

Исследование напряжений в контакте колесо — рельс

Эффективный и надежный расчет колес и рельсов требует точной количественной оценки нагрузок, действующих на эти конструктивные элементы во время эксплуатации. Большие пробеги и сложные термомеханические нагрузки колес и рельсов могут приводить к выходу их из строя с усугубляющими последствиями. В связи с этим необходимы исчерпывающие данные о характере и величине напряжений, возникающих в материале при взаимодействии колеса с рельсом.

Механические основы контакта качения исследовали многие ученые. Одним из первых был Г. Герц, который изучал феномен контакта в конце XIX в. Полученные им результаты и сегодня ложатся в основу всех прочих углубленных исследований. Существует большое число аналитических приближенных решений, касающихся проблематики контакта колеса с рельсом. Общее у них то, что реальный контакт в расчетах рассматривается значительно идеализированным.

Численные методы позволяют лучше учитывать физические и геометрические нелинейности в построении модели и уже были успешно применены в исследованиях контакта колесо — рельс.

В настоящее время в качестве эффективного вспомогательного средства при расчете контакта все чаще используется метод конечных элементов. Кроме того, быстрое совершенствование аппаратного и программного обеспечения предлагает довольно много новых возможностей. В то же время метод конечных элементов, как и прежде, недостаточно корректно отображает условия реального контакта ка-

чения. В связи со сложностью взаимодействия напряженных состояний необходимо применять в расчете целесообразные упрощения или предельные условия. Тем не менее следует учитывать роль факторов, действующих в реальном контакте.

Процесс расчета и анализ механических нагрузок

В рассматриваемом исследовании, выполненном в целях оценки предела выносливости, износостойкости и эксплуатационной прочности обоих компонентов системы, расчет напряжений, возникающих при взаимодействии колеса с рельсом, проводился с помощью метода конечных элементов. При этом колесо рассматривалось только в движении по прямолинейному участку пути.

Предельные условия

Для выполнения численных расчетов комплексную проблему контакта колеса с рельсом следует упростить и ввести ограничения.

Геометрические предельные условия. Для расчетов методом конеч-

ных элементов была взята пара колесо — рельс, стандартная для европейских магистральных линий, а именно рельс типа 60E2 стандарта DIN EN 13674–1 и колесо с профилем S 1002 стандарта DIN EN 13715. Для расчетов принята типичная для Германии и других стран Европы подуклонка рельсов, равная 1:40. Колесо типа 004 указанного ранее профиля с диаметром круга катания 920 мм также широко распространено в этих странах в основном в грузовых вагонах. Изготавливает колесные пары с такими колесами завод в Ильзенбурге (Германия). Результаты, полученные на основе стандартного профиля поверхности катания, можно пересчитать для колес с другой геометрией.

Моделирование материала. Приведенные в статье результаты расчета на модели были получены с использованием характеристик линейно-упругого материала — колесной стали марки R7. В соответствии с требованиями стандарта DIN EN 13674 для рельсов выбрана сталь марки R260 или же по Памятке МСЖД — марки 900А. Это стандартная марка для крупных государственных железных дорог. Для характеристик материалов колеса и рельса были приняты допущения. Они рассматривались как однородные и изотропные по всему поперечному сечению, что не соответствует реальности. Кроме того, не принималась во внимание поверхностная шероховатость.

Степень дискретизации конечно-элементной модели. Расчеты выполнялись на базе коммерческой программы ABSYS. В область контакта специально вводили высокое разрешение через характеристики конечных элементов. Поскольку современные вычислительные системы не имеют производительности, достаточной для одновременного решения большого числа уравнений, применяется так называемая адаптивная сетчатая структура. Благодаря этому в квазистатических расче-

тах можно применять очень тонкую дискретизацию области контакта. В глубоких зонах колеса и рельса была использована сетчатая структура в более крупном варианте на базе тетраэдрических элементов, а в области контакта — на базе шестигранных элементов с очень малой длиной граней. Область с мелкой сеткой ограничена небольшим сегментом колеса и коротким отрезком рельса. С целью упрощения эта область представлена в виде прямоугольника, оптимальные размеры которого определяют в ходе предварительных испытаний с использованием метода итерации.

