

С. В. Кротов

СКОЛЬЖЕНИЕ В ПРЕССОВОМ СОЕДИНЕНИИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

Аннотация. В механических соединениях на железнодорожном транспорте в большинстве используются посадки с натягом для соединения оси и колеса. Колесная пара представляет собой соединение с натягом колеса с осью и может подвергаться всевозможным нагрузкам. Вследствие высокой концентрации напряжений процессы усталости и фреттинг-коррозии оси могут привести к разрушению соединения, поэтому необходимо путём оценки величины скольжения, влияющего на прочность соединения колеса и оси в целом, определить способность прессовых соединений сопротивляться трению, выдерживать нагрузки. При использовании уравнения Ламе и численного метода с применением комплекса Ansys проанализировано распределение контактного давления, деформаций и напряжений колеса и оси, дана оценка скольжения в прессовом соединении. Новизна исследования заключается в сравнении модели, максимально имитирующей прессовое соединение колесной пары, с соединением «вал – втулка», параметры которого проверяются теоретически. Результаты исследования обеспечивают понимание процессов, происходящих в прессовом соединении, не поддающихся физическому контролю, в частности, распространенности зон скольжения, а также сцепления, влияющих на несущую способность соединения, что непосредственно связано с безопасностью движения.

Ключевые слова: прессовая посадка, колесная пара, метод конечных элементов, контактное давление, зона скольжения.

Для цитирования: Кротов, С. В. Скольжение в прессовом соединении колесной пары / С. В. Кротов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 3. – С. 110–116. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_3_110.

Введение

Соединения с натягом обычно используются в инженерных конструкциях для соединения вала и ступицы [1]. Натяг – это степень прочности соединения двух компонентов за счёт контактного давления, обусловленного размером натяга на их сопрягаемом диаметре [2]. Цель этого соединения определяет необходимость движения сопрягаемых компонентов вместе, без смещения друг относительно друга. Несмотря на то что интерференция является эффективным способом передачи значительных изгибающих и крутящих моментов, тепловых нагрузок, её недостаток заключается в том, что в некоторых случаях разборка затруднена, а иногда невозможна [3]. Колесная пара находится под воздействием значительного количества нагружающих факторов, воздействие которых необходимо учитывать при компьютерном моделировании процессов, происходящих в механической части подвижного состава [4].

Посадка с натягом является соединением колеса и оси, при котором они фиксируются за счёт трения после сборки. Посадка с натягом может быть выполнена путём запрессовки или тепловой сборки. В целом прессовая посадка (также именуемая посадкой с натягом) достигается путём вдавливания вала в отверстие меньшего диаметра с помощью гидравлического пресса, а тепловая сборка выполняется путём нагревания деталей с отверстием [5] и их охлаждения до температуры окружающей среды. Известен также способ охлаждения вала перед сборкой [6].

Основная часть

В данном исследовании рассматриваются: классическая модель прессового соединения вала и втулки, а также модель прессового соединения колесной пары вагона железных дорог Российской Федерации при стандартных размерах с перспективным диском А4 без нагружения.

Целью исследования являются форма и размеры зон скольжения в прессовом соединении и их оценка с точки зрения обеспечения несущей способности соединения. В качестве функции отклика выбрано контактное давление из всего многообразия факторов напряженно-деформированного состояния элементов прессового соединения.

Классическая модель «вал – втулка» отчасти соответствует соединению колеса и оси, имея идентичные размеры прессовой посадки. В моделях соблюдается наиболее часто применяемый натяг 0,2 мм при номинальном диаметре 194 мм, отверстие ступицы имеет размер 193,8 мм в обеих рассматриваемых моделях.

Методология исследования заключается в изучении возможности использования конечно-элементных моделей, созданных и рассчитанных в программе Ansys. Для этого результаты расчета по МКЭ (методу конечных элементов) сравниваются с результатами расчетов по теоретическим формулам Ламе, применяемым для расчета контактного давления и напряженно-деформированного состояния в прессовом соединении толстостенных цилиндров.

Прессовое соединение колеса и оси железнодорожного вагона можно представить в виде двух толстостенных цилиндров, причем внутренний цилиндр будет сплошным.

