

И.Д. Арсеньев, Д.В. Шевченко, А.И. Боровков

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

**КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
И ИССЛЕДОВАНИЕ ЭВОЛЮЦИИ КОНТАКТНЫХ
НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ СТРАГИВАНИИ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КОЛЕСА**

Рассматривается задача о контактном взаимодействии, возникающем между рельсом и колесом, в случае неподвижного колеса, в процессе начала движения колеса и в случае установившегося качения. Рассмотрено влияние относительного положения колеса и рельса на НДС системы, определено оптимальное с точки зрения напряженного деформированного состояния положение. Получены распределения контактных напряжений на различных стадиях процесса страгивания колеса. Показано, что в процессе страгивания достигаются более высокие напряжения, чем при установившемся качении, что необходимо учитывать при расчётах на прочность и оценке срока службы колёс. Получены распределения контактных напряжений в случае установившегося качения, определены зоны относительного проскальзывания и прилипания поверхностей колеса и рельса.

Ключевые слова: математическое моделирование, метод конечных элементов, контактное взаимодействие, железнодорожное колесо, страгивание колеса, качение, колесо-рельс.

Введение

Одной из важных проблем, связанных с обеспечением безопасности и эффективности движения железнодорожных составов, является точное описание механического поведения системы «колесо–рельс». Для оценки срока службы колёс и рельсов, а также для улучшения параметров движения поездов (скорость, экономичность и т.д.) необходимо с высокой точностью смоделировать и исследовать напряжённо-деформированное состояние (НДС) системы «колесо–рельс» как в штатных режимах работы, так и в переходных процессах (страгивание, разгон, торможение и т.д.) и при экстренных ситуациях (блокировка колеса и т.д.). Работа посвящена изучению контактного взаимодействия НДС колеса и рельса в процессе страгивания состава, а также в зависимости от их относительного положения.

1. Геометрическая и механическая модель системы «колесо–рельс»

На первом этапе исследования была создана пространственная геометрическая модель системы «колесо–рельс». Модель колеса создана в соответствии с ГОСТ-9036-88, использовался обобщённый профиль колеса пассажирского электропоезда, а профиль рельса соответствует типу рельс Р65 и выполнен в соответствии с ГОСТ 8161-75. Пространственная геометрическая модель механической системы «колесо–рельс» представлена на рис. 1.

Механическое поведение элементов рассматриваемой системы описывается с помощью линейно-упругой математической модели. Механические свойства материалов колеса и рельса приняты одинаковыми и соответствующими значениям для стали М76: модуль Юнга $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,28$. В ходе исследования не должно происходить превышения значения предела текучести стали, $\sigma_{0,2} = 800$ Па [3]. В противном случае необходимо использовать упруго-пластическую модель материалов, которая позволит детально описать упругопластическое поведение материалов в зонах с повышенными значениями напряженно-деформированного состояния. Коэффициент трения между поверхностями колеса и рельса μ составляет 0,3.

Большое влияние на взаимодействие колеса с рельсом оказывает не только геометрия их профилей, но и относительное положение при контакте. Для моделирования различных вариантов относительного расположения введены два геометрических параметра: γ – угол наклона рельс от вертикали, и Δ – смещение плоскости круга катания от плоскости симметрии сечения рельса внутрь колеи (рис. 2).

Для построения конечно-элементной (КЭ) модели использованы пространственные прямоугольные восьмиузловые элементы первого порядка SOLID45 с тремя степенями свободы в каждом узле: U_x , U_y и U_z . В вероятной области возникновения контакта используются специальные поверхностные контактные элементы. Для более точного описания напряженно-деформированного состояния в рассматриваемой системе в вероятной области возникновения контакта проводится локальное сгущение сетки. На рис. 3 представлена КЭ-модель рассматриваемой системы «колесо – рельс», а на рис. 4 показано локальное сгущение сетки в вероятной области возникновения контакта.