Для оптимизации модели нужно соответствующим образом отобразить переходную область от крупной сетки к мелкой. Это можно сделать путем варьирования размеров элементов. При поперечном смещении колеса относительно рельса мелко дискретизированные элементы сдвигаются вместе с областью контакта.

При такого рода сетчатой структуре получается примерно 270 тыс. элементов и около 850 тыс. узлов, при этом в области контакта длина граней элементов составляет 0,6 мм. Таким образом, область контакта можно смоделировать достаточно точно.

Рассмотрение ситуации с неподвижным колесом

Геометрия области контакта и контактное давление

В результате первых расчетов на модели для различных поперечных смещений колеса относительно рельса были определены геометрия поверхности контакта и давление на нее.

Аналитически можно приближенно вычислить максимальное давление на поверхности контакта согласно теории контактных напряжений сжатия (по Герцу). Она позволяет определить напряжения,

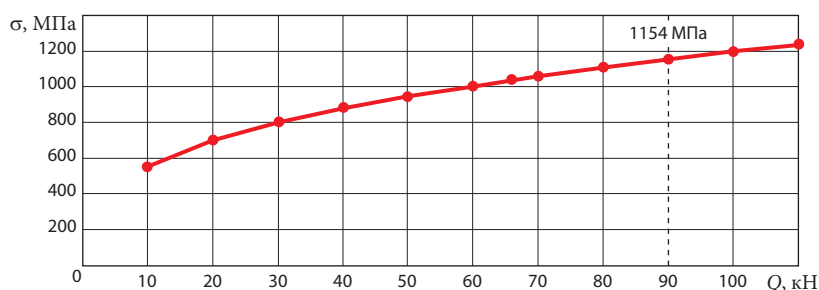


Рис. 1. Зависимость нормальных напряжений в области контакта от колесной нагрузки: σ — величина напряжений; Q — колесная нагрузка

возникающие при касании двух любых выпуклых тел. Согласно теории контактных напряжений сжатия поверхность соприкосновения имеет форму эллипса, а зона действия напряжений принимает форму эллипсоида. В случае контактирования пары колесо — рельс (новые) при колесной нагрузке 90 кН максимальная величина нормальных напряжений составляет 1150 МПа (рис. 1).

Данное значение явно отличается от результата, полученного расчетом по методу конечных элементов. Причиной является введение упрощений, необходимых при выполнении расчетов по Герцу. При этом наиболее весомое ограничение Герца — это наличие в обоих контактирующих элементах кривизны 2-й степени, что не имеет места в реальном контакте колеса с рельсом. Сечение стандартного рельса 60E2 в зоне контакта отображается в расчетах по Герцу круговыми сегментами, а профиль колеса S 1002 — системой полиномов до 8-го порядка. При использовании метода конечных элементов это упрощение не требуется.

В рассмотренных далее конечно-элементных расчетах были определены стандартные напряжения и размеры поверхности контакта при статической колесной нагрузке 90 кН, действующей на рельс прямолинейного участка пути. При этом колесо и рельс рассматривались как идеально гладкие.

Колесная пара, как известно, выполняет синусоидальные движения

при качении по прямолинейному участку пути. Возникающие при этом угловые смещения колеса относительно продольной оси рельса в расчете не учитываются.

Если использовать методы приближенного расчета (например, по формулам Клингеля), то тогда синусоидальный ход колесной пары будет охарактеризован только с точки зрения кинематики. Результатом расчета будет в этом случае одно уравнение для длины волны извилистого движения колесной пары с коническим профилем колес, не зависящей от скорости движения. С помощью коэффициентов учитываются ограничения, налагаемые на перемещения колесной пары рамой тележки. Расчеты показывают, что длина волны извилистого движения составляет примерно 40 м. При номинальном разбеге колесной пары около 10 мм максимальная величина углового смещения составляет около 0,02 град и поэтому далее не учитывается.

Боковое смещение колеса относительно рельса в дальнейшем рассматривается как расстояние между осью симметрии сечения рельса и плоскостью круга катания колеса (рис. 2). Поперечное смещение равно нулю в том случае, если линия круга катания колеса находится на оси симметрии рельса. Значение с плюсом указывает на то, что плоскость круга катания находится справа от этой линии, а значение с минусом говорит о приближении гребня бандажа к рабочей грани головки рельса.