Конечно-элементная модель прессового соединения вала и втулки показана на рис. 1. Геометрические параметры: длина вала 600 мм, диаметр вала 194 мм, диаметр охватывающей втулки 400 мм при длине участка прессовой посадки 200 мм. Размер элемента был установлен равным 10 мм при натяге 0,2 мм. Количество узлов 115603, количество элементов 25731 при обеспечении достаточной точности, что видно по результатам расчета контактного давления. Для обеспечения осевой симметрии модели только половина соединения была моделирована с помощью шестиугольных элементов. В противном случае задача превращается в весьма громоздкую, с большими затратами оперативной памяти ЭВМ и соответственно машинного времени для решения. Использование симметричных моделей, понижающих порядок матрицы неизвестных, весьма ускоряет процесс решения поставленных задач и не сказывается на точности решения, о чем говорят полученные результаты.

Контактное давление при этом можно определить по формуле Ламе [7, 8]:

$$P = \frac{E\delta}{2d^3} \left[\frac{(d_0^2 - d^2)(d^2 - d_i^2)}{(d_0^2 - d_i^2)} \right]. \quad (1)$$

Уравнение (1) показывает, что контактное давление зависит от натяга δ , номинального диаметра d , внутреннего диаметра оси d_i , внешнего диаметра колеса d_0 и модуля упругости Юнга E . Подставив значения элементов соединения, получим

$$P = 2 \cdot 10^{11} \frac{0,0002}{2 \cdot 0,194^3} \left[\frac{(0,4^2 - 0,194^2)(0,194^2 - 0)}{(0,4^2 - 0)} \right].$$

Откуда $P = 78\,842\,783,5052 \text{ Н/м}^2$, округляя $P = 78,8 \text{ МПа}$. Это среднее давление по теоретической формуле, не учитывающей увеличение контактного давления у краев втулки (ступицы колеса).

На рис. 2 представлено распределение контактного давления в прессовом соединении вала и втулки, полученное при моделировании в программном комплексе Ansys [9], и указано среднее давление в центре соединения $P = 78,7 \text{ МПа}$. Очевидно, что результаты теоретического расчета и расчета при помощи метода конечных элементов фактически совпадают.

Для расчета контактного давления в прессовом соединении колесной пары воспользуемся формулой [7], стилизованной для колесной пары:

$$P = \frac{\frac{E\delta}{d}}{\lambda(1-\mu_{oc}) + \frac{E_{oc}k}{E_{ст}}}, \quad (2)$$

где $\delta = 0,2 \text{ мм}$ – величина натяга в соединении; номинальный диаметр $d = 194 \text{ мм}$; модули упругости материала оси и ступицы приняты одинаковыми: $E = E_{oc} = E_{ст} = 2 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$; $\lambda = 0,92$ – поправка, учитывающая повышение контактного давления у краев ступицы; $\mu_{oc} = 0,3$ – коэффициент Пуассона материала оси и ступицы; $k = 2,36$ – коэффициент, принимаемый в зависимости от диаметра круга катания $d_k = 957 \text{ мм}$.

Подставляя данные в (2), получим $P = 68\,637\,004 \text{ Н/м}^2$, округляя $P = 68,6 \text{ МПа}$.

На рис. 3 показано распределение скольжения и сцепления в прессовом соединении вала. Зоны взаимного проскальзывания обозначены красным цветом. Следует отметить, что скольжение фиксируется в соединении даже при отсутствии внешнего нагружения.

