

Проведенные аналитические исследования и полученные результаты испытаний показывают, что совершенствование технологии диагностирования КМБ достигается проведением оценки технического состояния КМБ на различных скоростных режимах.

Выводы:

1. Определены необходимые требования к системе диагностирования КМБ, обеспечивающие максимальную достоверность диагностирования.

2. Приведена математическая модель устанавливающая связь между амплитудой вибросигнала с частотой вращения подшипника, а также линейным размером дефекта.

3. Усовершенствована технология диагностирования КМБ электропоездов, реализованная в виде алгоритма диагностирования на различных скоростных режимах.

#### Библиографический список

1. Сизов С.В., Аристов В.П. (ОАО РЖД), Костюков В.Н. (ОмГУПС), Костюков Ал.В. (НПЦ «Динамика»). Безопасная ресурсосберегающая эксплуатация МВПС на основе мониторинга в реальном времени. М: Наука и транспорт, 2008. С 8-13.

2. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин: учеб. Пособие / Костюков В.Н., Науменко А.П.. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. – 360 с.: ил.

3. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: «Машиностроение». – 240 с., ил. – (Надежность и качество).

4. Костюков В.Н., Зайцев А.В., Басакин В.В. Исследование вибрации подшипниковых узлов подвижного состава при изменении частоты вращения. Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: Материалы всероссийской научно-технической конференции с международным участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2012. С 92-97.

#### МОДЕЛЬ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА

Как показали исследования, существующие методики диагностирования пневматической системы электропоезда обладают не высокой достоверностью полнотой и глубиной диагностирования [1-3].

Для выявления диагностических признаков, характеризующих различные виды неисправностей и степени их развития, необходимо собрать большое количество экспериментальных данных по каждому виду неисправностей. Прodelать на практике данную работу за разумный промежуток времени не представляется возможным. Отсюда вытекает задача моделирования газодинамических процессов в пневматической системе электросекции с различными видами неисправностей.

Данную задачу можно решать с помощью различных методов моделирования, каждый из которых обладает рядом достоинств и недостатков, наиболее доступными являются аналитическое и численное моделирование.

Аналитическое моделирование – метод позволяющий описывать объект исследования в виде формул, в данной задаче в виде системы дифференциальных уравнений. Данный метод не требователен к вычислительным ресурсам. Однако, ввиду большого числа элементов и нелинейности системы, разработка аналитической модели, т.е. формульного описания весьма затруднительна.

Численное моделирование – метод компьютерного моделирования, позволяющий описывать объект исследования в виде алгоритмов. Основное достоинство данного метода – отсутствие ограничений по видам моделируемых объектов или процессов, но для моделирования газодинамических процессов в пневматической системе электропоезда требуются существенные вычислительные ресурсы и детальное описание объектов [4].

Имитационное моделирование – метод, позволяющий строить модели, описывающие процессы так, как они проходили бы в действительности на основе

алгоритмического описания объекта. Данная модель, зачастую, не требует существенных вычислительных ресурсов, но требует изначально знать поведение объекта исследования в зависимости от различных воздействий.

В результате анализа возможных методов было принято решение моделировать газодинамические процессы в пневматической системе электросекции комбинированным методом, т.е. часть узлов пневматической системы будут описаны аналитически, часть алгоритмически. Моделирование системы в целом будет осуществляться численным методом конечных разностей [5].

В общем случае пневматическую систему электросекции можно описать в виде совокупности типовых узлов: резервуары с постоянным объемом, резервуары с переменным объемом (тормозные цилиндры), клапаны, диафрагмы и трубопроводы.

Клапаны, воздухораспределители, кран машиниста можно легко реализовать, представив их конечными автоматами, состояния которых определяют подключения определенных диафрагм, а переходы зависят от давления, изменения давления и темпа изменения давления. Таким образом, необходимо сформировать аналитическую модель истечения воздуха через диафрагму (приведена ниже) и реализовать алгоритмы конечных автоматов.

Модель опорожнения (наполнения) резервуара с постоянным объемом

Рассмотрим течение несжимаемой жидкости по трубе через диафрагму. Для несжимаемой жидкости уравнение неразрывности потока имеет следующий вид:

$$Q = S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2, \quad (1)$$

откуда следует:

$$v_1 = \frac{Q}{S_1}, \quad v_2 = \frac{Q}{S_2} \quad (2)$$

где:  $Q$  – объемный расход,  $S_1$  – площадь сечения трубы,  $v_1$  – скорость движения жидкости в трубе,  $S_2$  – площадь отверстия в диафрагме,  $v_2$  – скорость движения жидкости в диафрагме.

