\left|P_{ij}\right|$ при выполнении следующего неравенства:

$$\sum_{j=1}^{f-1} P_{ij} < R \le \sum_{j=1}^{f} P_{ij},\ i = \text{const},\ j = \overline{1,n}, \qquad (11)$$

где R – равномерное распределенное число на отрезке от 0 до 1.

После того как выполнится неравенство (11), искомое значение индекса J будет равняться f. Процедура определения следующего состояния S_j выполнена в виде отдельной функции с алгоритмом, представленным на рисунке 3,б.

В качестве генератора равномерно распределенных случайных чисел на отрезке от 0 до 1 был использован алгоритм Л'Экюера с периодом более $2 \cdot 10^{18}$.

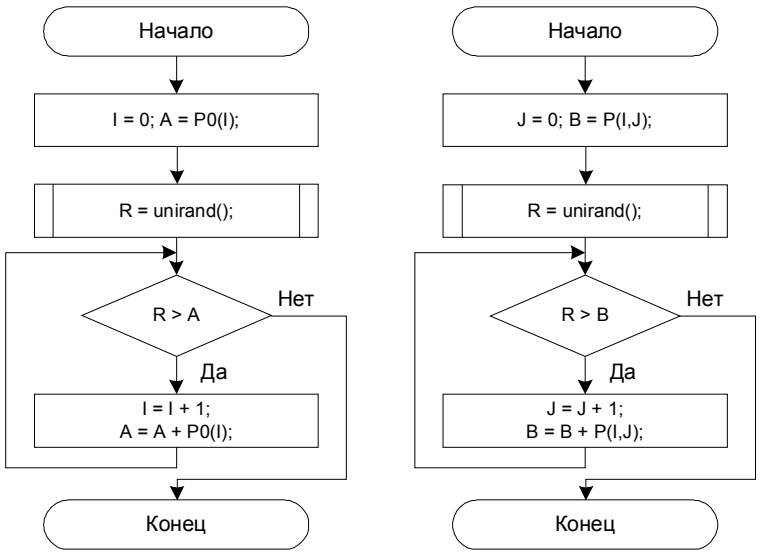


Рисунок 3 – Блок-схема алгоритма определения начального и последующего состояний процесса

Моделируя подобным образом рассматриваемый процесс в течение времени T_k для каждого значения периодичности ТО $T_{об} \in \lfloor 0, T_{об\,MAX} \rfloor$, изменяющегося с шагом ΔT, можно посчитать время пребывания устройства радиосвязи в каждом из возможных состояний $S_i, i = \overline{1,8}$. На основании собранных данных с заданной точностью ε и доверительной вероятностью Q, вычисляются оценки средних значений функционалов $K_{т.и}(T_{об})$ и $K_г(T_{об})$ в соответствии с формулами (8) и (9):

$$\overline{K_{т.и}}(T_{об}) = \frac{1}{Np_m} \sum_{j=1}^{Np_m} \frac{T_1^j(T_{об}) + T_2^j(T_{об}) + T_8^j(T_{об})}{\sum_{i=1}^{8} T_i^j(T_{об})},\ m = \overline{1, M}; \tag{12}$$

$$\overline{K_г}(T_{об}) = \frac{1}{Np_m} \sum_{j=1}^{Np_m} \frac{T_1^j(T_{об}) + T_2^j(T_{об}) + T_8^j(T_{об})}{\sum_{i=1}^{3} T_i^j(T_{об}) + T_6^j(T_{об}) + T_8^j(T_{об})},\ m = \overline{1, M}, \tag{13}$$

где T_i^j – суммарное время пребывания в состоянии S_i для j-го прогона модели;

M – количество точек вычисления функционалов, определяемое как $T_{об\,MAX} / \Delta T$;

N_P – количество прогонов имитационной модели для каждой вычисляемой точки функционалов $K_{т.и}(T_{об})$ и $K_г(T_{об})$, так как вычисления производится по выборкам различного объема на основании данных эксперимента, организованного по принципу автоостанова при достижении заданной точности ε.

Таким образом, разработанные алгоритмы имитационного моделирования могут быть применены для автоматизации процесса проектирования регламента обслуживания устройств ПРС на ЭВМ.

Рассмотрим пример имитационного моделирования процесса ФТО функционального блока (УПП-1М) возимой радиостанции РВ-1М, предназначенного для приема и передачи радиосигналов. Исходные данные для моделирования применительно только к тракту приема имеют следующие значения [7]: $\lambda_{13} = 5{,}64 \times 10^{-6}$ 1/ч, $\lambda_{12} = 18{,}45 \times 10^{-6}$ 1/ч, $\lambda_{23} = 5{,}54 \times 10^{-6}$ 1/ч,

$t_п$ = 0,25 ч, $t_р$ = 0,5 ч, $t_н$ = 0,8 ч, $t_а$ = 1,2 ч, α_1 = 0,01, α_2 = 0,005, β_1 = 0,02, β_2 = 0,01, $F_{ТО}(t_п) = 0$. Допустимое значение коэффициента $K_{гдоп}$ = 0,999, а также считаем, что в начальный момент времени с вероятностью, равной единице, система находится в работоспособном состоянии.

Графики зависимости средних значений функционала технического использования $\overline{K_{т.и}(T_{об})}$ и функционала готовности $\overline{K_г(T_{об})}$ от ПТО для блока УПП-1М представлены на рисунке 4.

В результате проведения имитационного эксперимента с точностью вычисления оценок $\varepsilon = 0{,}5\times10^{-5}$ и доверительной вероятностью Q = 0,95 было получено, что значение рациональной периодичности ТО лежит в диапазоне от 1400 до 7800 ч.

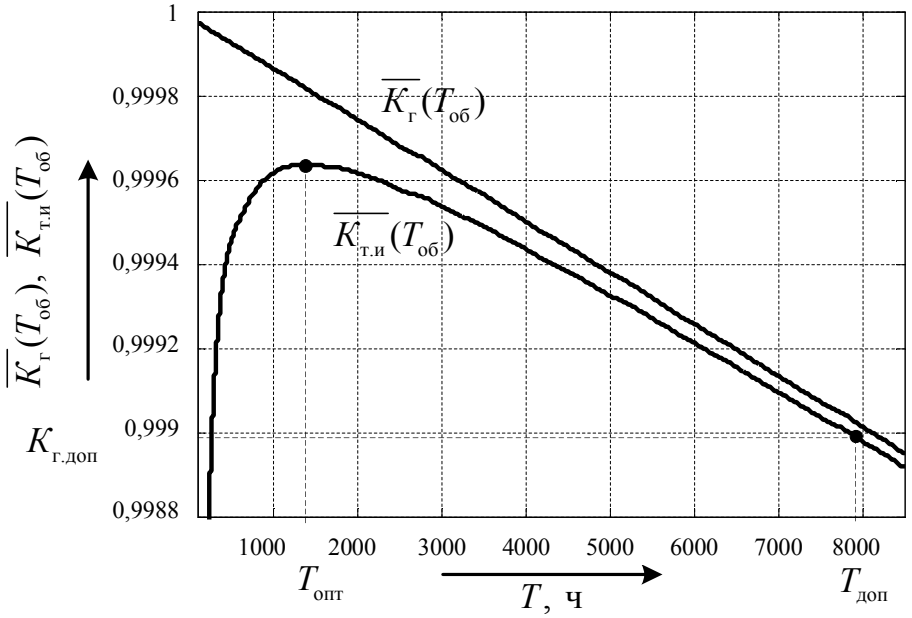


Рисунок 4 – Зависимости $\overline{K_г(T_{об})}$ и $\overline{K_{т.и}(T_{об})}$ для блока УПП-1М

Таким образом, разработаны алгоритмы имитационной модели, отличительной особенностью которой является возможность варьирования вектора начального состояния процесса функционирования и ТО устройств ПРС, позволяющая проводить анализ влияния начальных условий протекания процесса на показатели надежности и параметры ТО радиоэлектронной аппаратуры связи.

Кроме того, показана возможность совершенствования процесса проектирования регламента технического обслуживания устройств промышленной радиосвязи на основе методов имитационного моделирования, реализуемых на ЭВМ. Параметрический синтез основного регламентируемого параметра, периодичности ТО, выполнен на основе полученных данных имитационного эксперимента с помощью методов одномерной оптимизации.

Список литературы

1. Половко, А. М. Основы теории надежности [Текст] / А. М. Половко. – СПб: БВХ-Петербург, 2008.

2. Держо, Г. Г. Количественная оценка вклада систем связи в безопасность технологических процессов на железнодорожном транспорте: Монография [Текст] / Г. Г. Держо / Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте. – М., 2007.

3. Имитационное моделирование в оперативном управлении производством. [Текст] / Н. А. Саломатин, Г. В. Беляев и др. – М.: Машиностроение, 1984.

4. Сирота, А. А. Компьютерное моделирование и оценка эффективности сложных систем [Текст] / А. А. Сирота. – М.: Техносфера, 2006.

5. Тихонов, В. И. Марковские процессы [Текст] / В. И. Тихонов, М. А. Миронов. – М.: Советское радио, 1977.

6. Финаев, В. И. Аналитические и имитационные модели: Учебное пособие [Текст] / В. И. Финаев, Е. Н. Павленко, Е. В. Заргарян / Таганрогский технологический ин-т. – Таганрог, 2007.

7. Лутченко, С.С. Оптимизация контроля и технического обслуживания изделий технологической радиосвязи: Автореф. дис… канд. техн. наук / Омский гос. техн. ун-т. Омск, 2000.

УДК 528.721.212.6

А. Л. Исаков, С. С. Шевчук, В. И. Юрченко

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА НАЗЕМНОГО ЛАЗЕРНОГО СКАНИРОВАНИЯ ПРИ СЪЁМКЕ ЛАВИНООПАСНЫХ УЧАСТКОВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

В работе дается оценка применения лазерного сканирования лавиноопасных участков железной дороги с целью прогнозирования схода снежных лавин и определения времени профилактических спусков лавин.

Лавиной называется быстрый сход снежного покрова с горного склона под действием силы тяжести. В зимний период снежные лавины могут возникать на участках пути, проходящих вдоль безлесных склонов крутизной от 20 до 60° и высотой более 10 м над уровнем головки рельса. Все лавиноопасные участки пути характеризуются несколькими признаками: объемом, плотностью и скоростью движения лавинного потока в месте его пересечения железнодорожного пути; геометрическими размерами лавинного потока; частотой схода снежных лавин, достигающих железнодорожного пути; морфометрическими параметрами лавиносбора.

Перечисленными признаками необходимо руководствоваться при разработке мер защиты от снежных лавин и планировании мероприятий по устранению последствий их схода на железнодорожный путь.

В связи с развитием научно-технического прогресса у специалистов в области дорожного проектирования возникают вопросы по выбору технических средств и технологий для мониторинга лавиноопасных участков железных и автомобильных дорог. При этом точность мониторинга снежного покрова задается инструкцией [1], согласно которой плановое положение контуров местности должно соответствовать точности топографической съёмки 1:500 масштаба (средние погрешности не должны превышать 25 см) и средней погрешности по высоте 1 см.

В качестве одного из вариантов при съёмке лавиноопасных участков активно предлагается использование наземных лазерных сканирующих систем. В настоящее время наземное лазерное сканирование действительно является самым оперативным и высокопроизводительным методом получения точной и наиболее полной информации о пространственном объекте. Наземные сканеры находят применение для решения задач инженерной геодезии в различных областях производства и успешно заменяют классические методы тахеометрии. Когда речь заходит о применении нового оборудования и сопутствующих технологий в ранее не используемой сфере, крайне важно разобраться в деталях. Рассмотрим особенности применения наземного лазерного сканирования для мониторинга лавиноопасных участков на транспорте.

Суть технологии лазерного сканирования заключается в мгновенном определении пространственных координат точек объекта во время съёмки. Процесс реализуется посредством измерения расстояния до всех определяемых точек с помощью фазового или импульсного безотражательного дальномера. Кроме расстояний до объекта сканер измеряет два угла – горизонтальный и вертикальный. Пучок лазера исходит из излучателя, расположенного в измерительной головке сканера, отражается от поверхности объекта и возвращается в приемник (также расположенный в измерительной головке). Пользователь задает шаг сканирования, и вращающаяся призма распределяет лазерный пучок по вертикали, а сервопривод, поворачивая блок измерительной головки, обеспечивает распределение лазерного пучка по горизонтали с этим шагом. Зная угол разворота зеркала и верхней части сканера в момент наблюдения и измеренное расстояние, процессор вычисляет координаты каждой точки. Все управление работой прибора осуществляется с помощью портативного компьютера с набором программ или с помощью панели управления, встроенной в сканер. Полученные координаты точек из сканера передаются автоматически и записываются на внешний или внутренний носитель памяти, создавая так называемое облако точек – лазерный скан.

Отметим безусловные преимущества технологии наземного лазерного сканирования:

– бесконтактный, неразрушающий метод получения информации;

– материалы сканирования уже в момент возникновения полностью пространственно координированы, т. е. определены в некоторой заранее заданной системе координат;

– трехмерная визуализация в режиме реального времени, позволяющая на месте определить «мертвые» зоны и выполнить досъёмку;

– высокая точность результатов;

– высокая степень детализации по сравнению с наземными методами;

– возможность съёмки труднодоступных и опасных объектов при обеспечении безопасности исполнителя;

– возможность работы в ночное время.

Не вдаваясь в технические особенности различных моделей сканеров, следует также отметить общие недостатки лазерного сканирования:

– высокая стоимость комплекта. Так, например, стоимость новейшей лазерной сканирующей системы Optech ILRIS-LR, декларированной производителями (компания Optech Incorporated, Канада) для решения задач мониторинга заснеженных горных склонов, составляет 222 000 $;

– большая потребляемая энергоемкость. Следует учесть, что отрицательная температура ниже минус 20°С вызывает резкое падение емкости аккумуляторных батарей. Как правило, необходимо наличие внешнего источника питания (электробензогенератор, бортовая сеть автомобиля);

– большинство высокоточных моделей сканеров обеспечивает стабильную работу прибора и паспортные характеристики точности только при температуре выше 0°С и дальности до 100 м. Существуют новые модели, имеющие термозащитный кожух и предназначенные для зимней съёмки, например, Leica HDS 8800, Optech ILRIS-LR и др. Так, Optech ILRIS-LR, согласно паспортным данным [1], обеспечивает прием сигнала для дальности действия до 1330 м при отражательной способности объекта 10 % и до 3000 м дальности при отражении 80 %. Временные ограничения работы сканера в условиях отрицательных температур разработчики не приводят. Однако общеизвестным является факт, что чем дальше отстояние до объекта и ниже температура окружающего воздуха, тем менее стабильно работает прибор и обеспечивает худшую точность результатов. Для сканера Leica HDS 8800 (компания Leica Geosystems, Швейцария) заявленное максимальное время работы составляет 30 мин при температуре воздуха минус 20°С и 10 мин при минус 40°С;

– при работе в зимний период немаловажное значение имеет способ подключения (Lan, Wi-Fi) к сканеру управляющего компьютера с возможностью немедленной визуализации результатов и корректировки процесса сканирования.

Рассмотрим геометрию формирования одиночного лазерного скана.

Проводя аналогию с наземными фотограмметрическими способами съёмки можно сказать, что лазерный скан представляет собой одиночный псевдоснимок ортогональной проекции, полученный в заданный промежуток времени с одного центра. Каждая точка такого снимка содержит информацию об измеренной наклонной дальности и интенсивности снимаемой точки местности. Построенное из одного центра проекции изображение местности обладает следующими очевидными свойствами: прямая, проходящая через центр проекции и лежащая на луче сканирования, изобразится на снимке (в картинной плоскости) первой отраженной точкой; точки пространства, расположенные в плоскости сканирования, изобразятся в картинной плоскости прямой с дальностями ее узлов до ближайших точек местности. Геометрия проектирования объектов, лежащих в плоскости сканирования, представлена на рисунке 1, из которого видно, что для точек местности, лежащих в плоскости сканирования за линией фронта (кривой АС), сканирование невозможно, необходимо выполнять досъёмку с иных, обеспечивающих видимость точек стояния. Таким образом, площадь съёмки и шаг сканирования для одиночного лазерного скана зависят от характера местности – равнинная, холмистая, горная – и положения точки стояния прибора относительно снимаемой местности. Чем острее угол между плоскостью сканирования и снимаемой местностью, тем меньше площадь покрытия съёмки и больше теневых участков. В критическом случае для плоской местности и параллельной ей плоскости сканирования информация равна нулю. Оптимальный вариант сканирования – плоскость сканирования перпендикулярна снимаемому объекту.

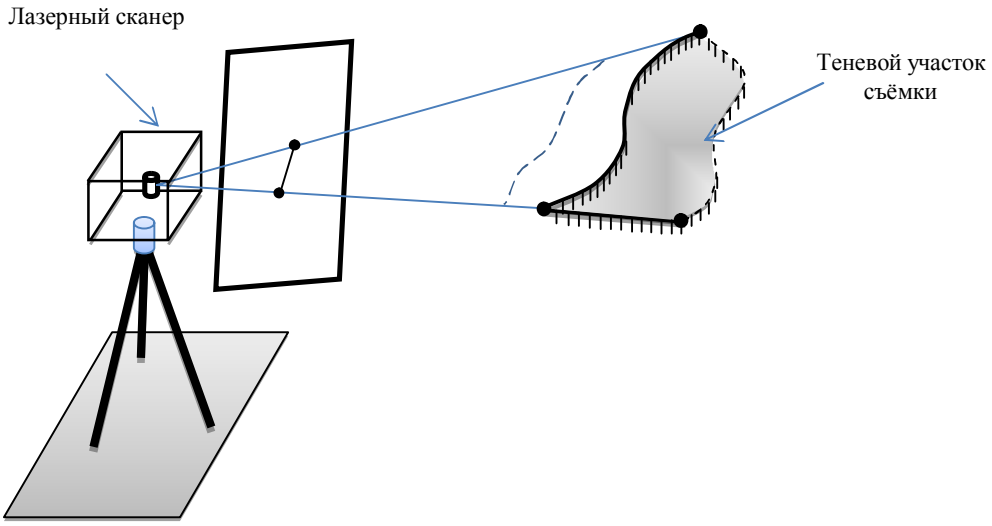


Рисунок 1 – Геометрия проектирования объектов на плоскость псевдоснимка (скана):
S – центр сканирования; *p* – плоскость псевдоснимка, АВС – точки местности, лежащие в плоскости сканирования; ас – изображение фронта сканирования на псевдоснимке

Отметим, что любая технология лазерного сканирования предусматривает съёмку с площадок, лежащих выше снимаемого объекта с хорошей видимостью во все стороны – с вышки, с мачты, с пригорка, с крыши автомашины или вагона и т. д. Такой подход обеспечивает отображение на одном скане наибольшей площади снимаемой территории и плотности точек сканирования, что повышает информативность съёмки, но ведет к дополнительным затратам на сооружение или поиск оптимальной площадки. В другом случае сканирование производится для объектов, близких к вертикальному положению (скалистые массивы, фаса-

ды зданий, тоннели, мосты и др.). Примеры правильной установки наземного лазерного сканера приведены на рисунках 2 – 5.

