

УДК 629.4.027.5

*И. Л. ЧЕРНИН, А. В. ПУТЯТО, М. С. ЗАСТОЛЬСКИЙ, О. В. ПУТЯТО*  
*Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь*

## **ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОЛЕСНЫХ ПАР С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ**

Разработаны конечно-элементные модели для оценки прочности соединений с гарантированным натягом элементов колесной пары вагона. Выполнены расчеты напряженно-деформированного состояния, а также определены контактные напряжения и силы сдвига соединений внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары, а также вагонного колеса с подступичной частью. Получены зависимости силы сдвига от величины натяга при различных коэффициентах трения в сопряжении. Полученные зависимости могут быть использованы для определения значения коэффициента трения, достаточного для обеспечения нормативных требований к установленным значениям натягов и конечных сил запрессовки элементов.

**Ключевые слова:** конечноэлементное моделирование, вагон, колесная пара, пресовое соединение, натяг.

**Введение.** Увеличение осевых нагрузок, интенсивности использования подвижного состава и требований к его безопасной эксплуатации вызывают необходимость повышения надёжности соединений с гарантированным натягом узлов колёсных пар вагонов. Целесообразно при изготовлении и ремонте колёсных пар вагонов осуществление мероприятий технологического характера по улучшению формирования и расформирования их узлов и по дальнейшему совершенствованию контроля их прочности.

Соединение может работать на осевой сдвиг, проворачивание или испытывать комбинированную нагрузку. Недостаточная прочность соединений может привести к относительному сдвигу элементов и вызвать катастрофические последствия (рисунок 1).



Рисунок 1 – Нарушение прочности соединений с натягом вагонной колесной пары в эксплуатации

В соответствии с Руководящим документом [7] значение натяга внутренних колец подшипников должно находиться в пределах от 0,045 до 0,11 мм, причем значение конечной силы запрессовки  $F$  комплекта колец (при прессовой посадке) – в пределах от 245,4 до 294,3 кН.

При формировании соединения «колесо – ось» значение фактического натяга должно находиться в пределах от 0,1 до 0,25 мм, причем значение конечной силы запрессовки, учитывая номинальный диаметр подступичной части, равный 194 мм, должно быть:

- от 826,7 до 1115 кН (при значении шероховатости поверхности ступицы колеса  $R_z \leq 20$  мкм);

- от 749,89 до 1115 кН (при значении шероховатости поверхности ступицы колеса  $20 \text{ мкм} < R_z \leq 30 \text{ мкм}$ ).

Расчет статической прочности цилиндрического прессового соединения выполняется, как правило, по формулам, основанным на решении плоской осесимметричной задачи теории упругости (задача Ляме – Гадolina) [1]. Несмотря на очевидность прямо пропорциональной зависимости прочности продольно-прессового соединения с натягом от площади контакта, часто имеют место несоответствия с практическими результатами. Такие несоответствия устраняют за счет изменения коэффициента трения, величина которого должна аккумулировать все неучтенные параметры. Коэффициент трения нелинейно зависит от большого количества факторов, поэтому расчет имеет скорее оценочный характер и применяется на этапе проектирования. В связи с этим для анализа прочности соединения с натягом всегда проводят экспериментальную проверку.

Наиболее общую теорию трения твердых тел построил И. В. Крагельский [4]. Позднее исследованием зависимости прочности от различных факторов, занимались Г. Я. Андреев [1], Б. М. Арпентьев [2], А. А. Святуха [3], а также S Sen. [9], Р. И. Чернин [8], А. В. Куприянов [5]. Отдельные факторы, влияющие на прочность соединения с натягом, исследованы достаточно детально. Так известно, что наибольшее влияние на прочность такого соединения оказывает величина натяга. К другим параметрам, имеющим существенное значение, можно отнести материал и характеристики поверхностного слоя сопрягаемых деталей, микрогеометрию посадочных поверхностей (шероховатость и ее направление), наличие промежуточных сред (смазки, клеевых прослоек).

Таким образом, актуальной и практически важной является задача оценки влияния изменения коэффициента трения в сопряжении с гарантированным натягом на его прочность. В представленной работе решается задача об анализе прочности прессовых соединений колесных пар вагонов.

