

*С. В. Кротов*

## НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ПРЕССОВОГО СОЕДИНЕНИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

**Аннотация.** Важнейшим показателем безопасной эксплуатации колесной пары вагона является прочность прессового соединения колеса и оси. В процессе и после монтажа колеса на ось обе детали соединения находятся в сложном напряженно-деформированном состоянии вследствие наличия натяга и значительных усилий прессовой посадки.

После запрессовки колеса на ось в зоне сопряжения имеют место зоны скольжения, которые в процессе эксплуатации будут увеличиваться естественным путем вследствие значительных динамических нагрузок. В результате действия знакопеременного изгиба снижается площадь сцепления колеса и оси, возрастает напряженное состояние остаточной части соединения как ответ на увеличенную нагрузку к площади сцепления. Тенденция к росту осевой нагрузки наряду с повышением скорости составов повышает вероятность сдвига колеса с оси. Прямое же измерение зон скольжения в эксплуатации не представляется возможным.

Выполнено компьютерное моделирование колесной пары, анализ и оценка напряженно-деформированного состояния прессового соединения. Представленные исследования будут полезны для принятия решений о недопущении опасного состояния при взаимодействии колеса и оси в прессовом соединении.

**Ключевые слова:** прессовое соединение, метод конечных элементов, напряжения и деформации, скольжение и сцепление, несущая способность.

**Для цитирования:** Кротов, С. В. Напряженное состояние прессового соединения колесной пары / С. В. Кротов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 4. – С. 44–52. – DOI 10.46973/0201-727X\_2025\_4\_44.

### **Введение**

Несущая способность прессового соединения как в осевом, так и в окружном направлениях определяется величинами контактного давления и коэффициента трения. Для определения контактного давления в основе теории лежит формула Ляме. При этом очевидно, что из двух деталей соединяемой пары ступица колеса имеет различную жесткость по длине сопряжения.

Коэффициент трения меняется в значительных пределах в зависимости от материала колеса и оси, шероховатости и физико-механического состояния поверхности, давления, качества запрессовки. Единого метода расчета коэффициентов трения не существует, и это не позволяет сопоставить результаты исследования и выявить влияние конструктивных и технологических факторов на несущую способность прессового соединения колесной пары.

В этом случае целесообразно выполнять расчеты в известных расчетных комплексах, позволяющих всевозможными способами менять условия сопряжения колеса и оси, выполнять расчеты при различных сочетаниях факторов, участвующих в процессе запрессовки колеса на ось.

В данном исследовании при использовании конечно-элементной модели колесной пары, применяемой в Российской Федерации, где основное внимание уделено прессовому соединению колеса и оси, рассматривается напряженно-деформированное состояние колесной пары, анализируются результаты с точки зрения несущей способности соединения.

### **Основная часть**

Для анализа параметров напряженно-деформированного состояния прессового соединения колесной пары выполнен расчет модели колесной пары с современным диском А4 методом конечных элементов (рис. 1) в расчетном комплексе Ansys [1].

В исследуемых зонах колесной пары сетка конечных элементов не разбивается на мельчайшие элементы, чтобы повысить точность, однако в зоне контакта автором выполнено полное совпадение узлов и конечных элементов оси и колеса в зоне их соединения [2].

Количество узлов в модели 215662, количество элементов 82285 (использованы элементы типа SOLID186-187). Система имеет 633499 степеней свободы.

Установлена симметричная деформируемая контактная пара, идентифицируемая с помощью контактного элемента CONTA174. Сопутствующая пара имеет 1368 контактных элементов, из которых CONTA174 принадлежат внутренней поверхности ступицы, и столько же контактных элементов TARGET170 принадлежат подступичной части оси [3–6].

Необходимо обеспечить идентичное поведение обеих контактных пар. При этом система Ansys автоматически деактивирует активную пару и сохраняет связанную с ней пару, что формирует асимметричный контакт. Настройки контактного алгоритма: расширенный метод Лагранжа, интегрирование по Гауссу с целью обнаружения контакта, режим малого скольжения.