Рисунок 2 – Установка сканера Optech ILRIS-LR при съёмке ледника

Рисунок 3 – Установка сканера Optech ILRIS-LR при съёмке отвесных снежных склонов

Рисунок 4 – Установка сканера Leica HDS 8800

Рисунок 5 – Установка сканера Leica HDS 8800 при зимней съёмке стенок карьера

Рассмотрим особенности применения метода наземного лазерного сканирования при съёмке лавиноопасных участков горной местности.

При съёмке с одной станции неизбежно возникают неснятые (теневые) области, обусловленные как наличием естественных препятствий (крупные камни, деревья, кустарники и др.), так и расчленённостью рельефа снимаемой местности. Для увеличения площади сканирования и устранения теневых мест съёмку таких участков следует производить с нескольких точек стояния. В этом случае возникает задача сшивки соседних сканов в единое облако точек. По аналогии со сшивкой фотограмметрических моделей [2] для решения задачи необходимо равномерно расположить в зоне перекрытия сканов не менее трех объемных визирных марок, по которым и производится сшивка соседних сканов. Расстановка визирных марок для лавиноопасной заснеженной местности небезопасна и далеко не всегда технически возможна. Наиболее предпочтительным вариантом является предварительное создание съёмочного обоснования методом прокладки теодолитных ходов или с использованием GPS-технологий. Для этого необходимо иметь дополнительное геодезическое оборудование – электронный тахеометр и (или) GPS-комплект и обеспечить при съёмке центрирование и горизонтирование сканера на точке с известными координатами. Выбор точек съёмки и зоны перекрытия сканов определяются исходя из площади и рельефа снимаемой местности, точ-

ностных характеристик сканера. Опять же следует учесть труднодоступность площадок для оптимальной установки сканера. Отметим, что даже при съёмке с нескольких точек невозможно снять участки местности, лежащие всегда вне плоскости сканирования – ямы, промоины, овраги, ложбины и т. д.

Другой сложностью при лазерном сканировании является наличие присущего лавиноопасным участкам старого снега, разновидностью которого являются льдистые образования – фирн и наст. Съёмка ледяного покрова в совокупности с острыми углами плоскости сканирования вызовет зеркальный эффект, что неизбежно приведет к появлению теневых участков или неоднозначности результатов. При съёмке этого же участка в летний период дополнительной естественной помехой является густая травянистая растительность, отрицательное влияние которой тем больше, чем острее угол между плоскостью сканирования и снимаемой поверхностью. Схема лавиноопасного участка с возможными проблемными местами при лазерном сканировании приведена на рисунке 6.

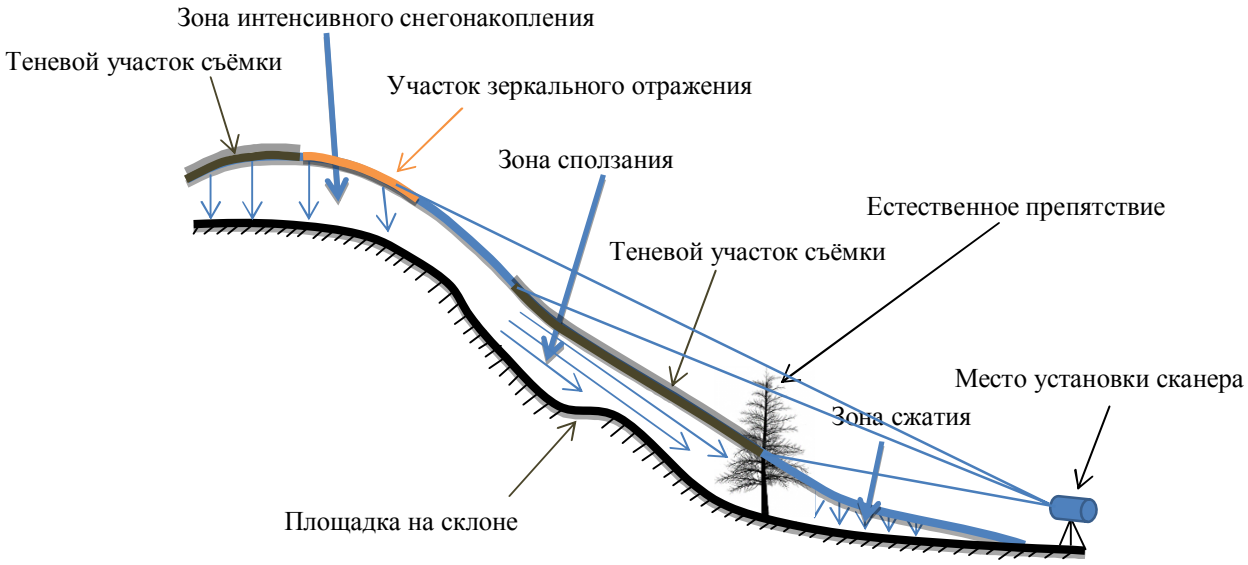
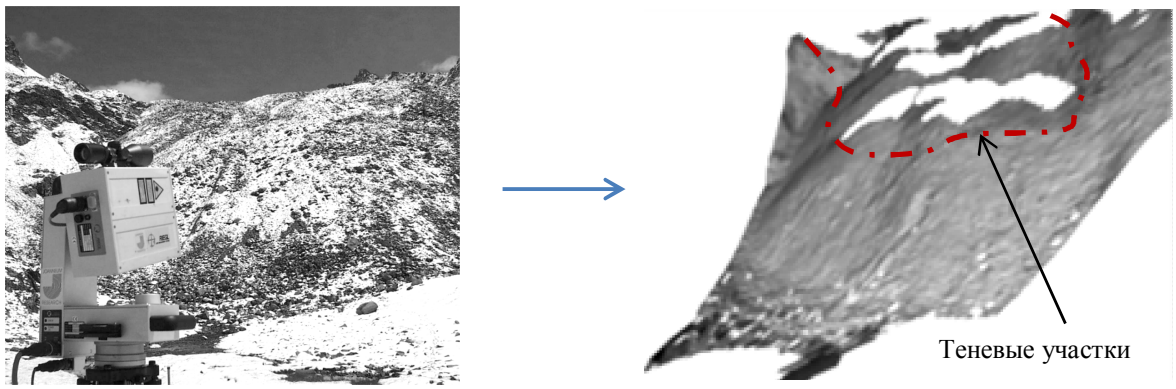


Рисунок 6 – Схема лавиноопасного склона с возможными проблемными местами при съёмке наземным лазерным сканером

Пример полученных теневых участков при съёмке заснеженного горного склона лазерным сканером приведен на рисунке 7.



а б

Рисунок 7 – Лазерное сканирование заснеженного склона с теневыми участками: а – сканирование заснеженного склона, б – полученный лазерный скан

Рассмотрим вопросы точности результатов наземного лазерного сканирования.

Точность и достоверность результатов лазерного сканирования складываются из следующих компонентов: инструментальных ошибок прибора; ошибок, вызванных самой методикой использования лазерного луча в измерениях; ошибок, обусловленных характеристиками объекта сканирования и вносимых окружающей средой.

Влияние инструментальных ошибок рассмотрим на примере лазерного сканера ILRIS-LR (Канада), предназначенного для использования в условиях низких температур при сканировании снега, льда и мокрых поверхностей. Согласно паспортным данным сканер ILRIS-LR обеспечивает точность лазерного дальномера 7 мм на 100 м, точность угловых измерений – 8 мм на 100 м, диаметр лазерного пятна – 27 мм на 100 м (расходимость луча – 250 мрад). Суммарная средняя ошибка определения местоположения точки местности с учетом погрешностей измерения дальности и углов

$$D_{\text{пол}} = \sqrt{S^2 + \gamma^2},$$

где S – точность измерения расстояний, мм;

γ – суммарная точность измерения горизонтальных и вертикальных углов, мм.

Таким образом, рассчитанная по формуле (1) ошибка $D_{\text{пол}}$ для расстояния 100 м составит 10,6 мм. При удаленности от сканера до границы снимаемого участка 300 м инструментальная ошибка определения положения точки составит порядка 32 мм, что уже является критичным при моделировании рельефа снежного покрова. Как правило, реальные погрешности почти всегда отличаются от паспортных в худшую сторону.

При использовании метода лазерных измерений диаметр лазерного пятна на объекте определяет пространственное разрешение и влияет на точность определения положения объекта. Так, в нашем случае, все объекты, попадающие в пятно диаметром 8 см на расстоянии в 300 м, будут восприняты приемником сканера как один минимальный элемент, что и будет являться разрешением сканирования. Чем больше лазерное пятно, тем большую поверхность оно покрывает, тем больший импульс (по времени) возвращается в сканер и, соответственно, тем меньше точность измерений. Кроме того, диаметр лазерного пятна в совокупности с угловым разрешением определяет наличие граничных эффектов [3]. Когда лазерный луч попадает на край или на грань объекта, только часть отраженного сигнала будет получена системой, остальная часть принятого сигнала является отражением от смежной поверхности, расположенной за гранью объекта, или вообще от поверхности, не имеющей отношения к сканируемому объекту. Функция отраженного сигнала в этом случае будет иметь несколько максимумов, а измеренная дальность будет соответствовать некоторой фиктивной точке, не принадлежащей объекту. Подобная ситуация является неизбежной, поскольку лазерное пятно невозможно сфокусировать до размеров измеряемой точки.

Помимо методических ошибок на интенсивность отраженного сигнала, а соответственно и на точность измерения расстояний, влияют форма снимаемого объекта и отражающая способность его поверхности (альбедо). Альбедо, в свою очередь, определяются текстурой и цветом поверхности. Так, белые поверхности дают более сильный отраженный сигнал по сравнению с более темными поверхностями. Съёмка свежего снежного покрова с большой отражательной способностью даст мощный сигнал на приемник сканера, что совместно с работой понижающего фильтра ведет к искажению измеренных дальностей и геометрии объекта. Блестящие же поверхности, как правило, затрудняют регистрацию сигналов и ведут к неоднозначности результатов. Старый снег имеет в основном гладкую блестящую поверхность с зеркальным характером отражения, что в совокупности с острыми углами падения лазерного луча даст снижение волновых характеристик отраженного сигнала с соответствующей потерей точности.

К факторам окружающей среды, ведущим к изменению параметров отраженного сигнала, следует отнести температурный режим съёмки, влажность, турбулентность воздушных масс, атмосферную рефракцию, наличие электромагнитных полей и др. Так, установлено, что лазерные измерения в условиях высокой концентрации в воздухе пара или пыли приводят к результатам, сходным с описанными выше эффектами на гранях и краях объектов, ведущими к неоднозначности в результатах сканирования [3]. Аналогичные эффекты возника-

ют и при съёмке в условиях снегопада, дождя, тумана. При съёмке на открытой местности нельзя не учитывать влияние внешних источников излучения (солнечный свет или искусственное освещение). Если постороннее излучение является достаточно сильным по сравнению с рабочим сигналом, то его значительная часть может пройти через фильтр и будет способна повлиять на точность или даже на общую возможность выполнения работ. Большая часть перечисленных выше факторов влияния окружающей среды носит, как правило, случайный характер, их влияние выражается в увеличении мощности шумов на входе приемника. Отметим, что отношение «сигнал/шум» является одним из ограничений по дальности работы любого лазерного сканера.

Анализируя изложенное, можно сделать вывод о том, что с точки зрения соотношения параметров «производительность/точность/информативность» наземное лазерное сканирование наиболее предпочтительно для съёмки

объектов, близких к вертикальному положению (отвесные скальные участки, порталы тоннелей, фасады зданий, памятники, интерьеры помещений, цеха, цистерны и др.);

территорий с большой информационной насыщенностью (сложные участки железнодорожного полотна, железнодорожные узлы и станции, тоннели, мосты, укрепительные сооружения, заводские территории, городская инфраструктура, сложные технологические объекты);

естественных контуров местности при оптимальном расположении съёмочных площадок, в том числе снежного покрова на равнинном рельефе и небольших площадях.

Для лавиноопасной местности, имеющей горный или предгорный характер рельефа, по мнению авторов, желательно применять вертикальные методы съёмки, т. е. воздушные или космические методы дистанционного зондирования. Данные методы также являются оперативными, бесконтактными и неразрушающими, а точность результатов съемки зависит от метода и правильно подобранных параметров съёмки. В любом случае выбор инструментария и технологии съёмочных работ остается за пользователем.

Список литературы

1. Инструкция по обеспечению безопасности движения поездов и технике безопасности на лавиноопасных участках железнодорожного полотна ОАО «РЖД» / ОАО «РЖД». – М., 2009. – 73 с.

2. Назаров, А. С. Фотограмметрия [Текст] / А. С. Назаров. – Минск, 1986. – 368 с.

3. Бюхлер, В. Анализ точности лазерных сканирующих систем [Текст] / В. Бюхлер, М. Бордас Винсент, А. Марбс // Информационный бюллетень ГИС-ассоциации. – 2004. – № 1 (43), 2 (44).

УДК 624.074: 539.3

В. Б. Мещеряков, Зо Лат Аунг

УСТОЙЧИВОСТЬ СТЕРЖНЕЙ ПРИ ПРОДОЛЬНОМ И ПОПЕРЕЧНОМ УДАРЕ

В статье рассматривается потеря устойчивости тонкостенного стержня при продольном и поперечном ударе массивного тела. Параметры контактной силы определяются на основе теории Г. Герца. Нелинейное интегральное уравнение решается численным методом Эйлера. Поведение стержня при потере устойчивости форм равновесия определяется на основе уточненного значения кривизны оси стержня. Колебания стержня после окончания удара рассматриваются с учетом сформировавшихся к этому моменту времени начальных условий.

Поведение стержней при ударе массивного тела рассматривается на основе концепции, изложенной в статье [1]. При достижении контактной силой при ударе критического значе-

ния возможна потеря устойчивости прямолинейной формы равновесия при продольном ударе или плоской формы равновесия при поперечном ударе. Если напряжение в сечениях стержня остается в пределах упругости, то при снижении значения контактной силы восстанавливается форма равновесия и начинаются колебания с полученными в результате удара начальными условиями. В случае выхода напряжения за пределы упругости развиваются пластические деформации, исходные формы равновесия не восстанавливаются, возможно разрушение стержня.

Для контроля уровня напряжения необходимо знать величину перемещений, появляющихся при потере устойчивости. В линейной постановке эти перемещения остаются неопределенными. Задача может быть решена, если уравнения равновесия содержат уточненное значение кривизны оси стержня.

Рассмотрим удар массивного тела, падающего с некоторой высоты на колонну (рисунок 1). Контактная сила при продольном ударе определяется в соответствии с теорией Г. Герца [7] на основе решения нелинейного интегрального уравнения:

$$\left[\frac{P(t)}{K_0}\right]^{2/3} = V_0 t - \frac{1}{m}\int_0^t P(\tau)(t-\tau)\,d\tau - u(P,t), \qquad (1)$$

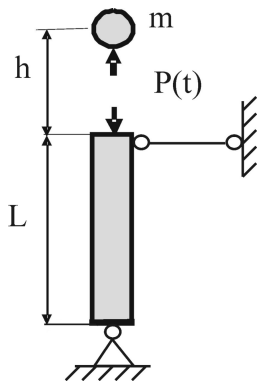


Рисунок 1 – Расчетная схема поведения стержня при продольном ударе массивного тела

здесь V_0 – начальная скорость удара; K_0 – контактная жесткость [4], зависящая от свойств соударяющихся тел.

Перемещение торцевого сечения может быть получено из решения волнового уравнения:

$$EA\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \rho A\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0. \qquad (2)$$

Решение уравнения (2) с использованием интегрального преобразования Лапласа [5] имеет такое выражение:

$$u(P,t) = \frac{1}{\rho A c_0}\exp\left(-\frac{\gamma\pi}{2L}c_0 t\right)\left[\int_0^t P(\tau)\,d\tau + 2\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n\int_{nt_*}^t P(\tau)\,d\tau\right], \qquad (3)$$

где $t_* = \frac{2L}{c_0}$ – время пробега волны до конца стержня и обратно;

γ – коэффициент внутреннего трения в материале стержня.

Для примера выбран двутавр № 16. Исходные данные приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета поведения стержня при продольном ударе массивного тела

h, см	L, см	A, см^2	I_x, см^4	K_0, Н м$^{-1,5}$	γ
16	300	20,2	58,6	$3\cdot10^{09}$	0,025

Критическая сила P_{kr} при шарнирном закреплении стержня на опорах оказалась равной 134,950 кН. Если при ударе будет достигнута эта величина сжимающей силы, то произойдет потеря устойчивости прямолинейной формы равновесия стержня. Нелинейная постановка задачи рассматривалась многими учеными, начиная с Эйлера. Воспользуемся результатами, изложенными в монографии В. В. Болотина [2]. Нелинейное дифференциальное уравнение равновесия с точным значением кривизны стержня имеет вид:

$$EI_x\frac{d^2y}{dz^2}\left[1-\left(\frac{dy}{dz}\right)^2\right]^{-1/2} + Py = 0. \qquad (4)$$

Нелинейный множитель в уравнении (4) разлагаем в степенной ряд с удержанием двух слагаемых:

$$\left[1-\left(\frac{\mathrm{dy}}{\mathrm{dz}}\right)^2\right]^{-1/2}=\left[1+\frac{1}{2}\left(\frac{\mathrm{dy}}{\mathrm{dz}}\right)^2\right]. \quad (5)$$

Решение уравнения (4) методом Галеркина можно представить в виде:

$$y(z)=y_0\sin\left(\frac{\pi z}{L}\right), \quad (6)$$

где $y_0=\frac{2\sqrt{2}}{\pi}L\sqrt{\frac{P}{P_{kr}}-1}.$

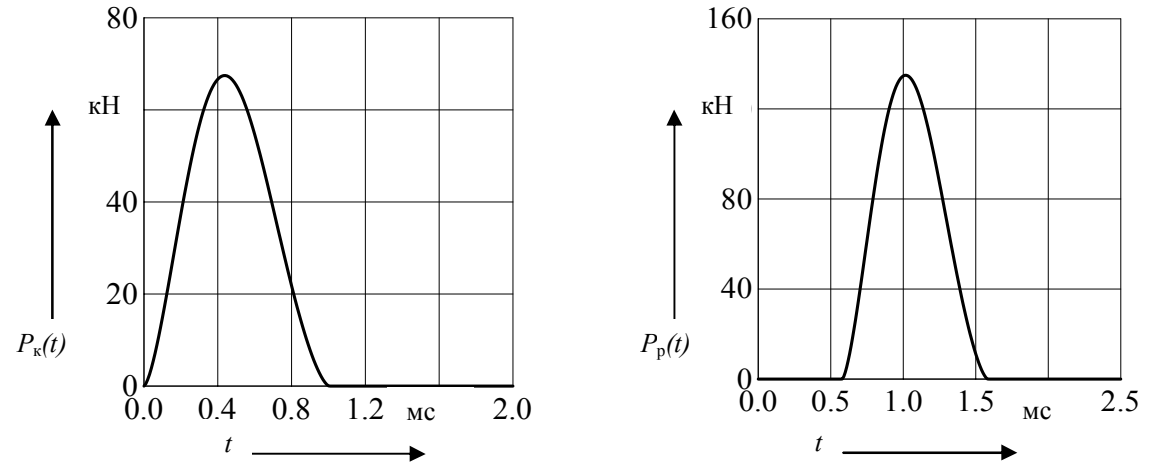
Выражение (6) используется в расчете, когда становятся известными значения сжимающей силы, превышающие P_{kr}. Если материал стержня работает в упругой стадии, то прямолинейная форма равновесия восстанавливается при снижении значений сжимающей силы. После окончания удара начинаются затухающие продольные колебания стержня.