Предполагая, что течение жидкости сопровождается пренебрежимо малыми потерями на трение, закон Бернулли сокращается до закона сохранения энергии между двумя точками на одной линии потока [6]:

$$P_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho v_2^2}{2}, \quad (3)$$

или

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho(v_2^2 - v_1^2)}{2}, \quad (4)$$

где:  $P_1$  – абсолютное давление жидкости до диафрагмы,  $P_2$  – абсолютное давление жидкости после диафрагмы,  $\rho$  – плотность жидкости.

Из (2) и (4) следует:

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho}{2} \left[ \left( \frac{Q}{S_2} \right)^2 - \left( \frac{Q}{S_1} \right)^2 \right] \quad (5)$$

Откуда следует:

$$Q = S_2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)/\rho}{1 - S_2^2/S_1^2}} \quad \text{или} \quad Q = S_2 \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - (d_2/d_1)^4}} \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}, \quad (6)$$

где:  $d_1$  – диаметр трубы,  $d_2$  – диаметр отверстия в диафрагме.

Для учета различного рода потерь введем безразмерный коэффициент истечения  $C_d$ :

$$Q = C_d \cdot S_2 \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - (d_2/d_1)^4}} \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (7)$$

Обозначим  $\beta = d_2/d_1$ , а  $C = C_d \cdot \sqrt{\frac{1}{1 - \beta^4}}$ , в результате чего:

$$Q = C \cdot S_2 \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (8)$$

Умножив обе части уравнения на плотность  $\rho$ , получим уравнение массового расхода:

$$\dot{m} = Q \cdot \rho = C \cdot S_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)} \quad (9)$$

Для учета сжимаемости газов необходимо в формулу (9) ввести

коэффициент расширения, который может быть вычислен по следующей формуле:

$$Y = \sqrt{r^{2/k} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left(\frac{1-r^{(k-1)/k}}{1-r}\right) \cdot \left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4 \cdot r^{2/k}}\right)}, \quad (10)$$

где:  $r = P_2/P_1$  — отношение давлений,  $k = c_p/c_v$  — показатель адиабаты (отношение теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянной температуре).

При значении  $\beta < 0.25$ ,  $\beta^4 < 0.004$ , что для задачи моделирования можно считать пренебрежимо малой величиной, получим:

$$Y = \sqrt{r^{2/k} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left(\frac{1-r^{(k-1)/k}}{1-r}\right)}, \quad (11)$$

В результате чего формула (9) приобретает следующий вид:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= C \cdot S_2 \cdot Y \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)} = C \cdot S_2 \cdot \sqrt{r^{2/k} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left(\frac{1-r^{(k-1)/k}}{1-r}\right)} \cdot 2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2) \\ \dot{m} &= C \cdot S_2 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_2/P_1)^{2/k} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left(\frac{1-(P_2/P_1)^{(k-1)/k}}{1-(P_2/P_1)}\right)} \cdot (P_1 - P_2) \end{aligned} \quad (12)$$

Выразив плотность как  $\rho = M \cdot \frac{P_1}{Z \cdot R \cdot T_1}$ , где  $M$  — молекулярная масса,  $P_1$  — давление в резервуаре,  $T_1$  — абсолютная температура воздуха в резервуаре,  $Z$  — фактор сжимаемости при  $P_1$  и  $T_1$ ,  $R$  — универсальная газовая постоянная, получим формулу массового расхода воздуха при наполнении (опорожнении) резервуара, которая после упрощения имеет следующий вид:

$$\dot{m} = C \cdot S_2 \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M}{Z \cdot R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left((P_2/P_1)^{2/k} - (P_2/P_1)^{(k+1)/k}\right)} \quad (13)$$

Однако данная формула справедлива при условии, что поток не является критическим, т.е. линейная скорость воздуха меньше скорости звука. Данное условие соблюдается при  $P_1/P_2 < (2/(k+1))^{k/(k-1)}$ , что для воздуха составляет 1.893. При возникновении критического потока формула массового расхода приобретает следующий вид:

$$\dot{m} = C \cdot S_2 \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot M}{Z \cdot R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (14)$$

Таким образом, массовый расход воздуха при наполнении (опорожнении) резервуара с постоянным объемом описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \dot{m}(P_1, P_2, S_2) = C \cdot S_2 \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot M}{Z \cdot R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \text{ при } P_1/P_2 \geq (2/(k+1))^{k/(k-1)} \\ \dot{m}(P_1, P_2, S_2) = C \cdot S_2 \cdot P_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M}{Z \cdot R \cdot T_1} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot \left((P_2/P_1)^{2/k} - (P_2/P_1)^{(k+1)/k}\right)} \end{cases} \quad (15)$$

Данная система уравнений также справедлива для моделирования утечек через диафрагму.

