

**СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ
НАЦИОНАЛЬНОГО ГОРНОГО
УНИВЕРСИТЕТА**

№19
ТОМ 4

Министерство образования и науки Украины
Национальный горный университет

**Сборник научных трудов
Национального горного университета**

№19
Том 4

Днепропетровск
2004

К ВОПРОСУ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕС И РЕЛЬСОВ

Сладковский А., профессор
Силезский технический университет, Катовице (Польша)

Контактная задача взаимодействия в паре колесо – рельс решается с использованием метода конечных элементов. Разработана новая методика формирования согласованных сеток взаимодействующих тел. Рассматривается взаимодействие колес и рельсов как для нулевых, так и для ненулевых углов набегания.

Контактна задача взаємодії в парі колесо - рейка вирішується з використанням методу кінцевих елементів. Розроблено нову методику формування погоджених сіток взаємодіючих тіл. Розглядається взаємодія коліс і рейок як для нульових, так і для ненульових кутів набігання.

The contact problem of interaction in the pair wheel - rail is solved with use of a finite element method. The new technique of a formation of the coordinated meshes of interacting bodies is developed. The interaction of wheels and rails is considered both for zero, and for nonzero corners of attack.

Контактное взаимодействие колес и рельсов во многом определяет существенные расходы, которые затрачиваются на промышленном железнодорожном транспорте, и в частности, на предприятиях горно-металлургического комплекса. Следствием контактного взаимодействия являются значительные контактные напряжения, которые обуславливают развитие пластических деформаций в приконтактной области колес и рельсов. Но пластическое формоизменение – это только один из видов износа взаимодействующих поверхностей. Среди остальных видов изнашивания следует особо выделить абразивное истирание поверхностей, обусловленное их взаимным проскальзыванием. Эти факторы приводят к преждевременному износу элементов пары, на восстановление которых требуются значительные финансовые расходы, вследствие чего также происходят простои транспортных средств и пр. Одним из наиболее эффективных способов борьбы с этим явлением является создание новых, более эффективных профилей рабочих поверхностей колес и рельсов, что было, например, достигнуто ранее разработкой профилей поверхности катания ДМетИ.

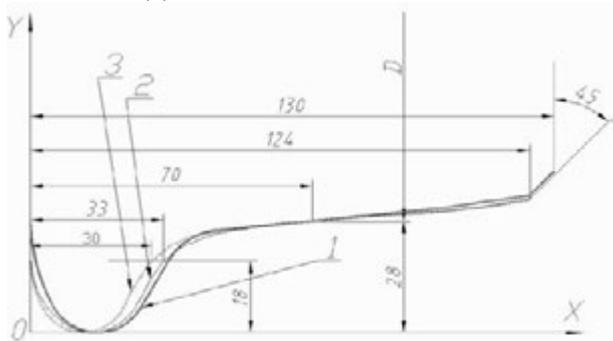


Рис. 1. Сравнение профилей поверхности катания вагонных колес: 1 – стандартный профиль ГОСТ 9036-88; 2 – профиль ДМетИ ВБ с толщиной гребня 33 мм; 3 – профиль ДМетИ ВР с толщиной гребня 30 мм (ремонтный)

При разработке новых профилей проходит определенная цепочка исследований, среди которых должны быть анализ процесса изнашивания

элементов пары в условиях конкретного предприятия, определение исходных параметров для разработки новых профилей (конструкции транспортных средств и пути, осевые нагрузки, скорости движения и т.д.), исследование контактного взаимодействия колес и рельсов с новыми и изношенными профилями. Проведенные исследования являются основой для создания новых профилей. Но далее предложенная конструкция профиля колеса или рельса должна пройти динамические исследования сначала на математических моделях, для чего используются специализированные пакеты прикладных программ. На этом этапе возможна корректировка предложенной разработки из условий безопасности движения, уменьшения динамических составляющих вертикальных и боковых сил и т.п. Отработанная теоретически конструкция профиля должна быть реализована в металле, для чего необходимо создание соответствующего инструмента и оборудования. Выполненные с его помощью профили затем проходят эксплуатационную проверку и только после этого могут быть приняты для серийной эксплуатации. Профили ДМетИ прошли такой полный цикл исследований и введены в серийную эксплуатацию на магистральном и промышленном транспорте [1]. Аналогичные исследования в настоящее время проводятся на польских железных дорогах, также для магистральном и промышленного транспорта.

