

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ГРУЗОВОГО ВАГОНА В ПРОЦЕССЕ ТОРМОЖЕНИЯ

В результате исследования с помощью конечного элемента типа 10-узловой тетраэдр была разработана объемная конечно-элементная модель контакта колесной пары с рельсовыми участками, а также выявлены максимальные касательные напряжения и максимальные эквивалентные напряжения по теории Мизеса и Ван Данга. Показано, что максимальные боковые напряжения наблюдаются в точке, расположенной под поверхностью скольжения колеса на глубине 4,5–5,3 мм. Максимальное напряжение при экстренном (коротком) торможении происходит на поверхности скольжения колеса. При длительном торможении (движении поезда по длительному торможению) максимальные напряжения появляются у диска на месте перехода к внутренней стороне обода колеса, при этом величина этих напряжений в 2,5 раза выше, чем при режиме экстренного торможения. Для определения напряженно-деформированного состояния колесной пары грузового вагона в процессе торможения применялся метод конечных элементов.

Ключевые слова: колесная пара, система «колесо–рельс», метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, торможение.

Введение. Во второй половине XX века на железных дорогах СССР был проведен ряд комплексных мероприятий по совершенствованию железнодорожного полотна и подвижного состава. Это привело к изменению процесса изнашивания пары «колесо–рельс». Однако до настоящего времени в физике процесса взаимодействия колеса и рельса отсутствует полная ясность. Кроме того, отечественные эксперты выделяют более 30 факторов, а зарубежные (Канадский национальный исследовательский центр) — более 60 факторов. Такие причины могут быть отнесены к совокупности таких факторов, как:

- сужение колеи до 1520 мм и изменение норм расширения колеи на кривых;
- установка высоты кривых наружных рельсов в соответствии с максимальной скоростью движения;
- повышение жесткости рельсов;
- увеличение статической нагрузки на вал;
- увеличение массы и длины грузового поезда;

— переход подвижного состава на роликовые буксовые подшипники;

— внедрение новых профилей колес, и т. д.

Существует три основных режима движения поезда: тяга, выбег и торможение. В режиме торможения, когда колодки сжаты к колесу, колеса имеют сильное нагревание поверхности скольжения. В статье проведено исследование напряженно-деформированного состояния колесной пары грузового вагона в процессе оперативного (короткого) и длительного (служебного) торможения.

1. Постановка задачи. При моделировании системы «Вагон–путь» определены вертикальные силы, действующие на связи «колесо–рельс», значения нагрузок подразделяются на 6 диапазонов — от максимальной до минимальной. В контакте «колесо–рельс» силы определяются через промежуток времени, равный 0,05 с. Полученные в ходе моделирования значения сил распределены по диапазонам и произведен расчет их количества, попавших в этот диапазон; отношение числа сил в этом диа-

Нагрузки и максимальные контактные давления в системе «колесо–рельс» для грузового вагона

№, п/п	Нагрузка					
	P1	P2	P3	P4	P5	P6
Обозначение						
Величина, кН	221,60	192,96	164,32	135,68	107,04	78,40
Частота появления	0,005	0,040	0,146	0,556	0,195	0,058
Макс. контактные напряжения, МПа	1341,5	1281,0	1214,2	1139,1	1052,6	948,8