Параметры процесса зависят от массы ударяющего тела и начальной скорости удара. В таблице 2 приведены полученные результаты расчета, проведенного с шагом 1 мкс.

Таблица 2 – Максимальные значения параметров

Наименование и размерность параметра	Числовое значение параметра
Масса ударника, кг	7,5378
Начальная скорость удара, м/с	3
Длительность удара, мкс	1000
Контактная сила, кН	67,48
Реакция на опоре, кН	134,96
Напряжение сжатия, МПа	232,14
Длительность потери устойчивости, мкс	5
Отклонение среднего сечения, мм	17,73
Период колебаний после удара, мс	1,158
Вертикальное перемещение торца, мм	0,417
Скорость, м/с	2,212
Ускорение, a/g	2493

На рисунках 2 – 4 приведены графики изменения параметров во времени при ударе.



а б

Рисунок 2 – Контактная сила $P_к(t)$ (а) и реакция в опорном сечении $P_р(t)$ (б)

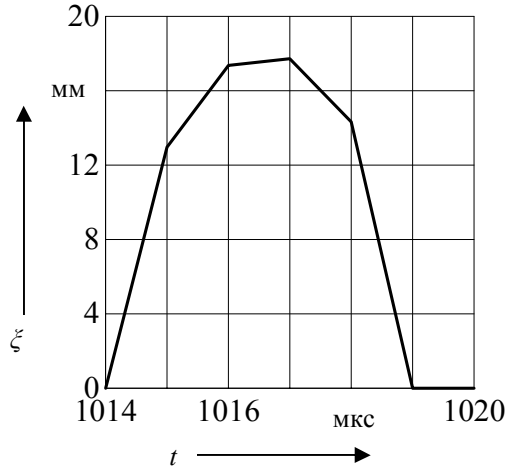
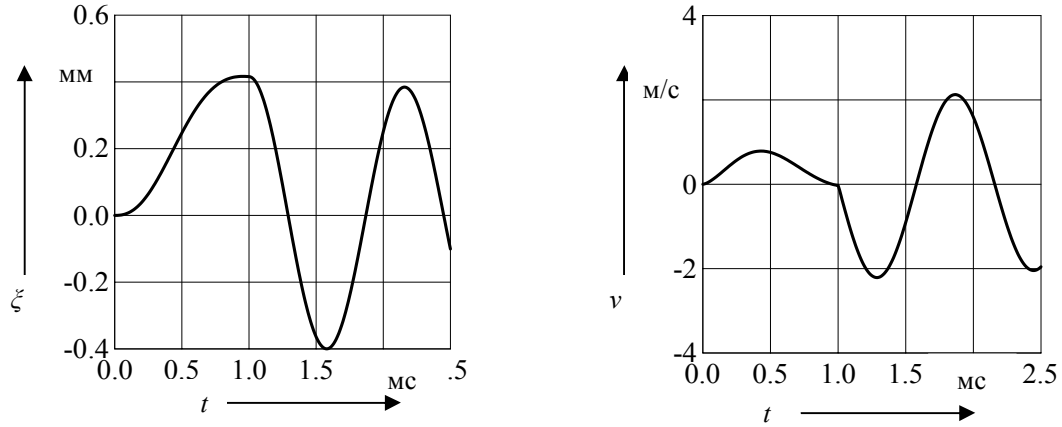


Рисунок 3 – Перемещение центра тяжести среднего сечения при потере устойчивости



а б

Рисунок 4 – Вертикальное перемещение и скорость центра тяжести торцевого сечения стержня

Рассмотрим центральный поперечный удар массивного тела по шарнирно закрепленному двутавру (рисунок 5). Исходные данные для расчета центрального поперечного удара массивного тела по шарнирно закрепленному двутавру приведены в таблице 3. Расчеты проведены в соответствии с концепцией [1] и с учетом деформаций сдвига при изгибе и кручении [6]. Аналитические выражения для расчета перемещения ударяемого тела в точке удара и изгибающего момента в среднем сечении:

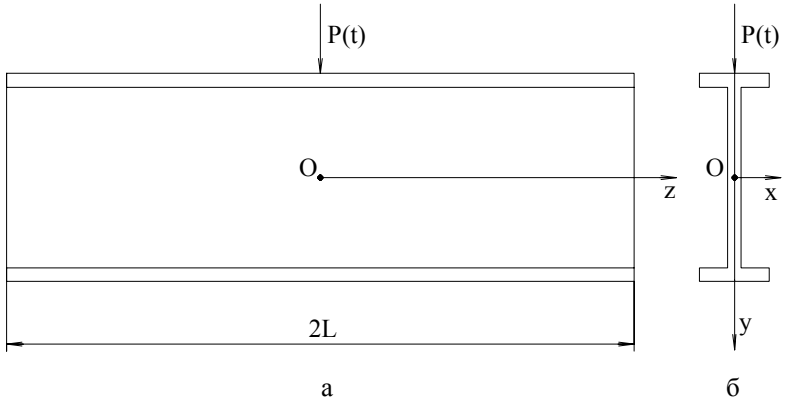
$$\xi_y(P,t)=\frac{c_0}{2\rho I_x}\left[\exp\left(-\frac{\gamma}{2}p_1 t\right)\left(\int_0^t d\tau_2\int_0^{\tau_2} d\tau_1\int_0^{\tau_1} P(\tau)d\tau+2\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n\int_{nt_*}^{t} d\tau_2\int_0^{\tau_2} d\tau_1\int_0^{\tau_1} P(\tau)d\tau\right)+\right.$$
$$\left.+\frac{1}{\mu_x}\exp\left(-\frac{\gamma}{2}p_1 t\right)\left(\int_0^t d\tau_2\int_0^{\tau_2} d\tau_1\int_0^{\tau_1} P(\tau)d\tau+2\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n\int_{nt_{**}}^{t} d\tau_2\int_0^{\tau_2} d\tau_1\int_0^{\tau_1} P(\tau)d\tau\right)\right]; \quad (7)$$

$$M_x(0,t)=-\frac{c_0}{2}\exp\left(-\frac{}{2}p_1 t\right)\left[\int_0^t P(\tau)\,d\tau+2\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n\int_{nt_*}^{t} P(\tau)\,d\tau\right]. \quad (8)$$

Здесь ρ – плотность материала; $\mu_x = \sqrt{\frac{E}{G}k_{xx}}$; E, G – модули упругости; k_{xx} – коэффициент формы поперечного сечения [6], а также введено время пробега волн от точки удара до опоры и обратно (L – половина длины стержня): $t_* = 2L/c_0$ – волны поворота сечений, $t_{**} = t_* \mu_x$ – волны сдвига, p_1 – первая частота изгибных колебаний.

Таблица 3 – Исходные данные для расчета центрального поперечного удара массивного тела по шарнирно закрепленному двутавру

Наименование и размерность параметра	Числовое значение параметра
Масса ударяющего тела m, кг	15,5599
Начальная скорость удара V_0, м/с	3,7
Площадь поперечного сечения двутавра №60 А, м^2	0,0138
Длина двутавра 2L, м	10
Моменты инерции I_x и I_y, м^4	$7,68\cdot10^{-04}$; $1,725\cdot10^{-05}$
Секториальный момент инерции I_ω, м^6	$1,3\cdot10^{-06}$
Момент инерции чистого кручения I_d, м^4	$1,24\cdot10^{-06}$
Коэффициенты формы сечения k_{xx}, $k_{\omega\omega}$	1,985; 1,427



а б

Рисунок 5 – Двутавровый стержень, испытывающий поперечный удар в среднем сечении (опорные устройства не показаны)

Критическая сила P_{kr} при шарнирном закреплении стержня на опорах с учетом деформаций сдвига имеет такое выражение:

$$P_{kr} = \frac{5,395}{2L\sqrt{\eta_x \eta_\omega}}\sqrt{N_x N_\omega r^2}, \qquad (9)$$

где $r^2 = \frac{I_x + I_y}{A}$; $N_x = \frac{\pi^2 EI_y}{(2L)^2}$; $N_\omega = \frac{\pi^2 EI_\omega + GI_d(2L)^2}{r^2(2L)^2}$; $\eta_x = 1 + \frac{EI_y}{GA}\frac{\pi^2 k_{xx}}{(2L)^2}$;

$\eta_\omega = 1 + \frac{EI_\omega}{GAr^2}\frac{\pi^2 k_{\omega\omega}}{(2L)^2}$.

Для двутавра № 60 критическая сила оказалась равной 115,05101 кН. Если при ударе будет достигнута эта величина сжимающей силы, то произойдет потеря устойчивости плоской формы изгиба стержня. При этом в линейной постановке горизонтальное перемещение точек оси стержня и углы закручивания сечений остаются неопределенными.

Нелинейную постановку задачи рассмотрим по аналогии со случаем продольного удара. Система дифференциальных уравнений равновесия с точным значением кривизны оси стержня при изгибе имеет вид (деформации сдвига здесь не учитываются):

$$\begin{cases} EI_y \dfrac{d^2\xi_x}{dz^2}\left[1-\left(\dfrac{d\xi_x}{dz}\right)^2\right]^{-1/2} - M_x(z)\xi_\omega = 0; \\ EI_\omega \dfrac{d^2\xi_\omega}{dz^2} - GI_d\,\xi_\omega - M_x(z)\xi_x = 0. \end{cases} \tag{10}$$

Не приводя подробностей, отметим необходимые действия для решения системы уравнений (10). Нелинейный множитель в первом из уравнений (10) разлагаем в степенной ряд с удержанием двух слагаемых:

$$\left[1-\left(\frac{d\xi_x}{dz}\right)^2\right]^{-1/2} = \left[1+\frac{1}{2}\left(\frac{d\xi_x}{dz}\right)^2\right]. \tag{11}$$

Изгибающий момент в плоскости наибольшей жесткости от сосредоточенной силы в среднем сечении (см. рисунок 5) имеет такое выражение:

$$M_x(z) = \frac{Pz}{2} \text{ при } 0 \le z \le L; \tag{12}$$

$$M_x(z) = \frac{P(2L-z)}{2} \text{ при } L \le z \le 2L. \tag{13}$$

Зададим неизвестные функции в согласии с граничными условиями:

$$\xi_x = f_x \sin\left(\frac{\pi z}{2L}\right); \tag{14}$$

$$\xi_\omega = f_\omega \sin\left(\frac{\pi z}{2L}\right). \tag{15}$$

Подставляя выражения (11) – (15) в систему уравнений (10), пользуясь по методу Галеркина условиями ортогональности, приходим к такому решению:

$$\begin{cases} f_x = \dfrac{4\sqrt{2}\,L}{\pi}\sqrt{\left(\dfrac{P}{P_{kr}}\right)^2 - 1}\,; \\ f_\omega = \dfrac{4\sqrt{2}\,L}{\pi}\sqrt{\dfrac{N_x}{N_\omega r^2}}\sqrt{\left(\dfrac{P}{P_{kr}}\right)^2 - 1}\,. \end{cases} \tag{16}$$

Выражения (16) используются в расчете, когда значения контактной силы начинают превышать P_{kr}. Если материал стержня работает в упругой стадии, то плоская форма изгиба восстанавливается при снижении значений контактной силы.

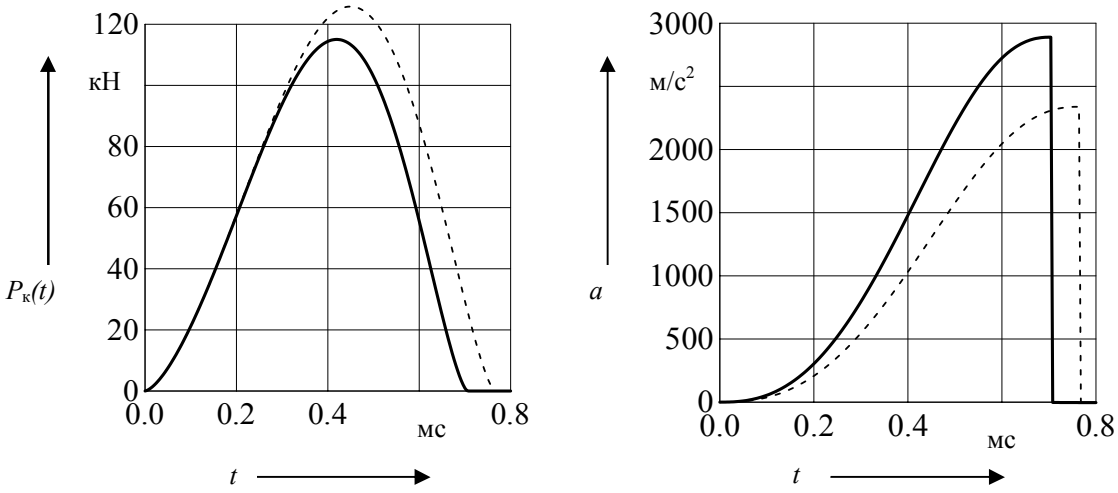
Для контроля напряжения необходимо получить значения внутренних силовые параметров, возникающих в сечениях при потере устойчивости плоской формы изгиба. Используем выражения (15):

$$M_y(z) = -EI_y \frac{d^2\xi_x}{dz^2} = EI_y \frac{\pi^2}{(2L)^2} f_x \sin\left(\frac{\pi z}{2L}\right); \tag{17}$$

$$B_\omega(z) = -EI_\omega \frac{d^2\xi_\omega}{dz^2} = EI_\omega \frac{\pi^2}{(2L)^2} f_\omega \sin\left(\frac{\pi z}{2L}\right). \quad (18)$$

Максимальные значения этих параметров реализуются в среднем сечении стержня. Напряжение вычисляется по известным формулам. После восстановления плоской формы изгиба и окончания удара начинаются затухающие изгибные колебания стержня.

В таблицах 4 – 6 приведены результаты расчетов. На рисунке 6 показан график изменения во времени контактной силы и ускорения центра тяжести среднего сечения в процессе удара и после его окончания. Графики, представленные пунктирными линиями, не учитывают деформаций сдвига, получены по теории В. З. Власова [3].



а б

Рисунок 6 – Контактная сила (а) и ускорение центра тяжести среднего сечения (б)

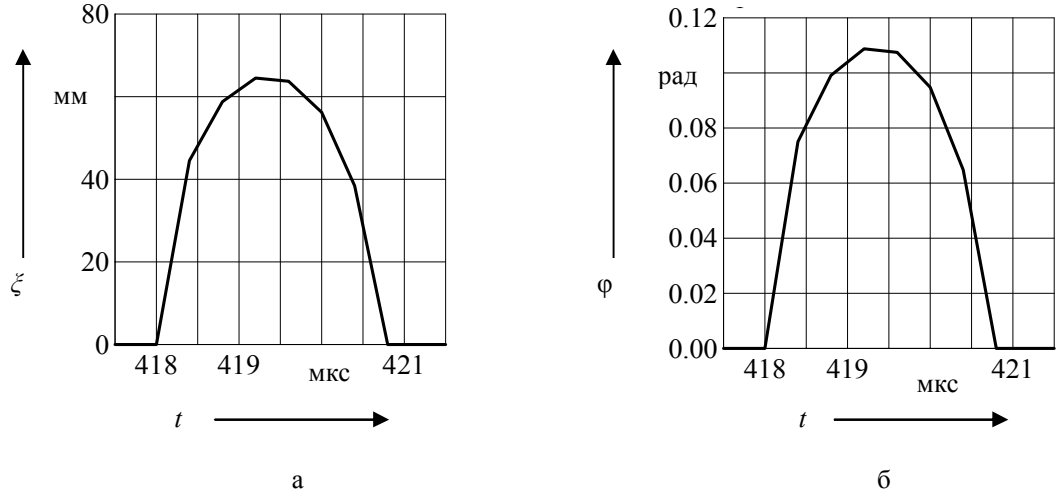
Таблица 4 – Максимальные значения параметров при ударе

Наименование и размерность параметра	Числовое значение параметра	
	с учетом сдвигов	без учета сдвигов
Контактная сила, кН	115,05396	125,81
Перемещение, мм	2,68	1,93
Скорость, м/с	11,66	8,75
Ускорение, a/g	2890	2339
Изгибающий момент, кНм	116,18	138,14
Нормальное напряжение σ_x, МПа	45.4	54,0

Таблица 5 –Максимальные значения параметров при потере устойчивости

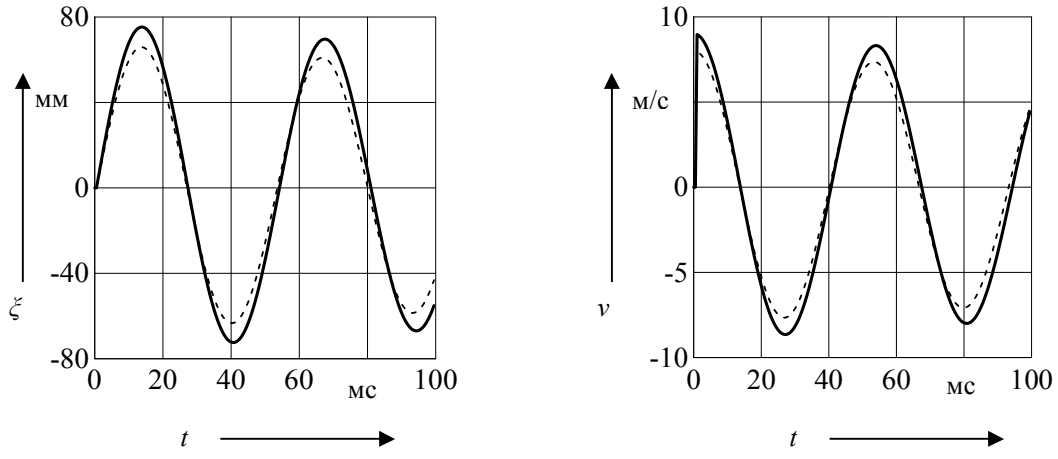
Наименование и размерность параметра	Числовое значение параметра
Момент начала, мкс	418,0
Перемещение центра тяжести, мм	64, 5
Угол закручивания, рад	0,109
Момент окончания, мкс	420,8
Длительность потери устойчивости, мкс	2,8
Напряжение от изгиба σ_y, МПа	127,0
Напряжение от кручения σ_ω, МПа	64,3
Сумма напряжение $\sigma_x + \sigma_y + \sigma_\omega$, МПа	236,7

На рисунках 7 – 9 показаны перемещение центра тяжести, угол закручивания среднего сечения при потере устойчивости, изгибающий момент в среднем сечении и ускорение центра тяжести при колебаниях после удара.