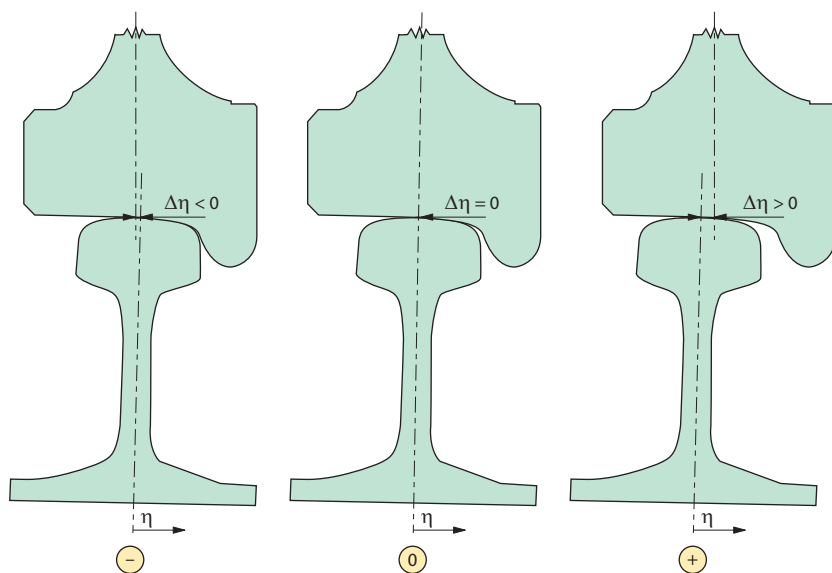


Рис. 2. Характер поперечных смещений колеса η

При номинальной ширине колеи 1435 мм и расстоянии между внутренними гранями бандажей колесной пары 1425 мм расчетное поперечное смещение составило примерно +3 мм от нейтрального положения колесной пары в пути. Возможный разбег колесной пары с новым профилем колес находится в диапазоне от +7,5 до -3 мм (соприкосновение гребня бандажа с рельсом).

На рис. 3 показаны поверхности контакта, рассчитанные по методу конечных элементов, нормальные напряжения в контакте при колесной нагрузке 90 кН и поперечные смещения колеса в диапазоне от +7,5 до -2,5 мм.

В основу расчета здесь положена линейно-упругая модель материала. В области контакта используется расширенный алгоритм Лагранжа, который по точности значительно превосходит достаточно широко применяемый для гладких и шероховатых поверхностей ускоренный метод Pure-Penalty. На рис. 3 области контакта показаны в увеличенном масштабе.

Кроме того, на этом же рисунке показаны площади области контакта разного размера, зависящие от

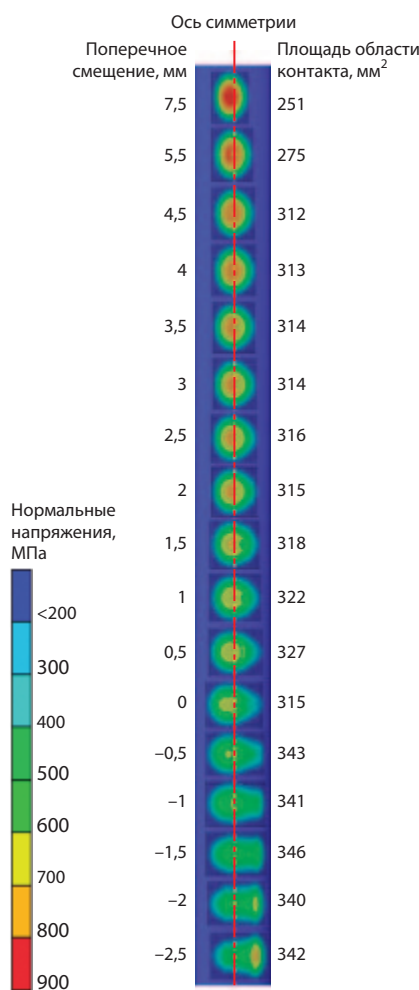


Рис. 3. Геометрия контакта и распределение нормальных напряжений

величины и направления поперечного смещения. Анализ приведенных данных показывает, что площадь контакта изменяется в зависимости от бокового смещения на величину до 20%.

