УДК 629.44:629.4.027.5

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ПРОЧНОСТЬ СОПРЯЖЕНИЯ ВНУТРЕННИХ КОЛЕЦ БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С ШЕЙКОЙ ОСИ КОЛЁСНОЙ ПАРЫ

Р.И. Чернин[1], **А.В. Путято**[2], **Р.В. Рахимов**[3]
[1]*Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель, Республика Беларусь*
[2]*Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь*
[3]*Ташкентский государственный транспортный университет, г. Ташкент, Республика Узбекистан*

Аннотация. *В работе приведены результаты исследований с использованием метода конечных элементов оценки влияния на прочность прессового соединения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары эксплуатационных факторов: макрогеометрии сопрягаемых поверхностей (при сборке соединений), уровня загрузки вагона, скорости движения подвижного состава и температуры буксового узла. Получены зависимости напряженно-деформированного состояния узла сопряжения и контактного давления в соединении от эксплуатационных факторов.*

Ключевые слова: *колёсные пары, прессовое соединения, натяга, напряжённо-деформированное состояние, метод конечных элементов.*

ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF OPERATIONAL FACTORS ON THE STRENGTH OF THERMAL PRESS-FIT OF THE INNER RINGS OF AXLE BOX BEARINGS ON THE AXLE NECK OF THE WHEELSET

R.I. Chernin[1], **A.V. Putyato**[2], **R.V. Rahimov**[3]
[1]*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus*
[2]*Sukhoi State Technical University of Gomel, Gomel, Belarus*
[3]*Tashkent State Transport University, Tashkent, Uzbekistan*

Abstract. *The article presents the results of studies to assess the effect on the strength of the press-fit joint of the inner rings of axle bearings with the neck of the axle of the wheelset of operational factors: macrogeometry of the mating surfaces (during assembly of joints), the level of loading of the wagon, the speed of rolling stock and the temperature of the axle assembly, as well as the obtained analytical dependence of the magnitude of the tension, taking into account the above-mentioned operational factors.*

Keywords: *wheelsets, press joints, tension, stress-strain state, finite element method.*

Введение

Безопасность движения поездов во многом определяется надёжностью ходовой части железнодорожного подвижного состава. Одной из наиболее нагруженных узлов ходовых частей являются колесные пары, воспринимающие широкий спектр знакопеременных нагрузок в процессе эксплуатации, надежность которых, в свою очередь, во многом определяется прочностью соединений внутренних колец (переднего и заднего) буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары. На прочность прессовых соединений в эксплуатации влияет комплекс факторов различной природы, и оценка комплексного воздействия их на прочность представляет важную научно-техническую задачу, решение которой позволит управлять надёжностью колёсных пар в эксплуатации путем совершенствования нормативной базы на изготовление и ремонт колёсных пар.

Конечно-элементная модель

Для оценки влияния эксплуатационных факторов на прочность тепловой напрессовки внутренних колец буксовых подшипников на шейку оси колёсной пары грузового вагона создана конечно-элементная модель [1] (рисунок 1, *а*).

а *б*

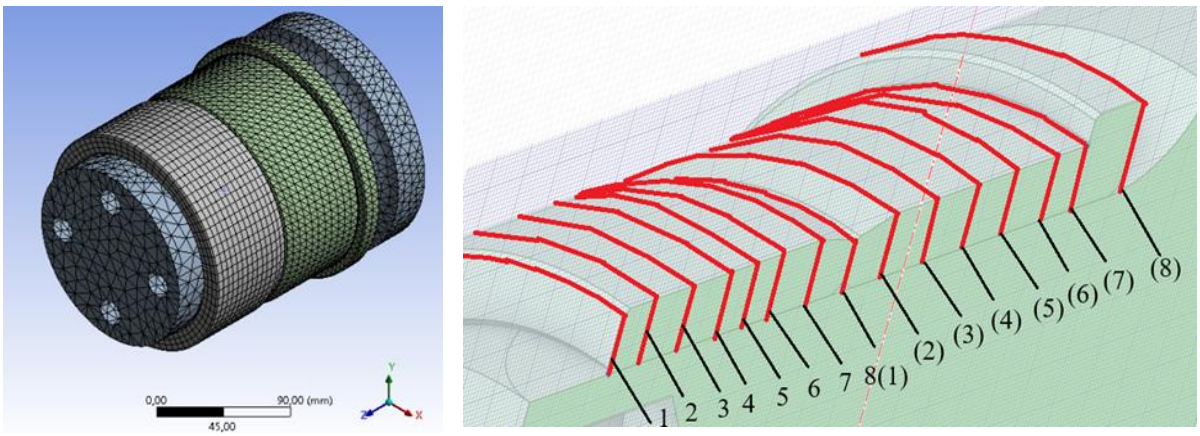


Рисунок 1 – Прессовое соединение внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары: *а* – разбиение конечно-элементной модели соединения; *б* – расположение сечений на поверхностях переднего и заднего внутренних колец буксового подшипника

При разработке геометрической модели использованы размеры оси типа РУ1Ш в соответствии с требованиями [2], при моделировании геометрии внутренних колец использована конструкторская документация на буксовые

подшипники типов 232726 и 42726. В качестве материалов для оси использовалась сталь с характеристиками ОсВ, для внутренних колец буксовых подшипников – ШХ15. Параметры соединения (монтажные параметры) выполнены в соответствии с максимально разрешенными в [3].