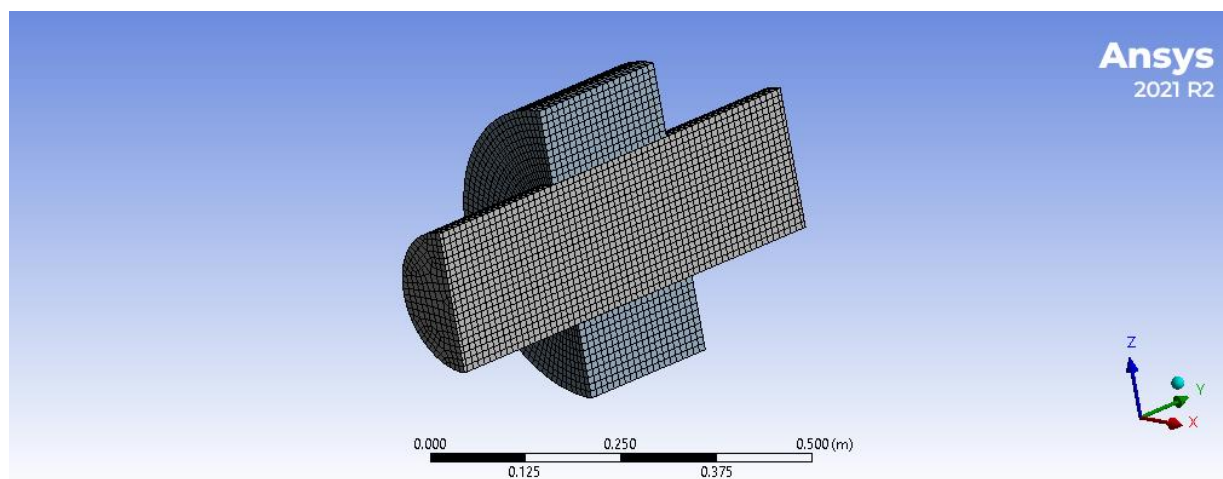


Рис. 1. Конечно-элементная модель прессового соединения «вал – втулка»

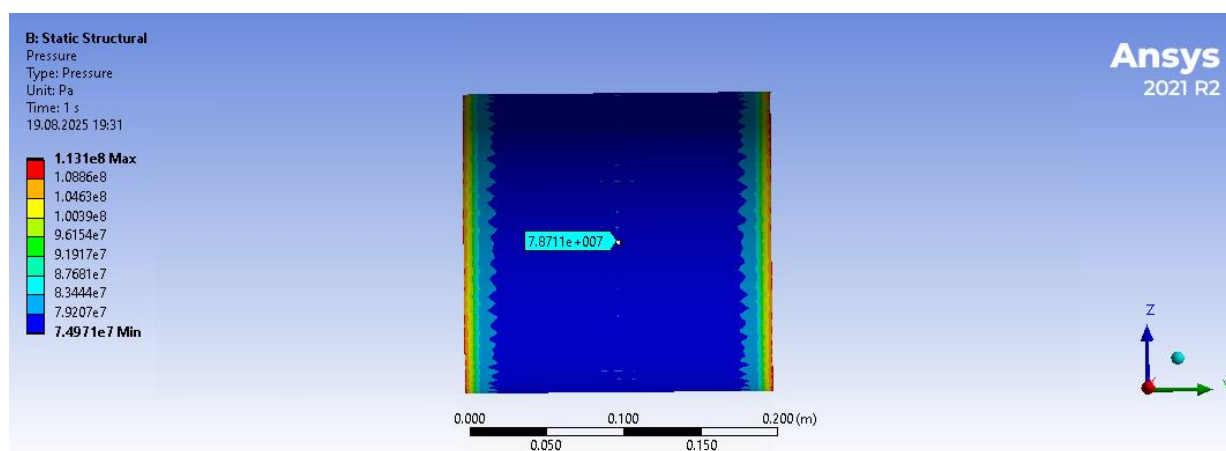


Рис. 2. Распределение контактного давления в прессовом соединении «вал – втулка»