*Ключевые параметры контакта*

Базовая контактная жёсткость: 1,0

Итоговая начальная жёсткость:  $5,4628 \cdot 10^{14}$

Допуск на проникновение (базовый): 0,1

Фактический допуск проникновения: 0,00073222

Максимальный коэффициент трения: 0,2 (установлен автором)

Базовая касательная жёсткость: 1,0 ( )

Коэффициент упругого скольжения: 0,01

Максимальное напряжение трения:  $1 \cdot 10^{20}$

*Характеристики контактной области*

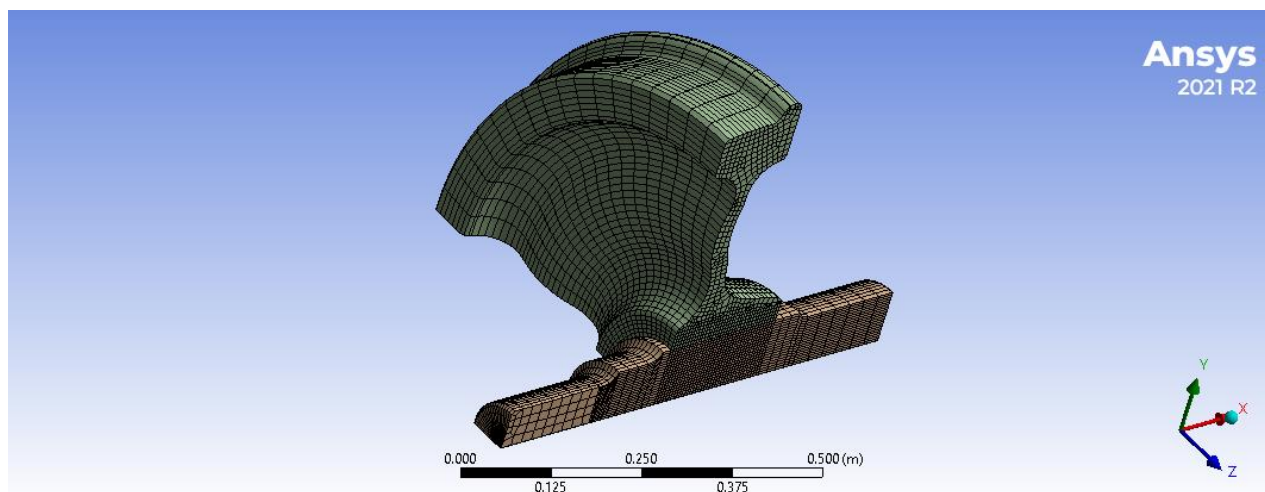
Средняя длина контакта: 0,0060539

Средняя глубина контакта: 0,0073222

Площадь контакта: 0,0073222

Коэффициент зоны контакта: 1,0

Время решения составило более 40 мин



**Рис. 1. Конечно-элементная сетка модели соединения колеса с осью**

В этом нелинейном анализе по умолчанию используется полная процедура решения Ньютона – Рафсона [7].

В численном анализе метод Ньютона – Рафсона, также известный просто как метод Ньютона, представляет собой алгоритм поиска корней, который позволяет последовательно получать лучшие приближения к корням (или нулям) вещественнозначной функции. Самая простая версия начинается с вещественнозначной функции  $f$ , ее производной  $f'$  и начального значения  $x_0$  для корня из  $f$ . Если  $f$  удовлетворяет определенным предположениям и первоначальное значение близко, то

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)}.$$

Это лучшая аппроксимация корня  $x_0$ . Графически  $(x_1, 0)$  – это точка пересечения с осью  $x$  касательной к графику  $f$  в точке  $(x_0, f(x_0))$ , то есть улучшенное приближение  $x_1$  является единственным корнем линейной аппроксимации  $f$  в исходной точке  $x_0$ . Процесс повторяется до тех пор, пока не будет получено точное значение:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)}.$$

В данном случае в качестве такого значения принят результирующий допуск упругого скольжения, который составляет 0,60539E-04.

Цель метода – определение корня функции. Главная предпосылка состоит в том, чтобы иметь первоначальное значение корня, приблизить функцию по касательной к ней около этого значения, и далее это значение выступает в качестве последующего предположения о корне функции. Очевидно, новое значение ближе к корню функции, чем предыдущее, и метод повторяется.

На такие операции уходит значительное количество машинного времени, учитывая протяженный объемный контакт подступичной части оси и ступицы колеса, влияние оказывает густота конечно-элементной сетки в зоне контакта. При этом следует стремиться к разумной точности получаемых параметров, в противном случае время расчета задачи такого класса будет исчисляться часами. По нашему мнению, в этом случае густота сетки должна иметь размер конечного элемента в зоне контакта 0,1–0,05 линейного размера.