а б

Рисунок 7 – Перемещение центра тяжести (а) и угол закручивания среднего сечения (б) при потере устойчивости



а б

Рисунок 8 – Перемещение (а) и скорость центра тяжести среднего сечения (б) при колебаниях после удара

Таблица 6 – Максимальные значения параметров при колебаниях после удара

Наименование и размерность параметра	Числовое значение параметра	
	с учетом сдвигов	без учета сдвигов
Период колебаний, мс	53,67	53,02
Перемещение, мм	75,35	65,92
Скорость, м/с	8,99	7,96
Ускорение, a/g	105	94

В заключение отметим, что использование нелинейных уравнений с уточненным значением кривизны оси стержня дает возможность описать процессы потери устойчивости прямолинейной формы динамического равновесия и плоской формы изгиба, а также восстановления этих форм при работе материала стержня в упругой стадии.

В рассмотренном примере контактная сила при ударе превысила критическое значение всего на 0,0026 %. На практике не приходится рассчитывать на восстановление плоской формы изгиба при ударе.

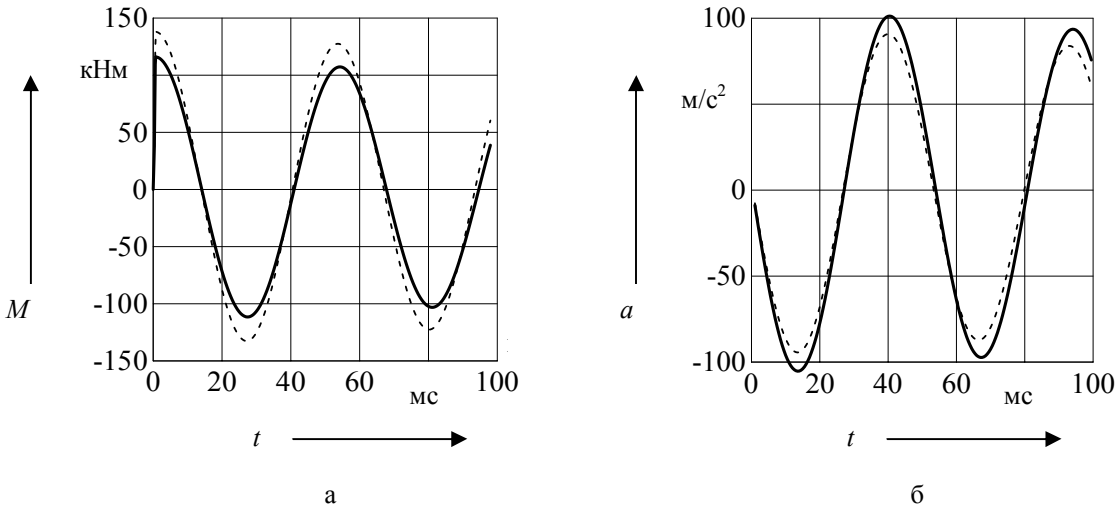


Рисунок 9 – Изгибающий момент в среднем сечении (а) и ускорение центра тяжести (б) при колебаниях после удара

Решение задачи с учетом деформаций сдвига при изгибе и кручении приводит к существенному уточнению контактной силы при ударе (см. рисунок 6). Если не учитывать деформации сдвига, то при тех же значениях массы ударника и его начальной скорости в стержне прогнозируются напряжения, далеко выходящие за пределы упругости. При этом плоская форма изгиба не восстанавливается.

Список литературы

1. Аунг, З. Л. Концепция исследования упругого удара по стержню [Текст] / Зо Лат Аунг, В. Б. Мещеряков // Вестник МИИТа. – 2011. – Вып. 24. – С. 40 – 51.

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

3. Власов, В. З. Тонкостенные упругие стержни [Текст] / В. З. Власов – М.: Стройиздат, 1940; М.: Физматгиз, 1959. – 568 с.

4. Гольдсмит, В. Удар. Теория и физические свойства соударяющихся тел [Текст] / В. Гольдсмит – М.: Стройиздат, 1965. – 447 с.

5. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров [Текст] / Г. Корн, Т. Корн – М.: Наука, 1977. – 832 с.

6. Мещеряков, В. Б. Динамика тонкостенных стержней открытого профиля [Текст] / В. Б. Мещеряков, Е. В.Чефанова // Вестник МИИТа. – 2000. – Вып. 3. – С. 123 – 130.

7. Hertz, H. Über die Beruhrung fester elastisher Korper (On the contact of the elastic solids) / H. Hertz // J. Reine und Angewandte Mathematik, 1882. – B. 92. – S. 156 – 171.

УДК 629.4.027

И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев

БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ПОЕЗДОВ И ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ХОДОВОЙ ЧАСТИ ВАГОНА

В статье выполнен анализ состояния проблемы обеспечения безопасности движения грузовых поездов в 2010 и 2011 гг. Представлены статистические данные о нарушениях и отказах в работе узлов грузовых вагонов на сети железных дорог ОАО «РЖД». Вскрыты причины, на них влияющие. Приведен способ принципиального решения многих из обозначенных проблем.

Известно, что основным фактором повышения эффективности функционирования и конкурентоспособности ОАО «РЖД» являются грузовые перевозки, в связи с чем проблемы обеспечения безопасности движения грузовых поездов, повышения маршрутной и участковой скоростей их движения и снижения эксплуатационных расходов на тягу являются крайне актуальными. Несовершенство ходовой части грузовых вагонов является причиной обострения в последнее время взаимосвязанного комплекса проблем, главными из которых являются обеспечение требуемого уровня безопасности движения поездов, снижение интенсивности износа колес и рельсов, уменьшение расхода электроэнергии на тягу поездов и снижение затрат на ремонт подвижного состава и пути. На безопасность движения, работоспособность и надежность подвижного состава влияют прежде всего такие факторы, как динамические свойства системы «экипаж – железнодорожный путь» и качество текущего содержания и ремонта вагонов. Накопление расстройств верхнего строения пути (отклонений от норм его содержания) в свою очередь является источником повышенной динамической нагруженности механической части подвижного состава, приводящей к указанным выше явлениям, т. е. играет роль положительной обратной связи.

Вследствие не отвечающей современным требованиям конструкции ходовой части вагона участковые скорости грузовых поездов на отдельных участках не превышают 48 км/ч, что снижает провозную и пропускную способность этих участков. Существует острая необходимость роста конкурентоспособности железнодорожного транспорта в контейнерных перевозках, доля которых вследствие указанных причин составляет всего 1 % от мирового грузооборота контейнеров несмотря на благоприятные географические условия Транссиба.

Известно, что основой ходовой части грузовых вагонов российских железных дорог является тележка модели 18-100 – ухудшенный, как в свое время отмечал профессор М. Ф. Вериго [1], аналог американской тележки Барбера, патент на которую получен в далеком 1928 г. – 84 года тому назад!

Простые по конструкции и в обслуживании, но морально устаревшие трехэлементные тележки имеют ряд характерных недостатков:

значительная необрессоренная масса (масса необрессоренных узлов, приведенных к колесу, для тележки модели 18-100 равна 930 кг) и высокая частота собственных колебаний в вертикальной плоскости симметрии, что обусловливает повышенное силовое воздействие на раму тележки и на путь и накоплению расстройств верхнего строения пути, влияющих на безопасность движения;

интенсивный износ элементов системы «клин – фрикционная планка», обусловливающий нестабильность и несоответствие диссипативных характеристик рессорного подвешивания в порожнем и груженом состоянии вагона, что также оказывает негативное влияние на безопасность движения поезда;

недостаточный конструктивный зазор между узлами надрессорной балки и боковой рамой тележки в поперечном направлении, приводящий к ударному взаимодействию их эле-

ментов, а последней – с элементами буксового узла, что является причиной повреждений торцов роликов, торцового крепления и нагрева буксовых узлов, а в результате – к большому количеству отцепок вагонов по подтвержденному нагреву;

интенсивный износ опорных поверхностей сопрягаемых узлов тележки и пятникового узла;

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

недостаточный, вследствие отмеченных факторов, межремонтный пробег, не превышающий 160 – 210 тыс. км и большие эксплуатационные расходы на ремонт вагонов;

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

Вследствие того, что вагон и железнодорожный путь представляют собой механическую колебательную систему, климатические условия и ужесточение модуля упругости пути играют большую роль в формировании сил взаимодействия в системе «колесо – рельс». Повышенная, по сравнению с деревянными шпалами, жесткость верхнего строения пути, выполненного из объемнозакаленных рельсов на железобетонных шпалах и щебеночном основании, большая необрессоренная приведенная масса пути, а также значительная твердость таких рельсов и колес марки «Т» обусловливают повышение динамических сил в контакте колеса с рельсом. Установлено [2], что при скорости 70 км/ч и статической колесной нагрузке 100,45 кН неровность на поверхности катания длиной 250 мм и глубиной 1 мм вызывает увеличение давления колеса на рельс до 215,6 кН для железобетонных шпал и до 192,1 кН для деревянных шпал.

В зимних условиях повышенной жесткости пути прохождение колесом рельсового стыка с зазорами, достигающими в зимнее время величины порядка 24 мм и более, сопровождается качественно иными (чем в средней части рельса) условиями взаимодействиям элементов системы «колесо – рельс». Вертикальное ускорение колеса достигает величины более 3g, что снижает коэффициент запаса устойчивости против вкатывания гребня колеса на головку рельса. Например, при прохождении колесом стыка с зазором 26 мм со скоростью 20 м/с сила удара в контакте колеса с торцом рельса достигает 400 кН, что приводит к выкрашиванию металла на торцах рельсов (дефект №17) и появлению других дефектов, а также к развитию труднообрабатываемых выщербин на поверхностях катания твердых колес.

В силу этого согласно данным Управления статистики главного вычислительного центра ОАО «РЖД», несмотря на принимаемые меры, количество дефектных рельсов, ежегодно снимаемых с пути на сети дорог, составляет свыше 50 тыс. штук [3]. При стоимости одного рельса свыше 28 тыс. р. затраты на их замену, с учетом выделения «окон» и других расходов, превышают сумму порядка 1,5 млрд р. в год.

В 2011 г. на совершенствование пунктов технического обслуживания сортировочных станций за счет внедрения современных технологий и технических устройств, ориентированных на выявление предотказного состояния узлов и деталей вагонов, минимизацию человеческого фактора в процессах оценки технического состояния вагонов и автоматизации производственного цикла, выделены значительные средства (более 1,5 млрд р.).

Вместе с тем уровень безопасности движения грузовых поездов и эффективность их эксплуатации не отвечают современным требованиям. Количество нарушений и отказов в работе узлов грузовых вагонов, несмотря на некоторое снижение их количества по сравнению с 2010 г., остается значительным (рисунок 1).

Наибольшее число нарушений безопасности движения допущено по неисправности тормозного оборудования – 47 %. Основное их количество случилось на Юго-Восточной (13 %), Забайкальской (12 %) и Северной (11 %) железных дорогах. 32% от всех событий составляют случаи по неисправности буксового узла: на Дальневосточной (17 %) и Свердд-

ловской (10 %) железных дорогах. Наиболее проблемными при этом являются автотормоза и буксовые узлы, на долю которых в 2011 г. в совокупности приходится 161 случай.

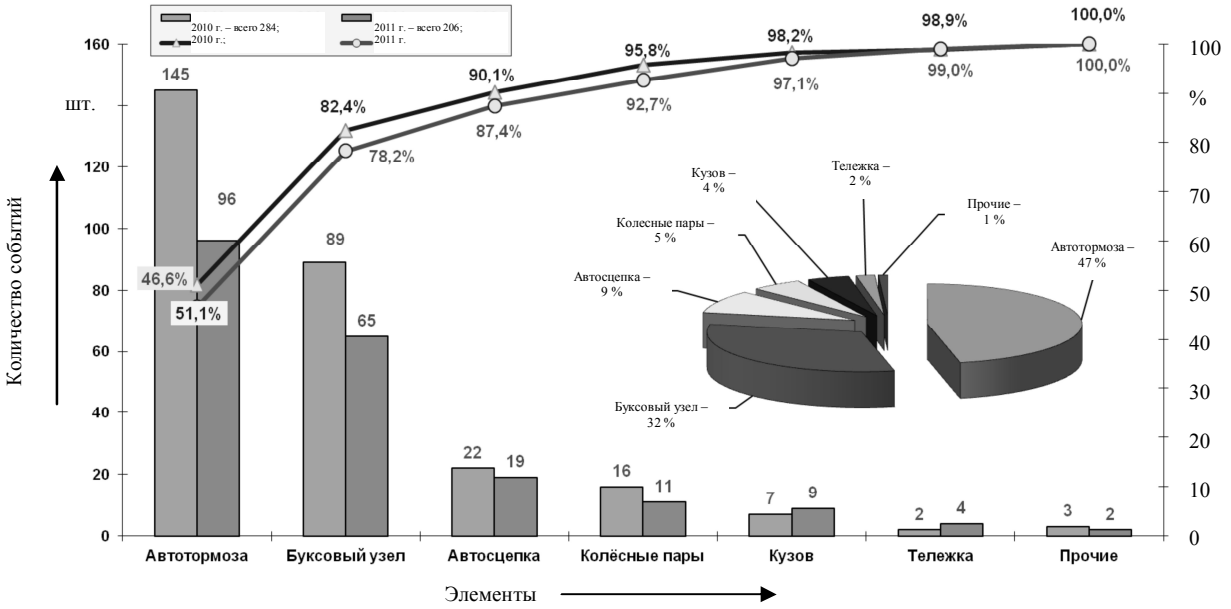


Рисунок 1 – Количество событий, допущенных в вагонном хозяйстве за последние два года

Несмотря на значительное количество поступивших в эксплуатацию высокопрочных колес повышенной твердости (свыше 5 млн шт.) и на принимаемые меры по созданию новых предприятий и отдельных цехов ремонта вагонов, оснащенных современным оборудованием, количество отцепок грузовых вагонов в текущий ремонт на железных дорогах России в 2011 г. оставалось значительным. Основными причинами отцепок стали неисправности кузова(31 %), колесных пар (27 %) и тележек (26 %).

Анализ статистических данных повреждаемости стандартных и «твердых» вагонных колес в эксплуатации (рисунок 2) показывает, что стойкость твердых колес к образованию таких дефектов, как прокат, тонкий гребень и др., связанных со смятием и истиранием металла от давления на площадке контакта и действия сил трения качения и трения скольжения, более чем в два раза выше по сравнению со стандартными колесами. Основными видами дефектов твердых колес, имеющих, по сравнению с обычными, повышенное содержание углерода и марганца, являются труднообрабатываемые выщербины и ползуны.

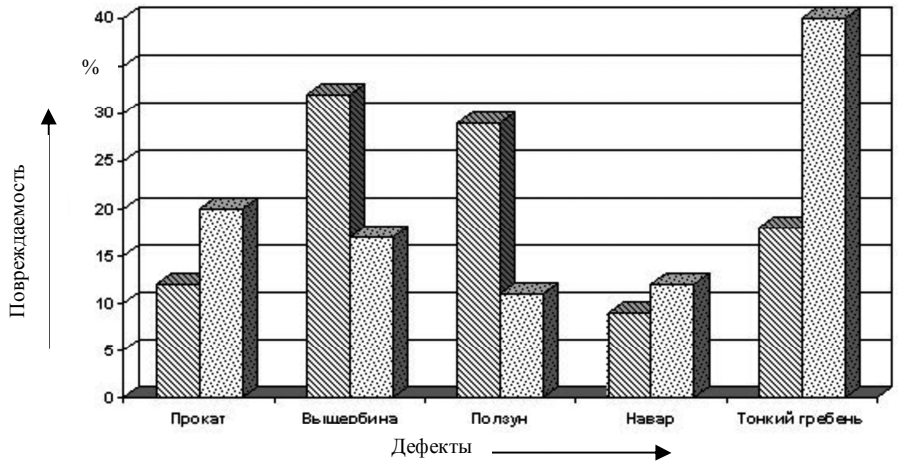


Рисунок 2 – Статистические данные повреждаемости стандартных и «твердых» вагонных колес в эксплуатации: ▨ – твердые колеса; ▨ – стандартные колеса

Интенсивные пространственные колебания порожних вагонов при скоростях движения свыше 60 км/ч негативно влияют не только на безопасность движения (из-за них ско-

рость движения порожняковых составов в кривых не превышает 60 км/ч), но и на работу автотормозного оборудования (347 отказов в 2011 г., в частности – рычажной передачи, на долю которой пришлось 546 случаев). Только на Западно-Сибирской железной дороге, которая в минувшем году выполнила 21 % от общего объема погрузки всей сети дорог, количество отцепок вагонов составило 242988 случаев (рисунок 3), что негативно сказывается на участковой скорости грузовых поездов, обороте вагонов и на показателях работы всей отрасли в целом.

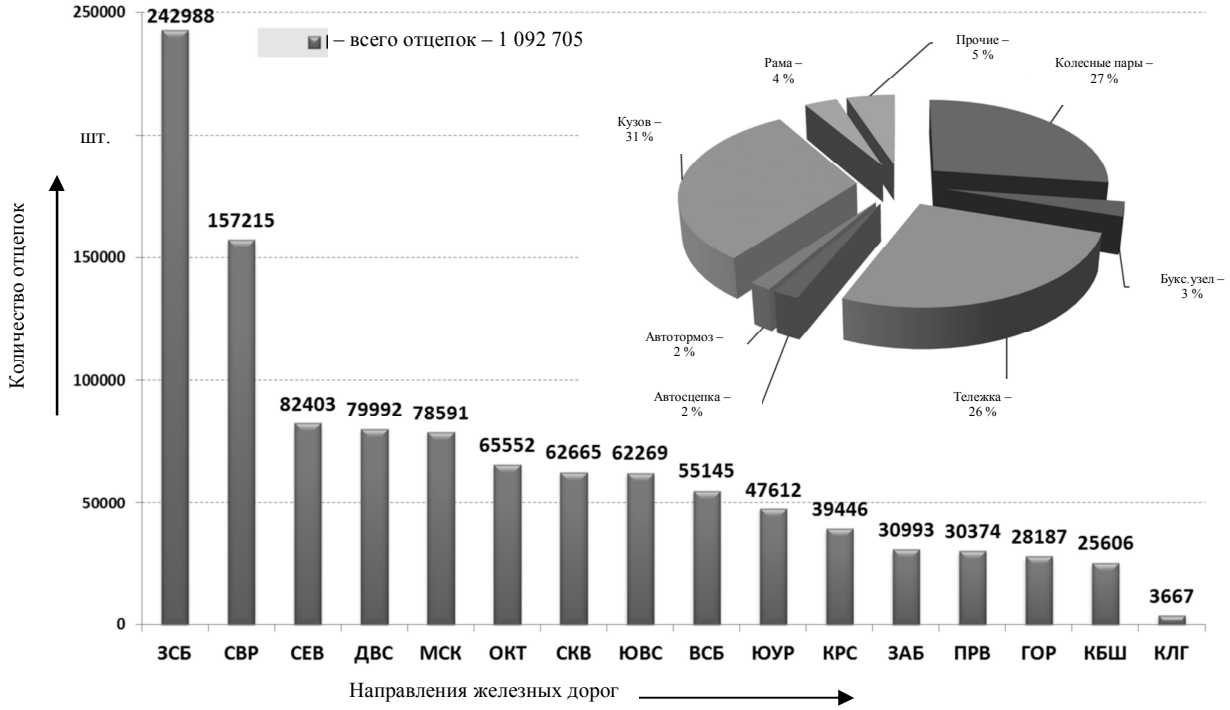


Рисунок 3 – Количество отцепок в текущий ремонт на железных дорогах России в 2011 г.