Например, при помощи лазерных профилографов типа А-В производства P.T.U GRAW в Гливице удалось проанализировать процесс изнашивания колесных пар вагонов и локомотивов на ряд предприятий горно-металлургического комплекса в Польше. В качестве примера на рис. 2 показан процесс изнашивания бандажей электровоза EU07 с профилем поверхности катания 28UIC140. График 1 – новый профиль поверхности катания; 2 – профиль после пробега около 15 тыс. км; 3 – профиль после пробега около 100 тыс. км. Аналогичные исследования проводились для рельсов при помощи профилографа РХУ, производства той же фирмы.

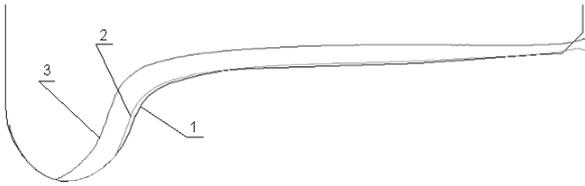


Рис. 2. Процесс изнашивания поверхности катания 28UIC140 электровоза EU07

Преимущества такого оборудования заключаются не только в высокой точности сканирования реальных профилей, но и в том, что полученные данные записываются в виде формата DXF – открытый графический формат фирмы AutoDESK, который достаточно просто может обрабатываться в различных CAD и FEA программах. Таким образом, построение геометрической модели контура сечения колеса не вызывает затруднений.

Для исследования контактного взаимодействия колес различными авторами предлагались методики в той или иной мере основанные на классических подходах. Автором также была разработана методика [1], названная квазигерцевским подходом, которая позволяла исследовать взаимодействие реальных профилей взаимодействующих колеса и рельса с учетом ненулевых углов набегания и возможности двухзонного контакта. Недостатком такого подхода является использование основных допущений теории Герца, т.е. гладкости взаимодействующих тел (отсутствие трения), недопущение пластических деформаций и др.

Широко используемый в настоящее время метод конечных элементов (МКЭ) позволяет устранить столь жесткие допущения. Большим преимуществом является также наличие различных пакетов, реализующих МКЭ на таком уровне, который позволяет говорить о стандартизации расчетов. К числу наиболее распространенных пакетов МКЭ относятся различные разновидности NASTRAN, ANSYS, COSMOS, ALGOR, LS-DYNA и другие коммерческие программы. Указанный подход использовался в работе [2] для исследования железнодорожных колес, причем были использованы различные пакеты программ МКЭ. Для реализации расчетов контактных проблем очень часто используются специализированные контактные конечные элементы. Автором для проведения таких расчетов был выбран пакет MSC.MARC, у которого нет необходимости использовать такие элементы, достаточно задать контактирующие тела и контактные свойства для них. Например, коэффициенты трения, вид трения, таблицу взаимодействующих тел, т.е. информацию о том, какие тела между собой взаимодействуют и какой характер этого взаимодействия (касаются между собою, приклеиваются и т.д.) Следует отметить, что многие авторы, рассматривая задачи контактного взаимодействия или вообще задачи механики деформируемого твердого тела при помощи МКЭ, допускают существенные ошибки, связанные с генерацией КЭ сеток. Наиболее распространенная ошибка – совершенно недостаточное количество конечных элементов в наиболее нагруженных зонах, например, в работе [3], посвященной исследованию прочности

ребра колеса по толщине ребра выбирается всего 12 элементов, а сила, моделирующая контакт с рельсом прикладывается в одном узле.

Зная возможность ошибок при таком подходе, автор проводил генерацию достаточно густых КЭ сеток для создаваемых моделей, например, на рис. 3 показана сетка для головки рельса.