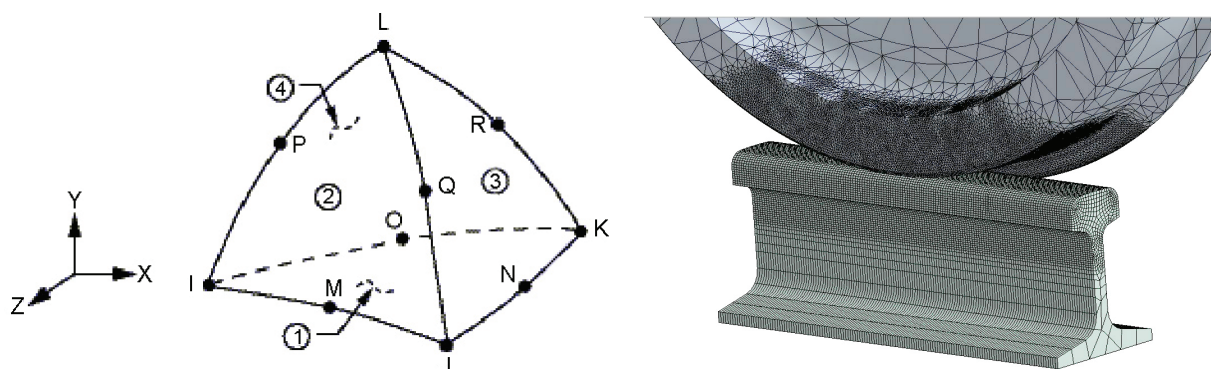


Рис. 1. Конечно-элементная модель элемента типа 10-узловой тетраэдр, созданная для изучения прочности колес в процессе нагрева при торможении

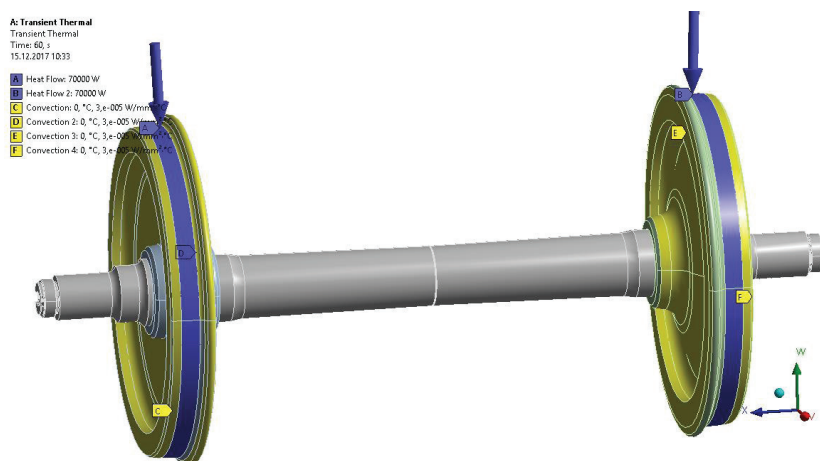


Рис. 2. Граничные условия при режиме экстренного торможения

пазоне к их общему количеству дает частоту возникновения силы из соответствующего диапазона и далее определяется среднее значение действующей нагрузки для каждого диапазона [1].

Значения прямых нагрузок по вертикали, работающих в контакте «колесо–рельс», и частоты их образования для грузовых вагонов в различных условиях эксплуатации, получены в результате количественного моделирования системы «вагон–путь», приведены в табл. 1.

По нагрузке можно определить напряжение, возникающее в зоне контакта колеса и рельса [2]. Для расчета напряжения можно использовать теорию Герца [3, 4]. Недостаток теории Герца в том, что в ней рассматриваются деформации только в области соприкосновения тел, не учитываются точные формы и размеры соприкасающихся тел.

В этой теории контактирующие тела представлены в виде упругих полубесконечных пространств. Предположения, определяемые теорией Герца, основываются на том, что область контакта значительно меньше, чем размеры тел, находящихся в контакте [4].

2. Теория. При расчете оценивалось напряженно-деформированное состояние в контакте колесной пары РУ1-950 с профилем поверхности катания по ГОСТ 10791-2011 [5] с рельсами Р65 ГОСТ Р 51685-2013 [6].