Чрезмерно низкой остается надежность боковых рам тележек вагонов, особенно Азовского и Кременчугского сталелитейных заводов (Украина). Только за 11 месяцев 2011 г. осмотрщиками при техническом обслуживании грузовых вагонов на ПТО выявлены 7063 угрожающие безопасности боковые рамы, из которых 4132 (59 %) имели усталостные трещины, и 2931 деталь с видимыми пороками литья (рисунок 4). В результате изломов произошли два крушения грузовых поездов, две аварии, а также 16 случаев схода с рельсов подвижного состава, что привело к значительным задержкам поездов и убыткам. На пунктах технического осмотра вагонов осмотрщиками в прошедшем году не обнаружено (пропущено) 3387 трещин в боковых рамах. В 2011 г. произошло 25 изломов боковых рам тележек [4]. Вследствие низкой надежности отечественных литых деталей с мая 2011 г. ОАО «РЖД» приобрело в Китайской Народной Республике 10980 боковых рам тележек и 2508 надрессорных балок (заметим здесь, что по данным газеты «Транспорт России» стоимость одной боковой рамы в настоящее время составляет не менее 120 тыс. р.).

Очень острая ситуация с безопасностью грузовых поездов складывается в текущем году. В январе и феврале случилось семь изломов боковых рам, приведших к тяжелым последствиям и нескольким крушениям грузовых поездов, вызвавших задержки в работе транспортного комплекса страны.

По показаниям приборов контроля технического состояния магистрали в 2011 г. остановлено 15737 грузовых поездов. Вследствие этого допущено 7917 фактов опоздания пасса-

жирских поездов в пути следования, с увеличением на 10 %, или на 711 случаев по сравнению с 2010 г.

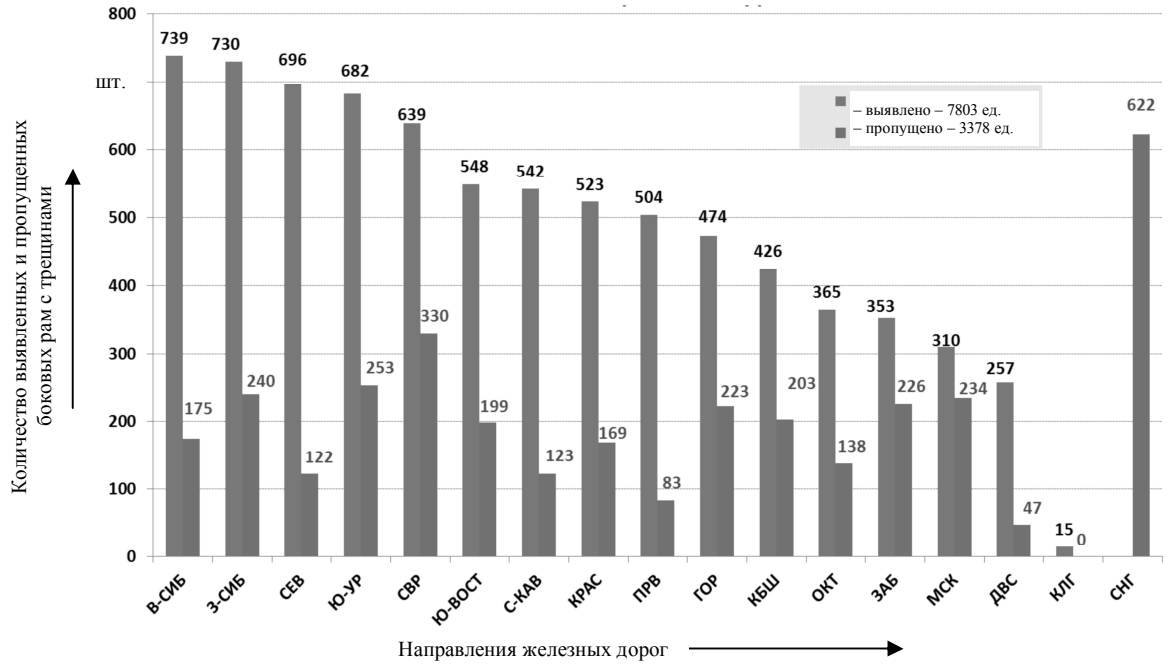


Рисунок 4 – Количество выявленных и пропущенных боковых рам с трещинами

Только на станциях формирования по отправлению задержано 78 пассажирских поездов против 72 в 2010 г.. Не лучшим образом обстоят дела и с пригородными поездами. В 2011 г. количество задержанных пригородных поездов к уровню 2010 г. возросло на 38 %, задержано 1175 поездов.

Такие события негативно влияют на привлекательность пассажиропотока и на конкурентоспособность ОАО «РЖД» по сравнению с другими видами транспорта.

На протяжении длительного времени совершенствованием тележек грузовых вагонов занимаются ПГУПС, МИИТ, ВНИКТИ, а также УрГУПС в тесном сотрудничестве с НПК «Уралвагонзавод» и другие научные организации. Большинство разработчиков грузовых тележек, обращающихся на российских железных дорогах, заняты модернизацией тележки модели 18-100 (в качестве примера можно назвать тележку модели 18-9771, созданную в ЗАО «Промтрактор-Вагон») или созданием тележек, основу которых составляет модифицированная тележка Барбера. При этом в конструкциях тележек во многом повторяются технические решения прежних лет, принятые за рубежом. Они имеют различное устройство буксы или адаптера, износостойкого элемента буксового узла, боковой рамы, пружин подвешивания, фрикционных клиньев, надрессорной балки, боковых скользунов и унифицированы только по колесным парам, кассетным подшипникам и тормозной рычажной передаче. Новые решения связаны в основном с введением упругих скоб и полиуретановых элементов между буксой и боковой рамой тележки, износостойких элементов в пары трения и амортизаторов беззазорных скользунов. Такой путь решения проблемы, особенно при необходимости увеличения осевой нагрузки и маршрутной скорости движения грузовых поездов, по нашему мнению, не является перспективным.

Решение проблемы повышения динамических качеств рессорного подвешивания и грузового вагона в целом можно осуществить на основе применения принципа компенсации внешних возмущений в буксовой ступени обрессоривания тележки [5], что эквивалентно (в динамике) снижению в несколько раз жесткости системы обрессоривания защищаемого объекта, в совокупности с изменением значений упругих и диссипативных параметров связи

надрессорной балки с боковой рамой в горизонтальной плоскостии с двукратным увеличением амплитуды перемещения надрессорной балки относительно боковых рам. В результате экспериментальных исследований установлено, что в зоне установленных скоростей движения грузовых поездов вертикальные ускорения кузова вагона с предлагаемой системой обрессоривания на 60 – 80 % меньше, чем у вагона с типовой тележкой. Отметим здесь, что такой эффективности практически невозможно достичь для вагонов на тележках с традиционным рессорным подвешиванием (тележка Барбера, ZK6 и др.) в силу существующего жесткого ограничения на разность высот автосцепок сцепляемых вагонов. Для вагона с компенсирующим устройством максимальные ускорения проявляются в порожнем состоянии на частоте возмущения 3 Гц, в груженом состоянии – на частоте возмущения 2,5 Гц. Заметим, что собственная частота колебаний подпрыгивания кузова порожнего грузового вагона с тележками модели 18-100 равна 5,5 Гц. Это способствует снижению динамической нагруженности узлов вагона в целом и снижению затрат на его ремонт, стабилизации сил взаимодействия колеса и рельса, повышению плавности хода вагонов и сохранности перевозимых грузов, увеличению скорости движения поездов и эффективности железнодорожного транспорта в целом.

Список литературы

1. Вериго, М. Ф. Анализ методов математического моделирования динамических процессов в исследованиях интенсивности развития бокового износа рельсов и гребней колес [Текст] / М. Ф. Вериго // Вестник ВНИИЖТа. – 1997. – № 6. – С. 24.

2. Шарапов, С.Н. Проблемы создания малообслуживаемого пути [Текст] / С. Н. Шарапов // Железнодорожный транспорт. – 2001. – № 3. – С. 25 – 32.

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

4. Лосев, Д. Н. По единой технологии [Текст] / Д. Н. Лосев // Транссиб. – № 2. – 2012. – С. 7.

5. Галиев, И. И. Методы и средства виброзащиты железнодорожных экипажей: Монография [Текст] / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев / Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте. – М., 2010. – 340 с.

УДК 656.259.12

Е. М. Тарасов

ПРИНЦИП ПОСТРОЕНИЯ КЛАССИФИКАТОРА СОСТОЯНИЙ РЕЛЬСОВЫХ ЛИНИЙ МНОЖЕСТВОМ ИНФОРМАТИВНЫХ ПРИЗНАКОВ

В статье рассмотрены вопросы построения многопараметрического классификатора состояний рельсовых линий: исследованы вопросы изменения проводимости изоляции рельсовых линий, предложена структурная схема классификатора, использующего в качестве информативных признаков амплитуды и фазы напряжения и тока на входе и выходе рельсовой линии, представлены формулы расчета ошибок первого и второго рода.

Проблема повышения качества функционирования и надежности устройств железнодорожной автоматики и телемеханики приобретает все большее значение в связи с ростом требований к ритмичности функционирования систем интервального управления движением поездов, в которых устройством, достоверно определяющим состояние рельсовой линии участка контроля, являются классификаторы состояний.

Традиционно отечественные и зарубежные классификаторы состояний рельсовых линий [1, 2] строятся по одноканальной схеме с одним источником питания в начале или середине

участка контроля с одним или несколькими приемниками по концам рельсовой линии контроля, и по своей сути они являются одноканальными системами с одним информативным признаком. Структурные схемы классификаторов состояний рельсовой линии (РЛ) представлены на рисунке 1.

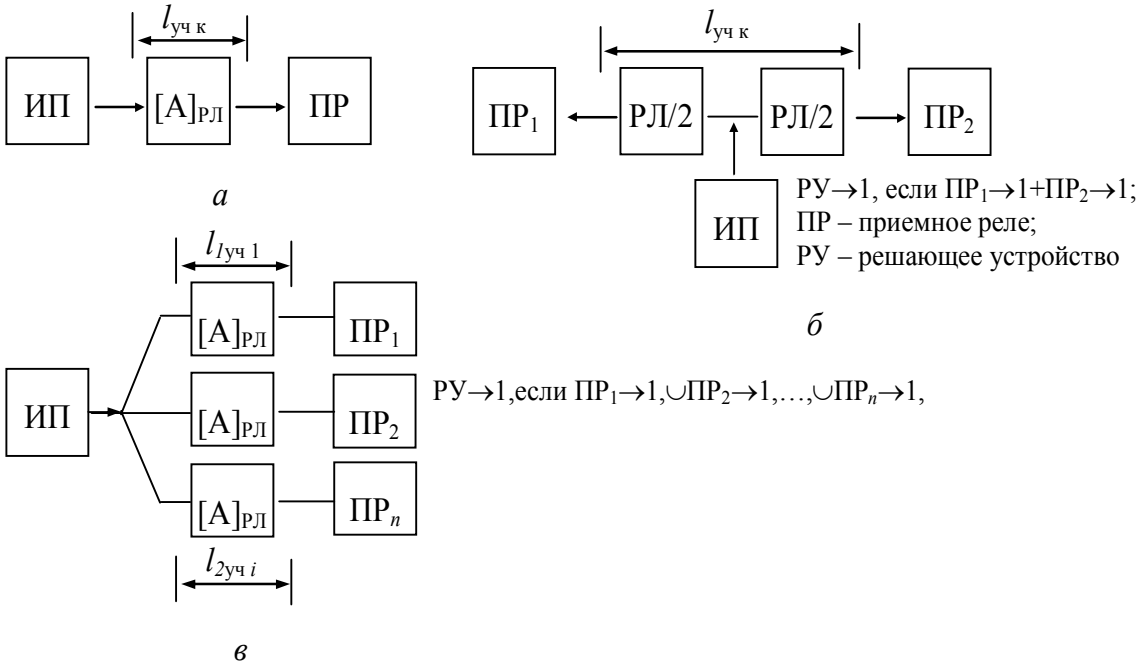


Рисунок 1 – Структурные схемы классификаторов состояний РЛ:
ИП – источник питания рельсовой цепи; $[A]_{РЛ}$ –многополюсник рельсовой линии участка контроля $l_{уч\ к}$; $ПР_1$, …, $ПР_n$ – приемники рельсовых цепей; РУ – решающее устройство классификатора.

Использование информации только одного информативного признака в классификаторе в условиях высокого уровня возмущений, воздействующих на рельсовые линии участка контроля, может привести к тому, что приемник принимает неправильное решение и фиксирует состояние «ложной» занятости при фактически свободном или «ложной» свободности при фактически занятом поездом участке контроля.

Основным возмущающим воздействием, влияющим на правильное функционирование классификаторов состояний рельсовых линий (КСРЛ), является проводимость изоляции рельсовых линий, которая в настоящее время в связи с увеличением объема перевозок по сети железных дорог массовых видов грузов, экономическими трудностями, увеличением времени между капитальным ремонтом верхнего строения пути интенсивно увеличивается.

Статистические данные по сети железных дорог России показывают, что до 21 % всех неисправностей в работе КСРЛ происходят из-за повышения проводимости изоляции, которая нестабильна во времени и зависит от вида и состояния балласта, типа и качества шпал, способа и технологии пропитки деревянных шпал, климатических факторов, перевозимых на участке грузов, интенсивности поездов на участке. Отказы, вызванные этим видом возмущений, носят длительный характер и приводят к выключению КСРЛ и, следовательно, к браку в работе железнодорожного транспорта.

Для надежной работы КСРЛ необходима информация о статистических характеристиках нестабильности первичных параметров рельсовой линии, сопротивления шунта и эквивалентного сопротивления участка излома рельса.

Дестабилизирующим фактором, влияющим на изменение первичных параметров, является проводимость изоляции между рельсовыми нитями, которая обусловлена в первую очередь изменением температуры и влажности балласта, шпал, земляного полотна и грунта

вблизи рельсов и заземляющих устройств. Для деревянных шпал эта проводимость практически линейно зависит от срока их эксплуатации, на незасоленных участках она возрастает примерно в четыре раза за 18 лет, достигая к этому времени величины 2 См/км. На засоленных участках проводимость изоляции возрастает до 4 – 5 См/км за 10 лет. При использовании железобетонных шпал увеличение проводимости изоляции рельсовой линии определяется старением изолирующих втулок и изолирующих прокладок вследствие образования на них микротрещин, в которые проникают соли из балласта. Установлено, что в теплую погоду при выпадении обильных осадков, особенно при засолении балласта, проводимость изоляции может возрасти в несколько раз в течение нескольких минут, причем для восстановления исходного значения проводимости после прекращения дождя требуется примерно в 10 раз больше времени. При отрицательной температуре проводимость изоляции равна 0,01 – 0,1 См/км, что значительно ниже расчетной нормы в 1 См/км, регламентируемой ведомственными нормами технологического проектирования. Данные о суточных и сезонных изменениях проводимости изоляции позволяют осуществить правильный прогноз работоспособности существующих рельсовых цепей и создают предпосылки для синтеза инвариантных и распознающих классификаторов состояний РЛ.

Первичные параметры продольной цепи, определяющие полное удельное сопротивление рельсовой петли, зависят от частоты сигнального тока и состояния токопроводящих стыков и в меньшей степени зависят от температуры. Эта зависимость связана с уменьшением глубины проникновения магнитного поля в рельс и, следовательно, с уменьшением проводящей площади сечения рельса. Модуль удельного сопротивления рельсовой петли для рельсов типа Р65 (длина звена – 12,5 м) в диапазоне частот от 100 до 1000 Гц увеличивается практически линейно от 1,05 до 8,5 Ом/км, а аргумент нелинейно возрастает от 69 до 82º.

Сопротивление шунта существенно зависит от типа подвижной единицы и ее скорости. В частности, оно значительно уменьшается при трогании локомотива вследствие буксования колес. Следует отметить, что сопротивление шунта может практически исчезнуть при сильных морозах из-за образовании на рельсах тончайшей изолирующей пленки. Сопротивление в точке излома рельса вследствие растекания тока в толще земли нельзя считать бесконечным. Оно зависит от первичных параметров рельсовой линии, ее длины, координаты точки излома и частоты сигнального тока, величины сопротивления заземления опор контактной сети.

Измерение сопротивления изоляции может производиться непосредственно на выбранном локальном участке с помощью сигналов тональной частоты или косвенно – по значениям напряжений и токов на концах РЛ в нормальном режиме. При этом фактически решается обратная задача по отношению к задаче расчета напряжения и тока в рельсовой цепи. Для РЛ с продольной и поперечной симметрией решение может быть найдено в аналитическом виде. В силу многозначности обратных гиперболических функций с комплексным аргументом существует несколько решений, среди которых необходимо выбрать то, которое отвечает реальным условиям.

Наибольшее влияние на погрешность косвенного измерения проводимости изоляции оказывает отклонение воздушных зазоров дроссель-трансформаторов от заданных значений, изменение магнитной проницаемости их сердечников при асимметрии тягового тока и отклонение емкостей конденсаторов блока питающего конца от номиналов. Вместе с тем что метод косвенных измерений позволяет определить величины указанных отклонений и сделать систему инвариантной по отношению к этим возмущениям.

При эксплуатации и разработке КСРЛ важное значение имеет прогнозирование их работоспособности на основе обработки данных об изменении проводимости изоляции за определенный период времени.

С целью определения сезонных изменений первичных параметров РЛ были проведены

экспериментальные исследования, заключающиеся в измерении амплитуды напряжения на путевом приемнике в течение зимне-весеннего периода.

Измерения напряжения проводились ежедневно в определенное время суток в течение 128 дней с помощью автоматического вольтметра-регистратора на базе персонального компьютера с платой многоканального аналого-цифрового интерфейса L305. Обработка полученных данных произведена программой EXP02 в среде Mathcad-2001. В программе предусмотрено использование двух способов фильтрации аддитивных помех, реализующих методы регрессионного и спектрального анализа, которые представлены на рисунке 2.

