

**ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ПРЕССОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВНУТРЕННИХ КОЛЕЦ
БУКСОВЫХ ПОДШИПНИКОВ И ЛАБИРИНТНОГО КОЛЬЦА С ОСЬЮ КОЛЁСНОЙ
ПАРЫ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА РЕЗУЛЬТАТОВ
КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

Чернин Р.И.

*УО «Белорусский государственный университет транспорта», Гомель, Беларусь
Пуцято А.В.*

*УО «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого»,
Гомель, Беларусь
Рахимов Р.В.*

Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан

В статье приведена теоретическая оценка прочности прессовых соединений колёсных пар (напрессовок внутренних колец буксовых подшипников и лабиринтных колец) на основании анализа результатов проведённых исследований конечно-элементных моделей рассматриваемых прессовых соединений с учётом воздействия на них эксплуатационных факторов.

Ключевые слова: *колёсная пара, прочность прессового соединения, соединения с натягом, внутренние кольца буксового подшипника, лабиринтное кольцо, контактное давление, коэффициент трения*

Проведённые ранее исследования разработанных конечно-элементных моделей прессовых соединений внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары и лабиринтного кольца с предподступичной частью оси [1, 2] позволили получить теоретические зависимости изменения фактического натяга в рассматриваемых соединениях при эксплуатации. Следующим шагом является оценка их прочности с учётом полученных данных.

Согласно [3] условие прочности прессовых соединений при действии осевой нагрузки имеет вид:

$$\pi d l p f = K F_a, \quad (1)$$

где d – номинальный диаметр соединения, мм;

l – длина соединения, мм;

p – посадочное давление, МПа;

K – коэффициент запаса сцепления, $K = 1,5 \dots 4$;

f – коэффициент трения, для сталей $f = 0,15 \dots 0,25$ [4, стр. 80], $f = 0,2$.

Для дальнейших расчётов обозначим фактическую прочность прессового соединения как

$$N_{\phi} = \pi d l p f.$$

Для внутренних колец буксовых подшипников $d = 0,13$ м, длина соединения для переднего кольца подшипника 0,0672 м, для заднего – 0,08 м, среднее значение – 0,0736 м, осевая нагрузка (поперечная рамная сила [5, С. 206, Таблица 7.2]) равна 31,7 кН.

Зависимость усреднённого контактного давления от величины натяга с учётом эксплуатационных факторов по результатам исследований приведена на рисунке 1.

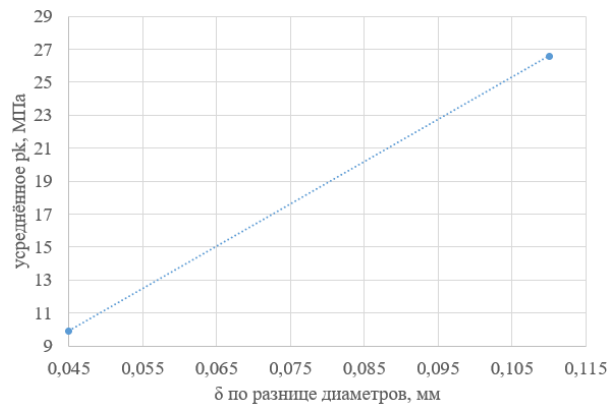


Рисунок 1 – Изменение среднего контактного давления от величины натяга, определённого по разнице диаметров перед напрессовкой, $p_{kcp} = 255,92\delta - 1,5852$

Прочность прессовых соединений определяется величиной натяга, однако даже при одинаковом натяге получаемая прочность различна, о чем говорят результаты экспериментальных исследований [6, С. 7, Табл. 1], также в исследовании [7, С. 149], отмечается, что «при изготовлении экспериментальных образцов стало понятно, что при помощи доступных методов механической обработки невозможно совершенно уравнять натяг».

Прочность продольно-прессового соединения с натягом прямо пропорциональна площади контактирования, то есть, иными словами, зависит от топографии сопрягаемых поверхностей, как и коэффициент трения.

Коэффициент трения для пары трения «сталь по стали» имеет широкий диапазон, от 0,15–0,25 в источнике [4], в исследованиях [8] принимался равным 0,25, а в исследованиях [7, С. 149] 0,35, поэтому для оценки прочности произведены расчёты при значениях коэффициента трения 0,15 и 0,25, результаты расчётов приведены на рисунке 2.

