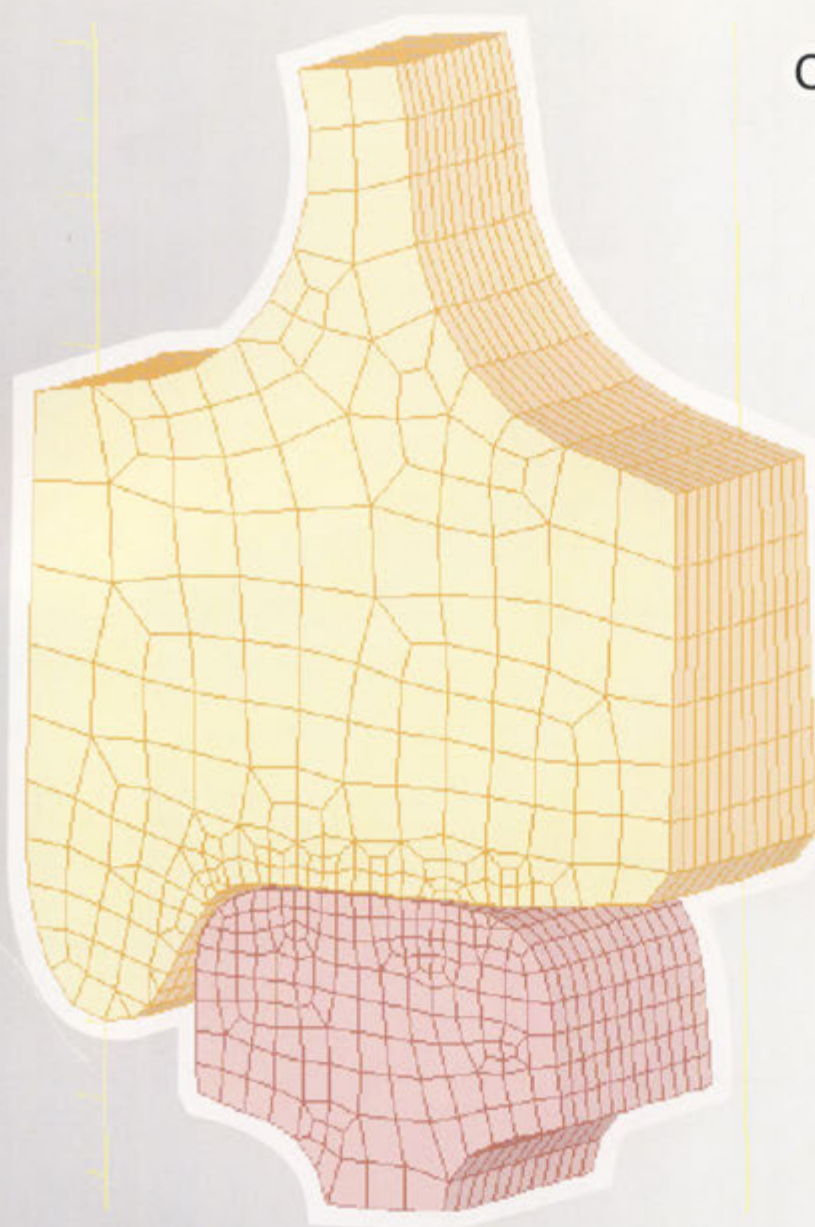


АЛЕКСАНДР
СЛАДКОВСКИЙ



КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕС И РЕЛЬСОВ

АЛЕКСАНДР СЛАДКОВСКИЙ

**КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ
КОЛЕС И РЕЛЬСОВ**



**Луганск
2005**

УДК 629.4.015.001.57
ББК 84 (4 Укр – 4 Луг) 6
С 47
ISBN 966-8051-19-X

Рецензенты: д.т.н, проф. Г.И. Нечаев, д.т.н, проф. Г.Е. Фрегер

Сладковский А.В.

С47 Контактное взаимодействие колес и рельсов

Монография. - Луганск: Русь, 2005 - 189 с.: табл. 6.
ил. 112. библиогр. 103 назв.

ISBN 966-8051-19-X

В монографии рассмотрены проблемы моделирования контактного взаимодействия в паре колесо – рельс. Рассмотрено несколько методов определения величины и расположения контактных зон, исследования напряженно-деформированного состояния элементов пары. Среди них особое место занимает метод конечных элементов. Расчеты, с использованием этого метода, позволили уточнить многие аспекты контактного взаимодействия, например, влияние профилей взаимодействующих поверхностей на распределение контактных напряжений, вклад пластического деформирования в общую картину НДС и др. Наибольшее внимание посвящено сравнению взаимодействия колес и рельсов на железных дорогах стран бывшего СССР и Польши.

УДК 629.4.015.001.57
ББК 84 (4 Укр – 4 Луг) 6

ISBN 966-8051-19-X

© Сладковский А.В., 2005
© Оформление, издательство "РУСЬ", 2005

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время не стоит доказывать важность проведения исследований в области механики железнодорожного транспорта. Для европейских стран железнодорожный транспорт всегда был и остается в настоящее время ведущим видом транспорта. В этом нет ничего удивительного. Для имеющей место высокой плотности населения при массовых перевозках пассажиров и грузов на средние и дальние расстояния автомобильный транспорт оказывается менее эффективным, требует больших капиталовложений. Для него необходим отвод значительно больших территорий, которые будут безвозвратно потеряны для других отраслей хозяйства. Ну а вопросы экологии транспорта вообще выводят железнодорожный транспорт на недостижимое первое место. Особенно важным явлением современного железнодорожного транспорта является разработка отдельных высокоскоростных линий и соответствующего подвижного состава. Тем не менее не забывается и обычный железнодорожный транспорт. Здесь важное место занимают интермодальные и бимодальные перевозки, для которых необходимо создание новых перспективных видов транспортных средств [10]. Таким образом, становится очевидным, что проведение исследовательских и конструкторских работ, направленных на создание новых деталей и узлов техники железнодорожного транспорта является актуальной проблемой не только сегодняшнего дня, но и останется таковой в течение обозримого будущего.

Никого не нужно убеждать также в том, что проблема взаимодействия колеса и рельса является для железнодорожного транспорта одной из наиболее важных. В статье [87] анализируются работы, проводимые в ведущих странах мира и направленные на продление долговечности элементов рассматриваемой пары. При этом оказывается, что и в Великобритании, и в США, и в ЮАР решаются одни и те же проблемы, при этом методы их решения близки или полностью совпадают с тем, что предлагается в России, Украине или Польше. Это и лубрикация рельсов, и работы по усовершенствованию профилей взаимодействующей пары, и шлифование рельсов, и разработка новых сталей, и усовершенствование рессор-

ного подвешивания, и другие работы. В этом нет ничего удивительного, поскольку перспективные направления работ определяются физикой процесса взаимодействия в рассматриваемой паре трения.

Перед польскими или украинскими железными дорогами стоят те же проблемы. Но, наверно, в наибольшей степени они волнуют российские железные дороги, что объясняется их протяженностью и значением для экономики России. Российские железнодорожники активно работают над решением проблем колеса и рельса, примером чему может служить название статьи первого вице-президента ОАО "РЖД", д.т.н. Х.Ш. Зябирова: «Система "колесо-рельс": оптимальное взаимодействие» [22], опубликованной в 2004 году. В ней описываются положения соответствующей Стратегической программы, принятой и реализуемой в настоящее время на Российских железных дорогах. Но здесь задается вопрос. В указанной статье говорится о необходимости введения «взаимоувязанных профилей колеса и рельса». Неужели этот столь очевидный факт до сих пор игнорировался и существующие профили не были взаимоувязанными? Сомневаться в словах вице-президента не приходится и, видимо, следует ответить на поставленный риторический вопрос положительно. Тогда должен следовать другой вопрос, каким же образом «взаимоувязать» разрабатываемые профили? Если ли у специалистов, работающих над Стратегической программой такая методика? Автор не имеет в этом вопросе полной уверенности и надеется, что методические положения, изложенные в настоящей книге, будут способствовать решению указанной проблемы.

Откуда берется такая уверенность? На протяжении всей своей научной деятельности автор занимался вопросами контактного взаимодействия, в том числе колес и рельсов. Является одним из авторов известных на территории стран бывшего СССР профилей колес вагонов и локомотивов ДМетИ, новых конструкций рельсов, инструмента для обработки колес и рельсов. Во время своих многочисленных встреч со специалистами, занимающимися вопросами производства и эксплуатации железных дорог, приходилось неоднократно отвечать на вопросы, связанные с причинами ускоренного изнашивания элементов пары колесо – рельс.

В своих работах автор неоднократно останавливался на отдельных аспектах этой проблемы. Здесь считаю целесообразным сослаться на работу к.т.н. В.Н. Цюренко [36], в которой подробно проанализированы причины преждевременного выхода из строя колес подвижного состава РЖД. Очевидно, что в достаточно короткой статье невозможно назвать все причины и в данной книге автор будет останавливаться на некоторых аспектах проблемы, которые не нашли своего отражения в работе [36] или отражены недостаточно. Но главное в подходе, который предлагается во ВНИИЖТ, это комплексный характер решения проблем колес и рельсов, что, конечно, под силу во взаимодействии не только отдельных специалистов, но и многих институтов, причем не только России, но и других стран. Это является целесообразным, поскольку проблемы колес и рельсов, как уже отмечалось, не знают государственных границ. На проведенной в Катовице в 2002 году международной научной конференции [31], посвященной проблемам железнодорожных колесных пар, отмечалась необходимость расширения международного сотрудничества при решении проблем контактного взаимодействия колес и рельсов.

Автор надеется, что изложенные в книге методические разработки окажутся полезными для специалистов, занимающихся проблемами усовершенствования подвижного состава и пути. Они также могут быть использованы при изучении проблем эксплуатации колес и рельсов в транспортных ВУЗах.

Автор глубоко признателен своим коллегам, сотрудникам и ученикам из Силезского технологического университета (Катовице) и Национальной металлургической академии Украины (Днепропетровск), совместно с которыми автор работал и продолжает работать над рядом научно-исследовательских проектов и грантов. Особую благодарность выражаю профессорам Марку Ситажу и Светлане Губенко, инженерам – магистрам Томашу Куминку, Томашу Войдыле, Якубу Млынчаку, Александру Есаулову, Евгению Шевченко, Владиславу Рубану и Василию Хмиленко.

Предлагаемая вниманию читателей книга была написана в рамках работы над научно-исследовательским грантом 5Т12С 052 23.

1. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МКЭ ДЛЯ РЕШЕНИЯ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСА И РЕЛЬСА

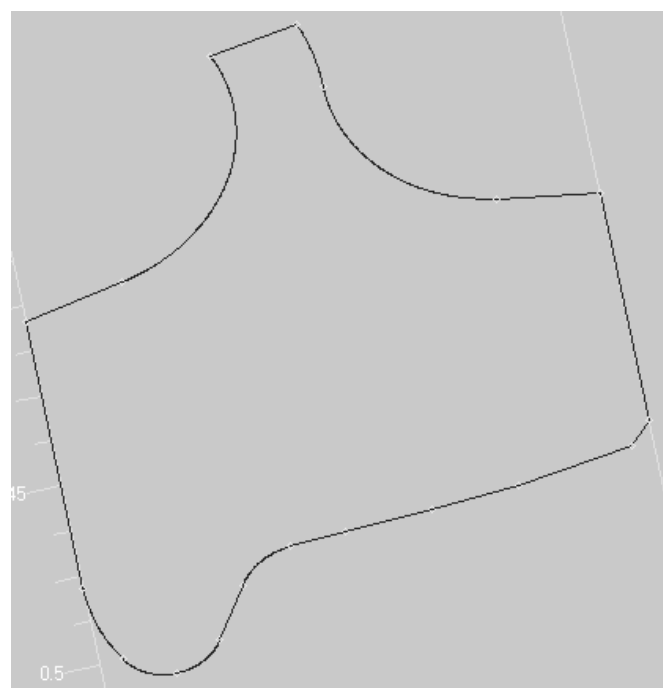
Метод конечных элементов является одним из наиболее эффективных способов решения задач механики деформируемого твердого тела, в том числе контактных задач. В книге [33] автор привел основы МКЭ и решение некоторых простейших задач, связанных с механикой железнодорожного транспорта, в том числе с колесами. Анализ программного обеспечения, которое в настоящее время предлагается на рынке, показал, что существует устойчивая тенденция к объединению возможностей таких программ. Чаще всего это происходит путем приобретения более крупным разработчиком мелких компаний с программными кодами их разработок, которые в последующем включаются в программные средства основной компании. В этом процессе преуспела фирма MSC.Software, которая за последнее десятилетие приобрела программные продукты MARC, ADAMS, Working Model и другие. При этом происходит постоянное обновление программного обеспечения фирмы, в результате чего для пользователей появляются новые возможности. Во многом именно с этим связан выбор автора, который был реализован в работе [33], причем программа MSC.NASTRAN for Windows версии 4.0.1 была положена в основу предлагаемой методики решения задач. В настоящее время выпущена значительно усовершенствованная версия данного программного продукта, которая называется MSC.Visual NASTRAN for Windows 2003. Это программное обеспечение уже включает в себя возможности решения контактных задач (решатель MARC). С учетом того, что версия MARC в данном программном продукте является усеченной, для решения контактных задач предлагается использовать непосредственно MSC.MARC 2003, при этом подготовку модели проводить в NASTRAN for Windows с последующим ее экспортом. Возможен также импорт из MARC полученного решения контактной задачи. Такой подход позволяет использовать преимущества указанных пакетов.

При решении контактных задач с использованием МКЭ наиболее сложной проблемой является генерация приемлемых КЭ сеток колеса и рельса. Проблема заключается в том, что использование встроенных генераторов КЭ сетки является

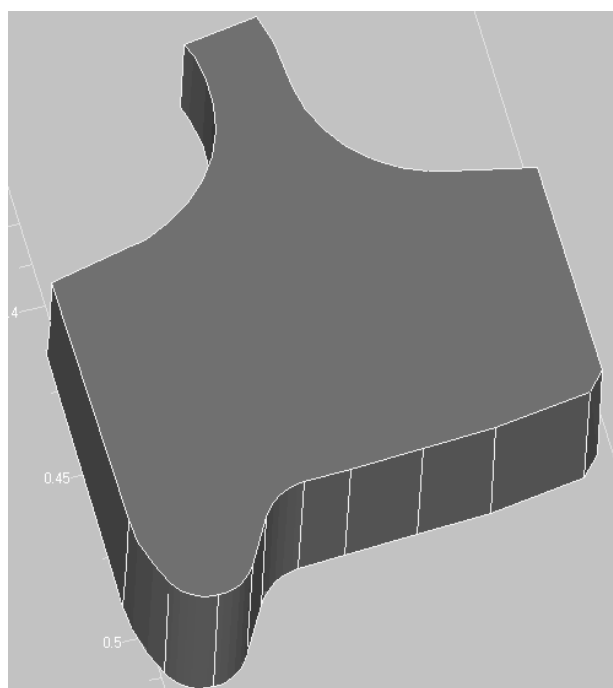
неэффективным. Это объясняется тем, что при задании характеристического размера конечного элемента и последующей генерации соответствующей сетки возможны два варианта. Первый вариант имеет место в том случае, когда характеристический размер элемента соизмерим с размерами контактной зоны. Полученная в результате КЭ модель не позволяет решить контактную задачу с приемлемой точностью, не позволяет судить о влиянии профилей взаимодействующих колеса и рельса на распределение контактных напряжений. Второй вариант имеет место тогда, когда выбирается достаточно малая величина конечного элемента, но при этом создается КЭ сетка, размерность которой столь велика, что решение контактной задачи на персональном компьютере, а тем более исследование различных параметров контактного взаимодействия становится невозможным.

В качестве альтернативы возможен подход, когда вручную задается КЭ дискретизация приконтактной области с требуемым сгущением сетки, а далее проводится дискретизация всей рассматриваемой области. На рис. 1 показан процесс создания КЭ сетки области колеса, включающей в себя часть обода и переходную зону от обода к диску. Сначала создается плоская геометрическая модель сечения рассматриваемой области (рис. 1a), затем при помощи вращения вокруг оси колеса указанная область «выдавливается», что приводит к созданию трехмерной геометрической модели (рис. 1b) – темплета колеса. Следующей операцией является генерация узлов сетки в приконтактной области (рис. 1c). Предварительно выбирается и создается геометрическая модель такой области, а также проводится выбор необходимого количества узлов по каждой координате. И наконец при помощи автоматического генератора сетки создается КЭ дискретизация для всей рассматриваемой области (рис. 1d). Вполне очевидно, что перед генерацией КЭ сетки должны быть проведены необходимые операции задания свойств материала и свойств элементов генерируемой сетки. Подробное описание таких операций дано в книге [33]. Можно отметить одно отличие программ NASTRAN for Windows и MARC. В последней указанные операции проводятся после генерации КЭ сетки.

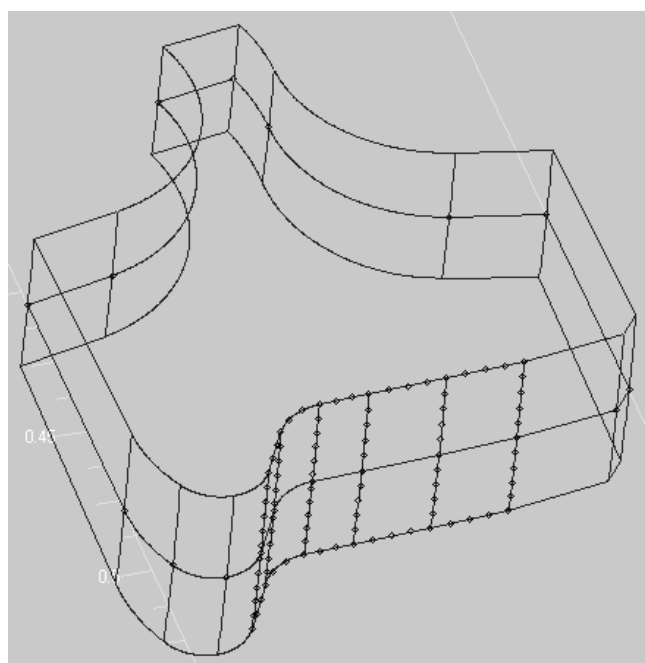
Вполне очевидно, что для правильной постановки задачи должны рассматриваться не показанные на рис. 1.1 области, а колесо и рельс в целом, как, например, в работе [1] (рис. 1.2). Аналогичный подход использовался также в работе [92], КЭ модель которой приведена на рис. 1.3. КЭ сетка в приконтактной области настолько густая, что рассмотреть ее подробно не удастся. Очевидно, что показано только сечение взаимодействующих тел.



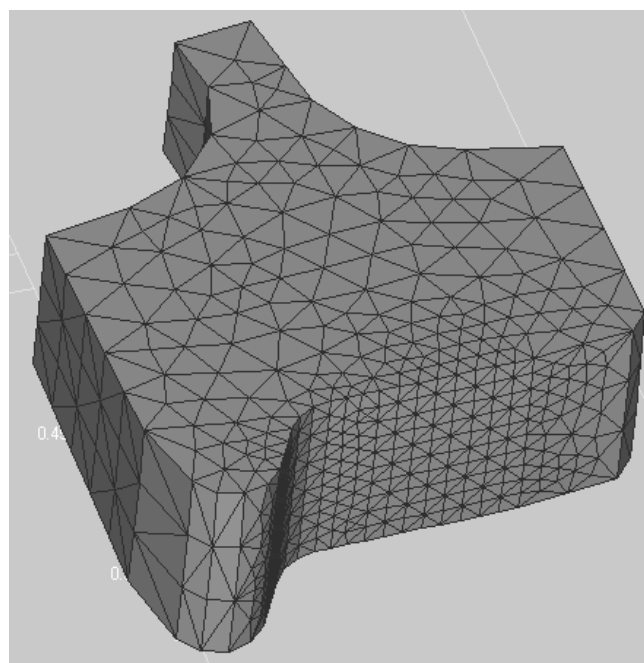
a



b



c



d

Рис. 1.1. Процесс полуавтоматической генерации КЭ сетки

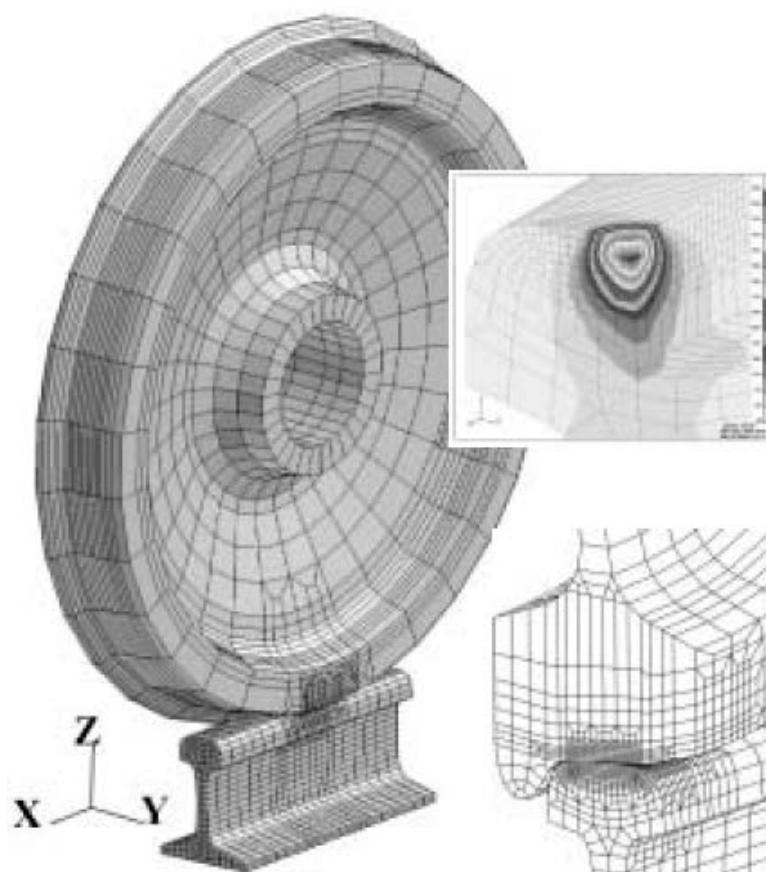


Рис. 1.2. Модель контактного взаимодействия колеса и рельса в соответствии с работой [1]

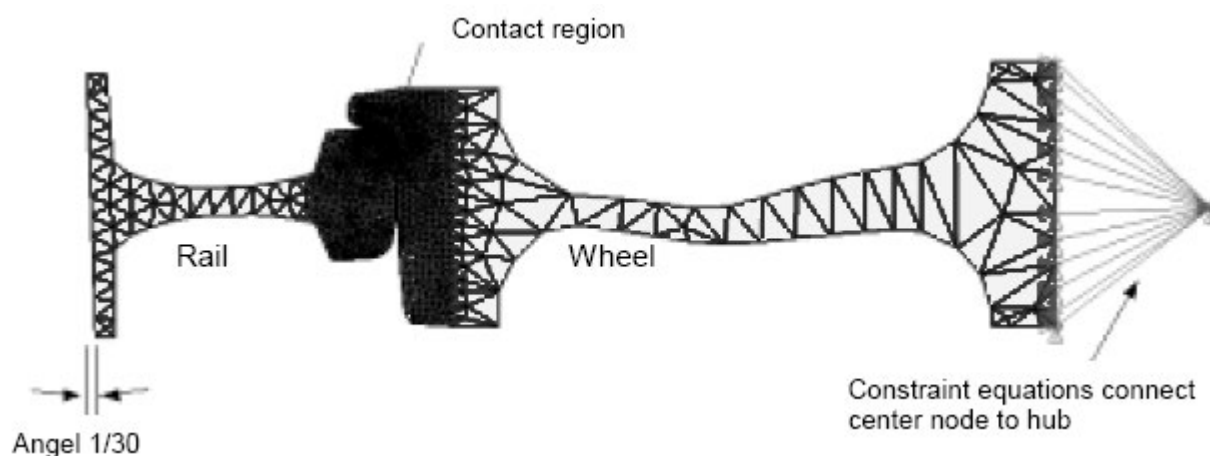


Рис. 1.3. КЭ модель контактного взаимодействия согласно работе [92]

Следует учитывать, что рассмотрение дополнительных областей колеса и рельса требует задания увеличения количества конечных элементов, что существенно увеличивает количество степеней свободы задачи. К сожалению, любые задачи контактного взаимодействия решаются на пределе возможностей современной вычислительной техники. Это связано с тем, что для достижения прием-

лемой точности решения в каждой области контакта должно быть не менее 5 узлов по максимальной ширине зоны [95]. Обеспечение этого требования приводит к необходимости сгущения КЭ сетки в приконтактной области, что в свою очередь приводит к значительному повышению числа степеней свободы модели и увеличению времени счета. Особо усложняет проблему тот факт, что данная задача относится к классу контактных, а следовательно может быть решена в нелинейной постановке, для чего требует итерационного подхода. Время счета такой задачи на наиболее мощных персональных компьютерах может исчисляться несколькими днями. Здесь и возникает вопрос, следует ли рассматривать контактную задачу, создавая модель, аналогичную приведенной в работе [1]?

При таком подходе существенно усложняется модель, что не позволяет проводить детальный анализ контактного взаимодействия. Недостатком такого подхода является задание совершенно недопустимого с точки зрения погрешности решения количества элементов по ширине дисковой области. Мы видим, что в обеих приведенных моделях такое количество элементов равно 1. В работе [13] указано, что если не используются элементы высших порядков, то для обеспечения приемлемой точности решения необходимо создание не менее 6 элементов по ширине дисковой области колеса. Аналогичный подход справедлив и для шейки рельса. Погрешности решения проявляются в максимальной степени при наличии изгиба указанных областей, что безусловно имеет место при контактном взаимодействии в гребневой области.

Следующий вопрос состоит в том, когда необходимо остановиться? Почему не следует рассматривать взаимодействие колеса и оси? Может быть требуется учитывать изгиб оси под нагрузкой, а также разуклонку рельсов при действии боковой силы? Очевидно, что это вопросы достаточно обоснованы, и ответ на них должен быть следующий. Постановка задачи в соответствии с моделями, показанными на предыдущих рисунках, может использоваться для анализа напряжений в колесах и рельсах в областях, отдаленных от контактной зоны. При этом следует значительно уменьшить густоту сетки в области контакта и обеспечить необходимое количество элементов в относительно тонких зонах, подверженных

изгибу. При таком подходе могут рассматриваться различные виды нагружения колес и рельсов, например, напряжения, возникающие вследствие запрессовки колес, или термические напряжения, обусловленные колодочным торможением. В качестве примера можно указать КЭ модель, приведенную в работе автора [34], при помощи которой можно моделировать процесс формирования колесных пар (рис. 1.4).

Однако при исследовании контактных напряжений для различных положений колесной пары относительно рельсовой колеи, а также действия различных контактных нагрузок, определения влияния профилей взаимодействующих тел и т.д., КЭ модель должна быть по возможности упрощена. Т.е. должны рассматриваться только зоны, находящиеся вблизи области контакта. Таким образом, приходим к необходимости КЭ дискретизации областей, аналогично примеру, приведенному на рис. 1.1.

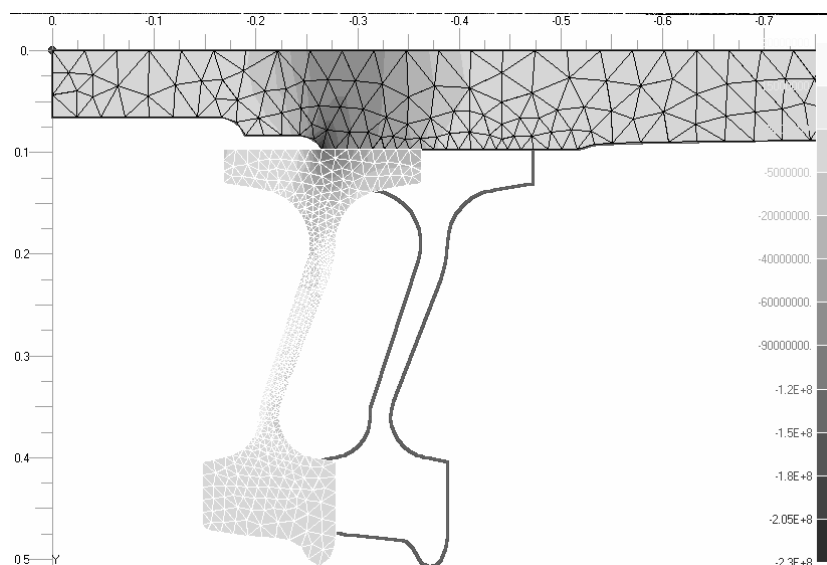


Рис. 1.4. Моделирование процесса запрессовки колеса на ось

Отметим, что такой подход не является новым. Например, в работе [99] рассматриваются КЭ сетки сгенерированные под конкретную задачу контактного взаимодействия в переходной области выкружки гребня (рис. 1.5).

Таким образом, можно сделать вывод, что на современном этапе развития вычислительной техники рассмотрение дополнительных областей колеса и рельса, удаленных от зоны контакта, представляется излишним и может вместо ожи-

даемого увеличения точности решения приводить к обратным последствиям, а в отдельных случаях вообще к невозможности проведения анализа контактного взаимодействия. Имеет смысл первоначально оценить, какое влияние оказывает деформация остальных зон колеса на деформирование приконтактной области.

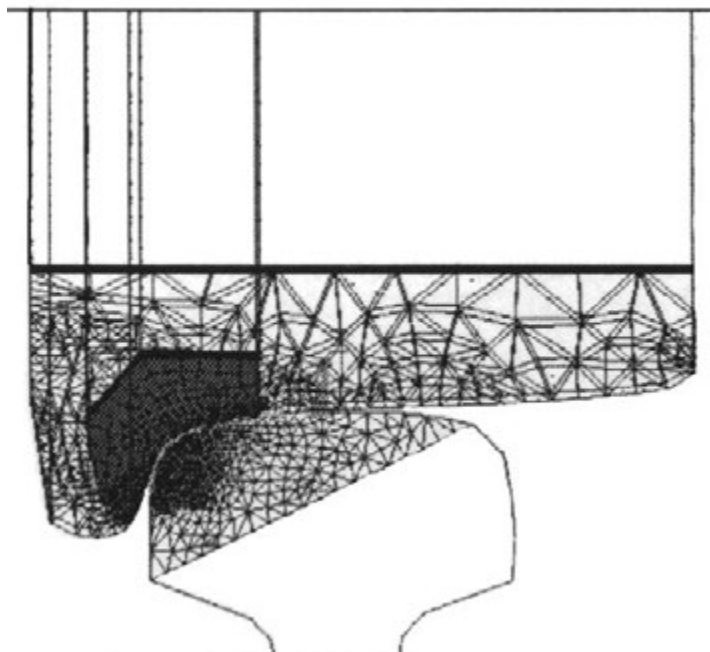


Рис. 1.5. КЭ модель контактного взаимодействия согласно работе [99]

Для этого предлагается следующий подход. Первоначально рассматриваются задачи деформирования колеса и рельса отдельно друг от друга под действием всей совокупности нагрузок, приложенных к ним. Например, на рис. 1.6 показана КЭ модель рельса с достаточно редкой КЭ сеткой для оценки деформирования приконтактной области, а на рис. 1.7 показана аналогичная модель колеса.

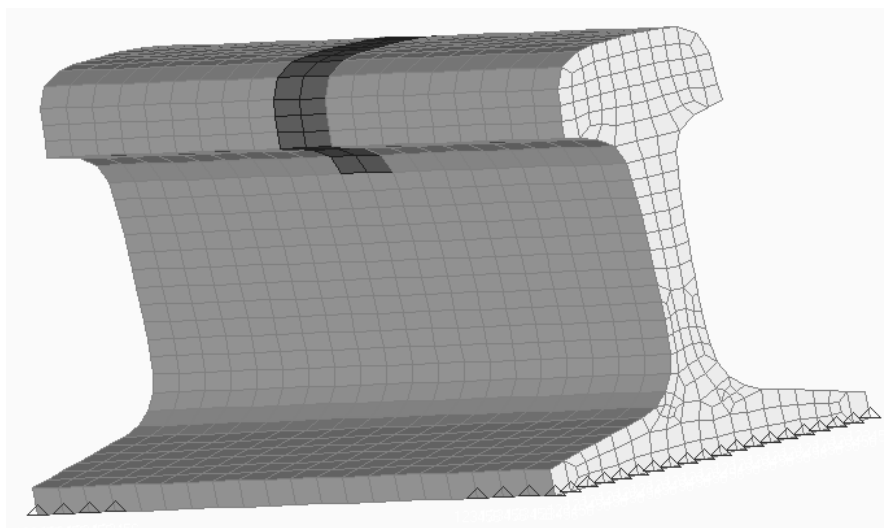


Рис. 1.6. КЭ модель рельса для оценки деформирования приконтактной зоны

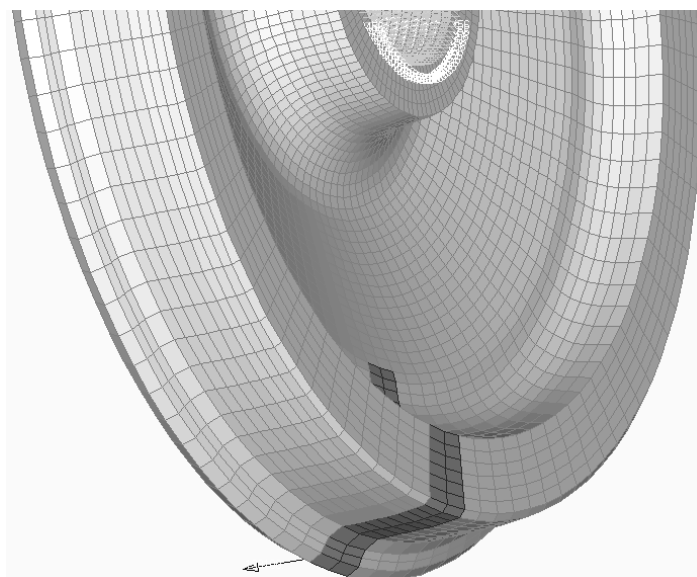


Рис. 1.7. КЭ модель колеса для оценки деформирования приконтактной зоны (показана только нижняя часть)

На приведенных рисунках выделены рассматриваемые приконтактные зоны колеса и рельса. Как колесо, так и рельс могут быть нагружены различными внешними силами. Среди таких внешних нагрузок одним из наиболее существенных факторов является термическое воздействие вследствие колодочного торможения колес. В работе [93] рассматривались различные виды нагружения колес. В качестве примера может быть приведено распределение температур в сечении колеса (рис. 1.8).

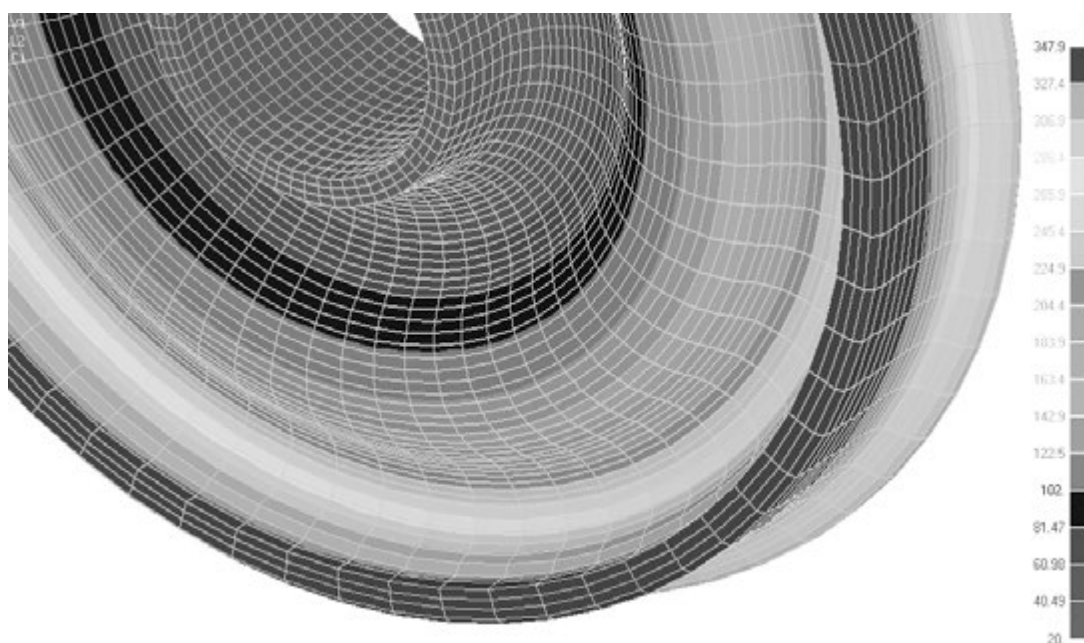


Рис. 1.8. Распределение температур на промежуточном этапе длительного колодочного торможения

В соответствии с указанным подходом при помощи МКЭ рассматриваются выделенные приконтактные зоны. При этом наиболее важная информация – это величина перемещений узлов в таких зонах. На рис. 1.9 показаны распределения суммарных перемещений в этих зонах.

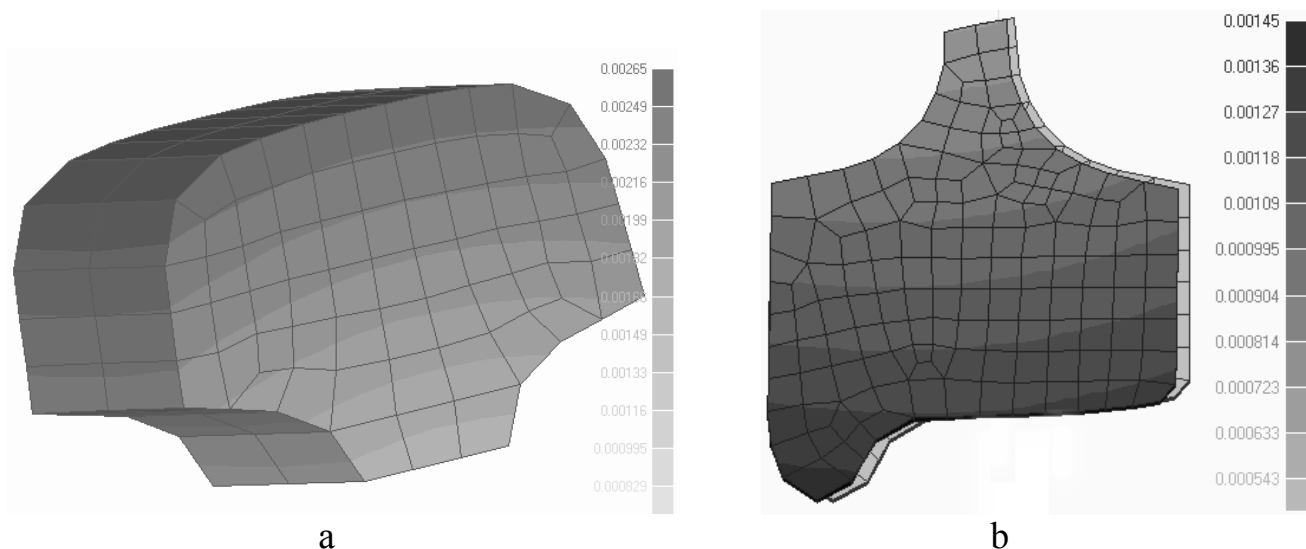


Рис. 1.9. Распределения суммарных перемещений в приконтактной области рельса (а) и колеса (b)

Полученные распределения перемещений позволяют оценить, насколько перемещения остальных частей колеса и рельса влияют на изменение относительного расположения контактных поверхностей, поскольку именно этот фактор в наибольшей степени влияет на распределение контактных напряжений. Анализ таких перемещений показывает, что для большинства видов нагружения деформирование частей, удаленных от области контакта, влияет на контактное взаимодействие колеса и рельса в очень малой степени и может не приниматься во внимание. Тем не менее, отдельные виды нагружения, например, боковое воздействие на рельс при ослаблении его крепления к шпале (разуклонка) или значительное термическое воздействие на колесо при торможении могут значительно изменять взаимное расположение контактирующих поверхностей, что приводит к существенному перераспределению контактных зон и, очевидно, контактных напряжений.

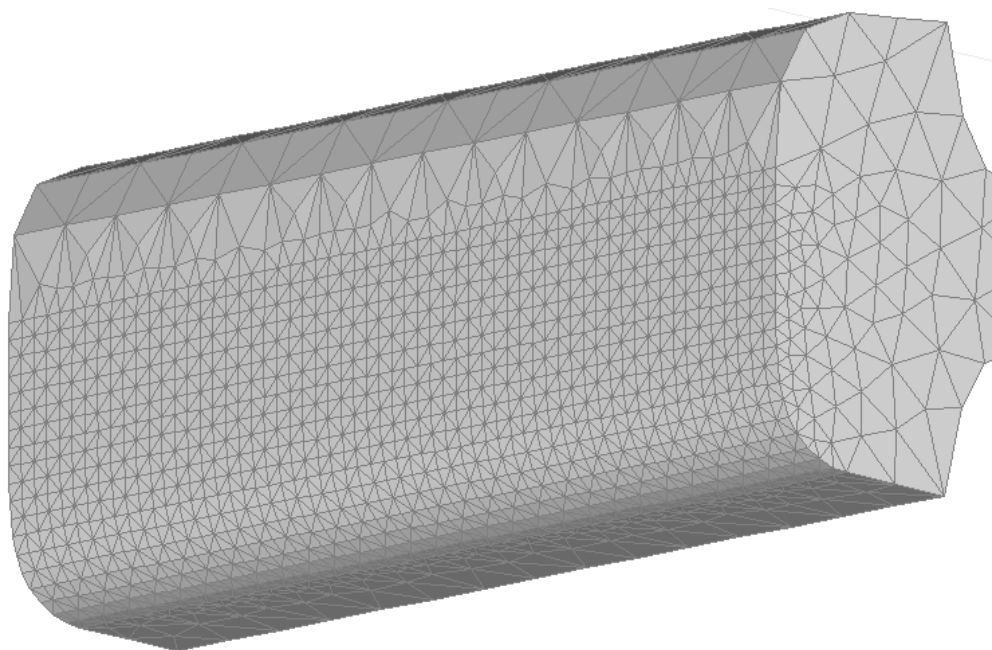
Для таких условий нагружения может быть предложен и реализован следующий алгоритм. Первоначально отдельно рассматриваются модели колеса и рель-

са в целом. Для них создаются редкие КЭ сетки и решаются задачи нагружения всей совокупностью внешних нагрузок. Определяются перемещения на границах выделенных приконтактных областей, для которых затем исследуется контактное взаимодействие. Полученные на первом этапе перемещения на границах указанных областей могут использоваться в качестве граничных условий для второго этапа. Однако, в большинстве случаев, при анализе контактного взаимодействия такими перемещениями следует пренебречь, т.к. они практически не влияют на распределение контактных напряжений, но при этом их учет ведет к существенному усложнению постановки задачи.

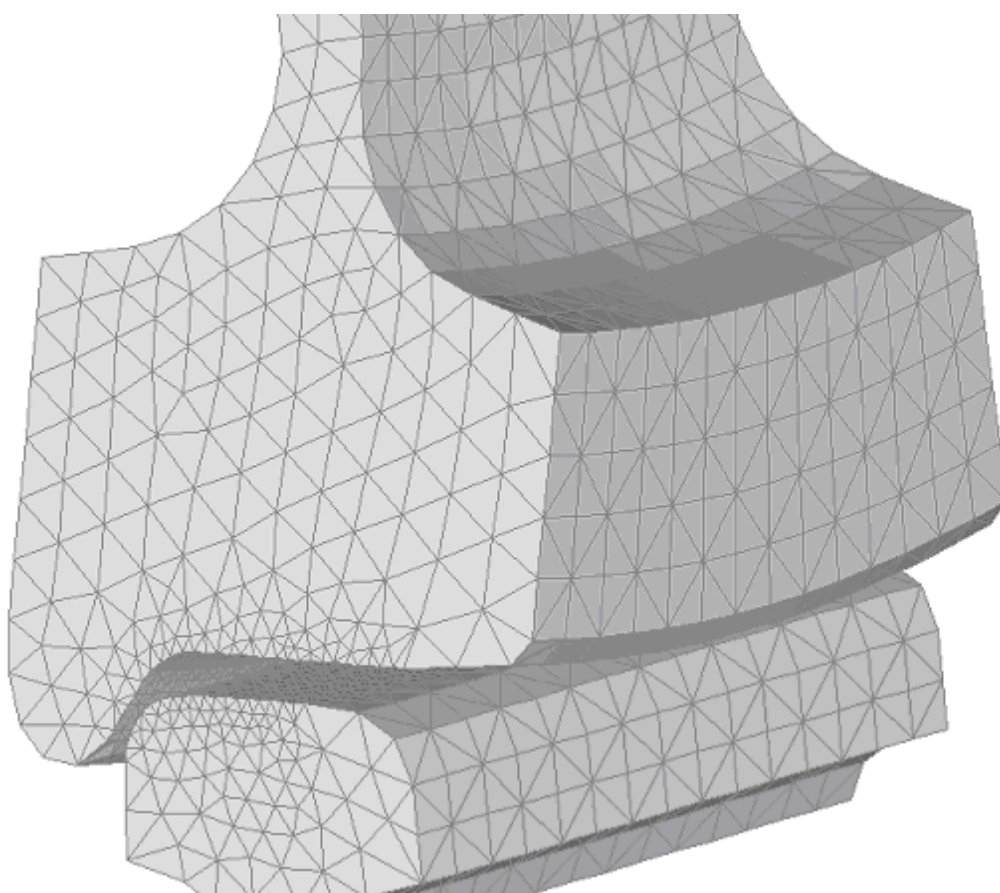
Таким образом, рассматривались выделенные приконтактные области колеса и рельса, для которых проводилась полуавтоматическая дискретизация и создавалась нерегулярная КЭ сетка в соответствии с методикой описанной выше. Например, на рис. 1.10 показана нерегулярная дискретизация головки рельса для решения контактной задачи, а также модель контактного взаимодействия. Для данной модели было проведено первоначальное позиционирование колеса относительно рельса. Выбрано положение, соответствующее центрированию колесной пары относительно рельсовой колеи.

При кажущейся достаточности подобного подхода, оказалось, что результаты решения контактной задачи не соответствуют действительности. В работе [94] были приведены результаты исследования напряженного состояния области контакта для указанной модели. В частности, на рис. 1.11 приведено распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса. Как видим, распределение эквивалентных напряжений очень отдаленно напоминает распределение напряжений в контактной зоне. При этом распределение узловых контактных сил должно было бы наиболее соответствовать форме пятна контакта (рис. 1.12) [96]. Два указанных рисунка отражают расчетные максимумы решения. Однако само решение, несмотря на достаточно большую его размерность и густоту сеток, является неадекватным и не может быть использовано для анализа контактного взаимодействия. Возникает вопрос, что является причиной того, что описанная методика

решения контактной задачи не работает и какие изменения должны быть внесены в методику?



a



b

Рис. 1.10. Нерегулярная КЭ дискретизация головки рельса (a) и соответствующая КЭ модель контактного взаимодействия (b)

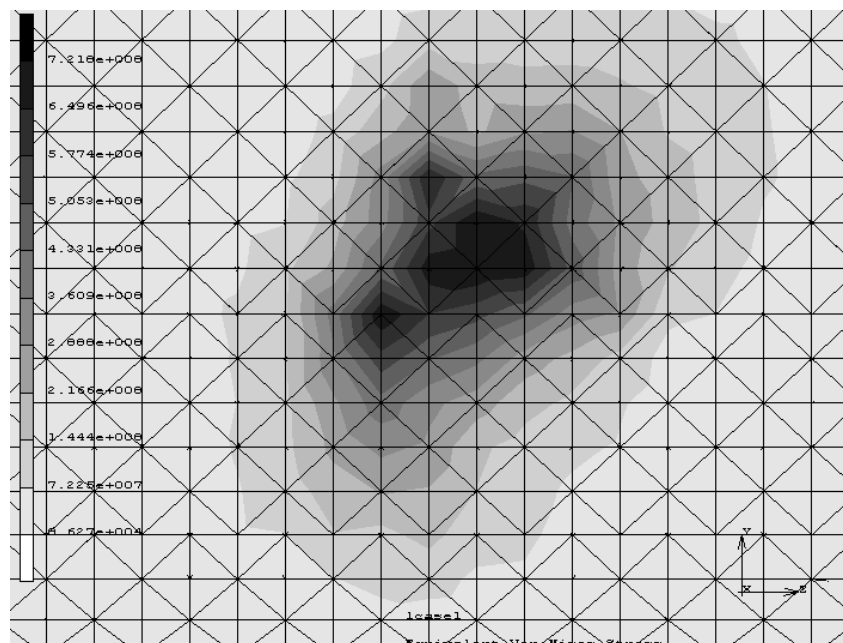


Рис. 1.11. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу для контактного взаимодействия колеса и рельса при использовании нерегулярных сеток

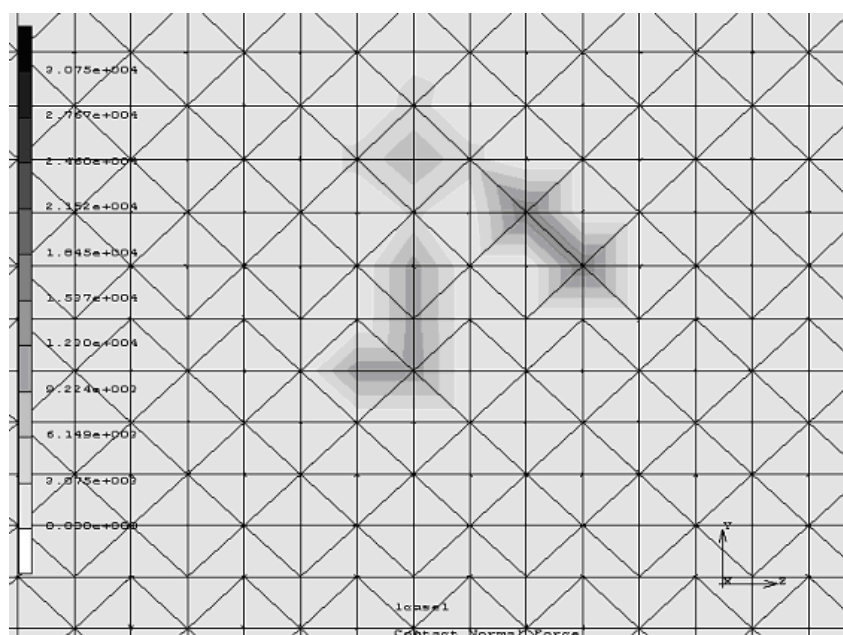


Рис. 1.12. Распределение контактных узловых сил для задачи взаимодействия колеса и рельса с использованием нерегулярных сеток

Таким образом, становится очевидным, что в предложенную методику расчета необходимо внести изменения с тем, чтобы результаты расчета соответствовали физике явления. Причины неточности расчета могут быть выяснены при помощи тестирования расчетной методики на известных задачах. Первоначально в качестве такой тестовой задачи была выбрана задача Герца о взаимодействии упругих цилиндров равного радиуса, которая рассмотрена в следующей главе.

2. РЕШЕНИЕ ТЕСТОВОЙ КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ УПРУГИХ ЦИЛИНДРОВ

Для ответа на заданные в предыдущей главе вопросы была решена тестовая задача о взаимодействии упругих цилиндров в соответствии с теорией Герца [95]. Задача рассматривалась в плоской постановке, в частности, для плоского деформированного состояния. Были выбраны два упругих полуцилиндра равного радиуса ($r = 0,5$ м), которые прижимались силой $P = 1,0 \times 10^8$ Н, как это показано на рис. 2.1.

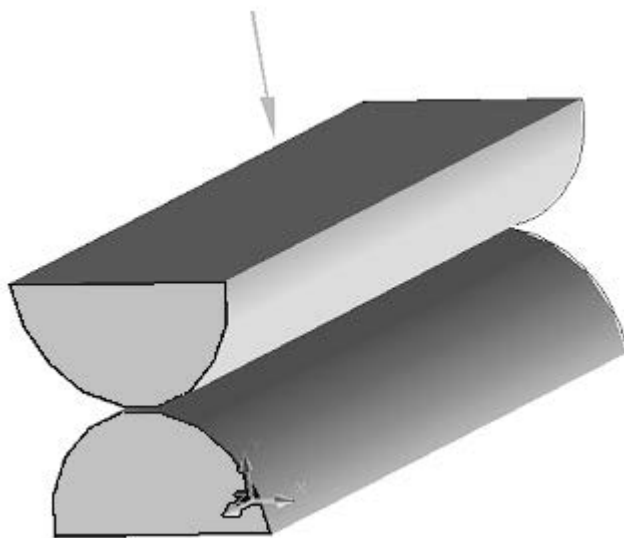


Рис. 2.1. Тестовая модель контактного взаимодействия

В качестве материала рассматриваемых тел была выбрана идеально упругая сталь со следующими характеристиками: модуль упругости $E = 2,0 \times 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0,32$. В соответствии с допущениями теории Герца трением между взаимодействующими телами пренебрегли. Очевидно, что при упругой симметрии задачи, требование отсутствия трения не является существенным.

В соответствии с решением, приведенным в книге [29], максимальные контактные напряжения по теории Герца могут быть вычислены с использованием следующей формулы

$$\sigma_{\max}^H = 0,5642 \sqrt{\frac{PE}{lr(1-\nu^2)}} \quad , \quad (2.1)$$

где l - длина рассматриваемых цилиндров. В тестовой задаче такая длина была принята равной 10 м. После подстановки расчетных данных было определено, что $\sigma_{\max}^H = 1,191 \times 10^9$ Па.

Для сравнения была создана тестовая КЭ модель. Первоначально для нее разработана геометрическая модель. Сам процесс геометрического моделирования показан на рис. 2.2.

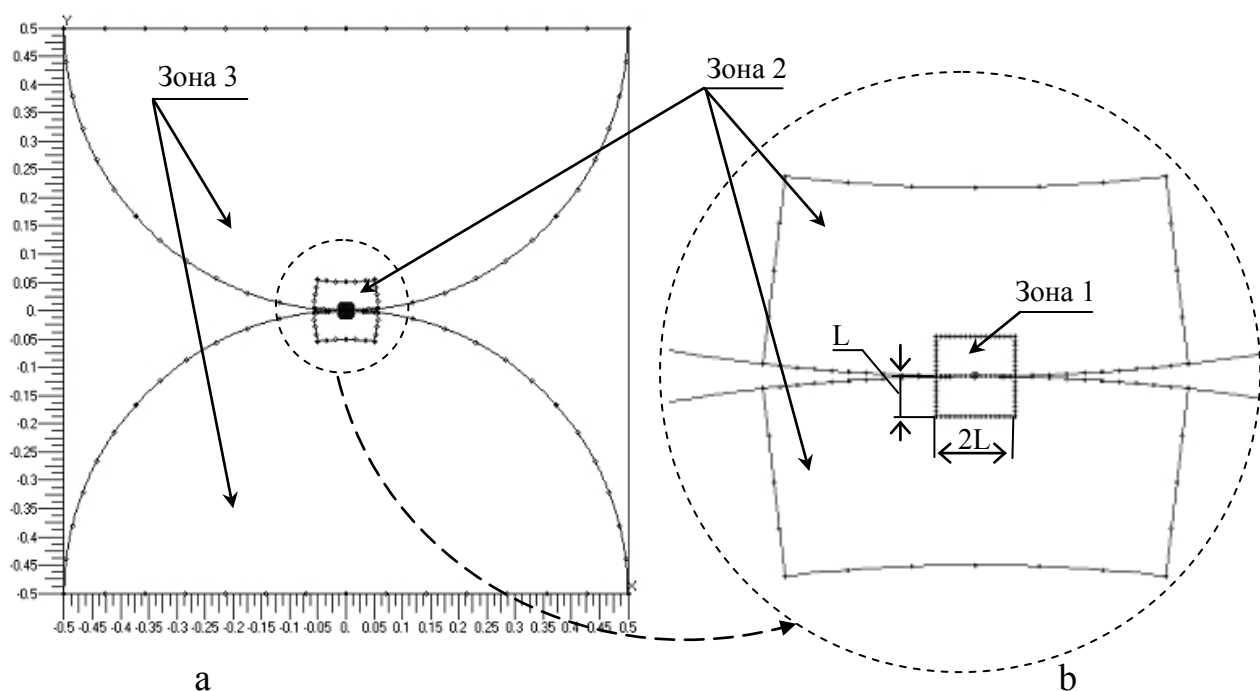


Рис. 2.2. Геометрическое моделирование тестовой двухмерной задачи

Геометрическая модель представляла собой два полукруга, касающихся в одной точке, что соответствует их ненагруженному состоянию. Третья размерность (длина цилиндров) задавалась в качестве параметра. При этом в каждом из полукругов выделялась приконтактная зона, в результате чего, в соответствии с рис. 2.2а, взаимодействующие тела были поделены на две зоны: зону 2, находящуюся ближе к контакту и зону 3, отдаленную от контакта. В зоне 2 выделялась дополнительная подобласть, названная зоной 1, непосредственно прилегающая к контакту, что показано в увеличении на рис. 2.2b. Каждая из зон содержала по две поверхности (для верхнего и нижнего полукруга), на границах которых задавалось распределение элементов будущей КЭ сетки, в соответствии с тем, как показано на рис. 2.2.

Размер зоны 1 зависел от расчетной полуширины зоны контакта, определяемой в соответствии с теорией Герца по следующей формуле

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{rP}{2El}} \quad (2.2)$$

При этом ширина зоны 1 для каждого из полуэллипсов была равна $2L \approx 4b$, а высота - $L \approx 0,01\text{м}$, как показано на рис. 2.2б. Зоны 1 для каждого из полуэллипсов представляли собой криволинейные прямоугольники. Для них генерировались регулярные КЭ сетки различной плотности. На рис. 2.3 показаны примеры таких сеток в приконтактной зоне, причем на рис. 2.3а показан случай согласованных сеток, а на рис. 2.3б – несогласованных.