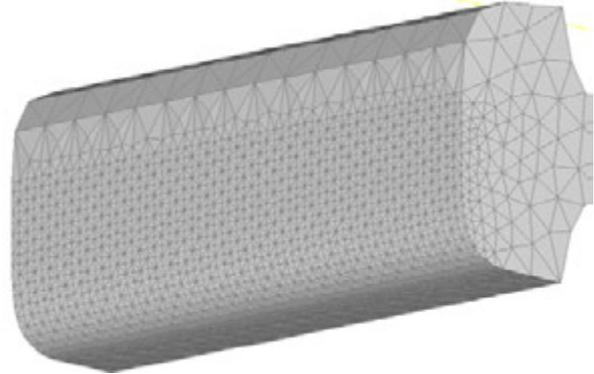


Рис. 3. Пример КЭ сетки для головки рельса Р65

К сожалению, даже для столь густых сеток решение контактной задачи получается неадекватным. Полученные при этом формы пятна контакта и соответствующие распределения напряжений [4] не соответствуют действительности. Статья [5] была посвящена анализу причин этого явления. Было определено, что наибольшие проблемы при КЭ решении контактных задач создает несогласованность КЭ сеток взаимодействующих тел. Под согласованными КЭ сетками понимаются такие сетки взаимодействующих тел, для которых при деформировании взаимодействующих поверхностей узлы на контактных поверхностях в зонах контакта образуют пары или отстоят друг от друга на небольшое расстояние. В данном случае небольшое – означает до 10% от размера контактного элемента. Задача согласования КЭ сеток более важна для постановки таких задач по сравнению с обеспечением достаточной густоты КЭ сеток в приконтактной области, что также является существенным фактором.

Встроенные в КЭ пакеты стандартные генераторы КЭ сеток не позволяют обеспечить требование согласования контактных узлов. В работе [4] предложена методика создания КЭ сеток, которые бы обеспечивали согласованность контактных узлов. В настоящей работе такая методика была усовершенствована. В частности, в соответствии с квазигерцевским подходом и соответствующим программным обеспечением [1] могут быть определены начальные точки контакта для различных относительных положений колеса и рельса с учетом реальных профилей взаимодействующих поверхностей, а также ненулевых углов набегания. Исходя из решения контактной задачи можно определить размеры контактных зон (полуоси контактных эллипсов), а также сближения взаимодействующих тел.

Указанная информация является достаточно важной для создания регулярных согласованных сеток приконтактной зоны. В частности, полуоси контактных эллипсов и расположение центров зон влияют на расположение узлов в создаваемых КЭ сетках приконтактных зон. При этом также учиты-

вается требуемая густота сетки. Последнее требование ограничено размерностью задачи. Например, контактные задачи о взаимодействии колеса и рельса при заданных сближениях поверхностей могут решаться в течение 2 – 4 часов процессорного времени для КЭ сеток 6 – 8 тыс. узлов (соответственно, 18 – 24 тыс. степеней свободы). Если же задаются суммарные силы, действующие на колесо, то время решения задачи увеличивается на порядок вследствие итерационного характера решения, в процессе которого происходит автоматическая подгонка суммарной силы, с тем чтобы она была равна заданной. Это говорит о существенном ускорении решения при задании сближений поверхности, ранее определенных при помощи квазигерцевского подхода.

На рис. 4. показан пример КЭ сетки модели колеса и рельса для гребневого контакта при нулевом угле набегания.

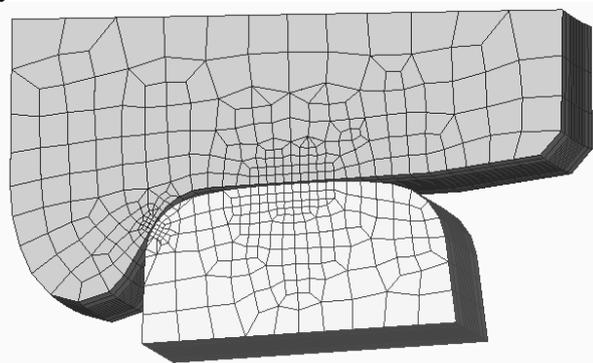


Рис. 4. Модель гребневого контакта колеса и рельса

Как видно из приведенного рисунка, сгущения сеток в центральной приконтактной зоне и в зоне гребневого контакта выполнены разными. Это зависит от предварительно рассчитанной ширины зоны. Очевидно, что в зоне гребня контактная зона вытянута по окружной координате, а вдоль образующей имеет достаточно малый размер. Последнее требует сгущения сетки в указанном направлении.

Дополнительным вопросом является задание свойств материалов взаимодействующих колес и рельсов. Рассматривалась упругопластическая модель материалов с линейным упрочнением. Параметры такой модели выбирались согласно стандартам для колесной и рельсовой стали.

На рис. 5 показано распределение контактных зон при гребневом контакте стандартного нового колеса (ГОСТ 9036-88) с новым рельсом Р65.