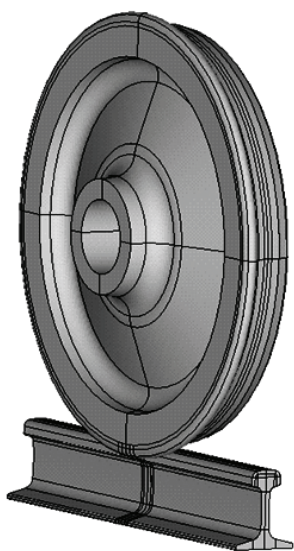


Рис. 1. Пространственная геометрическая модель

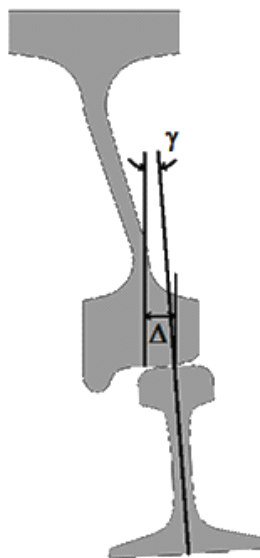


Рис. 2. Положение колеса и рельса относительно друг друга

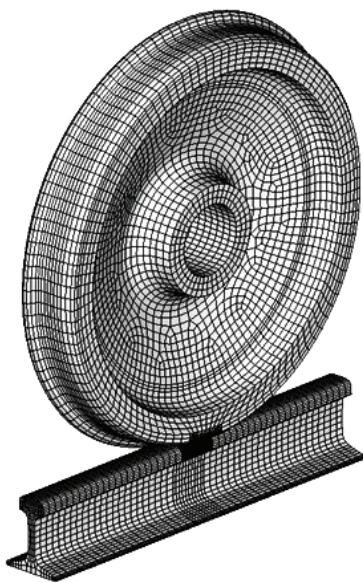


Рис. 3. Полная КЭ-модель

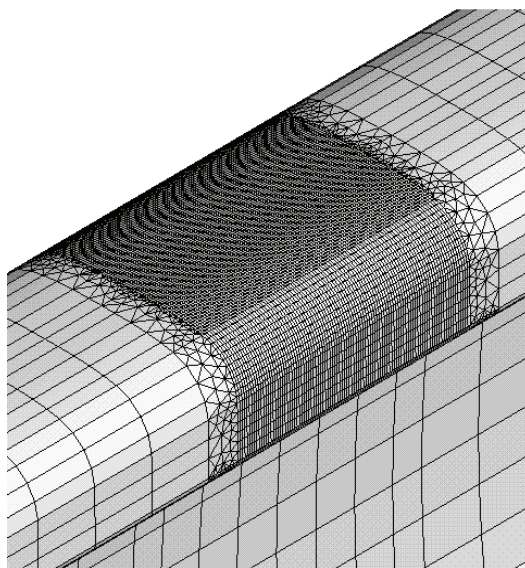


Рис. 4. Ступение сетки в области контакта

Количество элементов КЭ-модели $NE \sim 10\ 000$; количество узлов $NN \sim 310\ 000$; количество степеней свободы $NDOF \sim 930\ 000$.

2. КЭ-моделирование и исследование

Исследование проводилось в три этапа. На первом этапе рассматривалось нагружение оси колеса вертикальной нагрузкой, которая возникает под действием веса вагона на ось колеса, $p=100$ кН. На этом шаге было проведено исследование влияния относительного положения колеса и рельса на напряжённо-деформированное состояние системы.

На втором этапе к вертикальной нагрузке добавляется горизонтальная, направленная против направления предполагаемого движения колеса. На этом шаге проведено исследование распределения контактных усилий от величины горизонтальной нагрузки при её изменении от 0 до $p_1=0,33\mu p$. Изменение величины горизонтальной нагрузки описывает процесс нарастания крутящего момента, передаваемого колесу, пока поезд стоит, удерживаемый силами трения.

Третья часть посвящена изучению распределения контактных напряжений в системе в процессе страгивания.

Во всех расчётных случаях на подошве рельса были запрещены все компоненты вектора перемещения, а на торцевых гранях запрещены продольные компоненты вектора перемещения. Нагрузки и перемещения колеса передавались через поверхность осевого отверстия, которая считалась недеформируемой.

Между контактирующими участками колеса и рельса были поставлены условия контактного взаимодействия с коэффициентом трения:

$$\begin{aligned} u_n^1 &= -u_n^2, \\ \sigma_n^1 &= \sigma_n^2 < 0, \\ \tau_{nl}^1 &= \tau_{nl}^2, \left| \tau_{nl}^1 \right| \leq \mu \left| \sigma_n \right|, \end{aligned} \quad (1)$$

где u_n – нормальный компонент вектора перемещения, τ_{nl} – касательные контактные напряжения, σ_{nl} – контактное давление.