В данном исследовании модель области контакта колеса и оси была выполнена с помощью сетки, у которой размер элементов составляет 5 мм между точками контакта; в остальных зонах, где напряжения значительно меньше, а контактное давление отсутствует, густота сетки не имеет принципиального значения для данной проблемы. Для остальных элементов размер сетки был 10 мм и более, чтобы сократить время вычислений. Контактное взаимодействие между поверхностью ступицы колеса и поверхностью посадочного места колеса определялось с помощью алгоритма фрикционного контакта: поверхность ступицы колеса была целевым телом, а поверхность посадочного места колеса – контактирующим телом. При моделировании автором использована четверть модели геометрии с осевой симметрией для получения точного результата за счёт сокращения времени вычислений. Для правильного закрепления модели в пространстве использована опция Frictionless support, обеспечивающая закрепление фрагмента колесной пары со сторон сечений, торец части оси жестко закреплен (Fixed support).

Согласно теории расчета толстостенных цилиндров [8, 9], удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

$$p = \frac{n}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)};$$

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2}, \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}.$$

В формулах номинальный диаметр  $d = 194$  мм; модули упругости материала оси и ступицы приняты одинаковыми  $E_1 = E_2 = E = 2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>;  $d_1 = 0$  – если вал сплошной (ось),  $d_2 = 290 (+3)$  мм, средний диаметр ступицы колеса с диском А4. Здесь  $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,3$  – это коэффициенты Пуассона материала оси и ступицы, которые приняты одинаковыми;  $n = 0,2$  мм – величина натяга в соединении.

Вычислим коэффициенты:

$$C_1 = \frac{0,194^2 + 0}{0,194^2 - 0} = 1; \quad C_2 = \frac{0,293^2 + 0,194^2}{0,270^2 - 0,194^2} = \frac{0,123}{0,048} = 2,56.$$

Получим среднее контактное давление в прессовом соединении колеса с осью:

$$p = \frac{n}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)};$$

$$p = \frac{0,0002}{0,194 \left( \frac{1}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{2,56}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = 57 \cdot 10^6 \text{ МПа}.$$

Округлив значение, получим  $P = 57$  МПа.

На рис. 2 показано среднее контактное давление по посадочной поверхности соединения колеса и оси. Разброс значений достаточно велик, и полученное значение несколько отличается от теоретического, полученного для идеальной пары «вал – втулка», без учета переменной жесткости ступицы колеса. Характерно падение контактного давления с уменьшением жесткости ступицы (синяя зона распределения) и резкий рост контактного давления снаружи ступицы.

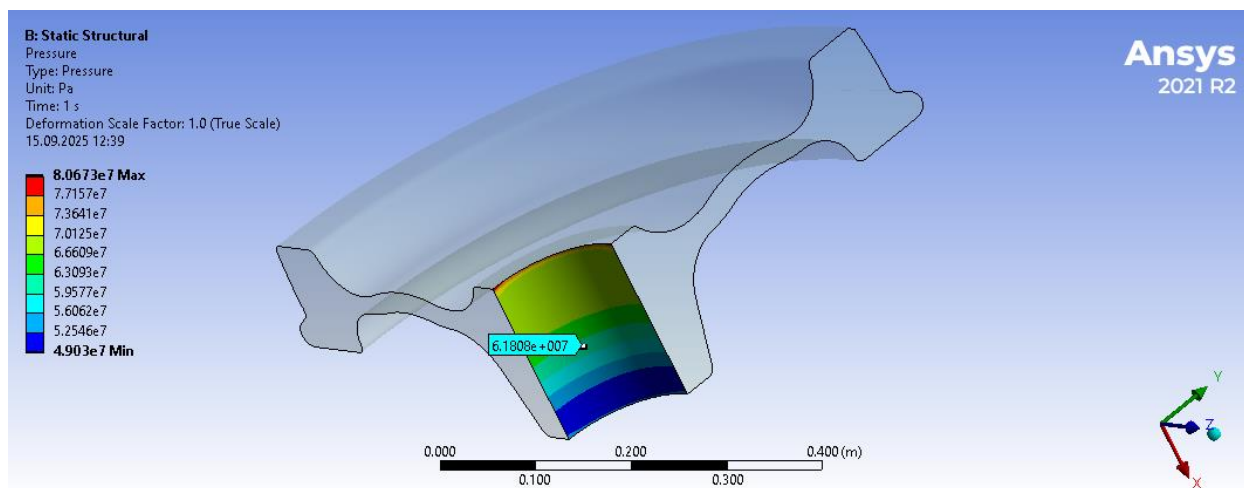


Рис. 2. Распределение контактного давления в прессовом соединении

Радиальные и окружные (тангенциальные) напряжения определяются зависимостями [9]:

$$\sigma_r = p \frac{1 - \left(\frac{d_2}{x}\right)^2}{\left(\frac{d_2}{x}\right)^2 - 1};$$

$$\sigma_t = p \frac{1 + \left(\frac{d_2}{x}\right)^2}{\left(\frac{d_2}{x}\right)^2 - 1}.$$

В этих формулах  $x$  – это диаметр, для которого определяется напряжение, в данном случае подставим номинальный диаметр  $d = 194$  мм, то есть параметры определяются для посадочной поверхности колеса.