Приведенный рисунок показывает, что если для центральной зоны контакта теория Герца применима с большой степенью достоверности, то для гребневой зоны контакта решение по Герцу будет иметь значительную погрешность. Наиболее это усугубляется тем, что именно в этой зоне при увеличении боковой силы возникают и затем расширяются области пластического деформирования. Такой процесс показан для указанной области контакта при нагружении вертикальной силой 125 кН и боковой силой, возрастающей от 7,5 кН до 30 кН.

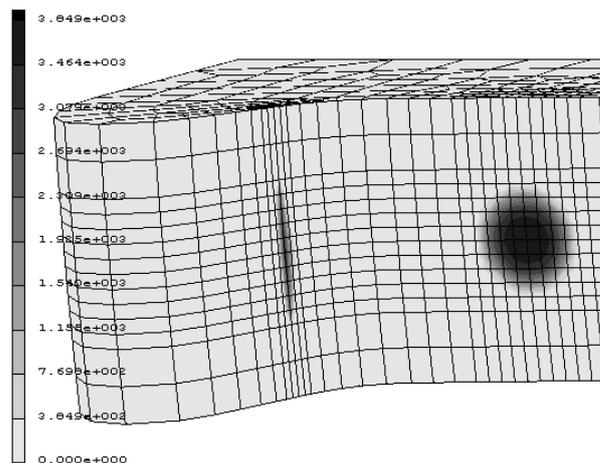


Рис. 5. Распределение контактных узловых сил (аналог контактных напряжений) при двухзонном контакте нового колеса (ГОСТ 9036-88) и рельса Р65

На рис. 6 показаны несколько результатов численных экспериментов, из которых можно составить ясную картину динамики процесса пластического деформирования в указанной контактной зоне. В частности, приведены результаты расчета для боковой силы 9, 12, 15 и 30 кН (рис. 6 a,b,c,d). При этом левые рисунки показывают изменение нормальной контактной силы в рассматриваемой зоне. Указанные силы являются аналогом контактных напряжений. Проблемой постпроцессинга для контактных задач является то, что в большинстве случаев напряжения определяются внутри конечного элемента. Для того чтобы определить контактные напряжения, необходимо вручную поделить величину контактной силы в каком-либо контактном узле на площадь поверхностей элементов, отнесенных к данному узлу. Для нерегулярных КЭ сеток такая задача весьма сложна, что дает еще одно преимущество при создании регулярных сеток.

Правые рисунки показывают распределение приведенных пластических деформаций в гребневой зоне контакта при тех же боковых нагрузках.

Результаты расчета для величины боковой силы 7,5 кН не приводятся, т.к. при такой боковой силе контактные узловые силы в рассматриваемой зоне столь малы, что из очень сложно заметить на рисунке. Вполне очевидно, что при таком уровне контактных напряжений пластические деформации не возникают. При боковой силе равной 9 кН (рис. 6a) появляется заметная зона гребневого контакта с характерным вытянутым вдоль окружной координаты профилем. При этом зарождаются также зоны пластических деформаций, но сами они настолько малы, что на рисунке заметить их невозможно.

При возрастании боковой силы до 30 кН зона пластических деформаций существенно разрастается. При этом из сравнения распределений контактных сил и пластических деформаций видно, что соответствующие зоны не совпадают. Если зона нормальных контактных сил (по сути зона контакта) при нагружении сохраняет свою первоначальную вытянутую форму, при этом изменяются только размеры зоны, то для зоны пластических деформаций картина выглядит несколько иначе.