На первом этапе были исследованы возникающие в области контакта напряжения при различных положениях колеса и рельса, заданных параметрами γ и Δ . На рис. 5 представлены распределения интенсивности напряжений по Мизесу в плоскости симметрии модели при различных относительных положениях колеса и рельса.

Поле напряжений, представленное на рис. 5, а, соответствует случаю рабочего режима системы, когда круг качения колеса катится

по средней линии рельса. При данном режиме работы наблюдается минимальный уровень интенсивности напряжений, а также минимальный уровень поперечных нагрузок. Меняя относительное положение колеса и рельса даже в небольших пределах, можно получить сильно различающиеся поля напряжений. Например, возможно возникновение существенных продольных нагрузок (рис. 5, б, в), а также возникновение двойной области контакта (рис. 5, г). В случае двойной области контакта возникают зоны с повышенными значениями напряжений и существенное относительное проскальзывание, приводящие к возникновению зон пластичности и быстрому износу колёс.

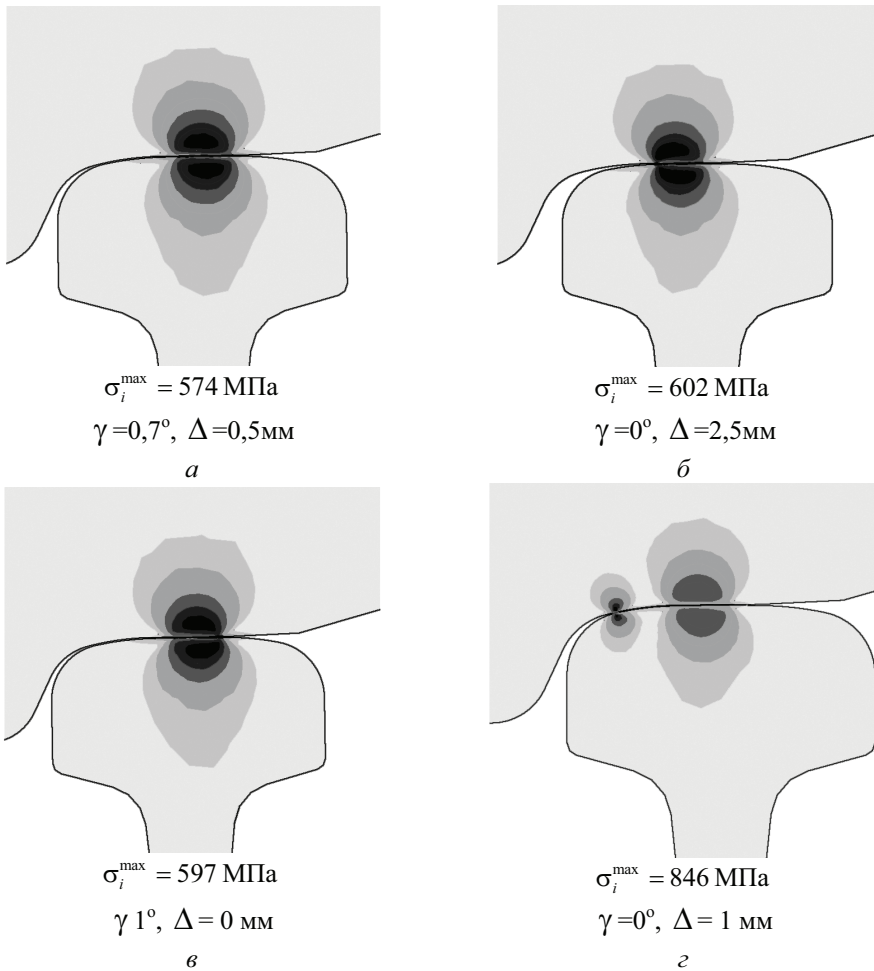


Рис. 5. Распределение интенсивности напряжений по Мизесу

Полученные в ходе проведенных исследований распределения давления по области контакта и размеры контактной зоны в штатном режиме (см. рис. 5, *a*) хорошо согласуются с приближённой оценкой, полученной по теории Герца [2, 24–28]. Диаметр полученной области контакта меняется в пределах 14,5–16,3 мм, оценка, полученная по теории Герца, даёт значение 14,8 мм. Также наблюдаются хорошие совпадения с реальными размерами области контакта (13–16 мм) [3]. Максимальные значения интенсивности напряжений по Мизесу находятся не на поверхности контакта, а на глубине под поверхностью, что согласуется с данными, приведёнными в литературе [1, 3]. При наличии поперечных нагрузок, максимальные значения интенсивности напряжений по Мизесу приближаются к контактной поверхности [1].