На основании приведенной системы уравнений, изменение давления в резервуаре можно описать следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{kRT}{V} \dot{m}(P_p, P(t), S), \quad (16)$$

где:  $V$  — объем резервуара,  $P_p$  — абсолютное давление газа в резервуаре,  $P(t)$  — абсолютное давление газа на входе в резервуар,  $S$  — площадь отверстия, через которое течет газ,  $t$  — время.

Для резервуара имеющего два отверстия, при условии, что через отверстие площадью  $S_1$  он заряжается, а через отверстие  $S_2$  разряжается одновременно уравнение давления в резервуаре будет иметь вид:

$$\frac{dP_p}{dt} = \frac{kRT}{V} (\dot{m}(P_p, P_1(t), S_1) - \dot{m}(P_p, P_2(t), S_2)), \quad (17)$$

Модель наполнения/опорожнения резервуара с переменным объемом

Для выдвигания штока тормозного цилиндра необходимо чтобы сила, с которой сжатый газ давит на поршень, уравновешивала противодействующие силы: сила отжимной пружины, сила трения поршня о стенки цилиндра, проекция сил тяжести присоединенного оборудования к штоку на ось штока. При движении поршня в обратном направлении сумма сил отжимной пружины и проекция сил тяжести присоединенного оборудования к штоку на ось штока должны быть уравновешены суммой сил трения и давления газа на поршень.

На основании вышеизложенного, в любой момент времени при выходе

штока на длину  $x$  уравнение давления в резервуаре будет иметь вид:

$$F_z(x) = F_{np}(x) + F_{дон} \pm F_{np}, \quad (18)$$

где:  $F_z(x)$  – сила давления газа на поршень при выдвигании штока на длину  $x$ ,  
 $F_{np}(x)$  – сила реакции отжимной пружины при выдвигании штока на длину  $x$ ,  
 $F_{тр}$  – сила трения скольжения поршня по стенкам цилиндра,  $F_{дон}$  – проекция веса рычагов тормозной системы на ось штока.

$$F_{np}(x) = F_{np0} + K_{np} \cdot x, \quad (19)$$

где:  $F_{np0}$  – начальная сила сжатия отжимной пружины (при  $x = 0$ ),  
 $K_{np}$  – жесткость пружины.

Т.к.  $F_z(x) = (P_{мг}(x) - P_a) \cdot S_n$ , где  $P_{мг}(x)$  – сила давления газа на поршень при выдвигании штока на длину  $x$ ,  $P_a$  – атмосферное давление,  $S_n$  – площадь поршня.

$$(P_{мг}(x) - P_a) \cdot S_n = F_{np0} + K_{np} \cdot x + F_{дон} \pm F_{np}, \quad (20)$$

Обозначим  $F_0 = F_{np0} + F_{дон}$ , откуда уравнение (20) принимает вид:

$$P_{мг}(x) = \frac{F_0 + K_{np} \cdot x \pm F_{np}}{S_n} + P_a, \quad (21)$$

Соответственно:

$$\frac{dP_{мг}}{dx} = \frac{K_{np}}{S_n}, \quad (22)$$

$$\frac{dP_{мг}}{dt} = \frac{K_{np}}{S_n} \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (23)$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{kRT S_n}{VK_{np}} \dot{m}(P_{мг}, P(t), S) = \frac{kRT}{(x_0 + x)K_{np}} \dot{m}(P_{мг}, P(t), S), \quad (24)$$

Для проверки представленной модели были проведены экспериментальные исследования на прицепной электросекции, а также выполнено компьютерное

моделирование различных режимов работы пневматической системы.

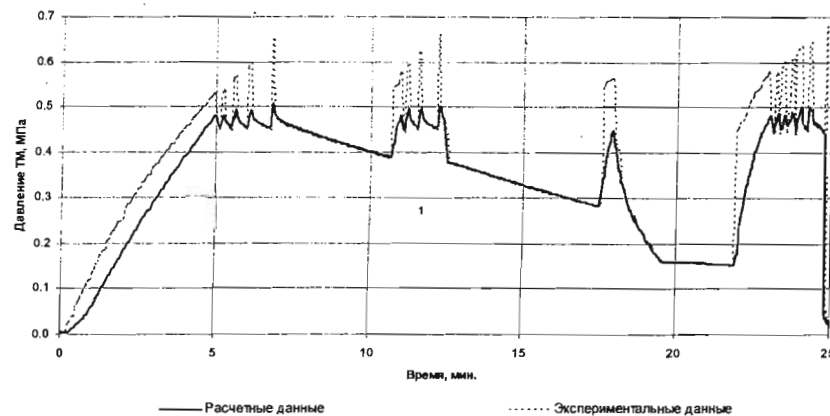


Рис. 1. График изменения давления в тормозной магистрали.