Тогда

$$\sigma_r = 57 \frac{1 - \left(\frac{0,293}{0,194}\right)^2}{\left(\frac{0,270}{0,194}\right)^2 - 1} = 57 \frac{-1,28}{1,28} = -57 \text{ МПа};$$

$$\sigma_t = 57 \frac{1 + \left(\frac{0,270}{0,194}\right)^2}{\left(\frac{0,270}{0,194}\right)^2 - 1} = 57 \frac{3,28}{1,28} = 146 \text{ МПа}.$$

Выполнена операция «Probe», то есть указано точечное значение радиальных напряжений – 59,7 МПа (рис. 3), тангенциальных напряжений 146,2 МПа (рис. 4), что весьма близко к теоретическим результатам. Средние аксиальные напряжения вдоль прессового соединения невелики и равны 12,5 Мпа (рис. 5).

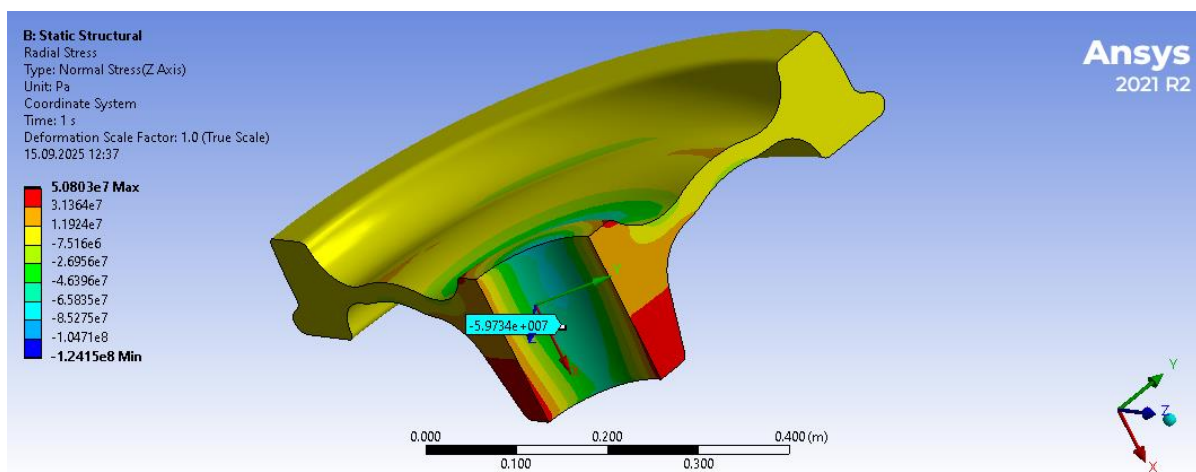


Рис. 3. Радиальные напряжения посадочной поверхности ступицы колеса

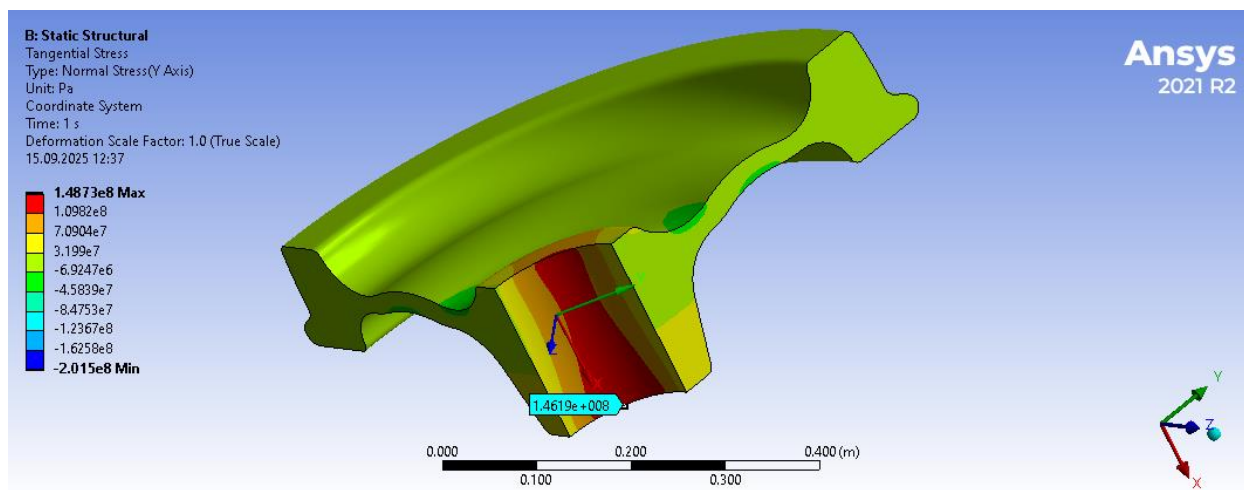


Рис. 4. Распределение тангенциальных (окружных) напряжений посадочной поверхности ступицы колеса

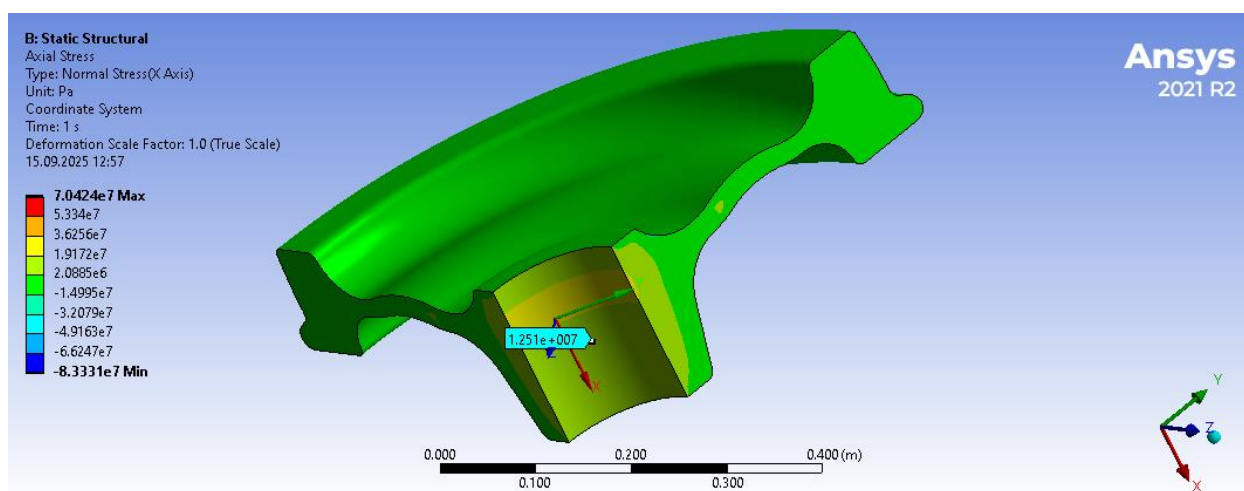


Рис. 5. Распределение аксиальных напряжений посадочной поверхности ступицы колеса

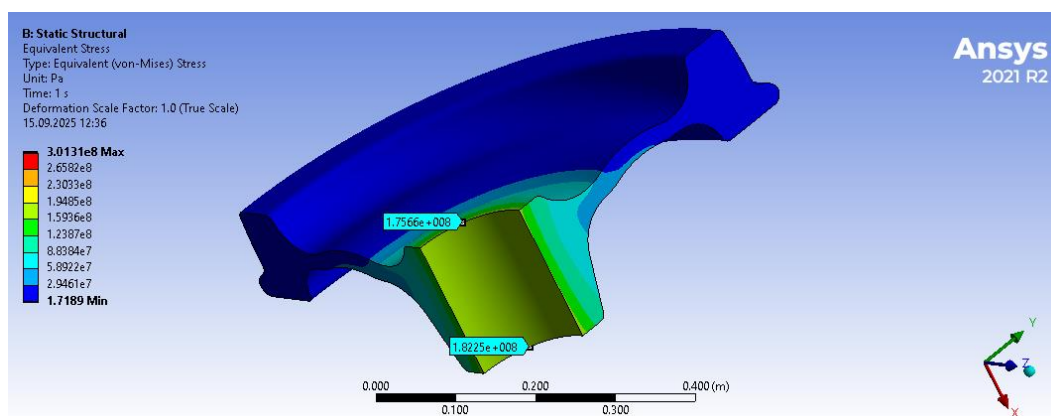
Эквивалентные напряжения по четвертой теории прочности [9]:

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma_t^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + \sigma_r^2}.$$

Тогда

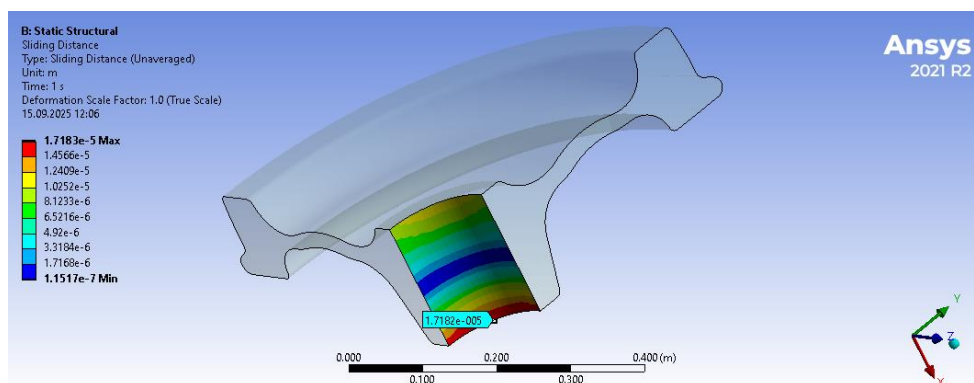
$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{146^2 + (146 - (-57))^2 + 57^2} = 181 \text{ МПа}.$$

Эквивалентные напряжения показаны в крайних точках ступицы колеса (рис. 6), градиент напряжений по посадочной поверхности меняется незначительно; в среднем значения находятся в пределах 176–182 МПа, что близко к рассчитанным значениям по теории прочности.



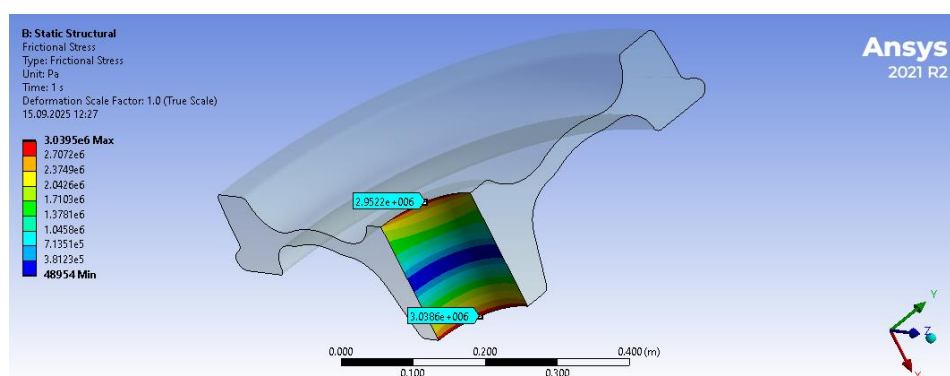
**Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений на посадочной поверхности ступицы колеса**

Получены важные показатели несущей способности прессового соединения (рис. 7). Чем меньше площадь зон скольжения, тем соответственно больше зон сцепления и, следовательно, выше способность соединения передавать эксплуатационные нагрузки [10]. Однако, как показано на рис. 7, зоны скольжения присутствуют и без внешних нагрузок в соединении. Это распределение помогает понять сложность распределения скольжения в соединении. Она заключается в асимметрии и характерной концентрации скольжения на краях соединения.



**Рис. 7. Распределение скольжения на посадочной поверхности ступицы колеса**

На рис. 8, 9 показаны параметры, не поддающиеся теоретическому расчету, тем более они не могут быть измерены (разве что при помощи рентгеновской установки, применение которой вряд ли возможно на транспорте для контроля соединения колесной пары). Между тем важность этих распределений подчеркивается тем, что напряжения трения (см. рис. 8) показывают величину и ареал распределения сцепления, за счет которого отсутствует скольжение в прессовом соединении [11, 12]. Распределение взаимного внедрения (см. рис. 9) частиц взаимодействующих тел несколько отличается от распределения контактного давления. Данное распределение имеет высокую ценность при учете шероховатости контактирующих поверхностей.