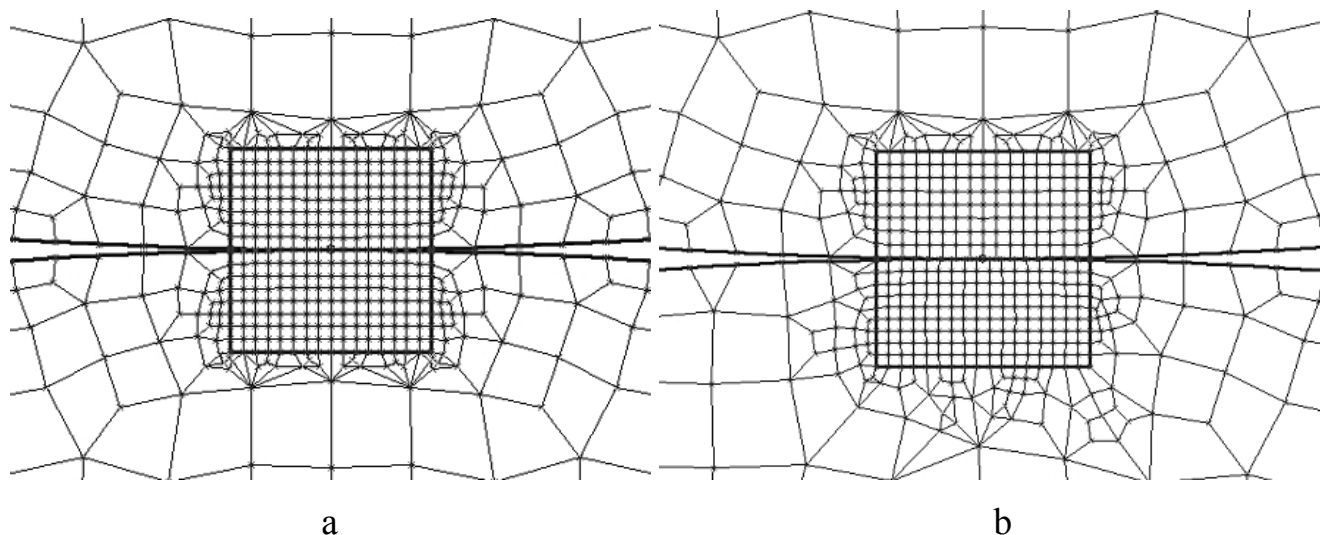


Рис. 2.3. Примеры КЭ дискретизации приконтактной области:
а – согласованные сетки; б – несогласованные

Густота сеток в зоне 1 изменялась, сетки в зоне 3 были неизменны. При этом КЭ сетки зоны 2 предназначались для объединения КЭ дискретизации всей модели в единое целое. Это удалось сделать при помощи генератора сеток, задавая общие для соседних областей кривые, на которых были сгенерированы будущие узлы КЭ сеток. Далее, после генерации КЭ сеток, выполнялась операция объединения совпадающих граничных узлов, так называемая процедура «сшивания». В результате проведенных операций была получена КЭ модель взаимодействующих полуэллипсов, которая показана на рис. 2.4.

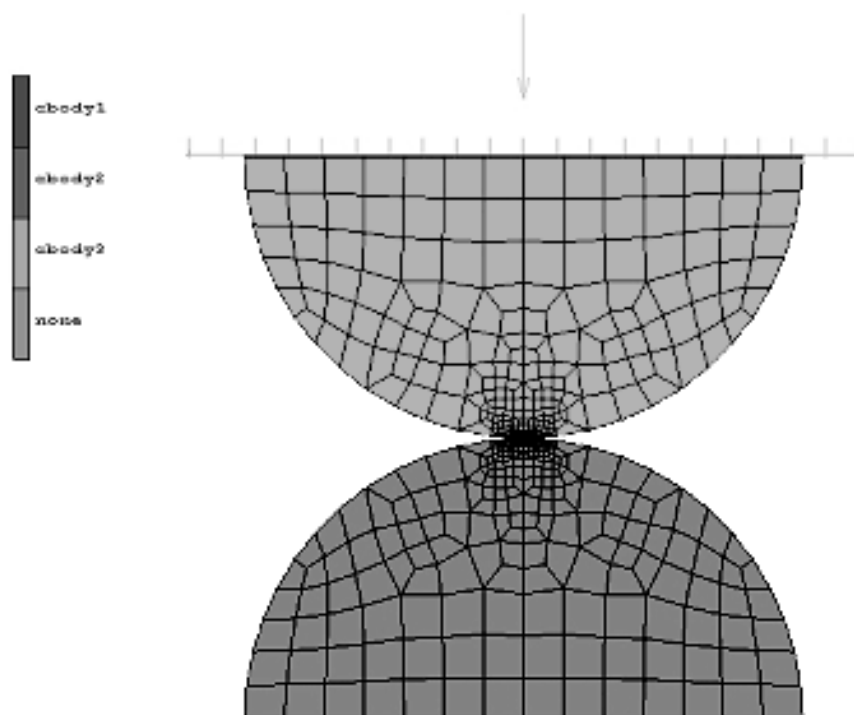


Рис. 2.4. Генерация КЭ сетки и задание контактирующих тел

Указанная модель создавалась в программе NASTRAN for Windows, далее импортировалась в MARC, где уже задавались контактные тела и граничные условия, что также показано на рис. 2.4. В частности, нижние узлы нижнего полукруга были зафиксированы. Введено дополнительное тело, жесткая пластина (отрезок прямой), которая с одной стороны имела возможность только вертикального перемещения, а с другой стороны была «приклеена» к верхней грани верхнего полукруга. К данной пластине прикладывалась вертикальная нагрузка.

На рис. 2.5 показан пример распределения напряжений σ_{yy} в приконтактной зоне. Указанный пример рассчитан для случая, когда количество элементов в указанной зоне (зоне 1) для каждого полукруга равнялось 242. Как видим, распределение таких напряжений близко к идеальному параболическому распределению Герца. К сожалению, далеко не все является столь идеальным. Проводился анализ решений для различных КЭ сеток в приконтактной области. Сначала рассматривался случай согласованных КЭ сеток. В таблице 2.1 приведены результаты численных экспериментов для различных согласованных КЭ сеток. При этом ставится вопрос, что является критерием правильности решения?

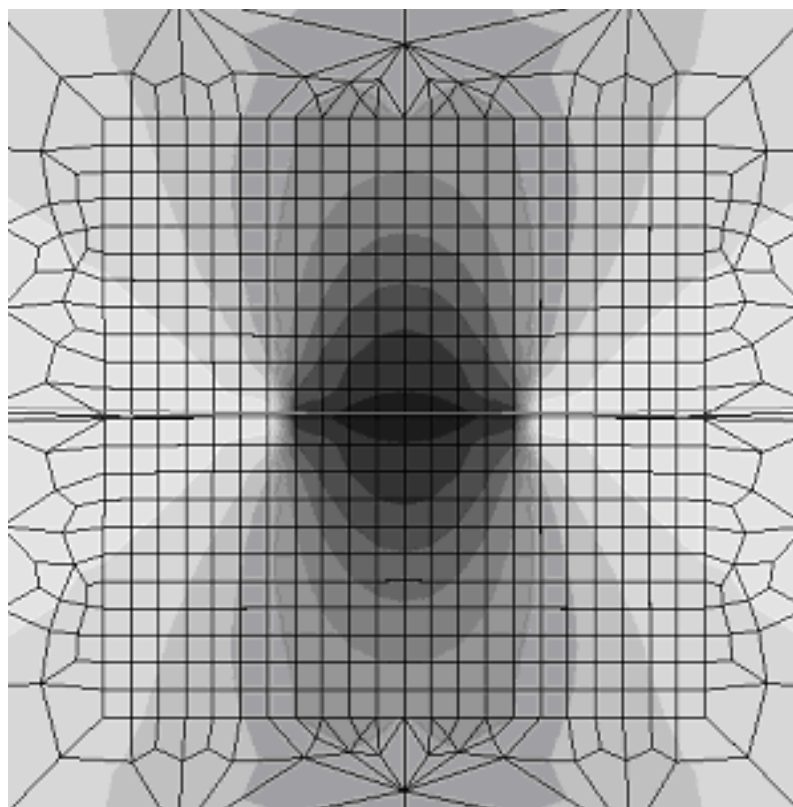


Рис. 2.5. Пример распределения напряжений σ_{yy} в приконтактной зоне

Табл. 2.1

Результаты численного расчета тестовой задачи для согласованных КЭ сеток

1	2	3	4	5	6	7
1	2	1	0	$0,926 \times 10^9$	22,252	53,633
			0,0108	0		
2	8	3	0	$1,14 \times 10^9$	4,284	42,652
			0,0054	$3,558 \times 10^8$		
			0,0108	0		
3	18	3	0	$1,174 \times 10^9$	1,43	17,786
			0,0036	$8,017 \times 10^8$		
			0,0072	0		
4	32	5	0	$1,20 \times 10^9$	0,753	14,247
			0,0027	$1,013 \times 10^9$		
			0,0054	$2,386 \times 10^8$		
			0,0081	0		
5	50	5	0	$1,192 \times 10^9$	0,082	9,018
			0,00216	$1,082 \times 10^9$		
			0,00432	$6,370 \times 10^8$		
			0,00648	0		

1	2	3	4	5	6	7
6	72	5	0	$1,231 \times 10^9$	3,356	8,082
			0,0018	$1,178 \times 10^9$		
			0,0036	$9,833 \times 10^8$		
			0,0054	0		
7	98	5	0	$1,306 \times 10^9$	9,653	25,475
			0,00154	$1,297 \times 10^9$		
			0,00308	$1,306 \times 10^9$		
			0,00462	0		
8	128	7	0	$1,214 \times 10^9$	1,929	5,13
			0,00135	$1,176 \times 10^9$		
			0,0027	$1,068 \times 10^9$		
			0,00405	$8,519 \times 10^8$		
			0,0054	0		
9	162	7	0	$1,249 \times 10^9$	4,867	17,201
			0,0012	$1,223 \times 10^9$		
			0,0024	$1,174 \times 10^9$		
			0,0036	$1,144 \times 10^9$		
			0,0048	0		
10	200	9	0	$1,207 \times 10^9$	1,341	3,55
			0,00108	$1,182 \times 10^9$		
			0,00216	$1,107 \times 10^9$		
			0,00324	$9,778 \times 10^8$		
			0,00432	$7,576 \times 10^8$		
			0,0054	0		
11	242	9	0	$1,228 \times 10^9$	3,104	12,693
			0,000982	$1,21 \times 10^9$		
			0,001964	$1,154 \times 10^9$		
			0,002946	$1,084 \times 10^9$		
			0,003928	$1,03 \times 10^9$		
			0,00491	0		

Колонка 1 – номер численного эксперимента;

Колонка 2 – количество элементов в приконтактной зоне каждого полукруга;

Колонка 3 – количество образующихся контактных пар узлов после нагружения;

Колонка 4 – расстояние от начала координат [м];

Колонка 5 – напряжения σ_{yy} [Па];

Колонка 6 – погрешность вычислений [%] по формуле (2.3);

Колонка 7 – погрешность вычислений [%] по формуле (2.5).

Указанный выше вопрос возник из сравнения решений: численного и полученного в соответствии с подходом Герца. Если погрешность решения рассчитывать по формуле

$$\delta = \frac{|\sigma_{\max}^H - \sigma_{yy}^{\max}|}{\sigma_{\max}^H} \times 100\% \quad , \quad (2.3)$$

где $\sigma_{yy}^{\max}$ - максимальные контактные напряжения, определенные в результате численного эксперимента, приходим к неадекватным результатам. Например, для случая наименее точного, когда в контакте находится только одна пара узлов (результаты численного эксперимента №1), сравнение напряжений для этой пары и максимального напряжения по Герцу, дает относительную погрешность решения равную 22,3%. Для численного эксперимента №3 (в контакте 3 пары узлов) относительная погрешность решения, вычисленная из сравнения максимальных напряжений, равна 1,43%. При этом численный эксперимент №9 (в контакте 7 пар узлов), который по своей постановке является значительно более точным, показывает, по сравнению с предыдущими случаями, худшие результаты. Погрешность решения для этого эксперимента достигла величины 4,87%.

Анализ результатов, полученных с помощью формулы (2.3) и занесенных в колонку 6 таблицы 2.1, говорит о неэффективности такого подхода оценки различных КЭ сеток. Автором был предложен иной критерий. Распределение контактных напряжений Герца может быть получено в соответствии с формулой

$$\sigma_{yy}^H(x) = \begin{cases} \sigma_{\max}^H \frac{\sqrt{b^2 - x^2}}{b} & -b \leq x \leq b \\ 0 & |x| > b \end{cases} \quad . \quad (2.4)$$

Если построить графики контактных напряжений (рис. 2.6), то становится очевидно, что максимальные контактные напряжения не могут служить критерием точности решения контактной задачи. Сравнение графиков послужило основой для предложения иного критерия оценки точности решения. Для такой оценки может быть использована формула

$$\delta = \left| \frac{\int_{-2b}^{2b} [\sigma_{yy}^H(x) - \sigma_{yy}(x)] dx}{\int_{-b}^b \sigma_{yy}^H(x) dx} \right| \times 100\% \quad , \quad (2.5)$$

где $\sigma_{yy}(x)$ - распределение напряжений, полученное в результате линейной интерполяции результатов численного эксперимента. По сути, в соответствии с указанным критерием предлагается сравнивать площади, ограниченные распределениями Герца и численного эксперимента. Погрешность решения, представленная в колонке 7 таблицы 2.1, определена в соответствии с указанным критерием при помощи программы MathCAD.

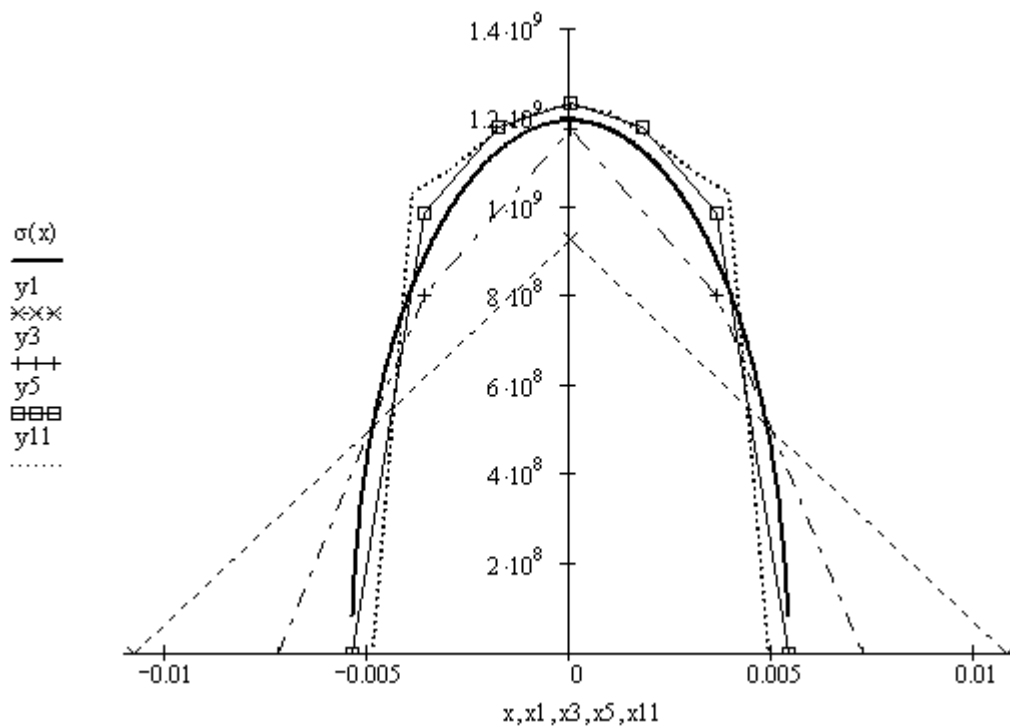


Рис. 2.6. Сравнение распределений контактных напряжений для согласованных КЭ сеток: распределение Герца – сплошная утолщенная линия; эксперимент №1 – штриховая линия; эксперимент №3 – штрих пунктирная линия; эксперимент №5 – сплошная тонкая линия; эксперимент №11 – точечная линия

Анализ погрешности численного решения для различных КЭ сеток показал, что погрешность решения в значительной степени зависит от густоты сетки в приконтактной зоне. Например, если сравнить эксперименты №№ 2, 5, 8 с количеством элементов в приконтактной зоне, соответственно 8, 50 и 128, то явно вы-

ражена тенденция к снижению погрешности от 42,65% в первом случае, до 5,13% в последнем.

Однако такая тенденция может быть нарушена. Например, в двух последних численных экспериментах для КЭ сетки имеющей 200 элементов в приконтактной зоне погрешность решения составляет 3,55%, в то время как для КЭ сетки имеющей 242 элемента погрешность значительно выше – 12,693%. Чем это объяснить? Объяснение этого факта в том, что густота сетки в приконтактной зоне влияет на точность решения не непосредственно, а опосредованно, через параметр, приведенный в колонке 3 – количество контактных узловых пар. И в этом случае большой разницы между двумя последними экспериментами нет. Как в первом, так и во втором случае количество контактных узловых пар одно и то же – девять. И если проследить зависимость точности решения от количества контактных узловых пар, то тенденция становится очевидной. Найдя средние значения погрешности решения для одинакового количества контактных узловых пар, получаем данные, что для трех контактных пар средняя погрешность решения составляет 30,2%, для пяти пар – 14,2%, для семи пар – 11,2%, для девяти пар – 8,1%.

Тем не менее, вопрос остается, почему для одного и того же количества контактных узлов, погрешность решения отличается более чем в 2 раза. Отметим, что оценка погрешности решения, определяемая в соответствии с формулой (2.5) также несовершенна. Для данного критерия большое значение имеет отличие кривых на краях контактной зоны. И если КЭ сетка такова, что существуют контактные пары узлов, находящиеся близко от границы контакта по Герцу, то решение в соответствии с критерием (2.5) будет более точным, если же узлы КЭ сетки удалены от границы контакта, то критерий работает плохо. Если определить для рассматриваемой задачи величину полуширины контактной зоны по формуле (2.2), то получим $b = 0,00538$ м. Следует теперь сравнить с этим параметром значения из колонки 4 таблицы 2.1. Для каждого эксперимента, у которого существует узел, отстоящий по координате x от начала координат на величину 0,0054 м,

точность решения выше, чем у других аналогичных экспериментов с тем же самым количеством контактных узловых пар. Т.е. оказывается очень важным, чтобы сетка на контактной поверхности была такой, у которой какая-то из узловых пар находилась бы вблизи реального края контакта. Если известно аналитическое решение, с которым производится сравнение, например решение Герца, обеспечить указанное требование возможно. В то же время для реальных задач контакта колеса и рельса обеспечить такое требование достаточно сложно. Поэтому обычно следует ожидать увеличения погрешности решения вблизи краев контакта. Например, на рис. 2.6 точечной линией показано распределение контактных напряжений в случае неудовлетворительного выбора КЭ сетки в контактной зоне для численного эксперимента №11. Как видим, для крайних узловых контактных пар существует значительное отличие от решения Герца, что, в конечном счете, влияет на общую погрешность решения, которая является достаточно высокой – 12%. Тем не менее, в центральной зоне контакта, где достигаются максимальные напряжения, численное решение адекватно отражает физику явления.

Таким образом, анализ погрешности решения для согласованных контактных сеток показывает, что даже для 5 контактных узловых пар при согласованных КЭ сетках взаимодействующих полукругов полученное решение достаточно точно отражает явление контактного взаимодействия, при этом получаются как удовлетворительные распределения напряжений, так и значения максимумов, достаточно близкие к расчету Герца.

Рассмотрим теперь случай контактного взаимодействия полукругов для несогласованных КЭ сеток, таких как показаны на рис. 2.3b. На рис. 2.7 представлен пример расчета тестовой задачи для таких сеток. Приконтактная зона показана в правой части рисунка в увеличенном виде (рис. 2.7b). Уже беглого взгляда на рисунок достаточно для того чтобы сказать, что решение значительно отличается от параболического распределения. При этом решения для верхнего и нижнего полукругов существенно отличаются. Это говорит о наличии больших погрешностей, которые закладываются в расчет самой генерацией КЭ сеток.

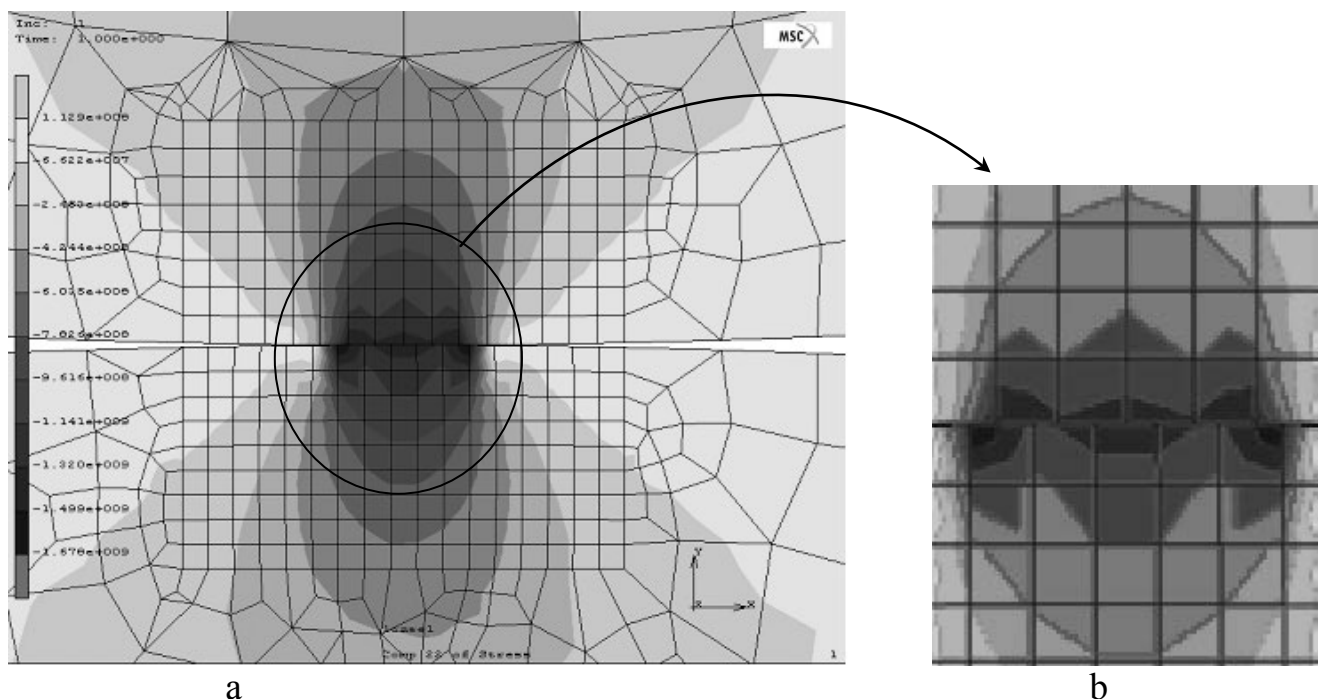


Рис. 2.7. Пример расчета контактного взаимодействия тестовых полукругов для случая несогласованных КЭ сеток

В таблице 2.2 приведено сравнение численных экспериментов с согласованными и аналогичными несогласованными КЭ сетками. Данная таблица отличается от предыдущей тем, что в данном случае приведены только некоторые результаты из большого числа расчетов. При этом для сравнения взяты два численных эксперимента с согласованными КЭ сетками (эксперименты № 1 и 3 совпадают с экспериментами 8 и 10 предыдущей таблицы), для которых ранее получено хорошее соответствие с теорией, и аналогичные два эксперимента № 2 и 4 с несогласованными сетками.

Табл. 2.2

Сравнение решений для согласованных и несогласованных КЭ сеток

1	2	3	4	5	6	7
1	128	7	0	$1,214 \times 10^9$	1,929	5,13
			0,00135	$1,176 \times 10^9$		
			0,0027	$1,068 \times 10^9$		
			0,00405	$8,519 \times 10^8$		
			0,0054	0		

1	2	3	4	5	6	7
2	128	7	0	$1,2705 \times 10^9$	13,65	19,025
			0,00135	$1,2299 \times 10^9$		
			0,0027	$1,3536 \times 10^9$		
			0,00405	$4,841 \times 10^8$		
			0,0054	0		
	153	6	0,000635	$1,2754 \times 10^9$	22,449	26,543
			0,001905	$1,2021 \times 10^9$		
			0,003175	$1,4585 \times 10^9$		
			0,004445	0		
3	200	9	0	$1,207 \times 10^9$	1,341	3,55
			0,00108	$1,182 \times 10^9$		
			0,00216	$1,107 \times 10^9$		
			0,00324	$9,778 \times 10^8$		
			0,00432	$7,576 \times 10^8$		
			0,0054	0		
4	200	9	0	$1,2378 \times 10^9$	6,043	15,414
			0,00108	$1,263 \times 10^9$		
			0,00216	$1,1485 \times 10^9$		
			0,00324	$1,2301 \times 10^9$		
			0,00432	$4,1196 \times 10^8$		
			0,0054	0		
	231	8	0,000515	$1,2382 \times 10^9$	9,057	19,182
			0,001545	$1,2041 \times 10^9$		
			0,002575	$1,1115 \times 10^9$		
			0,003605	$1,2989 \times 10^9$		
			0,004635	0		

Колонка 1 – номер численного эксперимента;

Колонка 2 – количество элементов в приконтактной зоне для верхнего или нижнего полукругов;

Колонка 3 – количество узлов верхнего или нижнего полукругов, находящихся в контакте после нагружения;

Колонка 4 – расстояние от начала координат [м];

Колонка 5 – напряжения σ_{yy} [Па];

Колонка 6 – погрешность вычислений [%] по формуле (2.3);

Колонка 7 – погрешность вычислений [%] по формуле (2.5).

В таблице для численных экспериментов с несогласованными КЭ сетками приводятся отдельно результаты расчета для верхнего и для нижнего полукругов, чем объясняется различие не только в результатах расчетов, но и в их погрешности. Как видим, для достаточно хороших КЭ сеток верхнего полукруга (данные сетки полностью совпадают в КЭ сетками для соответствующих случаев согласованных сеток, которые дают минимальную погрешность) полученная погрешность решения неудовлетворительна. При этом погрешность решения для нижнего полукруга еще хуже.

Анализируя данные приведенные в таблице 2.2, следует отметить, что предыдущий вывод о большей адекватности оценки решения задачи, полученного с применением критерия на основе формулы (2.5), более справедлив нежели с применением формулы (2.3). Например, сравнение результатов экспериментов 1 и 2, полученных с применением формулы (2.3), дает возрастание погрешности расчета почти в 12 раз, что, очевидно, является значительным преувеличением.

Соответствующие результаты получаются и при сравнении графиков распределений контактных напряжений, которые приведены на рис. 2.8. Здесь рассмотрены в сравнении с распределением Герца результаты двух численных экспериментов: с согласованными (эксперимент №1) и несогласованными (эксперимент №2) КЭ сетками. Причем в последнем случае приведены 2 графика напряжений для контактных узлов верхнего и нижнего полукругов.

Как видно из приведенных графиков, несогласованные КЭ сетки приводят к неадекватному распределению контактных напряжений, причем нарушается как характер распределения, так и расположение и величина максимумов. Следовательно, на основании проведенных исследований может быть сформулирована методика решения контактных задач, основанная на применении МКЭ. Помимо традиционных действий, связанных с решением контактных задач механики, а именно, задания геометрии, свойств материала, граничных условий, контактных тел, необходимо обеспечить достаточную густоту КЭ сеток в приконтактной области. Последнее требование связано с тем, что полученное решение должно со-

держат не менее 5 узлов по ширине контактной зоны. При этом КЭ сетки должны быть регулярными и согласованными между собой.

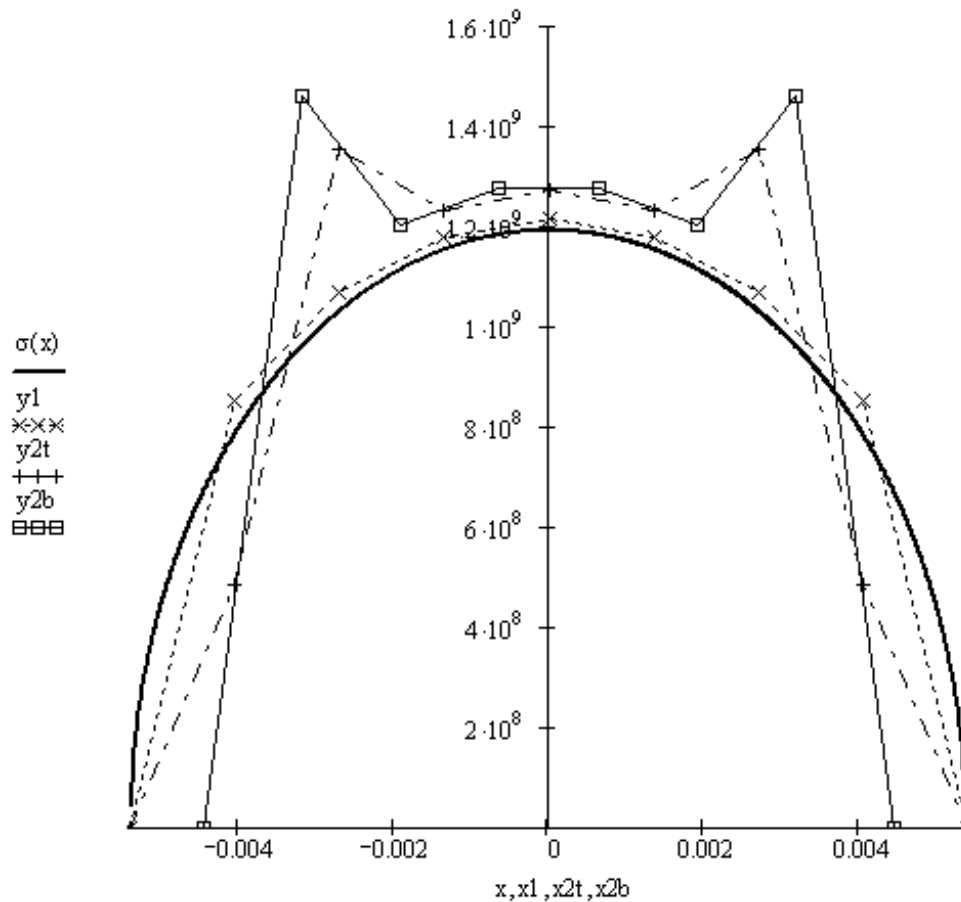


Рис. 2.8. Сравнение распределений контактных напряжений для несогласованных КЭ сеток: распределение Герца – сплошная утолщенная линия; эксперимент №1 – штриховая линия; эксперимент № 2 верхний полукруг – штрих пунктирная линия; эксперимент № 2 нижний полукруг – сплошная тонкая линия

Отдельным вопросом является использование для решения конечных элементов высших порядков, например, параболических элементов. В ряде случаев использование таких элементов способствует повышению точности решения задач. Оценке эффективности таких элементов посвящена следующая глава.

3. К ВОПРОСУ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВЫСШИХ ПОРЯДКОВ ДЛЯ РЕШЕНИЯ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ

Линейные конечные элементы, использовавшиеся выше, имеют существенный теоретический недостаток. Известно, что они создаются на основе функций формы, которые обеспечивают непрерывность перемещений на границах элементов, но уже первая производная перемещений на границах элементов имеет разрыв, а, следовательно, разрывными являются поля деформаций и напряжений. Конечные элементы высших порядков призваны этот недостаток устранить. В частности, они могут использоваться для решения контактных задач.

Поводом для написания данной главы стала информация, предоставленная фирмой MSC.Software в документе [70], которым сопровождается каждая фирменная поставка пакета MSC.MARC 2003. В частности, здесь была рассмотрена задача о контакте полуцилиндра с упругим слоем, при помощи которого моделируется полупространство. Очевидно, что задача рассматривалась в плоской постановке. На рис. 3.1 показана исходная КЭ модель рассматриваемой задачи, которая позволяет судить о самой постановке.

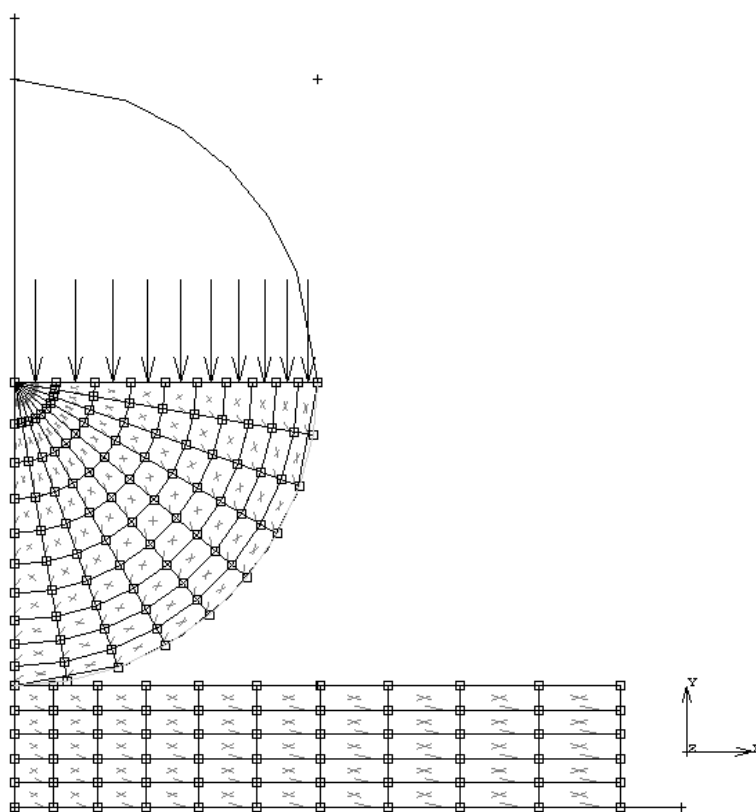


Рис. 3.1. Исходная КЭ модель тестовой задачи согласно [70]

Как видно из приведенного рисунка, в силу симметричности задачи рассматривается только правая ее часть. Опустим подробности постановки, отсылая читателя к первоисточнику. Отметим только, что находится упругое решение задачи, причем при этом максимальные контактные напряжения равны 131,8 МПа. Из приведенного рисунка видно, что первоначально используется КЭ сетка, большая часть которой состоит из четырехугольных элементов первого порядка (линейных), за исключением девяти треугольных элементов первого порядка, у которых одним из узлов является центр рассматриваемого полуцилиндра. На рис. 3.2 показаны наиболее распространенные плоские КЭ элементы, использующиеся в КЭ программах фирмы MSC. При этом на рис. 3.2а,б представлены элементы первого порядка (линейные), а на рис. 3.2с,д второго порядка (параболические). Нумерация узлов соответствует требованиям КЭ программ.

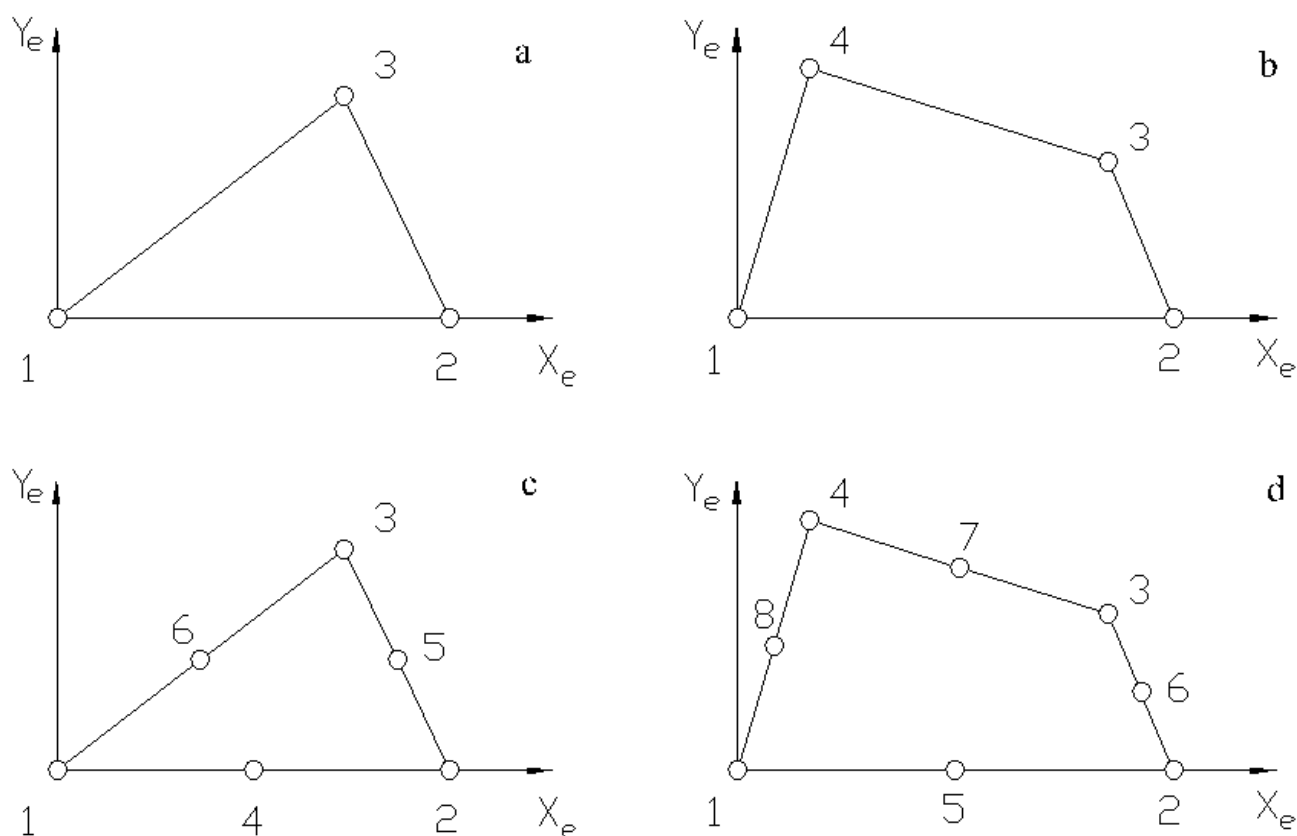


Рис. 3.2. Наиболее распространенные плоские КЭ элементы, использующиеся в КЭ программах фирмы MSC

Если сравнить приведенные на рис. 3.2 элементы с КЭ сеткой рис. 3.1, то становится очевидным, что для данной сетки были в основном использованы элементы рис. 3.2b плюс 9 элементов типа рис. 3.2a.

В документе [70], а также в сопроводительных примерах (файл s8.proc), предлагается преобразовать исходную КЭ сетку (рис. 3.1) к сетке, состоящей из элементов второго порядка (параболических). На рис. 3.3 показана такая сетка после выполненных преобразований. При этом линейные треугольные элементы типа рис. 3.2a заменены своими аналогами параболического типа рис. 3.2с, соответственно, четырехугольные элементы типа рис. 3.2b заменены элементами рис. 3.2d. Как видим, число узлов сетки существенно возросло (с 167 до 472) при этом количество элементов осталось неизменным (140). Очевидно, что существенно возрастает число степеней свободы рассматриваемой модели и растет время счета задачи.

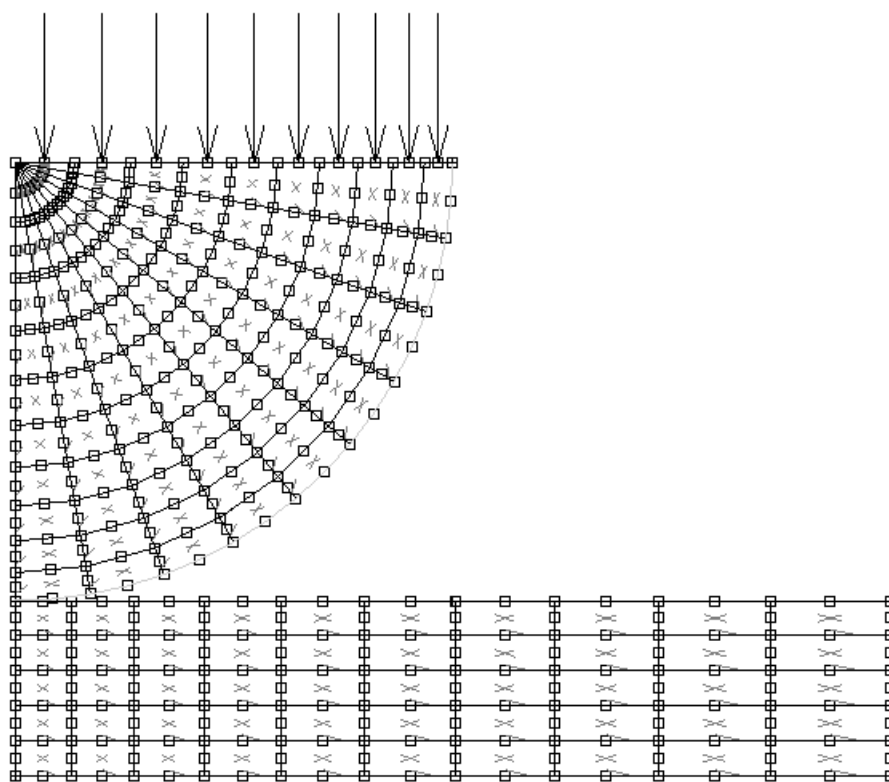


Рис. 3.3. КЭ модель тестовой задачи согласно [70] после проведения преобразования КЭ элементов к параболическому типу

Ради чего выполнялись описанные преобразования? – В результате расчета для КЭ модели с элементами параболического типа определено, что максималь-

ные контактные напряжения составляют 229,8 МПа. Проведенные при этом сравнительные расчеты по Герцу дают результат 230,9 МПа. Т.е. замена КЭ сетки, состоящей из линейных элементов (рис. 3.1) на КЭ сетку из параболических элементов (рис. 3.3) позволила в данном случае снизить погрешность решения с 43,0% до 0,5%. Таким образом, следуя выводам авторов документа [70] можно было бы прийти к мысли, что замена линейных элементов параболическими – панацея для решения проблем точности контактных задач, исследуемых при помощи МКЭ и, соответственно, для анализа контактного взаимодействия колеса и рельса. Но так ли это в действительности?

При анализе описанной выше модели настораживает сразу, что сравнение проводится недостаточно корректно. Линейная и параболическая модели имеют разное количество узлов. Но наиболее существенно, что при этом имеет место разное количество контактных узлов. Если для линейной модели в контакте только один узел, то для параболической – два. При этом если бы рассматривалась не четверть цилиндра, а полуцилиндр, то таких узлов было бы три. Очевидно, что рассматриваемые модели находятся не в равных условиях и сравнение неправомерно. Тем не менее, главной причиной неправомерности указанных выше выводов следует считать использование недостаточно адекватного критерия оценки точности решения контактной задачи. В главе 2 уже указывалось, что оценка точности по формуле (2.3) при малом количестве контактных узлов может приводить к неадекватным результатам. Именно для этого и была использована новая формула (2.5), которая позволила оценить точность решения с большей достоверностью.

Для оценки эффективности использования параболических конечных элементов, а именно о них пойдет речь в дальнейшем, автор использовал тестовую модель, которая рассматривалась во второй главе. При этом при создании КЭ сеток и их сравнении использовался тот принцип, что сравниваемые КЭ сетки в приконтактной области должны содержать равное или близкое количество узлов, соответственно, в контакте также должно находиться равное или близкое количество узлов. Т.е. несмотря на значительное различие в количестве элементов, ко-

личество узлов в приконтактных областях взаимодействующих тел должно быть сравнимо между собой. В частности, в качестве примера на рис. 3.4 показаны КЭ сетки сравниваемых между собой численных экспериментов. Результаты вычислений приведены в таблице 3.1. В первой колонке приводится номер эксперимента, причем первая цифра номера соответствует номеру эксперимента в таблице 2.1. Следующая буква (l или p) обозначает тип КЭ сетки (линейная или параболическая). В соответствии с этим сравниваются решения для численных экспериментов, имеющих одну и ту же первую цифру номера.

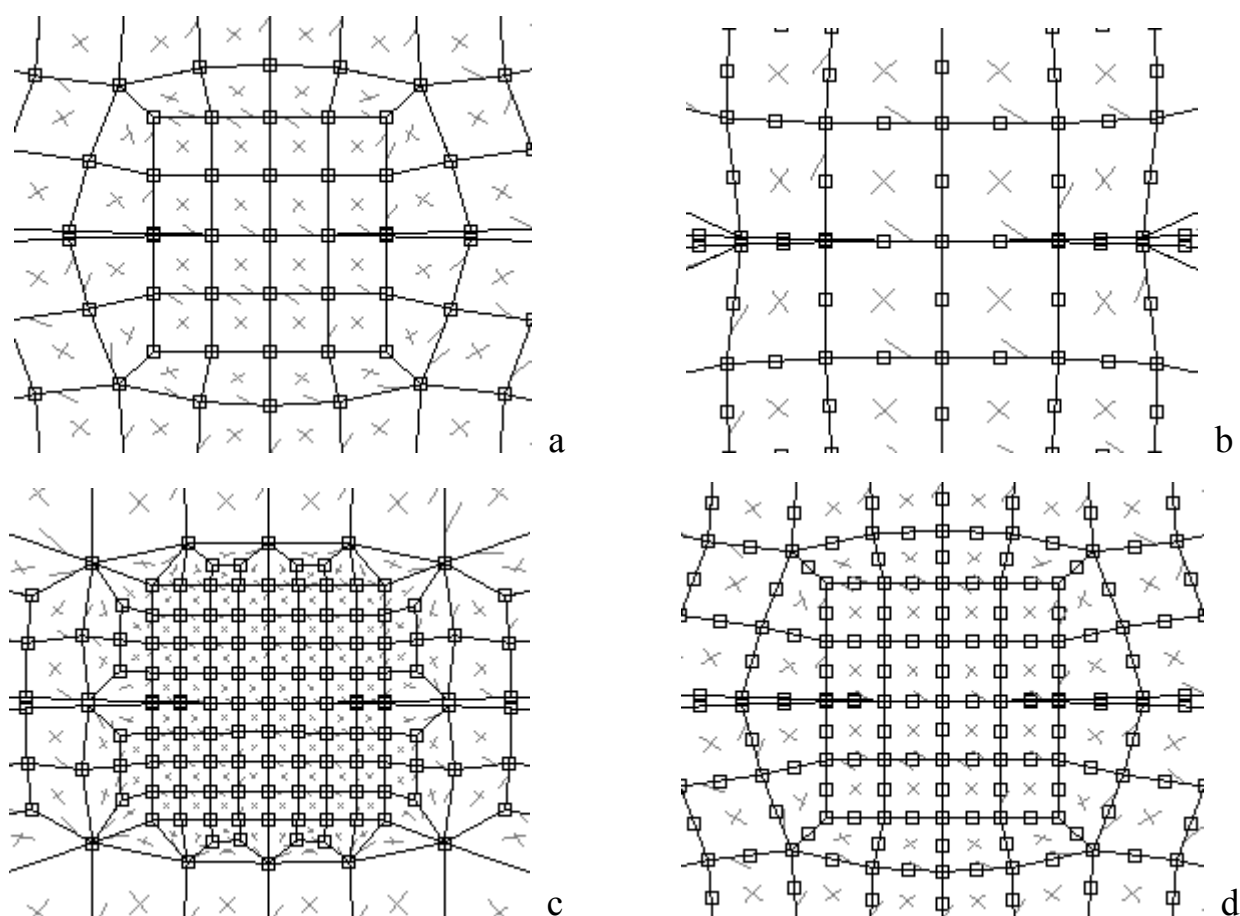


Рис. 3.4. Сравнение КЭ сеток в приконтактной области для численных экспериментов: а) 2l; б) 2p; в) 4l; д) 4p

В соответствии с описанным выше подходом приведенные на рис. 3.4 модели сравниваются попарно: рисунки 3.4а – 3.4б; рисунки 3.4с – 3.4д. Различие густоты сеток в приконтактной области обусловлено разным количеством конечных элементов, тем не менее, количество узлов сеток является близким, также совпадает количество контактных узлов: для первых моделей – 3, для вторых 5.

Табл. 3.1

Результаты численного расчета тестовой задачи для согласованных КЭ сеток

1	2	3	4	5	6	7
2l	8	3	0	$1,14 \times 10^9$	4,28	42,652
			0,0054	$3,558 \times 10^8$		
			0,0108	0		
2pFI	2	3	0	$1,19 \times 10^9$	0,086	35,855
			0,0054	$4,709 \times 10^8$		
			0,0108	0		
2pFHF	2	3	0	$1,118 \times 10^9$	6,131	39,328
			0,0054	$4,653 \times 10^8$		
			0,0108	0		
2pRI	2	3	0	$1,026 \times 10^9$	13,856	48,287
			0,0054	$5,028 \times 10^8$		
			0,0108	0		
2pRHF	2	3	0	$1,021 \times 10^9$	14,276	48,451
			0,0054	$5,0 \times 10^8$		
			0,0108	0		
4l	32	5	0	$1,20 \times 10^9$	0,76	14,247
			0,0027	$1,013 \times 10^9$		
			0,0054	$2,386 \times 10^8$		
			0,0081	0		
4pFI	8	5	0	$1,364 \times 10^9$	14,523	15,459
			0,0027	$1,069 \times 10^9$		
			0,0054	$2,545 \times 10^8$		
			0,0081	0		
4pFHF	8	5	0	$1,412 \times 10^9$	18,553	18,112
			0,0027	$9,605 \times 10^8$		
			0,0054	$2,501 \times 10^8$		
			0,0081	0		
4pRI	8	5	0	$1,395 \times 10^9$	17,126	18,891
			0,0027	$9,42 \times 10^8$		
			0,0054	$2,973 \times 10^8$		
			0,0081	0		
4pRHF	8	7	0	$1,603 \times 10^9$	34,59	49,272
			0,0027	$1,144 \times 10^9$		
			0,0054	$4,381 \times 10^8$		
			0,0081	$1,576 \times 10^8$		
			0,0108	0		

1	2	3	4	5	6	7
6l	72	5	0	$1,231 \times 10^9$	3,56	8,082
			0,0018	$1,178 \times 10^9$		
			0,0036	$9,833 \times 10^8$		
			0,0054	0		
6pFI	18	7	0	$1,287 \times 10^9$	8,058	10,047
			0,0018	$1,209 \times 10^9$		
			0,0036	$8,89 \times 10^8$		
			0,0054	$1,946 \times 10^8$		
			0,0072	0		
6pFHF	18	7	0	$1,29 \times 10^9$	8,31	10,377
			0,0018	$1,122 \times 10^9$		
			0,0036	$8,425 \times 10^8$		
			0,0054	$2,75 \times 10^8$		
			0,0072	0		
6pRI	18	7	0	$1,276 \times 10^9$	7,134	10,683
			0,0018	$1,127 \times 10^9$		
			0,0036	$8,296 \times 10^8$		
			0,0054	$2,849 \times 10^8$		
			0,0072	0		
6pRHF	18	7	0	$1,305 \times 10^9$	9,569	12,323
			0,0018	$1,104 \times 10^9$		
			0,0036	$8,121 \times 10^8$		
			0,0054	$3,154 \times 10^8$		
			0,0072	0		
8l	128	7	0	$1,214 \times 10^9$	1,929	5,13
			0,00135	$1,176 \times 10^9$		
			0,0027	$1,068 \times 10^9$		
			0,00405	$8,519 \times 10^8$		
			0,0054	0		
8pFI	32	9	0	$1,244 \times 10^9$	4,448	6,921
			0,00135	$1,215 \times 10^9$		
			0,0027	$1,03 \times 10^9$		
			0,00405	$7,602 \times 10^8$		
			0,0054	$1,447 \times 10^8$		
			0,00675	0		

1	2	3	4	5	6	7
8pFHF	32	9	0	$1,211 \times 10^9$	1,677	7,934
			0,00135	$1,182 \times 10^9$		
			0,0027	$1,114 \times 10^9$		
			0,00405	$7,064 \times 10^8$		
			0,0054	$1,573 \times 10^8$		
			0,00675	0		
8pRI	32	9	0	$1,239 \times 10^9$	4,028	7,809
			0,00135	$1,166 \times 10^9$		
			0,0027	$1,109 \times 10^9$		
			0,00405	$7,058 \times 10^8$		
			0,0054	$1,781 \times 10^8$		
			0,00675	0		
8pRHF	32	9	0	$1,228 \times 10^9$	3,104	8,689
			0,00135	$1,174 \times 10^9$		
			0,0027	$1,123 \times 10^9$		
			0,00405	$6,838 \times 10^8$		
			0,0054	$1,724 \times 10^8$		
			0,00675	0		

Колонка 1 – номер численного эксперимента;

Колонка 2 – количество элементов в приконтактной зоне каждого полуцилиндра;

Колонка 3 – количество образующихся контактных пар узлов после нагружения;

Колонка 4 – расстояние от начала координат [м];

Колонка 5 – напряжения σ_{yy} [Па];

Колонка 6 – погрешность вычислений [%] по формуле (2.3);

Колонка 7 – погрешность вычислений [%] по формуле (2.5).

Поскольку на рис. 3.4 преобладают четырехсторонние элементы, остановимся на них подробнее. Теория МКЭ достаточно подробно и относительно просто изложена в монографиях [21, 26]. Очевидно, что в настоящее время МКЭ достаточно популярен и существует значительное количество литературных источников, раскрывающих различные аспекты метода. Автор отсылает читателя к одним из первых источников, переведенных на русский язык, с тем, чтобы при необходимости можно было изучить теорию метода подробнее. В данной книге автор ограничивается тем минимумом сведений, который необходим для понимания излагаемого материала, в частности, таблицы 3.1. Отметим только, что при

генерации итоговой системы уравнений должны быть созданы матрицы жесткости всей КЭ сетки, для чего формируются сначала матрицы жесткости отдельных элементов, а потом проводится процедура «сборки». При этом обычно используется алгоритм, при помощи которого проводится отображение исходного конечного элемента, заданного в глобальных координатах, к конечному элементу в локальных координатах, связанных с элементом. На рис. 3.5 показано схематически, как это происходит при расчете.

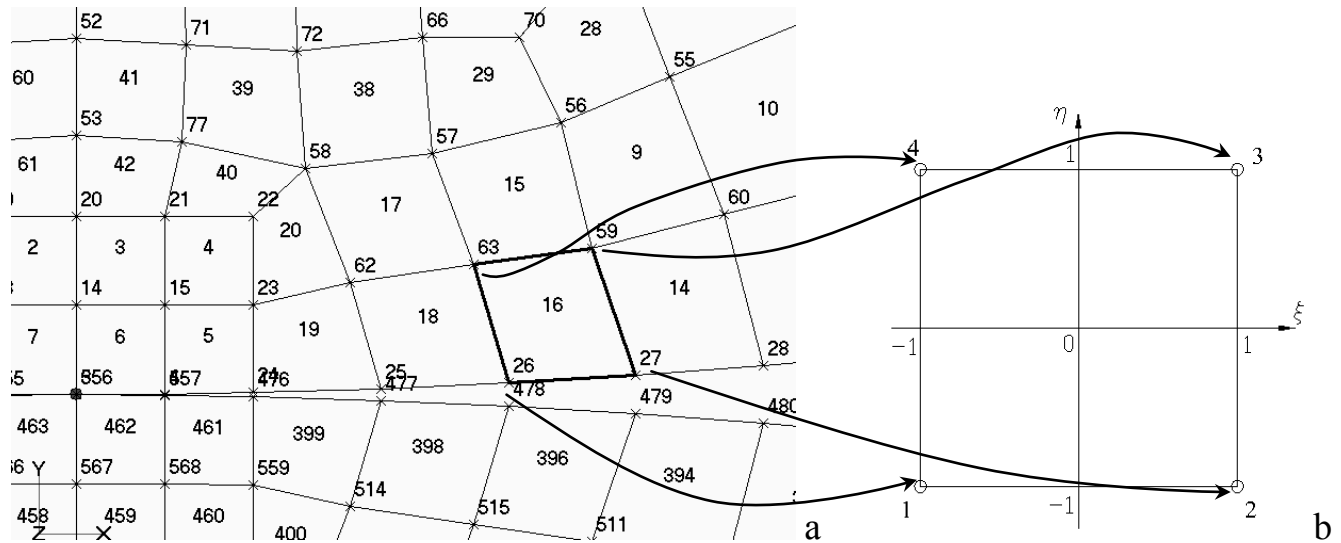


Рис. 3.5. Отображение текущего линейного конечного элемента на плоскость локальных координат $\xi - \eta$

Здесь показана реальная КЭ сетка (рис. 3.5а), где выделенный элемент с номером 16, имеющий узлы 26, 27, 59, 63 с глобальными координатами $x - y$ при помощи заданного преобразования координат отображается в стандартный четырехузловой элемент 1, 2, 3, 4 на плоскости локальных координат $\xi - \eta$. Это можно сделать используя следующее математическое преобразование

$$\begin{aligned} x &= \sum_{i=1}^4 x_i N_i(\xi, \eta) \\ y &= \sum_{i=1}^4 y_i N_i(\xi, \eta) \end{aligned}, \quad (3.1)$$

где x_i, y_i - глобальные координаты узлов, $N_i(\xi, \eta)$ - функции формы, которые для данного типа конечных элементов имеют вид

$$\begin{aligned}
N_1(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta) \quad , & N_3(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1+\eta) \quad , \\
N_2(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta) \quad , & N_4(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1-\xi)(1+\eta) \quad .
\end{aligned} \tag{3.2}$$

MSC.MARC предоставляет пользователям большие возможности выбора различных типов конечных элементов [71]. В частности, существует возможность выбора 8 типов элементов из числа четырехугольных, имеющих по 4 узла и предназначенных для анализа плоского деформированного состояния (рис. 3.2b). То что такие элементы носят название линейных не совсем правомерно. Эти элементы являются изопараметрическими, т.е. распределение перемещений внутри элемента зависит от узловых перемещений аналогично тому, как координатные функции зависят от узловых координат (3.1).

$$\begin{aligned}
u &= \sum_{i=1}^4 u_i N_i(\xi, \eta) \\
v &= \sum_{i=1}^4 v_i N_i(\xi, \eta)
\end{aligned} \tag{3.3}$$

Если в результате решения задачи определены узловые перемещения u_i, v_i , то формулы (3.1) - (3.3) дают аппроксимацию для распределений перемещений внутри элемента. Зависимости между перемещениями и координатами внутри элемента в действительности будут нелинейными. Но если двигаться вдоль линий $\xi = const$ или $\eta = const$, зависимости между перемещениями и координатами будут линейными. Этот факт позволяет назвать элементы такого типа билинейными. Однако, придерживаясь названий, используемых в программах фирмы MSC, будем продолжать называть элементы данного типа линейными, а элементы типа рис. 3.2с,d параболическими, что также не совсем верно.