Разработанная модель состоит из 44252 конечных элементов видов Tet10 и Hex20, которые позволяют проводить расчёты с учетом пластичности, а также поддерживают большие отклонения при деформации [4]. Получаемые результаты расчетов верифицированы результатами экспериментальных исследований, приведенных в [5], а также полученными в [6, 7].

Выполнен комплекс расчетов при варьировании следующими параметрами: натяг от 0,045 до 0,110 мм; нагрузка на шейку оси (от 1,5 т до 16,5 т); скорость движения от 0 до 200 км/ч; температура буксового узла от - 60 до +100 °С.

Результаты расчетов анализировались в 8 сечениях по длине переднего и заднего кольца на наружных поверхностях (рисунок 1, *б*). При оценке напряженно-деформированного состояния (НДС) в узлах сечений фиксировались эквивалентные напряжения и вычислялось среднее значение напряжений по каждому сечению согласно зависимости (1) [1], также в тех же сечениях по длине фиксировалась величина контактного давления в соне сопряжения переднего и заднего колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары и по схожей зависимости (2):

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \sigma_{\text{экв}i}}{n}, \quad (1)$$

$$p_k = \frac{\sum_{i=1}^{n} p_{ki}}{n}, \quad (2)$$

где n – количество точек в каждом сечении.

Результаты расчетов

1. Влияние макрогеометрии сопрягаемых поверхностей. Анализ результатов проведенных расчётов позволил получить зависимости между действительными натягами и замеряемые перед сборкой по разности диаметров для лабиринтного кольца с учётом микрогеометрии сопрягаемых поверхностей.

Модель соединения (шейка оси колёсной пары с предподступичной частью, переднее внутреннее буксовое кольцо и заднее), созданная в программе «DSMFem» основана на упругой постановке задачи. Модель оси состоит из шестиузловых и восьмиузловых конечных элементов (изопараметрический конечный элемент с тремя степенями свободы в каждом узле имеет вид треугольной призмы или усеченной треугольной пирамиды. Аппроксимация перемещений линейная) и восьмиузловых (изопараметрический конечный элемент с тремя степенями свободы в каждом

узле имеет форму произвольного шестигранника; аппроксимация перемещений линейная) конечных элементов.

Модель учитывает и позволяет изменять следующие параметры для исследования их влияния: конусность и овальность шейки оси, конусность и овальность переднего и заднего подшипников, натяг и угол расположения друг относительно друга дефектов геометрии шеек и колец.

Результаты исследования разработанной модели приведены на рисунке 2 [5].

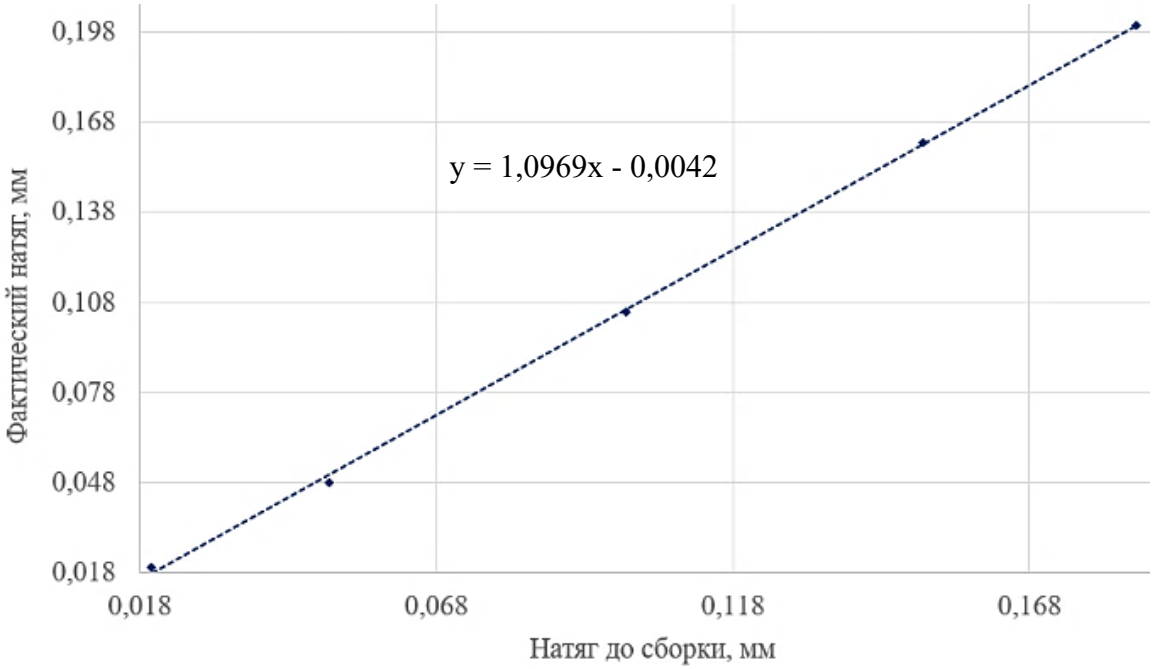


Рисунок 2 – Зависимость между действительным натягом и замеряемым перед сборкой по разности диаметров с учётом макрогеометрии сопрягаемых элементов

2. Влияние величин натягов двух смежно напрессованных внутренних колец буксовых подшипников. На рисунке 3 приведены результаты исследований модели при натяге переднего кольца равном 0,045 и 0,110 мм при изменении натяга заднего от 0,045 мм до 0,110 мм с шагом увеличения натяга 0,05 мм (и аналогично для заднего кольца подшипника).