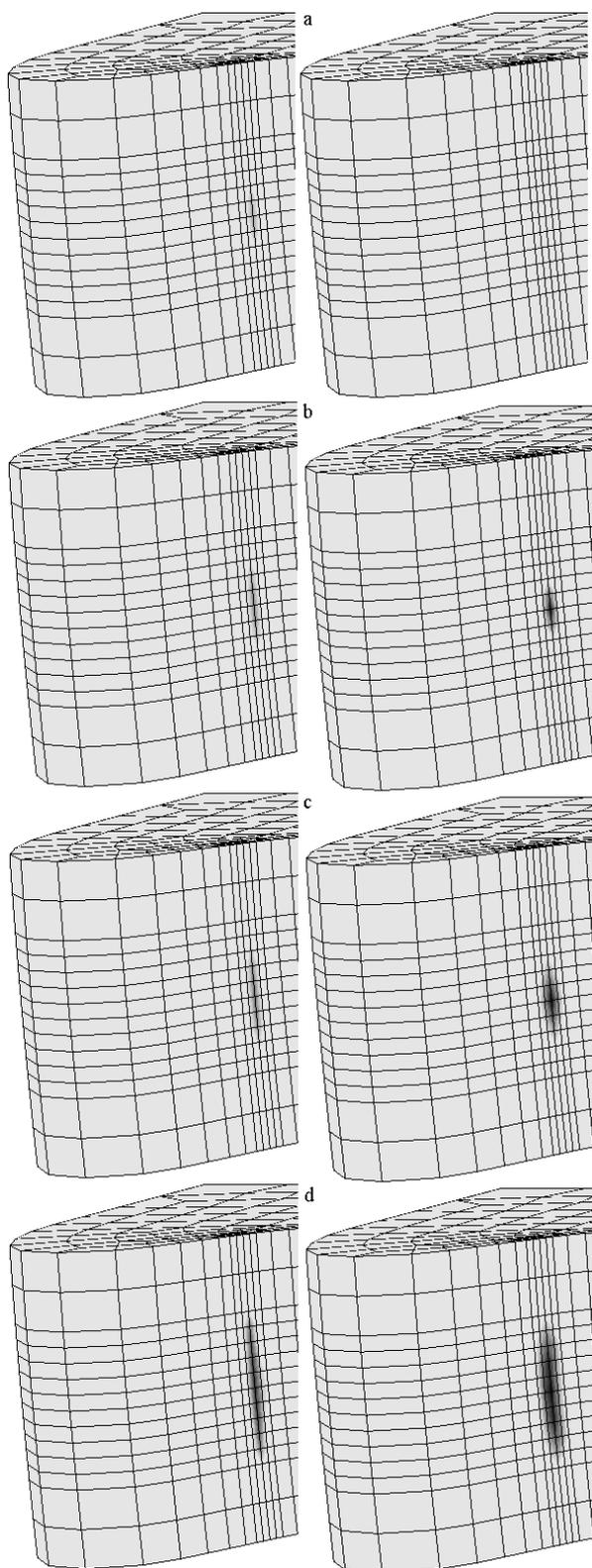


Рис. 6. Моделирование процесса развития пластических деформаций в гребневой зоне контакта при возрастании величины боковой силы. Левые рисунки – распределения нормальных контактных сил; правые рисунки – приведенных пластических деформаций. Боковая сила, действующая на колесо а) 9 кН; б) 12 кН; в) 15 кН; д) 30 кН

Уже при зарождении зоны пластического деформирования форма ее существенно отличается от

формы зоны контакта. На рис. 6б видно, что зона пластического деформирования значительно менее вытянута, при этом ширина ее превосходит поперечные размеры зоны контакта, т.е. пластические деформации происходят не только в самой контактной зоне, но и в ее окрестности. Подобная тенденция сохраняется и в дальнейшем (рис. 6с, д). Такой характер пластического деформирования подтверждает тот факт, что вследствие пластического деформирования поверхностных слоев металла гребневой области происходит его перемещение, как в зону выкружки, так и в сторону вершины гребня. Последнее определяет основную причину образования остроконечного наката.

Были проведены расчеты также для идеально упругих моделей. На рис. 7 приведено сравнение максимальных контактных напряжений в гребневой зоне, определенных при помощи идеально упругой и упругопластической модели.

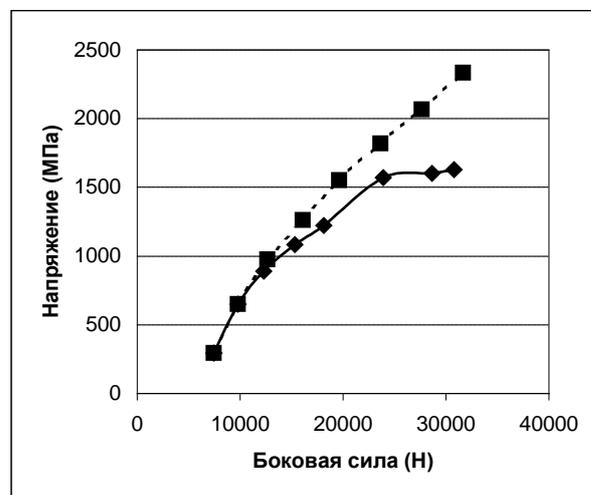


Рис. 7. Сравнение изменения максимальных контактных напряжений при возрастании боковой силы для идеально упругой (пунктир) и упругопластической (сплошная линия) моделей

Как видно из приведенного графика, при боковых силах в пределах до 10 кН даже появившиеся зоны пластического деформирования не вносят существенных отличий в распределение контактных напряжений. При этом для боковых сил, превышающих 15 кН, решения отличаются существенно. А для боковых сил, превышающих 24 кН, рост контактных напряжений при наличии пластических зон резко замедляется. Это обусловлено тем, что при этом происходит существенное течение металла, значительно увеличивается величина контактной зоны и происходит перераспределение контактных напряжений.