На втором этапе на ось колеса прикладывается крутящий момент, однако колесо не начинает движения, пока величина силы тяги не преодолеет силы трения, удерживающие состав от начала движения (величина критической силы трения $F_{кр} = \mu P/3$). При этом конфигурация модели соответствует штатному движению поезда по прямой (см. рис. 5, *a*).

В результате проведенных исследований получены графики, иллюстрирующие изменение распределения продольных касательных контактных усилий с ростом прикладываемой силы (рис. 6), а также распределения продольной (точечная линия) и поперечной (сплошная линия) компонентов касательных напряжений по соответствующим диаметрам области контакта при достижении силой тяги значения $F_{кр}$ (рис. 7). Из-за несимметричности образующего сечения колеса относительно вертикальной оси вертикальная нагрузка приводит к появлению поперечных касательных контактных усилий.

На третьем этапе нагружения был задан малый угол поворота колеса для изучения процесса страгивания. В результате получены зависимости, иллюстрирующие изменение распределения продольных касательных контактных усилий по диаметру области контакта в направлении качения на разных стадиях процесса страгивания (рис. 8), которые согласуются с результатами, приведёнными в литературе [1, 312]. Пунктирная линия диаграммы соответствует состоянию системы до начала движения, жирная – установившемуся режиму качения. Отметим интересный эффект – в процессе страгивания возникают касательные усилия, превосходящие усилия в режиме установившегося качения.

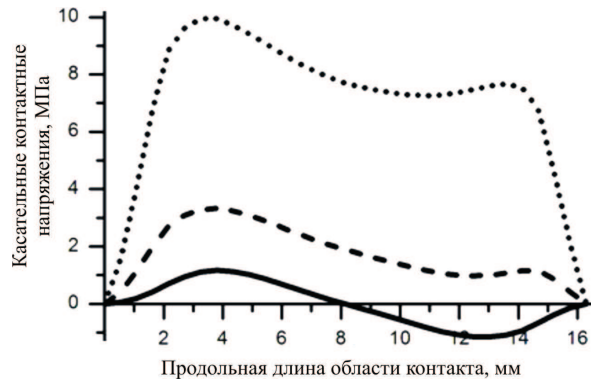


Рис. 6. Изменение распределения продольных касательных напряжений в зависимости от величины горизонтальной нагрузки

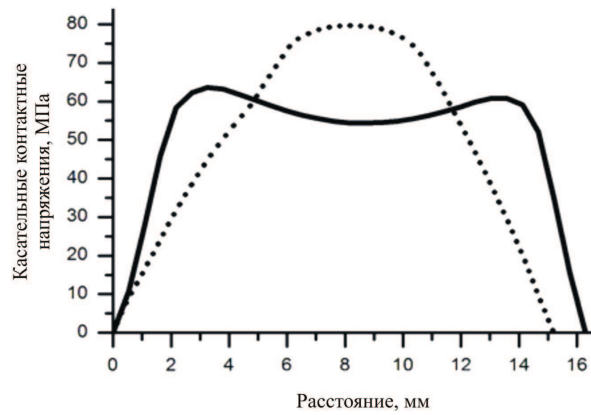


Рис. 7. Распределения продольной (точечная линия) и поперечной (сплошная линия) компонент касательных напряжений по соответствующим диаметрам области контакта

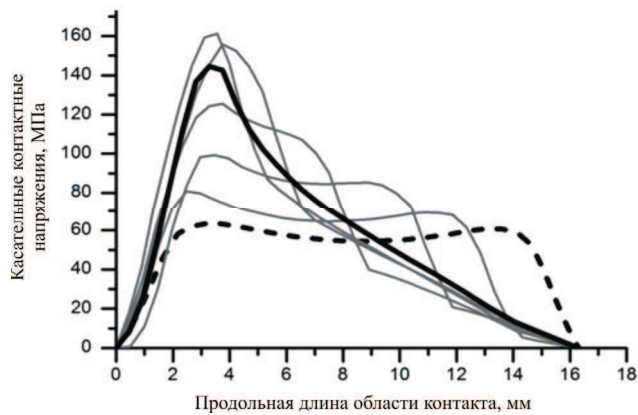


Рис. 8. Распределения продольных касательных контактных усилий при страгивании

На рис. 9 приведены поля касательных напряжений в области контактного взаимодействия при страгивании. Диаграммы позволяют получить более полное представление о сложности процесса страгивания.