По результатам проведенных исследований установлено взаимное влияние натяга двух смежно напрессованных внутренних колец буксовых подшипников. Так, при увеличении натяга одного кольца происходит уменьшение значений напряжений на поверхности смежно расположенного кольца по линейной зависимости, представленной на рисунке 3 [1].

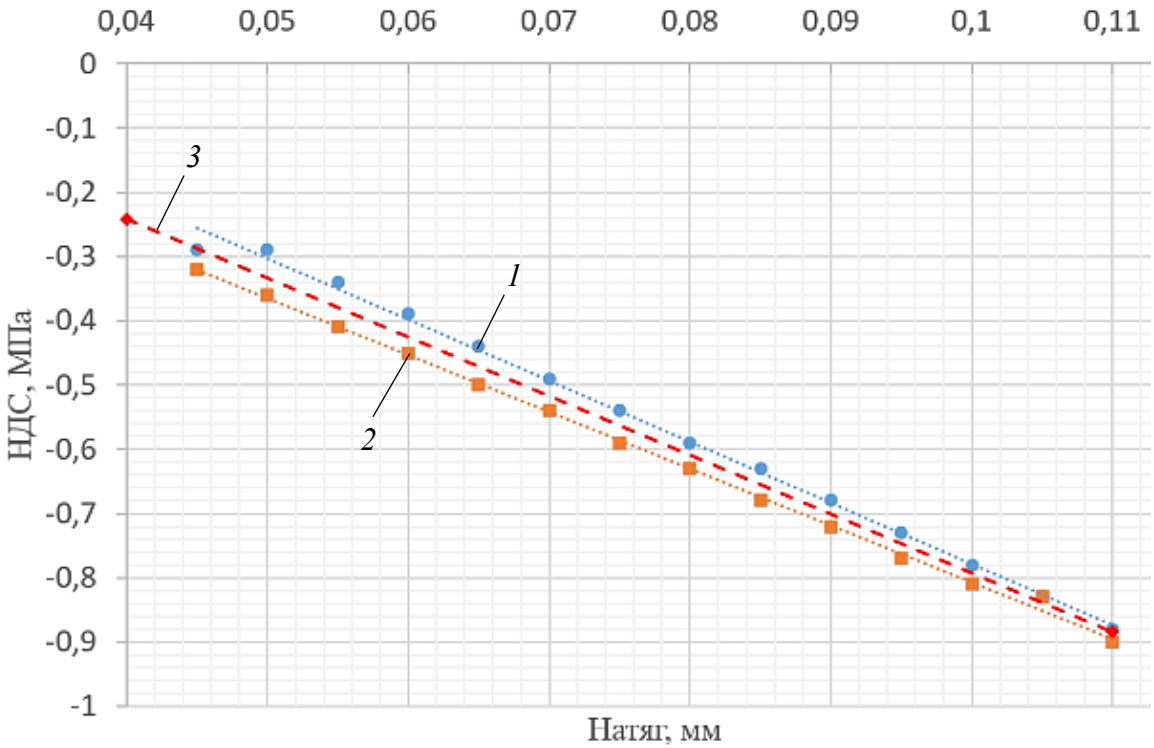


Рисунок 3 – Влияние фактора «смежнонапрессованного кольца внутреннего подшипника» на величину НДС кольца подшипника: *1* – для переднего внутреннего кольца буксового подшипника, y = -9,5033x + 0,1722; *2* – для заднего внутреннего кольца буксового подшипника, y = -8,8396x + 0,0772; *3* – среднее значение для внутренних колец буксовых подшипников, y = -9,1714x + 0,1247

3. Влияние уровня загрузки вагона. К разработанной модели при натягах 0,045 и 0,110 мм прикладывалась нагрузка в интервале от 1,5 до 16 тонн с шагом в 1,5 тонны. Результаты проведенных исследований приведены на рисунке 4.

Из графика, приведенного на рисунке 4, видно, что при увеличении загрузки уровень напряжений на наружных поверхностях внутренних колец буксовых подшипников возрастает, причем, если при нагрузке на шейку оси равной 6,5 т увеличение напряжений не превышает 0,048 МПа (зависимость 1б), то уже при нагрузке 13,5 т увеличение составляет практически 0,2 МПа, т.е. при увеличении нагрузки в 2 раза, уровень напряжений увеличивается более чем в 4 раза [8].