Аналогичную картину можно увидеть при рассмотрении изменения пластических деформаций (рис. 8). Для боковых сил, превышающих 24 кН, рост пластических деформаций снижается. Это не означает, что пластическое деформирование прекращается или уменьшается. Напротив, при этом происходит резкий рост величины зоны пластического деформирования. Можно например сравнить

размеры зон пластического деформирования на рис. 6с, d. Как видим, рост боковой силы в 2 раза приводит к расширению площади зоны пластических деформаций более чем в 4 раза.

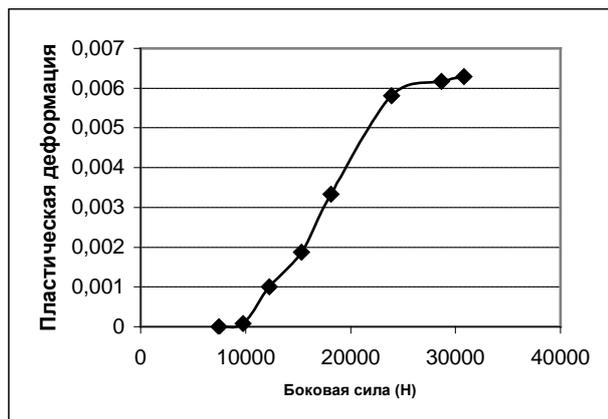


Рис. 8. Изменение максимальной приведенной пластической деформации в зоне гребневого контакта при возрастании боковой силы

Отметим, что приведенные выше расчеты проводились для нулевых углов набегания. Разработана также методика расчета, позволяющая исследовать контактное взаимодействие колес и рельсов при ненулевых углах набегания. В данном случае, также как и в предыдущем, главная проблема заключается в необходимости обеспечения согласованности КЭ сеток колеса и рельса. Для достижения этой цели предложен подход, состоящий в том, что сначала описанная выше методика выполняется в полном объеме. Затем КЭ сетка рассматриваемого колеса поворачивается на заданный угол набегания, а КЭ сетка рельса преобразуется при помощи специально написанной вычислительной программы. При этом сечения поворачиваются на заданный угол, оставаясь плоскими. Изменения положений узлов происходят только в направлении продольной координаты. На рис. 9 показаны КЭ сетки рассматриваемой области рельса до и после преобразования КЭ сетки.

На указанном рисунке промоделировано контактное взаимодействие нового колеса ГОСТ 9036-88 и рельса Р65 в центральной зоне контакта. Полученное при этом распределение контактных напряжений близко к распределению Герца. В данной зоне контакта пластические деформации малы. Изменение угла набегания от 0 до 2° влияет на распределение контактных напряжений незначительно. При этом немного поворачиваются оси контактных эллипсов. В то же время для контакта в гребневой зоне картина контактного взаимодействия существенно отлична. Имеет место забегание гребневой контактной зоны относительно центральной зоны контакта.

Таким образом, на основе проведенных исследований контактного взаимодействия колес и рельсов можно сделать вывод, что разработана эффективная методика для анализа такого контакта. Она протестирована на ряде классических задач. Такой подход может быть использован при разработке новых профилей поверхности катания.