При отрицательных значениях поперечного смещения форма области контакта изменяется, становясь отличной от эллипса. Соответственно изменяется и распределение нормальных напряжений в контакте. Приблизительный расчет нормальных напряжений по Герцу дает значительный разброс результатов.

На основании исследования полученных данных можно сделать вывод, что при поперечном смещении +7,5 мм можно говорить о почти эллипсном распределении напряжений. Максимум нормальных напряжений в контакте при поперечном смещении -2,5 мм сдвигается далеко к гребню бандажа. При этом имеет место явное отклонение от эллипсного распределения напряжений.

Взаимосвязь напряжений в контакте, колесной нагрузки и поперечного смещения

На рис. 4 приведены кривые изменения возникающих в контакте максимальных нормальных напряжений в зависимости от поперечного смещения. Для двух разных колесных нагрузок получены соответствующие кривые, по каждой из которых выполнен 21 расчет методом конечных элементов. Анализ кривых показывает, что в рассматриваемом диапазоне поперечных смещений имеет место увеличение напряжений по линейному закону.

Величину напряжений для разных колесных нагрузок в зависимости от поперечного смещения можно приблизительно рассчитать с помощью эмпирического уравнения

$$\sigma = 25\eta + C, \quad (1)$$

где σ – напряжения в контакте; η – поперечное смещение колеса; C – вертикальное смещение кривой при интерполяции на более высокую колесную нагрузку. Величину C определяют из выражения $C = 4,58Q + 257$. (2)

Линейная интерполяция по вертикальной оси координат σ (напряжения) возможна, поскольку между колесной нагрузкой и максимальными напряжениями в контакте имеет место почти линейная зависимость (рис. 5).

Из рис. 5 видно, что при увеличении колесной нагрузки в диапазоне 50–150 кН получается почти линейный подъем максимальных нормальных напряжений. При других значениях поперечного смещения характер кривых аналогичен.

Подставив в уравнение (1) уравнение (2), получим

$$\sigma = 25\eta + 4,58 Q + 257. \quad (3)$$

Таким образом, видим, что между максимальными напряжениями в контакте σ , нагрузкой колеса Q и поперечным смещением η имеет место простая линейная зависимость. Уравнение (3) нельзя применять для ситуаций, когда поперечное смещение колеса вызывает набегание гребня на рабочую грань головки рельса или когда гребень достаточно близко подошел к рабочей грани. Это видно из рис. 4, где линейная зависимость отсутствует в диапазоне поперечных смещений от -1 до $-2,5$.

Как уже упоминалось, нейтральное положение колесной пары в пути соответствует поперечному смещению около $+3$ мм. При извилистом движении колесной пары величина напряжений в контакте колеблется относительно значения, соответствующего этому смещению (см. рис. 4). Для колесной пары, катящейся по прямому участку пути, уравнение (3) применимо, так как набегания гребня на головку рельса здесь не происходит.

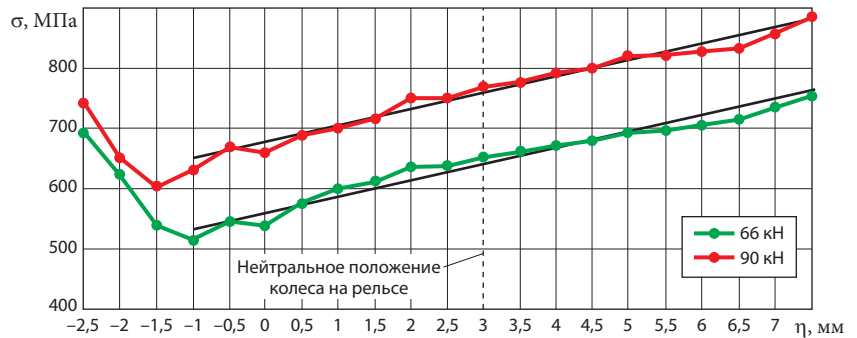


Рис. 4. Зависимость напряжений σ в контакте от поперечного смещения колеса η

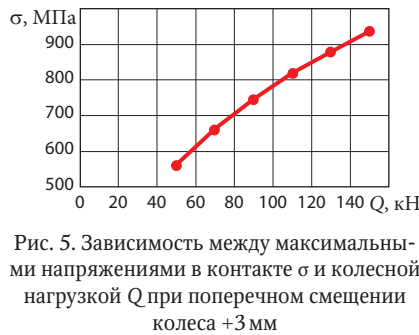


Рис. 5. Зависимость между максимальными напряжениями в контакте σ и колесной нагрузкой Q при поперечном смещении колеса $+3$ мм