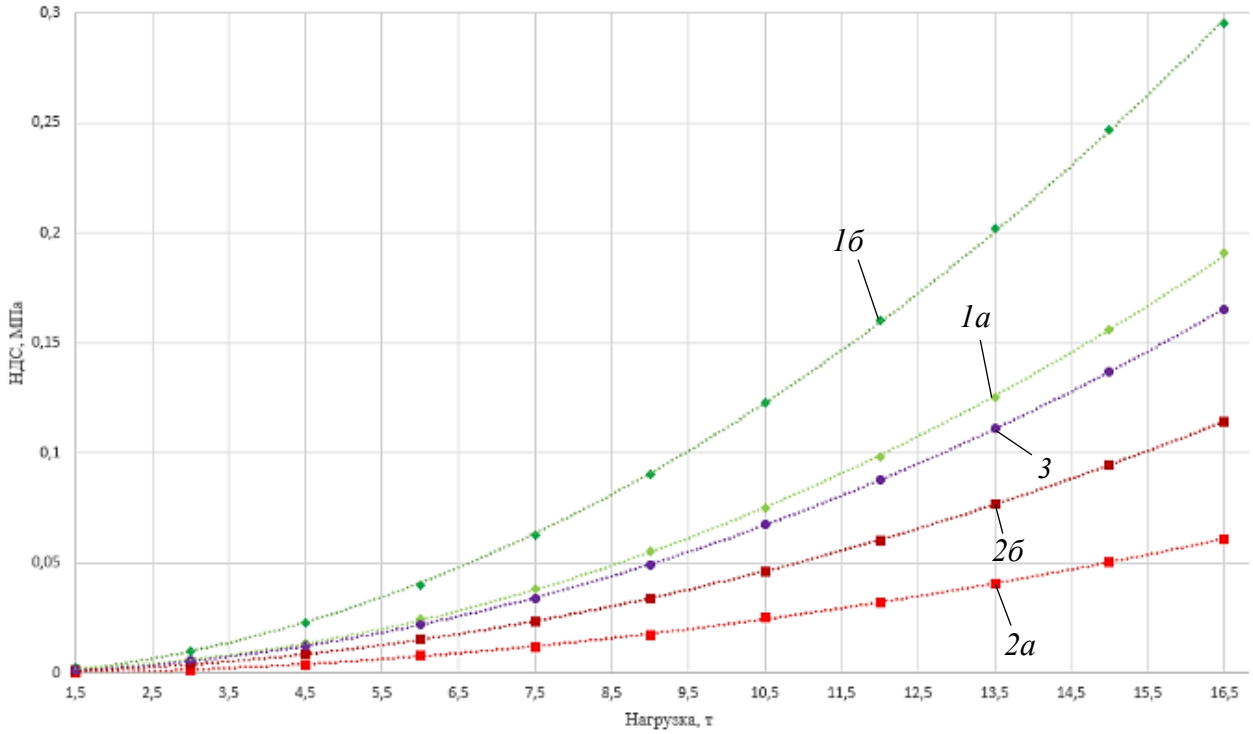


Рисунок 4 – Влияние загрузки вагона на величину напряжений на наружной поверхности кольца подшипника: *1а* – для переднего кольца буксового подшипника при натяге 0,045 мм, $y = 0{,}0007x^2 - 0{,}0006x + 0{,}0014$; *1б* – для заднего кольца буксового подшипника при натяге 0,045 мм, $y = 0{,}001x^2 + 0{,}001x - 0{,}0023$; *2а* – для переднего кольца подшипника при натяге 0,110 мм, $y = 0{,}0002x^2 + 2E\text{-}05x - 0{,}0005$; *2б* – для заднего кольца подшипника при натяге 0,110 мм, $y = 0{,}0004x^2 - 2E\text{-}05x + 0{,}0002$; *3* – усреднённое для внутренних колец буксовых подшипников, $y = 0{,}0006x^2 + 0{,}0001x - 0{,}0003$

4. Влияние скорости движения. Дальнейшее исследования проводилась с изменением скорости движения вагона от 0 до 200 км/ч, с шагом в 25 км/ч при значении натягов 0,045 и 0,110 мм, при нагрузке 1,5 и 16,5 т с принятым допущением о том, что перемещение колёсной пары строго прямолинейное без торцевого воздействия на ось в следствии извилистого движения ее по колее.

При исследовании результатов моделирования установлено, что максимальные значения напряжений и контактного давления в зоне сопряжения при увеличении скорости движения снижаются для нижней границы зоны рекомендованных натягов (0,045 мм), а при максимальном натяге (0,110 мм) напряжения снижаются, а контактное давление растёт, однако среднее значение напряжений по сечениям возрастают как при нижней границе натяга, так и при максимальном значении, т.е. наблюдается картина обратная результатам, полученным без нагрузки и при статической нагрузке.

На рисунке 5 приведены результаты анализа полученных данных для оценки влияния скорости движения вагона на прочность прессовой посадки внутренних колец буксовых подшипников на шейку оси колёсной пары.