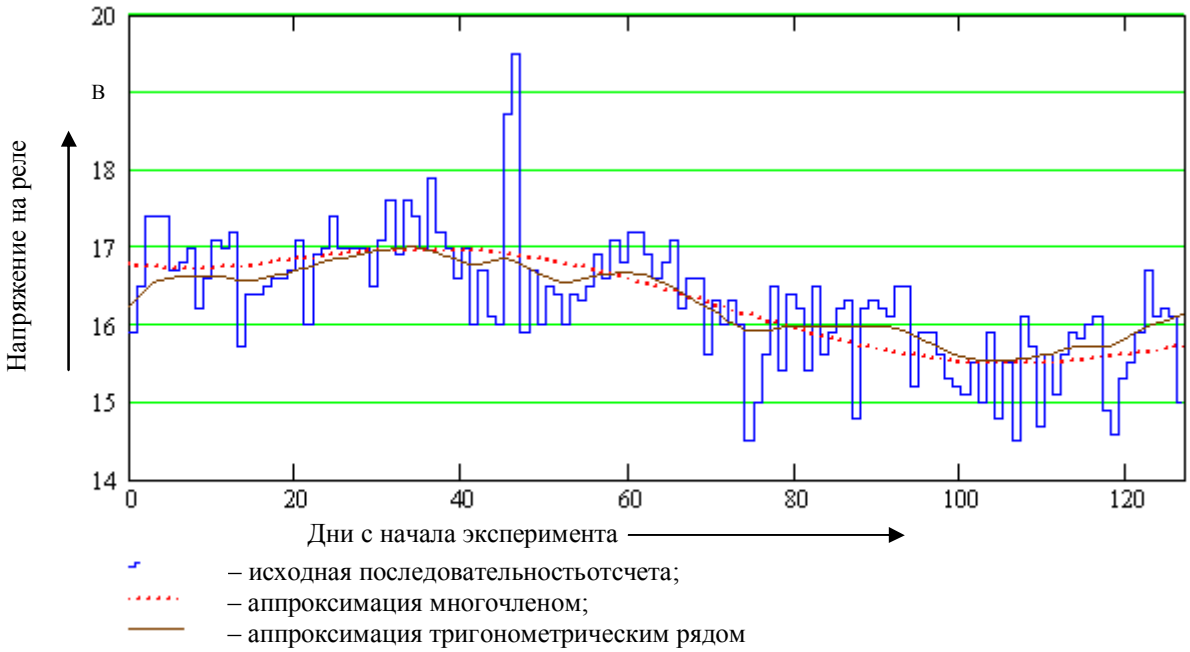


Рисунок 2 – Сглаживание экспериментальных данных

Особенностью второго способа фильтрации помех является регулируемое подавление высших гармоник с помощью цифрового фильтра, реализующего алгоритм быстрого преобразования Фурье. Программой определялись максимальная скорость изменения выходного напряжения $U_{p\ \max}$ и соответствующий этому момент времени T_m: $U_t(t) := FUT(t,\ 5)$;

$$T_m := root\left(\frac{d^2}{dx^2}U_t(x),\ x,\ 60,\ 80\right);\ T_m = 71{,}0;\ U_p(t) := \frac{d}{dt}U_t(t);\ U_{p\ \max} := U_p(T_m).$$

Максимальная скорость изменения амплитуды напряжения $U_{p\ \max} = -0{,}0335$ В/сут через $T_m = 71{,}0$ сут от начала эксперимента.

Сезонные изменения проводимости изоляции приводят к изменению напряжения на путевом приемнике, эти изменения можно оценить амплитудой первой гармоники. В результате анализа спектра полученной реализации экспериментальных данных установлено, что амплитуда первой гармоники равна 0,76 В.

При разработке новых принципов и алгоритмов функционирования классификаторов состояний рельсовых линий, когда классификатор должен обеспечивать инвариантность к внешним возмущениям, надежно фиксировать нахождение на рельсовой линии поездного шунта и обрыв рельсовых нитей, необходимо учитывать диапазон и скорость изменения выходного напряжения рельсовой линии, которая является входной для классификатора. Данное условие может быть реализовано использованием принципов распознавания с множеством информативных признаков, характеризующих состояние рельсовых линий участков контроля.

Структурная схема распознающего классификатора состояний рельсовой линии с множеством информативных признаков представлена на рисунке 3.

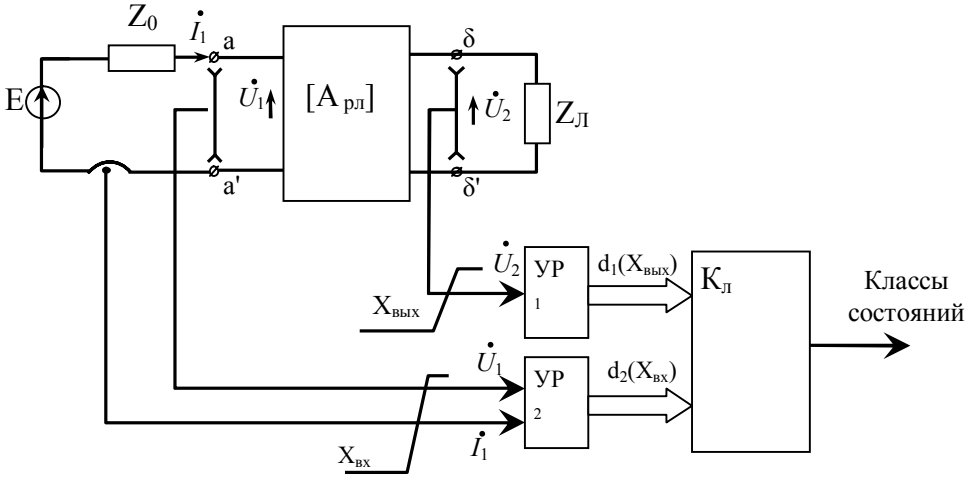


Рисунок 3 – Структурная схема распознающего классификатора состояний рельсовых линий:
$[A_{рл}]$ – четырехполюсник рельсовой линии сортировочной горки;
z_o, $z_п$ – ограничительное и нагрузочное сопротивления рельсового четырехполюсника;
E – источник напряжения сигнала опроса рельсовой линии; $УР_1$, $УР_2$ – устройства распознавания состояний рельсовых линий; $К_л$ – классификатор состояний; $d_1(X)$, $d_2(X)$ – решающие функции для классификации состояний по входным и выходным признакам соответственно

Достаточно сложным процессом при распознавании состояний рельсовых линий решающими функциями по входным и выходным признакам рельсовых цепей является разработка решающих правил, т. е. правил классификации состояний. Существует множество методов определения вида и сложности, решающих правил [3, 4], и из этого разнообразия удобнее всего использовать решающее правило по иерархической группировке классов. В случае разделения пространства состояний на три класса – K_N, K, K_K – решающее правило может быть описано следующим образом:

$$X_i = \begin{cases} K_N \text{ при } d(X_i) > P; \\ K \quad \text{при } d(X_i) > Q; \\ K_K \text{ при } d(X_i) > L, \end{cases} \qquad (1)$$

где P, Q, L – показатели классов.

Из-за воздействия возмущений границы измененных значений первичных признаков «размыты» и отклоняются от истинных, поэтому необходимо создавать классификатор, способный приходить к однозначному результату распознавания, тем более что рельсовые линии являются чувствительным элементом датчика состояния железнодорожных участков и на их информации базируются все системы интервального управления движения поездов и обеспечения безопасности. Поэтому состояние классификатора, при котором предъявленный ему образ может быть отнесен к любому классу, а не к конкретному, которому соответствует образ, недопустимо – классы не должны иметь одинаковых образов.

Для разрешения этой неопределенности выдвинем следующие гипотезы:

гипотеза H_1 – все образы нормального режима принадлежат пространству $M_N : X_N \in M_N$;

гипотеза H_2 – все образы шунтового режима принадлежат к пространству $M_S : X_S \in M_S$;

гипотеза H_3 – все образы контрольного режима принадлежат к пространству $M_K : X_K \in M_K$.

Теперь, если образ X_i относится к пространству M_N, а он распознается как образ M_S или M_K, то имеет место ошибка первого рода, условная вероятность которой

$$Q_N = \int_{P_i}^{P_f} f_N(d(x))d(d(x)), \quad (2)$$

т. е. при решении о состоянии рельсовой линии ошибочно выбраны гипотезы H_2 или H_3, в то время как справедлива гипотеза H_1, наоборот, если справедлива гипотеза H_2, а отдано предпочтение при решении о состоянии рельсовой линии гипотезе H_1, то совершена ошибка второго рода, условная вероятность которой

$$Q_S = \int_{P_j}^{P_i} f_S(d(x))d(d(x)), \quad (3)$$

т. е. ошибочно выбраны гипотезы H_1, в то время как справедлива гипотеза H_2.

Аналогично, если при решении о состоянии рельсовой линии отдано предпочтение гипотезе H_1 при фактической гипотезе H_3, то совершена также ошибка второго рода, условная вероятность которой

$$Q_K = \int_{P_K}^{P_j} f_K(d(x))d(d(x)). \quad (4)$$

Таким образом, ошибка первого рода является вероятностью распознавания состояния рельсовой линии как занятое или неисправное при фактически свободном и исправном состоянии и движение отцепов должно быть разрешено, а ошибка второго рода характеризует распознавание состояния рельсовой линии как свободное и исправное при фактически занятом или неисправном состоянии и сортировочная работа должна быть запрещена.

Ошибки первого рода сопровождаются экономическими потерями из-за простоя сортировочной горки.

Ошибки второго рода сопровождаются авариями и крушениями, т. е. катастрофической ситуацией (ежегодно по сети железных дорог половина всех случаев крушений совершается по причине ненадежной работы систем автоматики и телемеханики).

Если значения решающей функции *d(x)* в каждом классе подчинены нормальным законам распределения с математическими ожиданиями μ_N, μ_S, μ_K и среднеквадратичными отклонениями σ_N, σ_S, σ_K, то функции плотности распределения имеют вид:

а) для класса образов нормального режима –

$$f_N(d(X)) = \frac{1}{\sigma_N\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(d_N(X)-\mu_N)^2}{2\sigma_N^2}}; \quad (5)$$

б) для класса образов шунтового режима –

$$f_S(d(X)) = \frac{1}{\sigma_S\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(d_S(X)-\mu_S)^2}{2\sigma_S^2}}; \quad (6)$$

в) для класса образов контрольного режима –

$$f_K(d(X)) = \frac{1}{\sigma_K\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(d_K(X)-\mu_K)^2}{2\sigma_K^2}}, \quad (7)$$

где $\mu_q = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m} d(X_i), \forall_q = N,S,K$ – выборочные средние значения решающих функций, в классах нормального, шунтового и контрольного режимов;

$\sigma_q^2 = \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}(d(X)_i - \mu_i)^2$ – дисперсия.

С учетом выражений (5) – (7) условные вероятности ошибки первого и второго рода для классов образов нормального, шунтового и контрольного режимов соответственно имеют вид:

$$Q_N = \frac{1}{\sigma_N \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(d_N(X)-\mu_N)^2}{2\sigma_N^2}}; \quad (8)$$

$$Q_S = \frac{1}{\sigma_S \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(d_S(X)-\mu_S)^2}{2\sigma_S^2}}; \quad (9)$$

$$Q_K = \frac{1}{\sigma_K \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(d_K(X)-\mu_K)^2}{2\sigma_K^2}}. \quad (10)$$

Устройства контроля состояний рельсовых линий относятся к системам обеспечения безопасности движения поездов и должны обеспечивать многоуровневую безопасность. Для этого в настоящее время применяются релейно-контактные схемы I класса надежности, когда разрешение движению поездов осуществляется через фронтовые (прямые) контакты, не имеющие возможности свариваться.

В связи с этим проектируемая система классификации и распознавания должна обеспечивать также высокую степень надежности многоуровневым контролем правильного распознавания состояний рельсовых линий. Такими уровнями могут быть выбор решающей функции относительно «устойчивой» к флуктуации признаков-аргументов, определение границ классов отказов и выбор решающего правила с показателями классов, различающимися величиной и знаком в различных классах-режимах. С учетом этого, решающее правило (1) принимает вид:

$$X_i = \begin{cases} K_N \text{ при } d(X_i) > P, & P \geq 1; \\ K \text{ при } d(X_i) > Q, & -1 < q < 0; \\ K_K \text{ при } d(X_i) > L, & L < -1. \end{cases} \quad (11)$$

Решающее правило вида (11) позволяет распознавать

состояние рельсовой линии в классе образов нормального режима $d(X_i) \in K_N$, т. е. разрешение движению отцепов по горке при положительном значении решающей функции и ее величине, большей 1;

состояние рельсовой линии в классе образов шунтового режима $d(X_i) \in K_S$ т. е. запрещение движению отцепов по занятым горочным рельсовым линиям при отрицательном значении решающей функции и ее величине, меньшей 0, но большей –1;

состояние рельсовой линии в классе образов контрольного режима $d(X_i) \in K_K$ т. е. запрещение движению отцепов по неисправным горочным рельсовым линиям при отрицательном значении решающей функции и ее величине, меньшей –1.

Список литературы

1. Брылеев, А. М. Теория, устройство и работа рельсовых цепей [Текст] / А. М. Брылеев, Ю. А. Кравцов, А. В. Шишляков. – М.: Транспорт, 1978. – 344 с.

2. Аркатов, В. С. Рельсовые цепи магистральных железных дорог: Справочник [Текст] / В. С. Аркатов, Н. Ф. Котляренко, А. И. Баженов. – М.: Транспорт, 1982. – 360 с.

3. Тарасов, Е. М. Принципы распознавания в классификаторах состояний рельсовых линий [Текст] / Е. М. Тарасов. – М.: Маршрут, 2003. – 156 с.

4. Ту, Дж., Гонсалес, Р. Принципы распознавания образов [Текст] / Дж.Ту, Р. Гонсалес. – М.: Мир, 1978. – 416 с.

УДК 629.424.3:621.436.03.001.42

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРОЙ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Блинов Павел Николаевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Декан теплоэнергетического факультета, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент.
Тел.: (3812) 31-04-09.
E-mail: blinovpn@omgups.ru

Блинов Александр Павлович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Локомотивы».
Тел.: 8-923-678-68-07.
E-mail: blinovap@mail.ru

В статье рассматриваются параметры топливной аппаратуры дизелей, влияющие на характер изменения и величину давления топлива при впрыске. Предложена математическая модель процесса топливоподачи, которую необходимо применять при формировании комплектов перед их установкой на дизель и для расчета параметров деталей, используемых при обкатке топливных насосов высокого давления на стендах с целью приближения условий работы на стенде к реальным условиям работы на дизеле и правильного определения производительности насосов на стенде.

Ключевые слова: *дизели, топливная аппаратура, топливный насос высокого давления, нагнетательный трубопровод, форсунка, производительность насоса, впрыск топлива, модель процесса топливоподачи, стенды.*

MATHEMATICAL MODEL OF THE PROCESS OF FUEL FEED BY LOCOMOTIVE DIESEL FUEL

Blinov Pavel Nikolayevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The Dean of faculty «Heat power», Cand. Tech. Sci., the senior scientific employee, the senior lecturer.
Phone: (3812) 31-04-09.
E-mail: blinovpn@omgups.ru

Blinov Alexander Pavlovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The post-graduate student of chair "Locomotives".
Phone: 8-923-678-68-07.
E-mail: blinovap@mail.ru

This article discusses options for fuel equipment of diesel engines that affect the nature of the change and the value of pressure of fuel injection. Mathematical model of process of fuel to be used

when creating packages before installing them on diesel and for calculating the parts used in high pressure fuel pumps run on billboards, with a view to bringing the working conditions at the booth to the real conditions of work on diesel and determine the correct performance of pumps on the bench.

Keywords: *diesels, fuel equipment, fuel high-pressure pump, pressure line, sprayer, the pump capacity, fuel injection, the model of the process of fuel feed, stands.*

УДК 621.815

АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЯ «КОЛЕСНЫЙ ЦЕНТР – БАНДАЖ КОЛЕСА ТЕПЛОВОЗА»

Бородин Анатолий Васильевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, заведующий кафедрой «Теория механизмов и детали машин».
Тел.: (3812) 31-06-18.
E-mail: tmdm@omgups.ru

Здор Георгий Петрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и детали машин».
Тел.: (3812) 31-06-18.
E-mail: tmdm@omgups.ru

Ярышева Лилия Владимировна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Инженер кафедры «Теория механизмов и детали машин».
Тел.: (3812) 31-06-18.
E-mail: tmdm@omgups.ru

В статье приведен анализ прочности соединения колесного центра с бандажом колеса тепловоза в зависимости от конструктивных и эксплуатационных факторов.

Ключевые слова: *бандаж, колесный центр, удельное давление, вращающий момент, нагрев, проворот, ослабление посадки.*

ANALYSIS OF BONDING STRENGTH OF THE WHEEL CENTER – THE TYRE OF WHEEL OF THE DIESEL LOCOMOTIVE

Borodin Anatoliy Vasilievich
Omsk State University of Transport (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., head of the chair «Theory of mechanisms and machine elements».
Phone: (3812) 31-06-18.
E-mail: tmdm@omgups.ru

Zdor Georgiy Petrovich
Omsk State University of Transport (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Cand. Tech. Sci.., the senior of lecturer of the chair «Theory of mechanisms and machine elements».
Phone: (3812) 31-06-18.
E-mail: tmdm@omgups.ru

Yarysheva Liliya Vladimirovna
Omsk State University of Transport (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Engineer of the chair «Theory of mechanisms and machine elements».
Phone: (3812) 31-06-18.
E-mail: tmdm@omgups.ru

The article provides an analysis of bonding strength of the wheel center – the tyre of wheel of the diesel locomotive according to constructional and operational factors.

Keawords: *tyre, wheel center, specific pressure, deflecting torgue, heating, displacement of the tyre, loose of the tyre.*

УДК 629.421 (621.436 + 621.313.12)

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛОВОЗНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЯ ДЛЯ МИКРОПРОЦЕССОРНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧЕЙ ТЕПЛОВОЗОВ

Володин Александр Иванович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор, действительный член Российской академии транспорта, заслуженный деятель науки РФ, первый проректор, проректор по учебной работе.
Тел.: (3812) 31-06-00.

Кирьяков Максим Николаевич
ОАО «ВНИКТИ».
140402, Московская область, г. Коломна, ул. Октябрьской рев., 410.
Ведущий инженер.
Тел.: (496) 618-84-07.
e-mail: infiniti1008@yandex.ru

В статье разработана математическая модель универсальных характеристик дизель-генераторных установок тепловозов, приводящая задачу выбора оптимальной тепловозной характеристики к оптимизации по одному параметру. С помощью разработанной математической модели универсальных характеристик дизель-генераторных установок тепловозов рассчитывается оптимальная экономическая тепловозная характеристика для различных типов дизелей.

Работа направлена на повышение эффективности использования дизельного топлива за счет оптимальной настройки тепловозной характеристики при эксплуатации тепловозов.

Ключевые слова: *тепловозная характеристика дизеля, математическая модель тепловозной характеристики дизеля, выбор критериев оптимизации, оптимальная экономическая тепловозная характеристика, оптимальная настройка, минимальный расход топлива*

OPTIMIZATION OF THE DIESEL CHARACTERISTIC OF THE DIESEL ENGINE FOR MICROPROCESSOR CONTROL SYSTEMS ELECTRICITY TRANSMISSION OF DIESEL LOCOMOTIVES

Volodin Alexander Ivanovich
Omsk State University of Transport (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Doctor of technical sciences, professor, the full member Russian akademy transport, the honoured worker of science of the Russian Federation, the first pro-rector, the pro-rector on study.
Phone: (3812) 31-06-00.