На основе представленных моделей и экспериментальных данных были проведены расчеты давления в тормозной магистрали при различных режимах работы пневматической системы. На рисунке 1 представлены графики изменения давления: сплошной линией – в тормозной магистрали расчетный, пунктирной линией – полученный экспериментально.

На приведенных графиках отражены следующие режимы:

- на интервале 0-5 мин. и 22-23 мин. зарядка магистрали;
- 5-7 мин., 11-13 мин. и 23-24 мин. – поддержание давления за счет подпитки из питательной магистрали, посредством имитатора крана машиниста аналог «перекрыши с питанием»;
- 7-11 мин. и 13-17 мин. – «перекрыша без питания», утечки через калиброванное отверстие;
- на 17 минуте – кратковременная зарядка магистрали;
- 18-19 мин. – торможение;
- 19-22 мин. – «перекрыша без питания»;
- в конце 24 минуты – полная разрядка магистрали.

Эксперимент проводился с использованием имитатора крана машиниста с подключенным к нему датчиком давления, поэтому в моменты заряда тормозной магистрали показания реального датчика превосходят расчетные, во всех других моментах времени погрешность расчетов не превышает 5%.

Моделирование производилось существенным допущением – в расчеты не принималось сопротивление трубопроводов, вместо этого был скорректирован коэффициент истечения. Данный недостаток может оказать существенное влияние при моделировании утечек в местах соединения. Тем не менее, мера Линдера, указывающая на совпадение расчетных и экспериментальных данных близка к 1 ( $R^2=0,91$ ), что подтверждает адекватность разработанной модели реальным физическим процессам в пневматической системе электросекции [7].

**Выводы:** представленная модель достаточно точно описывает газодинамические процессы в пневматической системе электросекции и, после доработки в части учета трубопроводов, может быть применена для моделирования различных видов неисправностей в пневматической системе.

#### Библиографический список

1. А.В. Костюков, Д.В. Казарин, А.В. Щелканов. Методика диагностирования электропневматической системы электропоездов. Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов. Материалы всероссийской научнотехнической конференции с международным участием, ОмГУПС, 2012, с. 121

2. А.В. Щелканов, Ал.В. Костюков. Методика диагностирования технического состояния автотормозной системы электросекции мотор-вагонного подвижного состава., Наука, образование, бизнес. Материалы Всероссийской научно-практической конференции, Омск ИРСИД 2013, с. 210.

3. A. Kostyukov, D. Kazarin, A. Shchelkanov. Technical condition evaluation of the electric multiply unit pneumatic system equipment. The Tenth international conference on condition monitoring and machinery failure prevention technologies CM2013/MFPT2013, 2013

4. J.J. Monaghan. An introduction to SPH. Computer Physics Communications, vol. 48, pp. 88-96, 1988.

5. Самарский А.А., Николаев Е.С. Методы решения сеточных уравнений. – М.: Наука, 1978.

6. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика: Учебное пособие. В 10 т. Т. VI. Гидродинамика. - 3-е изд., перераб. - М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1986.

7. Закс Л. Статистическое оценивание. - М.: Статистика, 1976.

УДК 629.424.1

В. А. Михеев (ОмГУПС)

#### ОПИСАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ВЗАИМОСВЯЗЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ И СИСТЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА

Энергетическая установка тепловоза является сложной электромеханической системой, состоящей из большого количества элементов и систем, объединенных между собой многочисленными прямыми и обратными связями в соответствии со структурой системы. Посредством этих связей осуществляется внутрисистемное взаимодействие, а также взаимодействие между энергетической установкой в целом и окружающей средой. Математическое представление сложных энергомеханических объектов, к которым относятся функциональные системы тепловозного дизеля, позволяет построить процедуру диагностирования, как процесс выявления соответствий между множествами признаков и неисправностей, на базе которых происходит распознавание последних [1 – 3].

Получение адекватного математического описания основных функциональных взаимосвязей, присущих рассматриваемому объекту, представляет собой сложную исследовательскую задачу. Одним из возможных путей математического описания подобных сложных объектов представляется



Министерство транспорта Российской Федерации  
Федеральное агентство железнодорожного транспорта  
ОАО «Российские железные дороги»  
Омский государственный университет  
путей сообщения

## Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава



Омск 2013



Министерство транспорта Российской Федерации  
Федеральное агентство железнодорожного транспорта  
ОАО «Российские железные дороги»  
Омский государственный университет  
путей сообщения

**ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ РЕМОНТА  
И ПОВЫШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

Материалы второй всероссийской  
научно-технической конференции  
с международным участием  
(7, 8 ноября 2013 г.)