**Рис. 8. Напряжения трения в соединении**

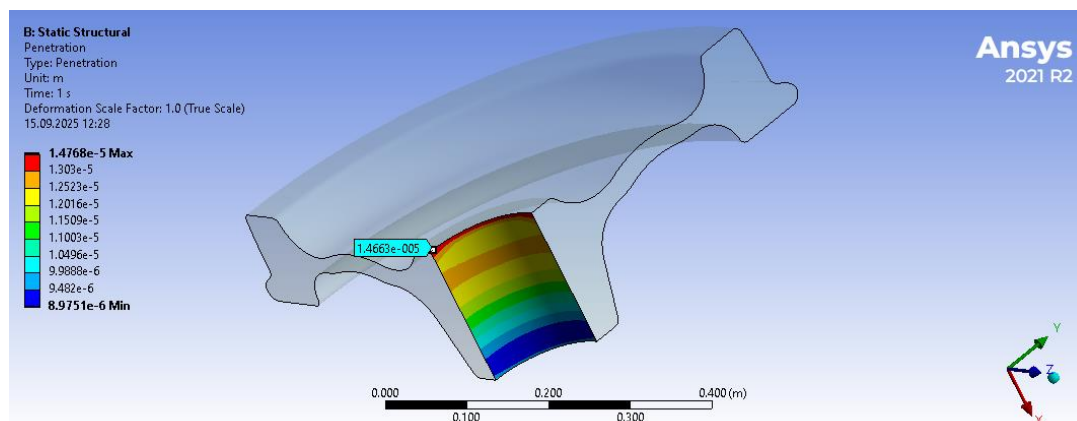


Рис. 9. Взаимное внедрение контактирующих элементов соединения

### Выводы

В данном исследовании сравниваются результаты численного анализа с использованием инструмента МКЭ и аналитического расчета контактного давления на основе уравнения Ламе для двух цилиндров, а также напряжения по формулам теории упругости. Результаты хорошо согласуются с относительной погрешностью при наибольшем натяге (разнице диаметров), равном 0,2 мм. В целом это означает, что результаты расчетов взаимно дополняют друг друга, как теоретические, так и при помощи расчетного комплекса Ansys. Для анализа соединения колеса и оси эффективна теория Ламе для двух цилиндров. Вместе с тем весьма эффективен МКЭ в программе Ansys, позволяющий получить любые параметры напряженно-деформированного состояния ответственного элемента подвижного состава – колесной пары [13, 14].

При анализе результатов расчета по МКЭ видно, что контактное давление снижается с уменьшением величины жесткости ступицы. Это свидетельствует о том, что жесткость колеса и его симметричность будут оказывать непосредственное влияние при оценке срока службы запрессованных деталей. Численные результаты во всех случаях показывают более высокие значения, чем аналитические, это можно объяснить тем фактом, что колесо и ось рассматриваются как типичные цилиндрические поверхности, а также тем, что сборочные детали имеют сложную геометрию. Результаты показали, что тангенциальное напряжение, которое было самым высоким из трех основных напряжений, возникало на контактирующих поверхностях ступицы колеса.

Полученные распределения давления, скольжения, напряжений трения, взаимного внедрения несут новую информацию о состоянии прессового соединения. Распределение этих параметров неравномерно, концентрируется на краях прессового соединения, при этом скольжение достигает максимума в зоне снижения жесткости ступицы. Данное исследование выполнялось без нагрузки прессового соединения, которая в эксплуатации достигает высоких значений: это вертикальная и горизонтальная нагрузка, влияние температуры при торможении, удары, вибрации, попадание влаги и микрочастиц в соединение, рост напряжений в самом соединении при увеличении зон скольжения. Все эти факторы оказывают влияние на рост напряженного состояния в прессовом соединении.

### Список литературы

- 1 **Кротов, С. В.** Исследование напряженно-деформированного состояния при контакте цилиндрических поверхностей деталей железнодорожного подвижного состава / С. В. Кротов, Д. П. Кононов // Бюллетень результатов научных исследований. – 2022. – № 1. – С. 33–47. – DOI 10.20295/2223-9987-2022-1-33-47.
- 2 **Ekberg, A.** Fretting fatigue of railway axles – a review of prediction methods and a finite element model scheme / A. Ekberg // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,

### References

- 1 **Krotov, S. V.** Study of stress-strain state during contact of cylindrical surfaces of railway rolling stock parts / S. V. Krotov, D. P. Kononov // Bulletin of scientific research results. – 2022. – No. 1. – P. 33–47. – DOI 10.20295/2223-9987-2022-1-33-47.
- 2 **Ekberg, A.** Fretting fatigue of railway axles – a review of prediction methods and a finite element model scheme / A. Ekberg // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F :

Part F : Journal of Rail and Rapid Transit. – 2004, Vol. 218. – P. 299–316.