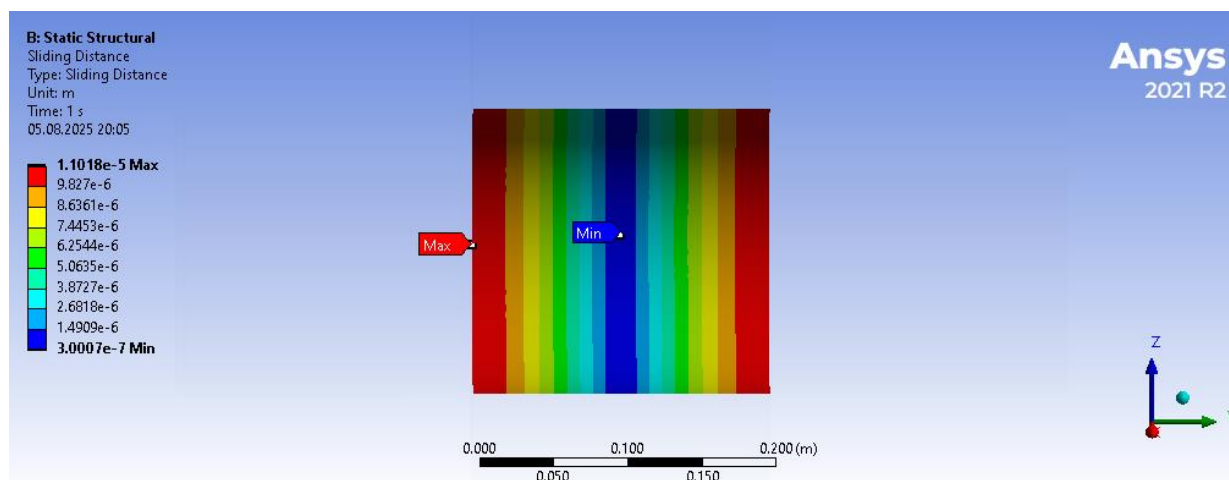


Рис. 3. Распределение зон скольжения в прессовом соединении «вал – втулка»

С целью анализа состояния прессового соединения колеса и оси выполнена модель прессового соединения колеса и оси современной колесной пары, применяемой на железных дорогах России, с перспективным диском А4 в соответствии с ГОСТ РФ в программном комплексе Ansys [9]. При этом использована четвертая часть модели колеса и оси. Ось закреплена в торцевой части жестко, а поверхности колеса и оси в зоне прессового соединения закреплены с помощью способа «Frictionless support», т.е. поддержка без трения. Соединение колеса и оси не испытывает внешнего воздействия, подвергаясь деформации лишь вследствие запрессовки колеса на ось с натягом 0,2 мм.

Установлена симметричная деформируемая контактная пара, идентифицируемая с помощью элементов «CONTA» (ступица) и «TARGET» (подступичная часть оси).

Поведение обеих пар должно быть одинаковым. Ansys отключает текущую пару и сохраняет ее сопутствующую пару, что приводит к асимметричному контакту. Предполагается логика малого скольжения. Использован расширенный метод Лагранжа. Обнаружение контакта: точка интегрирования по Гауссу. Коэффициент контактной жесткости установлен 1, при увеличении количества конечных элементов значение жесткости приходится уменьшать. Максимальный начальный коэффициент трения установлен 0,2. Коэффициент касательной жесткости по умолчанию установлен 1. Коэффициент упругого скольжения по умолчанию установлен 0,01. Жесткость контакта обновляется на каждой итерации. Средняя длина контактной поверхности 0,60539E-02. Средняя глубина контактной пары 0,73222E-02. Первоначальное проникновение включено. Как видно из этой информации, даже при размерах конечных элементов 10 мм глубина анализа любой контактной пары «узел – узел» достаточно велика, размеры областей 0,06–0,07 мм.

Общее количество узлов 215662, общее количество элементов 82285, количество степеней свободы 633499. Используются шестиузловые твердотельные элементы «SOLID» 186, 187. Конечнo-элементная сетка создавалась в модуле «Space Claim», являющемся частью комплекса Ansys, в зоне пресового соединения сетка значительно сгущена (рис. 4). Время решения поставленной задачи составило 28 мин.