Выбор четырехсторонних восьмиузловых элементов, предназначенных для анализа плоского деформированного состояния, еще больше – 11. Это элементы серендипова семейства, также изопараметрические. Тем не менее, создание КЭ сеток для таких элементов требует большей тщательности. Это обусловлено тем, что данные элементы, в отличие от четырехузловых, могут быть криволинейны-

ми, как это показано на рис. 3.6. В частности, для выделенного элемента 182, который имеет узлы с последовательностью обхода 226, 225, 379, 342, 419, 420, 651, 422, одна из сторон (226-419-225) является дугой окружности.

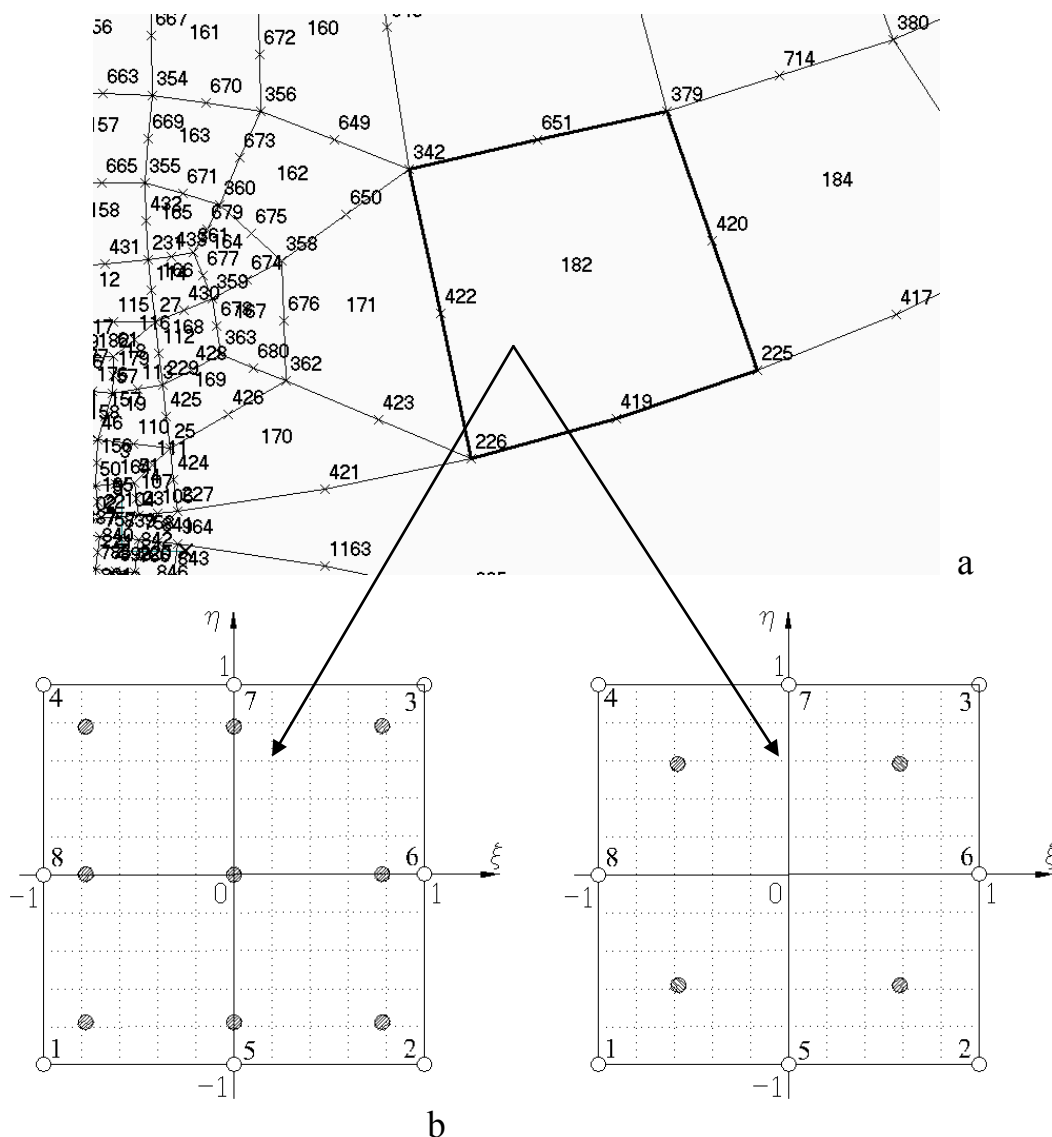


Рис. 3.6. Отображение выделенного параболического конечного элемента на плоскость локальных координат $\xi - \eta$; элементы типа: b) FI, FHF; c) RI, RHF

Следует отметить, что стандартный препроцессор MSC.MARC, который называется MENTAT, имеет не очень удобный графический интерфейс для генерации сложных КЭ сеток. По крайней мере, автор предпочитает пользоваться препроцессором MSC.NASTRAN for Windows FEMAP. Сгенерированные в нем КЭ сетки затем импортируются в MARC. При генерации необходимо использовать опцию учета исходной геометрии для задания средних узлов параболических элементов. Благодаря этой опции для рассматриваемого элемента 182 средний

узел 419 будет находиться на дуге окружности, а не на прямой, соединяющей узлы 226 и 225. Эта опция особо важна для решения контактных задач, для которых точное отображение формы контактной поверхности является очень существенным требованием.

Следует также помнить об одной возможной проблеме. При генерации КЭ сеток для составных областей при помощи FEMAP могут возникнуть проблемы, связанные с параболическими элементами. Генератор сеток создает на границах единые для соседних элементов угловые узлы. При этом средние узлы на сторонах элементов принадлежат каждый своему элементу, хотя и имеют одинаковые координаты. Т.е. получается, что в указанных местах КЭ сетки являются как бы разрезанными. Очевидно, что для устранения этой проблемы соседние элементы в таких парных узлах должны быть «сшиты».

Для рассматриваемых параболических элементов формулы для аппроксимации координат и перемещений (отображения на плоскость координат $\xi - \eta$) аналогичны приведенным выше (3.1) и (3.2) с той лишь разницей, что в связи с увеличенным количеством узлов с 4 до 8, суммирование также должно проводиться от 1 до 8. Следствием этого является увеличение количества функций формы, которые приводятся ниже.

$$\begin{aligned} N_1(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 - \eta)(-1 - \xi - \eta) \quad , \quad N_5(\xi, \eta) = \frac{1}{2}(1 - \xi^2)(1 - \eta) \quad , \\ N_2(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 - \eta)(-1 + \xi - \eta) \quad , \quad N_6(\xi, \eta) = \frac{1}{2}(1 + \xi)(1 - \eta^2) \quad , \\ N_3(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 + \eta)(-1 + \xi + \eta) \quad , \quad N_7(\xi, \eta) = \frac{1}{2}(1 - \xi^2)(1 + \eta) \quad , \\ N_4(\xi, \eta) &= \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 + \eta)(-1 - \xi + \eta) \quad , \quad N_8(\xi, \eta) = \frac{1}{2}(1 - \xi)(1 - \eta^2) \quad . \end{aligned} \quad (3.2)$$

Выше отмечалось, что MSC.MARC предоставляет большой выбор параболических элементов. Все эти элементы имеют одинаковую интерполяцию узловых перемещений, а различие между ними в большей степени относится к способу формирования матрицы жесткости элемента. Рассмотрим только некоторые

элементы указанного типа. В соответствии с работами [21, 26] формирование матрицы жесткости элемента осуществляется при помощи численного интегрирования. В частности, в соответствии с [71] применяются квадратуры Гаусса, причем могут использоваться две схемы (рис. 3.6b или 3.6c), т.е. это квадратурные схемы 3-го или 2-го порядка. На рисунках показаны Гауссовы точки, в первом случае их девять, во втором – четыре. Соответственно, в программе такие элементы имеют тип полного интегрирования (Full Integration - FI) или сокращенного интегрирования (Reduced Integration - RI). Отметим, что эти понятия достаточно условны, поскольку в принципе могли бы использоваться более совершенные схемы интегрирования по Гауссу, например, 4-го порядка с шестнадцатью Гауссовыми точками, но такие схемы в программе не реализованы.

Еще одной особенностью создания конечных элементов различных типов является возможность использования вариационного принципа Herrmann [55]. Элементы данного типа были разработаны и с успехом применяются для несжимаемых упругих материалов. Их отличием является использование дополнительных степеней свободы в угловых узлах. Дополнительные степени свободы учитывают главное (гидростатическое) давление. Эти элементы также могут различаться способом интегрирования, соответственно существуют элементы полного интегрирования типа Herrmann (Full & Herrmann Formulation - FHF) и сокращенного интегрирования типа Herrmann (Reduced & Herrmann Formulation - RHF). Приведенные здесь и выше аббревиатуры использовались в рис. 3.6 и таблице 3.1 для обозначения типов рассматриваемых элементов, которые использовались в расчете. В первой колонке табл. 3.1 указывается номер численного эксперимента. Например, 8pFHF обозначает, что для численного эксперимента №8 использовались параболические элементы типа FHF. В данной таблице были использованы параболические элементы четырех типов. Их сравнение проводилось с линейными элементами, среди которых был выбран только один тип – FI.

Приведенные результаты показывают, что при оценке погрешности решения очень важен критерий, по которому эта оценка проводилась. Если в качестве критерия выбирается стандартное сравнение максимальных значений контактных

напряжений – формула (2.3), то, как и в предыдущей главе, сложно составить ясное представление об эффективности применения КЭ сеток. Например, численный эксперимент с номером 2pFI, который имеет минимальное число параболических элементов типа FI в приконтактной зоне (2) дает превосходную погрешность по данному критерию - 0,086%. При этом применение параболических элементов другого типа (FHF, RHF или RI) увеличивает погрешность многократно. То же самое можно сказать о применении более густых КЭ сеток – погрешность значительно увеличивается, что сложно поддается объяснению.

В то же время применение в качестве критерия оценки по формуле (2.5) ставит все на свои места. Этот «выдающийся» численный эксперимент 2pFI имеет низкую точность решения. Его погрешность оказывается достаточно высокой 35,9%. Тем не менее, если сравнивать его с аналогичными экспериментами, использующими другие параболические или линейные элементы, то данный расчет выглядит предпочтительнее. Однако на основании этого сделать какие-то окончательные выводы невозможно. Общее же сравнение всех проведенных экспериментов позволяет сделать заключение, что применение параболических элементов в контактных задачах данного типа не дает искомого преимущества в увеличении точности решения по сравнению с использованием линейных элементов. Их применение представляется необоснованным с точки зрения точности решения, хотя среди них можно выделить элементы типа FI, которые в сравнении с другими параболическими элементами давали меньшую погрешность решения. И все-таки применение параболических элементов нецелесообразно. Погрешность решения при применении относительно более простых линейных сеток выше, а проблем с формированием параболических сеток значительно больше.

Итак, необходимо объяснить причины ошибочного, на наш взгляд, заключения документа [70] о целесообразности применения параболических сеток для решения контактных задач. В данном случае авторы документа попали на тот «счастливый» вариант расчета, который по критерию (2.3) давал великолепную погрешность решения, что при более тщательном анализе не соответствовало бы действительности.

4. ТЕСТИРОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ

В предыдущих главах рассматривались плоские задачи контакта гладких тел. Если с понятием гладкости до какой-то степени можно согласиться при исследовании контактного взаимодействия колес и рельсов, например, рассматривая мокрые или замасленные рельсы, то рассматривать контакт колесо – рельс в плоской постановке недопустимо. Поэтому следует полученные ранее выводы экстраполировать на контактные задачи в трехмерной постановке, по крайней мере, наиболее существенные из них, а также тестировать саму методику определения контактных напряжений в трехмерном случае.

Расчет тестовой задачи также должен опираться на решение Герца, и в данном случае целесообразно остановиться на наиболее простой постановке, каковой может быть задача о контактировании двух областей, ограниченных полусферами. Очевидно, что решение должно рассматриваться в упругой области, соответственно материалы контактирующих тел должны быть идеально упругими. С тем, чтобы новая тестовая задача как-то соответствовала рассмотренной в предыдущих главах, радиусы взаимодействующих тел были выбраны такими же, как и у рассмотренных ранее полуцилиндров, т.е. одинаковыми и равными $r = 0,5$ м. Материал также оставлен без изменения ($E = 2,0 \times 10^{11}$ Па, $\nu = 0,32$). Сложнее обстоит дело с заданием условий нагружения. С учетом того, что предстоит решить значительное количество контактных задач с достаточно густыми КЭ сетками, что требует больших затрат времени расчета, необходимо найти способ его экономии. Предыдущая плоская задача решалась в следующей постановке: нижнее тело закреплялось по нижней поверхности, к верхнему телу прикладывалась заданная сила при помощи дополнительного жесткого тела, приклеенного к верхней поверхности. Очевидно, что под воздействием этой силы рассматриваемая поверхность перемещалась параллельно своему исходному положению на рассчитываемую величину упругого смещения. Такой подход, конечно, может быть использован и в пространственном случае. Но он имеет свои недостатки, связанные с относительно большим временем счета. В программе MSC.MARC разработан

алгоритм, который заключается в следующем. Задача решается в перемещениях. Поэтому на верхней поверхности задается начальное смещение, решается контактная задача для такого смещения, в зависимости от него определяется суммарная сжимающая сила, сравнивается с заданной, после чего исходное смещение корректируется. В результате для нахождения решения используется итерационный алгоритм. Но вполне очевидно, что на верхней поверхности верхнего тела может задаваться не суммарная сила, а смещение. Такой подход совершенно эквивалентен предыдущему, но позволяет избежать длительных итераций и исключает применение дополнительного твердого тела. При этом для узлов на верхней поверхности достаточно задать граничные условия в перемещениях. С учетом выбранной координатной системы, показанной на рис. 4.1, для i -го узла, находящегося на верхней поверхности, формулируются следующие граничные условия:

$$\begin{cases} u_i = 0 \\ v_i = \Delta \\ w_i = 0 \end{cases}, \quad (4.1)$$

где u_i, v_i, w_i - узловые перемещения в направлении соответствующих координатных осей, Δ - заданное смещение (осадка) верхней поверхности.

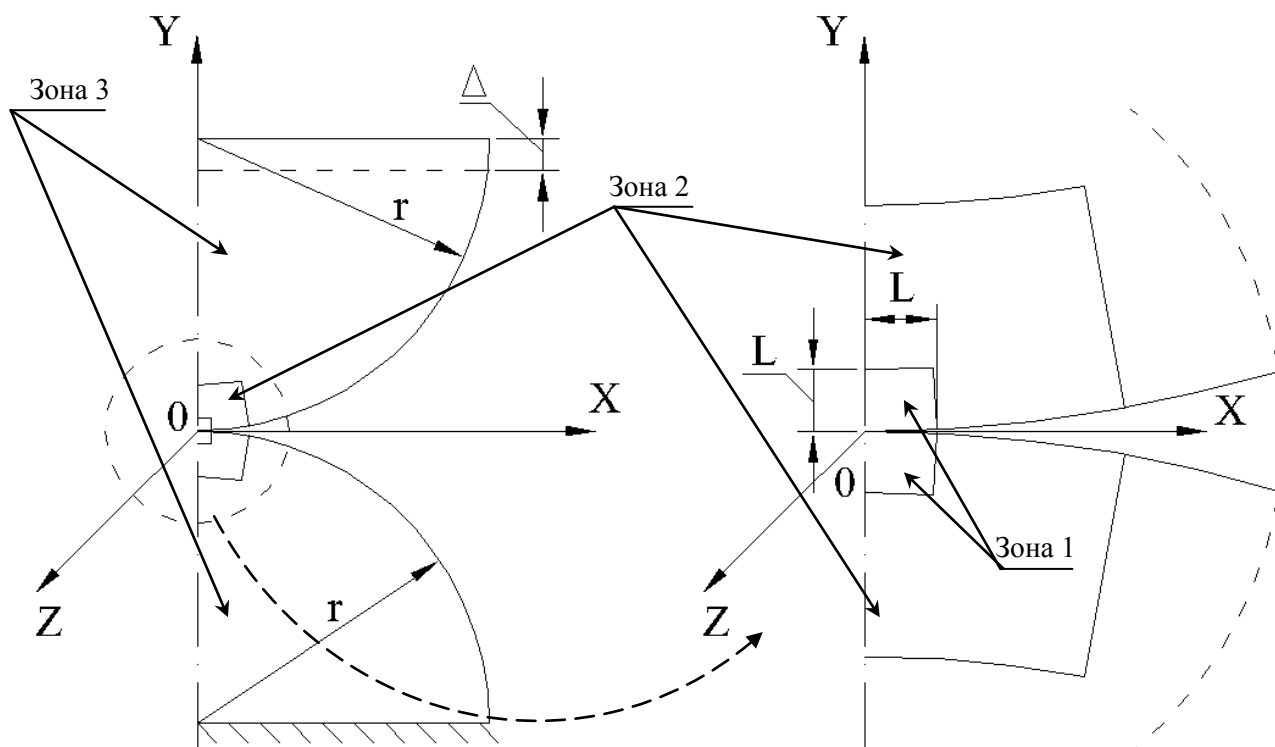


Рис. 4.1. Геометрическое моделирование тестовой трехмерной задачи

Геометрическое моделирование, которое представлено на рис. 4.1, имеет ряд особенностей, по сравнению с рассмотренным в главе 2. Во-первых, моделирование изначально ориентировано на следующий алгоритм. Аналогично показанному на рис. 2.2 радиальное сечение каждого из тел разбивается на 3 зоны. Предварительно проводится дискретизация границ зон. Далее в каждой из них генерируются КЭ сетки, состоящие из элементов типа Plot Only. Такие элементы предназначены только для вычерчивания, т.к. несут в себе информацию исключительно о геометрических свойствах. В зоне 1 (приконтактной) генерируются регулярные КЭ сетки, размерность которых изменяется в зависимости от конкретного задания. Более удаленные от контакта зоны 3 имеют постоянные КЭ сетки. Средние зоны 2 предназначены для объединения КЭ сеток рассматриваемых тел в единое целое. При генерации КЭ сеток в зонах 2 и 3 (нерегулярных) использован параметр Max Element Aspect Ratio равный 1,2. Данный параметр характеризует отношение максимального геометрического размера элемента к минимальному, т.е. вытянутость элемента. Известно, что КЭ сетки, составленные из вытянутых конечных элементов, дают относительно высокую погрешность расчета.

На рис. 4.2 представлено разбиение радиального сечения верхнего тела на КЭ сетки, состоящие из элементов типа Plot Only. При этом в зависимости от плотности КЭ сетки в приконтактной зоне изменяются только КЭ в зонах 1 и 2. В частности, на рис. 4.2b показан пример КЭ сетки, когда в зоне 1 создается только один конечный элемент. Для сравнения показан случай достаточно густой КЭ сетки в данной зоне (рис. 4.2c), в частности, сгенерирована КЭ сетка из 49 (7x7) элементов в данной зоне.

Особый интерес вызывает размер данной приконтактной зоны. Очевидно, что он должен зависеть от расчетного радиуса контактной зоны. В данном случае при контакте тел, ограниченных полусферами, контактный эллипс превращается в круг, а его полуоси a и b [29] равны радиусу данного круга.

$$a = b = \sqrt[3]{\frac{3rP(1-\nu)^2}{4E}} \quad . \quad (4.1)$$

Очевидно, что при заданной геометрии и свойствах контактирующих тел размеры контактной зоны будут зависеть только от величины сжимающей нагрузки. С другой стороны, нагрузка должна быть такой, чтобы контактная зона была по возможности большей, но контактные напряжения при этом не должны превышать предел пластичности для рассматриваемого материала.

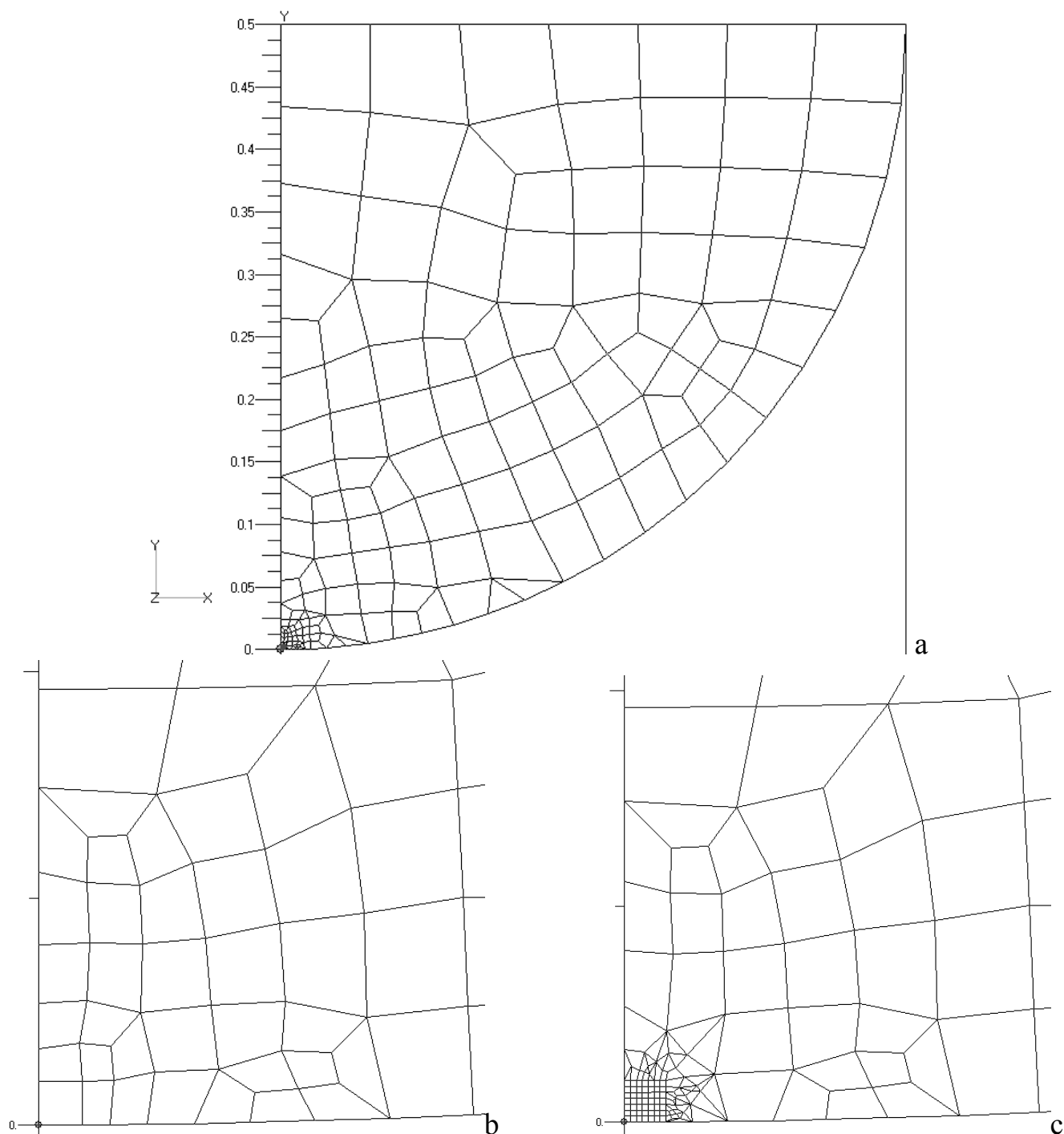


Рис. 4.2. КЭ дискретизация радиального сечения верхнего тела: а) общий вид КЭ дискретизации с применением элементов Plot Only; б) приконтактная область с разбиением зоны 1 на 1x1 элемент; в) приконтактная область с разбиением зоны 1 на 7x7 элементов

Максимальные контактные напряжения определяются по формуле

$$\sigma_{\max}^H = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{6PE^2}{r^2(1-\nu^2)^2}} \quad (4.2)$$

Для заданного сжимающего усилия P может быть определено также сближение контактирующих тел

$$\Delta = \sqrt[3]{\frac{18P^2(1-\nu^2)^2}{rE^2}} \quad (4.3)$$

С учетом того, что расчеты проводились для различных сжимающих усилий, а геометрическое моделирование должно быть единым, в результате проведенных исследований был выбран размер (рис. 4.1) приконтактной зоны: $L = 0,0024$ м. В отличие от рассмотренной ранее плоской задачи размер приконтактной области сократился более чем в 4 раза, а это привело к необходимости более мелкой дискретизации в данной области и, соответственно, к увеличению количества узлов плоской сетки, что, в свою очередь, привело к существенному увеличению числа узлов трехмерной КЭ сетки и общего числа степеней свободы. Выбрана была также величина осадки $\Delta = 9 \times 10^{-6}$ м. Таким образом, подготовительный этап, необходимый для решения контактной задачи, был выполнен.

Далее следует создать итоговую трехмерную КЭ сетку взаимодействующих тел, для чего сгенерированные ранее элементы Plot Only командой Mesh Revolve Element необходимо вращать вокруг вертикальной оси, создавая заданное количество трехмерных элементов. При вращении на 360° создаются КЭ модели рассматриваемых тел, но в исходном радиальном сечении модель как бы является разрезанной, существуют парные узлы, которые должны быть объединены при помощи команды Tools Check Coincident Nodes. На рис. 4.3а в качестве примера показана КЭ сетка тестовой задачи, в которой по окружной координате присутствует 12 равных секторов, т.е. угловая ширина каждого сектора равна 30° . Это еще одно существенное отличие от предыдущего плоского решения. Возникает вопрос, сколько секторов необходимо задать для получения максимально точного решения задачи? Для плоской тестовой задачи такой вопрос не мог возникнуть.

При этом подход «чем больше – тем лучше» не является правильным. Во-первых, необходимо еще доказать, что с увеличением количества секторов точность решения увеличивается, а во-вторых, при этом значительно возрастает время решения задачи, что существенно мешает эффективности проведения численных экспериментов.

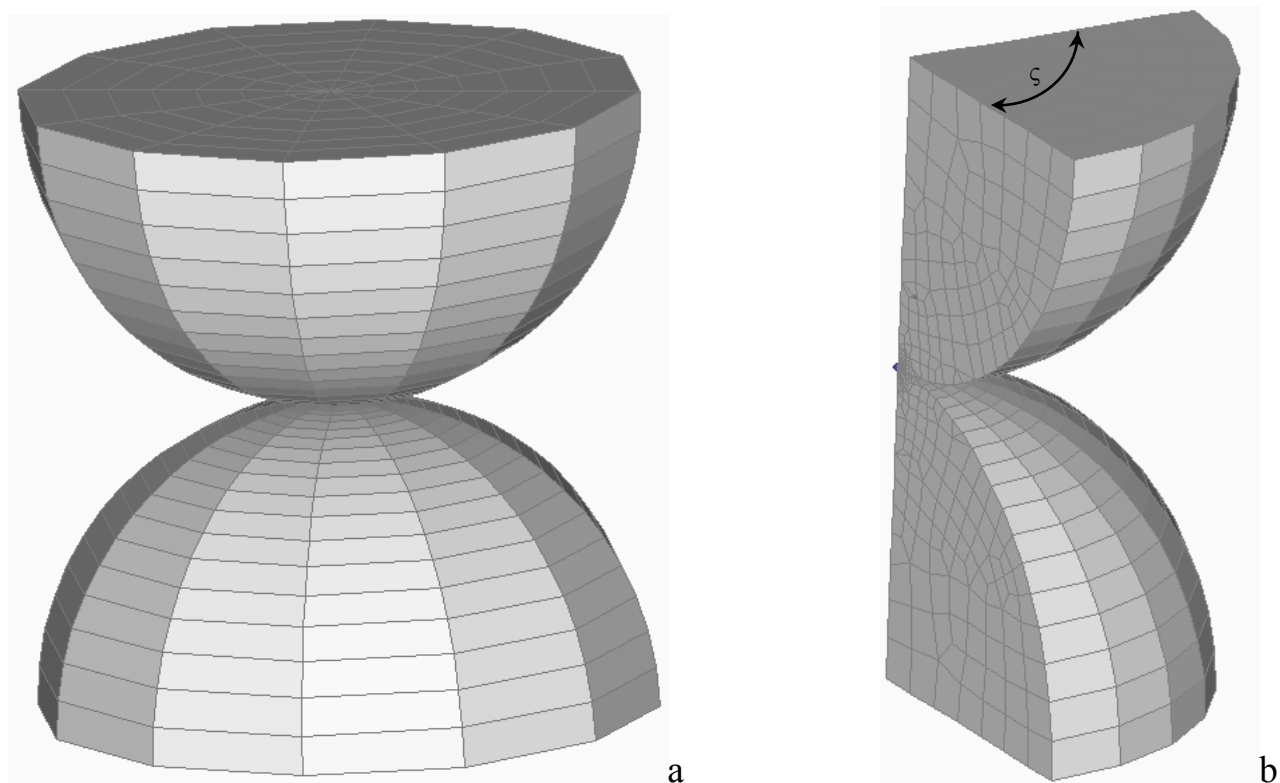


Рис. 4.3. Примеры пространственных КЭ сеток, использованных для решения тестовой задачи

Конечно, для снижения рассматриваемого числа степеней свободы задачи можно рассматривать не полные тела, как на рис. 4.3а, а отдельный сектор, находящийся в границах двух радиальных сечений, образующих между собой заданный угол ζ . Но здесь, к сожалению, приходится сталкиваться с программным ограничением. В узлах, принадлежащих плоскостям сечений, должны быть заданы граничные условия, которые должны ограничивать перемещения в направлении нормальном к плоскости сечения. Очевидно, что это можно осуществить в локальных координатах, связанных с плоскостью сечения. В программе MSC.MARC такая возможность существует. Однако используемая версия программы не позволяет задавать граничные условия для контактных узлов в локаль-

ных координатах, а задать их в глобальных координатах можно только для угла $\zeta=90^\circ$. В этом случае плоскости сечений совпадают с главными координатными плоскостями XOY и ZOY. Пример генерации КЭ сеток при таком подходе показан на рис. 4.3b. В качестве замечания следует отметить, что существует возможность применения достаточно искусственного приема моделирования действия отброшенной части при помощи задания дополнительных тел, но этот прием себя не оправдывает. В результате для густых сеток в приконтактной области и малых по угловой ширине секторов использовался второй способ задания КЭ сеток.

Такой способ решения задачи является относительно более трудоемким, поскольку вместо задания двух граничных условий на верхней и нижней грани, что было описано в начале главы, необходимо задавать пять (рис. 4.4). При этом для узлов, лежащих в плоскости XOY должно быть задано граничное условие $w_i = 0$, для узлов в плоскости YOZ – $u_i = 0$, а для узлов на оси OY – оба указанные условия.

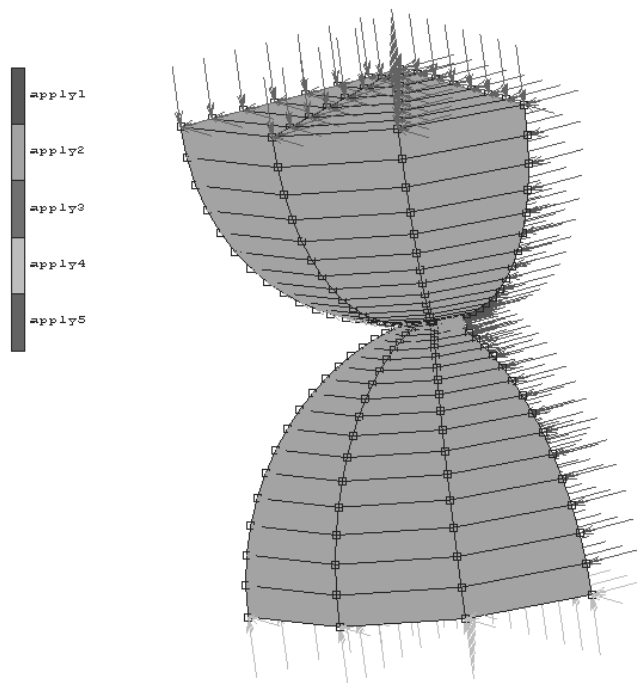


Рис. 4.4. Задание граничных условий

Было проведено сравнение решений для КЭ сеток с одинаковой КЭ дискретизацией в сечении и одинаковой угловой шириной отдельного сектора. Доказано, что вне зависимости от способа решения задачи, будет ли это полная КЭ сетка (рис. 4.3a) или вырезанная ($\zeta=90^\circ$) четверть – (рис. 4.3b), решение не изменится.

На рис. 4.5 показаны примеры таких решений – распределения нормальных контактных напряжений σ_{yy} .

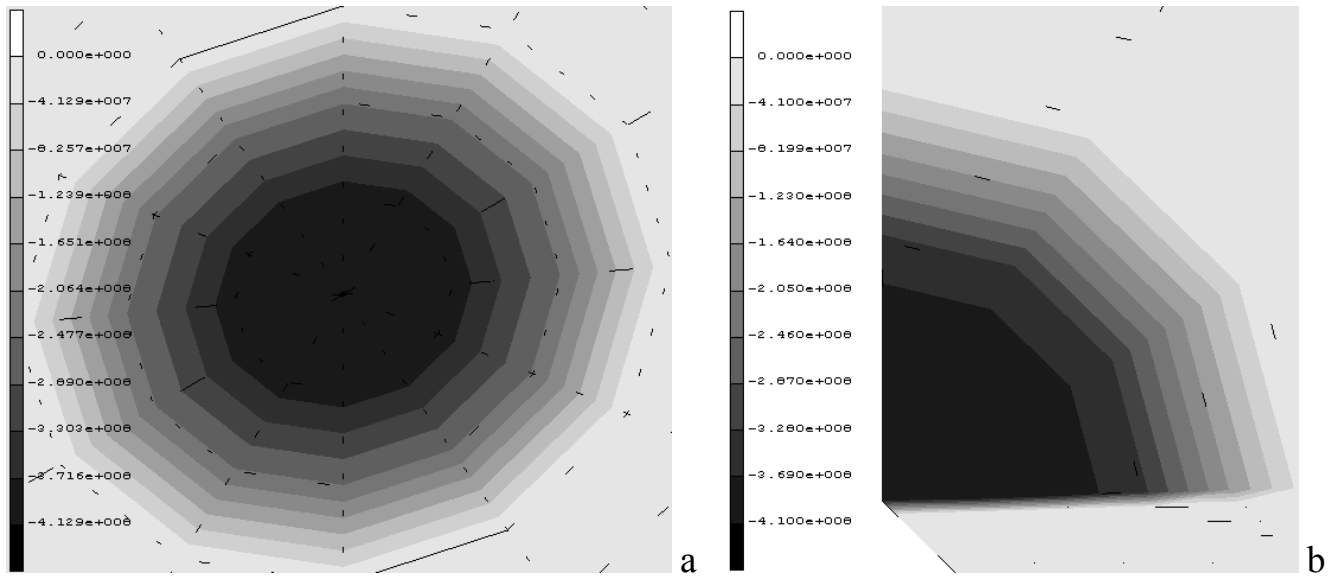


Рис. 4.5. Примеры распределений нормальных контактных напряжений для различных КЭ дискретизаций

Как видим из приведенных распределений, контактная зона имеет ожидаемую форму – правильный многоугольник. Очевидно, что при увеличении количества секторов эта форма будет приближаться к круговой. Нормальные контактные напряжения, как следует из теории Герца – Беляева, распределены в соответствии со следующей зависимостью

$$\sigma_{yy}^H(x, y) = \begin{cases} \sigma_{\max}^H \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}, & \left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 \leq 1 \\ 0, & \left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 > 1 \end{cases} \quad (4.4)$$

Очевидно, что если рассматривать распределение напряжений в каком-то диаметрально сечении, совпадающем с какой-либо из главных координатных плоскостей, то указанное распределение полностью совпадает с распределением (2.4). Следовательно, нет ничего удивительного в том, что распределения напряжений σ_{yy} также близки к распределениям, полученным для плоской задачи. На рис. 4.6 приведен пример распределения напряжений σ_{yy} в сечении рассматриваемых тел

плоскостью XOY. Как видно из приведенного рисунка, характер распределения напряжений подобен приведенному на рис. 2.5 для плоской задачи.

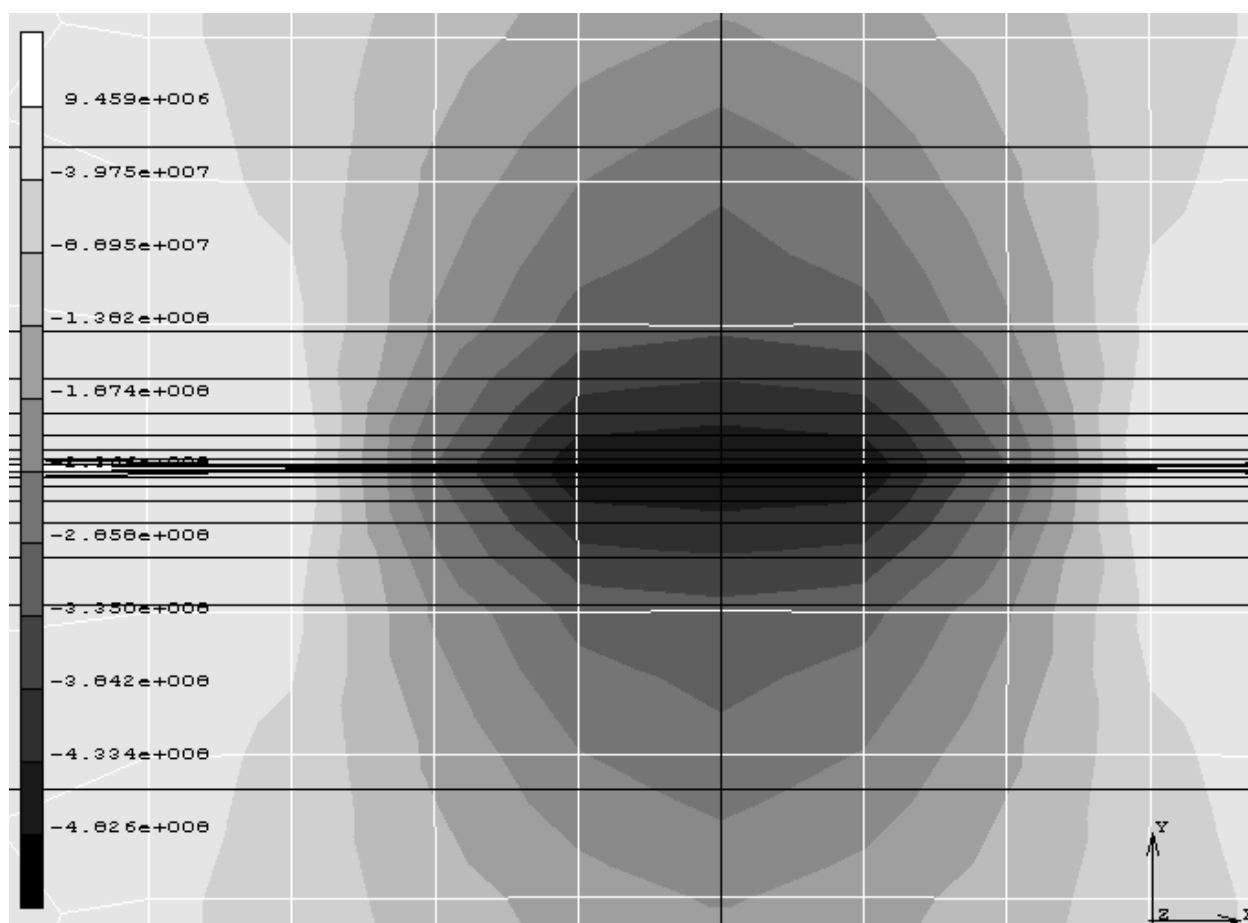


Рис. 4.6. Распределение напряжений σ_{yy} в сечении плоскостью XOY

В таблице 4.1 сравниваются результаты численного эксперимента и теоретического расчета по Герцу. Отметим, что при этом сравнении был использован следующий подход. Для заданной КЭ дискретизации (колонка 1 – размерность сетки в приконтактной зоне 1) и заданной осадки Δ была решена задача, которая позволила определить различные характеристики, в том числе и контактные узловые силы. Суммируя указанные силы, можно было определить заранее неизвестное суммарное усилие сжатия P для рассматриваемых тел. Процедура эта достаточно трудоемкая, но программа MSC.MARC обладает отдельными дополнительными возможностями, которые позволяют пользователю усовершенствовать многие алгоритмы. Например, при помощи написания на алгоритмическом языке FORTRAN отдельных пользовательских модулей можно задавать свойства конечных элементов, не предусмотренные основной программой. Модуль UPSTNO.F

позволяет пользователю при работе с постпроцессором выводить дополнительные векторы узловых характеристик.

Табл. 4.1

Сравнение решений для согласованных КЭ сеток
(пространственная тестовая задача)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1x1	60	1	1	1599	$3,946 \times 10^8$	$3,205 \times 10^8$	18,781	44,309
	30		1	1615	$3,959 \times 10^8$	$2,804 \times 10^8$	29,178	50,867
	15		1	1620	$3,963 \times 10^8$	$2,716 \times 10^8$	31,466	52,341
2x2	60	2	7	2713	$4,707 \times 10^8$	$4,15 \times 10^8$	11,825	33,544
	30		13	2231	$4,41 \times 10^8$	$3,648 \times 10^8$	17,269	38,772
	15		8(25)	692(2768)	$4,738 \times 10^8$	$3,538 \times 10^8$	25,334	43,25
3x3	60	3	13	2064	$4,297 \times 10^8$	$4,695 \times 10^8$	9,273	13,582
	30		25	2037	$4,278 \times 10^8$	$4,131 \times 10^8$	3,435	13,499
	15		15(49)	541(2163)	$4,364 \times 10^8$	$4,007 \times 10^8$	8,185	18,305
4x4	60	3	13	2029	$4,272 \times 10^8$	$4,691 \times 10^8$	9,802	14,538
	30		25	2065	$4,297 \times 10^8$	$4,128 \times 10^8$	3,93	8,149
	15		15(49)	519(2074)	$4,304 \times 10^8$	$4,005 \times 10^8$	8,986	10,832
5x5	60	4	19	2203	$4,391 \times 10^8$	$4,737 \times 10^8$	7,881	13,53
	30		13(37)	545(2187)	$4,38 \times 10^8$	$4,171 \times 10^8$	4,773	9,527
	15		22(73)	538(2150)	$4,355 \times 10^8$	$4,047 \times 10^8$	7,077	11,503
6x6	60	5	25	1991	$4,245 \times 10^8$	$4,853 \times 10^8$	14,314	26,327
	30		15(49)	527(2098)	$4,32 \times 10^8$	$4,273 \times 10^8$	1,085	8,948
	15		29(97)	510(2041)	$4,281 \times 10^8$	$4,147 \times 10^8$	3,124	9,355
7x7	60	5	25	2040	$4,28 \times 10^8$	$4,889 \times 10^8$	14,233	17,711
	30		15(49)	520(2080)	$4,308 \times 10^8$	$4,309 \times 10^8$	0,029	4,665
	15		29(97)	523(2091)	$4,315 \times 10^8$	$4,182 \times 10^8$	3,089	4,957

Примечания к таблице см. далее

Примечания к таблице 4.1

Колонка 1 – размерность сетки в приконтактной зоне 1;

Колонка 2 – угловая ширина сектора в градусах;

Колонка 3 – количество узлов по радиусу находящихся в контакте после нагружения;

Колонка 4 – общее количество узлов в контактной зоне; если приводится дополнительное число в скобках, значит решалась задача для КЭ дискретизации согласно рис. 4.3b, а указанное в скобках число показывает, сколько было бы узлов в контактной зоне, если бы рассматривалась полная КЭ дискретизация согласно рис. 4.3a;

Колонка 5 – рассчитанная по МКЭ суммарная сжимающая сила P [Н]; в случае присутствия дополнительного числа в скобках см. предыдущее примечание;

Колонка 6 – максимальные контактные напряжения по Герцу в соответствии с формулой (4.2) [Па];

Колонка 7 – максимальные контактные напряжения по МКЭ [Па];

Колонка 8 – погрешность вычислений [%] по формуле (2.3);

Колонка 9 – погрешность вычислений [%] по формуле (4.5).

Для того, чтобы рутинная операция суммирования узловых сил выполнялась компьютером, модуль UPSTNO.F был модифицирован. При этом использовался вспомогательный файл, к которому при создании вектора дополнительной информации каждый раз обращался MARC и в котором накапливались суммы проекций узловых сил. Таким образом, после расчета задачи по МКЭ было достаточно прочесть значение P в указанном вспомогательном файле. Очевидно, что проекции суммарной силы на две другие оси равны нулю, но модифицированный модуль UPSTNO.F позволяет определять и их, что было использовано далее для решения контактных задач взаимодействия колеса и рельса. Определенные расчетные значения силы P приведены в колонке 5.

Если принять в качестве наиболее точного решения, о чем будет сказано ниже, $P = 2080$ Н, решение, полученное для КЭ сетки с разбиением в зоне 1 7×7 элементов и угловой шириной сектора 30° , то оказывается, что величина определяемой силы P в большой степени зависит от КЭ дискретизации. В расчетах она изменялась от 1599 Н до 2768 Н, т.е. погрешность определения силы достигала 33%. Причем это происходило для согласованных КЭ сеток, что лишний раз доказывает необходимость тщательного выбора КЭ дискретизации. Очевидно также,

что с увеличением густоты КЭ сеток в приконтактной области, погрешность определения силы P снижалась.

В зависимости от величины найденной силы P по формуле (4.2) определяются максимальные напряжения по Герцу (колонка 6), которые могут сравниваться с максимальными контактными напряжениями, полученными по МКЭ (колонка 7), для чего используется формула (2.3). Погрешность расчета, вычисленная данным способом, приведена в колонке 8. К сожалению, выводы, сделанные ранее относительно данного способа подсчета погрешностей вычислений, остаются справедливыми и в пространственном случае. Если сравнить между собою расчеты для одной и той же КЭ дискретизации в радиальном сечении (в зоне 1 сетка состоит из 7×7 элементов), то для разной угловой ширины сектора 30° или 60° получаем погрешность 0,029 или 14,233, т.е. точность расчета отличается в 490 раз! Вполне очевидно, что это не так. Расчеты, конечно, отличаются. Это можно судить, например, по силе P . Но если сравнивать определенные силы, то отличие составляет всего около 2%. Снова приходим к необходимости использования более адекватных способов оценки погрешности расчета.

Очевидно, что можно предложить много вариантов определения погрешности решений, но представляется целесообразным использовать формулу (2.5), преобразовав ее в пространственном случае к виду

$$\delta = \left| \frac{\int_0^{2a} [\sigma_{yy}^H(x,0) - \sigma_{yy}(x)] dx}{\int_0^a \sigma_{yy}^H(x,0) dx} \right| \times 100\% \quad , \quad (4.5)$$

где контактные напряжения по Герцу $\sigma_{yy}^H(x,0)$ вычисляются с использованием формулы (4.4), а функция $\sigma_{yy}(x)$ получается при помощи линейной интерполяции рассчитанных по МКЭ контактных напряжений в узлах, для которых после деформации $x \geq 0, y = 0, z = 0$. Как и в предыдущем плоском случае для расчета погрешности по формуле (4.5) был использован пакет MathCAD. Поскольку его применение не является столь очевидным, приведем листинг одного из расчетов

(рис. 4.7). Этот расчет выполнен для случая достаточно редкой сетки 3x3 и угловой ширины 30°.

$E := 2.0 \cdot 10^{11}$	$P := 2037.28$	$\nu := 0.32$	$r := 0.5$	← Задание исходных данных
$\sigma_{\max} := \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{6 \cdot P \cdot E^2}{r^2 \cdot (1 - \nu^2)^2}}$				$\sigma_{\max} = 4.278 \times 10^8$
$a := \sqrt[3]{\frac{3 \cdot P \cdot r \cdot (1 - \nu^2)}{4 \cdot E}}$				$a = 1.508 \times 10^{-3}$
$\Delta := \sqrt[3]{\frac{18 \cdot P^2 \cdot (1 - \nu^2)^2}{E^2 \cdot r}}$				$\Delta = 1.444 \times 10^{-5}$
$\sigma(x, y) := \sigma_{\max} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}$				$b := a$
$J := \int_0^a \sigma(x, 0) \, dx$				$J = 5.066 \times 10^5$
$x_0 := 0$	$x_1 := 0.0008$	$y_0 := 4.131 \cdot 10^8$	$y_1 := 3.6 \cdot 10^8$	← Задание данных расчета по МКЭ на 1 участке
$\delta_1 := \frac{ \sigma_{\max} - y_0 \cdot 100}{\sigma_{\max}}$				$\delta_1 = 3.435$
$y(x) := \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \cdot (y_1 - y_0) + y_0$				← Линейная интерполяция для 1 участка
$J_1 := \int_{x_0}^{x_1} \sigma(x, 0) - y(x) \, dx$				$J_1 = 1.618 \times 10^4$
$x_0 := x_1$	$x_1 := 0.0016$	$y_0 := y_1$	$y_1 := 5.095 \cdot 10^7$	← Для участка 2 и последующих - аналогично
$y(x) := \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \cdot (y_1 - y_0) + y_0$				

Рис. 4.7. Листинг расчета погрешности вычислений
(продолжение на следующей странице)

$$J_2 := \int_{x_0}^b |\sigma(x,0) - y(x)| dx \quad J_2 = 2.55 \times 10^4$$

$$J_3 := \int_b^{x_1} |y(x)| dx \quad J_3 = 6.329 \times 10^3$$

$$x_0 := x_1 \quad x_1 := 0.0024 \quad y_0 := y_1 \quad y_1 := 0$$

$$y(x) := \frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \cdot (y_1 - y_0) + y_0$$

$$J_4 := \int_{x_0}^{x_1} |y(x)| dx \quad J_4 = 2.038 \times 10^4$$

$$D_j := J_1 + J_2 + J_3 + J_4 \quad D_j = 6.839 \times 10^4$$

$$\delta_2 := \frac{D_j \cdot 100}{J} \quad \delta_2 = 13.499$$

Числитель формулы (4.5)

Погрешность расчета по (5.4)

Рис. 4.7. Листинг расчета погрешности вычислений (окончание)

Приведенные непосредственно в тексте листинга комментарии дают полную информацию о способе расчета. Отметим только, что при нахождении интеграла в верхней части формулы (5.4) возникла необходимость разбить его на 4 части. Это объясняется тем, что в соответствии с результатами расчета для радиального сечения существует 3 элемента (участка), на которые действуют контактные напряжения. Но один из этих участков еще делится на 2 части границей контактной зоны по Герцу.

Определенные таким образом погрешности численного расчета в значительно большей степени позволяют оценить эффективность КЭ дискретизации. Анализ погрешностей для различных КЭ сеток показал, что существует общая тенденция снижения величины погрешности расчета при увеличении густоты согласованных сеток. Но здесь следует выбирать оптимальную густоту, т.к. с ее ростом существенно растет и время расчетов. С другой стороны, увеличение коли-

чества секторов в окружном направлении не является эффективным. Более того, при малой угловой ширине сектора погрешность начинает расти. Расчеты проводились не только для углов, указанных в таблице 4.1, но и для более малых. Оптимальной оказалась угловая ширина сектора 30° . Именно эта ширина была выбрана для анализа влияния несогласованности КЭ сеток. Чем можно объяснить этот факт? Выше уже отмечалось, что вытянутость конечных элементов негативно влияет на точность численного решения. В программе MSC.MARC существует возможность проверки вытянутости конечных элементов. Контролируется параметр Aspect Ratio (AR), который вычисляется для плоских элементов, как отношение периметра элемента к его площади, а для пространственных, как отношение площади элемента к его объему. Полученные отношения нормализуются с тем, чтобы для идеальных по вытянутости элементов (равносторонних треугольников, квадратов, идеальных тетраэдров или кубов) $AR=1$. Очевидно, чем более форма элемента отличается от идеальной, тем большее значение имеет AR для рассматриваемого элемента. Для линейных элементов значения $AR>3$ считаются недопустимыми, т.е. приводящими к большой погрешности решения. Для параболических элементов такая граница выше $AR>10$. Если теперь рассмотреть три расчета (табл. 4.1) при дискретизации приконтактной зоны 4×4 для различной угловой ширины секторов (15° , 30° и 60°), то налицо явное преимущество по точности для расчета с угловой шириной сектора 30° . Если провести теперь проверку, сколько элементов являются чрезмерно вытянутыми ($AR>3$), то оказывается, что для угла 60° таких элементов 348, для угла 30° – 24, для угла 15° тоже 24. Но с учетом того, что в последнем случае рассматривалась только вырезанная четверть КЭ сетки, то для полной сетки таких элементов было бы 96. Таким образом, становится очевидным, почему КЭ сетки для угловой ширины сектора 30° обладают преимуществом точности решения. Анализ для других КЭ дискретизаций подтвердил этот вывод.

В связи с тем, что влияние несогласованности сеток достаточно подробно было рассмотрено в главе 2, для пространственной тестовой задачи было рассмотрено только влияние несогласования узлов в радиальном направлении. Оче-

видно, что рассмотрение несогласованности в окружном направлении или в общем случае не представляют серьезной проблемы.

Результаты такого анализа представлены в таблице 4.2, где данные, приведенные в каждой из колонок, соответствуют предыдущей таблице 4.1. В качестве базового численного эксперимента был взят расчет для сетки 7x7 с углом 30° (предпоследняя строка таблицы 4.2). Для наглядности эти данные повторены в первой строке таблицы 4.2. В качестве альтернативы рассмотрена задача с угловой шириной сектора 30°, у которой КЭ сетка нижнего тела осталась такой же (7x7), а у верхнего тела сетка взята еще более густой – 8x8. Рассчитанная сжимающая сила P для рассматриваемых решений практически одинакова. Но вот распределения контактных напряжений отличаются существенно. Причем, если считать базовое решение относительно точным, то напряжения, действующие на нижнее (вторая строчка таблицы) тело оказываются заниженными, а действующие на верхнее (последняя строчка) тело – завышенными. Соответственно, погрешность решения для несогласованной по радиусу сетки возрастает от 1,5 (для нижнего тела) до 2 раз (для верхнего).

Табл. 4.2

Сравнение решений для согласованных и несогласованных КЭ сеток
(пространственная тестовая задача)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
7x7	30	5	17(49)	520(2080)	$4,308 \times 10^8$	$4,309 \times 10^8$	0,029	4,665
Низ 7x7		5	17(49)	520(2078)	$4,306 \times 10^8$	$4,1 \times 10^8$	4,795	7,125
Верх 8x8		6	21(61)			$4,855 \times 10^8$	12,744	9,573

Таким образом, в результате проведенных исследований можно утверждать, что разработанная методика решения контактных задач позволяет их решать с достаточно высокой точностью. Приведенные выше рекомендации должны быть использованы при анализе контактного взаимодействия в паре колесо – рельс.

5. КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕС И РЕЛЬСОВ ДЛЯ СЛУЧАЯ ОДНОТОЧЕЧНОГО КОНТАКТА

Рассмотрим способы реализации описанной в предыдущих главах методики на примерах взаимодействия колес и рельсов различных конструкций. Очевидно, что прежде чем создавать какую-то КЭ модель должна быть подготовлена информация относительно геометрии взаимодействующих тел, характеристик их материалов, а также о величине и характере изменения приложенных к ним сил.

Одним из достаточно существенных конструкционных вопросов является проблема определения выбора величины осевой нагрузки, действующей на колесную пару. В разных странах величины таких нагрузок различны, причем очевидно, что они различны и для разных видов подвижного состава. Прежде всего осевая нагрузка зависит от возможной скорости движения экипажа. Более того, для одного и того же вагона в зависимости от его загрузки, скорость может и должна быть различной. Например, современный четырехосный полувагон типа 423W серии Eanos (рис. 5.1), предназначенный для перевозки массовых грузов (руда, песок, уголь и пр.) производства фабрики вагонов Гневчина С.А. (Польша) рассчитан на движение со скоростью до 120 км/ч при нагрузке на ось 14,4 тонны. В то время как при нагрузке на ось 22,5 тонны (максимальной) допустимая скорость составляет только 100 км/ч.

Его аналогом на железных дорогах стран СНГ является четырехосный полувагон модели 12-132 производства ГУП ПО «Уралвагонзавод» (рис. 5.2). В соответствии с техническими характеристиками производителя этот вагон рассчитан на эксплуатацию до максимальной скорости 120 км/ч. При этом его осевая нагрузка составляет 230,3 кН.

Проанализируем, как влияет динамика контактного взаимодействия на состояние приконтактной области колес и рельсов для некоторых видов подвижного состава с учетом местных особенностей железных дорог. Для того, чтобы указанный анализ был сопоставим, будем считать, что вертикальная динамика взаимодействия пути и подвижного состава является неизменной. Вполне очевидно, что для каждого вида подвижного состава, состояния пути и скорости движения такая

динамика будет различной. Но в таком случае провести сравнение просто не удастся. Поэтому примем допущение, что различные виды подвижного состава поставлены в одинаковые условия и можно экстраполировать динамику, измеренную для подвижного состава польских железных дорог, на подвижной состав железных дорог стран СНГ. Вполне очевидно, что такое допущение является весьма грубым. Условия эксплуатации подвижного состава в странах СНГ являются существенно более жесткими, что связано с худшим состоянием, как самого подвижного состава, так и пути. Но в качестве определенной начальной оценки такой подход применим.