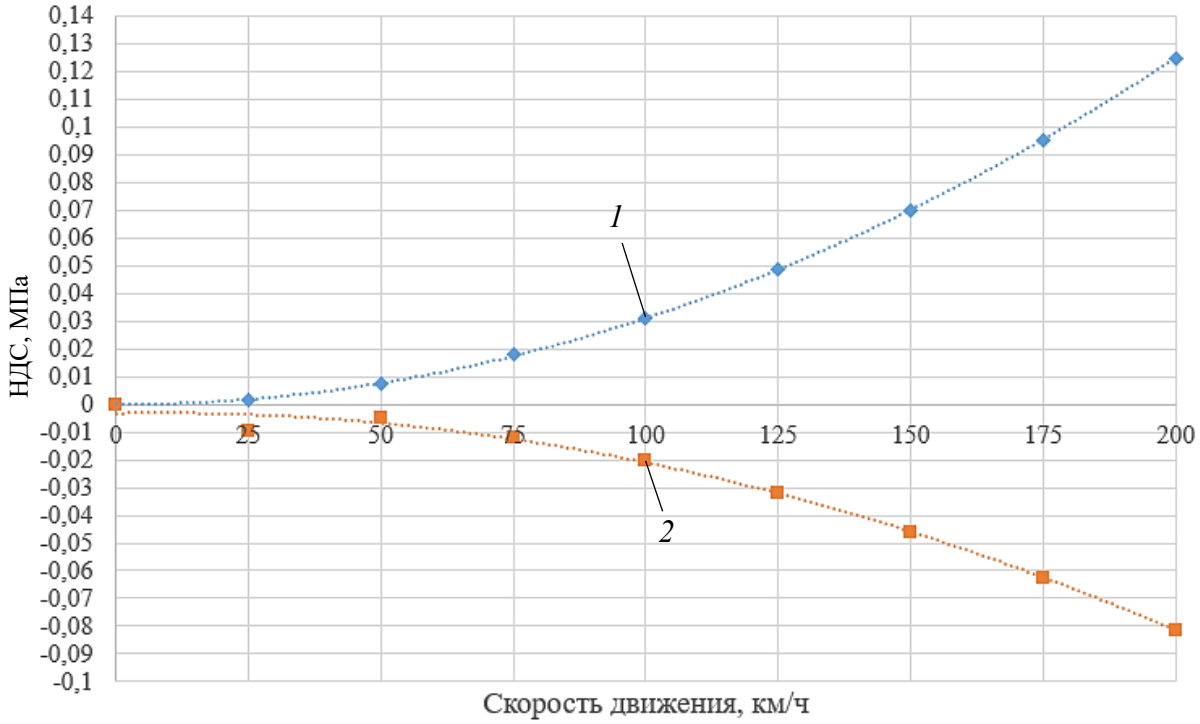


Рисунок 5 – Влияние скорости движения на НДС (МПа) внутренних колец и контактное давление в зоне сопряжения: *1* – НДС поверхности колец ($y = 0{,}000003x^2 - 0{,}000002x - 0{,}000037$); *2* – контактное давление в зоне сопряжения колец с осью ($y = -0{,}000002x^2 + 0{,}000036x - 0{,}003215$)

Как видно из рисунка 5 увеличение скорости движения подвижного состава вызывает снижение контактного давления и, как следствие, снижается и прочность прессового соединения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары.

5. Влияние извилистого движения колёсной пары. При исследовании [9] учитывалось, что из-за наличия на поверхности катания конструктивных конусностей для самоустановки колёсной пары в колее на прямом участке пути кроме вертикальной нагрузки дополнительно на торец шейки оси по переменно будет воздействовать рамная сила.

На рисунке 6 приведены влияния фактора «извилистое движение колёсной пары» на НДС и контактное давление, для колец буксовых подшипников в диапазоне натягов от 0,045 до 0,110 мм и загрузке от 1,5 т до 16,5 т, при изменении скорости от 0 до 200 км/ч [10].