Расчет колесных пар на термическую нагрузку производился методом конечных элементов [7]. Расчет выполняется в два этапа: на первом этапе решается задача определения температурных полей, образующихся на колесе при торможении, на втором этапе проводится расчет напряженно-деформиро-

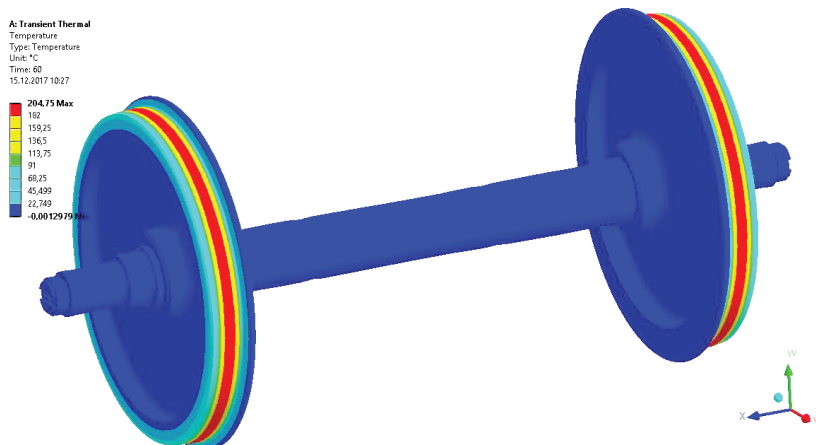


Рис. 3. Поле температур, возникающих в колесной паре в конце экстренного торможения

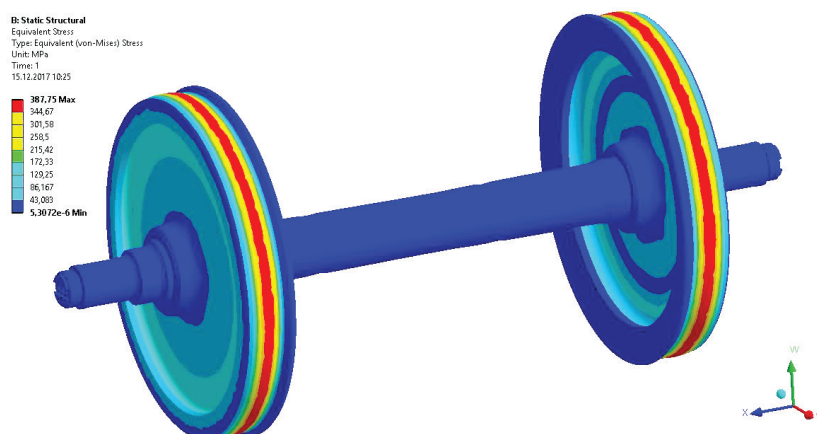


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений по теории Мизеса в конце экстренного торможения

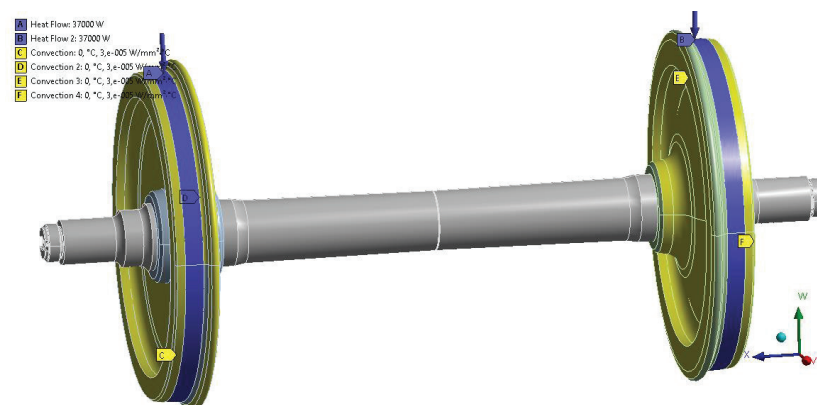


Рис. 5. Граничные условия при режиме длительного торможения

ванного состояния по ранее выявленным температурным полям [8].