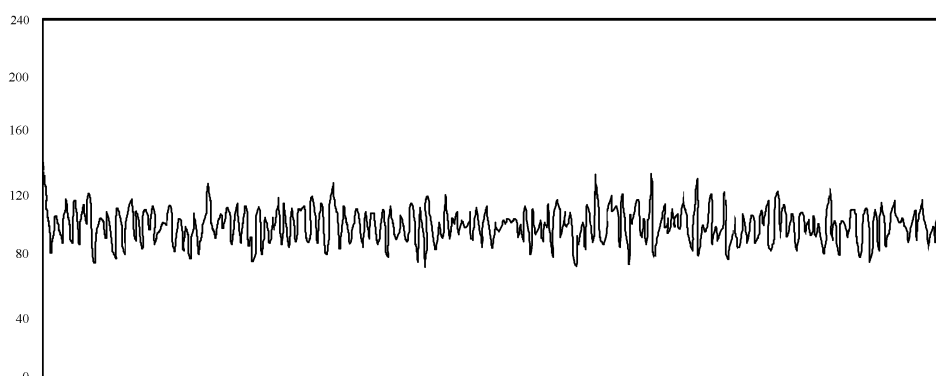
Рис. 5.1. Четырехосный полувагон типа 423W серии Eanos



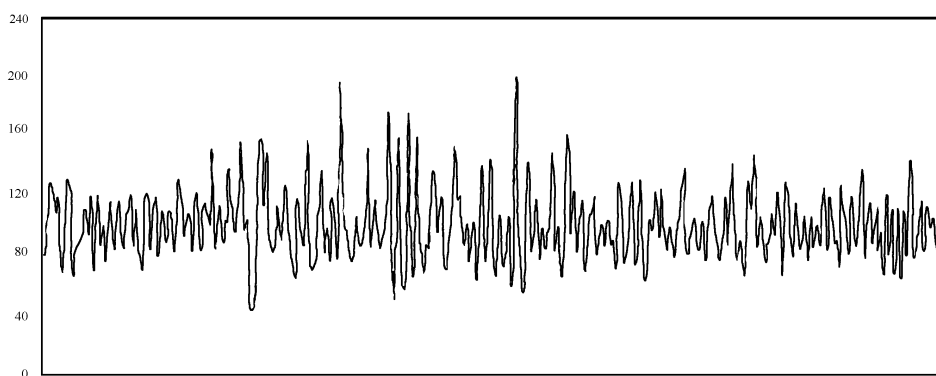
Рис. 5.2. Четырехосный полувагон модели 12-132

Для исследования воспользуемся результатами работы [41], в которой проведены замеры вертикальных сил на РКР (Польские железные дороги), действующих на колесо четырехосного полувагона при его движении по двум участкам одного пути, отдаленных на расстояние 5 км. При этом первый участок характеризовался относительно более ровным вертикальным профилем по сравнению со вторым. Это повлияло на изменение вертикальной силы, действующей на колесо (рис. 5.3). Как видно из приведенных графиков, статическая нагрузка на колесо составляла 100 кН (средняя линия осцилляций). При этом на относительно ров-

ном участке пути (рис. 5.3а) максимальная сила не превышала 140 кН, т.е. возрастала в 1,4 раза. Для неровного пути (рис. 5.3б) достигала 200 кН, т.е. возрастала вдвое.



а



б

Рис. 5.3. Графики вертикальной силы, действующей на колесо, для двух участков пути согласно [41]

Таким образом, если вертикальная статическая нагрузка, действующая на колесо для вагона 12-132, составляет 115,15 кН, то в динамике она может достигать до величины вдвое большей, т.е. 230,3 кН. Именно эти числа возьмем в качестве исходных для расчета контактного взаимодействия колес и рельсов для вагона 12-132. Очевидно, что в действительности в условиях железных дорог стран СНГ динамическая вертикальная сила на колесо может быть значительно больше, однако для нашего анализа достаточно и таких значений вертикальной силы.

Отдельный вопрос – выбор материала колеса и рельса для расчетов. К сожалению, стандарты бывшего СССР или России, определяющие характеристики колесной [6] и рельсовой [7, 8] стали, не дают полной информации о механиче-

ских характеристиках такой стали. Например, для колесной стали приводятся только временное сопротивление, относительные удлинение и сужение, а также твердость и ударная вязкость. При этом, как известно, для расчетов необходимы модуль упругости, коэффициент Пуассона, предел текучести. А еще лучше, чтобы были диаграммы напряжение – деформация ($\sigma - \varepsilon$) для различных температур в связи с тем, что элементы пары трения колесо – рельс работают в различных температурных режимах, что в первую очередь относится к колесу. К сожалению, такая информация отсутствует не только в российских стандартах. Например, польский стандарт [77] также не приводит необходимой информации.

Недостаток такой информации очень часто восполняется совершенно вымышленными характеристиками. Например, в статье [9], посвященной колесу и рельсу вместо реальных характеристик колесной стали используются характеристики, взятые для чугуна СЧ 35 или стали 65Г. Последнее, очевидно, ближе к колесной стали по сравнению с чугуном, но все равно не может удовлетворить исследователей, поскольку в этой работе предлагается выбирать для такой стали допускаемые контактные напряжения равные 850 МПа, что не может соответствовать действительности.

В стандарте на колесную сталь [6] указаны две используемые на железных дорогах СНГ марки стали. Марка стали 1 с массовой долей углерода 0,44 – 0,52% и марка стали 2 с массовой долей углерода 0,55 – 0,65%. Очевидно, что наиболее близкими, как по химическому составу, так и по назначению, являются международные марки R7 и R8 колесной стали [83], которые содержат 0,52 и 0,56% углерода, соответственно. Будем считать далее, что механические характеристики колеса соответствуют свойствам стали R7, которые могут быть взяты из работ [66, 40]. В частности, считаем, что модуль упругости 1 рода для колесной стали при нормальной температуре E составляет 210 ГПа, коэффициент Пуассона равен 0,283. Предел текучести σ_s принят равным 500 МПа. Используем модель пластичности (рис. 5.4) с линейным упрочнением (билинейную). На рис. 5.4 сплошной линией показана принятая в расчете зависимость $\sigma - \varepsilon$ для колесной стали.

Аналогичные параметры использовались при задании диаграммы $\sigma - \varepsilon$ для рельсовой стали (на рис. 5.4 пунктирная линия). В отличие от колесной, рельсовая сталь имеет существенно более высокий предел текучести (794 МПа), но в два раза меньшее относительное удлинение (6%).

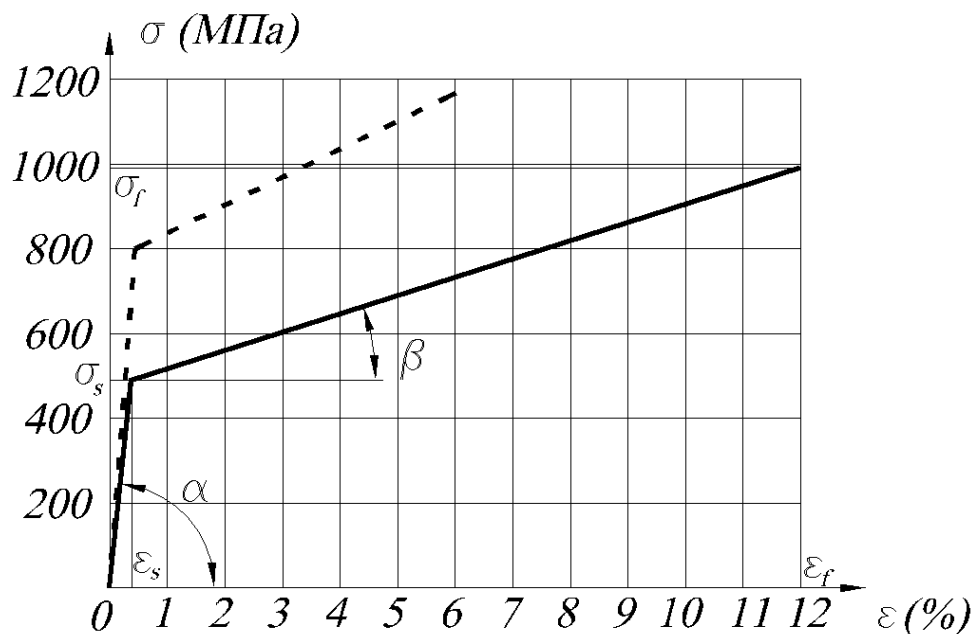


Рис. 5.4. Расчетные диаграммы $\sigma - \varepsilon$ для колесной и рельсовой стали стран СНГ; сплошная линия – колесная сталь по [7]; пунктир – рельсовая сталь в соответствии с [6]

Для сравнения сразу приведем аналогичные расчетные диаграммы, используемые в работах европейских авторов [99] (рис. 5.5). Указанные графики ограничены зоной относительно малых деформаций.

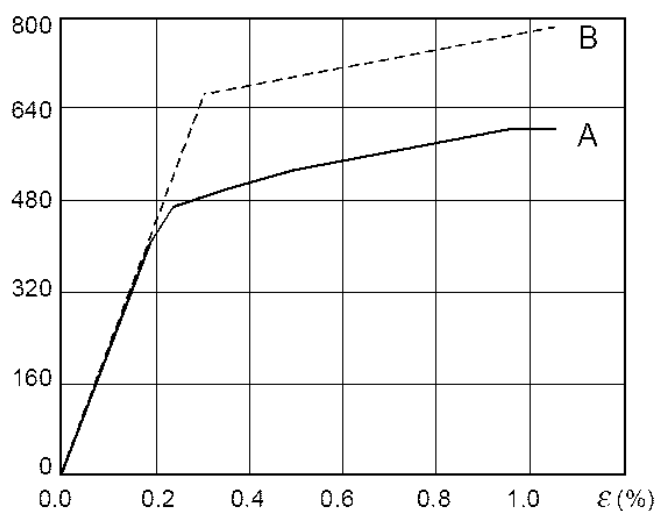


Рис. 5.5. Расчетные диаграммы $\sigma - \varepsilon$ для колесной и рельсовой стали европейских стран в соответствии с [99]; сплошная линия – колесная сталь, пунктир – рельсовая сталь

Сравнение приведенных характеристик сталей показывает, что существует общая тенденция для производства сталей, в соответствии с которой колесные стали по сравнению с рельсовыми имеют повышенный уровень относительного удлинения и меньший предел текучести. Для задания описанной модели в программе MSC.VisualNASTRAN for Windows помимо основных характеристик, которые были описаны выше, необходимо еще задать модуль пластичности H . Он может быть определен при помощи формулы

$$H = \frac{E_T}{1 - \frac{E_T}{E}}, \quad (5.1)$$

где E_T - тангенциальный модуль (модуль упрочнения). E_T представляет собою тангенс угла наклона кривой $\sigma - \varepsilon$ на участке упрочнения. На рис. 5.4 для модели колесной стали показаны обозначения, из которых $E_T = \tan \beta$. Для его нахождения можно использовать формулу

$$E_T = \frac{\sigma_f - \sigma_s}{\varepsilon_f - \varepsilon_s}. \quad (5.2)$$

Для того, чтобы воспользоваться последней формулой, выберем предел прочности колесной стали, как среднюю величину из приведенных в стандарте [6], т.е. $\sigma_f = 980$ МПа. Относительное удлинение ε_f также задано в стандарте и равно 12% или 0,12. Для нахождения упругой деформации ε_s воспользуемся линейной ее характеристикой на упругом участке, т.е. $\varepsilon_s = \sigma_s / E$. В результате находим модуль пластичности колесной стали $H = 4,16 \times 10^9$ Па. Аналогично определяется модуль пластичности рельсовой стали [7], $H = 7,02 \times 10^9$ Па.

Следующий важный этап при исследовании контактного взаимодействия колеса и рельса, это создание геометрической модели такого контакта. Воспользуемся чертежами профилей поверхности вагонных колес по стандарту [5] и головок рельсов Р65 по стандарту [4]. Ограничимся только частями колес и рельсов, относительно близкими к зоне контакта, как показано на рис. 5.6. Чертежи строятся по номинальным размерам.

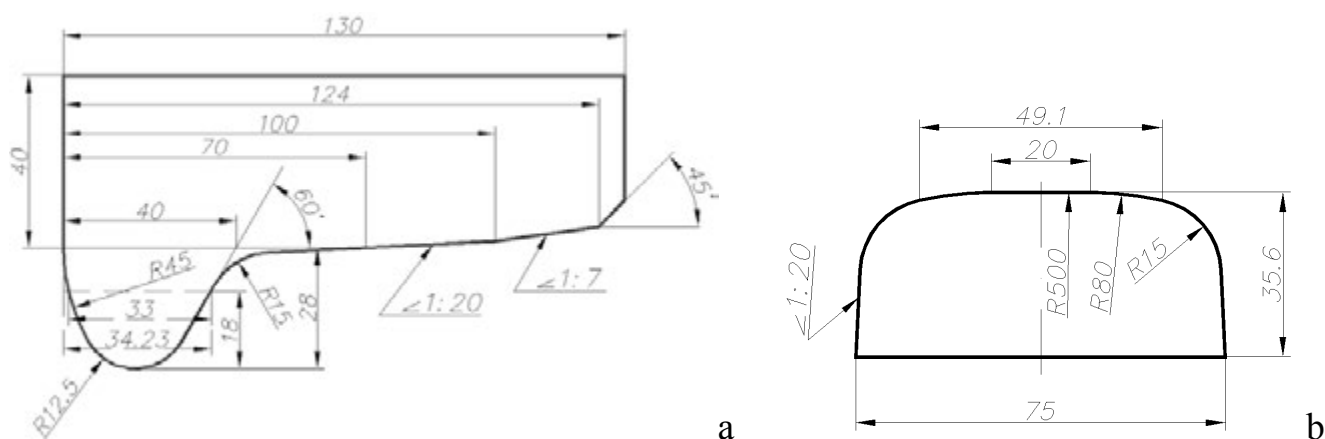


Рис. 5.6. Профили рассматриваемых областей колеса ГОСТ 9036-88 (a) и рельса Р65 (b)

На чертежах рис. 5.6 использовано минимальное количество геометрической информации, предназначенной для построения профилей сечений. Очевидно, что КЭ сетка для каждой задачи контактного взаимодействия должна быть индивидуальна. Эта индивидуальность сетки определяется конкретным относительным положением колеса и рельса в расчетный момент времени t . Рассмотрим центральное относительное положение колесной пары относительно рельсовой колеи, предполагая, что рассматривается прямой участок пути и колесная пара имеет нулевой угол набегания.

Пусть колесная пара является новой, с геометрией выполненной по номинальным размерам. В этом случае расстояние между внутренними гранями ободьев колес равно 1440 мм. Считаем также, что рельсовая колея является новой, рельсы в прямом участке пути уложены с подуклонкой 1:20, причем номинальная ширина между внутренними боковыми гранями головок выдержана равной 1520 мм. В этом случае относительное расположение колес и рельсов представлено на рис. 5.7. При этом рис. 5.7a представляет собой трехмерную геометрическую модель колесной пары и рельсовой колеи. На рис. 5.7b показаны сечения рассматриваемых объектов, причем для облегчения просмотра штриховка не применялась.

Рис. 5.7c представляет относительное расположение рассматриваемых частей колеса и рельса. В соответствии с описанной ранее методикой предварительно была решена задача взаимодействия колеса и рельса. Для определения величины полуосей контактного эллипса были использованы формулы из работы [29]

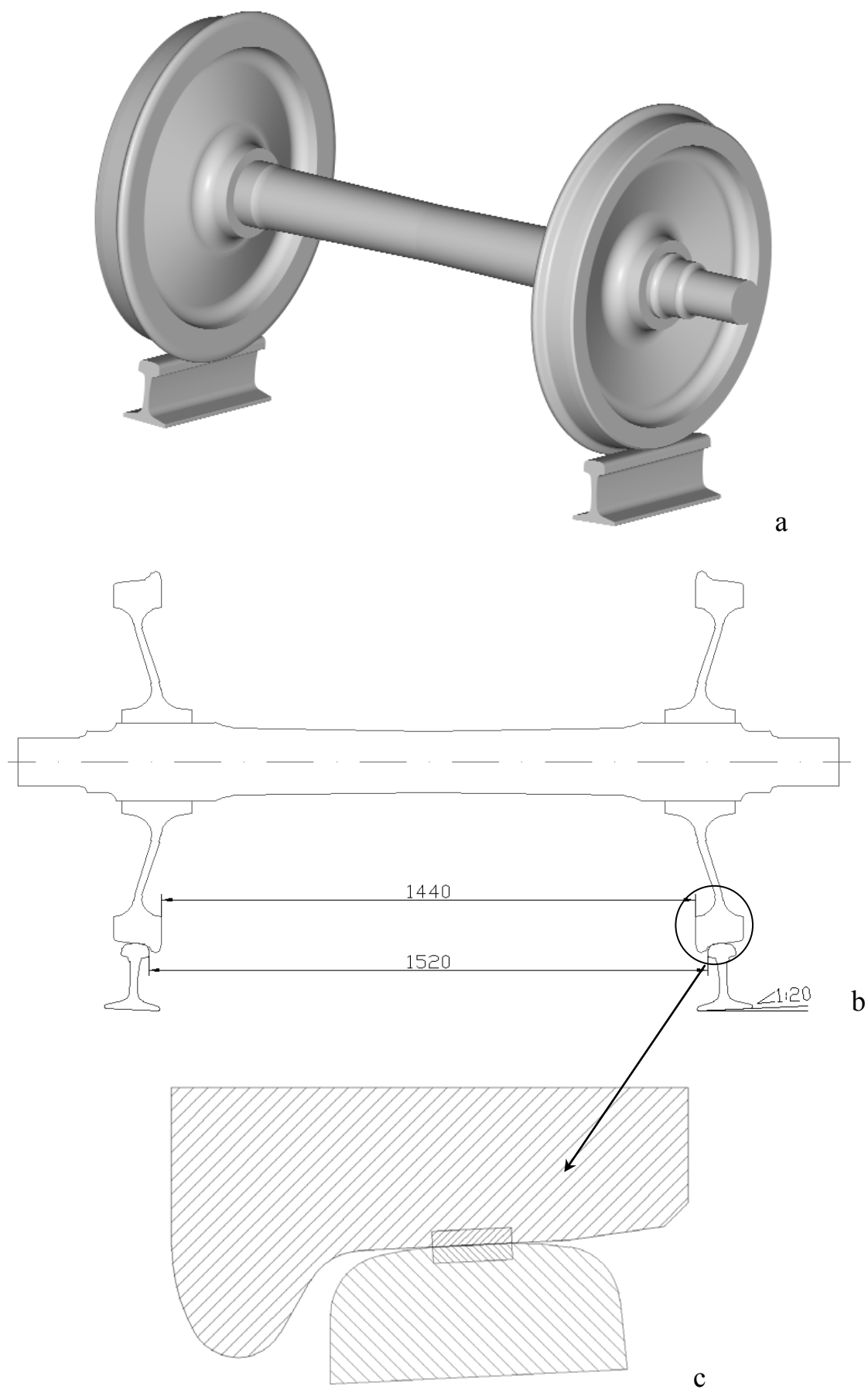


Рис. 5.7. Геометрическая модель взаимодействия колеса и рельса в соответствии со стандартами бывшего СССР

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{\eta P}{\Sigma k}} \quad , \quad b = n_b \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{\eta P}{\Sigma k}} \quad , \quad (5.3)$$

где коэффициенты n_a, n_b могут быть найдены в зависимости от аргумента Ω в соответствии с таблицей, приведенной в [29].

$$\Omega = \frac{1}{\Sigma k} \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{21} - k_{22})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{21} - k_{22}) \cos 2\alpha} . \quad (5.4)$$

В формуле (5.4) k_{ij} - главные кривизны поверхностей колеса и рельса в исходной точке контакта, причем индексы 1 относятся к колесу, индексы 2 – к рельсу. Σk - сумма четырех главных кривизн колеса и рельса.

В формулах (5.3) также использованы нормальная к поверхности в точке контакта нагрузка P , а также параметр η , зависящий от упругих характеристик колеса и рельса

$$\eta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad , \quad (5.5)$$

где E_i, ν_i - модули упругости первого рода и коэффициенты Пуассона для колеса и рельса, соответственно. Приведем также формулу для определения относительных сближений взаимодействующих поверхностей, которая будет использована в дальнейшем

$$\delta = \frac{n_\delta}{2} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \eta^2 \Sigma k P^2} . \quad (5.6)$$

Здесь использован коэффициент η_δ , зависимость которого от аргумента Ω приведена в таблице [29].

Определенная в зависимости от выбранной ранее квазистатической нагрузки P величина полуоси контактного эллипса a использовалась для определения размера приконтактной области колеса и рельса в поперечном сечении. На рис. 5.7с показаны размеры приконтактной области колеса и рельса в рассматриваемом положении, которые были использованы в разрабатываемой модели. В соответствии с заданной геометрией создавались области, на границах которых были определены КЭ разбиения, что показано на рис. 5.8а.

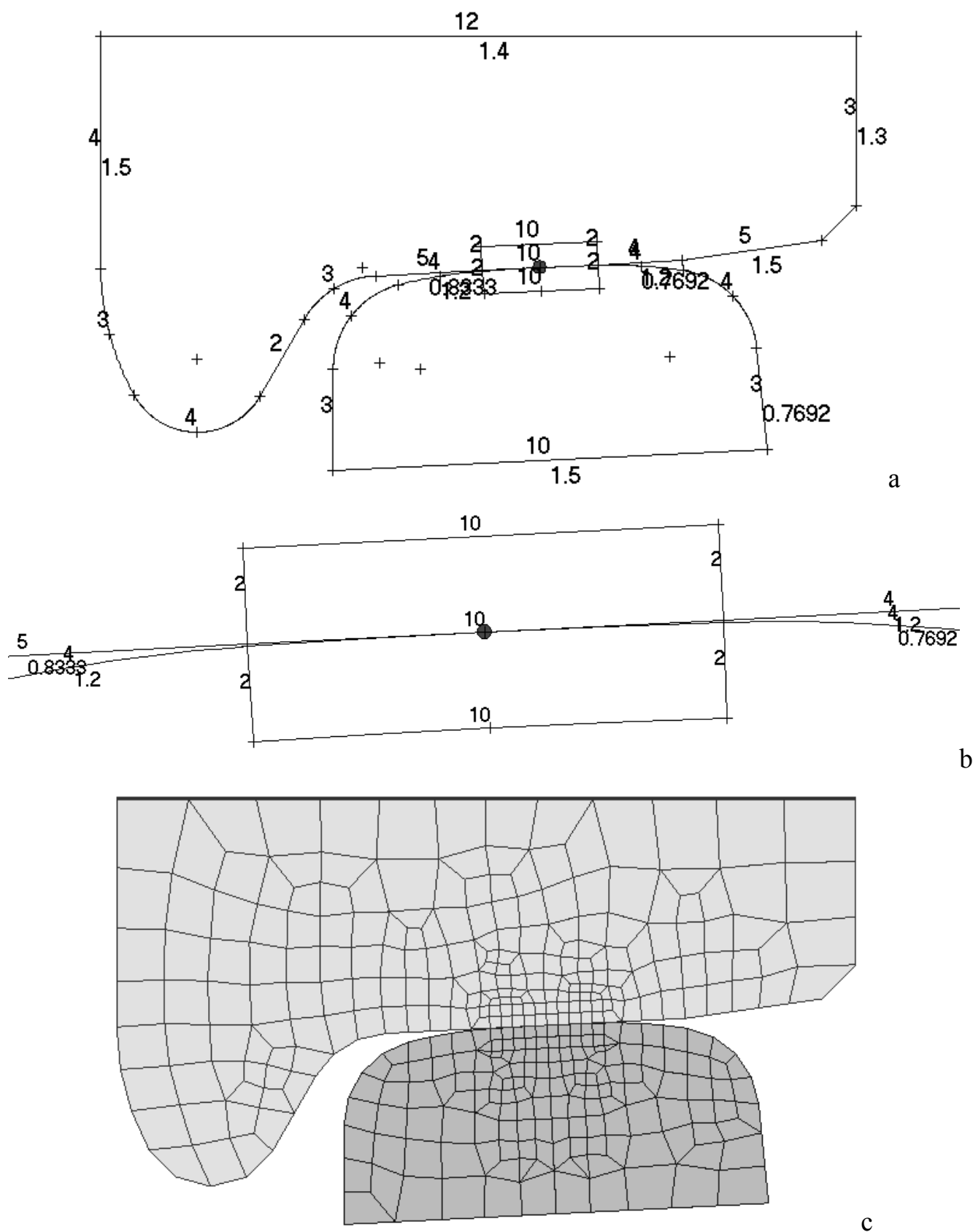


Рис. 5.8. Процесс генерации КЭ сетки в сечении колеса и рельса при их взаимодействии в центральном положении: а – разбиение кривых, ограничивающих области, на отдельные элементы; б – то же в увеличенном масштабе для контактной области; с – сгенерированная плоская КЭ сетка

На рис. 5.8а показана дискретизация границ областей. Указанные на рис. 5.7с области ограничены кривыми, которые представляют собой совокупность отрезков прямых и дуг окружностей. Для каждой из кривых знаком «+» указываются характерные точки. Например, для отрезков – это начало и конец, для дуг указываются начало, конец, середина дуги и центр соответствующей окружности. Предварительная их дискретизация осуществлялась в ручном режиме. При этом для каждой кривой необходимо было задать количество разбиений на элементы, а также тип такого разбиения (равномерный или неравномерный). В случае выбора неравномерного разбиения необходимо было выбрать его вид, т.к. характерные параметры отдельных элементов должны отличаться между собой как члены арифметической или геометрической прогрессий. При определении понятия «характерный параметр» может использоваться параметр кривой, например, при параметрическом задании сплайна. Чаще всего таким параметром является длина соответствующей дуги или отрезка. В рассматриваемом случае для отдельных кривых использовалось равномерное разбиение, а для некоторых - неравномерное, причем длины отдельных участков изменялись по закону арифметической прогрессии. В данном случае используется т.н. BIAS-фактор. В зависимости от того, какой способ сгущения выбран, этот параметр может иметь различное определение. Если сгущение происходит равномерно от одного конца к другому, т.е. у одного из концов кривой малые элементы, а у противоположного большие, или наоборот, то BIAS-фактор является отношением длины последнего отрезка разбиения к длине первого. В том же случае, если проводится сгущение к центру кривой или наоборот разрежение, то BIAS-фактор является отношением длины крайних элементов к длине центральных.

Указанные параметры могут быть проанализированы в соответствии с рисунком 5.8а. Здесь около каждой кривой стоит одно либо два числа. Первое (целое) число обозначает количество элементов, которые будут образованы вдоль соответствующей кривой. Второе (действительное) число, если оно присутствует, означает BIAS-фактор данной кривой. Очевидно, что для равномерного распределения BIAS-фактор равен единице. В этом случае он не выводится на экран. В ка-

честве примера предлагается рассмотреть разбиение контура, ограничивающего рассматриваемую область колеса. Верхний отрезок контура будет разбит на 12 элементов. В этом случае BIAS-фактор равен 1,4. Две дуги и отрезок прямой, которые ограничивают гребень колеса, разбиты равномерно на 3, 4 и 2 элемента, соответственно. Заданное разбиение границ приконтактной области показано на рис. 5.8b в увеличенном масштабе.

Приведенные рисунки не содержат информации о характере КЭ дискретизации вдоль какой-либо кривой, т.е. где имеет место сгущение сетки, а где разрежение. Ожидаемое разбиение каждой кривой также может быть визуализировано при помощи соответствующего выбора параметров графического отображения, что не было сделано для того, чтобы предохранить рисунки 5.8a и 5.8b от избыточной информации. Необходимости в этом нет, поскольку следующий рисунок 5.8c показывает уже сгенерированную плоскую КЭ сетку взаимодействующих тел. На этом рисунке уже видно, что рассмотренный выше отрезок, который ограничивает область колеса сверху, разбит на элементы таким образом, чтобы сгущение элементов имело место в его центральной части. Приведенный рисунок показывает, что благодаря правильному заданию геометрии и выбору разбиения границ рассматриваемых областей можно сгенерировать регулярную согласованную КЭ сетку в приконтактной области, что является необходимым условием повышения точности решения контактной задачи. Отметим сразу, что для генерации плоских КЭ сеток достаточно конечных элементов, которые в NASTRANе имеют тип PLOT ONLY, т.е. представляют собою по сути чисто геометрический объект.

Физические свойства присваиваются конечному элементу на следующем этапе генерации КЭ сетки, а именно на этапе преобразования плоской сетки в пространственную. Перед тем как проводить подобные операции должны быть заданы свойства материала и создаваемых пространственных элементов. Описание данных операций приведено в книге [33]. Если эта предварительная работа выполнена, то при помощи команды Mesh Rotate Element вращением вокруг оси колеса на углы ζ и $-\zeta$ создаются две копии плоских элементов, на которые была

предварительно разбита рассматриваемая область колеса. Угол ζ выбирается в зависимости от рассчитанной по Герцу полуоси контактной зоны b (5.3). Указанный этап создания КЭ сетки колеса показан на рис. 5.9.

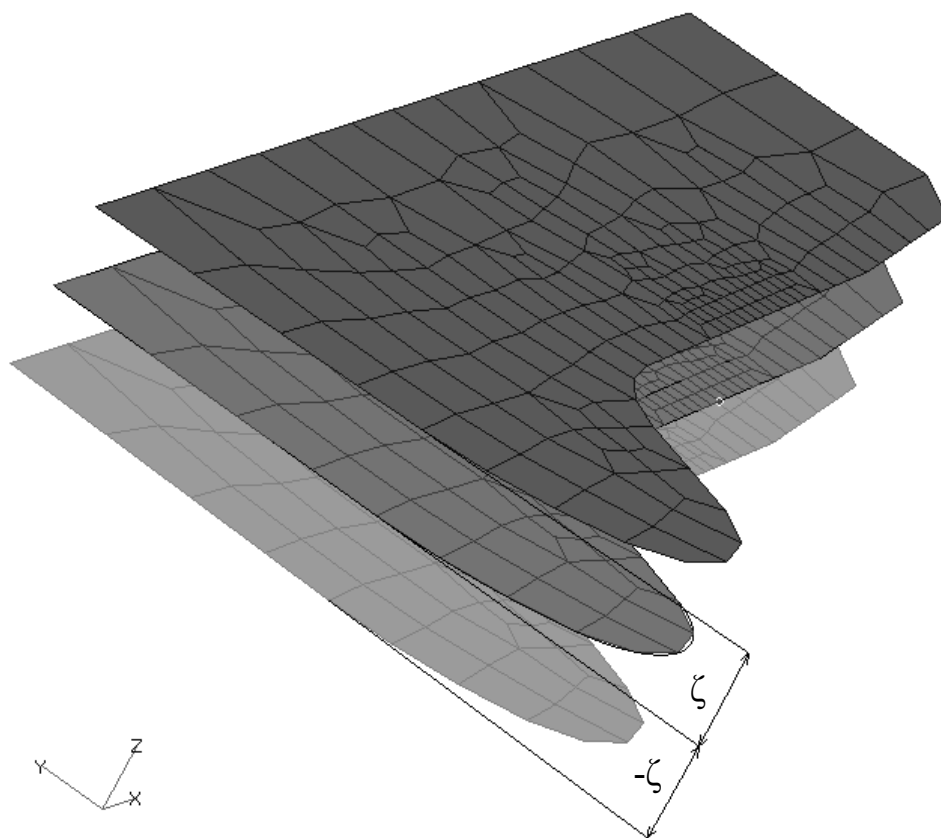
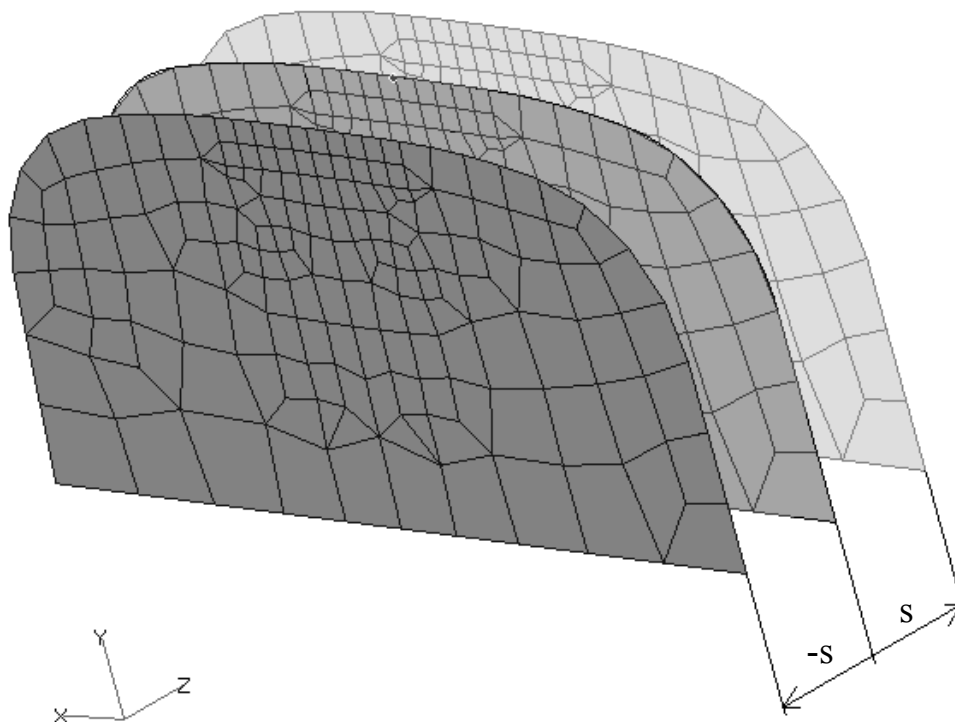


Рис. 5.9. Создание дополнительных слоев плоских элементов при генерации КЭ сетки рассматриваемой области колеса

Затем при помощи команды Mesh Revolve Element производится преобразование плоских элементов колеса в пространственные. При этом исходная группа плоских элементов колеса должна быть преобразована в пространственные в пределах центрального угла $(-\zeta, \zeta)$, дополнительные наборы плоских элементов преобразуются в пространственные в пределах углов $(-2\zeta, -\zeta)$ и $(\zeta, 2\zeta)$. Разбиение на элементы по окружной координате в пределах указанных углов равномерное, причем для центрального угла выбирается как минимум в два раза более густая сетка. Последней операцией создания пространственной КЭ сетки колеса является слияние узлов на границах, соответствующих углам ζ и $-\zeta$. Таким образом, суммарный центральный угол рассматриваемой области колеса равен 4ζ . Сгенерированная КЭ сетка колеса показана на рис. 5.10. Как видим, в данном случае

Для КЭ дискретизации головки рельса может быть применена аналогичная методика, в соответствии с которой сначала должны быть созданы два дополнительных слоя плоских элементов так, как это показано на рис. 5.11. Это может быть осуществлено при помощи команды Mesh Copy Element.



75

При выполнении указанной команды следует помнить, что длина s для КЭ сетки рельса и угол поворота ζ для колеса должны быть взаимосвязаны между собой с тем, чтобы обеспечить согласование контактных узлов сеток по окружной координате колеса. Эта взаимосвязь является достаточно простой $s = R_c \zeta$, где R_c - радиус начальной точки контакта, а угол ζ берется в радианах.

Далее командой Mesh Extrude Element плоские элементы центрального слоя преобразуются в пространственные расширением по координате z на расстояния s и $-s$. Количество элементов по ширине данного слоя должно быть тем же, что и у колеса в секторе центрального угла $(-\zeta, \zeta)$. Это слой относительно узких элементов. Аналогично плоские элементы двух дополнительных слоев также преобразуются в пространственные элементы расширением по координате z от $-s$ до $-2s$ и от s до $2s$, в результате чего созданная пространственная КЭ сетка головки рельса приобретает вид, показанный на рис. 5.12. При этом создаются относительно широкие элементы, количество которых по координате z должно соответствовать количеству элементов колеса по окружной координате в пределах углов $(-2\zeta, -\zeta)$ и $(\zeta, 2\zeta)$. Очевидно, что и в данном случае следует объединять узлы на границах областей широких и узких элементов. Следует подчеркнуть, что операция объединения узлов должна выполняться с большой тщательностью, анализ возможности слияния следует проводить только для узлов сетки рельса, с тем, чтобы не произошло объединения контактных узлов, т.е. «прилипания» колеса. Отметим также, что при выполнении операций преобразования плоских элементов в пространственные исходные плоские элементы удаляются.

Для сгенерированной пространственной КЭ сетки взаимодействующих тел целесообразно также создать группы элементов, в первую из которых включить все элементы колеса, а во вторую – все элементы рельса. После чего производить экспорт созданной модели из программы в NASTRAN в файл с расширением DAT, который является одним из стандартов программы MARC и может быть прочитан в этой программе, где оканчивается создание КЭ модели и проводится анализ контактного взаимодействия.

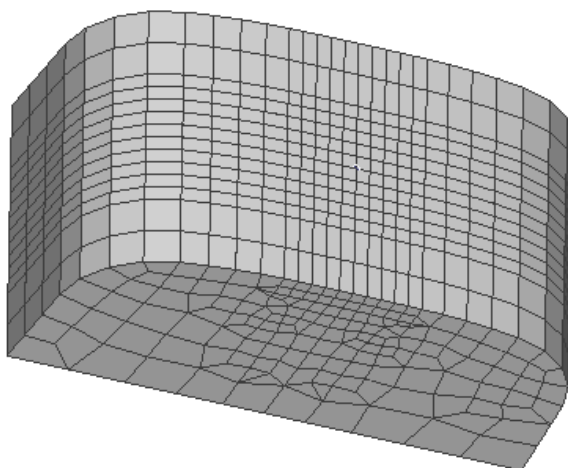


Рис. 5.12. Пространственная КЭ дискретизация головки рельса в случае центрального контакта при нулевом угле набегания

В частности, должны быть заданы контактные тела и граничные условия. Определенные предварительно группы элементов позволяют облегчить процесс образования контактных тел, т.е. первая группа элементов может быть объявлена первым контактным телом, а вторая группа элементов – вторым. Граничные условия задавались следующие. Перемещения узлов на нижней поверхности головки рельса исключались полностью, при этом перемещения на верхней поверхности рассматриваемой области колеса исключались кроме одного – вертикального. Последнее перемещение принималось равным δ , в соответствии с формулой (5.6). На рис. 5.13 показано задание граничных условий в программе MARC.

Остановимся на вопросе задания граничных условий подробнее. Очевидно, что для расчета нас будет интересовать случай контактного взаимодействия колеса и рельса под действием вертикальной и боковой сил. Здесь возможны два подхода. Один подход, который может быть реализован в программе MARC, заключается в следующем. Вводится дополнительное третье тело – жесткая изогнутая пластина, которая «приклеивается» к верхней поверхности рассматриваемой области колеса. Рассматриваемые силы прикладываются к данной пластине и через нее передаются на колесо. Такой подход был реализован, но показал свою неэффективность. Недостаток этого подхода заключается в том, что в его основе лежит итерационный метод с несколькими параметрами итерации. В любом случае задача решается в перемещениях и, следовательно, необходимо знать перемеще-

ния указанной пластины. Если задаются какие-то начальные перемещения, то далее проходит первый итерационный цикл, определяющий неизвестную заранее форму контактной зоны. Очевидно, что такой цикл является очень длительным.

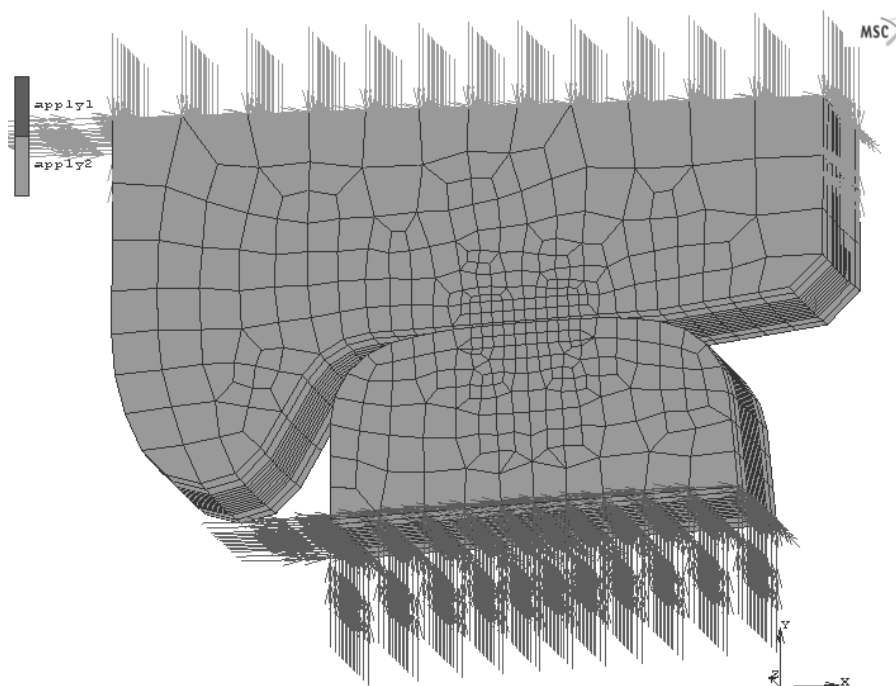


Рис. 5.13. Задание граничных условий в программе MARC

В соответствии с полученным решением определяются суммарные силы, действующие на пластину со стороны колеса, которые сравниваются с заданными, проводится корректировка перемещений пластины, и выполняется следующая итерация для указанных перемещений, с тем, чтобы снова сравнивать полученные силы. Т.е. проводится как бы дополнительная оптимизация для нахождения суммарных сил, которые должны быть близки или равны заданным. Т.к. таких сил обычно две (вертикальная и боковая), то процесс представляет собой как бы тройную итерацию, выполняемую последовательно: нахождение формы пятна контакта; нахождение решения, соответствующего вертикальной силе; нахождение решения, соответствующего горизонтальной силе. Очевидно, что приведенное описание упрощенное, т.к. эти процессы выполняются одновременно. Это объясняет тот факт, что если задается только одна сила, например, вертикальная, и соответственно вертикальное перемещение пластины не задано, а остальные перемещения заданы, например, равными нулю, то решение находится на порядок быстрее, чем в случае задания двух сил (вертикальной и боковой). В любом слу-

чае описанный подход приводит к очень длительному процессу решения задачи и для достаточно густых КЭ сеток решение вообще может быть не найдено в течение допустимого времени расчета.

В качестве определенного ускорения расчета может быть использован подход, базирующийся на решении Герца. При таком подходе могут быть найдены сближения поверхностей, т.е. изначально заданы приближенные значения перемещений на верхней поверхности рассматриваемой области колеса. В этом случае нет необходимости в задании третьего тела. В результате решения определяются контактные узловые силы. Суммы их проекций на вертикальную и горизонтальную оси должны быть равны заданным вертикальной и боковой силе. Очевидно, что первая итерация не даст желаемого результата, но решение будет уже достаточно близким к реальному. Обычно 3 – 5 корректировок перемещений и, соответственно, 3 – 5 итераций достаточно для нахождения решения, вполне отвечающего заданным граничным условиям.

Останавливаться на самом процессе решения не будем, поскольку он является стандартным. Отметим только, что общее количество узлов КЭ сетки модели было различным от 3 до 9 тысяч. При этом время счета одной итерации на компьютере с процессором Pentium IV 2000 и объемом RAM 1024 составляло от нескольких часов до нескольких десятков часов.

На рис. 5.14 показано распределение нормальных контактных напряжений при центральном контакте нового колеса с профилем поверхности катания по ГОСТ 9036-88 и нового рельса Р65 при действии на колесо номинальной вертикальной нагрузки 115,15 кН. Как видим из рисунка, в данном случае решение Герца достаточно хорошо соответствует приведенному распределению контактных напряжений. Это подтверждается, прежде всего, формой пятна контакта, близкой к круговой. В этом нет ничего удивительного, поскольку рассчитанные в соответствии с теорией Герца – Беляева полуоси контактного эллипса близки между собой: $a = 8,492$ мм, $b = 6,296$ мм. Максимальные контактные напряжения в данной зоне равны 1024 МПа.

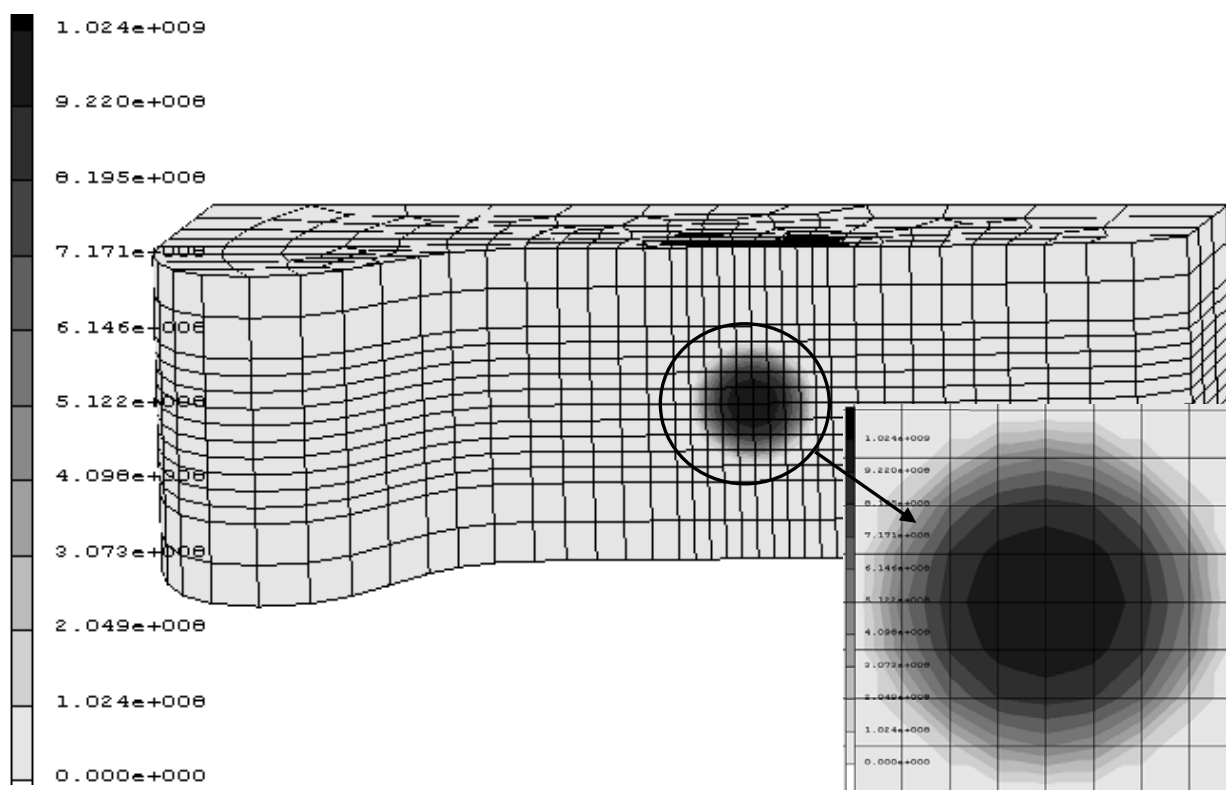


Рис. 5.14. Распределение нормальных контактных напряжений при действии номинальной вертикальной силы (нулевой угол набегания)

В большей степени о соответствии полученного численного решения распределению Герца можно судить по вертикальным нормальным напряжениям σ_{yy} , распределение которых показано на рис. 5.15. При этом на рис. 5.15а показаны данные напряжения в плоскости сечения контактирующих тел, а на рис. 5.15b выделена приконтактная зона. Можно сравнить приведенные распределения с аналогичным решением для тестовой задачи (рис. 5.4). Как видим, качественно картины распределений подобны. Но существуют ли отличия? Безусловно, причем относится это, прежде всего, к количественной стороне.

В следующей главе более подробно будет исследовано влияние пластических деформаций при двухточечном контакте, поскольку именно в зоне гребневого контакта в максимальной степени наблюдается пластическое формоизменение колеса. Пластическое деформирование имеет место и при одноточечном контакте. На рис. 5.16 показано распределение эквивалентных пластических деформаций в приконтактной зоне. Следует особо подчеркнуть тот факт, что пластическое деформирование имеет место при номинальной вертикальной нагрузке.

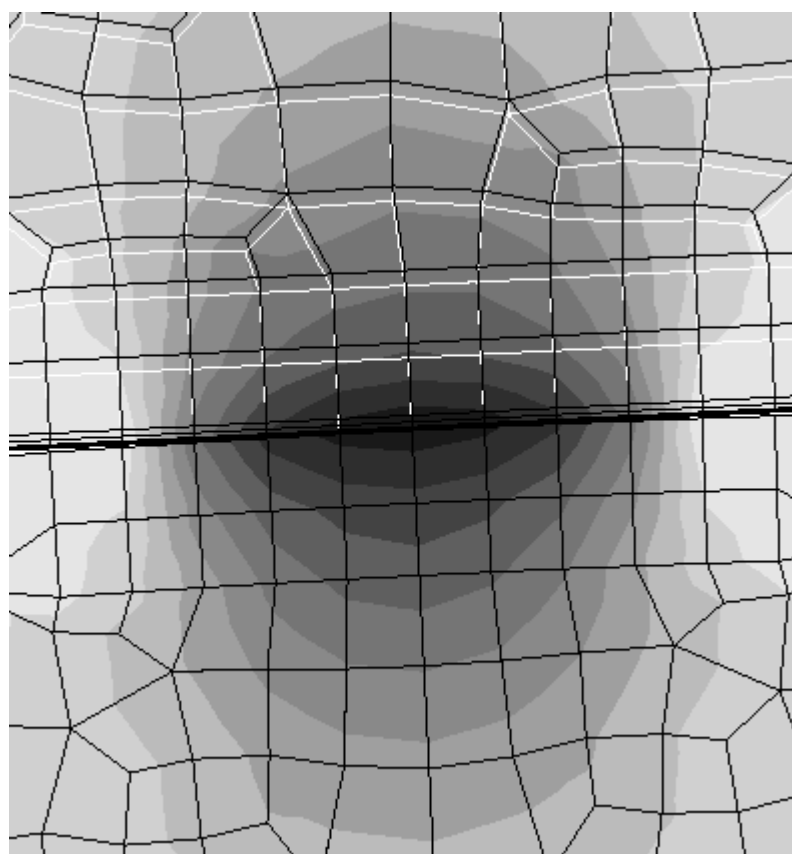
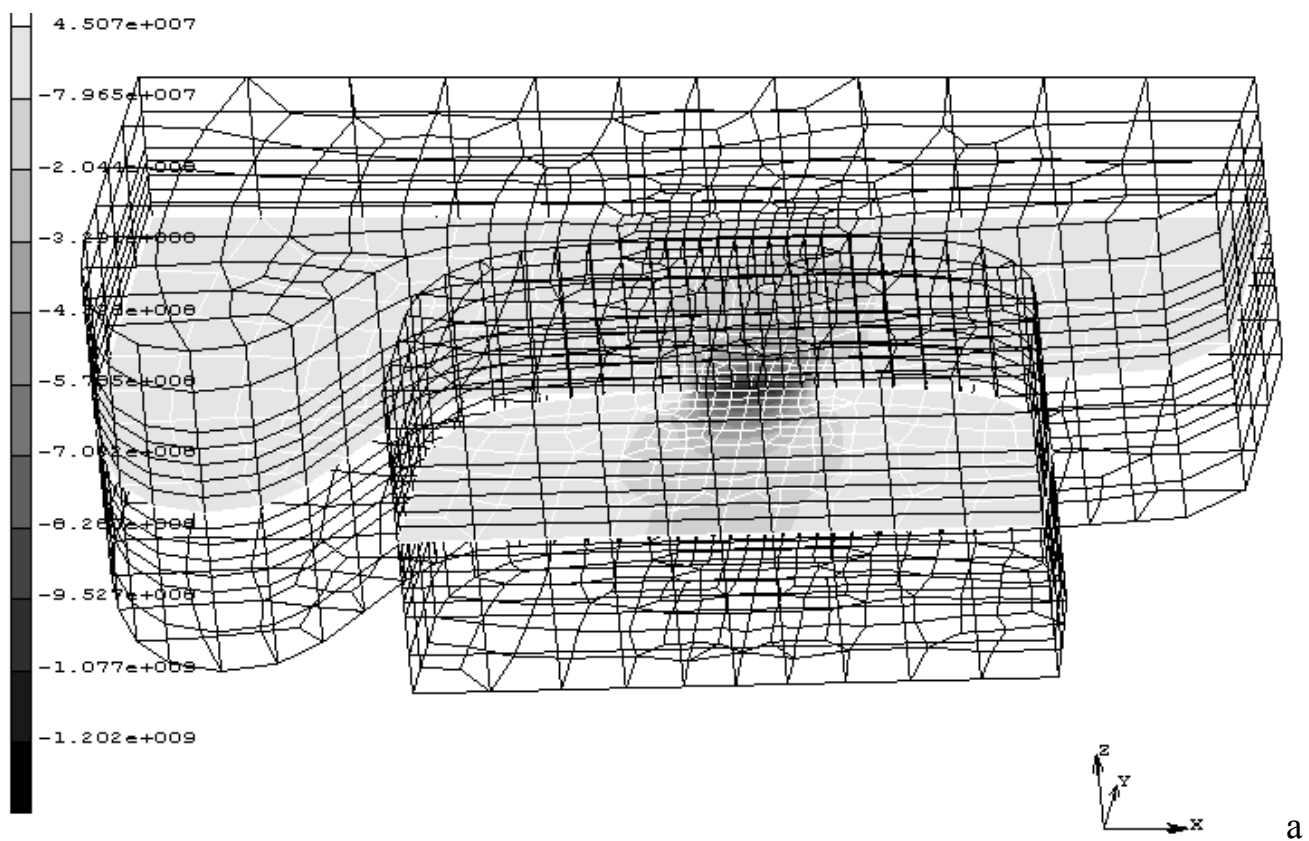


Рис. 5.15. Распределение вертикальных нормальных напряжений σ_{yy} :
 а – рассматриваемое сечение взаимодействующих колеса и рельса;
 б – распределение напряжений в приконтактной зоне

В соответствии с теорией МКЭ эквивалентные пластические деформации для материала, пластические свойства которого определяются графиком кусочно-линейного упрочнения (рассматриваемые материалы колеса и рельса являются частным случаем), могут быть определены при помощи следующей формулы

$$\bar{\varepsilon}^{pl} = \sum \Delta \bar{\varepsilon}^{pl} \quad , \quad (5.7)$$

где суммирование проводится по участкам кривой упрочнения, а приращения эквивалентных пластических деформаций определяются как

$$\Delta \bar{\varepsilon}^{pl} = \sqrt{\frac{2}{3} \left\{ \Delta \bar{\varepsilon}^{pl} \right\}^T [M] \left\{ \Delta \bar{\varepsilon}^{pl} \right\}}. \quad (5.8)$$

В формуле (5.8) $\left\{ \Delta \bar{\varepsilon}^{pl} \right\}$ - вектор приращений пластических деформаций, символ T обозначает операцию транспонирования вектора, а матрица $[M]$ равна

$$[M] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \quad . \quad (5.9)$$

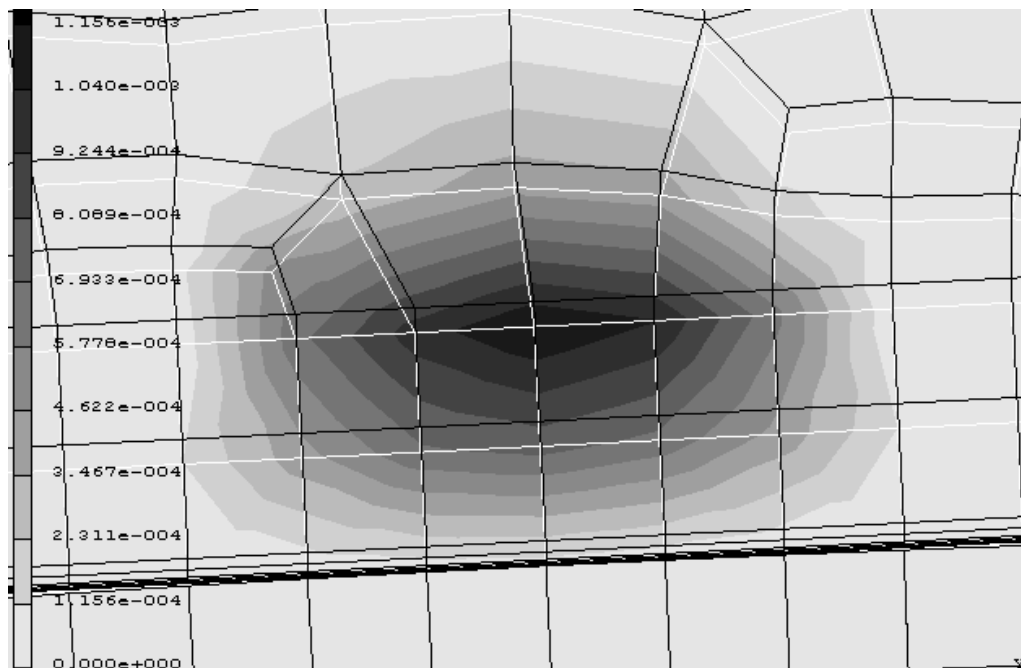


Рис. 5.16. Распределение эквивалентных пластических деформаций в сечении колеса для случая вертикального нагружения номинальной силой 115,15 кН

Анализ рис. 5.16 показывает, что область пластических деформаций локализована только внутри колеса. Это объясняется различием механических свойств колесной и рельсовой стали. В соответствии с рис. 5.4 колесная сталь имеет существенно меньший предел текучести. Еще одной особенностью распределения пластических деформаций является то, что указанная зона локализована в подповерхностных слоях колеса, при этом максимальные пластические деформации равны $1,156 \times 10^{-3}$. Если рассматривать колесо снаружи, то никаких пластических изменений в колесе при таких нагрузках не будет видно. Тем не менее, пластические деформации происходят и при таких нагрузках. Если рассмотреть полный цикл нагружение – разгрузка, становится очевидным, что остаточные деформации приводят к перемещениям отдельных зон колеса так, как это показано на рис. 5.17. Отметим, что указанный рисунок получен в программе NASTRAN for Windows после импорта в нее результатов расчетов, предварительно найденных в MARC.