Kirjakov Maxim Nikolaevich
OPEN SOCIETY «VNIKTI».
140402, Moscow Region, Kolomna, street October a roar., 410.
The leading engineer.
Phone: (496) 618-84-07.
E-mail: infiniti1008@yandex.ru

In article the mathematical model of universal characteristics the diesel engine-generating of installations of the diesel locomotives, leading a problem of a choice of the optimum diesel characteristic of optimization on one parameter is developed. C the help of the developed mathematical model of universal characteristics the diesel engine-generating of installations of diesel locomotives pays off the optimum economic diesel characteristic for various types of diesel engines.

Work is directed on increase of efficiency of use of diesel fuel at the expense of optimum adjustment of the diesel characteristic at operation of diesel locomotives.

Keawords*: the diesel characteristic of a diesel engine, mathematical model of the diesel characteristic of a diesel engine, choice of criteria of optimization, the optimum economic diesel characteristic, optimum adjustment, the minimum fuel consumption.*

УДК 621.332.531

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ТОКОСЪЕМА В ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЛЕТАХ СОПРЯЖЕНИЙ АНКЕРНЫХ УЧАСТКОВ ЦЕПНЫХ КОНТАКТНЫХ ПОДВЕСОК

Дербилов Евгений Михайлович
Начальник дирекции аварийно-восстановительных средств Западно-Сибирской железной дороги.
Россия, г. Новосибирск, ул. Движенцев, 1, к. 512.
Тел.: 7-962-834-17-64.
E-mail: demtomsk@rambler.ru

Заренков Семен Валерьевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта».
Тел.: 7-908-313-91-34
E-mail: svz-05@mail.ru

Ходунова Олеся Андреевна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Аспирант кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта».
Тел.: (3812) 31-34-46.
E-mail: olesya.khodunova@mail.ru

В статье рассмотрены основные причины возникновения отказов на сопряжениях анкерных участков цепных контактных подвесок. Приведена классификация параметров, показателей, характеристик и критериев плавности перехода с одной контактной подвески на другую в сопряжениях анкерных участков. Предложены и описаны меры по повышению качества токосъема в переходных пролетах сопряжений.

Ключевые слова: *классификация, переходной пролет, токосъем, критерии плавности перехода, эластичность.*

IMPROVEMENT OF CURRENT COLLECTION QUALITY ON OVEHEAD CONTACT SYSTEMS INTERFACING

Derbilov Evgeny Mihailovich
Chief of the department emergency-reconstruction facility of West-Siberian railroad.
Of. 512, 1 Dvizhencev str., Novosibirsk, Russia
Phone: 7-962-834-17-64
E-mail: demtomsk@rambler.ru

Zarenkov Semyon Valerevich
Omsk State University of Transport (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand. Tech. Sci, the teacher of chair «Power supply of Railroad Transport».
Phone: 7-908-313-91-34.
E-mail: svz-05@mail.ru

Khodunova Olesya Andreevna
Omsk State University of Transport (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The postgraduate student of chair «Power supply of Railroad Transport».
Phone: (3812) 31-34-46.
E-mail: olesya.khodunova@mail.ru

In the article is considered the main causes of failures on overhead contact systems. There is the classification of main parameters, performances and gradient junction criterions of overhead contact systems in the article. Quality improvement measures of current collection are offered.

Keywords: *classification, pantograph, overhead contact system, current collection, gradient junction criterions, elasticity.*

УДК 629.47:658.2

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ НА РАСХОД ТОПЛИВА ДИЗЕЛЕМ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Овчаренко Сергей Михайлович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы».
Раб. тел.: (3812) 31-34-17.
Сот. тел.: 8-960-983-75-89.
E-mail: ovcharenkosm@mail.ru

Корнеев Павел Сергеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Локомотивы».
Раб. тел.: (3812) 31-34-17.
Сот. тел.: 8-913-683-64-40.
E-mail: korneev-pavel@mail.ru

Четвергов Виталий Алексеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы».
Тел.: (3812) 31-34-17.

В статье приведены результаты исследования параметров переходных процессов тепловозного дизеля ПД1М. Получена теоретическая модель расчета коэффициента влияния переходных процессов дизеля на расход топлива. Исследовано влияние количества переходных процессов на расход топлива по результатам опытных поездок.

Ключевые слова: *дизель, расход топлива, переходный процесс, математическая модель.*

THE INFLUENCE OF TRANSITION PROCESSES IN FUEL CONSUMPTION DIESEL ENGINE IN OPERATION

Ovcharenko Sergey Mihajlovich
Omsk State Transport University (OSTY).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of chair «Locomotives».
Work phone: (3812) 31-34-17.
Sot. phone: 8-960-983-75-89.
E-mail: ovcharenkosm@mail.ru

Korneev Pavel Sergeevich
Omsk State Transport University (OSTY).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The post-graduate student of chair «Locomotives».
Work phone: (3812) 31-34-17.
Sot. phone: 8-913-683-64-40.
E-mail: korneev-pavel@mail.ru

Chetvergov Vitaly Alekseevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci. Tech., professor of the chair «Locomotives».
Тел.: (3812) 31-34-17.

Reseach results of locomotive diesel engine transient process parameters ПДМ.
Received theoretical model of influence coefficient calculation of transitional processes in diesel fuel consumption. The influence of transition processes in fuel consumption as a result of experienced travel.

Keywords: *diesel, fuel consumption, the transition process, a mathematical model.*

УДК 621.9.004: 621.9.044.2

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ПРИ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ ОБРАБОТКЕ КОЛЕС ПОВЫШЕННОЙ ТВЕРДОСТИ

Симсиве Дмитрий Цезаревич
Путевые мастерские по ремонту и эксплуатации путевых машин, производственно-технический отдел, ст. Рубцовск Западно-Сибирской железной дороги ОАО «РЖД».
658200, Алтайский край, г. Рубцовск, ул. Путевая, 49.
Инженер.
Тел.: (38557) 9-87-30.
Email: dimariksim@yandex.ru

Брылова Татьяна Борисовна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Экономика транспорта, логистика и управление качеством».
Тел.: 8-913-683-17-31.
Email: biser65@mail.ru

Симсиве Жанна Владимировна
Рубцовский индустриальный институт (филиал) ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова».
658207, Алтайский край, г. Рубцовск, ул. Тракторная, 2/6.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Техника и технологии машиностроения и пищевых производств».
Тел.: (38557) 9-87-30.
Email: la-fleur@yandex.ru

В статье предложена модель адгезионного износа задней поверхности твердосплавного режущего инструмента при высокоскоростной обработке колес повышенной твердости. Представлены результаты расчета износа режущего инструмента в сравнении с результатами экспериментальных исследований, опубликованных в открытой печати.

Ключевые слова: *износ режущего инструмента, износ задней поверхности режущего инструмента, адгезионный износ, высокоскоростная механическая обработка, железнодорожные колеса, повышенная твердость.*

FORECASTING OF WEAR OF THE CUTTING TOOL AT HIGH SPEED MACHINING WHEELS OF THE RAISED HARDNESS

Simsive Dmitry Cezarevich
Travel workshops for repair and maintenance of track machines, production and technical department, West-Siberian railway.
49, Putevaya av., Rubtsovsk, 658200, Russia.
Engineer.
Phone: (38557) 9-87-30.
Email: dimariksim@yandex.ru

Brylova Tatyana Borisovna
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Cand. Tech. Sci., associate professor of chair «Transport economics, logistics and quality management».
Phone: 8-913-683-17-31.
Email: biser65@mail.ru

Simsive Janna Vladimirovna
Rubtsovsk Industrial Institute (RII).
2/6, Traktornaya av., Rubtsovsk, 658207, Russia.
Cand. Tech. Sci., associate professor of chair «Machinery and mechanical engineering and food industries».
Phone: (38557) 9-87-30.
Email: la-fleur@yandex.ru

In article the model of adhesive flank wear of the cutting tool with carbide cutting inserts is offered at high speed machining of the raised hardness. Shows the calculated wear of cutting tools in comparison with the results of experimental studies published in the press.

Keyword: *wear of the cutting tool, flank wear of the cutting tool, adhesion wear, high speed turning, wheels, raised hardness.*

УДК 621.436:629.424.1

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СНИЖЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ НАДДУВА НА ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Сковородников Евгений Иванович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы».
Тел.: (3812) 31-34-17, (3812) 68-45-08.
E-mail: skov1945@mail.ru

Анисимов Александр Сергеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Локомотивы».
Тел.: (3812) 31-34-17.

Гришина Юлия Борисовна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Локомотивы».
Тел.: (3812) 43-81-41.

В статье проанализированы причины изменения параметров работы четырехтактных тепловозных дизелей и их систем воздухоснабжения для случая снижения давления наддува. Для расчета параметров работы двигателя использована математическая модель, разработанная на основе метода Вибе. Даны количественные характеристики влияния снижения давления наддува на термодинамические и экономические показатели работы тепловозного дизеля типа 1А-5Д49.

Ключевые слова: *тепловозный дизель, тепловой расчет, метод Вибе, давление наддува.*

ESTIMATION OF INFLUENCE OF PRESSURE DECREASE OF PRESSURIZATION ON TARGET PARAMETERS OF WORK OF THE DIESEL ENGINE

Skovorodnikov Evgenie Ivanovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci.Tech., professor of the chair «Locomotives».
Phone: (3812) 31-34-17, (3812) 68-45-08.
E-mail: skov1945@mail.ru

Anisimov Alexander Sergeevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand.Tech.Sci., the senior lecturer of chair «Locomotives».
Phone: (3812) 31-34-17.

Grishina Julia Borisovna
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The post-graduate student of chair «Locomotives».
Phone: (3812) 43-81-41.

The reasons of change of parametres of work of four-cycle diesel diesel engines and their systems воздухоснабжения for a case of pressure decrease of pressurisation are analysed. For calculation of parametres of work of the engine the mathematical model developed on the basis of method Wibe is used. Characteristics of influence of pressure decrease of pressurisation on thermodynamic and economic indicators of work of a diesel diesel engine of type 1A-5D49 are given quantitative.

Keywords: *locomotive diesel, thermal design, the method of Vibe, the boost pressure.*

УДК 629.45:46.004

ОБОСНОВАНИЕ ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Смольянинов Павел Владимирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава».
Тел.: (3812) 41-25-17. 8-960-982-35-55.
E-mail: SmolyaninovPV@omgups.ru

Смольянинов Владимир Сергеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава».
Тел.: (3812) 31-06-45.
E-mail: SmolyaninovVS@omgups.ru

Четвергов Виталий Алексеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы».
Тел.: (3812) 31-34-17.

В статье приведен анализ характера и величины износа тормозных колодок грузового вагона. Предложены пути создания технологических процессов ремонта деталей тормозной рычажной передачи с использованием размерных расчетов в качестве методики обоснования технологических параметров.

Ключевые слова: *безопасность движения, эффективность торможения, тормозная рычажная передача, размерные связи, эффективная технология ремонта.*

RATIONALE FOR WAYS OF INCREASING THE RELIABILITY BRAKE SYSTEM FREIGHT CARS

Smolyaninov Pavel Vladimirovich
Omsk State Transport University (OSTU).
644046, Omsk, pr Marx, 35.
Aspirants of chair «Technology of transport machine-building and re-pair of rolling stock».
Phone: (3812) 41-25-17. 89609823555.
E-mail: SmolyaninovPV@omgups.ru

Smolyaninov Vladimir Sergeevich
Omsk State Transport University (OSTU).
644046, Omsk, pr Marx, 35.
Cand.Tcch.Sci., the senior lecturer of chair «Technology of transport machine-building and repair of rolling stock».
Phone: (3812) 31-06-45.
E-mail: SmolyaninovVS@omgups.ru

Chetvergov Vitaly Alekseevich
Omsk State Transport University (OSTU).
644046, Omsk, pr Marx, 35.
Doctor of Technical Sciences, chair of "Locomotives".
Phone: (3812) 31-34-17.

The article summarizes the nature and amount of brake pad wear freight car. Proposing the ways of a process of repair parts brake linkage with used the size of calculations as a method of justification of process parameters.

Keywords: *safety, efficiency of braking, brake linkage, dimensional relationship, effective technology for repair.*

УДК 621.336.7

ИССЛЕДОВАНИЯ ИЗНАШИВАНИЯ КОНТАКТНЫХ ПАР УСТРОЙСТВ ТОКОСЪЕМА ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Ступаков Сергей Анатольевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, Россия, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Прикладная математика и механика».
Тел.: (3812) 31-18-66, 8-903-982-79-03.
E-mail: stupakov1@yandex.ru

Охрименко Татьяна Витальевна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, Россия, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Прикладная математика и механика».
Тел.: (3812) 31-18-66, 8-923-674-26-87.
E-mail: otv-omgups@mail.ru

В статье представлены результаты экспериментальных исследований износа контактных элементов токоприемников монорельсового и скоростного электрического транспорта. Предложены математические модели для расчета электромеханического износа элементов контактных пар.

Ключевые слова: *контактная пара, электромеханическое изнашивание, экспериментальные исследования, математические модели изнашивания.*

INVESTIGATIONS OF WEAR PROCESS OF CONTACT PAIRS CURRENT PICKUP DEVICES OF ELECTRIC TRANSPORT ON BASIS OF MATHEMATICAL MODELLING

Stupakov Sergey Anatolievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand.Tech.Sci. The senior lecturer of chair «Applied mathematics and mechanics».
Phone: (3812) 31-18-66, 8-903-982-79-03.
E-mail: stupakov1@yandex.ru

Okhrimenko Tatyana Vitalievna
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia
The post-graduate student of chair «Applied mathematics and mechanics».
Phone: (3812) 31-18-66, 8-903-982-79-03, 8-923-674-2687.
E-mail: otv-omgups@mail.ru

Results of experimental investigations of wear of contact elements for current pickup devices of monorail and high-speed electric transport are represented in the article. Mathematical models of calculation of electromechanical wear of elements of contact pairs are offered.

Keywords: *contact pair, electromechanical wear process, experiment investigations, mathematical models of wear process.*

УДК 620.9

ЦЕЛЕВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ МОНИТОРИНГ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЭР СТРУКТУРНЫМИ ПОДРАЗДЕЛЕНИЯМИ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

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.
E-mail: emoe@omgups.ru

Третьяков Евгений Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрические машины и общая электротехника».
Тел.: (3812) 31-18-27.
E-mail: tretyakovea@omgups.ru

Звягинцев Александр Григорьевич
Начальник дорожного топливно-энергетического центра ЗСЖД.

В данной работе предлагается методология анализа и контроля эффективности использования ТЭР структурными подразделениями железных дорог. Суть подхода заключается в том, что, во-первых, выполняется системный анализ структуры энергопотребления группы структурных подразделений с целью их кластеризации по сопоставимым условиям и последующему анализу с помощью известных статистических методов. Во-вторых, в пределах каждого кластера разрабатывается регрессионная модель прогнозирования потребления ТЭР в зависимости от целевых параметров (факторов), на основании которой по корреляционным оценкам между потреблением ТЭР и целевыми факторами и по характеристикам относительных приростов оценивается эффективность использования ТЭР. Реализация предлагаемого подхода к оценке эффективности использования ТЭР позволит в режиме энергетического мониторинга выявить причины изменения целевых показателей энергопотребления на основе статистических данных.

Ключевые слова: *топливно-энергетические ресурсы, эффективность использования, кластерный анализ, корреляционный и факторный анализ.*

TARGET ENERGY EFFICIENCY MONITORING OF THE STRUCTURAL UNITS OF FER RAILWAY

Avilov Valery Dmitrievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Doctor of technical., Professor, head of the chair « Electrical machinery and general electrical».
Phone: (3812) 31-18-27
E-mail: emoe@omgups.ru

Tretyakov Evgeny Alexandrovich
Cand.Tech.Sci., associate professor of the chair « Electrical machinery and general electrical».
Phone: (3812) 31-18-27.
E-mail: tretyakovea@omgups.ru

Zvyagintsev Alexander Grigirevich
Head of Traveling Fuel and Energy Centre ZSRW.

This paper proposes a methodology for analyzing and monitoring the effectiveness of ERT structural units of Railways. The approach consists in the fact that, firstly, performed a systematic analysis of energy consumption structure of departments for the purpose of clustering for comparable conditions and subsequent analysis using known statistical methods. Second, within each cluster developed a regression model predicting use of FER target parameters (factors), based on which estimates on the correlation between the consumption of energy resources and target factors, the relative performance increase is estimated efficiency of energy resources. The current system of rationing and limiting consumption of energy resources can not fully perform the analysis of energy resources. Theoretical models predict the consumption of energy resources does not take into account all factors, so the use of statistical methods is the only acceptable way.

Keywords: *fuel and energy resources, efficiency, cluster analysis, correlation and factor analysis.*

УДК 621.313.321

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Ковалев Александр Юрьевич
Омский государственный технический университет (ОмГТУ).
644050, г. Омск, пр. Мира, 11.
Кандидат технических наук, директор Нижневартовского филиала ОмГТУ.
Тел.: (3812) 65-31-65.

Степанов Владимир Исакович
Омский государственный технический университет (ОмГТУ).
644050, г. Омск, пр. Мира, 11.
Доктор технических наук, профессор кафедры теоретической и общей электротехники ОмГТУ.
Тел.: (3812) 65-36-35.

Хамитов Рустам Нуриманович
Омский государственный технический университет (ОмГТУ).
644050, г. Омск, пр. Мира, 11
Кандидат технических наук, доцент кафедры электрической техники ОмГТУ.
Тел.: (3812) 65-31-65.
E-mail: Apple_27@mail.ru

В статье рассматривается моделирование переходных процессов асинхронных электрических двигателей, имеющих трехконтурную схему замещения, которая учитывает эффекты насыщения магнитной системы и вытеснение токов в стержнях ротора.

Ключевые слова: *асинхронный электродвигатель, трехконтурная схема замещения, сложные режимы управления двигателем.*

MODELLING OF TRANSIENTS OF ASYNCHRONOUS ELECTRIC MOTORS

Kovalev Alexander Jurevich
Omsk state technical university (OSTU).
11, Mira av., Omsk, 644050, Russia.
Cand.Tech.Sci., the director of Nizhnevartovsk branch OSTU.
Phone: (3812) 65-31-65.

Stepanov Vladimir Isakovich
Omsk state technical university (OSTU).
11, Mira av., Omsk, 644050, Russia.
Dr.Sci.Tech., the professor of chair theoretical and the general electrical engineers of OmGTU.
Phone: (3812) 65-36-35.