Созданная конечно-элементная модель содержит 261381 узел и 172785 конечных элементов (рис. 1). При решении задачи определения поля температур на поверхности катания задавался тепловой поток, равный мощности сил трения, действующих на одно колесо при торможении (граничные условия второго рода), на остальных поверхностях колеса задавался теплообмен с окружающей средой путем теплоотдачи (граничные условия третьего

рода), определяемый коэффициентом теплоотдачи, равным 30 Вт/м². Температура колесной пары до начала процесса торможения принималась равной 0 °С.

Был рассмотрен процесс экстренного (короткого) и длительного торможения (движение по затяжному спуску) для грузового вагона. В первом случае мощность теплового потока равна максимально допустимой мощности от нормы, которая равна 70 кВт при использовании композиционных колодок в соответствии с «Нормами расчета и проекти-

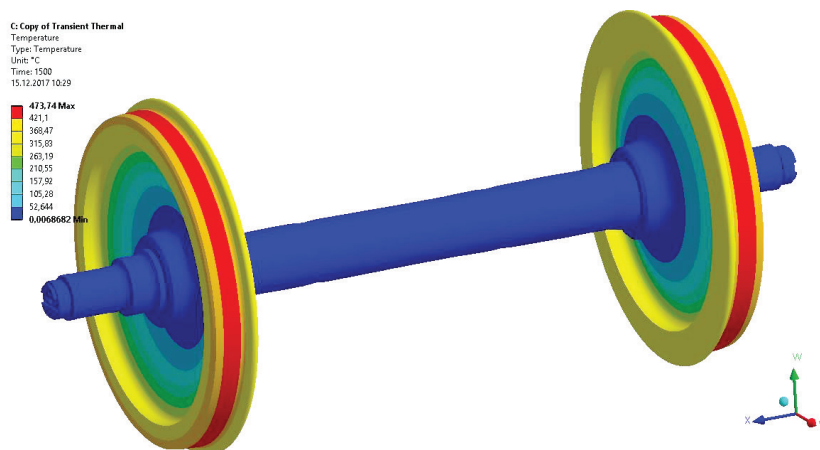


Рис. 6. Поле температур, возникших в колесной паре в конце длительного торможения

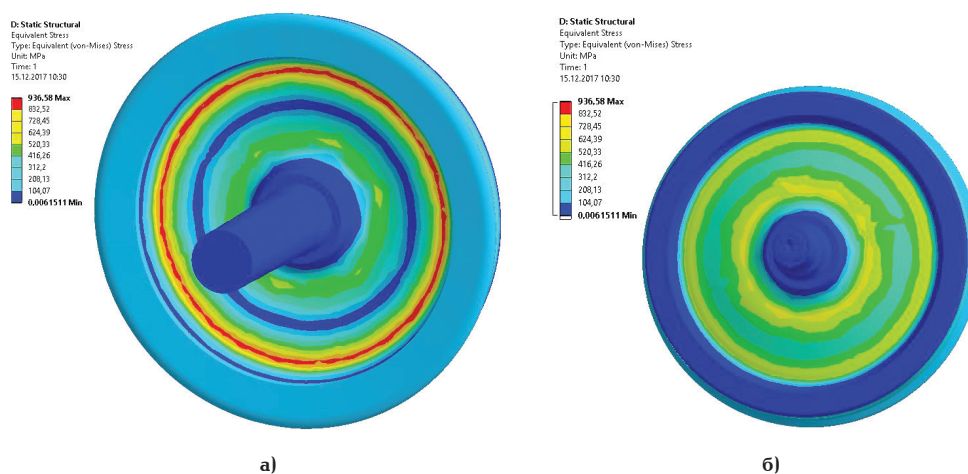


Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений по теории Мизеса в конце длительного торможения: а — вид изнутри; б — вид снаружи

рования вагонов» [9]. До остановки поезда время экстренного торможения со скоростью 90 км/ч [10], которая является максимально разрешенной для грузового вагона, было принято равным 60 с.