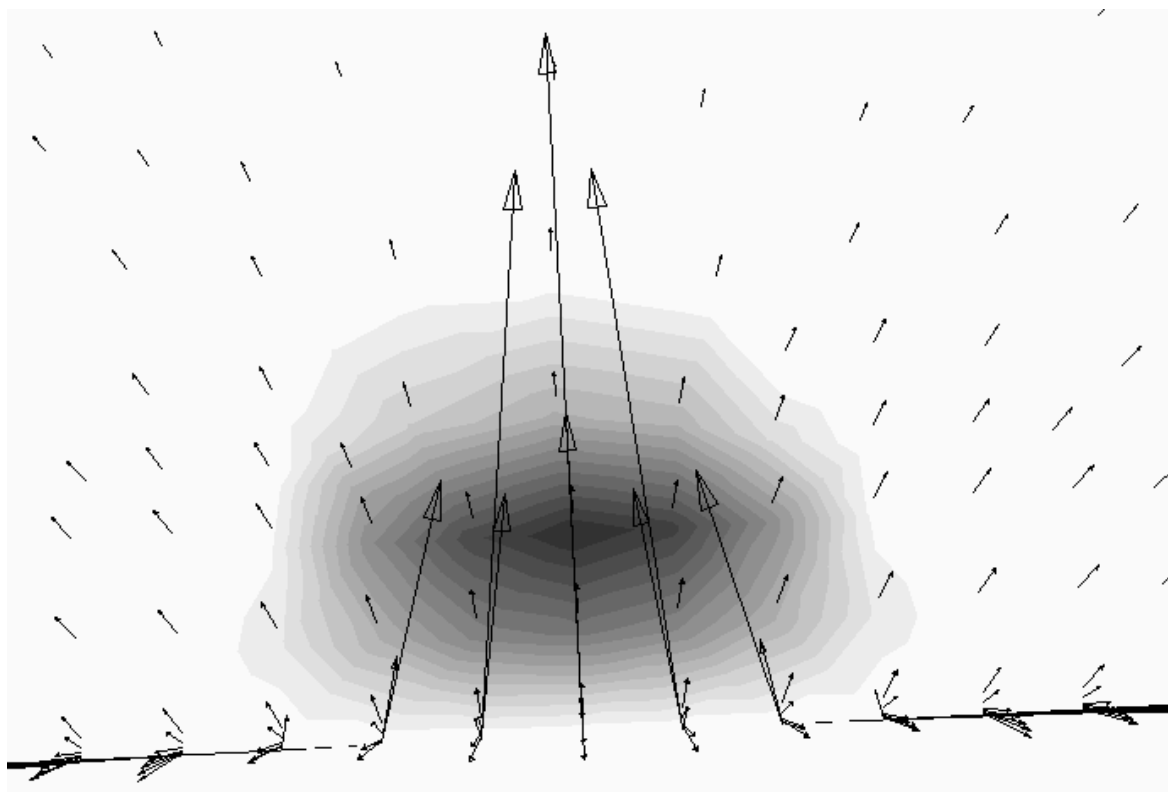


Рис. 5.17. Распределение узловых остаточных перемещений

При нагружении контактной пары вертикальной нагрузкой в два раза большей, т.е. 230,3 кН распределение эквивалентных пластических деформаций (рис.

5.18) аналогично приведенному ранее на рис. 5.16. Тем не менее, присутствуют определенные отличия, связанные с тем, что зона пластических деформаций, локализована уже не только во внутренних слоях, но и выходит на поверхность колеса. При этом, как и в предыдущем случае, пластические деформации в рельсе отсутствуют.

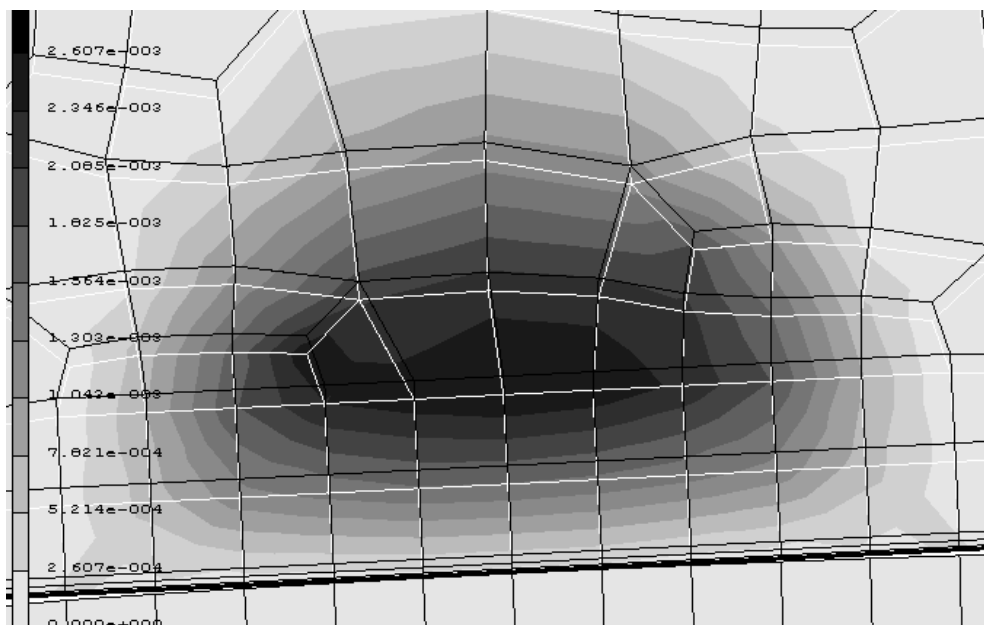


Рис. 5.18. Распределение эквивалентных пластических деформаций в сечениях колеса и рельса для случая вертикального нагружения силой 230,3 кН

Отметим также, что уровень пластических деформаций растет непропорционально приложенной силе. Например, при двукратном увеличении приложенной силы максимальные эквивалентные пластические деформации увеличились в 2,26 раза. Таким образом, становится очевидным, что осевая нагрузка, номинально приложенная к колесу, уже способствует развитию пластических деформаций в колесной стали, а ее динамическое увеличение приводит к пластическим сдвигам в поверхностных слоях колеса. Это отчетливо наблюдается при рассмотрении микроструктуры стали.

У колес имеющих стандартный профиль поверхности катания в середине поверхности катания интенсивность деформации выражена слабее, чем на других участках рабочей поверхности, о чем еще будет сказано далее, но и этой деформации достаточно, чтобы говорить о наличии значительных структурных изменений, которые вызывают появление дефектов усталостного происхождения, и, в

конечном счете, приводят к разрушению обода. Механизм износа поверхности катания представляет совокупность механических, теплофизических и химических явлений и связан с образованием частиц износа и микротрещин в местах интенсивной пластической деформации и на участках «белого слоя». На рис. 5.19 в соответствии с работой [56] показано образование трещин и частиц износа в зоне пластических сдвигов, а аналогичный рис. 5.20 относится к участкам, на которых присутствует «белый слой».

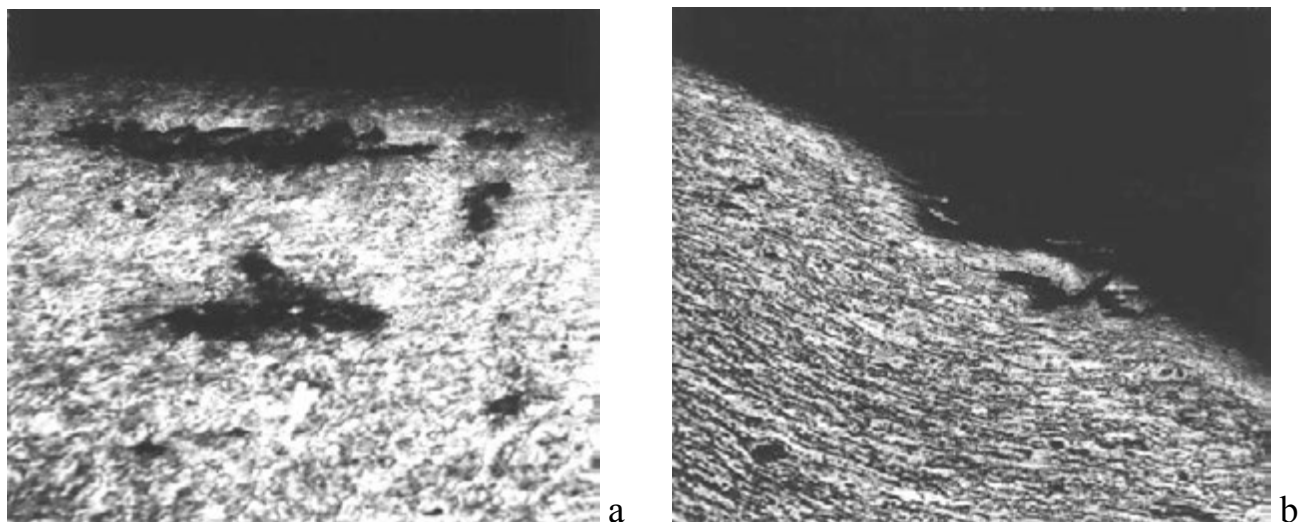


Рис. 5.19. Образование трещин и частиц износа в зоне пластических сдвигов (a, b); x200

Вернемся к рис. 5.17, который наглядно показывает, что точки колеса, находящиеся непосредственно в зоне контакта, получают остаточные перемещения, направленные вглубь колеса, т.е. в направлении действия нормальных контактных напряжений, что вполне очевидно. Значительно более опасны перемещения точек поверхности, находившихся на границах контактной зоны. Как мы видим, такие перемещения имеют характер поверхностных сдвигов и определяют течение металла вдоль поверхности катания. Причем если рассматривать контактное взаимодействие колеса и рельса при поперечном смещении колесной пары, то интенсивность таких перемещений возрастает при приближении к наружной боковой поверхности обода. Поперечные пластические сдвиги приводят к образованию наплывов металла на фаску колеса.



Рис. 5.20. Образование трещин в зоне «белого слоя»; x200

На рис. 5.21 показан темплет изношенного колеса, изначально имевшего стандартный профиль поверхности катания с характерным наплывом на фаску, и микроструктура стали в зоне напыла.

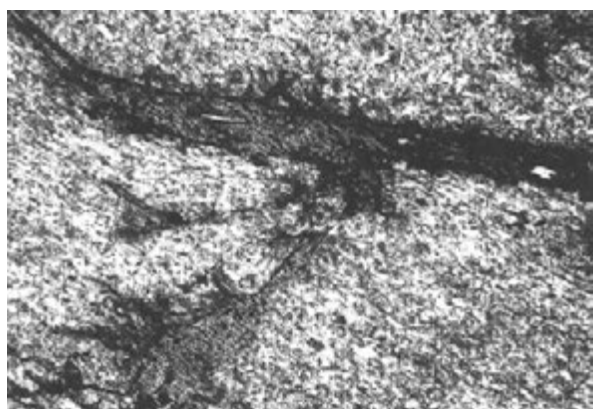
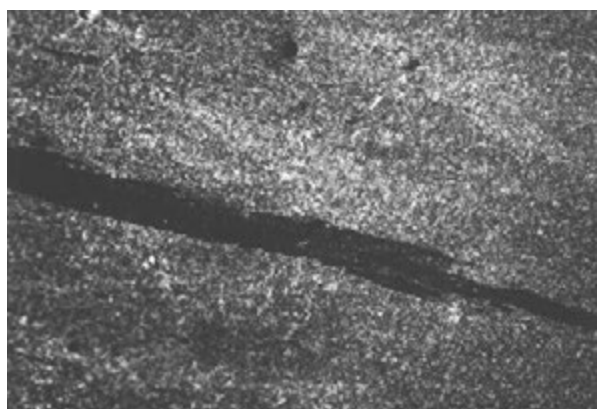


Рис. 5.21. Поверхность изношенного колеса со стандартным профилем (а) и микроструктура стали в зоне напыла (b, c); b, c - x200

На рис. 5.22 показаны рассматриваемые области колеса и рельса, используемых на главных путях РКР. В частности, для обода цельнокатаного колеса используется профиль по стандарту [81].



Рис. 5.22. Профили рассматриваемых областей колеса (а) и рельса (б) РКР

Часть указанного профиля задается отрезками прямых и дугами окружностей, но на участке D_1B_1 профиль задается таблично. В частности, в таблице 5.1 приведены координаты отдельных точек профиля, по которым он построен. Выбраны отдельные точки через 5 мм. В стандарте [81] приведены 260 точек с дискретностью 0,5 мм. При построении профиля для исследования контактного взаимодействия необходимая точность была соблюдена, при этом на участке D_1B_1 по заданным в стандарте [81] точкам был построен единый сплайн типа NURBS (Non-Uniform Rational B-Splines).

Табл. 5.1

Координаты точек профиля колеса 28 UIC-135 на криволинейном участке рабочей поверхности D_1B_1

№ точки	Y , мм	Z , мм	№ точки	Y , мм	Z , мм
D_1	-35	6,867	141	0	0
81	-30	3,922	151	5	-0,132
91	-25	2,509	161	10	-0,208
101	-20	1,597	171	15	-0,256
111	-15	0,967	181	20	-0,312
121	-10	0,523	191	25	-0,426
131	-5	0,211	201	30	-0,646
B_1	32,158	-0,78			

В соответствии со стандартом [76] на РКР используются рельсы двух типов-размеров UIC60 и S49, причем в настоящее время на главных путях в основном укладываются более тяжелые рельсы UIC60, профиль головки которых был выбран для расчетов контактного взаимодействия (рис. 5.22b).

В отличие от стандартов бывшего СССР польский стандарт [79] для вагонных колесных пар с цельнокатаными колесами предусматривает не один, а шесть возможных вариантов, что обусловлено тем, что соответствующий стандарт на конструкции цельнокатаных колес предусматривает возможность выпуска колес

различной конструкции [78]. При этом существуют колеса с обозначениями 920/185a, 1000/185a, 920/200s и 920/185s. Отличия этих колес в их диаметрах по кругу катания (может быть 920 либо 1000 мм), диаметрах отверстия в ступице (185 или 200 мм), и что наиболее существенно, расположении обода относительно ступицы: может быть симметрично (индекс «s») или асимметрично (индекс «a»). Тем не менее, все указанные колеса имеют один и тот же профиль рабочей поверхности катания, который приведен выше на рис. 5.22a. Вполне очевидно, что для формирования колесных пар со столь разными конструкциями колес необходимо использование вагонных осей различных конструкций. Соответствующая польская норма [80] предоставляет выбор пяти типов осей. В работе [34] автором рассматривались различные конструкции колесных пар. Но для рассмотрения контактного взаимодействия колеса и рельса не столь существенно, какая будет выбрана колесная пара. Главное – относительное расположение колеса и рельса, их рабочие профили и нагрузки, действующие в данном контакте.

В отличие от исследования начального контакта колес и рельсов по стандарту бывшего СССР (рис. 5.7b) задача определения исходной точки контакта при центральном расположении колесной пары и рельсовой колеи по польским стандартам не столь очевидна. В качестве колесной пары выбрана пара 920/200s, т.е. с симметричным расположением обода относительно ступицы и расточкой отверстия под ось 200 мм. При этом диаметр нового колеса по кругу катания составляет 920 мм. Расстояние между внутренними боковыми гранями ободьев колес пары составляет по номиналу 1360 мм. Считаем, что оба колеса пары новые, с профилями 28 UIC-135. Рассмотрим контакт данной пары с новой рельсовой колеей, в которую уложены рельсы UIC60 с подуклонкой 1:40. Ширина рельсовой колеи принимается по номиналу равной 1435 мм и контролируется на высоте 14 мм от высшей точки рабочего профиля головки рельса. Указанные параметры позволяют позиционировать колесную пару и рельсовую колею друг относительно друга. Учитываем также, что рассматривается центральное положение колесной пары (без бокового смещения), имеющей нулевой угол набегания. На рис. 5.23 показано моделирование относительного положения колесной пары и рельсовой колеи.

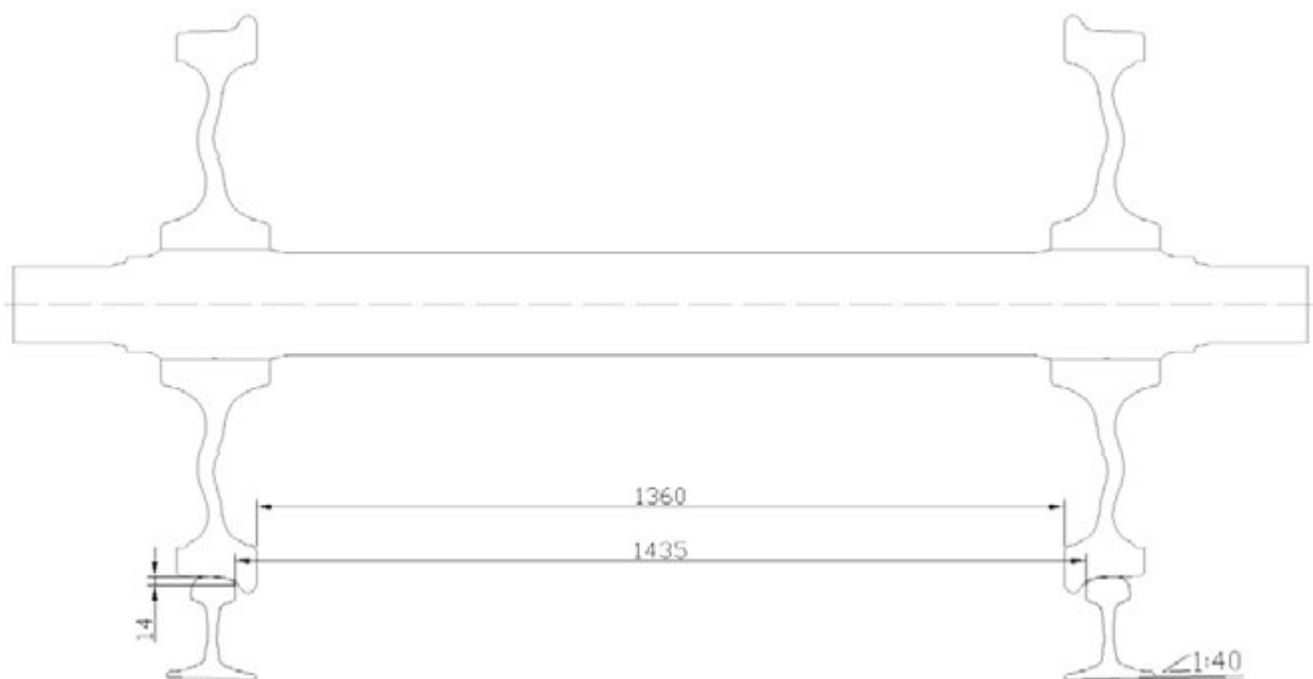


Рис. 5.23. Геометрическая модель позиционирования колесной пары и рельсовой колеи в соответствии со стандартами РКР

Используя подход Герца – Беляева можно предварительно оценить взаимное сближение контактирующих поверхностей под воздействием нагрузки (5.6). Очевидно, что в данном случае необходимо предварительно определить исходную точку контакта, локальные радиусы кривизны в ней. Такой подход, который является достаточно сложным и требует соответствующего программного обеспечения, был ранее реализован автором [32, 52]. Найденное ожидаемое сближение поверхностей позволило определить размеры приконтактных областей, в которых генерировались регулярные сетки в соответствии с методикой описанной выше. На рис. 5.24а показаны выделенные плоские геометрические модели взаимодействующих тел, а также выделенные приконтактные области. Как уже указывалось выше, для рабочей поверхности колеса использовались сплайны NURBS. Предварительный геометрический анализ контакта показал, что в отличие от предыдущей пары колесо – рельс рассматриваемая пара имеет более тесное прилегание поверхностей, т.е. для данного относительного расположения колеса и рельса профиль колеса как бы огибает профиль поверхности рельса. Вследствие этого было принято решение увеличить ширину приконтактной зоны, оставив дискретность разбиения прежней. В соответствии с указанным подходом проведена гене-

рация плоской КЭ сетки (рис. 5.24b), которая далее была преобразована в пространственную (рис. 5.24c). При этом количество элементов по окружной координате колеса и, соответственно, вдоль рельса было взято несколько меньшим, с тем, чтобы количество степеней свободы модели было сопоставимо для двух рассматриваемых моделей контактного взаимодействия колеса и рельса.

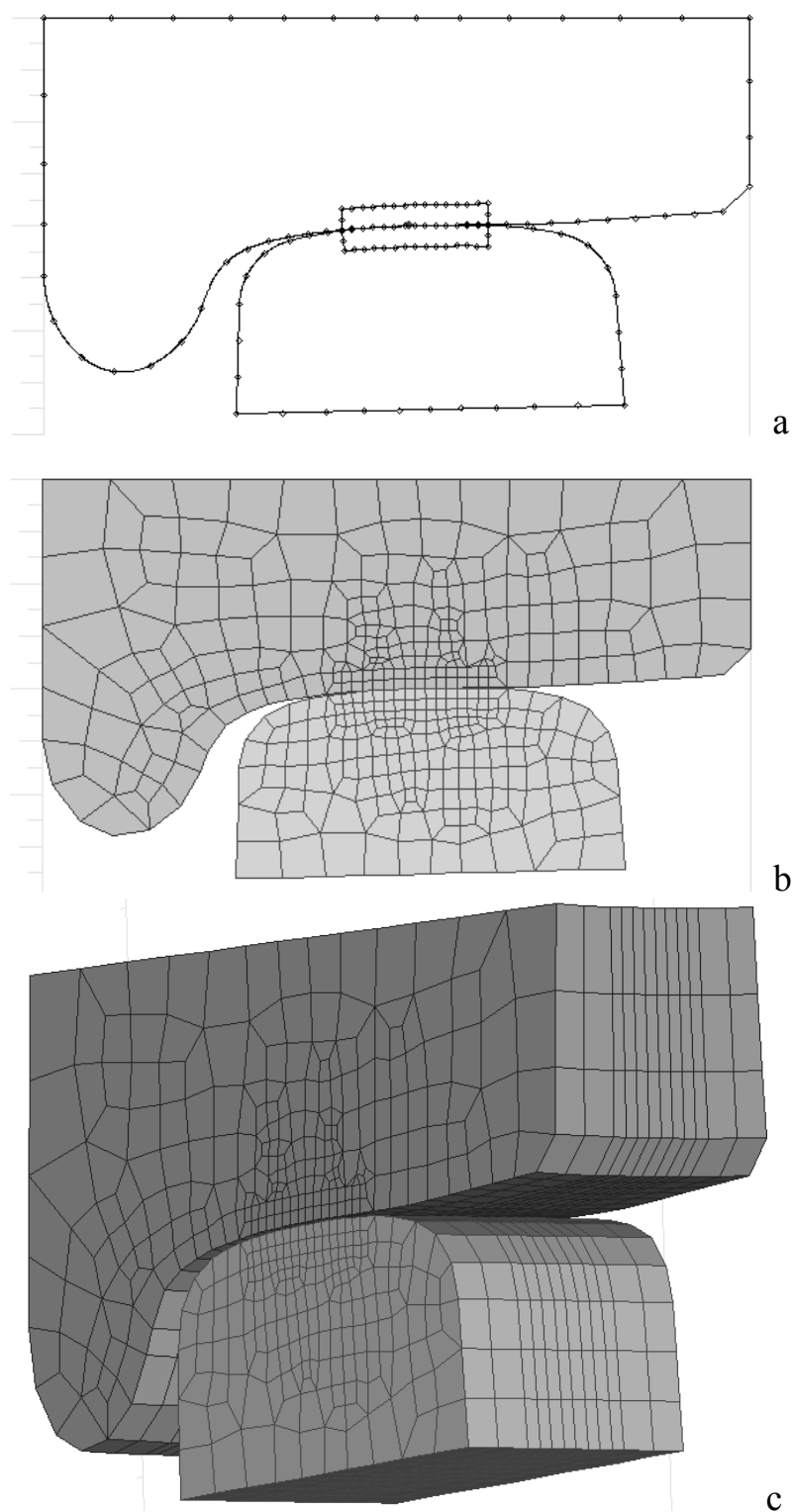


Рис. 5.24. Геометрическое моделирование и создание КЭ сетки модели

Решение контактной задачи для колеса и рельса, использующихся на РКР, приносит несколько неожиданные результаты. На рис. 5.25 представлено распределение нормальных контактных напряжений. Решение получено при действии вертикальной силы $P = 70,63$ кН, что соответствует нагрузке на ось 14,4 тонны (статической, при скорости вагона не превышающей 120 км/ч). Как видно из представленного рисунка, решение полностью отличается от распределения Герца. В данном случае как форма пятна контакта отличается от эллиптической, так и распределение максимумов не соответствует тому, что мы видим для аналогичной контактной пары, использующейся на железных дорогах бывшего СССР (рис. 5.14). В данном случае имеют место два максимума контактных напряжений, находящихся по краям контактной области. Таким образом, становится очевидно, что теория Герца – Беляева для данного контакта неприменима, и может быть использована только для предварительной оценки.

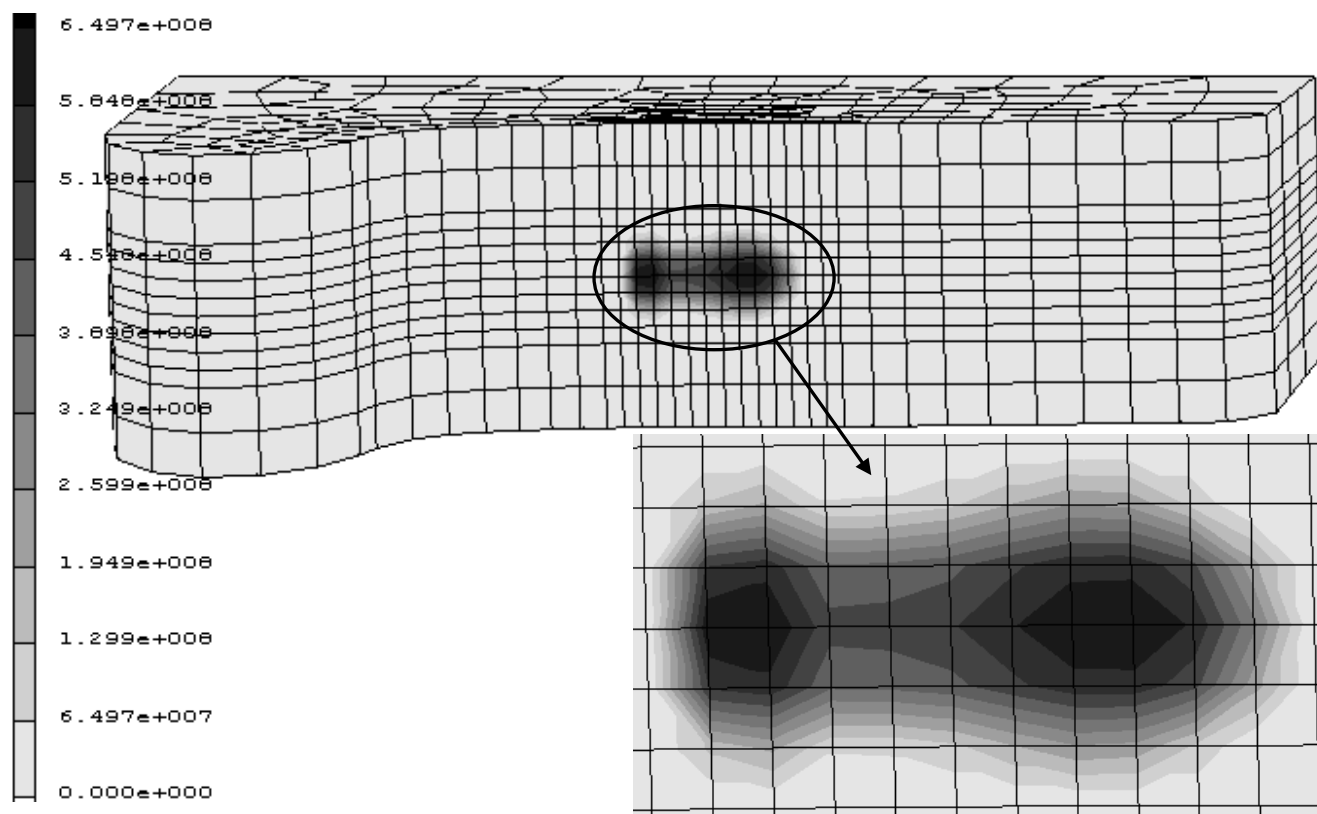


Рис. 5.25. Распределение нормальных контактных напряжений при действии номинальной вертикальной силы (нулевой угол набегания) для контактной пары РКР

Если анализировать, в чем причина такого распределения контактных напряжений, то следует искать причину в формах взаимодействующих тел. Про-

филь колеса выполнен таким образом, что его поверхность как бы огибает рабочую поверхность рельса, что в механическом плане сближает постановку рассматриваемой контактной задачи с задачей вдавливания штампа [25] или с задачей Штаермана [37, 38], решения которых имеют подобные распределения. В частности в работе [37] И.Я. Штаерман, вводя функцию $l(x, y)$, которая представляет собой первоначальное расстояние между точками поверхностей, соприкасающихся в начале координат, указывает, что решение Герца не применимо в случае, если вторые производные $l(x, y)$ обращаются в ноль в начале координат.

В нашем случае поверхность катания колеса имеет седловидную форму, которая достаточно плотно прилегает к поверхности рельса, так что если построить функцию $l(x, y)$, ее величина будет в центральной зоне контакта близкой к нулю, и практически величиной постоянной. Соответственно, ее производные будут практически равны нулю в начале координат, что приводит к негерцевскому распределению напряжений в контактной зоне.

Если рассмотреть численное распределение нормальных напряжений (рис. 5.25), то из двух максимумов присутствующих в распределении левый (ближе к гребню колеса) имеет большее значение, равное 650 МПа, и больший градиент затухания при выходе из контактной зоны. Несмотря на достаточно большую величину контактных напряжений в данной зоне, тем не менее, они существенно (в 1,6 раза) меньше, чем для аналогичного контакта колеса и рельса с профилями по стандартам стран бывшего СССР. При этом следует подчеркнуть, что рассматривается статическая нагрузка вагона для скоростей движения до 120 км/ч. Если рассматривать максимальную статическую нагрузку вагона 22,5 тонны на ось, т.е. $P = 110,36$ кН, то при этом максимальные контактные напряжения будут равны 860 МПа, что тоже в 1,2 раза меньше чем для рассмотренного ранее аналога.

Сравнение квазистатических решений при коэффициенте динамичности равном 2, также показывает преимущество контактной пары, использующейся на РКР. В частности, для центрального расположения колесной пары относительно колеи, использующихся на железных дорогах стран бывшего СССР, максималь-

ные контактные напряжения равны 1212 МПа, в то время как для их аналогов на железных дорогах РКР такие напряжения меньше - 1127 МПа.

Распределение напряжений σ_{yy} в вертикальном сечении рассматриваемой пары качения также будет иметь негерцевский характер. На рис. 5.26 приведено распределение указанных напряжений для случая действия вертикальной силы $P = 110,36$ кН.

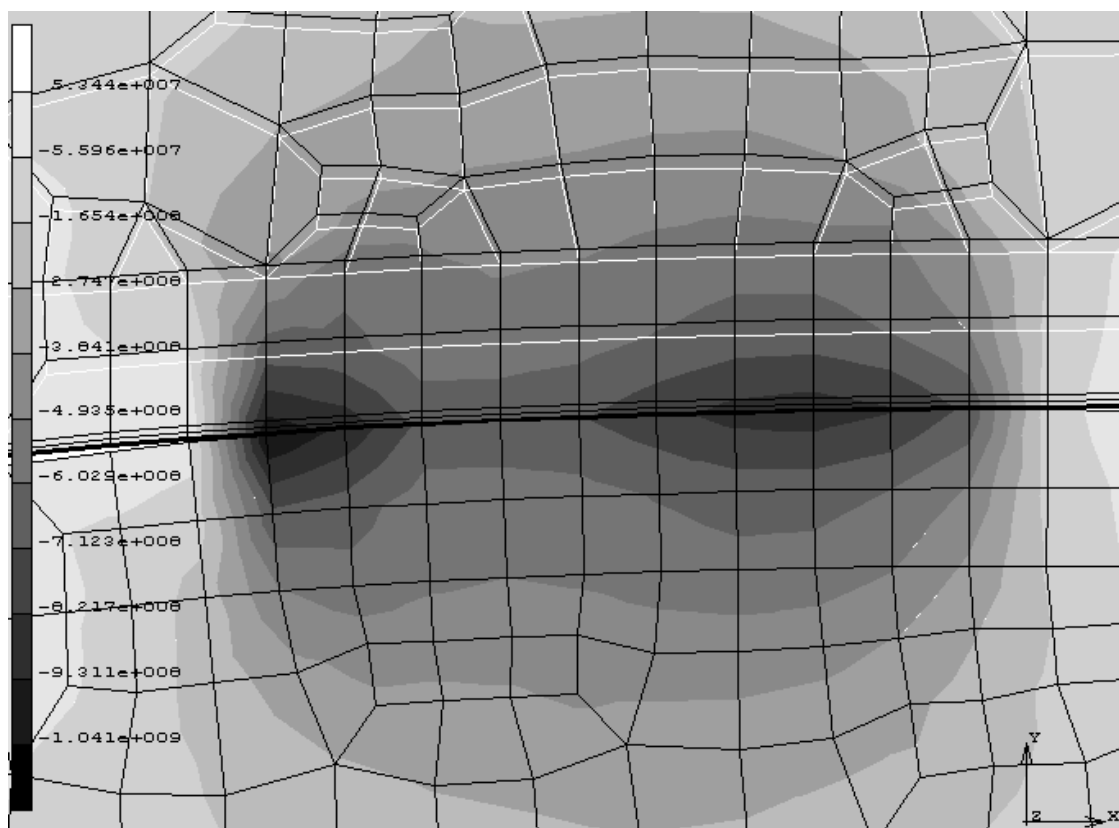


Рис. 5.26. Распределение вертикальных нормальных напряжений σ_{yy} в рассматриваемом сечении колеса и рельса РКР

В данном случае также присутствуют два характерных максимума распределения напряжений, расположенные по краям зоны контакта. Анализ величины данных напряжений для различных условий нагружения колеса в сравнении с предыдущей парой качения показывает преимущество профилей колеса и рельса, используемых на РКР.

Тем не менее, наиболее важную информацию о контактном взаимодействии колес несут распределения эквивалентных пластических деформаций в сечении

колеса. На рис. 5.27 приведено распределение указанных деформаций для случая вертикального нагружения силой 110,36 кН.

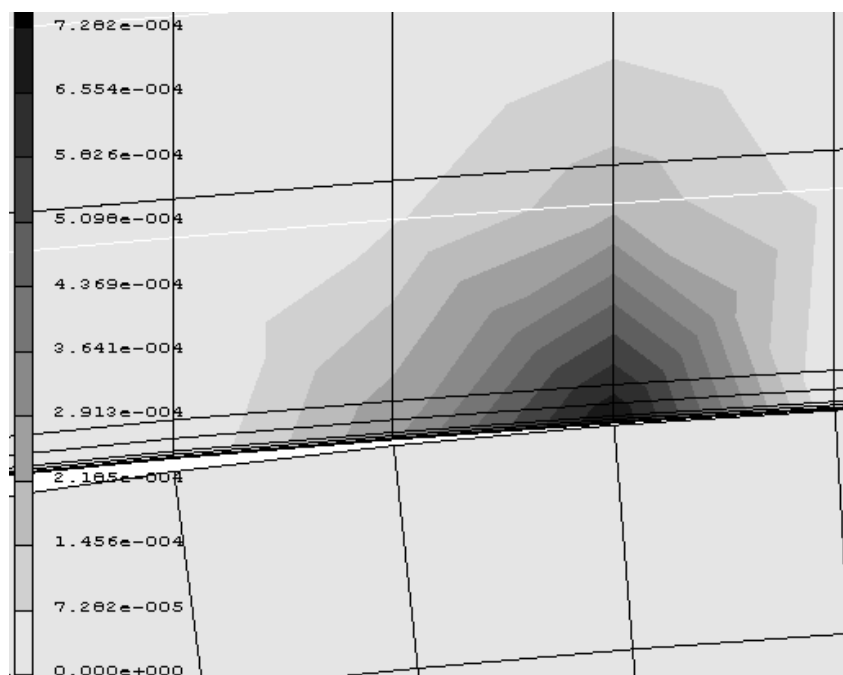


Рис. 5.27. Распределение эквивалентных пластических деформаций в сечениях колеса и рельса для случая вертикального нагружения силой 110,36 кН

Как и для контактной пары железных дорог бывшего СССР пластические деформации в рельсе при такой нагрузке не возникают. Тем не менее, присутствует отличие, связанное с тем, что максимальная зона пластических деформаций расположена не под поверхностным слоем колеса, а находится непосредственно на поверхности. При этом максимум находится не по центру контактной зоны, а смещен влево. Т.е. высокий градиент контактных напряжений в указанном месте, что видно на предыдущем рисунке, приводит к возникновению пластических деформаций именно в данной области. Тем не менее, сравнивая уровень пластических деформаций рассматриваемой и предыдущей контактных пар, можно утверждать, что для центрального положения не только уровень контактных напряжений меньше, но и уровень пластических деформаций существенно, в 1,59 раза, меньше.

Контактное взаимодействие колеса и рельса, использующихся на железных дорогах РКР, было исследовано также в квазистатике для коэффициента динамичности, принятого равным 2. На рис. 5.28 представлено распределение эквива-

лентных пластических деформаций для случая вертикального нагружения силой 220,72 кН.

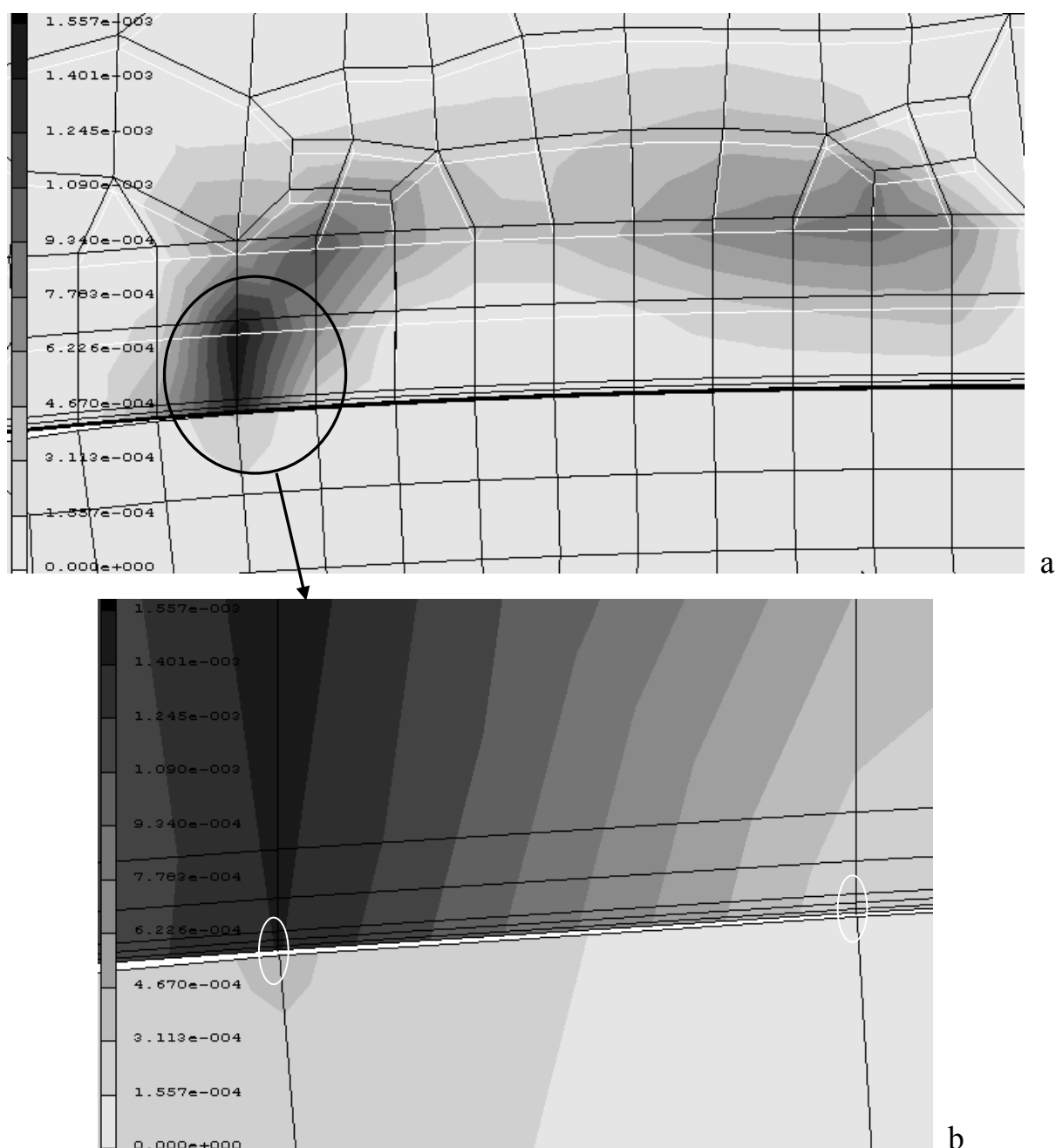


Рис. 5.28. Распределение эквивалентных пластических деформаций в сечениях колеса и рельса для случая вертикального нагружения силой 220,72 кН;
а – нормальный масштаб; б – указанная зона увеличена

В данном случае видно, что при возрастании нагрузки, действующей на колесо, зона пластических деформаций развивается, причем также как и у аналога появляется развитие пластических деформаций не только на поверхности колеса, но и в подповерхностных слоях. При этом появляются пластические деформации и в рельсе, но они расположены на его поверхности.

При исследовании контактного взаимодействия колес и рельсов возник очевидный вопрос. Возможно такое распределение контактных напряжений и зависящих от них пластических деформаций в указанной наиболее нагруженной зоне является следствием ошибочного задания координат профиля колеса, а значит и КЭ сетки. На рис. 5.28b зона максимальных пластических деформаций показана в очень увеличенном виде, так чтобы исходный зазор между контактирующими узлами КЭ сетки был виден. Было определено, что вертикальный зазор между правой парой узлов равен $9,8 \times 10^{-6}$ м, в то время как для левой пары – $1,5 \times 10^{-5}$ м. Таким образом, наглядно видно, что геометрия была задана правильно, а распределения контактных напряжений и деформаций связаны только с особенностями самих профилей колеса и рельса.

Если оценивать взаимодействующие профили только с позиции уменьшения контактных напряжений или пластических деформаций для рассмотренных положений, то следовало бы сделать вывод о том, контактные пары колесо – рельс, применяющиеся на железных дорогах РКР, имеют в сравнении с аналогичными колесными парами стран бывшего СССР существенное преимущество. Однако такой факт справедлив далеко не всегда. Колесная пара помимо качения совершает поперечные движения относительно рельсовой колеи. В этом случае изменяется относительное положение контактирующих профилей колеса и рельса, изменяется расположение контактных зон и распределение напряжений. Это относится к любым профилям взаимодействующих тел. В частности, при поперечном смещении колесной пары изменяется начальная точка контакта, изменяется относительное положение главного вектора контактных сил, иначе деформируется дисковая область колеса, соответственно, изменяется угол наклона контактной поверхности колеса и происходит перераспределение контактных зон.

Тем не менее, в наибольшей степени изменение условий контактного взаимодействия связано непосредственно с профилями колеса и рельса. Для небольших поперечных смещений нового колеса, использующегося на дорогах бывшего СССР, изменения контактных напряжений практически не происходит. Это связано с коничностью его контактной поверхности. Т.е. при центральном располо-

жении колесной пары относительно колеи происходит контакт в зоне уклона профиля 1:20. Для колесной пары с новым профилем и толщиной гребня 33 мм*, при условии, что расстояние между внутренними боковыми гранями ободьев колес равно 1440 мм и рассматривается прямой участок пути шириной 1520 мм, существует возможность перемещения в каждую сторону от центрального положения на величину $\pm 7,9$ мм. После этого возникает сначала двухточечный контакт. При дальнейшем смещении колесной пары данный контакт снова превращается в одноточечный с локализацией контактной зоны на гребне. Если не рассматривать два последних случая контактирования (они будут рассмотрены далее), то для данной колесной пары положение контактной зоны относительно рельса остается практически неизменным, также как и распределение напряжений в данной зоне.

Если связать систему координат, например, с правым рельсом для положения пары, показанного на рис. 5.7с, направив ось ординат на наружную сторону колеи, то для $-23,85 \leq x \leq 7,9$ будет реализовываться контакт по поверхности колеса с уклоном 1:20. При большем смещении колесной пары влево контакт переходит на поверхность с уклоном 1:7, при этом напряжения существенно возрастают. Очевидно, что в рассматриваемом примере при наличии неизношенных гребней колес и номинальной геометрии такой случай невозможен. Однако он реализуется в случае изношенных колес и рельсов, особенно если имеет место уширение пути. Однако в этом случае уже не приходится говорить о поверхности с уклонами, поскольку образующая ее не будет иметь прямолинейных участков.

* На чертеже в стандарте [5] указанный размер отсутствует. Существует определенное разночтение в определении толщины гребня. Если измерить непосредственно, например, штангенциркулем указанный размер для нового колеса, то получим 33 мм (рис. 5.6а). Если же измерять размер непосредственно от базовой поверхности, каковой является внутренняя боковая грань гребня, то получим 34,23 мм. Указанное противоречие было разрешено тем, что измерительные шаблоны уже учитывали добавку (1,23 мм), т.е. при измерении реального размера от базовой поверхности 34,23 мм, шаблон показывал 33 мм. Тем не менее, для других профилей поверхности катания колес, например, профилей ДМетИ [32] при измерении толщины гребня таким шаблоном будет вноситься погрешность и для того чтобы ее устранить, к измеряемому размеру нужно добавлять указанные 1,23 мм.

Контактная пара колесо – рельс, используемая на железных дорогах РКР, имеет другую динамику изменения контактных зон. Центральное расположение колесной пары, рассмотренное на рис. 5.25 приводит к седлообразному контакту, который при даже небольших смещениях колесной пары во внутреннюю или наружную сторону колеи изменяется. Причем чем далее перемещается колесная пара от центрального положения, тем более контактная зона становится близка к эллипсу, а соответственно, распределение контактных напряжений стремится к распределению Герца. На рис. 5.29 показано изменение контактных напряжений и, соответственно, контактных зон при смещении колесной пары из центрального ее положения. Рассмотрено нагружение колеса вертикальной силой $P = 110,36$ кН.

Центральное положение, показанное на рис. 5.29b, аналогично приведенному на рис. 5.25 с той лишь разницей, что расчет проводился для большей вертикальной силы и при этом, соответственно, увеличились размеры контактной зоны и уровень напряженного состояния в ней. Характер распределения напряжений остался прежним, т.е. имеет место седлообразный контакт с двумя локальными максимумами напряжений (максимальные напряжения равны 860 МПа). При смещении колесной пары влево, т.е. во внутреннюю сторону, контактная зона смещается вправо, левый максимум исчезает, а правый, и теперь уже единственный, достигает уровня 1014 МПа. Смещение колесной пары вправо приводит к противоположному распределению напряжений. На этот раз исчезает правый максимум, а левый возрастает до 1332 МПа.

Вполне очевидно, что следствием высокого уровня контактных напряжений является значительный рост пластических деформаций. И действительно, эквивалентные пластические деформации возрастают по сравнению со случаем центрального расположения колесной пары в 3,6 раза, что также в 2,2 раза выше в сравнении со случаем контактного взаимодействия в центральной области колес и рельсов железных дорог стран бывшего СССР. Что же в таком случае происходит с колесами на РКР?

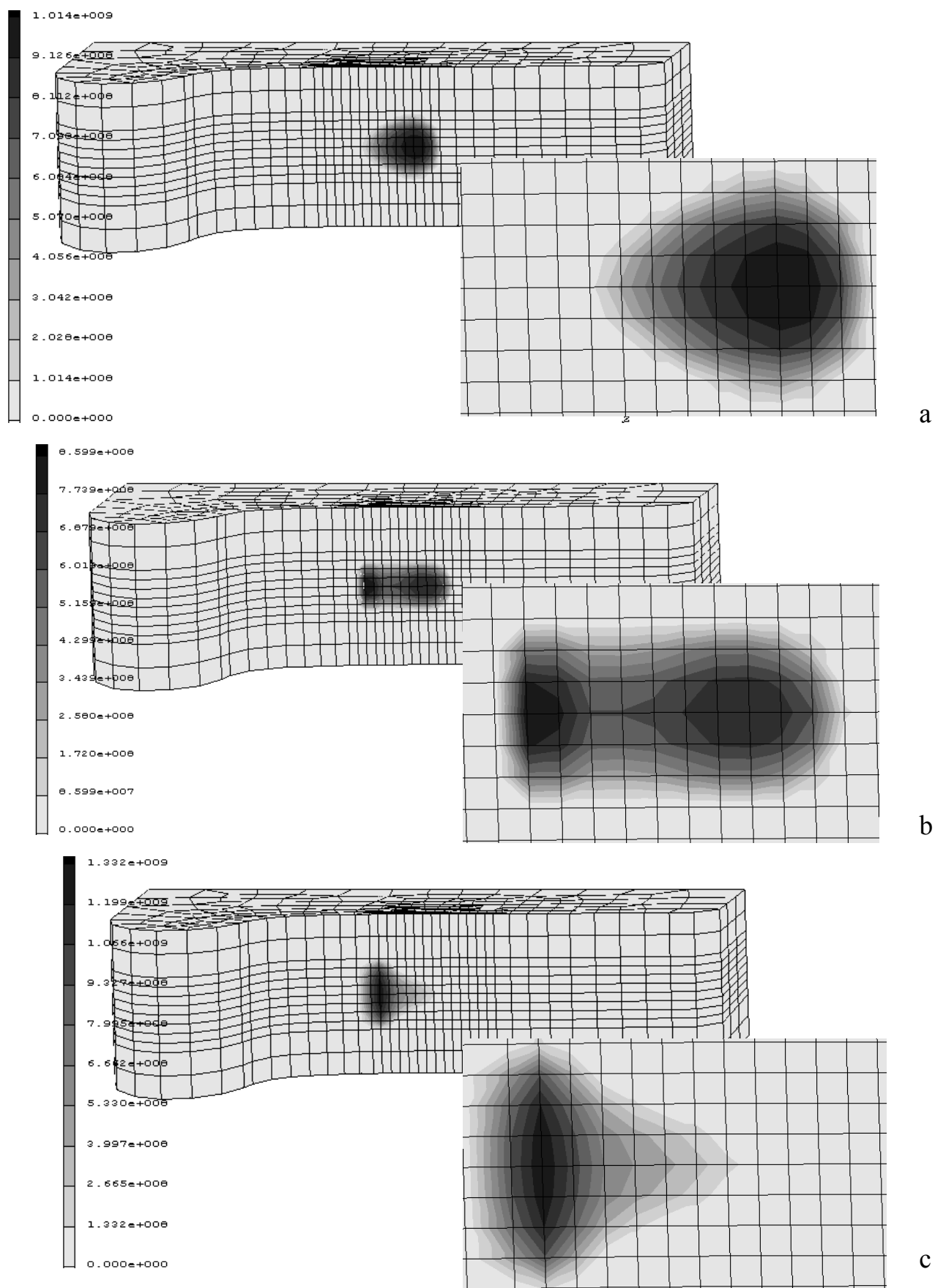


Рис. 5.29. Изменение контактных зон и напряжений при смещении колесной пары относительно центрального положения: а) смещение колеса влево на 2 мм; б) центральное положение; с) смещение колеса вправо на 2 мм

Как видим, вследствие непостоянства условий контакта существуют зоны контактного взаимодействия как благоприятные для колесной стали, так и неблагоприятные, с существенными пластическими деформациями, приводящими, очевидно, к пластическим формоизменениям поверхностей катания колес.

При этом для колес, которые эксплуатируются на железных дорогах стран бывшего СССР пластическое формоизменение имеет место для любого положения колесной пары. Что лучше? Ответить на этот вопрос достаточно сложно, поскольку в анализе необходимо учитывать также не только исследование контактного взаимодействия с позиции механики деформируемого твердого тела, но и с позиции трибологии или динамики многомассовых систем.

Постараемся найти ответ на этот вопрос в дальнейших главах книги, особенно с учетом того, что в настоящее время возникает новая задача создания профиля колесной пары, который был бы единым для стран бывшего СССР и железных дорог РКР. Это обусловлено тем, что в некоторые страны уже осуществляется пассажирское движение без замены колесных пар (Литва), а другие страны планируют осуществить это в ближайшее время (Украина, Белоруссия, Россия). Очевидно, что речь идет о раздвижных колесных парах SUW 2000 конструкции доктора Р. Сувальского [98].

6. ДВУХТОЧЕЧНЫЙ И ГРЕБНЕВОЙ КОНТАКТ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ В ПАРЕ КОЛЕСО - РЕЛЬС

В начале этой главы следует остановиться на терминологии. В языке многочисленных публикаций как русскоязычной, так и англоязычной научной прессы прочно укрепились понятия одно- или двухточечный контакт (one-point or two-point contact). Строго говоря, эти понятия не выдерживают критики. Очевидно, если рассматривать контактное взаимодействие реальных колес и рельсов, то никакого «точечного» контакта быть не может, поскольку контакт происходит в контактных зонах, которые имеют реальные размеры. Если же подходить к этим понятиям с позиции чисто теоретической, рассматривая исходное взаимодействие поверхностей, то двухточечного контакта не будет практически никогда. Т.е. всегда исходный контакт будет в одной точке, которая в дальнейшем превратится в контактную зону (центральную или гребневую) и только после деформирования поверхностных слоев в этой зоне может появиться контакт во второй точке (зоне).

Таким образом, следовало бы называть одно- или двухточечный контакт одно- или двухзонным контактом. Такой подход отражал бы реальную физическую картину контактного взаимодействия колес и рельсов. Но с учетом того, что указанные лингвистические шаблоны уже устоялись, автор в основном будет следовать им. Поэтому в названиях предыдущей и данной главы используется общепринятая терминология.

Рассмотрим процесс деформирования при контакте колесо – рельс под действием относительно большой боковой силы. Что автор вкладывает в понятие «относительно большой»? Если рассматривать центральный контакт колеса и рельса, то в этом случае на каждое колесо также действует боковая сила. Например, если пренебречь коэффициентом трения, что в ряде случаев (мокрые, замасленные поверхности катания колес и рельсов) близко к истине, то величина боковой силы будет зависеть от конусности поверхности колеса в центральной зоне контакта и, очевидно, от величины вертикального усилия. Если последнее изменяется незначительно, что может быть близко к реальности для хорошего состояния бесстыкового пути, то величина бокового усилия, действующего на колесо,

будет зависеть в основном от локальной конусности. В статье [88] отмечалось, что в идеальном случае колесные пары должны двигаться по траектории, у которой средняя точка оси должна всегда находиться на средней линии рельсовой колеи, при этом ось колесной пары должна быть перпендикулярна соответствующей вертикальной поверхности. К сожалению, вследствие всегда имеющих неровностей верхнего строения пути, несовершенств самой колесной пары и экипажа в целом, колесная пара совершает движение по сложной траектории. При этом изменяется расположение и количество контактных зон, угол набегания колесной пары. В конечном счете, именно такие движения наиболее часто являются причиной сходов колесных пар, а также такого явления, как подрез гребня. В том случае, когда имеет место поперечное перемещение колесной пары, зона контакта сначала приближается к гребню, при этом может возникнуть двухточечный контакт (если, конечно, профили колеса и рельса позволяют это), затем возникает чисто гребневой контакт, который может предшествовать сходу. Во всех этих случаях боковая сила значительно больше, чем при контакте в центральной зоне. Такую боковую силу автор и называет «относительно большой».

Рассмотрим сначала процесс контактного взаимодействия колеса и рельса со стандартными профилями, использующимися на железных дорогах стран бывшего СССР, которые показаны на рис. 5.6. В соответствии с разработанной методикой сначала найдем точки, которые могут быть центрами контактных зон, с тем, чтобы в окрестностях данных точек провести регулярную КЭ дискретизацию. При этом полезным оказывается алгоритм, разработанный автором в монографии [32], названный квазигерцевским подходом и реализованный в написанных вычислительных программах. Сначала задаются поверхности контактирующих тел, в общем случае таблично. Затем выполняется их позиционирование, т.е. задается их расположение перед нагружением с учетом бокового смещения колесной пары, возможного изменения положения контактных поверхностей вследствие деформирования дисковой области колеса или динамической разуклонки рельса, а также возможного ненулевого угла набегания. Далее анализируются локальные расстояния между контактными поверхностями и определяются мини-

мумы. С учетом того, что для стандартных профилей обычно не бывает более двух зон, то определяются один или два локальных минимума. Первый случай будет соответствовать одноточечному контакту, второй – двухточечному, при этом возможность реализации его определится только в результате расчета.

Допустим, имеет место именно второй случай контактного взаимодействия, т.е. существуют два локальных минимума расстояний между поверхностями h_{m1} , h_{m2} , а также соответствующие пары точек на поверхностях колеса и рельса, которые могут претендовать на роль центров контактных зон, реализуя таким образом случай двухточечного контакта. В соответствии с [32] в найденных точках определяются локальные кривизны поверхностей. Затем задается суммарная вертикальная сила P , действующая на колесо. Очевидно, что если существуют две зоны контакта, то силы, действующие в каждой из них, должны быть таковы, чтобы сумма их вертикальных проекций P_1 и P_2 равнялась проекции заданной суммарной вертикальной силы P . После чего реализуется итерационный процесс, который должен определить, как распределяются контактные силы между зонами. При этом закладывается условие гладкости взаимодействующих поверхностей.

Вначале задается какое-то начальное распределение сил P_1 и P_2 между возможными зонами. Этого достаточно для организации итерационного процесса, в основу которого положено достаточно простое соотношение

$$\delta_{h1} + h_{m1} = \delta_{h2} + h_{m2} \quad , \quad (6.1)$$

где δ_{h1}, δ_{h2} - вертикальные проекции сближений поверхностей в соответствующих контактных зонах (1 или 2) под действием контактных сил, вертикальные проекции которых равны P_1 и P_2 . Определить такие сближения возможно с использованием формул, аналогичных (5.6), поскольку необходимые для расчета силы предварительно заданы, а локальные кривизны вычислены. В результате расчета проводится корректировка распределения проекций сил P_1 , P_2 и далее выполняется очередной итерационный цикл. Итерации проводятся до тех пор, пока не будет найдено окончательное распределение контактных сил между зонами. Возможен, конечно, случай, когда величина какой-либо из контактных сил ока-

жется равной нулю. Это означает, что соответствующая контактная зона по квазигерцевскому подходу не существует для заданного уровня нагрузки. Если же распределения сил P_1 , P_2 между зонами определены, то в зависимости от этого могут быть определены и сами зоны контакта, напряжения в них и другие необходимые параметры контактного взаимодействия по Герцу.

Описанный подход не является новаторским, но может быть полезным при генерации КЭ сеток в соответствии с описанными в предыдущих разделах методами. Т.е. сначала оценивается возможное расположение и величина контактных зон. Затем проводится генерация согласованных контактных сеток в вероятных приконтактных зонах, и, наконец, создаются полные КЭ модели рассматриваемых областей колеса и рельса.