В результате процесса страгивания система выходит на режим установившегося движения. Распределение контактного давления и интенсивности касательных контактных усилий в установившемся режиме качения приведено на рис. 10 и 11 соответственно.

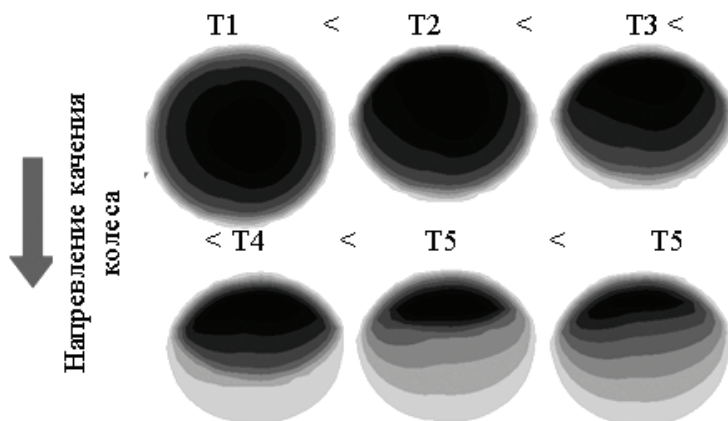


Рис. 9. Эволюция распределения интенсивности касательных напряжений в области контакта на различных стадиях процесса страгивания

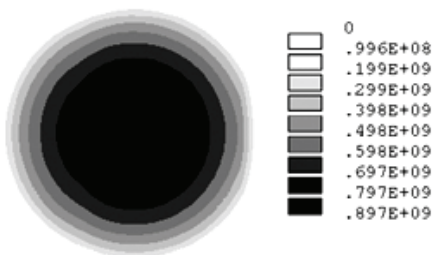


Рис. 10. Контактное давление

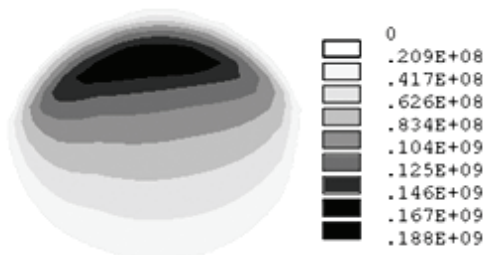


Рис. 11. Касательные контактные напряжения

Отметим наличие развитой зоны прилипания поверхностей тел **II** и зоны относительного проскальзывания на выходе **C** (рис. 12), что согласуется с данными, приведёнными в литературе [1], [2]. Сравнительно небольшой размер области проскальзывания объясняется тем, что горизонтальная нагрузка составляет лишь одну треть предельной силы сухого трения [3].

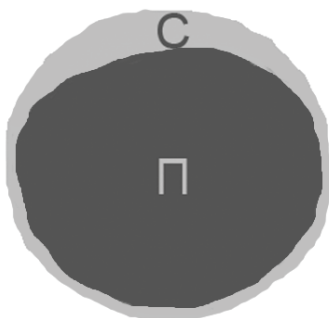


Рис. 12. Зоны относительного скольжения и прилипания в области контакта

Заключение

В результате исследования рассмотрено влияние относительного положения колеса и рельса на НДС системы, определено оптимальное с точки зрения напряжений положение. Подробно исследован процесс страгивания колеса, получены распределения контактных напряжений на различных стадиях процесса. Показано, что в процессе страгивания достигаются более высокие напряжения, чем при установившемся качении, что необходимо учитывать при расчётах на прочность и оценке срока службы колёс.

Библиографический список

1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
2. T.A. Srolarski, S.Tobe. Rolling contacts // Professional Engineering Publishing. – UK, 2000. – 445 с.
3. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: пер. с англ. / У.Дж. Харрис, С.М. Захаров, Дж. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсен. – М.: Интекст, 2002. – 408 с.

Получено 15.05.2011