Math-Net.Ru

Общероссийский математический портал

Я. М. Клебанов, Я. В. Кураева, Применение метода конечного элемента в анализе контактного взаимодействия рельса с вагонным колесом подвижного состава, *Вестн. Сам. гос. техн. ун-та. Сер. Физ.-мат. науки*, 2008, выпуск 1(), 59–62

DOI: <https://doi.org/10.14498/vsgtu573>

Использование Общероссийского математического портала Math-Net.Ru подразумевает, что вы прочитали и согласны с пользовательским соглашением

<http://www.mathnet.ru/rus/agreement>

Параметры загрузки:

IP: 3.91.87.62

26 апреля 2023 г., 14:49:48

УДК 539.3:539.4

Я. М. Клебанов, Я. В. Кураева

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНОГО ЭЛЕМЕНТА В АНАЛИЗЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РЕЛЬСА С ВАГОННЫМ КОЛЕСОМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Рассматривается контактное взаимодействие вагонного колеса с рельсом. Исследуются случаи неподвижного колеса, нагруженного вертикальной силой, вертикальной и продольной силами, а также колеса, скользящего по рельсу при торможении. Выполняется численный анализ напряжённо-деформированного состояния компонент, распределения контактного давления и сил трения, образования зон сцепления и скольжения.

Введение. Одной из важных задач, связанных с обеспечением надёжности и безопасности железнодорожного транспорта, является создание адекватной модели контактного взаимодействия колеса и рельса. Первые решения в этой области были получены на основе теории Герца [1]. Поскольку на взаимодействие колеса и рельса существенное влияние оказывают трение, упруго-пластические свойства сталей, а сами контактные области могут иметь несколько радиусов кривизны, решение Герца позволяет получить только ориентировочные результаты. С развитием программных средств условия контактного качения были уточнены. Метод конечного элемента (МКЭ) позволил более точно описать пятно контакта, зоны сцепления и скольжения за счёт учёта в трёхмерной геометрической модели упруго-пластических свойств материала и сил трения в контакте.

Сравнение результатов конечно-элементного моделирования с теорией Герца показало их значительные отличия. Нелинейность свойств применяемых материалов приводит к увеличению размеров контактной области и, соответственно, уменьшению максимального контактного давления. В работе [2] разными методами рассматривалось контактное взаимодействие колеса с рельсом под действием вертикальной нагрузки. Сопоставляя расчёты по теории Герца, по программе **Contact** и МКЭ, можно сделать вывод, что конечно-элементное моделирование является наиболее точным методом решения задач контактного взаимодействия колеса и рельса.

1. Конечно-элементное моделирование разных расчётных случаев контактного взаимодействия колеса с рельсом. В настоящей работе рассматриваются три случая контактного взаимодействия неизношенного колеса четырёхосного вагона с новым рельсом, показанные на рис. 1:

- 1) неподвижное колесо под действием только вертикальной силы $P = 100$ кН;
- 2) неподвижное колесо под действием вертикальной силы P и продольной силы $Q = 15$ кН;
- 3) режим скольжения заторможенного колеса, обеспечиваемый в расчёте заданием некоторого продольного перемещения колеса $u = 1$ мм, в условиях действия вертикальной нагрузки P .

Рис. 1. Условия нагружения и закрепления контактной пары колесо – рельс для случая 1 (а); случая 2 (б); случая 3 (в)

Второй расчётный случай воз-

никает, когда в результате торможения происходит остановка ходовых частей, но продольные силы инерции в составе ещё продолжают действовать. Контакт осуществляется между центральными областями головки рельса и поверхности катания колеса, при этом задаются стандартные геометрические размеры колеса и рельса, учитывается подуклонка рельса.

Построение конструкции цельнокатаного колеса, предназначенного для колёсных пар тележек грузовых вагонов локомотивной тяги, проводилось согласно ГОСТ 9036–88. Рельс РП76, предназначенный для железнодорожных путей широкой колеи 1520 (мм), соответствует ГОСТ Р 51045–97, гр. В42. Конечно-элементная модель (рис. 2) состоит из 169917 элементов и 75400 узлов.

Контактная область аппроксимируется регулярной сеткой, состоящей из четырёхугольных призматических конечных элементов, а вне контакта — свободной сеткой, состоящей из тетраэдральных и пирамидальных конечных элементов.

На конечно-элементную модель во всех расчётных случаях накладывались условия неподвижного закрепления узлов подошвы рельса по всем степеням свободы и узлов торца ступицы колеса — в поперечном направлении. Для случая 2 на конечно-элементную модель накладывается условие

Рис. 2. Конечно-элементная модель контактной пары колесо – рельс

Рис. 3. Поузловое распределение вертикальных и продольных сил

Рис. 4. Диаграмма деформирования материалов колеса (1) и рельса (2)

совместности перемещений узлов, принадлежащих верхней части вертикального диаметрального сечения колеса. Условие скольжения колеса в случае 3 выполнялось заданием одинаковых перемещений этих же узлов.