Таким образом, используя описанный алгоритм и разработанную программу, исследуем гребневой контакт новых колеса и рельса с профилями, соответствующими стандартам стран бывшего СССР. Проанализируем случай, когда угол набегания колесной пары равен нулю. Рассмотрим прямой участок пути номинальной ширины 1520 мм. При центральном расположении колесной пары согласно квазигерцевскому расчету имеет место одна зона центрального контакта (рис. 6.1a). При поперечном смещении колесной пары от центрального положения на величину 7,94 мм появляется вторая зона контакта – гребневая (рис. 6.1b), которая в дальнейшем растет (рис. 6.1c). При этом центральная зона контакта уменьшается и при смещении колесной пары на 8,07 мм центральная зона контакта практически исчезает (рис. 6.1d). Соответственно, происходит перераспределение контактных напряжений, а также увеличивается действующая на колесо боковая сила. Рассматривать здесь напряженное состояние колес, используя данный подход, не будем, поскольку очевидно, что оно достаточно далеко от реального. Тем не менее, распределение и форма контактных зон представляют достаточно важную информацию, которая необходима для формирования согласованных КЭ сеток колеса и рельса в рассматриваемых зонах контакта.

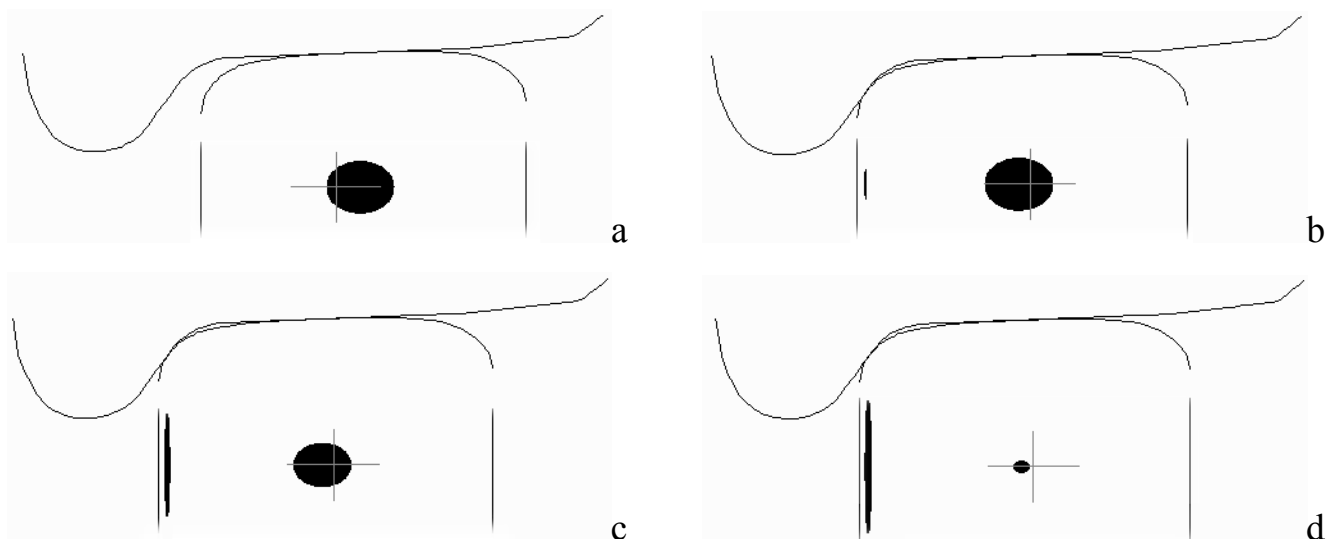


Рис. 6.1. Распределения контактных зон при поперечном смещении колесной пары, определенные при помощи квазигерцевского подхода для величины поперечного смещения 0; 7,94 мм; 8,0 мм и 8,04 мм, соответственно

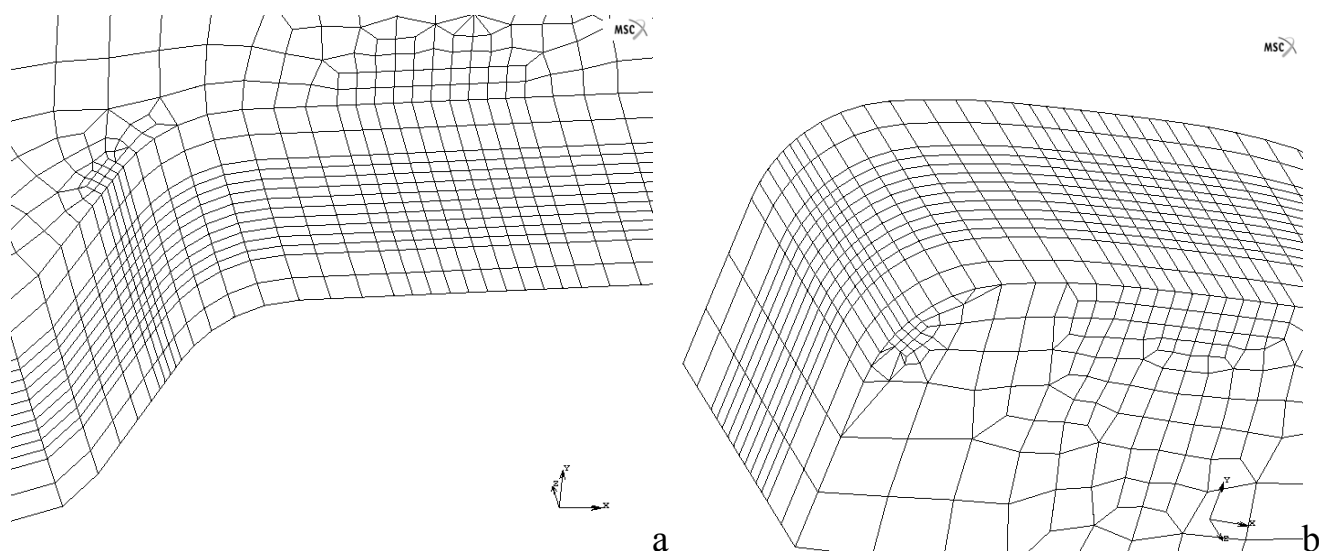


Рис. 6.2. КЭ дискретизации колеса и рельса железных дорог стран бывшего СССР, выполненные для решения задачи о гребневом контакте

Как видим, выполнено сгущение КЭ сеток в двух зонах. Причем вследствие того, что зона гребневого контакта имеет вытянутый характер в окружном направлении, размеры конечных элементов колеса и рельса в указанных зонах будут отличаться. Для колеса эти элементы оказались в 2 раза более вытянуты в окружном направлении, а для рельса - по его длине. На рис. 6.3 показано согласование КЭ сеток при контакте в гребневой зоне. Кажущаяся несогласованность КЭ сеток в гребневой зоне обусловлена тем, что на рисунке показано не центральное

радиальное сечение, а торцевое, которое уже несколько смещено (повернуто) относительно центрального.

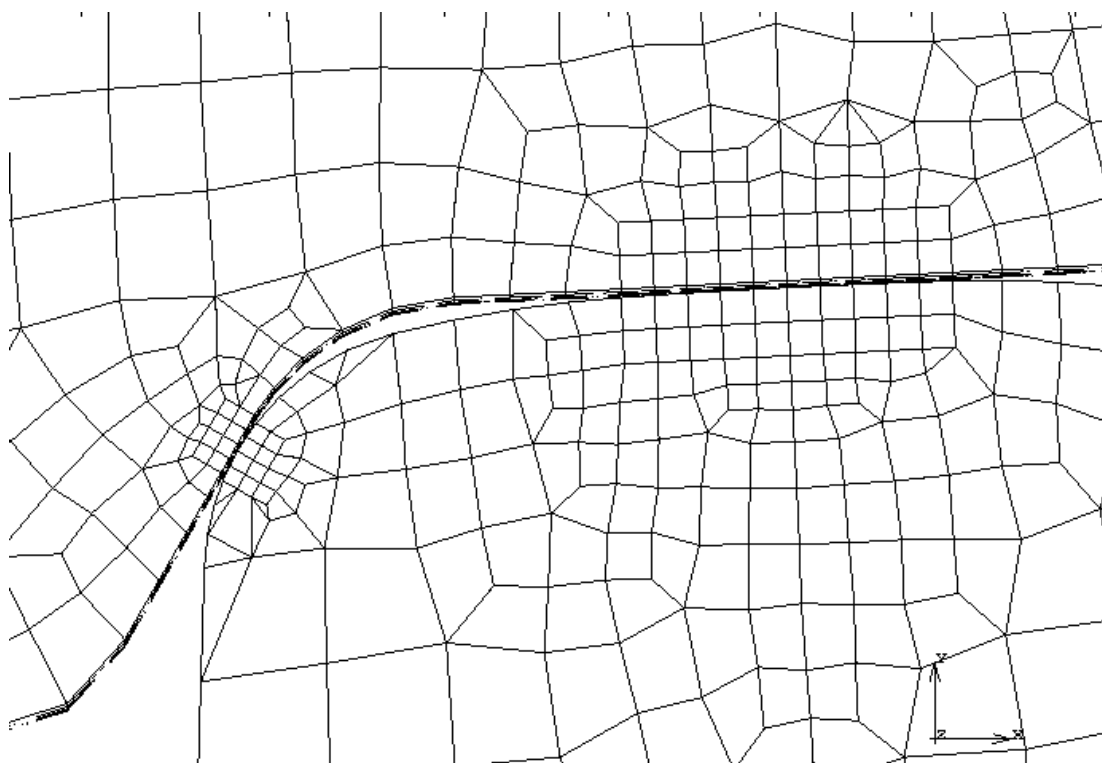


Рис. 6.3. Согласование КЭ дискретизаций колеса и рельса (вид с торца)

Рассмотрим теперь, как изменяются напряжения в контактных зонах в соответствии с КЭ расчетом. На рис. 6.4 показано распределение контактных зон и нормальных контактных напряжений при двухточечном контакте новых колес и рельсов стран бывшего СССР (данный контакт назван контактной парой 1). При поперечном смещении колесной пары и постоянной вертикальной силе (125 кН), действующей на колесо, боковая сила будет возрастать при смещении колесной пары от своего центрального положения. Расчеты проводились для различных величин смещения с достаточно малой дискретностью. На рис. 6.4 приведены результаты только для 4 характерных положений колесной пары, начиная от момента появления гребневой контактной зоны и кончая моментом, предшествующим ее исчезновению, когда контакт превращается в гребневой одноточечный.

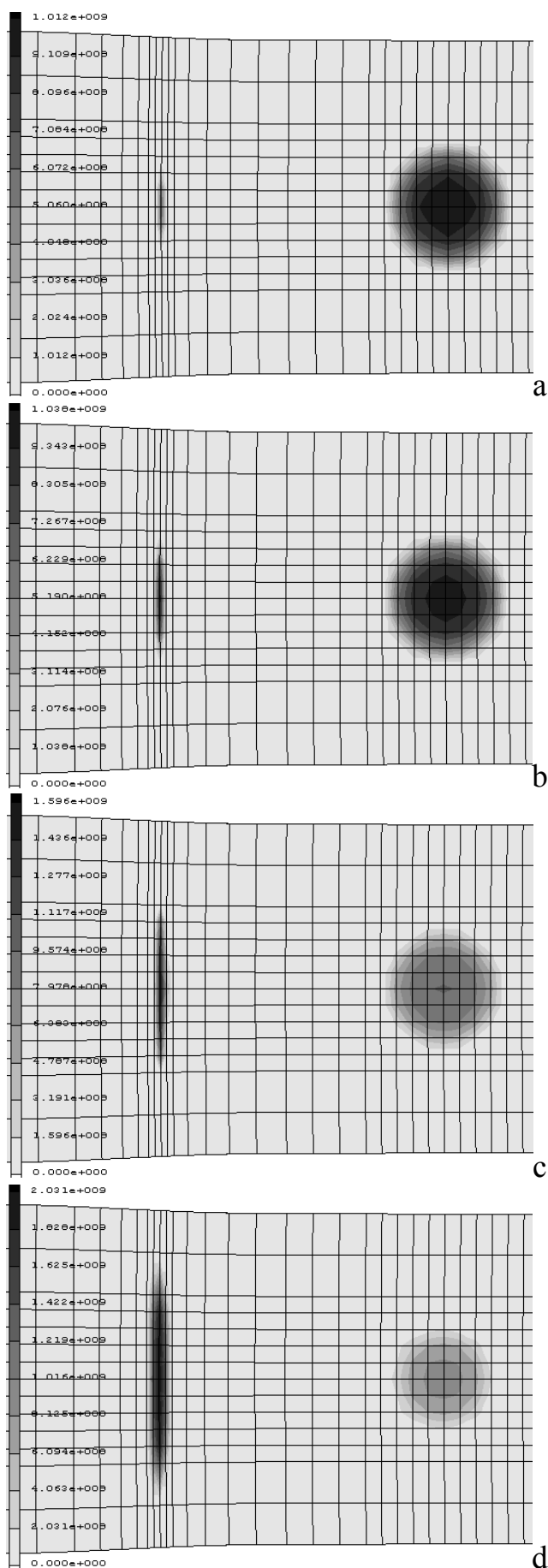


Рис. 6.4. Распределение нормальных контактных напряжений (конт. пара 1)

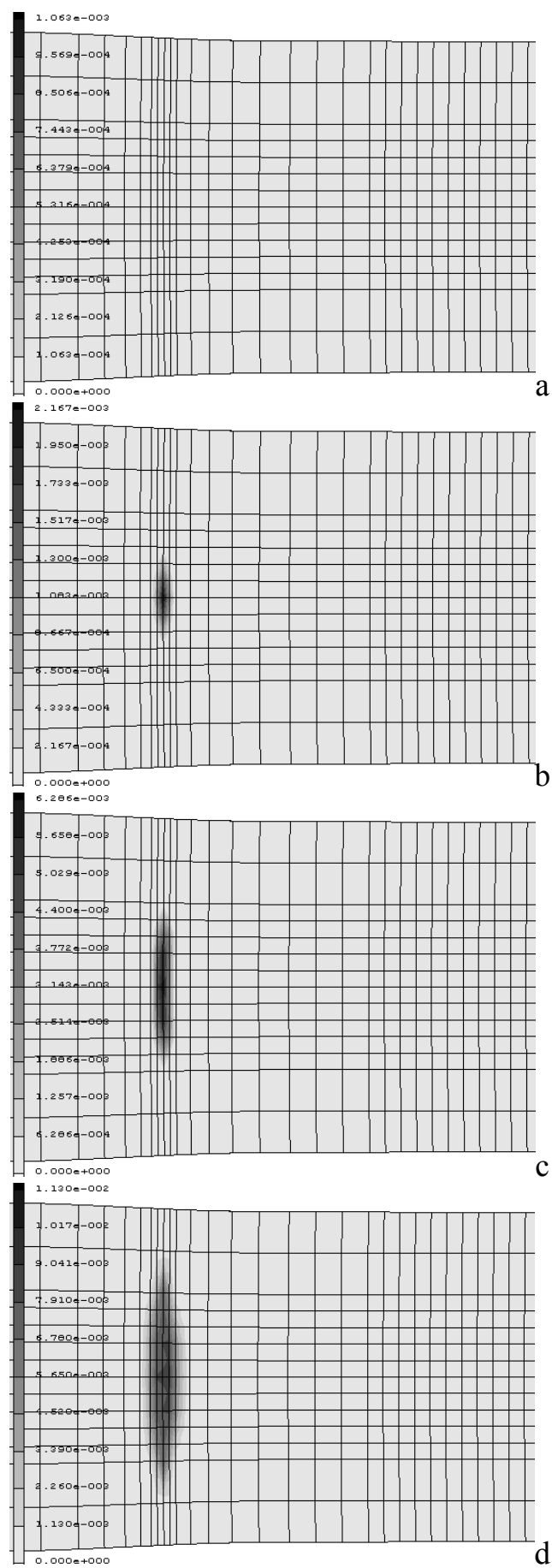


Рис. 6.5. Распределение эквивалентных пластических деформаций (конт. пара 1)

На рис. 6.4 приведены распределения нормальных контактных напряжений для четырех положений, при которых величина боковой силы T равна 9,8; 15,3; 30,8 и 88,9 кН, соответственно. Эти распределения представлены в левой части страницы, а в правой ее части для сравнения представлено распределение эквивалентных пластических деформаций при действии тех же сил (рис. 6.5). Из анализа рисунков можно сделать вывод, что наиболее опасное воздействие на пластическое деформирование колес оказывает боковая сила. Если для первого случая нагружения при $T = 9,8$ кН напряжения в центральной зоне контакта равны $\sigma_c = 1012$ МПа, то в гребневой – $\sigma_f = 636$ МПа. При этом эквивалентные пластические деформации равны $7,748 \times 10^{-6}$, т.е. совершенно незначительны. Причем аналогично рис. 5.16 достигают своего максимума под поверхностным слоем колеса в приконтактной области центральной зоны контакта. При этом пластическое деформирование материала колеса на его поверхности отсутствует.

Картина деформирования существенно изменяется при относительно небольшой боковой силе $T = 15,3$ кН. В этом случае контактные напряжения в гребневой и центральной зонах становятся примерно равными ($\sigma_f = 1038$ МПа; $\sigma_c = 1001$ МПа), но при этом в гребневой зоне появляются существенные пластические деформации равные $2,167 \times 10^{-3}$. При дальнейшем нагружении напряжения в гребневой зоне возрастают, напряжения в центральной зоне уменьшаются. Но наиболее существенно при этом то, что пластические деформации в гребневой области нарастают стремительно, причем зона пластических деформаций по своей величине превосходит саму гребневую контактную зону. Подтверждением этого являются результаты расчетов для двух последних приведенных случаев. При нагружении боковой силой $T = 30,8$ кН напряжения в рассматриваемых контактных зонах равны $\sigma_f = 1596$ МПа; $\sigma_c = 964$ МПа, а эквивалентные пластические деформации в гребневой зоне достигают $6,286 \times 10^{-3}$. При нагружении боковой силой $T = 88,9$ кН напряжения в рассматриваемых контактных зонах равны $\sigma_f = 2031$ МПа; $\sigma_c = 847$ МПа, а эквивалентные пластические деформации в

гребневой зоне достигают $1,13 \times 10^{-2}$. Если сравнить два рассмотренных случая, то оказывается, что при возрастании боковой силы в 2,9 раза эквивалентные пластические деформации возрастают только в 1,8 раза, однако при этом общая площадь зоны пластического деформирования увеличивается более чем в 4 раза, что доказывает большое влияние боковых сил на пластическое деформирование колес в гребневой области и, в конечном счете, на подрезание гребней колес.

Аналогичный вывод может быть сделан при рассмотрении графиков представленных на рис. 6.6 и 6.7. В частности, на рис. 6.6 показаны зависимости максимальных нормальных контактных напряжений в каждой из зон при двухточечном контакте от величины боковой силы. В этом случае напряжения в центральной зоне контакта постепенно снижаются от максимальной величины, которую они имеют при одноточечном контакте в центральной зоне, до их полного исчезновения при переходе к одноточечному контакту в гребневой зоне. Зависимость контактных напряжений в гребневой зоне контакта от боковой силы несколько сложнее. В первый момент возникновения гребневой зоны контакта указанные напряжения возрастают резко, но для боковых сил, превышающих 20 кН, контактные напряжения в указанной зоне начинают расти медленнее. При этом характер их нарастания приближается к линейной зависимости.

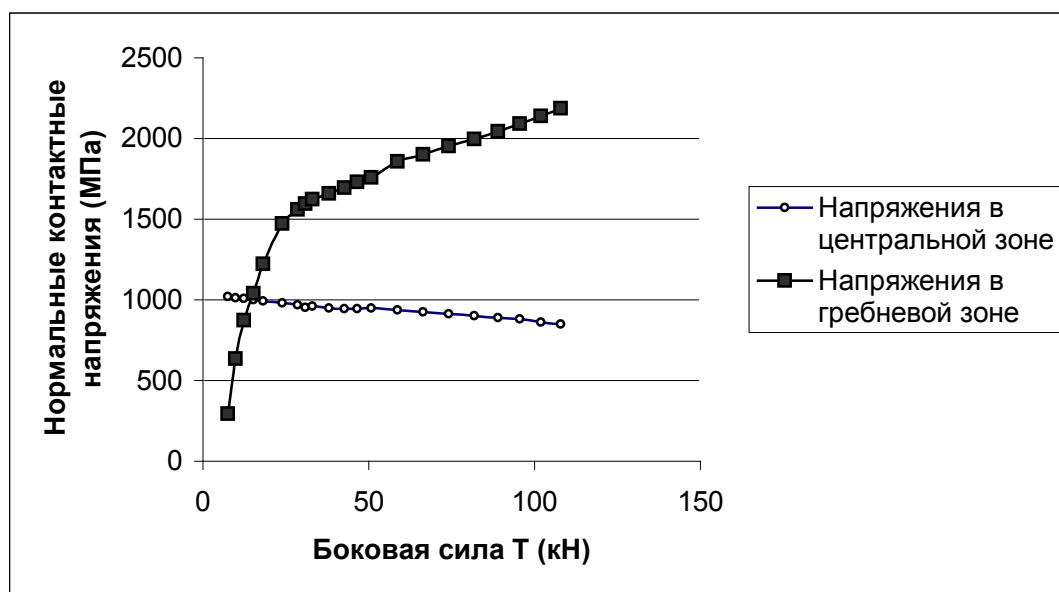


Рис. 6.6. Зависимость нормальных контактных напряжений от боковой силы (конт. пара 1)

Приведенная на рис. 6.7 зависимость эквивалентных пластических деформаций показывает сложный характер их нарастания. На начальном этапе деформирования, при возрастании боковой силы примерно до 10 кН, пластические деформации в гребневой зоне контакта отсутствуют. Затем, при увеличении значения боковой силы до 24 кН, происходит резкое возрастание пластических деформаций. При этом форма зоны пластических деформаций подобна форме пятна контакта, но не превосходит его по величине. При дальнейшем возрастании боковой силы до 46 кН рост величин пластических деформаций практически отсутствует. Но это не значит, что пластическое деформирование прекращается. Наоборот, значительно увеличивается размер области пластического деформирования, причем ее размер начинает превосходить размер зоны гребневого контакта. И, наконец, при дальнейшем нарастании боковой силы происходит практически одновременный линейный рост величины пластических деформаций с возрастанием площади зоны, в которой такие деформации происходят. В целом характер изменения величины эквивалентных пластических деформаций в зависимости от боковой силы очень напоминает процесс деформирования (диаграмму $\sigma - \varepsilon$) для низкоуглеродистых сталей.

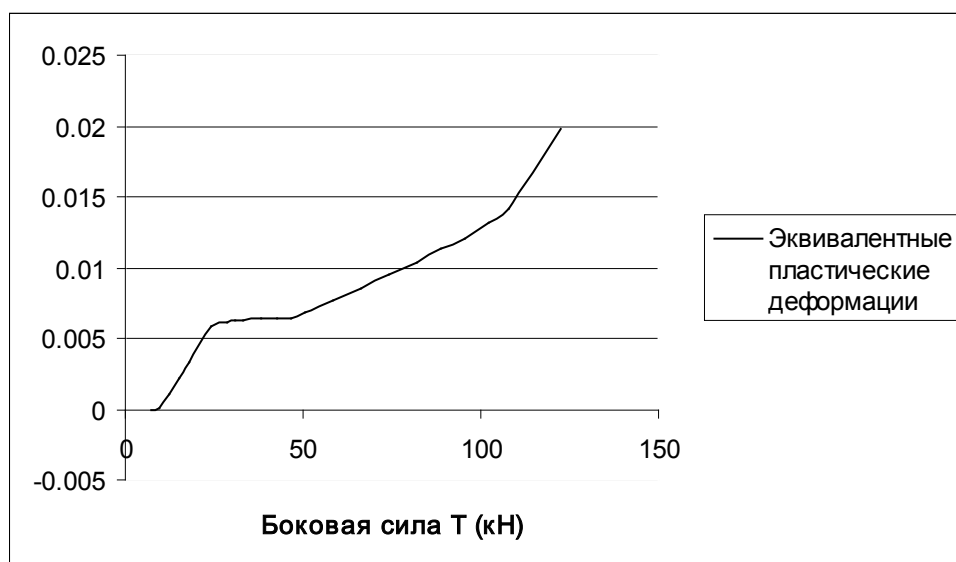


Рис. 6.7. Зависимость эквивалентных пластических деформаций от боковой силы (конт. пара 1)

Отметим в заключение, что в реальности процесс пластического деформирования колес происходит иным образом. Это связано с тем, что колесо не стоит

на месте, прижимаясь гребнем к рельсу, а находится в сложном движении, состоящем из различных перемещений и поворотов как жесткого целого, плюс основное движение – качение. Сам же процесс гребневого контакта может в прямых участках пути длиться в течение очень короткого времени, в то время как в кривых может быть достаточно продолжительным. При этом пластическое деформирование уже будет не в отдельной зоне, по форме близкой к пятну контакта, но в целом поясе вдоль всей окружной координаты. В силу того, что боковая сила является переменной, пластическое деформирование вдоль этого пояса может быть неравномерным. Но в любом случае, приведенные результаты показывают, что пластическое деформирование в гребневой зоне является одним из наиболее существенных факторов изнашивания рабочих поверхностей колес и рельсов. Особо стоит подчеркнуть, что контактные напряжения в данной зоне настолько высоки, что пластическое деформирование возникает не только в материале колеса, но и в материале рельса. Этим гребневой контакт принципиально отличается от центрального контакта для рассматриваемой колесной пары.

Доказательством указанному факту является рис. 6.8, где показано распределение эквивалентных пластических деформаций в сечении взаимодействующей контактной пары 1 при нулевом угле набегания и действующих на колесо силах $P=125$ кН и $T=50$ кН.

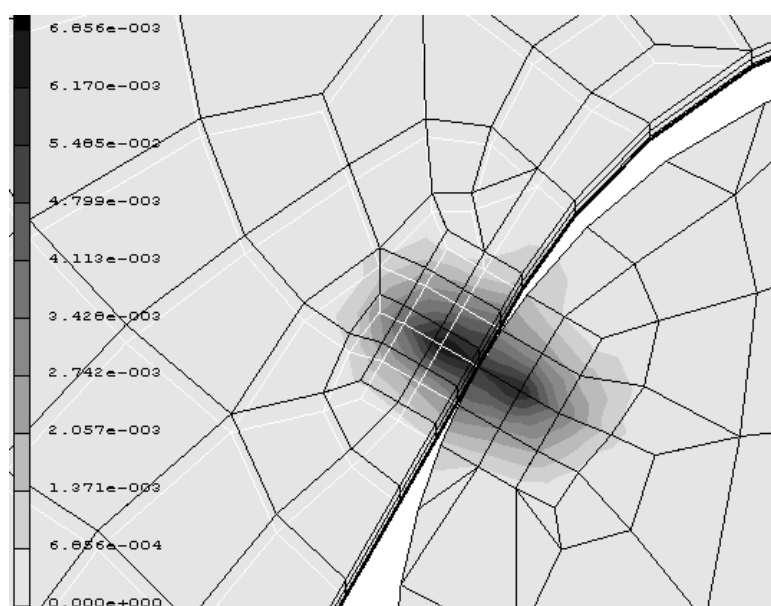


Рис. 6.8. Распределение эквивалентных пластических деформаций в сечении взаимодействующей контактной пары 1

Как видно из приведенного рисунка, несмотря на более высокий предел текучести для рельсовой стали, величина зон пластических деформаций для колеса и рельса практически одинакова, при этом значения пластических деформаций в колесе и рельсе также очень близки. Это говорит о том, что изнашивание взаимодействующих тел вследствие пластического деформирования их приконтактных областей опасно как для колес, так и для рельсов.

Приведенный выше анализ показывает, насколько существенным явлением является пластическое деформирование колес в приконтактной зоне. Тем не менее, в ряде работ этот факт не учитывается. Для того чтобы выяснить, насколько существенным является учет пластического деформирования, было проведено решение задачи в чисто упругой постановке. Ниже показано сравнение распределений контактных напряжений для четырех решений, для которых существует двухточечный контакт (рис. 6.9). Это решения при действии одной и той же вертикальной силы, равной 125 кН и двух значений боковой силы – 10 и 100 кН.

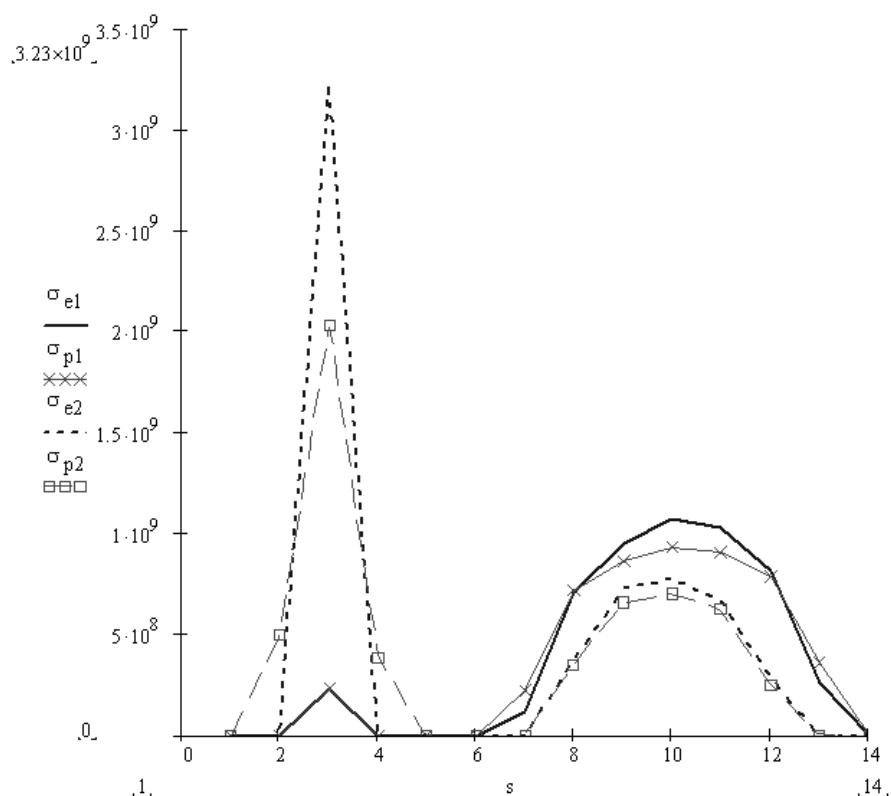


Рис. 6.9. Сравнение чисто упругих и упругопластических решений

Слева около оси ординат показаны обозначения соответствующих кривых. σ_{e1} - упругое решение при $T = 10, P = 125$ кН; σ_{p1} - аналогичное упругопластиче-

ское решение; σ_{e2} - упругое решение при $T = 100, P = 125$ кН; σ_{p2} - аналогичное упругопластическое решение. По оси абсцисс приводится горизонтальная координата соответствующих точек поверхности колеса, отсчитываемая по дуге его профиля. Сравнить пары этих решений поможет еще один график, а именно, распределение пластических деформаций вдоль контактной поверхности колеса в его вертикальном сечении для двух рассматриваемых случаев нагружения. Очевидно, что этот график относится только к упругопластическим расчетам (рис. 6.10).

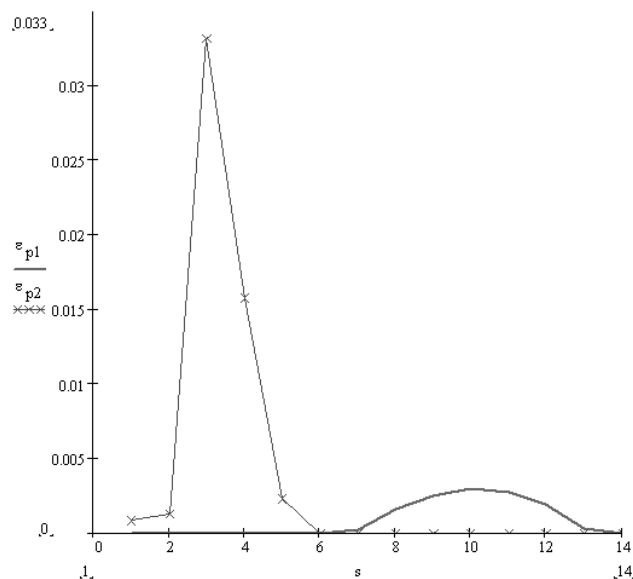


Рис. 6.10. Распределение пластических деформаций вдоль контактной поверхности колеса в его вертикальном сечении: ε_{p1} при $T = 10, P = 125$ кН; ε_{p2} при $T = 100, P = 125$ кН

Как видим, пластические деформации в гребневой зоне почти в 10 раз превышают данные деформации в центральной зоне контакта. Важен также еще один факт. При боковой нагрузке $T = 10$ кН пластические деформации в гребневой зоне вообще не возникают, но затем с ростом боковой силы, возрастают многократно. Эти исследования дают понять, почему на рис. 6.9 графики для σ_{e1} и σ_{p1} отличаются только в центральной зоне. Просто в гребневой зоне пластических деформаций нет. Что же касается центральной зоны контакта, то при учете пластических деформаций в центральной зоне для указанного нагружения уровень максимальных напряжений, который достигается в центральной контактной зоне, снижается на 10%. Но наиболее существенно сказывается учет пластических де-

формаций при большей величине боковой силы. При $T = 100$ кН учет пластичности материала колеса дает снижение контактных напряжений в гребневой зоне почти в 1,6 раза. При этом ширина самой зоны контакта увеличивается. Т.е. приходим к однозначному выводу. Рассмотрение задач контактного взаимодействия колеса и рельса без учета пластичности материалов приводит к существенным ошибкам в полученных результатах.

Рассмотрим аналогичный процесс для гребневого контакта колес и рельсов на РКР (контактная пара 2). Воспользуемся программой, реализующей квазигерцевский алгоритм. При этом, к сожалению, возникают небольшие проблемы, связанные с необходимостью задания профиля рабочей поверхности колеса. Следует отметить, что профиль колеса в стандарте на одном из участков задается таблично. Эту проблему удастся разрешить предварительным интерполированием профиля на данном участке дугами окружностей, что достаточно просто реализуется с помощью какой-либо из CAD программ. В данном случае вся поверхность была разбита на 15 участков, для которых определялись математические формулы, описывающие профиль. При этом погрешность его задания не превышала 0,05 мм.

Динамика изменения величины и расположения контактных зон показана на рис. 6.11. Она значительно сложнее по сравнению с аналогичной динамикой предыдущей контактной пары (рис. 6.1). С этим связана необходимость показать большее количество распределений. В частности, показаны распределения контактных зон при смещениях колесной пары: а) 0 мм; б) 2 мм; в) 4 мм; г) 4,4 мм; д) 5 мм; е) 5,5 мм; з) 6 мм; и) 6,51 мм; й) 6,67 мм; ж) 6,7 мм.

Рис. 6.11а соответствует случаю, приведенному на рис. 5.29б, и еще раз доказывает ранее упоминавшийся факт, что квазигерцевский подход возможен только в качестве первого приближения при решении контактных задач для негерцевского контакта. Тем не менее, здесь четко видно, что имеющиеся в реальности два локальных максимума контактных напряжений иницируют при решении с использованием квазигерцевского алгоритма две сближенные эллиптические зоны контакта.

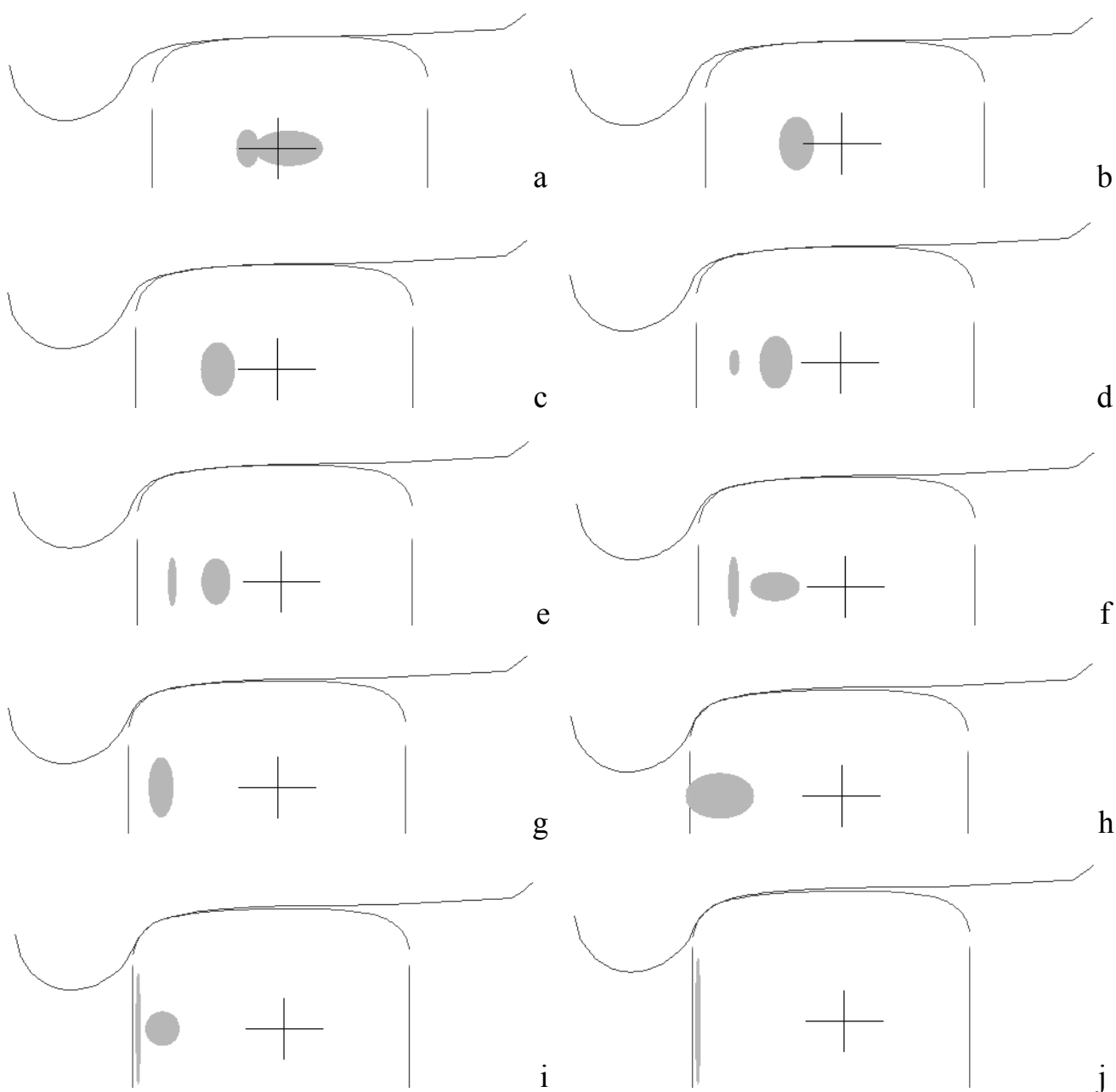


Рис. 6.11. Распределения контактных зон при поперечном смещении колесной пары, определенные при помощи квазигерцевского подхода, для конт. пары 2

Если рассматривать теперь смещение колеса от его центрального положения влево, т.е. вовнутрь колеи, то из двух слившихся на рис. 6.11a контактных зон левая исчезает, а правая увеличивается в размерах, что соответствует рис. 5.29a. Это положение на рис. 6.11 не показано, поскольку нас интересует перемещение колеса вправо от его центрального положения до момента возникновения гребневого контакта. Тем не менее, при таком движении происходит аналогичное явление и исчезает правая зона контакта, а левая увеличивается в размерах, что мы видим на рис. 6.11b,c. Они соответствуют развитию случая контактирования, ко-

торый был приведен на рис. 5.29с. Особенностью взаимодействия рассматриваемой контактной пары является то, что для случая центрального контакта указанная эллиптическая контактная зона не является стационарной, как для пары 1, а перемещается, приближаясь к гребневой зоне.

Рассматриваемые профили колеса и рельса характерны тем, что двухзонный (двухточечный) контакт возникает в зоне выкружки, но назвать такой контакт гребневым еще нельзя. При смещении колесной пары 4,4 мм появляется вторая зона контакта (рис. 6.11d), которая в дальнейшем растет в размерах, но форма которой остается неизменной – вытянутый в окружном направлении эллипс (рис. 6.11e, f). При этом правая зона контакта уменьшается в размерах и при смещении 6 мм совершенно исчезает (рис. 6.11g). Этот момент можно считать началом однозонного гребневого контакта.

При дальнейшем смещении колесной пары наступает крайне непродолжительный период, когда локальный радиус кривизны выкружки колеса становится практически равным минимальному радиусу профиля головки рельса. При этом резко возрастает величина контактной зоны (рис. 6.11h). Но это еще не конец контактного формоизменения. Далее снова появляется двухзонный контакт с вытянутой контактной зоной (рис. 6.11i), которая впоследствии остается единственной зоной контакта (рис. 6.11j).

Очевидно, что реальный контакт колеса и рельса для рассматриваемых профилей является еще более сложным, и он будет рассмотрен далее. Но уже из приведенного анализа становится ясно, что КЭ дискретизация при взаимодействии контактной пары 2 должна быть более сложной и предусматривать согласование КЭ сеток на каждом этапе поперечных перемещений. При этом зона согласования контактных узлов является значительно большей, чем для случая контактной пары 1. Примеры таких согласованных КЭ дискретизаций приведены на рис. 6.12. Отметим, что на рисунке показаны трехмерные КЭ модели. С учетом того, что они показаны не в вертикальном сечении, а с торца, присутствует кажущаяся несогласованность КЭ сеток. Тем не менее, КЭ сетки в контактных зонах

являются согласованными и расхождение контактных узлов, образующих пары, не превышает 0,1 мм.

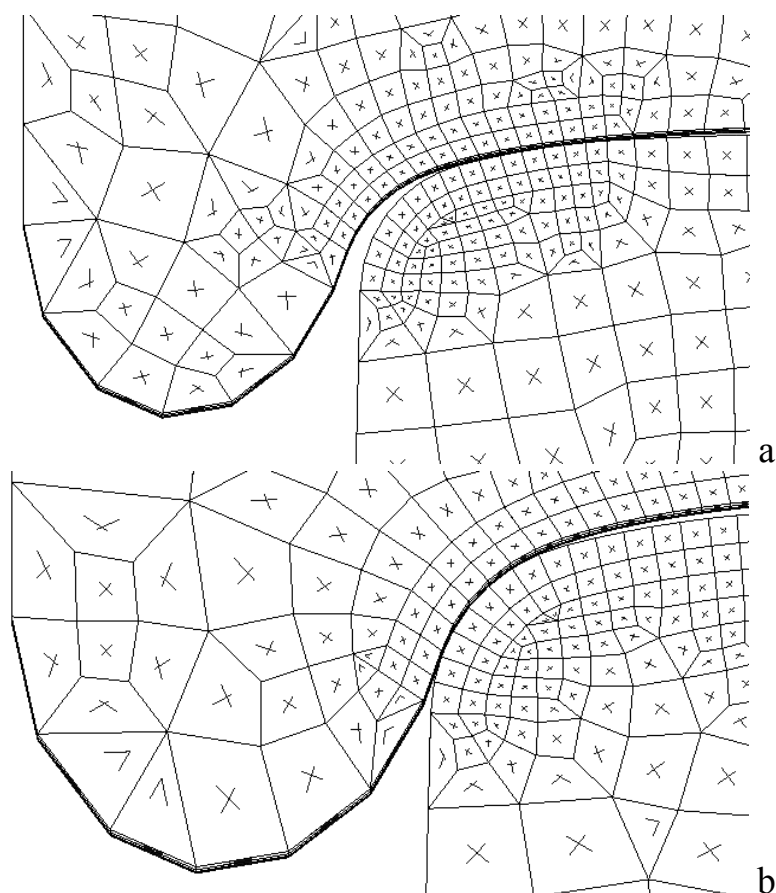


Рис. 6.12. Примеры согласования КЭ сеток для конт. пары 2 в гребневой области

В предыдущей главе отмечалось, что осевые (вертикальные) нагрузки, действующие на колесные пары на РКР сравнительно меньшие, чем на железных дорогах стран бывшего СССР. Это также было учтено в расчетах этой главы. Но при контакте колес в гребневой области сложнее задавать реальные силы. Это связано с тем, что для других профилей колес и рельсов, другой ширины колеи и другого подвижного состава изменяется динамика движения экипажа, соответственно, изменяются боковые и вертикальные силы, действующие на колесо. Поэтому для сравнения контактного взаимодействия колес и рельсов рассматриваемых конструкций было принято решение использовать те же самые вертикальные и боковые силы. В частности, вертикальная сила, действующая на колесо, принята равной 125 кН. На рис. 6.13 представлено распределение контактных зон и нормальных контактных напряжений при гребневом контакте пары 2.

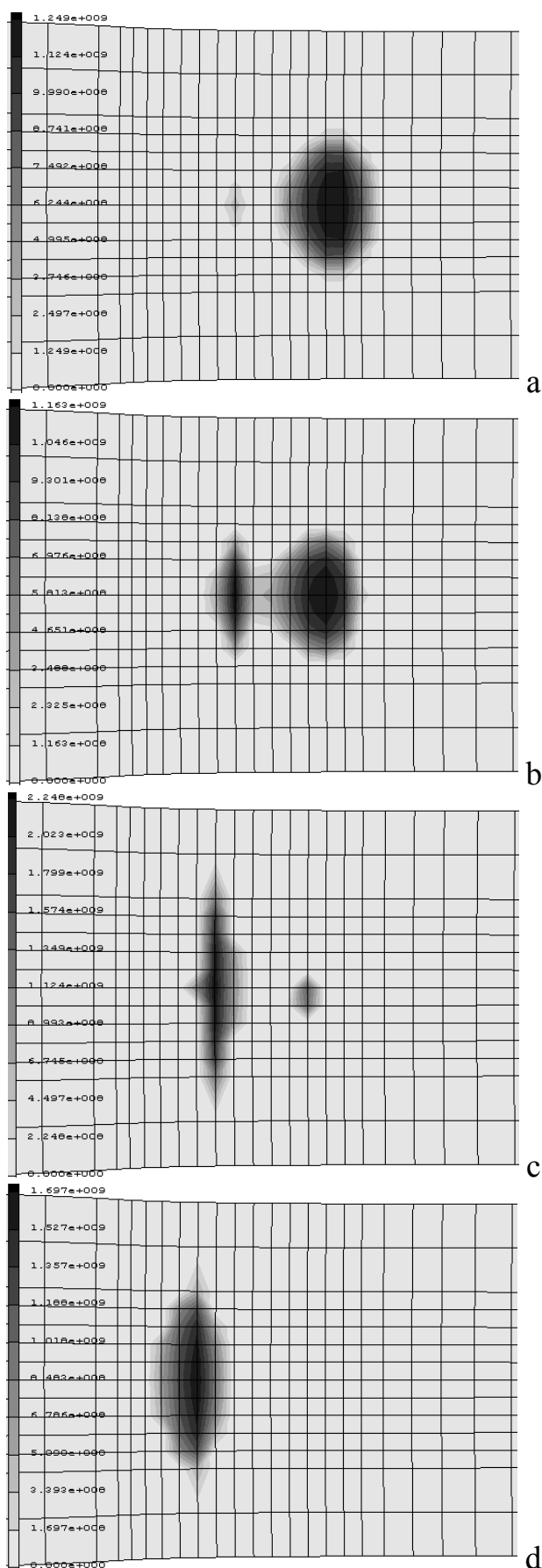


Рис. 6.13. Распределение нормальных контактных напряжений для контактной пары 2 (начало)

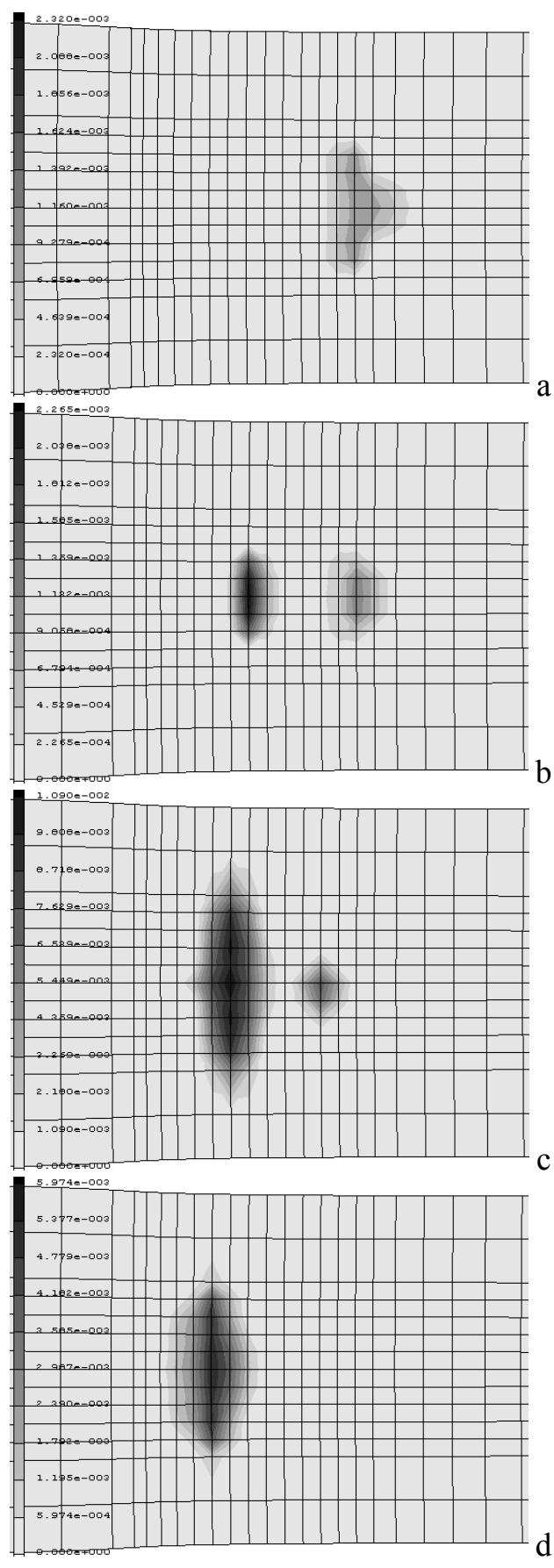


Рис. 6.14. Распределение эквивалентных пластических деформаций для контактной пары 2 (начало)

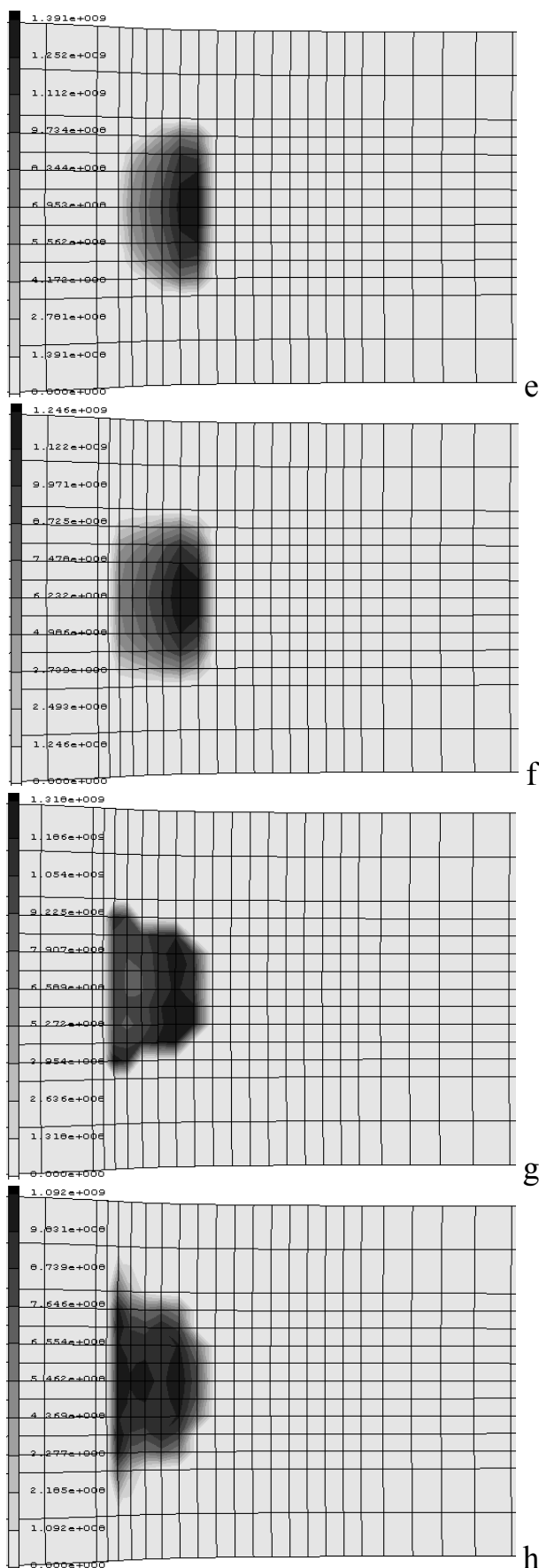


Рис. 6.13. Распределение нормальных контактных напряжений для контактной пары 2 (окончание)

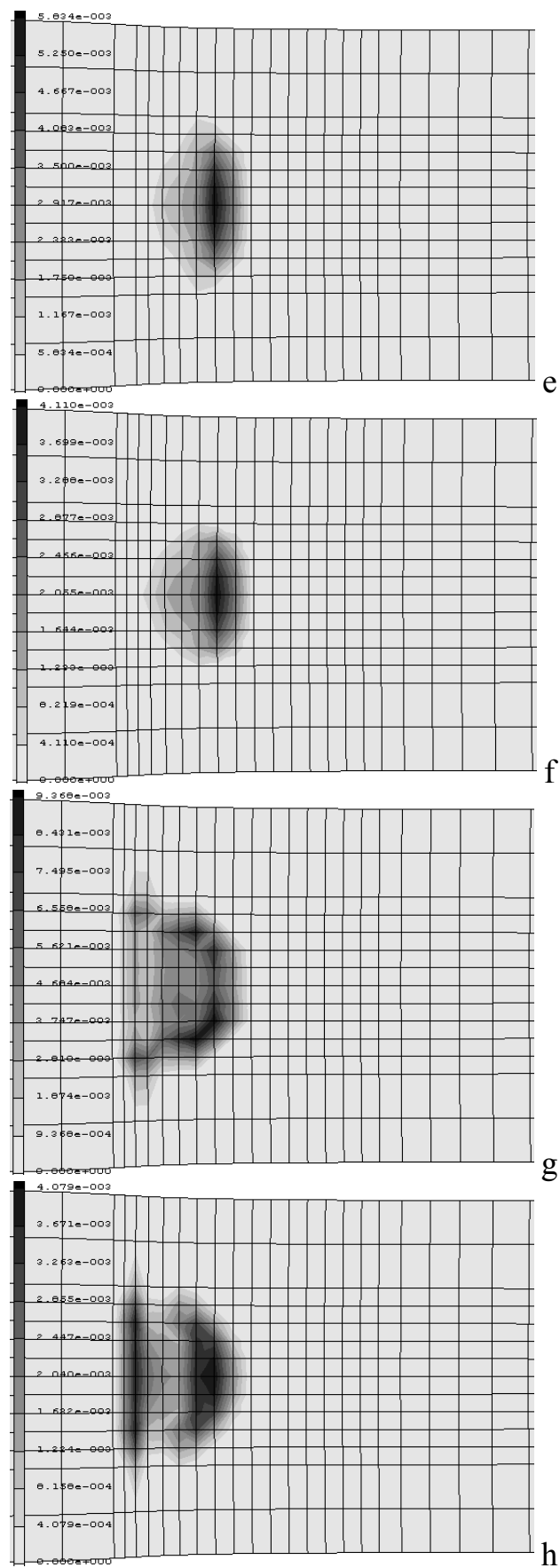


Рис. 6.14. Распределение эквивалентных пластических деформаций для контактной пары 2 (окончание)

Для большей простоты восприятия рисунка каждое следующее положение колесной пары показано ниже. Рассматривается 8 последовательных положений, поэтому вторая часть рисунка перенесена на следующую страницу. Аналогично рис. 6.4, 6.5 параллельно рассматриваются контактные напряжения (рис. 6.13) и эквивалентные пластические деформации, которые составили рис. 6.14, расположенный справа от рис. 6.13.

Итак, начинаем с положения контакта в предгребневой зоне, когда появляется вторая зона контакта. Этот случай возникает при действии боковой силы $T=14,3$ кН и соответствует рассмотренному ранее на рис. 6.11d. Действительно, на рис. 6.13a наряду с основной зоной контакта, которая по форме приближается к эллиптической, появляется еще одна зона контакта. При этом уровень контактных напряжений в основной зоне контакта относительно невелик (1250 МПа), но уже достаточен для того, чтобы возникали пластические деформации. В частности, на рис. 6.14a появляется зона пластических деформаций. Она имеет несколько необычную форму, весьма отличающуюся от формы соответствующей контактной зоны. Но в этом нет ничего удивительного, если внимательно присмотреться к раскраске рисунка. Если сравнить шкалу, определяющую уровни пластических деформаций в различных зонах, то мы увидим, что интенсивно черного цвета, соответствующего максимальным пластическим деформациям, достигающим для данного случая $2,32 \times 10^{-3}$, в распределении пластических деформаций на поверхности колеса нет. Тем не менее, это не означает, что такие зоны отсутствуют. Они есть, но находятся в подповерхностных слоях. Аналогичное явление мы уже рассматривали для контактной пары 1.

Следующая пара рисунков – рис. 6.13b и 6.14b. При дальнейшем поперечном смещении колесной пары боковая сила возрастает до величины 20 кН. Рис. 6.13b является аналогом рис. 6.11e. При этом происходит рост левой контактной зоны и уменьшение правой. В результате, как мы видим на рис. 6.13b, эти зоны сливаются. Площадь суммарной зоны контакта достаточно велика, что приводит к некоторому снижению уровня контактных напряжений до величины 1163 МПа. И

если напряженное состояние достаточно очевидно, поскольку полностью соответствует приближенному расчету, проведенному с использованием квазигерцевского подхода, то распределение пластических деформаций несколько необычно. В частности, появление второй (левой) контактной зоны приводит к тому, что максимум зоны пластического деформирования появляется на поверхности, причем именно в данной зоне контакта. Столь сложный характер пластического деформирования может быть более понятен, если рассмотреть поперечное сечение колеса и рельса (рис. 6.15).