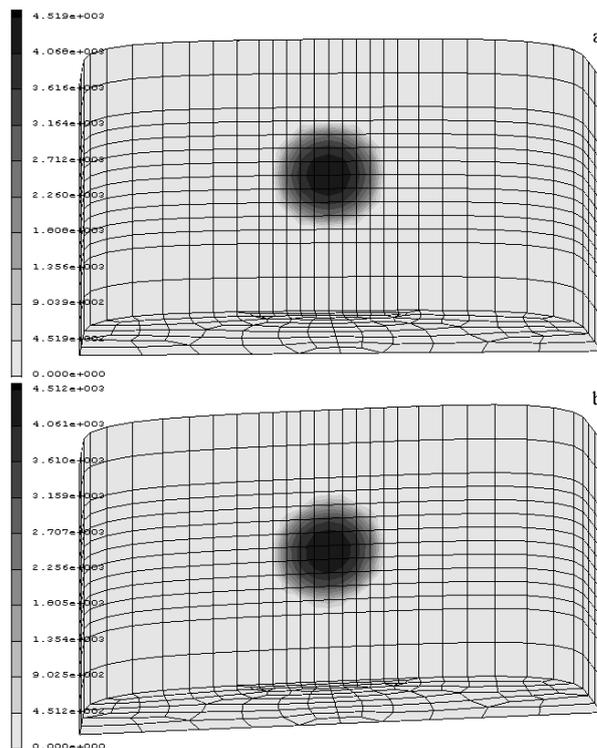


Рис. 9. Распределение контактных узловых сил на поверхности рельса Р65 при центральном контакте с колесом ГОСТ 9036-88 (а – угол набегания 0°; б – угол набегания 2°)

Библиографический список

1. Сладковский А.В. Снижение износа колесных пар на магистральном и промышленном транспорте. - Днепропетровск: Полиграфист, 1997. - 108 с.
2. Sitarz M., Śladkowski A., Bizoń K., Chrużik K. Design and Investigation of Railway Wheelsets // Railway Wheelsets. – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2003. – S. 21 – 59.
3. Пастернак М.О., Рейдемейстер Г.В., Соборницька В.В., Довганюк С.С. Дослідження міцності гребеня локомотивного колеса // Транспорт: Збірник наукових праць. – Дніпропетровськ: Арт-Прес, 2000. – С. 92 – 96.
4. Sitarz M., Śladkowski A., Żurek Z. Research of Influence of Surface Profiles for Different Wheel – Rail Pair on Distribution of Contact Stresses // Proceedings 6th International Conference on Contact mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Gothenburg: CHARMEC, 2003.-V.1.-P.259–264.
5. Śladkowski A., Kuminek T. Influence of the FE Discretization on Accuracy of Calculation of Contact Stress in a System Wheel – Rail // Proceedings 3rd Scientific Conference of Jan Perner Transport Faculty “New Trends in Transport and Communications”. – Pardubice: University of Pardubice, 2003. – P. 13 – 18.

Рекомендовано до публікації д.т.н. С.Е. Блохіним 15.02.2004 р.

© Сладковский А.

14. Ю.Г. Кравченко, С.Г. Пиньковский Расчет сил на площадке износа абразивного зерна 68
15. А.А. Плехова, Е.А. Тезикова, С.В. Пронин Моделирование скоростных трасс с использованием функционала класса кривых SCK 72
16. Е.Г. Яниутин, С.И. Поваляев Некорректные задачи динамического деформирования составного стержня 77
17. В.М. Поляков, О.М. Тимков, А.В. Горпинюк Методика та результати експериментального визначення бічних сил на колесах двовісного причепа 84
18. Ю.Г. Кравченко, Ю.В. Савченко Расчет удельной себестоимости обработки при точении 88
19. А. Сладковский К вопросу контактного взаимодействия колес и рельсов 91
20. В.Н. Старченко Трение и сцепление при взаимодействии колеса с рельсом в процессе торможения 100
21. В.И. Сторожев, В.В. Залетов Пространственное напряженно-деформированное состояние массива горных пород при проведении выработок в пласте полезного ископаемого 108
22. А.А. Стоянов, О.В. Сергиенко Технология и оснастка для получения высокопрочных сложнопрофильных порошковых деталей 111
23. А.І. Танцура, О.І. Білоус Дослідження напруженого стану конвеєрної стрічки, що має розрив 116
24. С.М. Турпак Організація перевезень продукції гірничо-металургійного комплексу у приватних вагонах 123
25. Н.С. Хапилова, С.Н. Федотов Распределение напряжений в массиве вблизи подготовительной выработки, расположенной в зоне влияния лавы 126
26. Н.С. Хапилова, М.Л. Алтухова, А.В. Зенченков Напряженно-деформированное состояние трансверсально-изотропного массива горных пород с подземными выработками 131
27. Л.М. Хныкин, Д.А. Довгаль К вопросу определения отклоняющего возмущения исполнительного органа для прямолинейного бурения скважин в пластах неоднородной структуры 136