Вертикальная и продольная силы распределялись по трём узлам на оси колеса (рис. 3). Колесная и рельсовая стали обладают одинаковыми упругими свойствами: модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$. Коэффициент трения — $\mu = 0,3$. Диаграммы упругопластического деформирования сталей [2] представлены на рис. 4.

2. Результаты расчётов. При проведении численного анализа для трёх рассматриваемых случаев контактного взаимодействия были получены следующие результаты. На рис. 5 представлено распределение контактного давления между колесом и рельсом. Форма показанной области взаимодействия характерна для всех рассматриваемых случаев. «Зазубренная» линия контура получается

Рис. 5. Распределение контактного давления и схема расположения выбранных направлений осей

Рис. 6. Подобласти сцепления (тёмный тон) и скольжения (светлый тон) для трёх случаев, соответственно

за счёт конечно-элементной аппроксимации. На этом рисунке в точке начала координат располагается максимальное значение контактного давления, равное 682 МПа. Различными оттенками серого показаны диапазоны изменения этой величины: по мере удаления от начала координат наблюдается уменьшение абсолютной величины напряжения.

Рис. 6 иллюстрирует контактный статус поверхности взаимодействия: расположение зон сцепления и проскальзывания. Видно, что при отсутствии горизонтальной силы между неподвижным колесом и рельсом проскальзывание отсутствует на всей поверхности контакта (рис. 6, а). Приложение горизонтальной силы вызывает упругое проскальзывание на периферии пятна контакта, где величина контактного давления минимальна (рис. 6, б). В случае 3 имеет место чистое скольжение (рис. 6, в).

Рассмотрим эпюры изменения напряжений вдоль осей OX и OZ (см. рис. 7). Заметим, что для второго и третьего расчётных случаев начало координат не совпадает с точкой локализации мак-

Рис. 7. Распределение контактных напряжений поверхности рельса вдоль осей OZ (а) и OX (б). Цифры — рассматриваемые случаи нагружения

Рис. 8. Распределение касательных напряжений τ_{ZY} вдоль осей OZ (а) и τ_{XY} вдоль оси OX (б). Цифры — рассматриваемые случаи нагружения

симального контактного напряжения. Приложение горизонтальной силы вызывает незначительное перераспределение напряжений в контактной области (случай 2), но более значительное изменение размеров пятна контакта (увеличение на 2 мм в направлении оси OX) происходит при полном скольжении. Наибольшее значение максимального по абсолютной величине значение контактного напряжения имеет место в случае 1: минус 682 МПа, а наименьшее — для случая 2: минус 625 МПа. Величина горизонтальной силы, возникающая как реакция на приложенное перемещение колеса в случае 3, равна 29,9 кН. Это значение примерно соответствует произведению коэффициента трения и вертикальной силы. Известно, что максимальное значение интенсивности напряжения возникает в подповерхностной области, вблизи зоны контакта. Из трёх рассматриваемых случаев наибольшее значение этой величины возникает при первом расчётном случае в точке на глубине 1,9 мм и равно 451 МПа. Наличие горизонтальной силы влияет на величину касательного напряжения: существенное изменение эпюры касательного напряжения наблюдается при переходе к чистому проскальзыванию (см. рис. 8).

По результатам численного анализа контактного взаимодействия колеса и рельса для трёх рассматриваемых случаев необходимо отметить, что второй случай носит промежуточный характер по сравнению с остальными двумя случаями, а третий случай относится к числу опасных по следующим критериям: с увеличением действия на контактной поверхности рельса сил трения снижается величина максимального контактного давления, при котором начинается подповерхностное упругопластическое течение материала рельса, способствующее появлению микропластической деформации и зарождению дефектов контактной усталости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сакало, В. И. Контактные задачи железнодорожного транспорта [Текст] / В. И. Сакало, В. С. Коссов. — М.: Машиностроение, 2004. — 495 с. — ISBN 5-217-03211-1.
2. Telliskivi, T. Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the FEM [Text] / T. Telliskivi, U. Olofsson // J. Proc. Instn. Mech, Engrs. — 2000. — Vol. 215, Part F. — P. 65–72.

Самарский государственный технический университет, г. Самара
klebanov@samgtu.ru; ykuraeva@samtel.ru

Поступила 15.02.2008

I. M. Klebanov, Y. V. Kuraeva

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF RAILWAY WHEEL-RAIL CONTACT INTERACTION

Railway wheel and rail contact interaction is considered. Static loading with a vertical force, vertical and horizontal forces and wheel sliding at braking conditions are studied. Stress state analysis of the components, contact pressure and friction force distribution, sticking and sliding zones are investigated based on the finite element method.

Samara State Technical University, Samara, Russia
klebanov@samgtu.ru; ykuraeva@samtel.ru

Received 15.02.2008