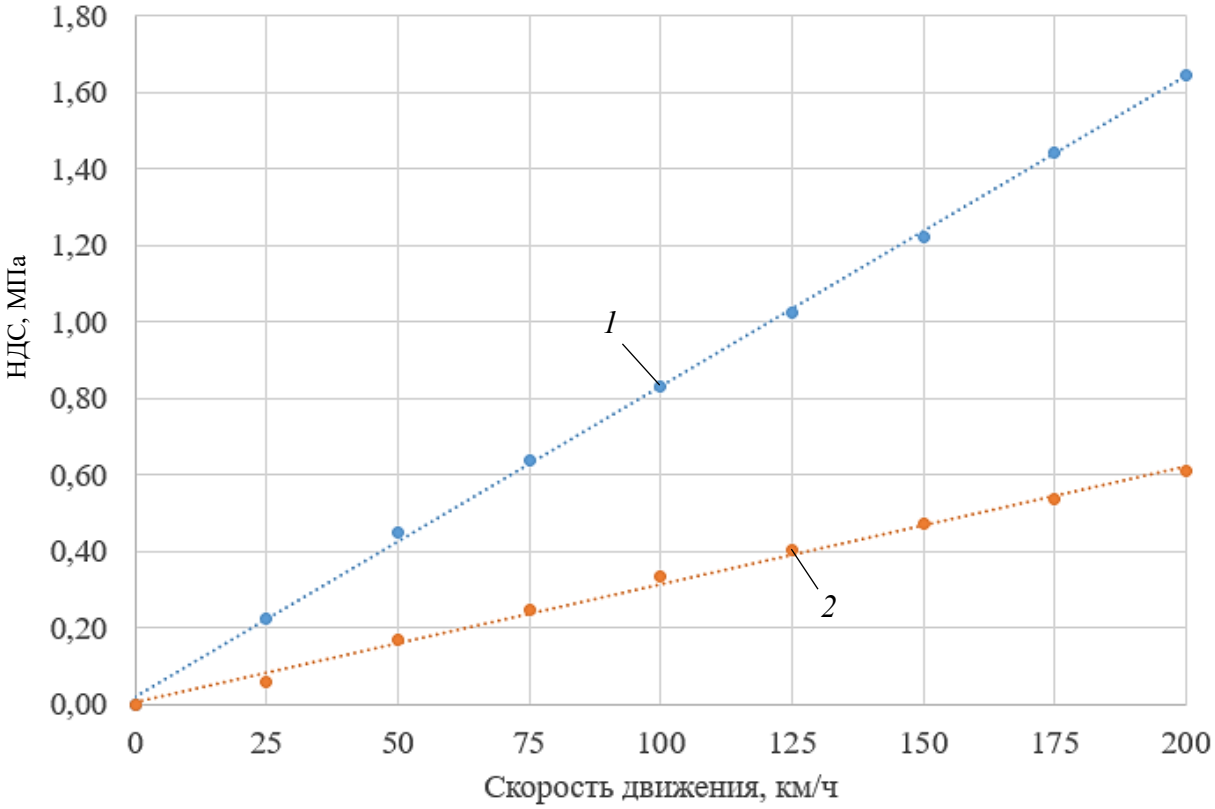


Рисунок 6 – Влияние скорости движения с учётом извилистого движения колёсной пары на НДС внутренних колец и прочность прессового соединения: *1* – НДС поверхности колец (y = 0,0081x + 0,0190); *2* – контактное давление в зоне сопряжения колец с осью (y = 0,0031x + 0,0055)

Как видно из рисунка 6 увеличение скорости движения подвижного состава с учётом извилистого движения колёсной пары вызывает повышение напряжений на наружной поверхности внутренних колец (переднего и заднего) буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары, а также контактного давления в зоне их сопряжения.

6. Оценка влияния температуры на прочность прессового соединения лабиринтного кольца. В эксплуатации колёсных пар основным одним из основных видов отказа является перегрев буксовых узлов [11]. Согласно [12, пункт 6.1.1.2], буксовые роликовые цилиндрические подшипники в составе железнодорожного подвижного состава должны быть работоспособными при температуре окружающей среды от минус 60 °С до плюс 55 °С. Также подпунктом 6.1.3.2 установлено требование надёжности, где указано что максимальное превышение температуры нагрева подшипника относительно температуры окружающей среды – не более 80 °С.

Однако в практике [13, рисунок 5, рисунок 6] указывается, что температура буксовых узлов возрастает до 80-140 °С.

В качестве базиса для установления влияния нагрева на прочность тепловой посадки использовались данные, полученные без влияния температурного фактора.

Полученная зависимость изменения контактного давления в зоне сопряжения внутренних колец с шейкой оси для диапазона температур от -60 до 100 °С приведена на рисунке 7.

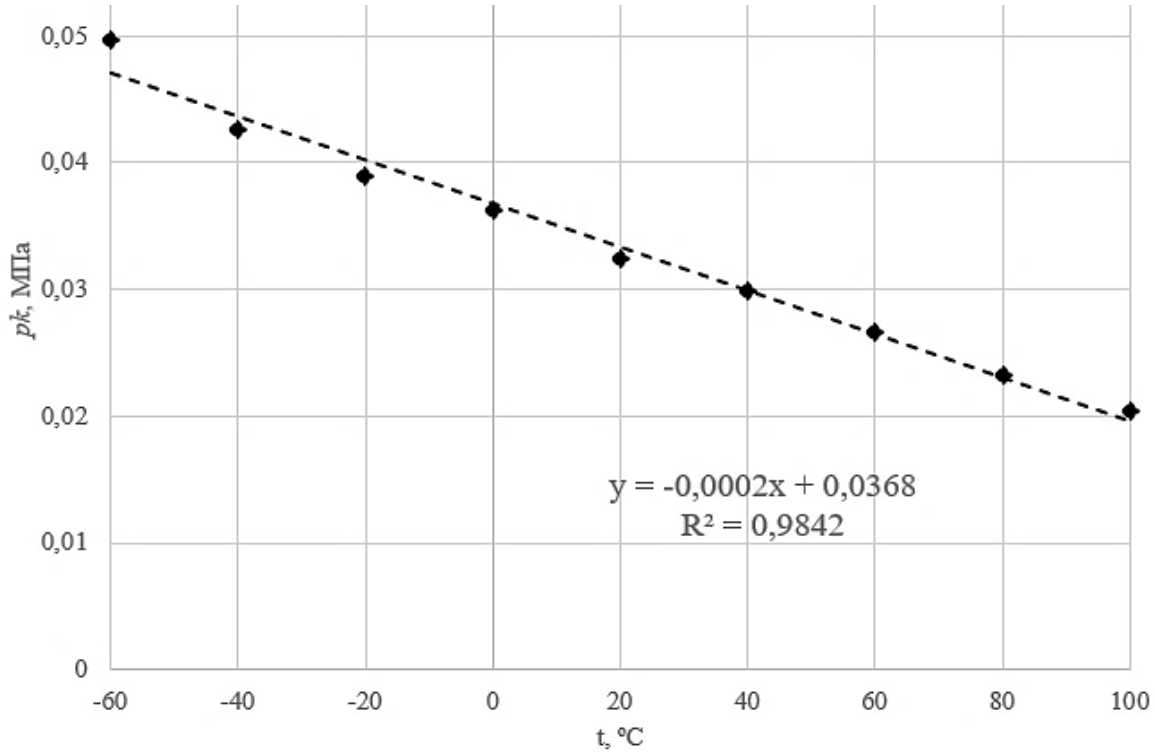


Рисунок 7 – Влияние температуры на контактное давление в зоне сопряжения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси

Из рисунка 7 видно, что увеличение температуры буксового узла вызывает снижение контактного давления в зоне сопряжения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары, и, как следствие, уменьшение величины натяга рассматриваемого прессового соединения.