**Разработка конечноэлементных моделей.** Моделирование прочности соединений с гарантированным натягом элементов колесной пары вагона выполнено с использованием программы ANSYS. Учитывая симметрию конструкции, задача решалась в осесимметричной постановке, для чего разработана геометрическая модель плоскости сопряжения внутренних колец

буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары и колеса с подступичной частью (рисунок 2). Для сокращения объемов расчетов, учитывая отсутствие необходимости определения напряженно-деформированного состояния оси в целом, а также руководствуясь принципом Сен-Венана, модели представляют собой части колесной пары, включающие исследуемые объекты.

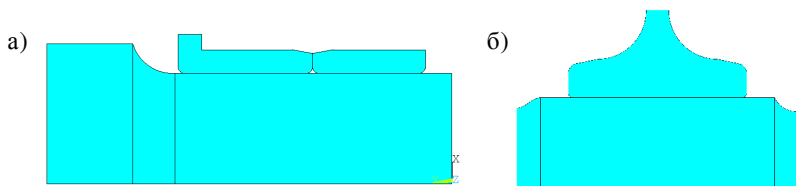


Рисунок 2 – Геометрические модели оси колесной пары с внутренними кольцами буксовых подшипников (а) и ступицей колеса (б)

Для построения конечно-элементной модели использован элемент PLANE82 с включенной опцией «axisymmetric», что дало возможность свести объемную задачу к плоской. В месте сопряжения колец и колеса с осью задана контактная пара. В качестве материала принята сталь с модулем упругости  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа, коэффициентом Пуассона  $\mu = 0,3$ . На рисунке 3 приведены конечно-элементные модели сопряжений колец и колеса с осью колесной пары.

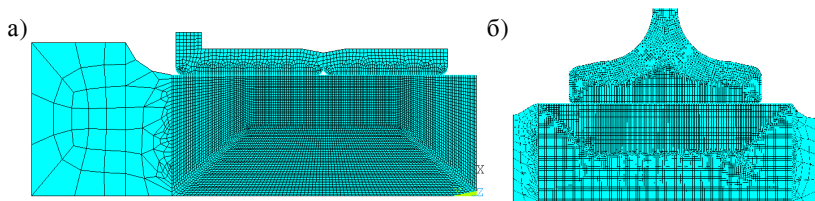


Рисунок 3 – Конечно-элементные модели сопряжений колец (а) и колеса (б) с осью колесной пары

Для оценки значений сил запрессовки комплекта внутренних колец и колеса на ось в модели задавалось перемещение 1 мм оси, а торцевой край внутреннего кольца или торец ступицы колеса закреплялись в осевой направлении. Также ограничивалось перемещение оси в вертикальном направлении. На рисунке 4 показаны соответствующие условия связей.

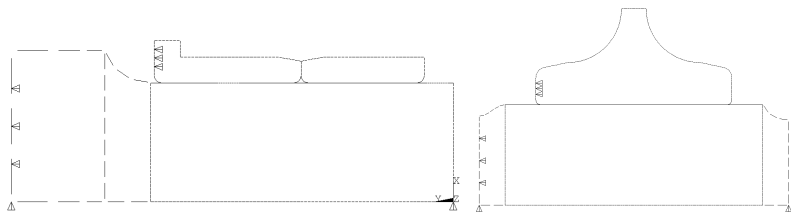


Рисунок 4 – Кинематические граничные условия при определении силы запрессовки

**Оценка прочности соединений внутренних колец подшипников с шейкой оси.** В процессе разработки компьютерной модели достаточно проблемным оказался вопрос, связанный с заданием коэффициента трения в зонах сопряжений, который оказывает существенное влияние на значение силы сдвига напрессованных элементов. Поэтому с целью верификации модели, учитывая достаточно хорошо изученную как с теоретической [6], так и с экспериментальной сторон [8] ситуацию с определением контактного давления и силы запрессовки от натяга, выполнена серия расчетов сопряжения колец подшипников с шейкой оси. При таких расчетах принято, что при изменении коэффициента трения  $f$  в сопряжении от 0,2 до 0,34 реализуется среднее значение  $N_{ср} = 0,0775$  мм натяга из установленного нормативной документацией диапазона. В качестве примера на рисунке 5 представлены эквивалентные напряжения и эпюра контактных давлений для случая  $f = 0,25$ .