Значения статических колесных нагрузок ограничиваются величиной 110 кН. На рис. 6 рассмотрен их диапазон, достигающий 210 кН. Это позволяет учесть динамические эффекты, при которых могут возникать кратковременные нагрузки указанного порядка.

Эквивалентные напряжения

При взаимодействии колеса с рельсом под поверхностями обоих элементов пары возникают объемноориентированные напряжения, для оценки которых была применена гипотеза Мизеса об изменении формы (ГЕН). В рамках этой гипотезы используется понятие эквивалентных напряжений.

Максимум эквивалентных напряжений находится под поверхностью. В зависимости от попереч-

Распространение напряжений внутри колеса и рельса

Нормальные напряжения

На рис. 6 приведены кривые зависимости между нормальными напряжениями в контакте и глубиной их распространения в рельсе при различных значениях колесной нагрузки. Кривые сняты для поперечного смещения $\eta = 0$ мм.

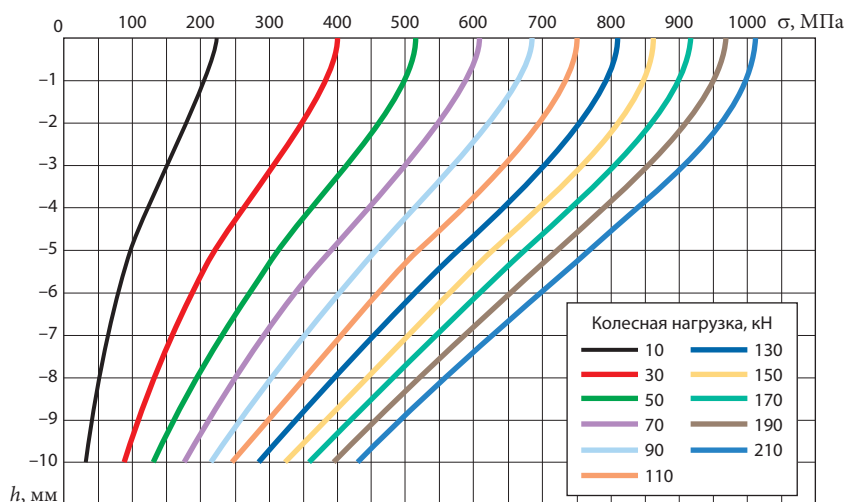


Рис. 6. Зависимость нормальных напряжений в рельсе σ от глубины их действия h

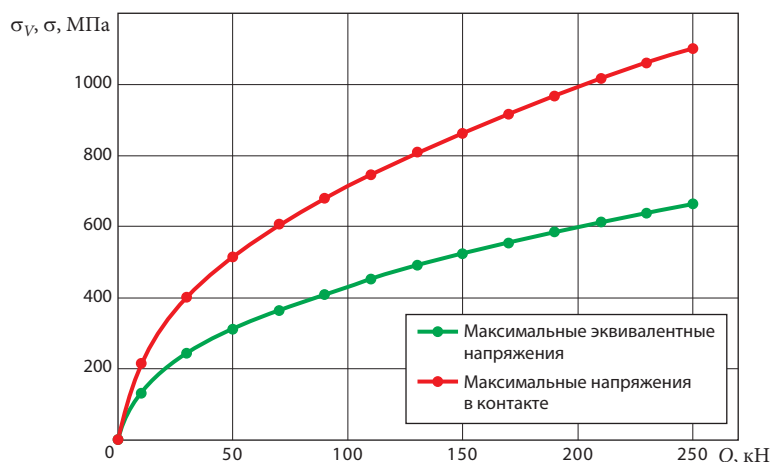


Рис. 7. Изменение эквивалентных и нормальных напряжений в функции колесной нагрузки: σ_v — эквивалентные напряжения; σ — нормальные напряжения в контакте; Q — колесная нагрузка

ного смещения колеса явно изменяются место и величина эквивалентных напряжений. Максимальное значение их возрастает с увеличением расстояния между областью контакта и гребнем бандажа.