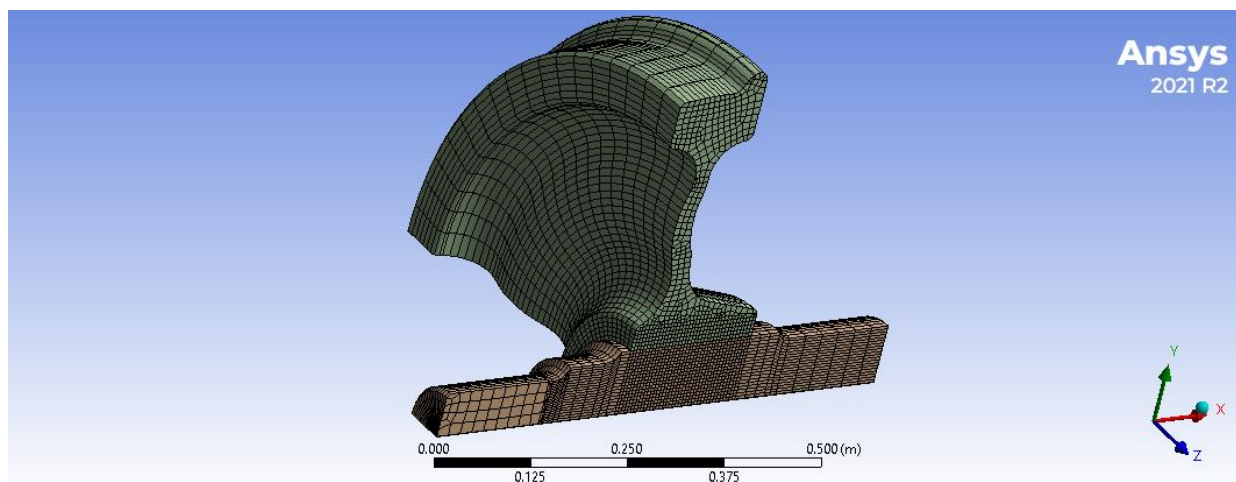


Рис. 4. Конечнo-элементная модель соединения колеса и оси

Используя функцию «Probe», при помощи которой можно узнать любой параметр напряженно-деформированного состояния рассчитываемого объекта, установим контактное давление по распределению в пресовом соединении колеса и оси посередине (рис. 5). Здесь $P = 65,1$ МПа. Различия результатов составляет 4,5 %, что вполне допустимо. Необходимо отметить, что в данном исследовании не ставилась цель получить точный характер распределения контактного давления. Как правило, исследователи в зоне контакта колеса и оси, колеса и рельса принимают конечные элементы величиной 1 мм и менее. Это приводит к большим затратам машинного времени. Количество узлов в этом случае для данной модели составило бы около 3 млн, а элементов – более 0,6 млн. В этом случае задача подобного рода решается около трех часов.

В работе [8] обосновано, что в случае достижения касательными напряжениями предельных значений на всей поверхности сопряжения происходит ослабление посадки втулки на вал (колеса на ось) в соединении. Происходит взаимное относительное перемещение сопрягаемых деталей, если в любой точке поверхности контакта выполняется условие $\tau < Pf$, где τ – касательное напряжение и P – давление в данной точке, f – коэффициент трения [9, 10]. В результате множества экспериментов коэффициенты трения приняты $f = 0,16$ – при распрессовке и $f = 0,1$ – при установившемся движении после сдвига. Поскольку среднее контактное давление в соединении $P = 65,1$ МПа (см. рис. 5), величина предельных касательных напряжений не должна превышать $\tau_{\max} = Pf = 10,4$ МПа в среднем. Однако при нагружении более половины эпюры касательных напряжений имеют значения выше τ_{\max} [11].

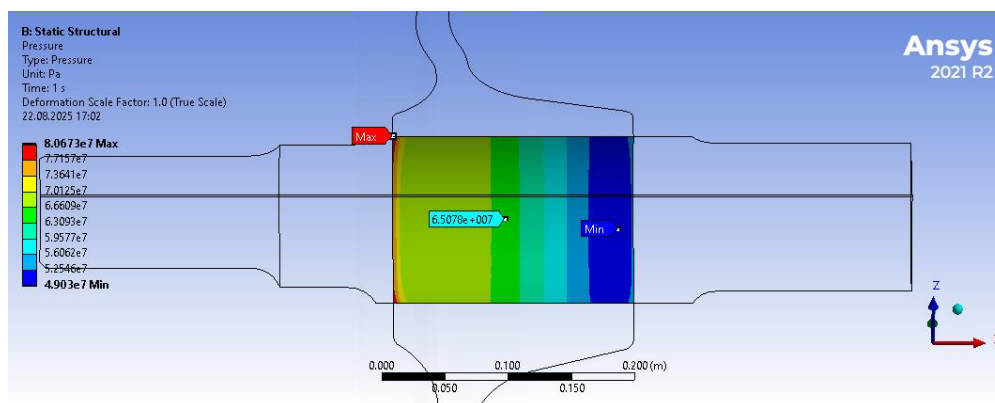


Рис. 5. Распределение контактного давления в прессовом соединении «колесо – ось»