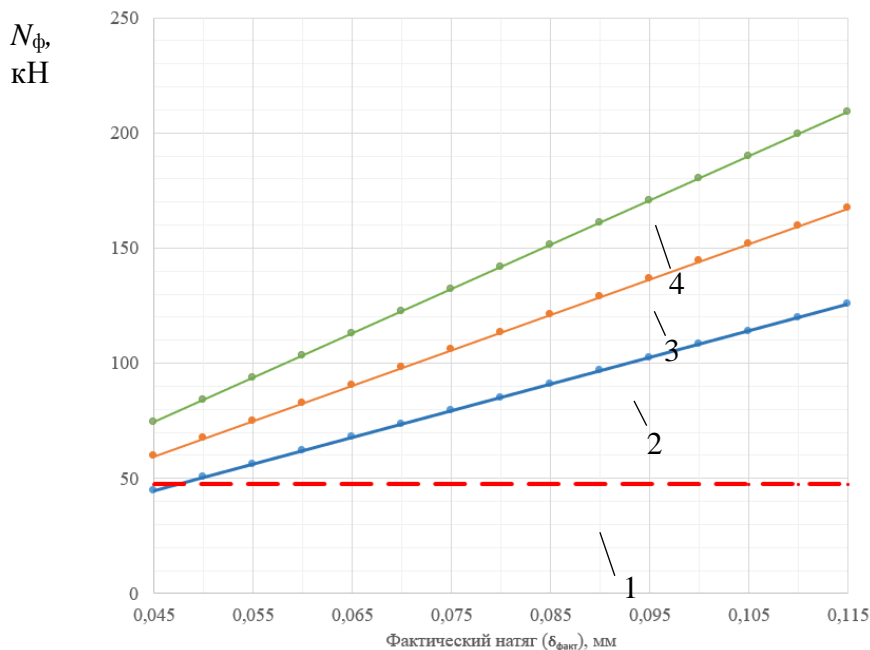


Рисунок 2 – Оценка прочности прессового соединения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары: 1 – условие прочность прессового соединения колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары, $KF_a = 47,55$ кН; 2 – прочность посадки при $f = 0,15$ ($N = 1153,3\delta_{факт} - 7,1425$), 3 – прочность посадки при $f = 0,2$ ($N = 1537,7\delta_{факт} - 9,5234$); 4 – прочность посадки при $f = 0,25$ ($N = 1922,2\delta_{факт} - 11,904$)

Как видно из рисунка 2 наиболее опасным является случай при коэффициенте трения равным 0,15, при данном варианте условие прочности в эксплуатации начинает выполняться лишь при величине натяга, заданного при формировании равным 0,048 мм, и косвенным

подтверждением этого являются случаи, описанные в [9].

Для определения прочности тепловой напрессовки лабиринтного кольца на предподступичную часть оси приняты следующие данные: $l=0,027$ м, $d=0,165$ м, рамная сила 31,7 кН, зависимость усреднённого контактного давления от величины натяга с учётом воздействия эксплуатационных факторов приведена на рисунке 3.

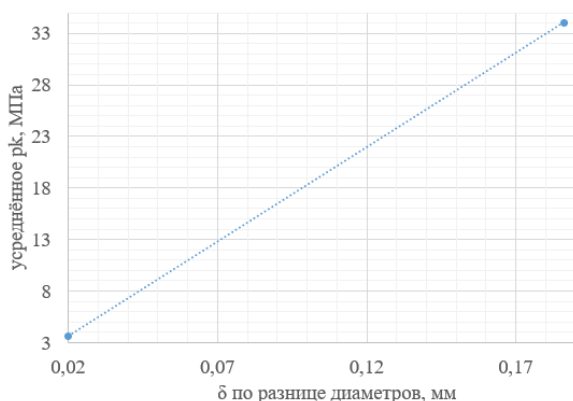


Рисунок 3 – Изменение среднего контактного давления от величины натяга, определённого по разнице диаметров перед напрессовкой лабиринтного кольца, $p_{кр} = 183,16\delta - 0,0334$