3 **Madej, J.** Analysis of Preloaded Joints / J. Madej, M. Slivka // Applied Science. – 2021. – No. 11. – URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/11/23/11428> (date of access: 23.08.2025).

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

5 **Liu, G.** Study on the Effect of Interference Fit on the Static and Dynamic Performance of Spindle System / G. Liu, J. Hong, W. Wu // Proceedings of the International Scientific and Technical Conference. – 2018. – No. 99. – P. 1953–1966. – DOI 10.1007/s00170-018-2567-8.

6 **Zhang, Y.** Design of Interference Fits via Finite Element Method : Iowa State University, September 1, 2000 / Y. Zhang, B. McClain, H. D. Fang // International Journal of Mechanics. – Vol. 42, Issue 9. – 1835 p. – URL: <https://scispace.com/papers/design-of-interference-fits-via-finite-element-method-2b8vg5hz69> (date of access: 23.08.2025).

7 **Kelly, K. T.** Solving Nonlinear Equations by Newton's Method / K. T. Kelly. – Philadelphia. – Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM). – 2003. – 119 p. – (Fundamentals of Algorithms).

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

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

10 **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.

11 **Кротов, С. В.** Влияние увеличения режимов нагружения на несущую способность прессового соединения колесной пары вагона / С. В. Кротов, В. П. Кротов // Вестник транспорта Поволжья. – 2010. – № 4 (24). – С. 32–36. – EDN NDYWWF.

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

Journal of Rail and Rapid Transit. – 2004, Vol. 218. – P. 299–316.

3 **Madej, J.** Analysis of Preloaded Joints / J. Madej, M. Slivka // Applied Science. – 2021. – No. 11. – URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/11/23/11428> (date of access: 23.08.2025).

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

5 **Liu, G.** Study on the Effect of Interference Fit on the Static and Dynamic Performance of Spindle System / G. Liu, J. Hong, W. Wu // Proceedings of the International Scientific and Technical Conference. – 2018. – No. 99. – P. 1953–1966. – DOI 10.1007/s00170-018-2567-8.

6 **Zhang, Y.** Design of Interference Fits via Finite Element Method : Iowa State University, September 1, 2000 / Y. Zhang, B. McClain, H. D. Fang // International Journal of Mechanics. – Vol. 42, Issue 9. – 1835 p. – URL: <https://scispace.com/papers/design-of-interference-fits-via-finite-element-method-2b8vg5hz69> (date of access: 23.08.2025).

7 **Kelly, K. T.** Solving Nonlinear Equations by Newton's Method / K. T. Kelly. – Philadelphia. – Society for Industrial and Applied Mathematics (SIAM). – 2003. – 119 p. – (Fundamentals of Algorithms).

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

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

10 **Krotov, S. V.** Prediction of slip in a pressed 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.

11 **Krotov, S. V.** Effect of increasing loading modes on the bearing capacity of a pressed joint of a wagon wheelset / S. V. Krotov, V. P. Krotov // Vestnik transporta Povolzhya. – 2010. – No. 4 (24). – P. 32–36. – EDN NDYWWF.

12 **Krotov, S.** Application of the discriminant analysis in research of bearing ability of the wheel pair of the car / S. Krotov, V. 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.

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

14 **Krotov, V. P.** Stress-strain state of a wagon wheelset under 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*

### STRESS STATE OF A WHEELSET PRESS JOINT

**Abstract.** The most important indicator of the safe operation of a car wheelset is the strength of the press joint of the wheel and axle. During and after mounting the wheel on the axle, both parts of the joint are in a complex stress-strain state due to the presence of interference and significant forces of the press fit.

After pressing the wheel onto the axle, there are slip zones in the mating zone, which will naturally increase during operation due to significant dynamic loads. As a result, the adhesion area of the wheel and axle decreases and the stress state of the residual part of the joint increases as a response to the increased load on the adhesion area. Considering the tendency for the axle load to increase and the speed of the rolling stock to increase, this threatens to shift the wheel from the axle. Direct measurement of slip zones in operation is not possible.

This paper presents a computer simulation of the wheelset, analysis and assessment of the stress-strain state of the press joint. The presented research will be useful for making decisions on preventing a dangerous state during the interaction of a wheel and an axle in a press joint.

**Keywords:** press joint, finite element method, stresses and strains, slip and adhesion, load-bearing capacity.

**For citation:** Krotov, S. V. Stress state of a wheelset press joint / S. V. Krotov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 4. – P. 44–52. – DOI 10.46973/0201-727X\_2025\_4\_44.

#### 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