Проанализируем распределение зон скольжения в прессовом соединении (рис. 6). При сравнении распределений зон скольжения в обеих моделях (см. рис. 3, 6) расхождения очевидны. В первом случае симметричное распределение зон скольжения – там, где возрастает контактное давление. Следует отметить значительную распространенность скольжения по длине соединения. В модели сопряжения колеса и оси произошло перераспределение зон скольжения (см. рис. 6). Оно неравномерно и тем более несимметрично, что не может являться благоприятным фактором [12]. Это связано с неравномерной жесткостью диска колеса, что направлено на улучшение демпфирующих свойств. Как и в первой модели, скольжение наблюдается по краям соединения, однако оно более интенсивно на внутренней части соединения, хотя и менее распространено по протяженности. При нагружении колесной пары в эксплуатации основная часть скольжения будет располагаться на внешней части соединения, где со стороны шейки вертикальная нагрузка создает изгибающий момент относительно внешнего края соединения, а также действуют горизонтальные усилия – главный фактор в увеличении площади скольжения [13].

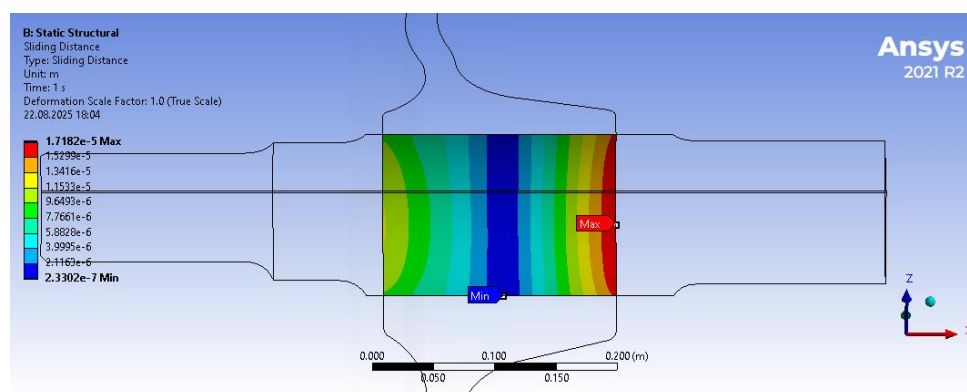


Рис. 6. Распределение зон скольжения в прессовом соединении «колесо – ось»

Выводы

В данном исследовании сравниваются результаты численного анализа с использованием инструмента МКЭ и аналитического расчета контактного давления с помощью уравнения Ламе для толстостенного цилиндра. По результатам расчета колесной пары полученная картина распределения зон скольжения не может считаться удовлетворительной с точки зрения обеспечения прочности соединения ввиду значительной асимметрии скольжения и сцепления. Результаты распределения средних значений исследуемых параметров хорошо согласуются с относительной погрешностью в 4,5 % с теорией при рассматриваемом натяге (разнице диаметров) величиной 0,2 мм. В целом это означает, что результаты в значительной степени приемлемы. Таким образом, для анализа прессового соединения колеса и оси следует считать эффективным способ компьютерного исследования прессовых соединений типа «вал – втулка», в частности, железнодорожного колеса и оси.

Список литературы

1 Мадей, Дж. Анализ соединений с натягом / Дж. Мадей, М. Сливка // Прикладная наука. –

References

1 Madej, J. Analysis of interference fit joints / J. Madej, M. Slivka // Applied Science. – 2021. –

2021. – № 11. – URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/11/23/11428> (дата обращения: 23.08.2025).

2 **Паредес, М.** Исследование узла соединения с натягом методом конечно-элементного моделирования, анализа и эксперимента / М. Паредес, Н. Нэфисси, М. Сартор // Руководство по взаимодействию. – 2012. – № 6. – С. 171–177. – DOI 10.1007/s12008-012-0146-z.

3 **Лю, Г.** Исследование влияния посадки с натягом на статические и динамические характеристики шпиндельной системы. № 99 / Г. Лю, Дж. Хонг, У. Ву // Международная научно-техническая конференция. – 2018. – С. 1953–1966. – DOI 10.1007/s00170-018-2567-8.