При длительном торможении при движении состава по затяжному спуску мощность торможения составляет 37 кВт на одно колесо, время торможения 25 минут (1500 с). Для определения показателей прочности колесных пар данный режим предусматривает ГОСТ 33783-2016 [11, 12].

3. Результаты экспериментов. Пограничные условия при решении задачи определения температурных полей, возникающих при экстренном (коротком) торможении, показаны на рис. 2. Поле температур, образующееся в конце короткого торможения в колесной паре, указано на рис. 3, соответствующие им поля эквивалентных напряжений по теории Мизеса представлены на рис. 4. Пограничные условия для решения задачи определения температурного поля, возникающего при длительном торможении, указаны в рис. 5. Поле температуры, образующееся в колесных парах в конце длительного торможения, указано в рис. 6.

4. Обсуждение результатов. Для этого расчета была разработана объемная конечно-элементная модель колесной пары с использованием конечно-элементной модели изопараметрического типа 10-узловой тетраэдр. Благодаря квадратичной функции формы

этот элемент позволяет лучше охарактеризовать напряженное положение в местах изменения геометрии и точно аппроксимировать сложные криволинейные поверхности колеса. При определении полей температуры в узле этого элемента одна степень свободы (узловая температура), в свою очередь, три степени свободы в узле при решении задачи определяют напряженно-деформированное положение (линейные движения по осям X, Y, Z).

Собранная для расчета конечно-элементная модель колесных пар (рис. 1) предполагает, что на поверхности скольжения и в местах изменения геометрии колеса сетка конечных элементов сгущается, что позволяет более точно описать напряженно-деформированное состояние. Чтобы снизить необходимые для расчета ресурсы, нанесена более крупная сетка конечных элементов на ось и ступицу колеса.

При анализе рис. 3 получается, что максимальная температура короткого торможения появляется на поверхности скольжения и составляет 204,7 °С. При экстренном (коротком) торможении максимальные эквивалентные напряжения по теории Мизеса образуются на поверхности скольжения, величина которых составляет 387,7 МПа, что видно из рис. 4. В этом режиме не наблюдается в других элементах колес значительных напряжений.

Из рис. 6 следует, что в конце режима длительного торможения максимальные температуры появляются на поверхности скольжения колеса и составляют 473 °С.

По теории Мизеса максимальные эквивалентные напряжения образуются в этом режиме в месте перехода от диска с внутренней стороны колеса к ободу, величина напряжения достигает значения 936,5 МПа (рис. 7) (величина этих напряжений в 2,5 раза выше, чем у режима экстренного торможения). При этом можно сказать, что режим длительного торможения, в связи с повышенными напряжениями в месте перехода от диска к ободу, намного опаснее, чем режим экстренного торможения.

Выводы и заключение.

1. Максимальные напряжения при коротком торможении имеют место на поверхности скольжения колеса, максимальные эквивалентные напряжения при длительном торможении имеют место в месте перехода от диска к ободу с внутренней стороны колеса.

2. При экстренном торможении максимальная температура появляется на поверхности скольжения и составляет 204,7 °С. Также при экстренном (коротком) торможении максимальное эквивалентное напряжение по теории Мизеса образуется на поверхности скольжения, величина которых составляет 387,7 МПа; в этом режиме не наблюдается в других элементах колеса значительного напряжения.

3. В конце режима длительного торможения максимальные температуры появляются на поверхности скольжения колеса и составляют 473 °С, а максимальные эквивалентные напряжения по теории Мизеса образуются в данном режиме в месте перехода от диска к ободу с внутренней стороны колеса, величина напряжения достигает значения 936,5 МПа.

4. Максимальное напряжение при экстренном (коротком) торможении происходит на поверхности скольжения колеса. При длительном торможении (движении поезда по затяжному спуску) максимальные напряжения появляются с диска на месте перехода с внутренней стороны колеса к ободу, при этом величина этих напряжений в 2,5 раза выше, чем при режиме короткого торможения.