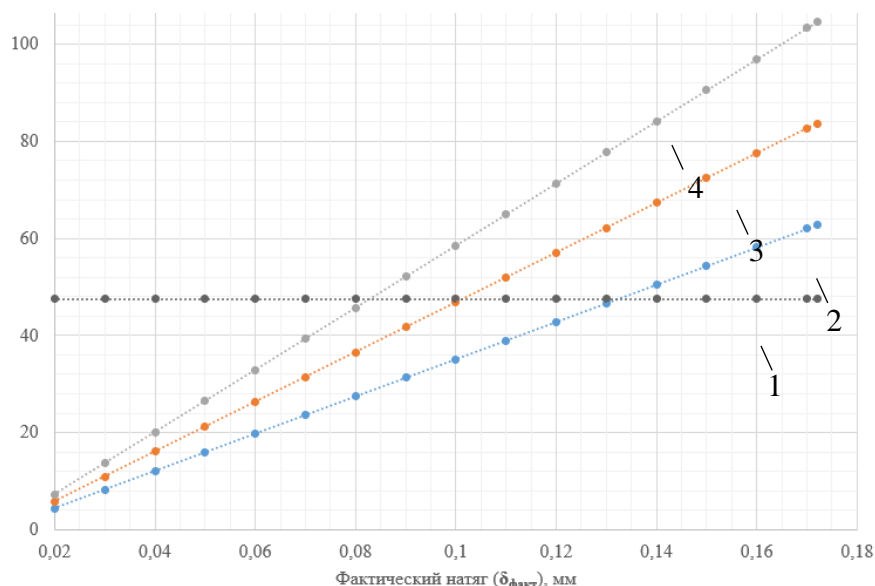


Рисунок 4 – Оценка прочности напрессовки лабиринтного кольца на предподступичную часть оси: 1 – условие прочность прессового соединения лабиринтного кольца с предподступичной частью оси, $KF_a = 47,55$ кН; 2 – прочность посадки при $f=0,15$ ($N = 384,33\delta_{факт} - 3,3262$), 3 – прочность посадки при $f=0,2$ ($N = 512,43\delta_{факт} - 4,435$); 4 – прочность посадки при $f=0,25$ ($N = 640,54\delta_{факт} - 5,5437$)

Как видно из рисунка 4 условие работоспособности (1) начинает выполняться при величине натяга в соединении лабиринтного кольца с предподступичной частью оси колёсной пары для коэффициента трения 0,15 – 0,135 мм, для 0,2 – 0,102 мм и для коэффициента трения равного 0,25 – 0,083 мм.

По результатам проведённых исследований можно сделать следующие выводы:

- при воздействии на прессовое соединение внутренних колец буксовых подшипников эксплуатационных факторов, с учётом диапазона возможных значений коэффициента трения, наиболее опасным при формировании указанного прессового соединения является диапазон от 0,045 до 0,047 мм (при коэффициенте трения равным 0,15), так как в данном случае условие прочности не выполняется, возможность такого сценария косвенно подтверждается опытом эксплуатации;

- в нормальных условиях эксплуатации на лабиринтное кольцо воздействуют силы по своей величине меньше, чем используемая при данных расчётах, в противном случае в

практике наблюдались бы массовые отцепки вагонов из-за разрушения прессового соединения «лабиринтное кольцо-предподступичная часть», чего не наблюдается, кроме этого в открытой печати и нормативных документах нет упоминаний о изломе осей в предподступичной части вызванных перегревом от проворота лабиринтного кольца, в основном встречаются изломы из-за образования усталостных трещин в следствии воздействия знакопеременных нагрузок.

Список использованных источников

1. Чернин Р.И. Оценка влияния эксплуатационных факторов на прочность тепловой напрессовки лабиринтного кольца буксового узла на предподступичную часть оси колёсной пары / Р.И. Чернин, Д.В. Шкороедов // Вестн. Белорус. гос. ун-та. трансп. Наука и транспорт. 2024. № 2 (49). С. 52-55.
2. Чернин Р.И. Оценка влияния эксплуатационных факторов на прочность сопряжения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колёсной пары / Р.И. Чернин, А.В. Пулято, Р.В. Рахимов // Железнодорожный подвижной состав: проблемы, решения, перспективы: материалы Четвертой Международной научно-технической конференции (Ташкент, 16–19 апреля 2025 г.). Т.: ТГТУ, 2025. С. 318-330.
3. Скойбеда А.Т. Детали машин. Теория и расчёт: учебно-методическое пособие / А.Т. Скойбеда, В.А. Агейчик. Минск: БГАТУ, 2014. 372 с.
4. Енохович А.С. Краткий справочник по физике. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1976. 288 с.
5. 148 Нормы для расчёта и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ. 1996. 319 с
6. Куприянов А. В. Построение модели прочности цилиндрического соединения с натягом / А. В. Куприянов, Н.Ю. Ламнауэр // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2015. Т. 3. № 7 (75). С. 4-8.
7. Куприянов А.В. Прочность соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы // Вестник ХНТУ. 2015. № 3(54). С. 145-150.
8. Пулято О.В. Оценка прочности соединений внутренних колец подшипника с осью колесной пары с учётом отклонений от профиля продольного сечения сопрягаемых поверхностей // Механика. Исследования и инновации. Вып. 11. 2018. С. 204-208.
9. Методика определения причин изломов шеек осей и разрушения буксовых узлов. [Электронный ресурс]. URL: <https://rcit.su/techinfo50.html> (дата обращения 11.11.2025).

EVALUATION OF THE STRENGTH OF THE PRESS JOINTS OF THE INNER RINGS OF AXLE BOX BEARINGS AND THE LABYRINTH RING WITH THE AXLE OF THE WHEELSET BASED ON THE ANALYSIS OF THE RESULTS OF FINITE ELEMENT MODELING

Chernin R.I.

Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus

Putyato A.V.

Sukhoi State Technical University of Gomel, Gomel, Belarus

Rahimov R.V.

Tashkent State Transport University, Tashkent, Uzbekistan

The article provides a theoretical assessment of the strength of the press joints of wheelsets (pressing the inner rings of axle bearings and labyrinth rings) based on the analysis of the results of studies of finite element models of the considered press joints, taking into account the impact of operational factors on them.

Keywords: *wheelset, strength of the pressing joint, tension joints, inner rings of the axle box bearing, labyrinth ring, contact pressure, coefficient of friction*