Омск 2013

**Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава:** Материалы второй всероссийской научно-технической конференции с международным участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2013. 296 с.

В сборник вошли статьи с результатами исследований, выполненных по ряду научных направлений, посвященных повышению качества ремонта и эксплуатационной надежности железнодорожного подвижного состава; технологическому обеспечению технического обслуживания и ремонта локомотивов и вагонов; инновационным технологиям диагностирования подвижного состава; взаимодействию подвижного состава и пути; динамике подвижного состава и безопасности движения поездов; виброзащите железнодорожных экипажей.

Представленные в сборнике материалы могут быть использованы при модернизации существующих и создании новых типов и серий подвижного состава для железнодорожного транспорта, совершенствовании процессов его технического обслуживания и ремонта.

Сборник может быть полезен для научных сотрудников и специалистов, работающих в области железнодорожного подвижного состава.

Библиогр. 184 назв. Табл. 24. Рис. 106.

Редакционная коллегия:

доктор техн. наук, профессор И. И. Галиев (отв. редактор);  
доктор техн. наук, доцент С. М. Овчаренко;  
доктор техн. наук, профессор В. Т. Черемисин;  
доктор техн. наук, профессор В. А. Четвергов;  
доктор техн. наук, доцент С. Г. Шантаренко (зам. отв. редактора).

Рецензенты: доктор техн. наук, профессор В. А. Аксенов;  
доктор техн. наук, профессор А. П. Моргунов.

© Омский гос. университет  
путей сообщения, 2013

<i>Бакланов А. А., Бублик В. В., Швецов С. В. (ОмГУПС), Спиридонов С. В. (Зап.-Сиб. ж. д. – филиал ОАО «РЖД»). Надежность работы тяговых электрических машин локомотивов при эксплуатации на полигонах Урало-Сибирского региона .....</i>	7
<i>Денисов Д. С. (УрГУПС). Причины образования дефектов на бандажах колесных пар электровозов 2ЭС10.....</i>	14
<i>Галиев И. И., Самохвалов Е. А., Лукс Д. Ю. (ОмГУПС). Обеспечение эксплуатационной надежности и повышение безопасности движения грузовых вагонов.....</i>	19
<i>Козаков Д. Ю. (УрГУПС). Анализ отказов узлов электропоездов на основе закона Парето .....</i>	25
<i>Шантаренко С. Г., Капустьян М. Ф., Супчинский О.П. (ОмГУПС), Осяев А.Т. (ОАО «РЖД»). Формирование новой модели технической эксплуатации локомотивного парка на базе мониторинга технического состояния и технологического аудита на Восточном полигоне.....</i>	30
<i>Воробьев А. А., Терехов П. М. (ПГУПС). Рациональные режимы восстановления профиля бандажей повышенной твердости при ремонте колесных пар без выкатки из-под подвижного состава.....</i>	37
<i>Гриц Д. Б., Здор Г. П., Тарута Д. В. (ОмГУПС). Повышение эксплуатационной надежности высоконагруженных узлов вагонов и локомотивов.....</i>	43
<i>Шепелева И. О. (УрГУПС). Влияние рекуперативного торможения на износ бандажей колесных пар электровозов.....</i>	48
<i>Харламов В. В., Шкодун П. К., Сергеев Р. В., Долгова А. В. (ОмГУПС). Совершенствование технологии ремонта тяговых электродвигателей в условиях локомотивного депо.....</i>	53
<i>Зайцев А. В. (НПЦ «Динамика»). Совершенствование технологии диагностирования колесно-моторных блоков электропоездов.....</i>	60
<i>Костюков В. Н. (НПЦ «Динамика»), Щелканов А. В. (ОмГУПС). Модель пневматической системы электропоезда.....</i>	67
<i>Михеев В. А. (ОмГУПС). Описание функциональных взаимосвязей элементов и систем энергетической установки тепловоза.....</i>	75



*Научное издание*

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ РЕМОНТА И  
ПОВЫШЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Материалы второй всероссийской научно-технической конференции  
с международным участием

---

Ответственный за выпуск Е. В. Пономарев

\* \* \*

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 5.11.2013. Формат 60 × 84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Плоская печать. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 18,4. Уч.-изд. л. 20,5.  
Тираж 300 экз. Заказ 643.

\* \*

Типография ОмГУПСа

\*

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35