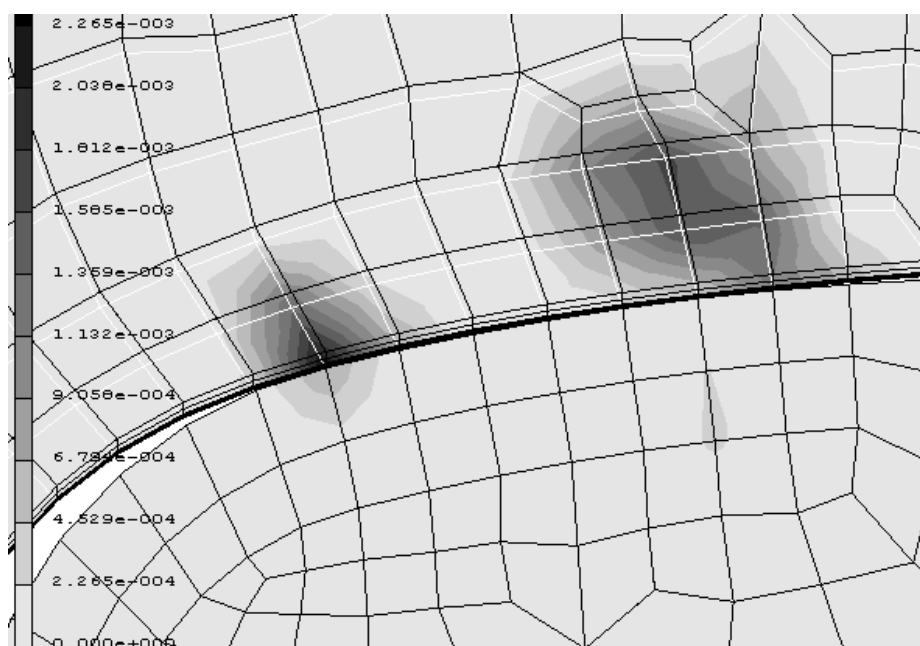


Рис. 6.15. Распределение эквивалентных пластических деформаций в сечении контактной пары 2 при действии боковой силы 20 кН

Приведенный рисунок достаточно наглядно показывает, что для данного положения существуют два очага пластической деформации. При этом правый находится в глубинных слоях колеса над правой контактной зоной. В то время как левый очаг находится непосредственно на поверхности соответствующей контактной зоны. Тем не менее, контактные напряжения для данного положения сравнительно невелики. Об этом можно судить, рассматривая пластические деформации рельса. Они уже начинают появляться, причем совершенно аналогично колесу, т.е. для правой зоны в глубине, а для левой зоны на поверхности рельса. Однако величина пластического формоизменения при этом по сравнению с колесом незначительна.

Следующее перемещение колесной пары и следующая пара рисунков – 6.13с, 6.14с. Боковая сила возрастает до 35 кН. Если сравнивать с квазигерцевским расчетом (рис. 6.11), то данный случай должен быть промежуточным между рис. 6.11f и 6.11g. Т.е. данный случай предшествует полному исчезновению правой зоны контакта. Именно это взаимное положение колеса и рельса для рассматриваемой пары профилей является наиболее критичным. В данном положении уже не стоит говорить об исчезающей правой зоне. При этом основная левая зона превращается в вытянутый эллипс с очень высоким уровнем напряжений, который достигает 2248 МПа. Такие напряжения провоцируют резкий рост пластического деформирования в указанной зоне. Эквивалентные деформации при этом возрастают почти в 4 раза, достигая величины $1,09 \times 10^{-2}$. В данном случае пластические деформации возникают и в рельсе. Это хорошо можно видеть на рис. 6.16, который показывает распределение пластических деформаций в поперечном сечении колеса и рельса. Вполне очевидно, что в процессе эксплуатации поверхности колеса и рельса в этой зоне будут быстро приработаны. Однако следует отметить, что при создании профилей взаимодействующей пары необходимо было бы указанную особенность контактного взаимодействия учесть, поскольку других зон, которые бы вызывали столь высокий уровень пластических деформаций, рассматриваемая пара не имеет.

Это доказывает уже следующее положение, которое рассматривается на рис. 6.13d, 6.14d. Эти рисунки соответствуют рассмотренному выше квазигерцевскому расчету для положения, показанного на рис. 6.11g. Т.е. остается одна зона контакта, по своей форме приближающаяся к вытянутому эллипсу. Сравнивая это положение с предыдущим, видим, что, несмотря на то, что остается только одна зона контакта, и боковое усилие возрастает до величины 57,5 кН, т.е. в 1,6 раза, при неизменной величине вертикального усилия, контактные напряжения уменьшаются в 1,3 раза до величины в 1697 МПа. Пластические деформации уменьшаются еще больше, в 1,8 раза, и равны для этого положения $5,97 \times 10^{-3}$.

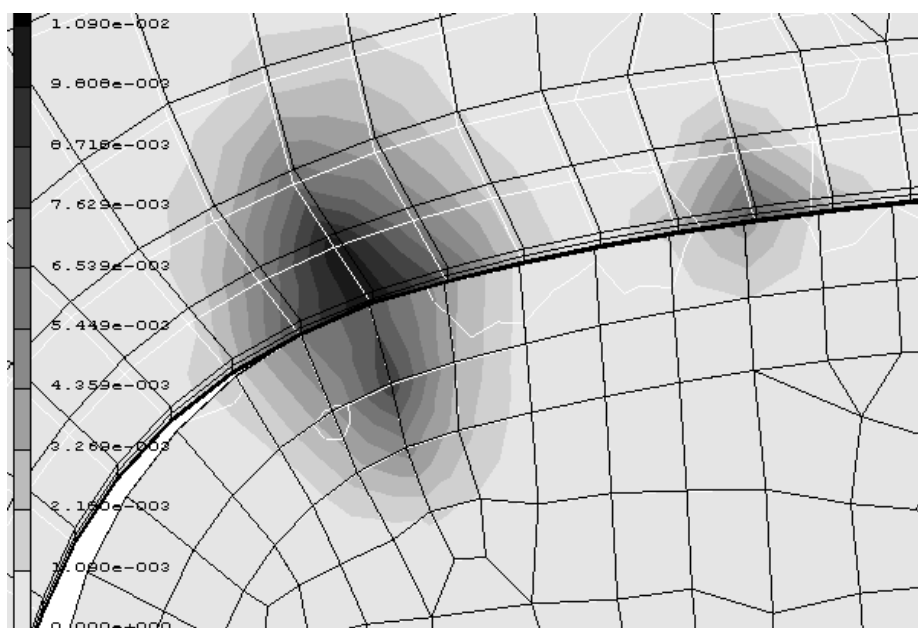


Рис. 6.16. Распределение эквивалентных пластических деформаций в наиболее проблематичном, с точки зрения пластического деформирования контактной пары 2, положении

Следующие четыре положения приведены на рис. 6.13e-h и 6.14e-h. Их тоже следовало бы сравнить с квазигерцевским расчетом. В частности, они должны были бы соответствовать рисункам 6.11h,i. Но сравнение здесь, к сожалению, не корректно. Это связано с существенно негерцевским характером контактного взаимодействия. На всех четырех рисунках 6.13e-h присутствует одна контактная зона. В двух последних случаях можно было бы говорить о слиянии двух контактных зон в одну. Но в любом случае, форма пятна контакта существенно отличается от эллиптической, имеющей место для герцевского контакта. Боковая сила для рассматриваемых случаев возрастает, принимая значения 85,3; 108; 143; 151 кН, соответственно. При этом вертикальная сила остается неизменной. Контактные напряжения для рассматриваемых случаев сравнительно невелики: 1391, 1246, 1318 и 1092 МПа, соответственно. Причиной этого является малое различие в локальных радиусах кривизн взаимодействующих поверхностей, что способствует образованию относительно больших по площади зон контакта и, соответственно, уменьшению контактных напряжений в этих зонах.

Исследование эквивалентных пластических деформаций для рассматриваемых случаев контактного взаимодействия (рис. 6.14e-h) также показывает, что

пластические деформации для данных положений невелики: $5,834 \times 10^{-3}$; $4,11 \times 10^{-3}$; $9,368 \times 10^{-3}$ и $4,079 \times 10^{-3}$, соответственно. При этом следует заметить, что кажущаяся достаточно простой для понимания зависимость между величиной максимальных контактных напряжений и уровнем пластических деформаций является не столь однозначной. Конечно, можно говорить о корреляции этих функциональных зависимостей. Но в отдельных случаях она дает сбой. Например, в случае контакта рис. 6.13e и 6.13g максимальные контактные напряжения практически равны. Пластические же деформации в данных случаях (рис. 6.14e и 6.14g) отличаются в 1,6 раза. Из всех четырех последних случаев деформирования положение, соответствующее рис. 6.14g, представляется наиболее критическим. Тем не менее, это не так. Убедиться в этом позволяет рис. 6.17, показывающий распределение эквивалентных пластических деформаций в сечении колеса и рельса для данного положения.

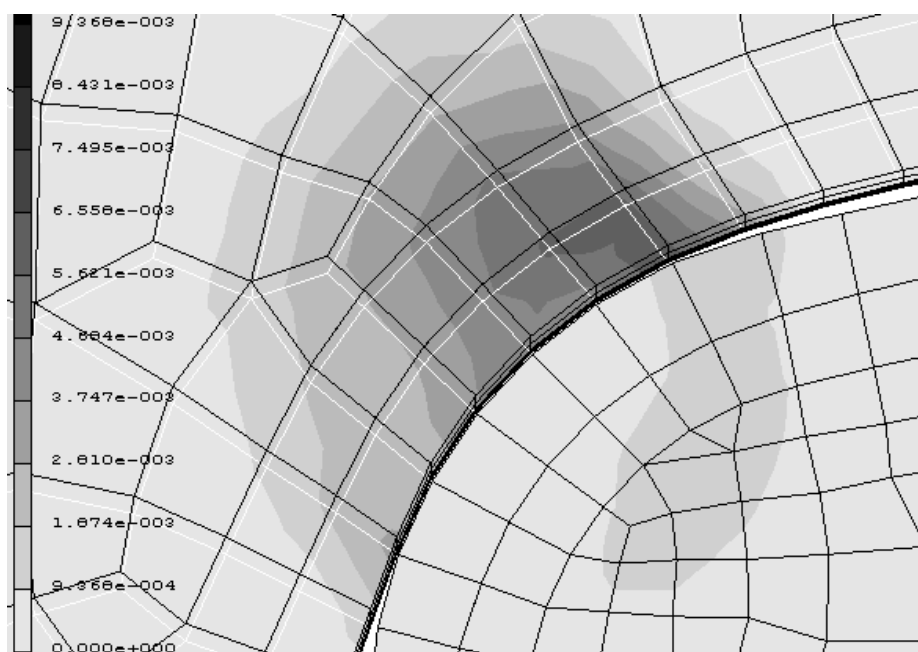


Рис. 6.17. Распределение эквивалентных пластических деформаций для случая гребневого контакта пары 2

Как видим, присутствует обширная зона пластического деформирования в зоне выкружки колеса. Очаг максимальных деформаций находится в глубине под контактной поверхностью, но также частично выходит на поверхность контакта. Зарождается еще один очаг пластического деформирования ближе к вершине

гребня. При дальнейшем увеличении боковой силы будет происходить перераспределение деформаций между этими очагами. Тем не менее, пластическое деформирование рельса очень незначительно по сравнению с деформациями колеса. Т.е. как уже говорилось выше, только одно из относительных положений колеса и рельса является критическим, но вследствие приработки поверхностей пластические деформации в указанной критической зоне значительно снижаются без существенного пластического формоизменения взаимодействующих поверхностей.

Рассмотренный процесс контактного взаимодействия для контактной пары 2 показывает, что в силу сложной конструкции взаимодействующих профилей неоднократно появляется двухзонный контакт. При этом отдельные зоны такого контакта могут исчезать или сливаться в одну зону. Поэтому в отличие от предыдущей пары (рис. 6.6) невозможно выделить отдельно напряжения в центральной зоне контакта и напряжения в гребневой зоне. Показанная на рис. 6.18 зависимость величины максимальных контактных напряжений в гребневой зоне учитывает глобальный максимум напряжений вне зависимости от того, имеет место одностроновый или двухзонный контакт.

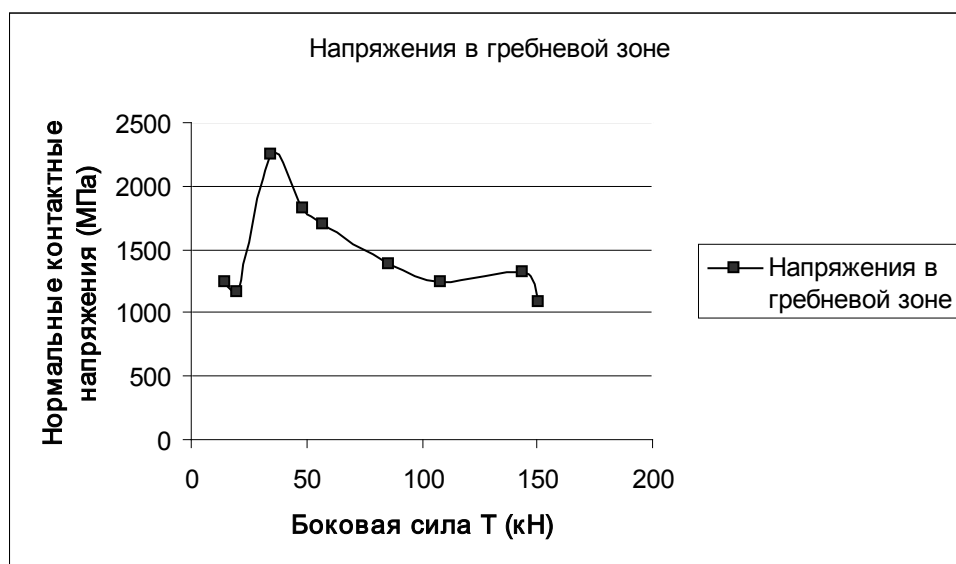


Рис. 6.18. Зависимость нормальных контактных напряжений от боковой силы (конт. пара 2)

На приведенном рисунке отчетливо виден пик контактных напряжений, который имеет место при контактном взаимодействии колеса и рельса в зоне выкружки. Причина такого резкого возрастания напряжений отмечалась выше, тем

не менее, следует еще раз отметить, что, несмотря на то, что при этом возникают пластические деформации и происходит пластическое формоизменение взаимодействующих поверхностей колеса и рельса, такие деформации не приводят к подрезу гребня.

График зависимости эквивалентных пластических деформаций от величины боковой силы имеет еще более сложный характер (рис. 6.19). Анализируя его в сравнении с аналогичным графиком для контактной пары 1 (рис. 6.7) следует отметить отсутствие явной тенденции роста пластических деформаций с возрастанием величины боковой силы.

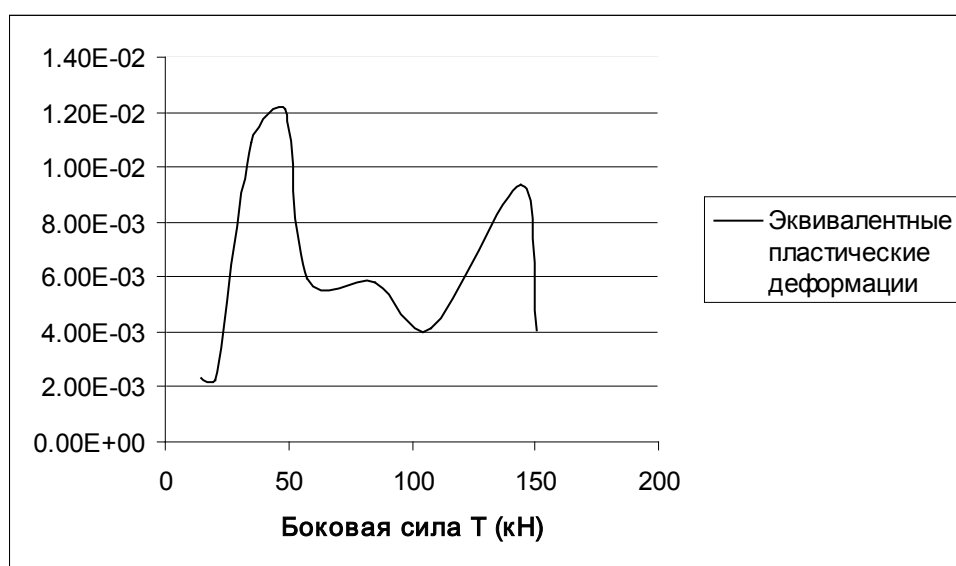


Рис. 6.19. Зависимость эквивалентных пластических деформаций от боковой силы (конт. пара 2)

Если теперь сравнивать две рассматриваемые контактные пары, то следует отметить, что как первая, так и вторая далеки от совершенства. Как в первом, так и во втором случае присутствуют достаточно высокие уровни контактных напряжений, что приводит к возникновению пластических деформаций. Тем не менее, контактная пара 2 менее критична в плане возникновения подреза гребня, чему очень подвержена пара 1. Пластические деформации для пары 2 приводят к быстрой приработке взаимодействующих поверхностей, и дальнейшее развитие пластических зон прекращается. Так что с точки зрения механики контактного взаимодействия предпочтение следовало бы отдать контактной паре 2.

7. КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПРИ НЕНУЛЕВЫХ УГЛАХ НАБЕГАНИЯ

В предыдущих частях рассматривалось контактное взаимодействие колес и рельсов при нулевых углах набегания. Известно, что такой вид взаимодействия происходит сравнительно редко. Чаще всего в проекции на «горизонтальную» плоскость угол между осью вращения колесной пары и осевой линией рельсовой колеи отличается от 90° , что свидетельствует о наличии угла набегания, отличного от нуля. Очевидно, что угол набегания обычно достаточно мал, т.е. не превышает 1° . Его величина зависит от состояния, как пути, так и колесных пар. При наличии большого уширения пути, изношенных гребней колес и других неблагоприятных факторов, угол набегания может быть равным 2° и даже больше. Очевидно, чем больше угол набегания, тем больше вероятность схода подвижного состава. Но данное обстоятельство является предметом рассмотрения других дисциплин. Нас же будет интересовать только влияние увеличения угла набегания на контактное взаимодействие колеса и рельса.

Большая часть программ, разработанных для исследования динамики движения подвижного состава, не позволяет проанализировать положение зон контакта при ненулевых углах набегания. О положении зон контакта можно судить по расположению колесной пары относительно колеи. Например, на рис. 7.1 показан пример расчета тестового четырехосного пассажирского вагона, который со скоростью 20 м/с движется по пути протяженностью 500 метров, состоящему из двух равных по длине участков: первый из которых – правая кривая радиусом 5000 м, т.е. почти прямой участок пути, а второй – левая кривая радиусом 400 м. Профили колеса и рельса заданы в соответствии с европейскими стандартами.

Как видим из приведенного графика поперечных перемещений на прямом участке пути, колесная пара может иметь достаточно большие смещения в поперечном направлении вплоть до контакта в гребневой области. При входе в кривую (вторая часть графика) под действием центробежной силы колесная пара прижимается гребнем к боковой поверхности рельса, совершая относительно небольшие поперечные перемещения. Аналогичный график может быть получен для углово-

го перемещения колесной пары. Таким образом, моделируя движение подвижного состава можно судить о том, какое положение будет занимать колесная пара в каждый момент времени, и далее, решая контактную задачу механики деформируемого твердого тела, можно определить расположение контактных зон и напряженно-деформированное состояние элементов пары трения.

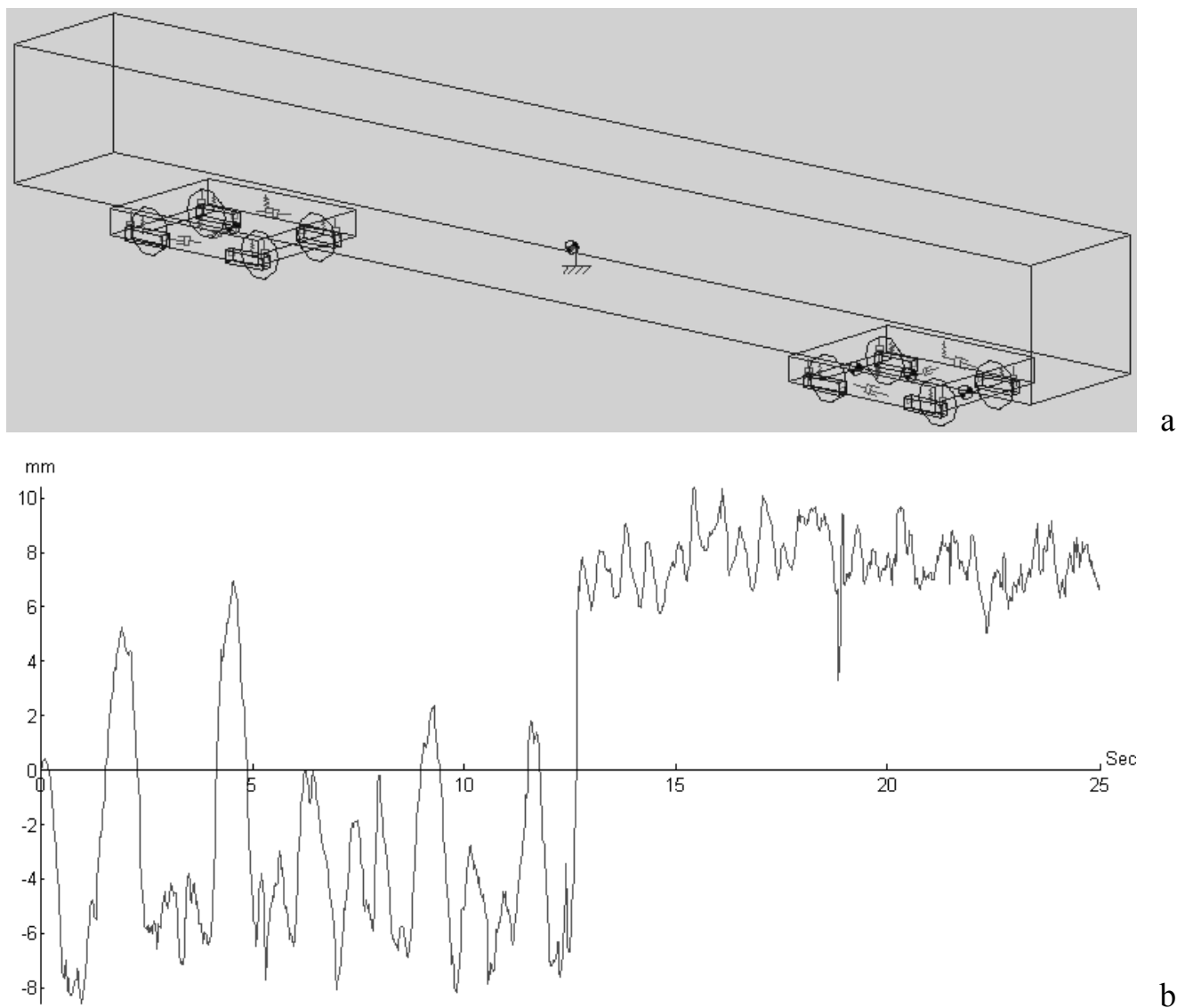


Рис. 7.1. Расчет тестового четырехосного пассажирского вагона, выполненный с помощью программы VAMPIRE: а) модель вагона; б) поперечные перемещения первой колесной пары относительно колеи

На рис. 7.2 показано моделирование расположения колесных пар в кривой, полученное при помощи ADAMS/Rail. В частности, рассматривается стандартная тестовая модель вагона Manchester Benchmark 1. Об этой тестовой модели следует сказать особо. В 1998 году группа ученых и разработчиков программного обеспе-

чения договорилась разработать модели вагонов, а также пути, на которых потом тестировать свое программное обеспечение. Такие модели были опубликованы в работе [68], а результаты тестирования в [57].

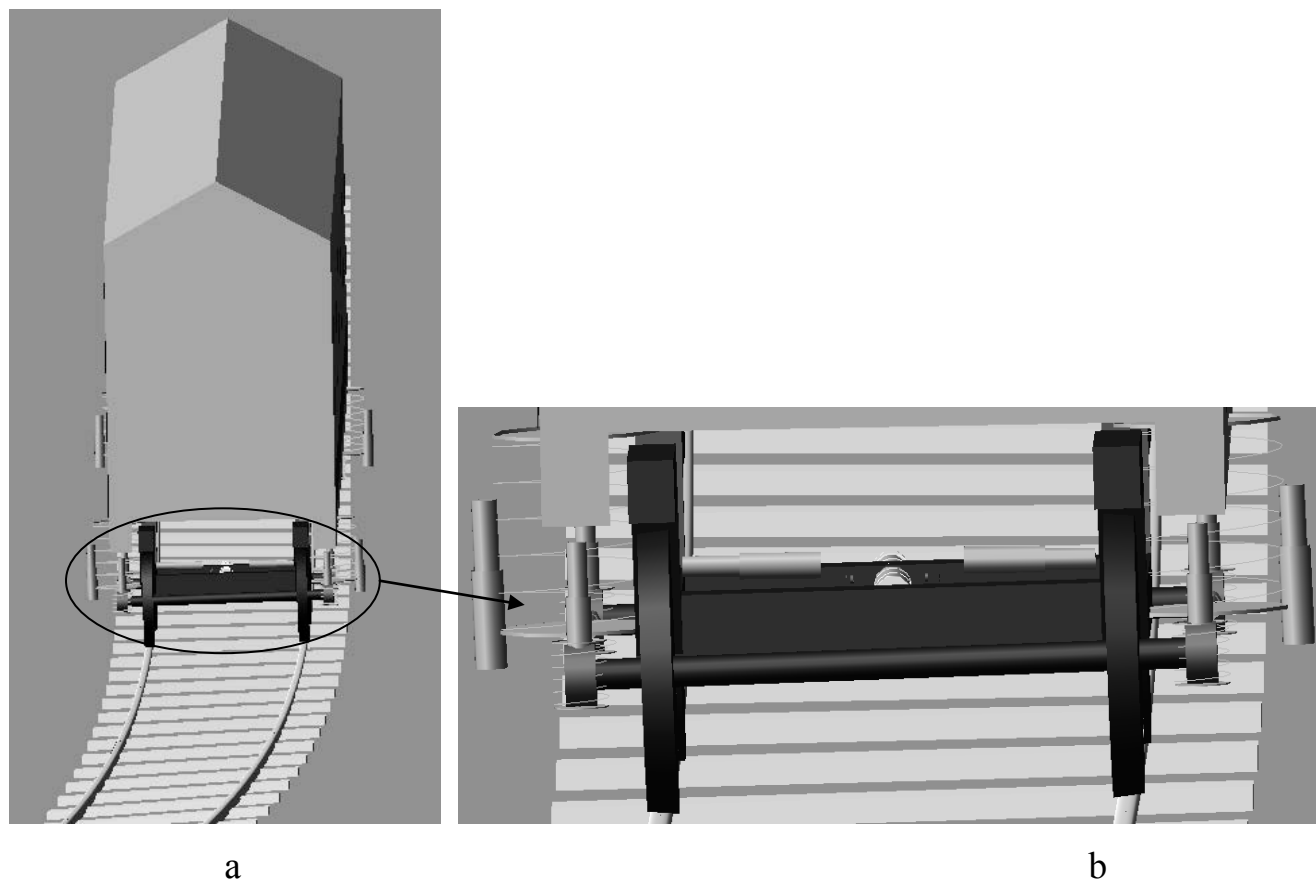


Рис. 7.2. Моделирование входа вагона в переходную кривую в программе ADAMS/Rail

В качестве примера был проведен расчет тестового пути, содержащего несколько участков различной кривизны. При этом координата s , отсчитываемая вдоль осевой линии пути, изменялась соответственно: $0 < s \leq 50$ м на прямом участке пути; $50 < s \leq 100$ м на переходной кривой; $100 < s \leq 400$ м на кривой постоянного радиуса $R = 320$ м.

Рис. 7.2 представляет собой стоп кадр в момент входа вагона в переходную кривую. Моделируется движение вагона со скоростью 20 м/с и как бы на читателя, соответственно, правое на рисунке колесо движется по наружной рельсовой нити, левое – по внутренней. Таким образом, колесная пара имеет смещение от осевой линии колеи вправо. Несмотря на то, что правая часть рисунка дает увеличенное изображение первой колесной пары, сложно заметить ее перемещение в

поперечном направлении относительно рельсовой колеи. Очевидно, что можно было бы просто привести соответствующие графики поперечных перемещений, но это не было бы наглядно. Представляется более целесообразным посмотреть на вагон снизу, тем более что программа ADAMS/Rail предоставляет такие возможности визуализации.

В средней части рисунка 7.3 показан вид снизу первой тележки исследуемого вагона. Таким образом, рассматривается тот же случай, что и на рис. 7.2. Для наглядности показана только тележка, т.е. кузов вагона не изображен. Первая колесная пара, рассматриваемая на рис. 7.2, является правой на рис. 7.3. При этом ее колесо, показанное на рисунке сверху, движется по внутренней рельсовой нити, а колесо, показанное снизу – по наружной. Указанные колеса выделены на верхней и нижней части рис. 7.3 в увеличенном масштабе, при этом рама тележки не показана, с тем, чтобы не усложнять изображение. Рис. 7.3 достаточно наглядно показывает, что колесная пара смещена относительно осевой линии рельсовой колеи. При этом ее колесо, движущееся по наружной рельсовой нити, препятствует такому смещению, упираясь гребнем в боковую поверхность рельса. Здесь читатель вполне правомерно может упрекнуть автора в том, что на показанном рисунке нет гребня. Отсутствие гребня на рисунке обусловлено тем, что в ADAMS/Rail применяется упрощенное изображение колеса при визуализации с тем, чтобы сократить время, необходимое на прорисовку модели при анимации ее движения. Этим обусловлено упрощенное изображение кузова вагона на рис. 7.2, с этой же целью рабочая поверхность колеса заменяется конической. Но это относится только к изображению такой поверхности. Ее реальный профиль задается таблично.

Более существенным является не это несоответствие изображаемого профиля колеса его реальному профилю, поскольку расчет его учитывает, но тот факт, что на рисунке сложно рассмотреть имеющий место ненулевой угол набегания, а также расположение контактных зон.

В отдельных случаях визуализация возможна, например, в UM (Universal Mechanism) или MEDYNA, но только в вертикальном сечении. Например, на рис. 7.4 показано изменение конфигурации контактных зон согласно [63].

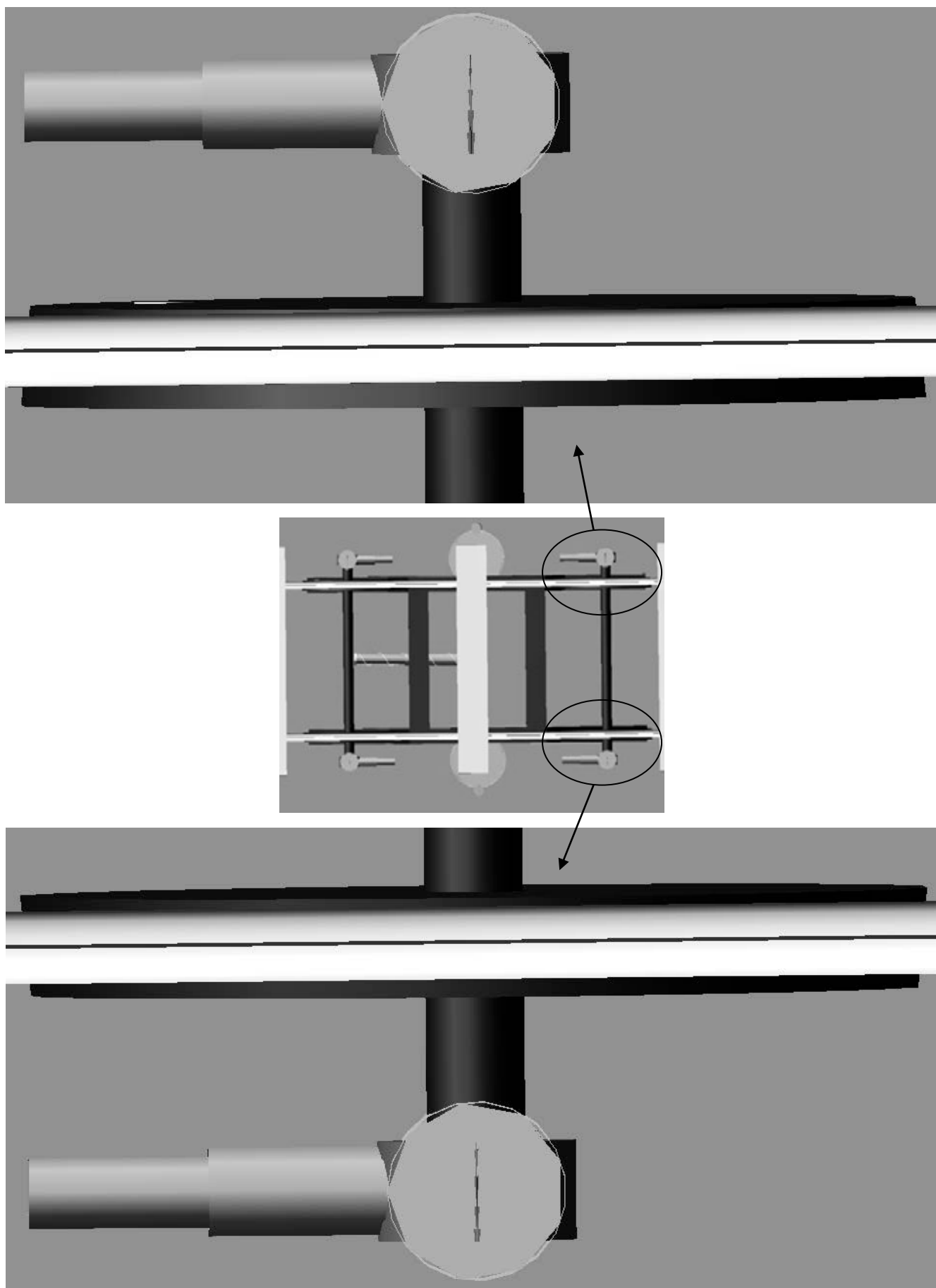


Рис. 7.3. Поперечное смещение колесной пары относительно колеи при входе в переходную кривую

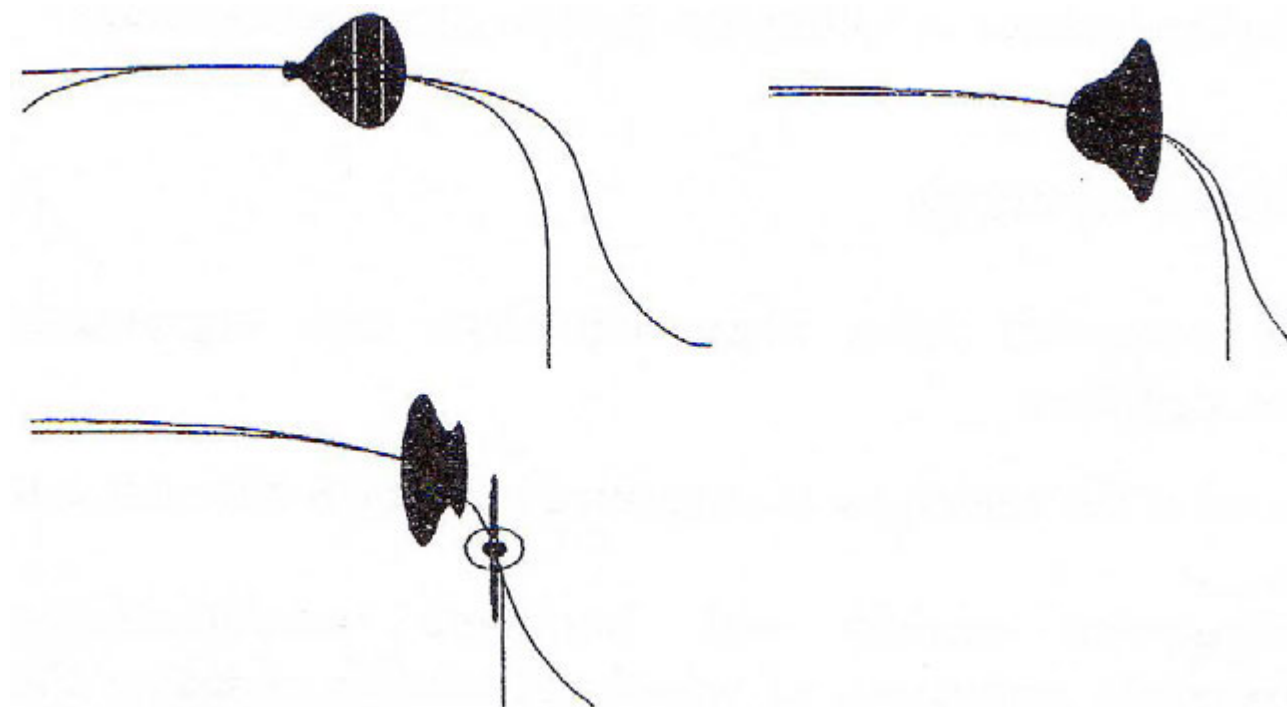


Рис. 7.4. Моделирование контактного взаимодействия при помощи модифицированного алгоритма FASTSIM в программе MEDYNA [63]

В этой работе для моделирования контактного взаимодействия был применен модифицированный алгоритм FASTSIM, описанный в [75]. Отметим, что это не единственный возможный алгоритм решения задачи контактного взаимодействия. В настоящее время наиболее часто используются при моделировании контактного взаимодействия алгоритмы, основанные на теории Калкера в ее полном или упрощенном варианте [61, 62]. В частности, последний алгоритм, называемый FASTSIM, был использован в работе [91] для исследования прохождения колесной парой стрелочного перевода. При этом основной программой, в которой моделировалась динамика движения экипажа, был пакет SIMPACK.

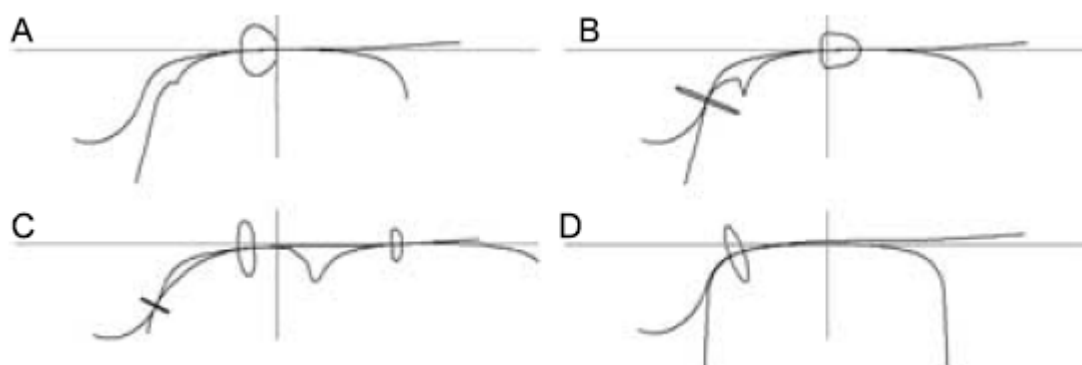


Рис. 7.5. Моделирование расположения контактных зон при прохождении стрелочного перевода согласно работе [91]

Преимуществом рассмотренных подходов является то, что с их помощью уже возможно рассматривать негерцевский контакт. Приведенные на рисунках неэллиптические зоны контакта наглядно свидетельствуют об этом. Тем не менее, эти подходы недостаточно адекватно отражают картину контактного взаимодействия. В частности, не учитываются пластические деформации взаимодействующих тел, которые, как видно из приведенных выше исследований, существенно влияют на процесс деформирования и износа взаимодействующих поверхностей.

Еще одним достаточно существенным фактором контактного взаимодействия является трехмерный характер распределения контактных зон. В большинстве приведенных работ допускается, что контактных зон для одной пары колесо – рельс может быть несколько, например, две. При этом центры контактных зон должны находиться в одной плоскости вертикального сечения. Однако известно, что при наличии двухточечного контакта гребневая контактная зона «забегает» вперед относительно центральной зоны контакта. Приведенный ниже рис. 7.6 наглядно показывает это явление.

В своей ранней работе [74] проф. Пиотровский допускал забегание гребневой контактной зоны. Но в дальнейшем при разработке программ моделирования движения подвижного состава, в частности, MEDYNA, эти идеи не были полностью реализованы.

Разработанный автором квазигерцевский подход, описанный в предыдущей главе, позволил моделировать контактное взаимодействие колеса и рельса при наличии двухточечного контакта при ненулевых углах набегания. Например, на рис. 7.7 показаны распределения контактных зон при взаимодействии контактной пары 1 при наличии угла набегания $0,5^\circ$, также для сравнения на рис. 7.8 рассмотрен вдвое больший угол набегания, равный 1° . Как показывает сравнение рисунков, при ненулевых углах набегания для контактной пары 1 сохраняется та же самая тенденция, которая была описана в предыдущей главе. Т.е. центральная зона контакта, которая по своей форме близка к кругу, при поперечном смещении колесной пары не изменяет своего положения относительно рельса. Более того, ее размер остается практически неизменным до момента образования гребневой

контактной зоны. Последняя по своей форме представляет вытянутый эллипс. С момента появления указанной зоны боковая сила, действующая на колесо, резко возрастает. При этом происходит резкий рост гребневой контактной зоны и постепенное уменьшение величины центральной зоны вплоть до полного ее исчезновения, т.е. гребневой контакт становится одноточечным. Такая форма контакта может предшествовать сходу колесной пары, что, очевидно, является недопустимым.

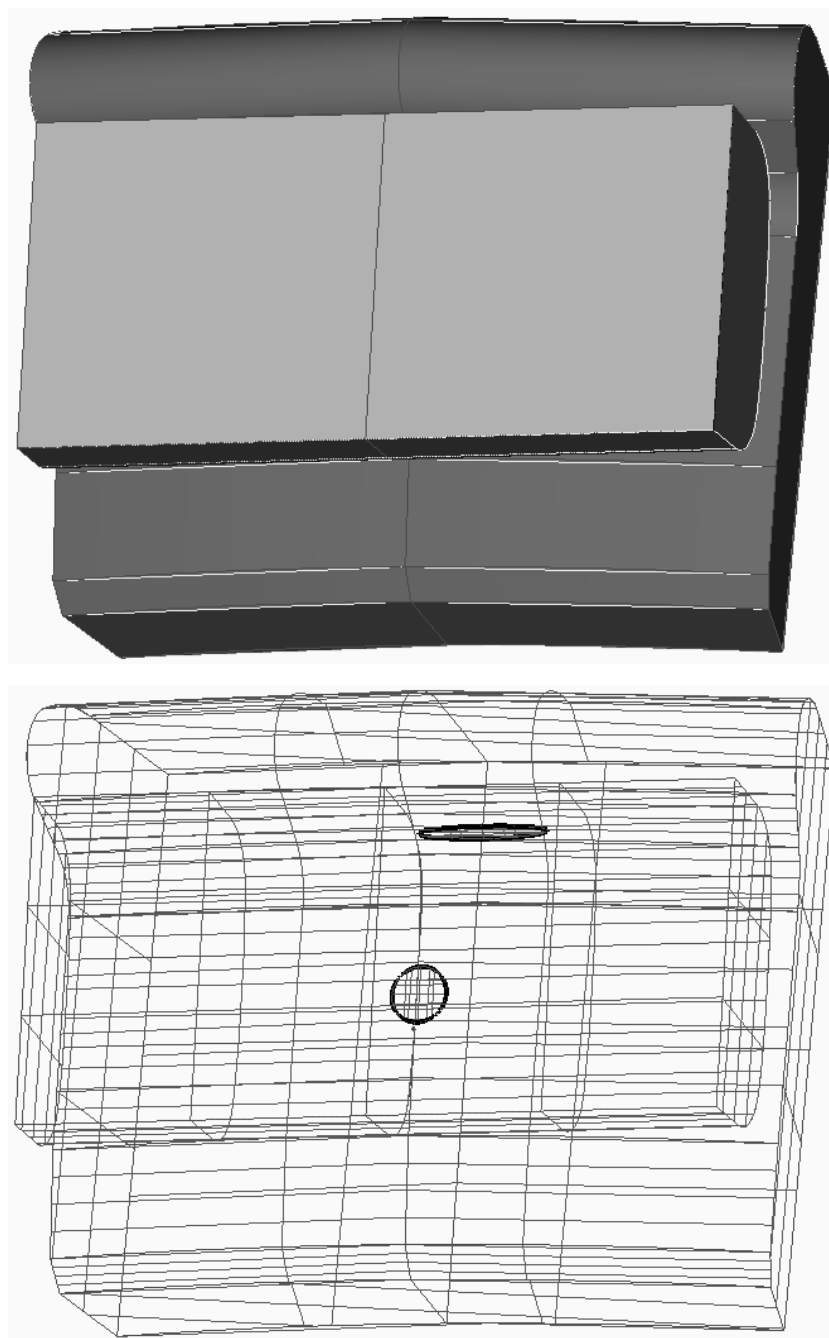


Рис. 7.6. Визуализация явления забегания гребневой контактной зоны при ненулевых углах набегания

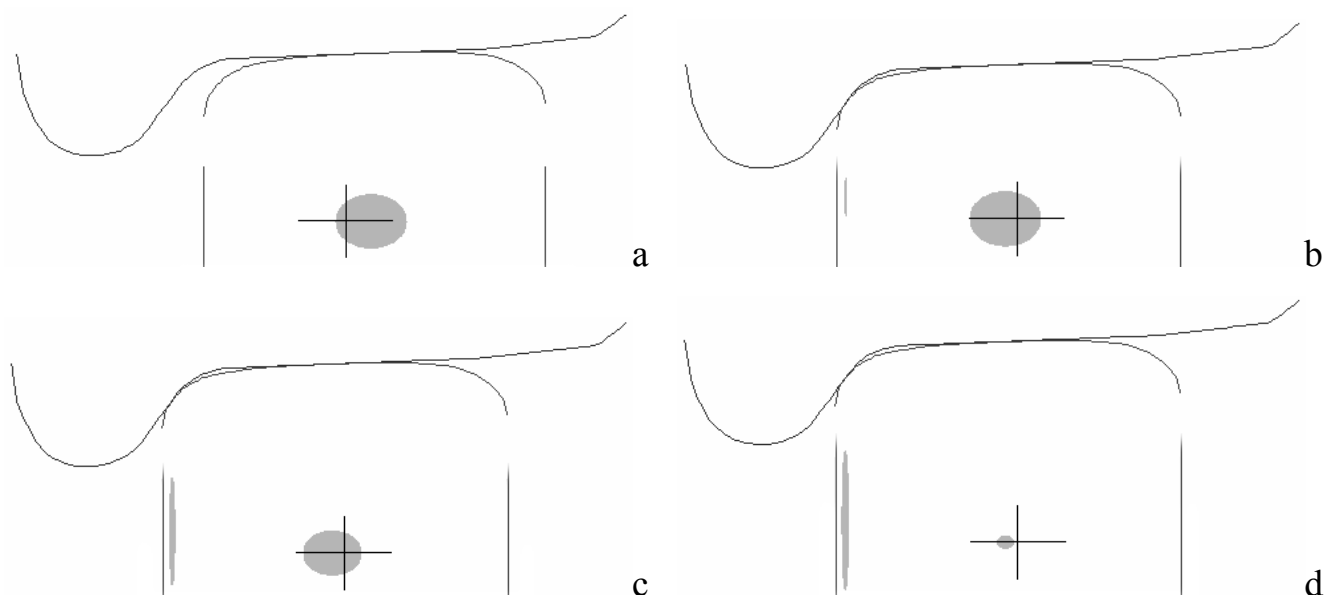


Рис. 7.7. Распределения контактных зон при поперечном смещении колесной пары, определенные при помощи квазигерцевского подхода для поперечного смещения 0; 7,94 мм; 8,0 мм и 8,04 мм, соответственно (контактная пара 1, величина угла набегания $0,5^\circ$)

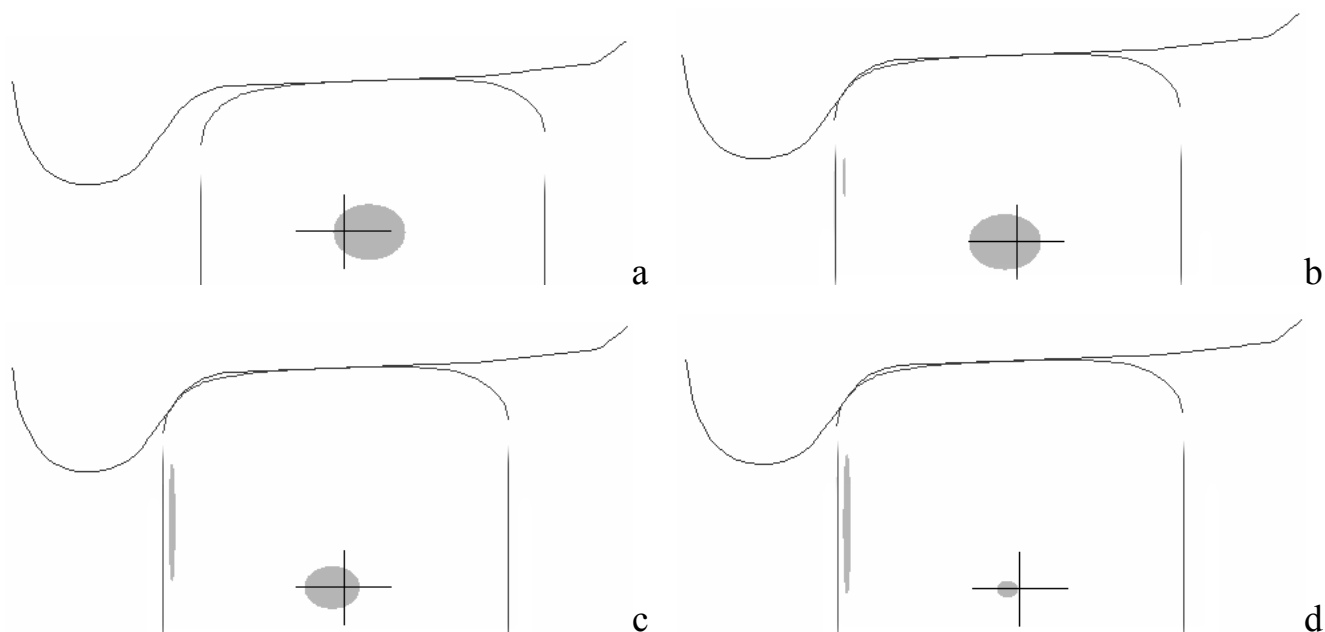


Рис. 7.8. Распределения контактных зон при поперечном смещении колесной пары, определенные при помощи квазигерцевского подхода для поперечного смещения 0; 7,93 мм; 8,0 мм и 8,055 мм, соответственно (контактная пара 1, величина угла набегания 1°)

Сравнение рисунков 7.7 и 7.8, а также рисунка 6.5 для нулевого угла набегания показывает, что они являются практически идентичными. Т.е. процесс контактного взаимодействия не очень существенно зависит от величины угла набегания. При больших углах набегания несколько расширяется диапазон смещения

колесной пары, при котором существует двухточечный контакт. В частности, для угла набегания равного $0,5^\circ$ такой диапазон смещений находится от 7,94 до 8,04 мм. Для угла набегания равного 1° вторая контактная зона появляется несколько ранее, при смещении колесной пары 7,93 мм, и центральная контактная зона исчезает несколько позднее, при смещении 8,055 мм. Но вполне очевидно, что такие различия являются несущественными. Значительно более существенным является сама величина забега. С ростом величины угла набегания размер забега, т.е. опережения или отставания (для отрицательных углов набегания), гребневой зоны нарастает непропорционально росту угла. В частности, рассчитано, что для угла набегания равного $0,5^\circ$ забег гребневой зоны составляет 5,96 мм, в то время как для угла набегания 1° забег равен 17,58 мм. Это достаточно четко видно на приведенных рисунках. Например, если рассмотреть для всех трех рисунков 6.5, 7.7 и 7.8 третий (т.е. «с»), при одинаковом поперечном смещении колесной пары, равном 8 мм, забег для гребневой зоны на рис. 7.7с по сравнению с 6.5с относительно невелик и им можно было бы пренебречь. Однако на рис. 7.8с забег весьма существенный, что, конечно, влияет на распределение напряжений в приконтактной зоне. Таким образом, можно сделать вывод, что для углов набегания менее 1° забег гребневой зоны невелик и им можно пренебречь. Для углов набегания, превышающих 1° , величина забега гребневой зоны является существенной, и этот случай следует рассмотреть отдельно при помощи МКЭ.

Методику расчета контактных напряжений, разработанную в предыдущих главах, с успехом применили и в этот раз. Проблемы возникли только при согласовании КЭ сеток колеса и рельса при относительно больших углах набегания. В этом случае также помогло квазигерцевское решение. С его помощью было определено расположение начальных точек центральной зоны контакта. С целью согласования КЭ сеток колеса и рельса при ненулевых углах набегания была разработана методика и соответствующая вычислительная программа. На рис. 7.9а показана КЭ дискретизация рельса для нулевого угла набегания при наличии двухточечного контакта. В соответствии с описанной выше методикой определялись исходные точки возможного контакта, в частности, в центральной и гребневой

зонах. В результате применения квазигерцевского решения были найдены полуоси контактных эллипсов для центральной и гребневой зон. В соответствии с этим генерировались КЭ сетки колеса и рельса, причем КЭ сетки, созданные в зонах возможного контакта на рабочих поверхностях колес и рельсов были согласованными. При этом учитывалась форма будущих контактных зон. КЭ сетки в поперечном сечении рельса и радиальном сечении колеса для гребневой зоны создавались более густыми, чем для центральной зоны контакта и тем более для зон, которые не находятся в контакте. Система координат, выбранная в задаче, привязана к исходной точке контакта в центральной зоне.

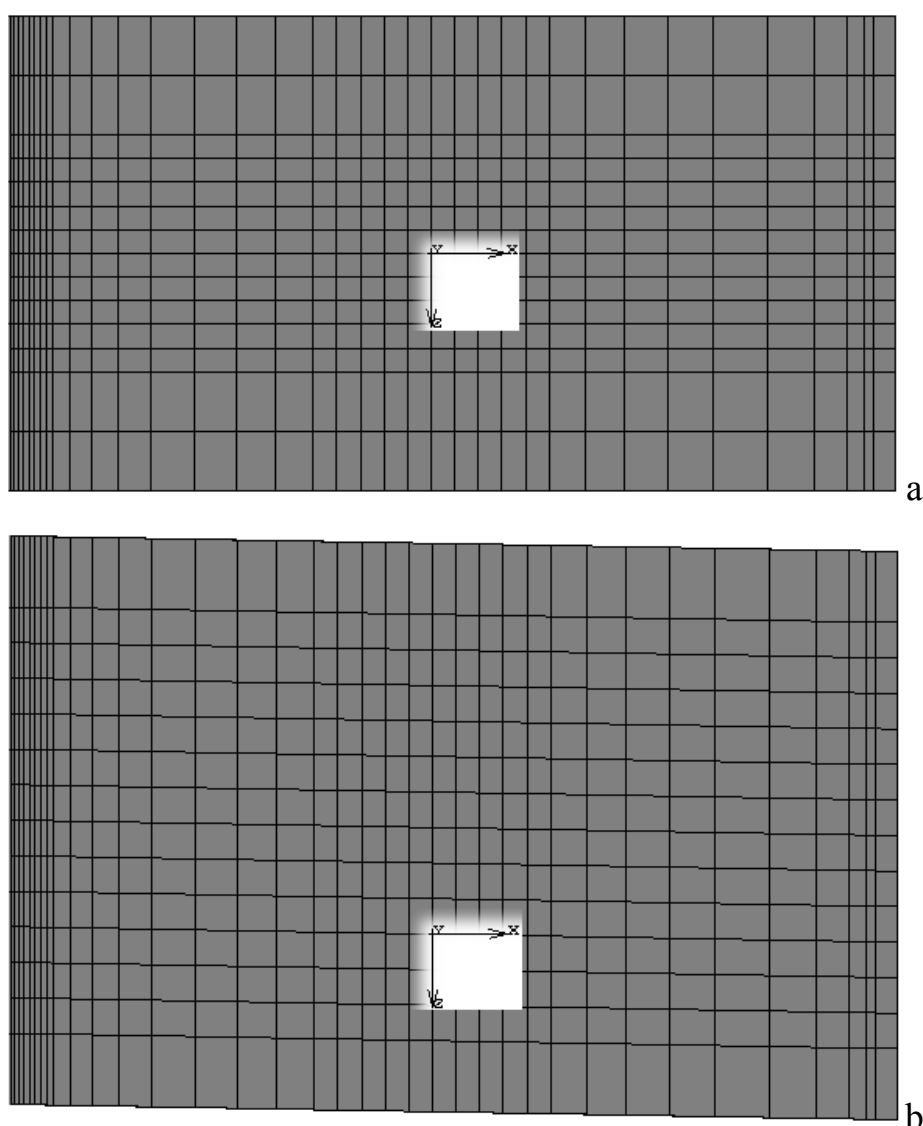


Рис. 7.9. Сравнение генерируемых КЭ сеток рельса в случае решения задачи с нулевым (а) и ненулевым (b) углами набегания

Если посмотреть на КЭ сетки колеса и рельса, то легко видеть, что для задачи с нулевым углом набегания они являются симметричными относительно плоскости XOY . Однако при наличии ненулевого угла набегания задача перестает быть симметричной относительно указанной плоскости. При этом в связи с забеганием гребневой зоны целесообразно КЭ сетки колеса и рельса создавать несимметричными относительно плоскости XOY . При этом если посмотреть на КЭ сетку рельса (рис. 7.9b), следует отметить, что в верхней части, выше плоскости XOY , создается больше конечных элементов, а количество элементов ниже плоскости XOY , соответственно, сокращается.

Наиболее сложной является задача согласования КЭ сеток. Была применена следующая процедура. Сначала КЭ сетки колеса и рельса создавались так же, как и для случая нулевого угла набегания, с той лишь разницей, что КЭ сетки и колеса, и рельса являлись несимметричными относительно плоскости XOY . Далее происходил поворот всей КЭ сетки колеса относительно оси OY на угол набегания. Такая процедура осуществляется с помощью стандартных препроцессоров, например, FEMAP или MENTAT. Следующая операция была достаточно специфической. Преобразование КЭ сетки рельса реализовано поворотом каждого сечения (узловое слоя) параллельного плоскости XOY на угол равный углу набегания, причем координата X узлов, в отличие от координаты Y , оставалась неизменной. Эту трансформацию сетки иллюстрирует рис. 7.10.