При колесной нагрузке 90 кН эквивалентные напряжения изменяются, увеличиваясь с 330 МПа при поперечном смещении $-1,5$ мм до 530 МПа при смещении $+7,5$ мм. С уменьшением колесной нагрузки до 66 кН эквивалентные напряжения растут с 298 МПа при смещении -1 мм до 450 МПа при смещении $+7,5$ мм.

На рис. 7 для поперечного смещения, равного нулю, показано изменение максимальных эквивалент-

ных напряжений и нормальных напряжений в контакте в функции колесной нагрузки. Зона максимального эквивалентного напряжения располагается при этом на глубине 2 мм при колесной нагрузке 10 кН, а при нагрузке 200 кН перемещается на глубину 5 мм.

Колесо моторной оси

Если до сих пор рассматривалось распределение напряжений в колесе и рельсе под действием только нормально действовавшей силы, то дальнейшим шагом будет моделирование тангенциальных (касательных) усилий. К колесу, находяще-

муся в квазистационарном состоянии, приложен крутящий момент. В качестве переменных величин рассматриваются коэффициент сцепления и величина крутящего момента.

Исследование характера распределения эквивалентных напряжений при нагрузке колеса 100 кН, переменных значениях крутящего момента и постоянном коэффициенте сцепления, равном 0,4, показало, что с увеличением момента возрастают касательные напряжения в области контакта. По сравнению с этим влияние крутящего момента на распределение нормальных напряжений внутри колеса и рельса оказалось незначительным. Область максимальных эквивалентных напряжений согласно гипотезе Мизеса с увеличением приводного момента мигрирует в направлении поверхности.

На рис. 8 показаны кривые изменения максимальных эквивалентных напряжений в функции крутящего момента при различных значениях коэффициента сцепления.

Итоги и перспективы

Выполненные расчеты показали, что с помощью современных средств моделирования при постоянно растущей скорости вычислений на стандартном компьютере с ОС Windows можно получить результаты с высокой степенью точности.

Исходя из рассчитанных величин напряжений, можно сделать вывод, что для дальнейших исследований следует использовать модель на базе упругопластичных материалов.

Верификация предельных условий, принятых для конечно-элементного моделирования, требует проведения экспериментальной проверки результатов, для чего необходим соответствующий испытательный стенд.

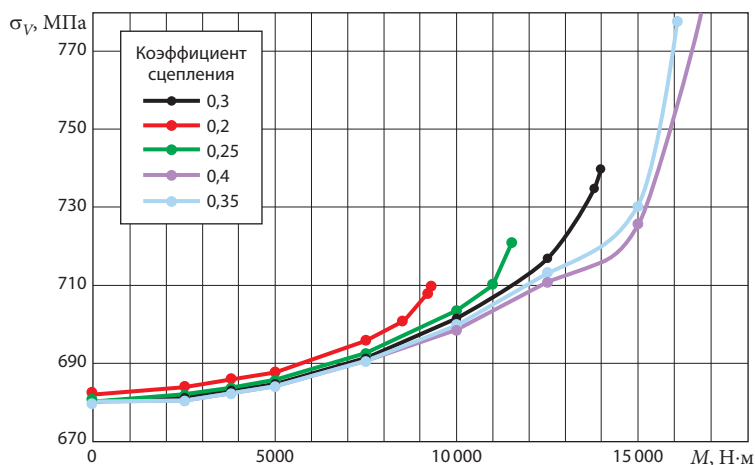


Рис. 8. Изменение максимальных эквивалентных напряжений σ_v в функции крутящего момента M

O. Kleiner et al. Eisenbahningenieur, 2009, № 12, S. 12–18; материалы TU Dresden (<http://imf.tu-dresden.de>) и TU Kaiserslautern (www.uni-kl.de).