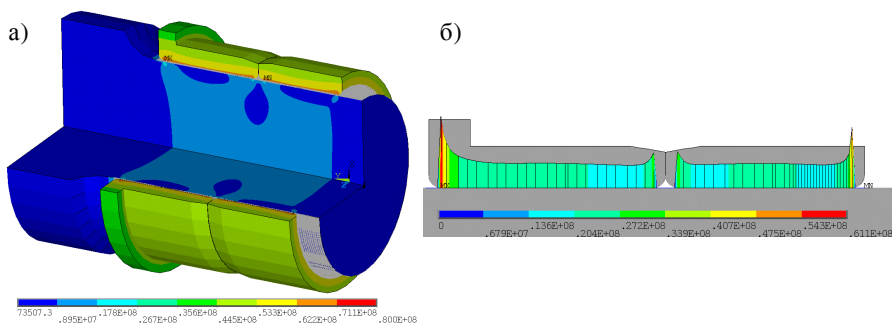


Рисунок 5 – Эквивалентные напряжения (а) в сопряжении комплекта колец и оси, а также эпюра контактных давлений (б) при  $N_{ср} = 0,0775$  мм,  $f = 0,25$

Следует отметить, что полученный результат определения контактного давления достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными, приведенными в работе [8]. Интерес представляет зависимость конечных сил сдвига комплекта колец от коэффициента трения в сопряжении, приведенная на рисунке 6. Принимая во внимание предельные границы конечной силы запрессовки комплекта колец, получено, что необходимое ее значение достигается при коэффициентах трения из диапазона от 0,221 до 0,267. В то же время существенного изменения контактного давления не наблюдается.

На рисунке 7 приведены зависимости изменения силы сдвига комплекта колец от значений натяга при различных значениях коэффициента трения в сопряжении.

Используя полученные зависимости, получаем возможность определения значения коэффициента трения в сопряжении, достаточного для обеспечения нормативных требований в части установленных значений натягов и конечных сил запрессовки комплекта колец.

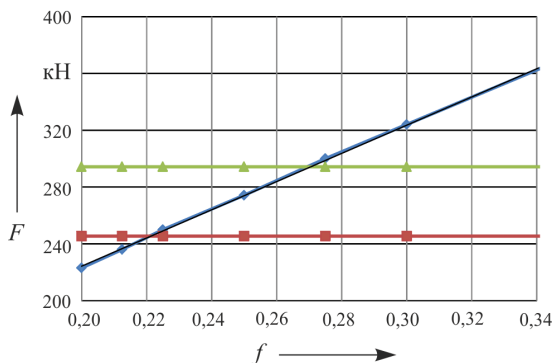


Рисунок 6 – Зависимость силы сдвига комплекта колец от значения коэффициента трения в сопряжении при  $N_{\text{ср}} = 0,0775$  мм (горизонтальные линии – предельные значения сил запрессовки)

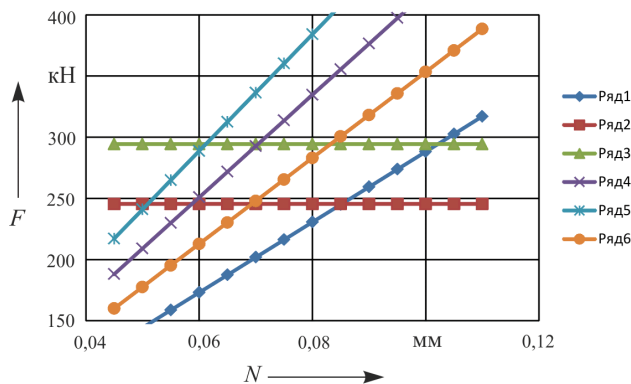


Рисунок 7 – Зависимости усилия сдвига колец от натяга при различных коэффициентах трения в сопряжении (ряд 1 –  $f = 0,2$ ; ряд 4 –  $f = 0,3$ ; ряд 5 –  $f = 0,35$ ; ряд 6 –  $f = 0,25$ , ряды 2 и 3 – границы предельных сил запрессовки)

### Оценка прочности соединения колеса с подступичной частью оси.

Аналогичным образом проведены исследования влияния коэффициента трения на прочность сопряжения колеса с осью колесной пары вагона. На начальном этапе принято среднее значение натяга  $N_{\text{ср}} = 0,175$  мм из установленного нормативной документации диапазона. Учитывая данные исследователей, приведенные в [1, 6], значение коэффициента трения изменялось в диапазоне от 0,08 до 0,3. На рисунке 8 приведены поэтапное изменение напряженно-деформированного состояния элементов сопряжения в процессе выполнения запрессовки колеса на подступичную часть оси при  $f = 0,17$ , а также диаграмма запрессовки.