Результаты исследований позволили получить зависимость величины натяга для тепловой напрессовки внутренних колец буксовых подшипников с учётом воздействия эксплуатационных факторов, используя зависимости для определения натяга, вытекающие из решения Ляме-Гадолина:

$$\delta_{эксп} = 0,9829\delta_{по\ раз.\ диаметр} +$$
$$+(6P^2 + 0,1P - 0,1v^2 + 125v - 8t)\cdot 10^{-7} - 0,0042.$$

По результатам проведенных исследовании модели под воздействием всех вышеописанных факторов получена зависимость, приведенная на рисунке 8 изменения фактичекского натяга от натяга перед сборкой с учётом эксплуатационных факторов.

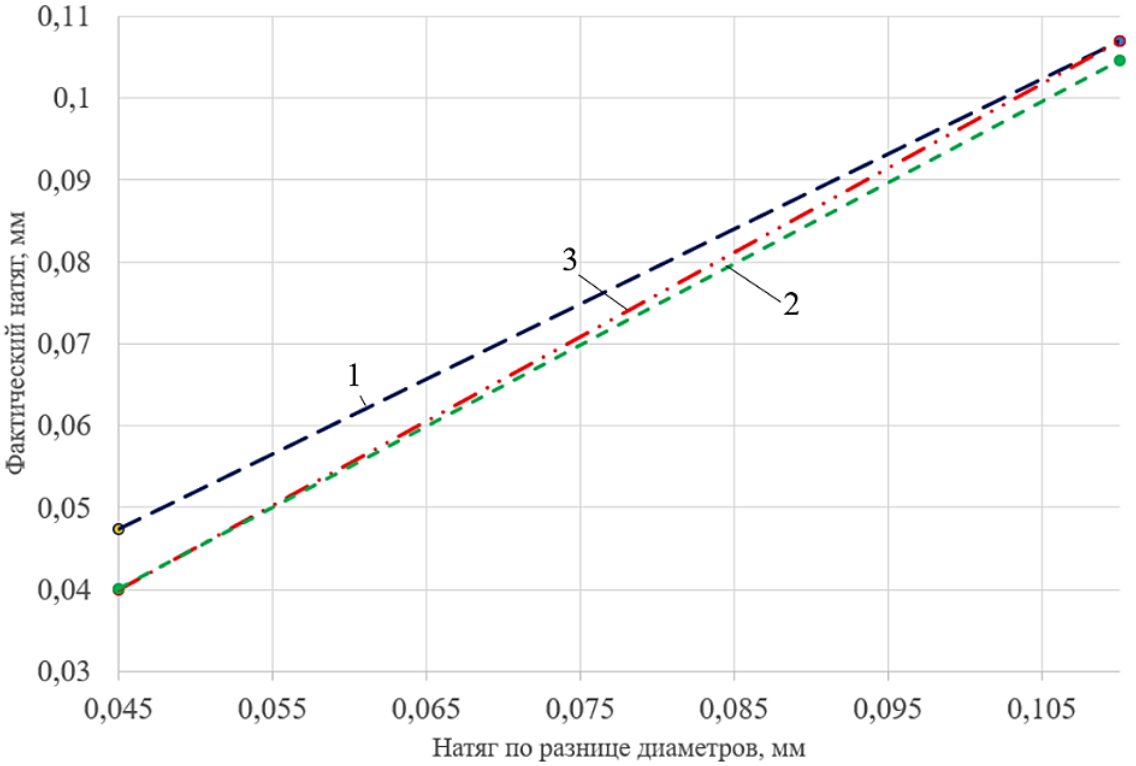


Рисунок 8 – Изменение фактического натяга в зоне сопряжении:
1 – изменение фактического натяга по результатам экспериментальных напрессовок, y = 0,918x + 0,006 [5]; *2* – изменение фактического натяга по результатам моделирования без учёта эксплуатационных факторов, y = 0,9917x - 0,0045; *3* – изменение фактического натяга с учётом эксплуатационных факторов, y = 1,0301x - 0,0064

Как видно из рисунка 8 для нижней границы зоны рекомендованных натягов (0,045 мм) [2] в случае получения продольно прессового соединения в производственных условиях (зависимость 1) происходит незначительное увеличении величины натяга (примерно на 5 %), то для верхней границы (0,110 мм) происходит снижение величины натяга (около 3 %), при учёте вышеописанных эксплуатационных факторов (зависимость 3) по верхней границы наблюдается аналогичная картина что и в первом случае, однако по нижней границе наблюдается снижение значения натяга на 11 %.

Данный факт в эксплуатации может привести к провороту внутреннего кольца (установленного с натягом 0,045 мм) и в самом худшем случае к излому

шейки оси с последующем сходом подвижного состава, что уже отмечалось в практике (рисунок 9).

а *б*



Рисунок 9 – Разрушение буксового узла (*а*) и излом шейки оси колёсной пары при провороте внутреннего кольца подшипника (*б*) [14, С.5, рисунок 1]

Заключение

Результаты комплекса проведенных расчетов узла сопряжения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары показали:

1. Рассмотренные факторы (макрогеометрия сопрягаемых элементов, величина натяга, загрузка вагона, скорость движения вагона, а также температура буксового узла) оказывают влияние на прочность прессового соединения в эксплуатации.