Библиографический список

- Орлова А. М., Воробьев А. А., Саидова А. В. [и др.] Определение параметров контакта колеса с рельсом для различных условий эксплуатации полувагона // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2015. № 2 (43). С. 74–84.
- Prokopen V. I., Zhdanova T. V., Kushkhov B. S. Modeling of the Stress-Strain State of Railway Wheel and Rail in Contact // International Scientific Conference Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies EMMFT. 2018. P. 603–614. DOI: 10.1007/978-3-030-19756-8_57.
- Сакало В. И., Коссов В. С. Контактные задачи железнодорожного транспорта. М.: Машиностроение, 2004. 496 с.
- Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. 3-е изд., доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
- ГОСТ 10791-2011. Колеса цельнокатанные. Технические условия. Введ. 2012–01–01. М.: Стандартинформ, 2011. 33 с.
- ГОСТ Р 51685-2013. Рельсы железнодорожные. Общие технические условия. Введ. 2013–14–10. М.: Стандартинформ, 2014. 101 с.
- Сакало А. В. Контакт-усталостная прочность колесной стали // Вестник БГТУ. 2011. Вып. 2. С. 35–41.
- Воробьев А. А., Потахов Д. А., Крутько А. А., Фисенко В. И. Оценка напряженно-деформированного состояния и прочности режущего инструмента при обточке железнодорожных колёс // Омский научный вестник. 2015. № 2 (140). С. 62–66.
- Нормы расчета и проектирования вагонов, железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) с изменениями и дополнениями. М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 346 с.
- Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации: утв. приказом Минтранса России от 21.12.2009 г. № 286 с изм., утв. приказом Минтранса России от 04.06.2012 г. № 162. Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».
- ГОСТ 33783-2016. Колесные пары железнодорожного подвижного состава. Методы определения показателей прочности. Введ. 2017–01–05. М.: Стандартинформ, 2017. 61 с.
- Воробьев А. А. Прогнозирование ресурса и совершенствование технологии ремонта колес железнодорожного подвижного состава: дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 2018. 289 с.

КРУТЬКО Андрей Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

SPIN-код: 6202-2690

AuthorID (РИНЦ): 684454

AuthorID (SCOPUS): 57211277289

Адрес для переписки: andrey_904@mail.ru

СЕДЫХ Дарья Александровна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение» ОмГТУ.

SPIN-код: 6709-8398

AuthorID (РИНЦ): 762301

AuthorID (SCOPUS): 56909925300

Адрес для переписки: lebedevada@mail.ru

ВОРОБЬЕВ Александр Алфеевич, доктор технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Технология металлов» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I.

SPIN-код: 2244-1699

AuthorID (РИНЦ): 290846

AuthorID (SCOPUS): 55786353400

ПУТИНЦЕВА Александра Рустамовна, инженер кафедры «Машиностроение и материаловедение» ОмГТУ.

SPIN-код: 4041-6295

AuthorID (РИНЦ): 927818

AuthorID (SCOPUS): 57203907870

Адрес для переписки: asya.mulyukova@mail.ru

ФИЛИППОВ Юрий Олегович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиностроение и материаловедение», секция «Оборудование и технология сварочного производства».

SPIN-код: 4766-1795, AuthorID (РИНЦ): 175491

AuthorID (SCOPUS): 3705205190

Для цитирования

Крутько А. А., Седых Д. А., Воробьев А. А., Путинцева А. Р., Филиппов Ю. О. Исследование напряженно-деформированного состояния колесной пары грузового вагона в процессе торможения // Омский научный вестник. 2019. № 6 (168). С. 15–19. DOI: 10.25206/1813-8225-2019-168-15-19.

Статья поступила в редакцию 12.11.2019 г.

© А. А. Крутько, Д. А. Седых, А. А. Воробьев, А. Р. Путинцева, Ю. О. Филиппов