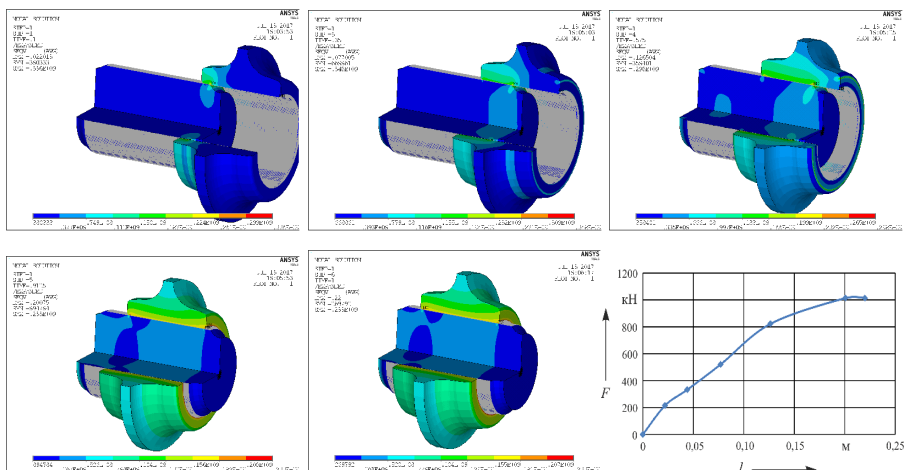


Рисунок 8 – Поэтапное изменение напряженно-деформированного состояния элементов сопряжения при запрессовке колеса на подступичную часть оси при  $N_{cp} = 0,175$  мм,  $f = 0,17$  и диаграмма запрессовки

Сопоставление полученной расчетной диаграммы с реальной диаграммой запрессовки колеса на ось колесной пары, полученной в вагонном депо, показало их полное соответствие.

На рисунке 9 приведена эпюра контактных давлений в области сопряжения колеса и оси.

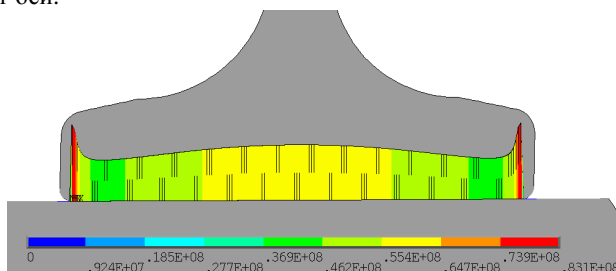


Рисунок 9 – Эпюра контактных давлений в области сопряжения колеса и оси при  $f = 0,17$ ;  $N_{cp} = 0,175$  мм

Интерес представляет зависимость конечных сил сдвига комплекта колец от значений коэффициента трения в сопряжении при среднем значении натяга, приведенная на рисунке 10. Установлено, что коэффициент трения оказывает существенное влияние на силу сдвига, причем для обеспечения натяга  $N_{cp} = 0,175$  мм, принимая во внимание предельные границы конечной силы запрессовки, он должен быть в пределах от 0,132 до 0,199 (при значении шероховатости поверхности ступицы колеса  $20 \text{ мкм} < Rz \leq 30 \text{ мкм}$ ).

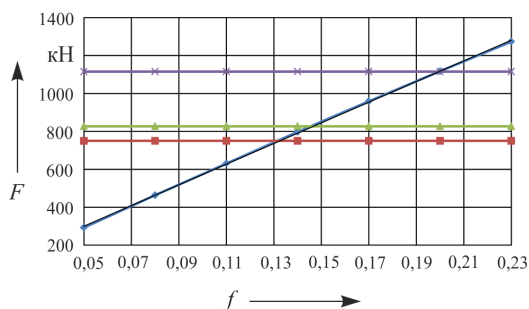


Рисунок 10 – Зависимость силы сдвига комплекта колес от значения коэффициента трения в сопряжении при  $N_{cp} = 0,175$  мм (горизонтальные линии – предельные значения усилия запрессовки)

На рисунке 11 приведены зависимости изменения усилия сдвига колеса от значений натяга при различных значениях коэффициента трения в сопряжении. Их использование дает возможность определения значения коэффициента трения в сопряжении, достаточного для обеспечения нормативных требований в части установленных значений натягов и конечных сил запрессовки колес.