Khamitov Rustam Nurimanovich
Omsk state technical university (OSTU).
11, Mira av., Omsk, 644050, Russia.
Cand.Tech.Sci., the senior lecturer of chair of electric technics of OSTU.
Phone: (3812) 65-31-65.
E-mail: Apple_27@mail.ru

Modeling of transients of the asynchronous electric motors having a three-planimetric equivalent circuit which considers effects of saturation of magnetic system and replacement of currents in rotor cores is considered.

Keywords: *the asynchronous electric motor, a three-planimetric equivalent circuit, difficult control modes by the engine.*

УДК 621.331:621.311

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПОТЕНЦИАЛА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

Никифоров Михаил Михайлович
Омский государсвтенный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, начальник научно-производственной лаборатории «Энергосберегающие технологии и электромагнитная совместимость».
Тел.: (3812) 44-39-23.
E-mail: nikiforovmm@rambler.ru

Каштанов Алексей Леонидович
Омский государсвтенный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательской части.
Тел.: (3812) 44-39-23.
E-mail: KashtanovAL@omgups.ru

Кандаев Василий Андреевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Системы передачи информации».
Тел.: (3812)31-06-94.
E-mail: kandaev_va@mail.ru

Рекуперативное торможение является одним из эффективных способов обеспечения безопасности поездов и снижения удельного расхода электроэнергии на тягу поездов. Расширение полигонов применения рекуперативного торможение требует вложения значительных капитальных затрат. Для подготовки технико-экономического обоснования внедрения рекуперативного торможения на участках железных дорог предложена методика оценки потенциала энергоэффективности применения рекуперативного торможения.

Ключевые слова: *электрическая энергия, тяга поездов, рекуперация, моделирование.*

METHOD OF ASSESSMENT OF POTENTIAL ENERGY REGENERATIVE BRAKING

Nikiforov Nichael 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».
Phone: (3812) 44-39-23.
E-mail: nikiforovmm@rambler.ru

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.
Phone: (3812) 44-39-23.
E-mail: KashtanovAL@omgups.ru

Kandaev Vasiliy Andreevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk. 644046, Russia.
Dr.Sci.Tech., professor of chair «Information transmission systems».
Phone: (3812)31-06-94.
E-mail: kandaev_va@mail.ru

Recuperative braking is one of effective ways of safety of trains and decrease in the specific expense of the electric power on draft of trains. Expansion of ranges of application recuperative braking demands an investment of considerable capital expenses. For preparation of the feasibility report on introduction of recuperative braking on sites of the railways the technique of an estimation of potential of power efficiency of application of recuperative braking is offered.

Keywords*: electrical power, traction trains, recovery, modeling.*

УДК 621.396

МЕТОД ЛИНЕАРИЗАЦИИ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ АЦП

Грицутенко Станислав Семенович
Омский государсвтенный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Системы передачи информации».
Тел.: 8-960-983-81-11.
E-mail: st256@mail.ru

Панюков Алексей Геннадьевич
Омский государсвтенный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Системы передачи информации».
Тел.: 8-904-589-71-43.
E-mail: panukov_ag@mail.ru

В данной работе предлагается метод линеаризации характеристики преобразования аналого-цифровых преобразователей. Дается обоснование предлагаемой методики и приводится пример получения соотношений для применения описываемой методики.

Ключевые слова: *аналого-цифровые преобразователи, АЦП, интегральная нелинейность, линеаризация, спектральный анализ.*

THE METHOD OF LINEARIZATION ADC TRANSFORMATION`S CHARACTERISTICS

Gritsutenko Stanislav Semenovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk. 644046, Russia.
Ph.D., assistant professor of char « Data Transmission System ».
Phone: 8-960-983-81-11.
E-mail: st256@mail.ru

Panyukov Alexey Gennadevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk. 644046, Russia.
Post-graduate student of char « Data Transmission System ».
Phone: 8-904-589-71-43.
E-mail: panukov_ag@mail.ru

This paper proposes a method of linearization of the transformation characteristics of analog-digital converters. Explains the rationale for the methodology and an example relations obtained for the application described technique.

Keywords: *analog-to-digital converters, ADC integral nonlinearity, linearization, and spectral analysis.*

УДК 621.3+519.24

АЛГОРИТМЫ АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕГЛАМЕНТА ПЛАНОВОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ПРОМЫШЛЕННОЙ РАДИОСВЯЗИ

Любченко Александр Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Программист кафедры «Радиотехнические и управляющие системы».
Тел.: (3812) 31-16-72, 8-960-998-97-04.
E-mail: lyubchenko@mail.ru

В работе рассматриваются алгоритмы для автоматизации процесса проектирования регламента планового технического обслуживания изделий промышленной радиосвязи с помощью методов имитационного моделирования и теории оптимизации. Особенностью имитационной модели является возможность учета внезапных и постепенных отказов, а также состояний ложного и скрытого отказов устройств связи.

Ключевые слова: *имитационная модель, алгоритм, изделия радиосвязи, внезапный отказ, постепенный отказ, методы оптимизации.*

DESIGN AUTOMATION ALGORITHMS OF PREVENTIVE MAINTENANCE SCHEDULE OF INDUSTRIAL RADIO FACILITIES

Lyubchenko Alexander Alexandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk. 644046, Russia.
Programmer of chair «Radio engineering and operating systems».
Phone: 89609989704, (3812) 31-16-72.
E-mail: lyubchenko@mail.ru

In the article algorithms for design automation of preventive maintenance schedule of industrial radio facilities based on methods of simulation modeling and optimization theory are considered. The feature of the model is a capability to allow sudden and gradual failures and states of fictitious and hidden failures of electronics.

Keywords: *simulation model, algorithm, radio facilities, sudden failure, gradual failure, optimization methods.*

УДК 528.721.212.6

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА НАЗЕМНОГО ЛАЗЕРНОГО СКАНИРОВАНИЯ ПРИ СЪЁМКЕ ЛАВИНООПАСНЫХ УЧАСТКОВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Исаков Александр Леонидович
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Изыскания, проектирование и постройка железных дорог».
Тел.: (8383) 328-04-30.
E-mail: isakov@stu.ru

Шевчук Сергей Сергеевич
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Кандидат технических наук, доцент, заведующий НИЛ Лавин.
Тел.: (8383) 328-04-88; моб: 8-906-907-43-20.
E-mail: nikolaeva@stu.ru

Юрченко Вячеслав Иванович
ОАО «Сибгипротранс».
630099, г. Новосибирск, ул. Вокзальная магистраль, 15.
Ведущий инженер.
E-mail: urchenko_sgt@mail.ru

В работе дается оценка применения лазерного сканирования лавиноопасных участков железной дороги с целью прогнозирования схода снежных лавин и определения времени профилактических спусков лавин.

Ключевые слова: *снежная лавина, лавиноопасные участки, лазерное сканирование, лазерный скан, теневые объекты, зеркальное отражение*.

ANALYSIS OF APPLYING OF SURFACE LASER SCANNING METHOD UNDER SURVEYING AT SNOW SLIDE HAZARDOUS SECTIONS OF RAILWAY LINES

Isakov Alexandr Leonidovich
Siberian State University of Railway Engineering (SSURE).
Doctor of Engineering, professor, head of the char «Railway Surveying and Engineering».
191, D. Kovalchuk St. 630049, Novosibirsk.
Phone: (8383) 328-04-30.
E-mail: isakov@stu.ru

Shevchuk Sergey Sergeevich
Siberian State University of Railway Engineering (SSURE).
Ph.D., associate Professor, head of the laboratory «Snow Slide Research».
191, D. Kovalchuk St. 630049, Novosibirsk.
Phone: (8383) 328-04-88, 8-906-907-43-20.
E-mail: nikolaeva@stu.ru

Yurchenko Vjacheslav Ivanovich
«Sibgiprotrans».
Principal engineer.

15, Voksalnaya Magistral, 630099, Novosibirsk
E-mail: urchenko_sgt@mail.ru

Assessment of applying of surface laser scanning at snow slide hazardous sections of railway lines for prediction of snow slides and time detection for preventive snow sliding has been shown.

Keywords*: snow slide, snow slide hazardous sections, laser scanning, laser scanner, shady objects, specular return.*

УДК 624.074: 539.3

УСТОЙЧИВОСТЬ СТЕРЖНЕЙ ПРИ ПРОДОЛЬНОМ И ПОПЕРЕЧНОМ УДАРЕ

Мещеряков Владимир Борисович
Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ).
127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика».
Тел.: (495)684-24-07, (495)684-24-86.
E-mail: vbme2007@yandex.ru, vest08@miit.ru

Аунг Зо Лат
Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ).
127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9.
Аспирант кафедры «Теоретическая механика».
Тел.: (495)684-24-07, (495)684-24-86.

В статье рассматривается потеря устойчивости тонкостенного стержня при продольном и поперечном ударе массивного тела. Параметры контактной силы определяются на основе теории Г. Герца. Нелинейное интегральное уравнение решается численным методом Эйлера. Поведение стержня при потере устойчивости форм равновесия определяется на основе уточненного значения кривизны оси стержня. Колебания стержня после окончания удара рассматриваются с учетом сформировавшихся к этому моменту времени начальных условий.

Ключевые слова: *стержень с тонкими стенками, центральный продольный удар, двутавровый стержень, устойчивость, контактная сила.*

STABILITY OF RODS IN THE LONGITUDINAL AND TRANSVERSE IMPACT

Meshcheryakov Vladimir Borisovich
Moscow State Transport University (MSTU).
9, page 9, St. Obraztsova, 127994, Moscow.
Doctor of Technical Sciences, Professor of char "Theoretical Mechanics".
Phone.: (495) 684-24-07, (495) 684-24-86.
E-mail: vbme2007@yandex.ru, vest08@miit.ru

Aung Zaw Lat
Moscow State Transport University (MSTU).
9, page 9, St. Obraztsova, 127994, Moscow.
Post-graduate student of char "Theoretical Mechanics".
Tel.: (495) 684-24-07, (495) 684-24-86**.**

The loss of stability of the thin walled rod under transverse and longitudinal impact by massive body is investigated. The parameters of contact force are obtained using Hertz's theory and the resulting nonlinear integral equation is solved numerically by Euler's method. The rod behavior at

the stability loss of the form of equilibrium is described on the basis of the refined curvature of the rod axis. The rod oscillations after impact are considered as a transient process with the initial value conditions taken at the end of impact.

Keywords: *thin walled rod, the central longitudinal impact, I-rod resistance, the contact force.*

УДК 629.4.027

БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ПОЕЗДОВ И ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ХОДОВОЙ ЧАСТИ ВАГОНА

Галиев Ильхам Исламович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Президент ОмГУПСа, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая механика».
Тел.: (3812) 31-42-19.

Нехаев Виктор Алексеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика».
Тел.: (3812) 31-16-88.
E-mail: nehaevVA@omgups.ru

Николаев Виктор Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика».
Тел.: (3812) 31-16-88.
E-mail: nikolaevVA@omgups.ru

В статье выполнен анализ состояния проблемы обеспечения безопасности движения грузовых поездов в 2010 и 2011 гг. Представлены статистические данные о нарушениях и отказах в работе узлов грузовых вагонов на сети железных дорог ОАО «РЖД». Вскрыты причины, на них влияющие. Приведен способ принципиального решения многих из обозначенных проблем.

Ключевые слова: *безопасность движения грузовых поездов, отказы узлов вагона и их причины, конструкция тележек, принцип компенсации внешних возмущений.*

THE SECURITY OF THE MOVEMENT OF FREIGHT TRAINS AND DYNAMIC PROPERTIES OF A RUNNING PART OF THE CAR

Galiev Ilham Islamovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
President, Dr.Sci.Tech., professor, head of the chair «Theoretical mechanics».
Phone: (3812) 31-42-19.

Nehaev Victor Alekseevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av.m Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci.Tech., professor of the chair «Theoretical mechanics».
Phone: (3812) 31-16-88.
E-mail: nehaevVA@omgups.ru

Nikolaev Victor Aleksandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av.m Omsk, 644046, Russia.
Dr.Sci.Tech., professor of the chair «Theoretical mechanics».
Phone: (3812) 31-16-88.
E-mail: nikolaevVA@omgups.ru

The analysis of the problem of safety of freight trains in 2010 and 11. Statistics on the number of violations and failures of nodes of freight cars on railways of network RZD. Reveal the reasons beyond. Shows you how radical many of the identified problems.

Keawords: *the safety of freight train, wagon sites failures and their causes, the design of the bogies, the principle of compensation of external disturbance.*

УДК 656.259.12

ПРИНЦИП ПОСТРОЕНИЯ КЛАССИФИКАТОРА СОСТОЯНИЙ РЕЛЬСОВЫХ ЛИНИЙ МНОЖЕСТВОМ ИНФОРМАТИВНЫХ ПРИЗНАКОВ

Тарасов Евгений Михайлович
Самарская академия государственного и муниципального управления.
443084, г. Самара, ул. Стара Загора, 96.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Математические методы и информационные технологии», проректор по науке и инновациям.
Тел.: (846) 951-54-66 (доб.144).
E-mail: smimnauka@yandex.ru, vestnik@sagmu.ru

В статье рассмотрены вопросы построения многопараметрического классификатора состояний рельсовых линий: исследованы вопросы изменения проводимости изоляции рельсовых линий, предложена структурная схема классификатора, использующего в качестве информативных признаков амплитуды и фазы напряжения и тока на входе и выходе рельсовой линии, представлены формулы расчета ошибок первого и второго рода.

Ключевые слова: *классификатор состояний, рельсовая линия, датчик информации, безопасность движения поездов*.

PRINCIPLE OF CONSTRUCTING THE CLASSIFIER OF RAIL LINE CONDITIONS BY MEANS OF THE SET OF INFORMATIVE INDICATORS

Tarasov Evgeny Mihaylovich
Samara Academy of State and Municipal Management.
443084, 96 Stara Zagora st., Samara, Russia.
Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Chair “Mathematical Methods and Information Technologies”, Pro-Rector On Science and Innovations.
Phone.: (846) 951-54-66 (144).
E-mail: smimnauka@yandex.ru, vestnik@sagmu.ru

The article views the problems of constructing a multi-parameter classifier of rail line conditions. The problems of changes within conductivity of rail line insulation are being studied, the structural scheme of a classifier, using the amplitudes and phases of voltage and current on input and output of a rail line, has been offered. The calculation formulas of I and II type errors have been presented.

Keywords: *conditions classifier, rail line, information sensor, train operation safety.*

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 редактору 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»

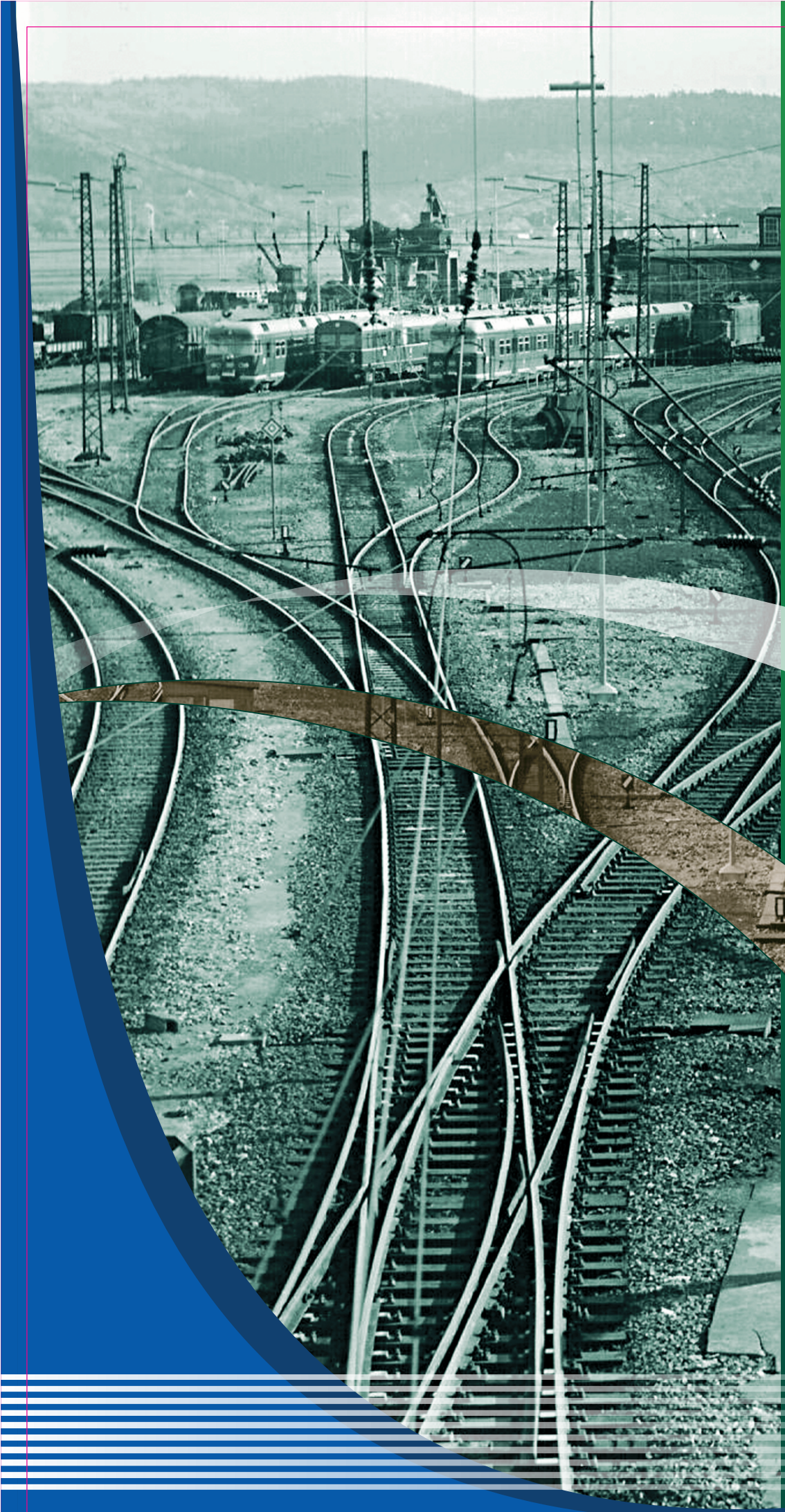
РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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 Шафигула 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);
Парамонов Александр Михайлович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Рауба Александр Александрович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сафронов Эдуард Алексеевич – д.т.н., СибАДИ (Омск);
Сидоров Олег Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сидорова Елена Анатольевна – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Сковородников Евгений Иванович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Харламов Виктор Васильевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Четвергов Виталий Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
Шпалтаков Владимир Петрович – д.э.н., ОмГУПС (Омск).

Редактор – Майорова Н. А.
Компьютерная верстка – Захаренко Е. И.

Научно-технический журнал «Известия Транссиба» зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор) 3 июня 2009 г. Свидетельство о регистрации – ПИ № ФС77-36469.

Номер ISSN – 2220-4245.
Подписной индекс в общероссийском каталоге «Роспечать» – 66087.
Журнал включен в Перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук.

Адрес редакции (издательства): 644046, г. Омск, пр. Маркса, 35;
тел.: (3812) 31-05-54; e-mail: izvestia_transsiba@mail.ru

Подписано в печать 20.03.2012.
Тираж 500 экз.