4 **Зарифьян, А. А.** Исследование электромеханических процессов в тяговом приводе магистрального грузового электровоза переменного тока с учетом влияния контактной сети / О. С. Веригин, А. А. Зарифьян, В. И. Плис // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 4 (84). – С. 44–55. – DOI 10.46973/0201-727X_2021_4_44.

5 **Зарифьян, А. А.** Анализ статистики проворотов бандажей колесных пар магистральных электровозов / О. С. Веригин, А. А. Зарифьян // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 4 (76). – С. 49–54. – EDN VOOZCB.

6 **Чжан, Ю.** Проектирование посадок с натягом методом конечных элементов (Университет штата Айова, 01 сентября 2000 г.) / Ю. Чжан, Б. Макклейн, Х. Д. Фанг // Международный журнал механики. – 2000. – Том 42, Вып. 9. – 1835 с. – URL: <https://scispace.com/papers/design-of-interference-fits-via-finite-element-method-2b8vg5hz69> (дата обращения: 23.08.2025).

7 **Белавенцев, Н. В.** Формирование и ремонт колесных пар / Н. В. Белавенцев, В. И. Дергалева. – Москва : Трансжелдориздат, 1952. – 304 с.

8 **Гречищев, Е. С.** Соединения с натягом : расчеты, проектирование, изготовление / Е. С. Гречищев, А. А. Ильяшенко. – Москва : Машиностроение, 1981. – 247 с.

9 **Кротов, С. В.** Прогнозирование скольжения в прессовом соединении колесной пары вагона / С. В. Кротов, Д. П. Кононов, А. П. Буйносов // Транспорт Урала. – 2024. – № 2 (81). – С. 16–21. – DOI 10.20291/1815-9400-2024-2-16-21.

10 **Иванов, А. С.** Как рассчитать натяжение соединений в общем случае нагружения / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, С. К. Руднев // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2015. – № 1 (51). – С. 75–83. – EDN UTVJXN.

11 **Кротов, С. В.** Влияние увеличения режимов нагружения на несущую способность прессового

No. 11. – URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/11/23/11428> (date of access: 23.08.2025).

2 **Paredes, M.** Study of an interference fit fastener assembly by finite element modeling, analysis and experiment / M. Paredes, N. Nefissi, M. Sartor // Interaction Guide. – 2012. – No. 6. – P. 171–177. – DOI 10.1007/s12008-012-0146-z.

3 **Liu, G.** Study on the effect of interference fit on the static and dynamic characteristics of spindle system. No. 99 / G. Liu, J. Hong, W. Wu // International Scientific and Technical Conference. – 2018. – P. 1953–1966. – DOI 10.1007/s00170-018-2567-8.

4 **Zarifyan, A. A.** Study of electromechanical processes in the traction drive of a mainline AC freight electric locomotive taking into account the influence of the contact network / O. S. Verigin, A. A. Zarifyan, V. I. Plis // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2021. – No. 4 (84). – P. 44–55. – DOI 10.46973/0201-727X_2021_4_44.

5 **Zarifyan, A. A.** Analysis of statistics of wheel pair tire rotations of mainline electric locomotives / O. S. Verigin, A. A. Zarifyan // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2019. – No. 4 (76). – P. 49–54. – EDN VOOZCB.

4 **Zhang, Yu.** Finite element design of interference fits (Iowa State University, September 1, 2000) / Yu. Zhang, B. McClain, H. D. Fang // International Journal of Mechanics. – 2000. – Vol. 42, No. 9. – 1835 p. – URL: <https://scispace.com/papers/design-of-interference-fits-via-finite-element-method-2b8vg5hz69> (date of access: 23.08.2025).

5 **Belaventsev, N. V.** Formation and repair of wheel pairs / N. V. Belaventsev, V. I. Dergalev. – Moscow : Transzheldorizdat, 1952. – 304 p.

6 **Grechishchev, E. S.** Tension joints : calculations, design, manufacturing / E. S. Grechishchev, A. A. Ilyashenko. – Moscow : Mashinostroenie, 1981. – 247 p.