2. Влияние каждого фактора по отдельности не носит критического характера и не несёт прямой угрозы безопасности движения поездов, однако в эксплуатации их воздействие носит комплексный характер и по нижней границе зоны рекомендованных натягов происходит ослабление посадки (рисунок 8), что несёт прямую угрозу безопасности движения поездов (рисунок 9).

Список использованной литературы

1. Чернин Р.И. Оценка взаимного влияния величин натягов двух смежно напрессованных внутренних колец буксовых подшипников на прочность сопряжения / Р.И. Чернин, А.В. Путято, Р.В. Рахимов // Материалы Третьей Международной научно-технической конференции «Железнодорожный подвижной состав: проблемы, решения, перспективы». – Т.: ТГТУ, 2024. – С. 456-466.

2. ГОСТ 33200-2014. Оси колесных пар железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия. – Введ. 2016-10-01. – М.: Стандартинформ, 2015. – 50 с.

3. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм: РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017 с изм., утв. на 69-м, 71-м, 73-м, 74-м и 75-м заседаниях Совета по железнодорожному транспорту государств-участников Содружества. – 255 с.

4. Басов К.А. ANSYS. Справочник пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 269 с.

5. Чернин Р.И. Повышение эффективности формирования и расформирования узлов колёсных пар вагонов, собранных с натягом: автореф. дис. … канд. техн. наук: 05.22.07 / Р.И. Чернин. – Гомель: БелГУТ, 2013. – 29 с.

6. Путято А.В. Прочность соединений с натягом элементов колёсной пары вагона с учётом отклонений от профиля сечения сопрягаемых поверхностей / А.В. Путято // Актуальные вопросы машиноведения. – Минск: Объединенный институт машиностроения национальной академии наук Беларуси, 2021. – Том 11. – С. 140-143.

7. Чернин И.Л. Оценка прочности соединений элементов колёсных пар с гарантированным натягом / И.Л. Чернин, А.В. Путято, М.С. Застольский, О.В. Путято // Механика. Исследования и инновации. – Гомель: БГУТ, 2017. – Вып. 10. – С. 197-205.

8. Чернин Р.И. Оценка влияния загрузки вагона на величину напряжённо-деформированного состояния внутренних колец буксовых подшипников, напрессованных на шейку оси колёсной пары / Р.И. Чернин, О.М. Моисейчикова // Материалы XIII Международной научно-практической конференции «Проблемы безопасности на транспорте». – Гомель: БелГУТ, 2024. – С. 173-175.

9. Чернин Р.И. Оценка влияния извилистого движения колёсной пары на напряжённо-деформированное состояние внутренних колец буксовых подшипников, напрессованных на шейку оси // Р.И. Чернин // Материалы VIII Всероссийской научно-практической конференции «Образование - Наука - Производство». – Чита: ЗабИЖТ ИрГУПС, 2024. – С. 144-149.

10. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 317 с.

11. Агафонов М.С. Отцепки грузовых вагонов в неплановый ремонт в I квартале 2024 г. Поступление грузовых вагонов парка РФ в текущие ремонты (ТР-1, ТР-2) / М.С. Агафонов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2024. – № 2 (78). – С. 12-13.

12. ГОСТ 18572-2014. Подшипники качения. Подшипники буксовые роликовые цилиндрические железнодорожного подвижного состава. Технические условия. – Введ. 2017-04-01. – М.: Издательство стандартов, 2014. – 38 с.

13. Безопасность и эксплуатация железнодорожного транспорта при выполнении комплексных работ по неразрушающему контролю подшипников буксовых узлов / Л.В. Мартыненко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – № 3 (71). – С. 193-200. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.3(71).

14. Чернин И.Л. О контроле прочности соединений с гарантированным натягом колец подшипников с шейками осей колёсных пар / И.Л. Чернин, Р.И. Чернин, Н.Г. Сенько, В.А. Руденок // Наука и транспорт. – Гомель: БГУТ, 2010. – № 1 (20). – С. 5-9.

УДК 629.4.027.23

ОЦЕНКА РЕСУРСА БОКОВОЙ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ С ОСЕВОЙ НАГРУЗКОЙ 25 ТС С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ В БУКСОВЫХ УЗЛАХ

В.А. Чернов, **Л.В. Цыганская**, **Е.А. Наркизова**, **Д.Г. Бейн**
ФГБОУ ВО Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, г. Санкт-Петербург, Российская Федерация
АО «НВЦ «Вагоны», г. Санкт-Петербург, Российская Федерация

Аннотация. *Целью настоящей работы являлась оценка ресурса боковой рамы тележки с осевой нагрузкой 25 тс с упругими элементами в буксовых узлах на основании математического моделирования, результатов эксперимента по определению пределов выносливости и результатов ходовых испытаний. По результатам динамического моделирования на цифровых моделях получены зависимости значений коэффициента вертикальной динамики неподрессоренных частей тележки под груженным и порожним вагоном от прогибов упругой скобы в буксовом узле. Экспериментально получены значения предела выносливости и амплитуд динамических напряжений для боковых рам с упругими элементами в буксовом узле, на основании которых спрогнозирован ресурс боковых рам. Подтвержден увеличенный ресурс боковой рамы тележки с упругими элементами, обоснована возможность увеличения срока службы и межремонтных пробегов для грузовой тележки модели 18-9891 по критерию запаса сопротивления усталости литых элементов.*