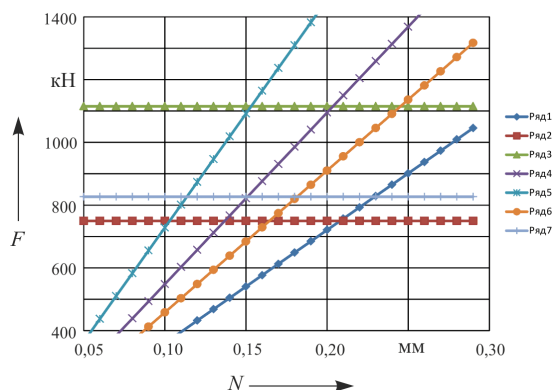


Рисунок 11 – Зависимости усилия сдвига колеса от натяга при различных коэффициентах трения в сопряжении (ряд 1 –  $f = 0,1$ ; ряд 4 –  $f = 0,17$ ; ряд 5 –  $f = 0,23$ ; ряд 6 –  $f = 0,25$ , ряды 2, 3 и 7 – границы предельных усилий запрессовки)

**Заключение.** В работе получены следующие основные результаты:

- 1 Разработаны компьютерные модели для оценки прочности соединений с гарантированным натягом элементов колесной пары вагона.
- 2 Выполнены исследования прочности соединений внутренних колес буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары, а также вагонного колеса с подступичной частью.

3 Получены зависимости силы сдвига прессовых соединений от величины натяга при различных коэффициентах трения в сопряжении. Используя полученные зависимости, появляется возможность определения значения коэффициента трения в сопряжении, который достаточен для обеспечения нормативных требований в части установленных значений натягов и конечных сил запрессовки колес.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Андреев, Г. Я.** Тепловая сборка колесных пар / Г. Я. Андреев. – Харьков : Изд-во Харьковского ун-та, 1965. – 227 с.

2 **Зенкин, А. С.** Сборка неподвижных соединений термическими методами / А. С. Зенкин, Б. М. Арпентьев. – М. : Машиностроение, 1987. – 128 с.

3 **Кравцов, М. К.** Промежуточные среды в соединениях с натягом / М. К. Кравцов, А. А. Святуха, В. В. Чернов. – Харьков : Штрих, 2001. – 200 с.

4 **Крагельский, И. В.** Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с.

5 **Куприянов, А. В.** Прочность соединения с натягом при наличии погрешности геометрии формы / А. В. Куприянов // Вестник ХНТУ. – 2015. – № 3(54). – С. 145–150.

6 Ресурс и ремонтпригодность колесных пар подвижного состава железных дорог : [моногр.] / А. А. Воробьев [и др.]. – М. : Инфра-М, 2012. – 264 с.

7 Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм. – Введен 01.01.2013. – М. : ОАО «ВНИИЖТ», 2012. – 276 с.

8 **Чернин, Р. И.** Повышение эффективности формирования и расформирования узлов колесных пар вагонов, собранных с натягом : дис. ... канд. техн. наук / Р. И. Чернин. – Гомель, 2013. – 157 с.

9 **Sen, S.** Stress analysis of interference fitted shaft–hub system under transient heat transfer conditions / S. Sen, B. Aksakal // Materials & Design. – 2004. – Vol. 25, No. 5. – P. 63–68.

*I. L. CHARNIN, A. U. PUTSIATA, M. S. ZASTOLSKI, V. V. PUTSIATA*  
*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus*

#### EVALUATION OF DURABILITY OF WHEEL PAIRS ELEMENTS CONNECTIONS WITH THE GARANTEED INTERFERENCE FIT

There were developed the finite-element models for an durability estimation of railway car wheel pair elements connections with the guaranteed interference fit. Calculations of strain-stress condition are executed, contact pressures and shear forces of connections of internal rings bearings and wheel with axis are defined. The dependences of shear forces on the interference fit value are obtained for various values of friction coefficient. The presented dependences can be used for definition of friction coefficient value providing ensuring the normative requirements to interference fit values and final element-pressing forces values.

Получено 14.09.2017