7 **Krotov, S. V.** Prediction of slip in a press joint of a car wheel pair / S. V. Krotov, D. P. Kononov, A. P. Buynosov // Transport of the Urals. – 2024. – No. 2 (81). – P. 16–21. – DOI 10.20291/1815-9400-2024-2-16-21.

8 **Ivanov, A. S.** How to calculate the tension of connections in the general case of loading / A. S. Ivanov, M. M. Ermolaev, S. K. Rudnev // Progressive technologies and systems of mechanical engineering. – 2015. – No. 1 (51). – P. 75–83. – EDN UTVJXN.

9 **Krotov, S. V.** Effect of increasing loading modes on the bearing capacity of a press joint of a

соединения колесной пары вагона / С. В. Кротов, В. П. Кротов // Вестник транспорта Поволжья. – 2010. – № 4 (24). – С. 32–36. – EDN NDYWWF.

12 **Krotov, S. V.** Application of the discriminant analysis in research of bearing ability of the wheel pair of the car / S. V. Krotov, V. P. Krotov // Transport Problems. – 2011. – Vol. 6, No. 1. – P. 43–48. – EDN VATMRP.

13 **Кротов, С. В.** Классификация параметров несущей способности прессового соединения колесной пары железнодорожного транспортного средства / С. В. Кротов, В. П. Кротов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2007. – № 2 (26). – С. 22–28. – EDN NXQUGV.

14 **Кротов, В. П.** Напряженно-деформированное состояние колесной пары вагона при повышении режимов нагружения / В. П. Кротов, С. В. Кротов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2002. – № 2. – С. 36–39. – EDN JVXFVZ.

car wheel pair / S. V. Krotov, V. P. Krotov // Vestnik transporta Povolzhya. – 2010. – No. 4 (24). – P. 32–36. – EDN NDYWWF.

10 **Krotov, S. V.** Application of the discriminant analysis in research of bearing ability of the wheel pair of the car / S. V. Krotov, V. P. Krotov // Transport Problems. – 2011. – Vol. 6, No. 1. – P. 43–48. – EDN VATMRP.

11 **Krotov, S. V.** Classification of parameters of bearing capacity of press joint of wheelset of railway vehicle / S. V. Krotov, V. P. Krotov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2007. – No. 2 (26). – P. 22–28. – EDN NXQUGV.

12 **Krotov, V. P.** Stress-strain state of a car wheel pair with increasing loading conditions / V. P. Krotov, S. V. Krotov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2002. – No. 2. – P. 36–39. – EDN JVXFVZ.

S. V. Krotov

SLIDING IN A PRESS JOINT OF A WHEELSET

Abstract. Most mechanical joints in railway transport use interference fits to connect the axle and wheel. The wheelset is a joint with an interference fit of the wheel with the axle and can be subjected to all kinds of loads. Due to the high stress concentration, the processes of fatigue and fretting corrosion of the axle can lead to the destruction of the joint, therefore, it is necessary to assess the amount of sliding affecting the joint strength of the wheel and the axle as a whole, to determine the ability of the press joints to resist friction and withstand loads. Using the Lamé equation and the numerical method by means of the Ansys complex, the distribution of contact pressure, deformations and stresses of the wheel and axle are analyzed, and sliding in the press joint is estimated. The novelty of the study lies in comparing a model that maximally simulates the press joint of a wheelset with a shaft – sleeve joint, the parameters of which are theoretically verified. The results of the study provide an understanding of the processes occurring in the press joint that cannot be physically controlled, in particular, the prevalence of sliding zones, as well as adhesion, affecting the bearing capacity of the joint, which is directly related to traffic safety.

Keywords: press fit, wheelset, finite element method, contact pressure, sliding zone.

For citation: Krotov, S. V. Sliding in a press joint of a wheelset / S. V. Krotov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 3. – P. 110–116. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_3_110.

Сведения об авторах

Кротов Сергей Викторович

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС), кафедра «Строительная механика», кандидат технических наук, доцент, e-mail: SVK-19587@yandex.ru

Information about the authors

Krotov Sergey Viktorovich

Rostov State Transport University (RSTU), Chair "Construction Mechanics", Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, e-mail: SVK-19587@yandex.ru