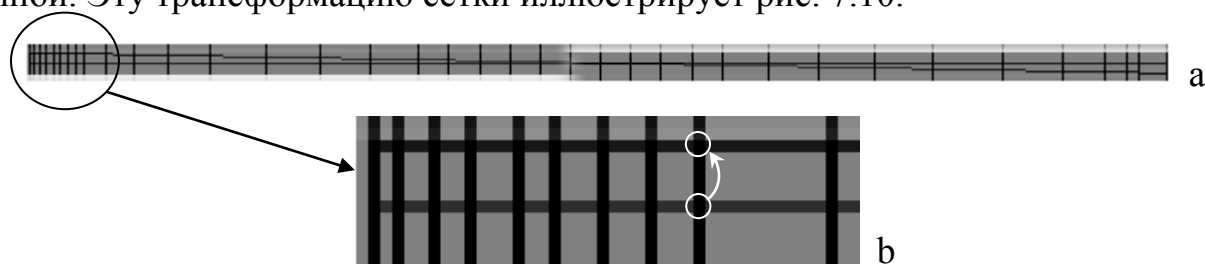


Рис. 7.10. Преобразование КЭ сетки рельса для решения задачи с ненулевым углом набегания

Преобразованная КЭ сетка на рис. 7.9b получена с использованием описанного алгоритма. Реализован данный алгоритм был следующим образом. Сформированная вначале КЭ сетка задачи записывалась в виде NEU (нейтрального) файла, имеющего текстовый формат. Данный файл являлся исходным для написанно-

го на FORTRAN модуля, осуществлявшего трансформацию КЭ сетки рельса. Преобразованная КЭ сетка снова записывалась в виде NEU файла, который импортировался препроцессором. Очевидно, что предварительное позиционирование колеса и рельса осуществлялось заранее. В дальнейшем могут задаваться условия нагружения, в т.ч. в перемещениях.

На рис. 7.11 приведено сравнение решений задачи взаимодействия контактной пары 1 с нулевым углом набегания и углом набегания, равным 1° .

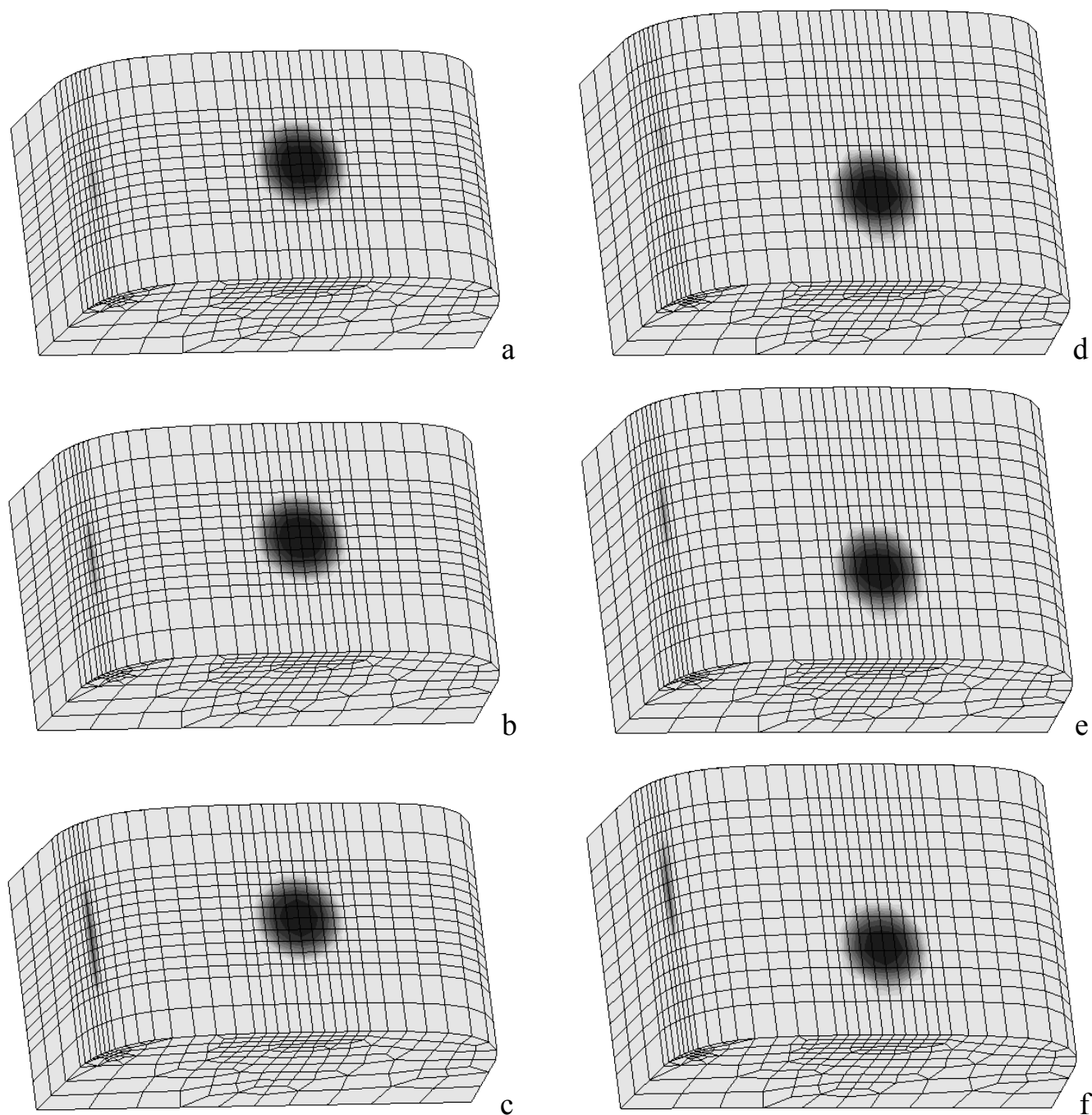


Рис. 7.11. Сравнение решений контактной задачи для пары 1 при наличии нулевого угла набегания (a,b,c) и угла набегания равного 1° (d,e,f)

На рис. 7.11 рассмотрен процесс контактного взаимодействия при постоянной вертикальной силе, значение которой равно 125 кН, и боковой силе, величина которой возрастает ступенчато: 12 кН, 18 кН, 30 кН. Сравнение величины контактных зон и распределения контактных напряжений в них показывает, что угол набегания оказывает влияние только на расположение контактных зон, но не на характер распределения контактных напряжений или характер пластического деформирования в приконтактных областях.

На что еще влияет величина забега при больших углах набегания? Вполне очевидно, что при достаточно удаленных друг от друга контактных зонах, случай контактной пары 1, локальные радиусы контактных точек поверхности колеса существенно отличаются, что приводит к различию скоростей этих точек, и, следовательно, к относительному проскальзыванию поверхностей. Чаще всего это явление происходит в гребневой зоне и служит дополнительной причиной износа гребней. Для контактной пары 2 при двухточечном контакте в гребневой зоне локальные радиусы контактных точек отличаются значительно меньше. Можно при этом сравнить, например, рисунки 6.8d для контактной пары 1 и 6.13b для контактной пары 2. Но эти вопросы уже более касаются трибологии, а не механики деформируемого твердого тела.

8. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕС И РЕЛЬСОВ С ИЗНОШЕННЫМИ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

В монографии [32] была приведена информация, что в конце 80-х – начале 90-х годов на железных дорогах СССР имел место наивысший уровень отказов колес и рельсов по причине катастрофического износа. Отмечалось, что в это время только на замену изношенных бандажей расходовалось около 60 тыс. т металла в год. В той же работе был проведен анализ причин такого изнашивания. В достаточно новой работе [3] приведены конкретные цифры экономических затрат, связанных с износом гребней. В частности, указано, что вследствие того, что средняя интенсивность износа по сети дорог достигала 5 мм/10 тыс. км, а в отдельных депо доходила до 10 мм/10 тыс. км, убытки по России составляли около 6 млрд. рублей в год в ценах 2002 г. Приведенная информация показывает, насколько важна проблема снижения износа колес и рельсов.

За прошедший период времени был проведен ряд организационных, технологических и конструктивных мероприятий, который позволил снизить остроту проблемы. Очевидно, что этому также способствовало снижение интенсивности перевозок на железных дорогах стран бывшего СССР. Тем не менее, проблема пока существует, и для ее решения требуются большие научные усилия и финансовые затраты.

Возможно ли вообще найти «окончательное» решение проблемы изнашивания колес и рельсов? Скорее всего, в ближайшее время такое решение найти не удастся. Данная проблема является общей для железных дорог различных стран мира и можно говорить лишь о большей или меньшей ее остроте. Нет ничего удивительного, что 6-я Международная конференция по контактной механике и износу, которая прошла в Гетеборге (Швеция) в 2003 году, была посвящена проблемам контактного взаимодействия в паре колесо – рельс. При этом указывалось, что наиболее изнашивающимся элементом колес являются их гребневые области и, соответственно, боковые поверхности рельсов. Однако износ по центральной части профиля также имеет место. Хорошей иллюстрацией наиболее распространенному на европейских дорогах износу колес может служить рис. 8.1, где пока-

зано уже исключенное из эксплуатации на РКР колесо. Здесь можно увидеть практически все основные виды его износа. Здесь имеет место и тонкий гребень, и хорошо выраженный остроконечный накат, и наплыв металла на фаску. Разве что отсутствует седловидный прокат.



Рис. 8.1. Исключенное из эксплуатации на РКР колесо

В качестве основного измерительного прибора для контроля профиля колес на железных дорогах стран бывшего СССР используется универсальный шаблон УТ-1. С его помощью контролируется толщина гребня, прокат и параметр крутизны. В соответствии с инструкцией [23] (на железных дорогах Украины и других стран действуют аналогичные инструкции) должна также контролироваться форма гребня при помощи специального шаблона и шаблона ДО-1. На польских железных дорогах контролируются практически те же самые параметры. Для этого в соответствии с инструкцией [72] (рис. 8.2) контролируется толщина гребня O_g , высота гребня O_w и крутизна гребня q_R . При этом толщина гребня контролируется на высоте 10 мм, отсчитываемой от круга катания, а крутизна гребня на высоте 2 мм от его вершины.

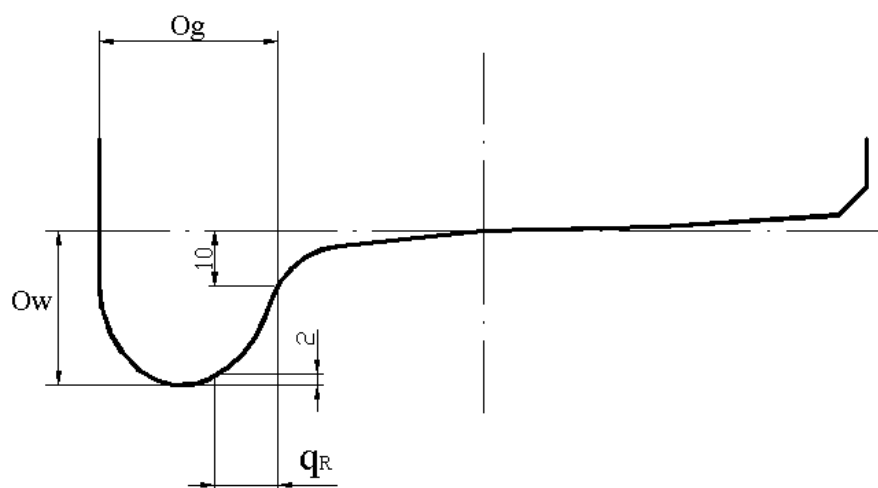


Рис. 8.2. Параметры профиля поверхности катания колес, контролируемые на РКР

Как видим, существует практически полное совпадение между нормативными документами РКР и стран бывшего СССР. В связи с этим нет ничего удивительного, что специальный шаблон (рис. 8.3), используемый на РКР, подобен своему российскому аналогу.

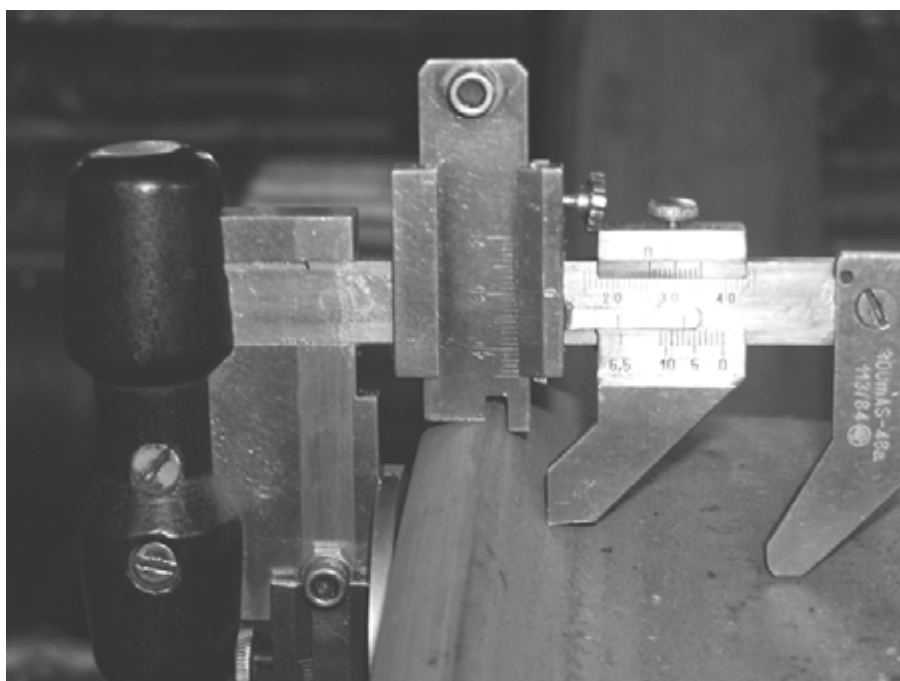


Рис. 8.3. Специальный шаблон для измерения параметров профиля колеса на РКР

С использованием указанного шаблона проводились наблюдения за работой нескольких магистральных локомотивов типа EU07, которые работали в достаточно напряженных условиях Силезской конгломерации. В частности, здесь присутствует большое количество стрелочных переводов, станционных путей. Имеются также участки кривых малого радиуса. На рис. 8.4 приведены характерные зависимости износа отдельных колес для одного из рассмотренных локомотивов

и, в частности, зависимости параметра крутизны гребня от пробега. На графиках приведены экспериментальные точки (результаты замеров) и их интерполяция кривой второго порядка.

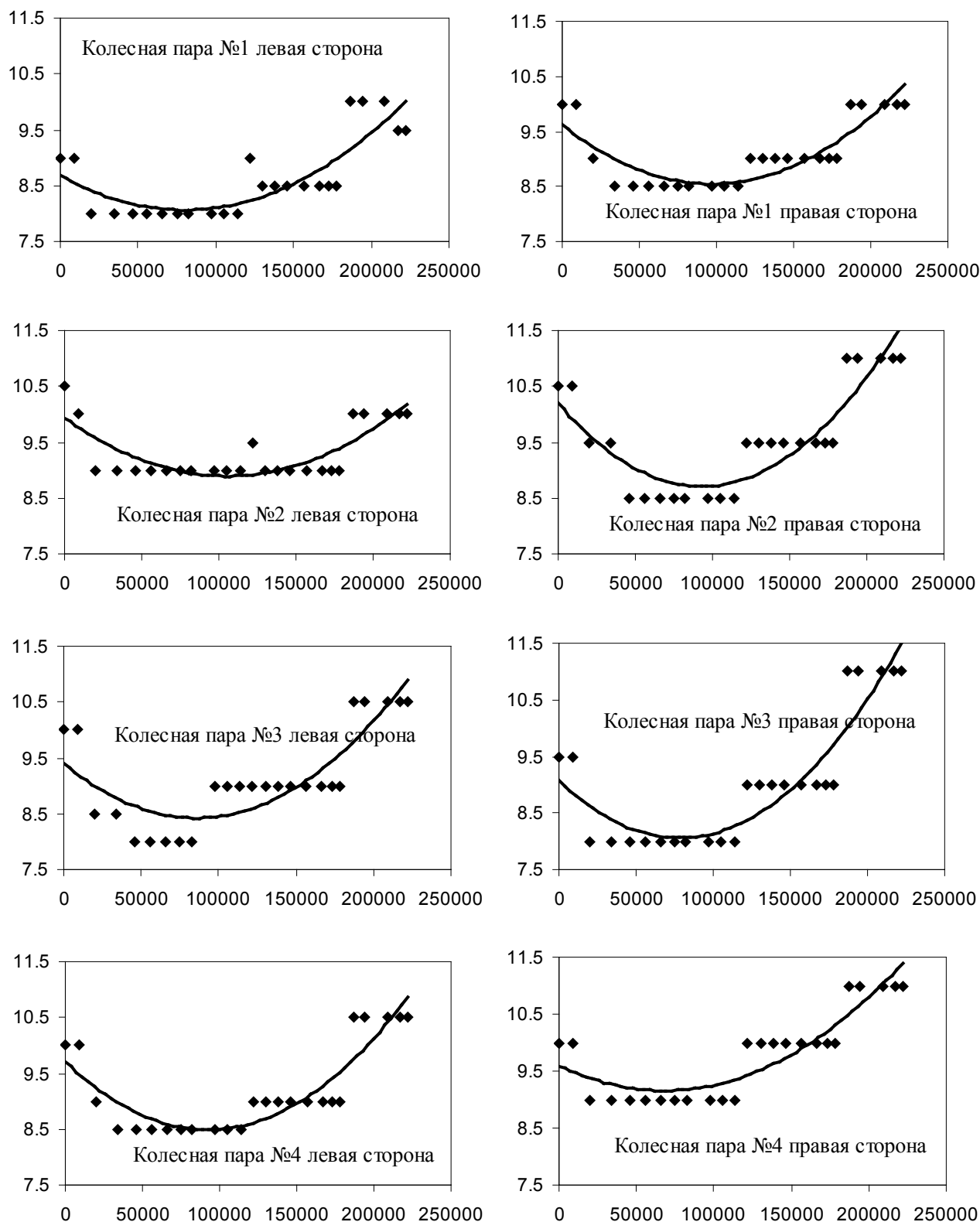


Рис 8.4. Зависимости параметра крутизны гребней от пробега для всех колесных пар электровоза EU07-226

Анализ приведенных кривых показывает, что для крутизны гребня существует общая тенденция. На начальном этапе эксплуатации колес крутизна может даже несколько уменьшаться, но с дальнейшим износом гребня она нарастает и может стать причиной выбраковки колесной пары. В принципе, уменьшение толщины гребня и увеличение его крутизны – это явления взаимосвязанные, обусловленные трибологией контакта и пластическим деформированием. В предыдущей главе рассматривалось такое деформирование при контактном взаимодействии в гребневой области. При этом происходит пластическое течение металла колеса, его выдавливание из области выкружки на вершину гребня. При этом растет крутизна гребня и может образоваться остроконечный накат.

Аналогичные явления происходят на поверхности катания. Там образуется прокат профиля, а, соответственно, высота гребня растет. Анализ экспериментальных данных показал, что характер таких зависимостей для колесных пар близок к линейному, т.е. чем больше прошло колесо, тем больший оно должно иметь прокат. Соответствующие зависимости не показаны ввиду их достаточной очевидности.

Наиболее интересны зависимости для изменения толщины гребня с нарастанием пробега колес (рис. 8.5). Колесная пара №4 при пробеге, равном 125,7 тыс. км была заменена по причинам, не связанным с поверхностью катания колес. Этим объясняется разрыв графиков для последней колесной пары. Помимо точек замеров на графиках также приведены интерполяционные зависимости, которые показывают тенденции процесса изнашивания гребней.

Отметим, что данный локомотив и соответствующие графики являются достаточно характерными. Они позволяют судить об общей тенденции процесса износа гребней колесных пар. В начальный период (при пробеге до 50 тыс. км) интенсивность износа несколько большая, затем наступает период относительной стабилизации (от 50 до 150 тыс. км), а затем интенсивность износа снова нарастает. При этом средняя интенсивность износа составляет 0,187 мм/10 тыс. км. Указанная интенсивность износа не очень отличается от средней по депо 0,175 мм/10 тыс. км.

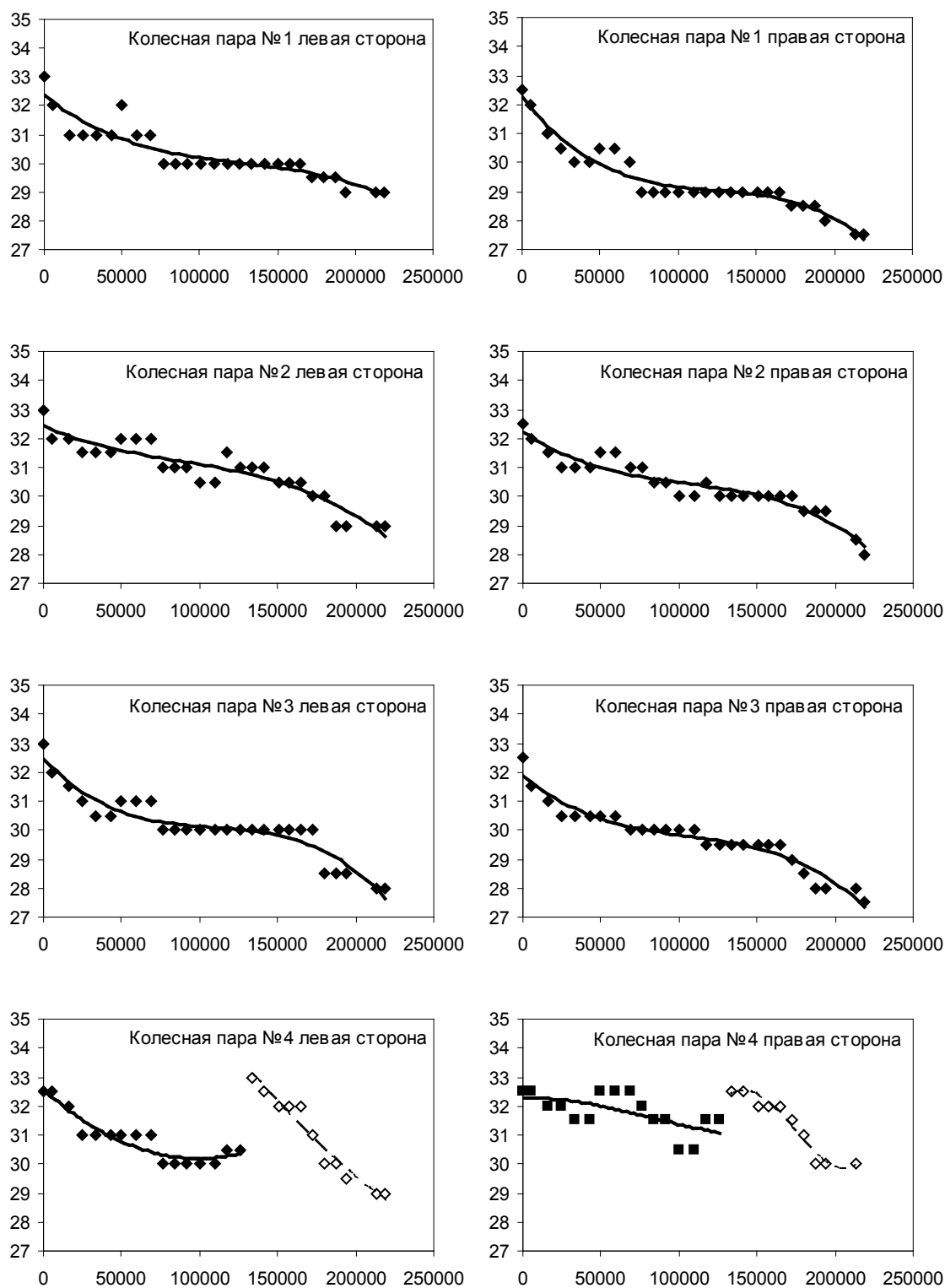


Рис 8.5. Зависимости толщины гребней от пробега для всех колесных пар электровоза EU07-438

Если сравнивать теперь интенсивности износа гребней на железных дорогах России, то этот показатель, несмотря на все усилия по уменьшению износа, будет пока не на стороне РЖД. В статье [2] приведены относительно новые данные по интенсивности износа гребней на РЖД. Этот показатель в 2002 году для электро-

воза ВЛ80 был от 0,17 до 0,5 для различных дорог России, но в среднем составлял около 0,35 мм/10 тыс. км. Т.е. данный показатель где-то в 2 раза хуже, чем показатели на РКР. С чем это может быть связано? Для ответа на данный вопрос следует рассмотреть контактное взаимодействие колес с реальными профилями, которые имеют место в процессе эксплуатации колесных пар. В частности, профили локомотивных бандажей на РКР сканировались при помощи лазерного профилографа типа А-В производства P.T.U GRAW из Гливице (Польша). На рис. 8.6 показана комплектация указанного профилографа, а на рис. 8.7 пример сканирования профиля колеса в лабораторных условиях. 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.



Рис. 8.6. Комплектация лазерного профилографа типа А-В

На рис. 8.8 в качестве примера показан процесс изнашивания бандажей электровоза ЕU07 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. Обратим внимание, что, сравнивая профили 1 и 2, видим, что износ происходит в зонах максимальных пластических деформаций. Т.е. происходит приработка контактных поверхностей колеса и рельса. В дальнейшем профиль практически не изменяется по своей форме. Он только вследствие износа, который, конечно, имеет место, перемещается параллельно своему предыдущему положению.



Рис. 8.7. Сканирование профиля колеса в лабораторных условиях при помощи лазерного профилографа типа А-В



Рис. 8.8. Процесс изнашивания поверхности катания с исходным профилем 28UIC140 электровоза EU07

Рис. 8.8 показывает, что изнашивание колес на польских железных дорогах имеет характер аналогичный тому, который имеет место на железных дорогах стран бывшего СССР. В этом нет ничего удивительного, поскольку в основе изнашивания колес и рельсов лежат те же самые процессы, которые не зависят от

национальной принадлежности железных дорог. Тем не менее, отсутствует характерное для РЖД интенсивное подрезание в гребневой области. Последний вывод можно сделать снова базируясь на фактах, приведенных в работе [2]. Там указано, что, несмотря на проводимые работы, в 2002 году большая часть (65%) локомотивных колес обтачивалась вследствие износа гребня.

Что же при этом происходит с рельсами? Аналогичные исследования проводились для рельсов при помощи профилографа РХУ, производства той же фирмы. Этот профилограф позволяет сканировать профили рельсов в прямых и кривых участках пути, а также профили рабочих поверхностей различных элементов стрелочного перевода. На рис. 8.9 показано сканирование профилей рабочих поверхностей рельсов на одном из участков РКР. Результаты полученных замеров были использованы при расчетах контактного взаимодействия колес и рельсов с изношенными контактными поверхностями. Рассмотрим некоторые из них.



Рис. 8.9. Сканирование профиля рельсов при помощи лазерного профилографа типа РХУ

Очевидно, что для каждого изменения профилей взаимодействующих контактных тел, а также при изменении их относительного расположения, в соответствии с разработанной методикой следует изменять КЭ сетки колеса и рельса, согласовывая их. На рис. 8.10 показаны такие согласованные сетки для центрально-

го расположения среднеизношенных колес и рельсов. Моделируется движение колесной пары в прямом участке пути. Контактная зона при этом несколько смещается во внешнюю сторону от круга катания. Именно такое расположение контактной зоны, а, следовательно, и места приложения суммарной силы, действующей на колесо, может быть причиной разуклонки рельсов в прямых участках пути.

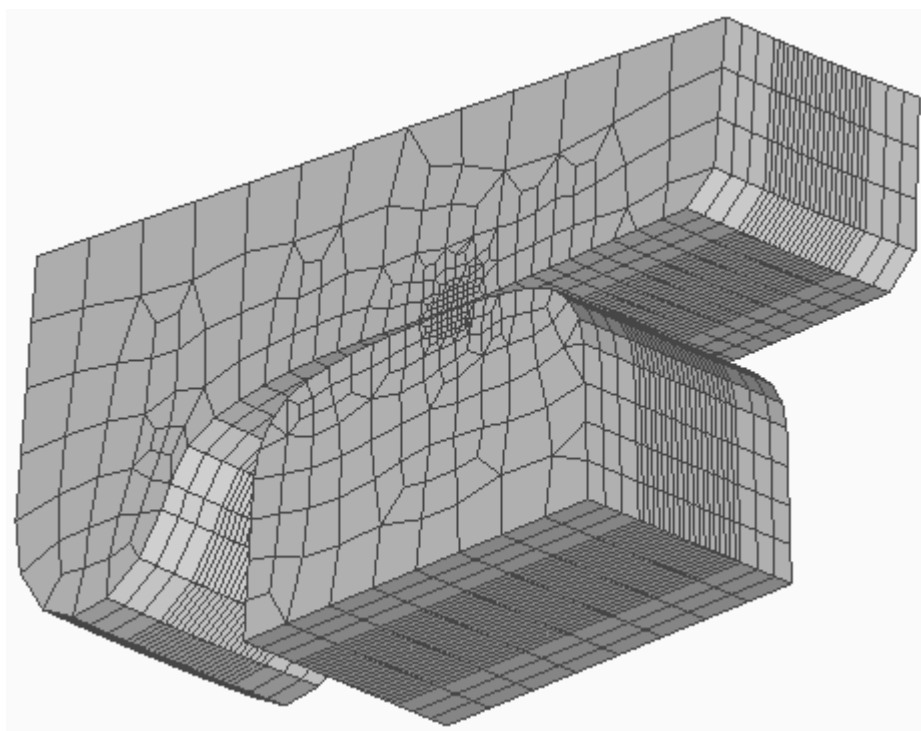


Рис. 8.10. Генерация КЭ сеток для среднеизношенных колеса и рельса при их относительном центральном расположении в прямом участке пути

На рис. 8.11 представлено распределение контактных напряжений для данной пары. Как видим, зона контакта близка к эллиптической, т.е. для такого контакта могло бы подходить решение Герца. Если сравнивать данное решение с аналогичным случаем для новых колеса и рельса (рис. 5.25), то оно существенно отличается как формой, так и расположением. Отличны и максимальные контактные напряжения в данной зоне. Они возрастают до 1264 МПа.

На данном примере остановимся еще раз, сравнивая чисто упругое и упругопластическое решения. На рис. 8.12 показано распределение контактных узловых сил для каждого из указанных решений. Как видим, максимальная узловая сила при упругом решении составляет 1551 Н, в то время как для упругопластического решения она значительно меньше – 1261 Н. С учетом того, что суммарная

нагрузка, приложенная к колесу остается неизменной, такое снижение контактных узловых сил может быть достигнуто только за счет увеличения величины контактной зоны, что мы и видим на рис. 8.12.

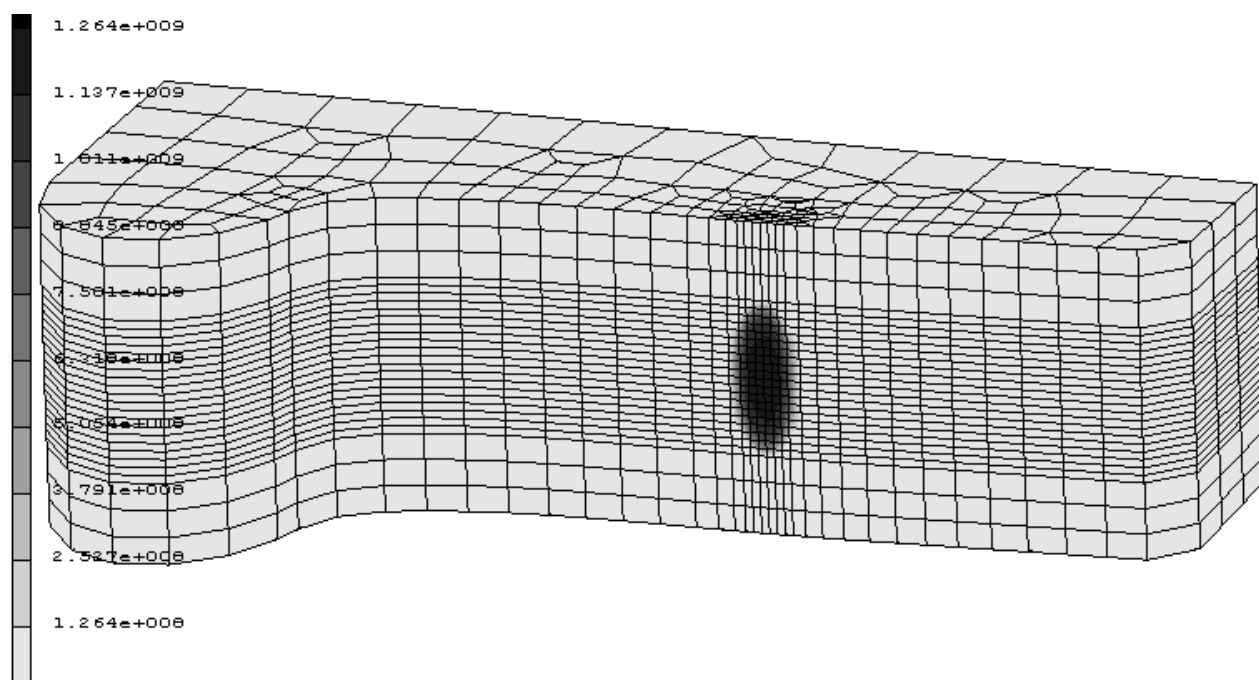


Рис. 8.11. Распределение контактных напряжений при взаимодействии среднеизношенных колес и рельсов в прямых участках пути при центральном расположении колесной пары

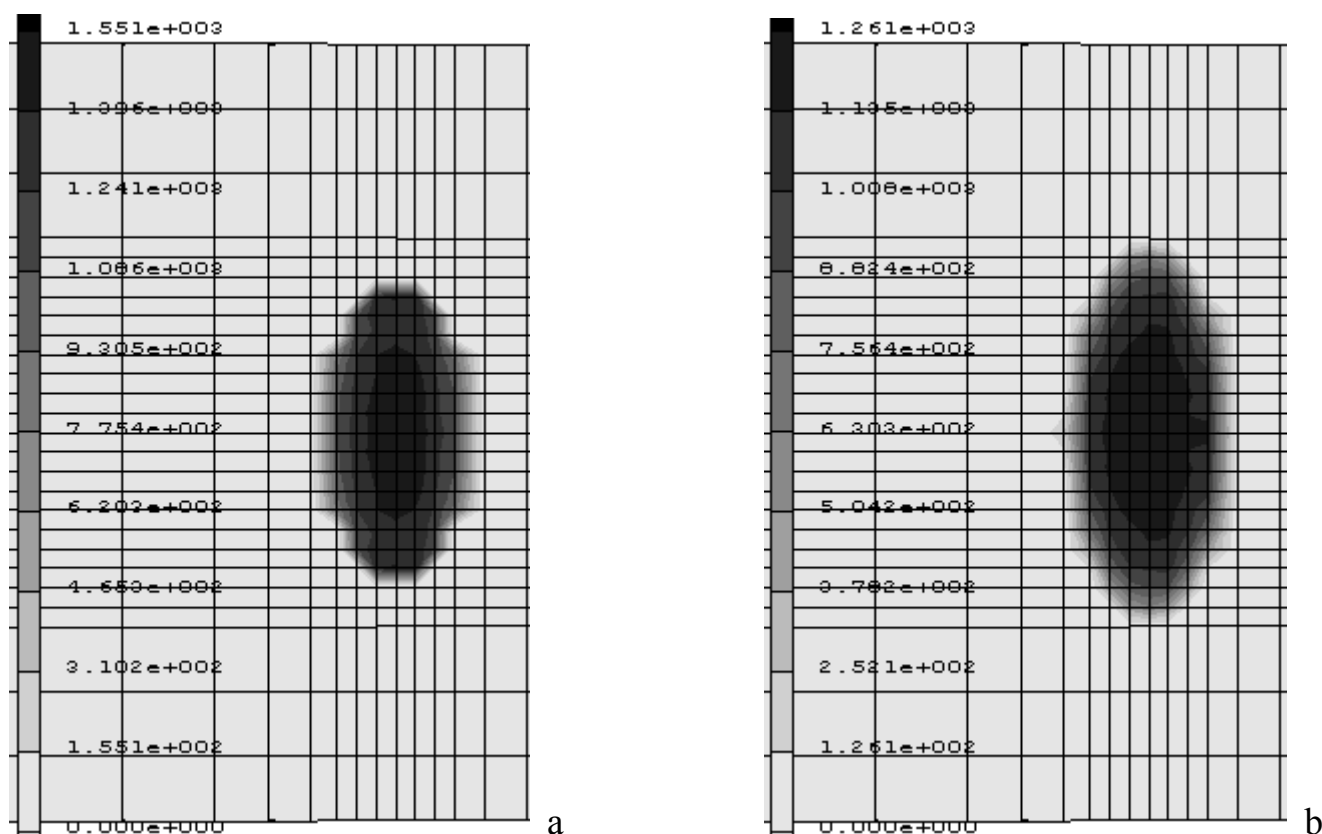


Рис. 8.12. Распределение контактных узловых сил для случаев чисто упругого (а) и упругопластического (b) решений

Отдельно следует остановиться на случае гребневого и предгребневого контакта изношенных колес и рельсов. Как уже указывалось ранее, наиболее нагруженным с точки зрения пластического деформирования является случай, показанный на рис. 6.16. В главе 6 указывалось, что достаточно высокий уровень контактных напряжений для данного положения приводит к интенсивному пластическому деформированию и приработке взаимодействующих поверхностей. Доказательством данного факта является рассмотрение контактного взаимодействия среднеизношенного колеса с новым рельсом UIC60 для РКР. На рис. 8.13 показано распределение контактных напряжений для того же самого положения и нагрузок, которые приведены на рис. 6.13с. Напомним, что для данного положения контактные напряжения для новых колес были максимальными и составляли 2248 МПа. Для изношенных колес имеет место односточный контакт и уровень напряжений несколько меньший (2047 МПа). Очевидно, что снижение контактных напряжений для данного положения объясняется пластическим деформированием поверхности колеса и ее приработкой.

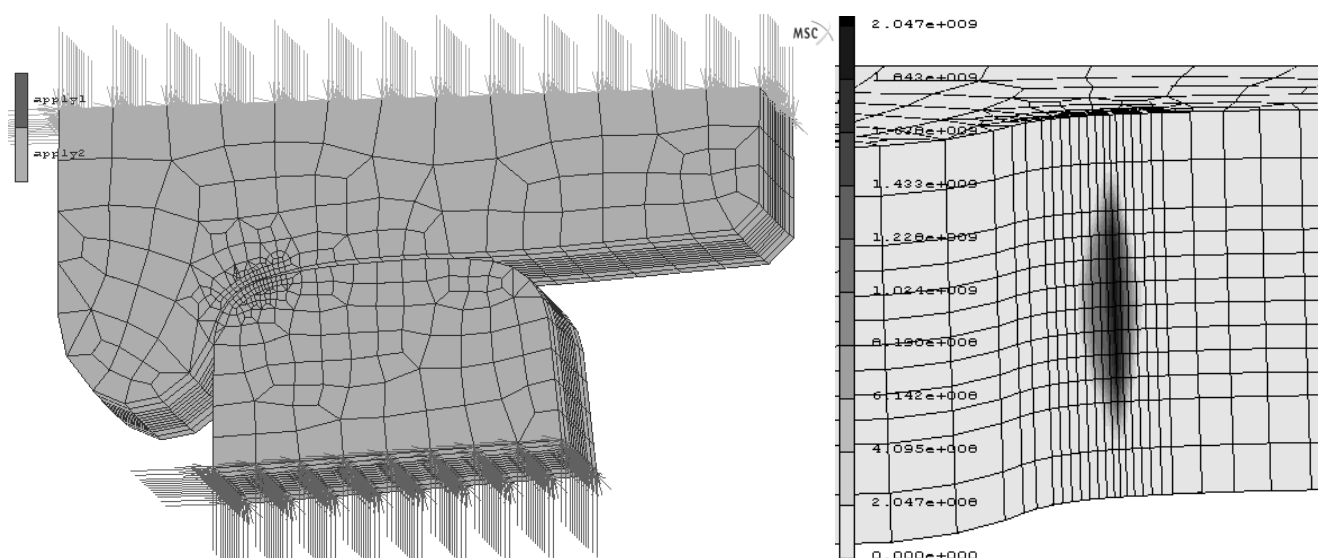


Рис. 8.13. КЭ дискретизация и распределение контактных напряжений при взаимодействии изношенного колеса с новым рельсом UIC60

Еще меньший уровень напряжений имеет место в том случае, когда рассматривается то же самое изношенное колесо совместно с изношенным рельсом UIC60. На рис. 8.14 показан гребневой контакт для указанной пары упругопластических тел. Как видим, КЭ сетка генерировалась для достаточно изношенного

рельса, у которого уже отчетливо видна характерная выработка боковой поверхности по форме гребня колеса.

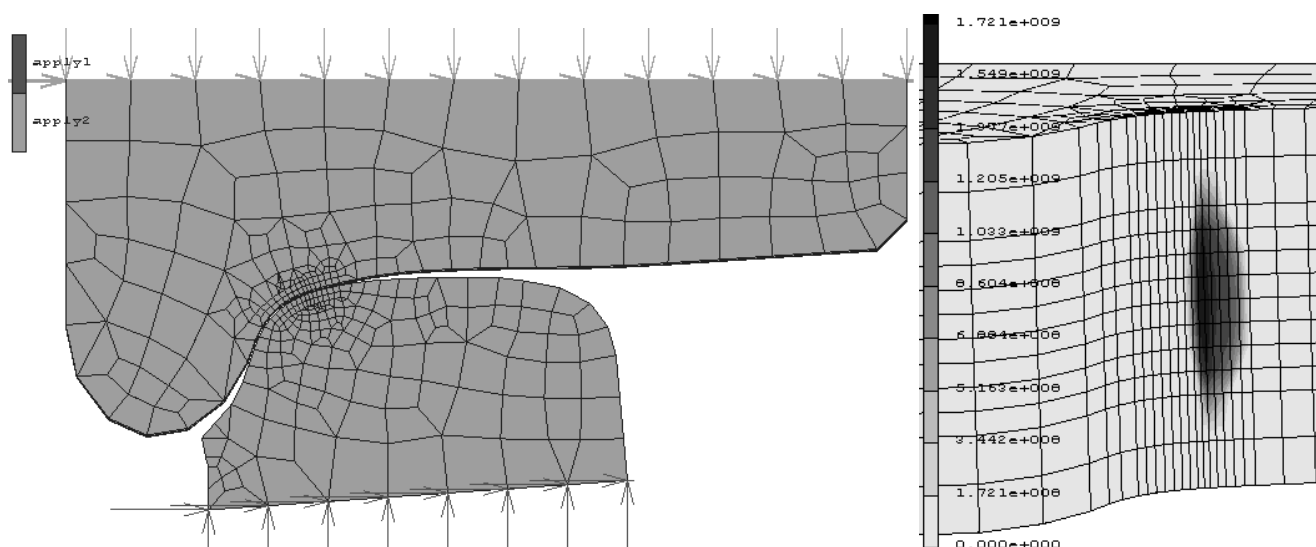


Рис. 8.14. КЭ дискретизация и распределение контактных напряжений при взаимодействии изношенного колеса с изношенным рельсом UIC60

По сравнению с приведенными выше случаями контактного взаимодействия в данном случае уровень максимальных контактных напряжений еще ниже (1721 МПа). В этом нет ничего удивительного, поскольку в процессе приработки взаимодействующих поверхностей увеличивается величина зоны контакта и, соответственно, уровень контактных напряжений уменьшается.

Таким образом, проведенные расчеты подтвердили эффективность использования разработанных методик не только в случае новых, но и изношенных колес и рельсов.

9. РАЗРАБОТКИ, НАПРАВЛЕННЫЕ НА РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ ИЗНОСА КОЛЕС И РЕЛЬСОВ

В предыдущей главе отмечалось, что проблема износа колес и рельсов является не только проблемой России, но и большинства стран, в которых железнодорожный транспорт занимает существенное место в экономике. Тем не менее, именно в России это проблема приобрела столь большое значение. В очень актуальной и содержательной статье [2] были разобраны основные причины, которые, по мнению авторов, привели к возникновению катастрофического износа колес и рельсов в 1988 – 1995 годах. С частью этих соображений можно согласиться, а с частью следует поспорить. В частности, в этой статье указывается, что интенсивный износ элементов рассматриваемой пары трения являлся следствием «роста объема перевозок и повышения грузонапряженности железных дорог». С этим трудно согласиться, поскольку в 90-е годы наблюдался спад объемов перевозок. Там же отмечалось, что одной из причин износа является рост вертикальной и, особенно, горизонтальной жесткости пути (внедрение мощных рельсов тяжелых типов, железобетонных шпал и жестких скреплений). С этим положением также сложно полностью согласиться, поскольку на европейских дорогах в главных путях давно стоят рельсы UIC60, которые по своей жесткости не многим отличаются от своих аналогов, рельсов Р65. Данные рельсы также достаточно часто уложены на бетонных шпалах, но это не приводит к катастрофическому износу.

В качестве одной из причин называется замена буксовых подшипников скольжения на роликовые, что привело к снижению «естественного» смазывания рельсов подтекающей смазкой. С этим можно согласиться только отчасти. Подтекающая смазка – это не панацея от износа, а признак низкой технической культуры. Да и попадала она не туда, куда следовало бы, поскольку смазывание должно происходить только в гребневой области колес и соответствующих зонах рельсов, а указанный способ смазывания приводил к загрязнению не только рабочих поверхностей рельса, но и всего пути. Поэтому для борьбы с этим явлением использовался песок, который позволял устранить буксование локомотивов. В результа-

те на рельсах образовывался абразивный слой, который только способствовал изнашиванию колес.

Еще одной причиной называется осуществление электрического торможения с головы состава, что сопровождается движением вагонов в принудительно перекошенном состоянии. С этим трудно не согласиться, но на европейских железных дорогах также применяется рекуперативное торможение и существенного влияния на увеличение интенсивности изнашивания не указывает. Кроме того, отказываться от этого способа торможения никто не будет, поскольку он дает значительную экономию электроэнергии.

Еще одна причина – это рост весов поездов и продольных нагрузок в составе, способствующих установке вагонов «в елочку», с постоянным набеганием колес на рельсы и возникновением дополнительных сил трения (и боковых сил). Это чисто российская проблема. С позиции европейских железных дорог нет смысла увеличивать вес поездов, что действительно приводит к негативным последствиям при контактном взаимодействии колес и рельсов. Но автору кажется, что здесь проблема в другом. Проблема более экономическая и организационная. В течение достаточно длительного времени на железных дорогах СССР осуществлялась кампания, направленная искусственно на повышение длины состава и, соответственно, веса поезда. При этом учитывались экономические преимущества, связанные с перевозкой конкретных грузов, но почему-то забывали рассчитать затраты, связанные с необходимостью формирования таких составов, что подразумевает не только станционные затраты, но и потери, связанные с простоями вагонов. Автору кажется, что на российских железных дорогах еще не избавились от этого пережитка 80-х годов.

Среди наиболее существенных факторов, которые повлияли на рост износа колес и рельсов, авторы статьи [2] правильно указывают, что было допущено изменение профиля головки рельса. Но при этом неверно указывается, что нарушение согласования с объединенным профилем ВНИИЖТ. Проблема была несколько в другом. А именно в том, что указанный профиль вообще внедрялся несколько странно. Отдельные ведомства союзного МПС, которые должны в принципе про-

водить согласованную политику, этого не делали. В результате, хоть профиль и назывался «объединенным», но был использован только для локомотивов. Вагонный главк так и не решился на перевод подвижного состава на указанный профиль. Несо согласованность действий с Главным управлением пути (ЦП), которая проявилась в изменении профиля головки рельса, привела к тому, что когда постепенно сеть дорог перешла на рельсы Р65, пик интенсивности износа достиг максимума. Являлось ли это совпадением? Скорее всего, нет. Просто нельзя менять профиль одного из элементов пары трения, не изменяя другого.

Но одновременно имело место и другое прискорбное явление. О нем также говорится в статье [2]. В рассматриваемое время имело место резкое сужение колеи. Отчасти это было обусловлено изменениями норм содержания пути, отчасти выпуском дефектных железобетонных шпал. В любом случае, встречались участки пути, о чем писалось в прессе, на которых ширина пути доходила до 1507 мм и что, конечно, не могло не сказаться на изнашивании колесных пар.

Но все это относится, прежде всего, к главной проблеме российских железных дорог, а именно, относительно плохому содержанию пути и подвижного состава. К числу этих таких организационных проблем следует отнести также низкое качество обточек локомотивных колес, особенно на станках КЖ-20. В результате выпускаемые из ремонта колеса имеют рабочие профили, очень отличающиеся от требуемого стандарта, с низкой чистотой обработки поверхностей, что, в конечном счете, сразу же приводит к повышенной интенсивности износа на начальном этапе эксплуатации. Думается, что усилия, направленные на решение этих проблем, принесли бы наибольшую эффективность в снижении интенсивности износа колес и рельсов.

К числу других причин, которые также влияют на интенсивность изнашивания элементов рассматриваемой пары трения, следует отнести несогласованность твердости объемно-закаленных рельсов и колес. В настоящее время повсеместно проводятся работы, связанные с повышением твердости поверхностного слоя колесных пар. Это и различные легирующие добавки при наплавке гребней, это и плазменное упрочнение поверхности колес [28], это и разработка колес и

бандажей с повышенной твердостью рабочих поверхностей [22]. Вполне очевидно, что такие мероприятия приводят к повышению предела текучести поверхностных слоев металла, поскольку их твердость и пластические свойства взаимосвязаны. Но не приведет ли это к повышению количества отказов, связанных с усталостным разрушением в тех же местах? Практика показывает, что для таких колес начинают появляться усталостные трещины, которые приводят к выщерблинам, отколам и другим видам поверхностного разрушения металла колес.

Вопросы усталостного разрушения появляются и при использовании композиционных тормозных колодок. В большинстве случаев это обусловлено свойствами материала таких колодок. Часто такие материалы имеют относительно худшую теплопроводность по сравнению с колесной сталью. С учетом того, что интенсивность торможения для композиционных колодок выше, в зоне контакта рабочая поверхность колеса – колодка генерируется тепловой поток большей мощности. При этом большая часть тепла уходит внутрь колеса. Это приводит к перегреву рабочей поверхности колеса, что само по себе достаточно вредно, поскольку при этом резко обостряются процессы пластического деформирования. Но достаточно опасно также резкое охлаждение нагретой поверхности колеса, что также имеет место. При этом и возникают остаточные напряжения в приповерхностных слоях колеса, происходит трещинообразование и т.п.

В работе [3] описаны организационные и технические мероприятия, которые проводятся на российских железных дорогах в плане борьбы с изнашиванием элементов пары трения колесо – рельс. Из таких работ, проведенных за последние годы, наиболее эффективно зарекомендовала себя лубрикация боковой поверхности головки рельса. В частности, в настоящее время активно используются передвижные рельсосмазыватели ВНИИЖТ, работающие на консистентной смазке РП, и рельсосмазыватели ВНИТИ использующие твердосмазочное покрытие РС. Столь же эффективными могут оказаться применяющиеся локомотивные гребнесмазыватели различных конструкций. Среди них наиболее известны гребнесмазыватели НПП «Фромир» (Ростов-на-Дону) АГС-8, а также конструкции ДИИТ.

В статье [24] приведен интересный экспериментальный материал, посвященный исследованию влияния смазки боковой поверхности головок рельсов при помощи навесных модульных рельсосмазывателей. В результате анализа работы таких устройств определено, что достигается снижение интенсивности износа бандажей локомотивов в 3 – 4 раза.

Различные мероприятия, направленные на изменение и, прежде всего, ужесточение норм технического содержания подвижного состава и пути, что отмечалось во многих работах [22, 36, 3], также способствуют улучшению положения с изнашиванием колес и рельсов. Большая часть указанных мероприятий относится к организационным или технологическим решениям.

Существуют также многие интересные технические решения, которые способствуют снижению интенсивности изнашивания гребней колесных пар и боковых поверхностей рельсов. Среди таких решений следует отметить конструкции тележек с радиальной установкой колесных пар. Пионерскими работами в данном направлении были работы Герберта Шеффеля [89]. В дальнейшем идея радиальной установки колесных пар была развита различными авторами [58, 59, 64, 88]. Работы в данном направлении проводятся и в России [65, 24]. Указанное техническое решение способствует облегчению вписывания колесных пар в кривых участках пути. При радиальной установке колесной пары в кривой ее угол набегания приближается к нулю, что способствует уменьшению проскальзывания в гребневой зоне и, соответственно, снижает интенсивность износа в данной зоне.

Дальнейшим развитием этой идеи являются тележки с управляемой или самоуправляемой установкой колесных пар. В частности, в работе [39] рассмотрена динамика локомотивов с тележками различных типов: со стационарной установкой колесных пар, с радиальной, а также управляемые и самоуправляемые тележки. Утверждается, что последние позволяют для тяжелых локомотивов не только улучшить динамические характеристики, но и увеличить сцепление между колесами и рельсами в кривых участках пути.

В работе [69] рассмотрены различные способы изменения установки колесных пар в тележке. При этом может изменяться не только угол такой установки,

но и ее поперечное положение. Эти параметры могут контролироваться, и может осуществляться управление ими в зависимости от поперечных сил или контролируемых моментов.

Еще одним техническим решением является использование принципа дифференциального вращения колес одной колесной пары. Существуют различные способы реализации этого принципа. Это могут быть и составные оси с возможностью относительного вращения отдельных частей, и составные колеса, с возможностью прокручивания бандажа относительно колесного центра. Работы в данном направлении ведутся в различных странах мира, в том числе в России [101, 42, 43, 53]. Эти разработки направлены на снижение относительного проскальзывания рабочих поверхностей колеса и рельса, причем как в кривых, так и прямых участках пути. Широкому внедрению таких разработок препятствуют относительная техническая сложность их реализации и проблемы, связанные с динамикой движения экипажей, оснащенных колесными парами с возможностью дифференциального вращения колес. Тем не менее, в развитых странах эти сложности были преодолены и созданы конструкции тележек и колесных пар, в которых не только реализован принцип независимого вращения колес, но и осуществлена возможность поворота каждого из колес относительно вертикальной оси [69]. Перспективным представляется также принцип дифференциального вращения колес в паре с управляемым относительным моментом. В частности, в статье [54] были проведены экспериментальные исследования уменьшенных в 5 раз моделей таких тележек на специальном стенде.

Отметим, что указанные выше конструкторские решения способствуют снижению интенсивности изнашивания элементов пары колесо – рельс в плане истирания. Другой фактор износа, пластические деформации в гребневой зоне, таким способом не устраняется. Между тем такие деформации вносят существенный вклад в общую картину изнашивания колесных пар и рельсов, что уже было показано в предыдущих главах.

Наиболее радикальным техническим решением проблем контактного взаимодействия в паре колесо – рельс является, безусловно, разработка новых пер-

спективных профилей колес и рельсов. Преимущество данного подхода заключается в том, что правильно подобранные профили взаимодействующей пары трения обеспечивают снижение изнашивания как вследствие чисто трибологических причин, так и вследствие механических явлений. С другой стороны, использование усовершенствованных профилей не противоречит никаким другим мероприятиям, а, наоборот, позволяет получить еще большую эффективность от совместного использования технических, технологических и организационных мероприятий. Следует отметить, что разработки новых профилей проходили на протяжении многих лет и продолжают в настоящее время.

Книга [12] представляет собой собрание различных изобретений, относящихся к конструкциям железнодорожных колесных пар, первое из которых относится к 1878 году, а последнее с 1991. Многие из указанных разработок были направлены на усовершенствование профилей рабочих поверхностей колес и бандажей. Некоторые из этих изобретений были выполнены в соавторстве с автором настоящей книги.

Разработки усовершенствованных профилей поверхности катания колес продолжились с тех пор, например, отметим патент Г. Шеффеля и др. [90], который уже не вошел в книгу [12]. Из работ последнего времени интерес представляет изобретение [44], в котором для описания образующей профиля предлагается использовать гиперболические кривые. Следует также отметить патент [103], который знаменует собой подход к системе колесо – рельс, как к единому целому. В нем предлагается профили колеса и рельса выполнять согласованными, с взаимосвязанными локальными кривизнами. В статье [67] изложены подход к созданию новых профилей колес и рельсов на основе их оптимизации. При этом такие профили могут выполняться методом шлифовки рельсов.

В статье [97] отмечалось, что «железные дороги разных стран имеют собственные концепции в отношении профиля рельса». Например, на железных дорогах Франции применяются рельсы с сильно уплощенной головкой, немецкие железные дороги разработали так называемый профиль E2, при котором головка рельса имеет большую выпуклость.

Аналогичные работы проводились в странах СНГ, в результате чего создавались новые профили рельсов. Например, патент [11], одним из соавторов которого был автор, предполагает прокатку рельсов с асимметричной головкой, что должно позволить уменьшить интенсивность износа и стабильность работы рельсов, уложенных в пути. Указанные рельсы хорошо зарекомендовали себя при испытаниях на магистральном и промышленном транспорте.

Тем не менее, процесс внедрения новых профилей в СССР и в настоящее время на постсоветском пространстве проходил и проходит с достаточно большими сложностями. Например, к началу развития процессов катастрофического износа колесных пар помимо стандартных профилей вагонных и локомотивных колес были созданы также объединенный профиль ВНИИЖТ, профиль МИИТ (проф. Н. Панькин), профиль депо Бельцы, профиль ОмИИТ, профиль Зинюка-Никитского. Так что выбор был. В основном эти профили объединяло то, что их авторы отказывались от стандартной конической или кусочно-конической поверхности катания, заменив ее поверхностью с переменной конусностью.

Среди этих предложений были и те, в которых принимал участие автор. В частности, при непосредственном участии автора были разработаны четыре профиля ДМетИ. Два профиля для вагонных колес ВБ (базовый, с толщиной гребня 33 мм), ВР (ремонтный, с толщиной гребня 30 мм) и аналогичные два профиля локомотивных колес ЛБ и ЛР. Эти профили опубликованы, например, [32], и входят в соответствующие инструкции [23]. К сожалению, приходится констатировать, что в отдельных случаях существуют попытки плагиата. Например, в аналогичной украинской инструкции профиль ДМетИ уже имеет других авторов. Вернее в конструкцию внесены изменения, приводящие к тому, что профили отличаются долями миллиметра. Это дало повод новым «авторам» переименовать разработку названием своей фирмы с указанием, что этот профиль «бывший ДМетИ». Оставим это на совести этих людей и украинского патентного законодательства.

На рис. 9.1 показано сравнение вагонных профилей ДМетИ с их стандартным аналогом.

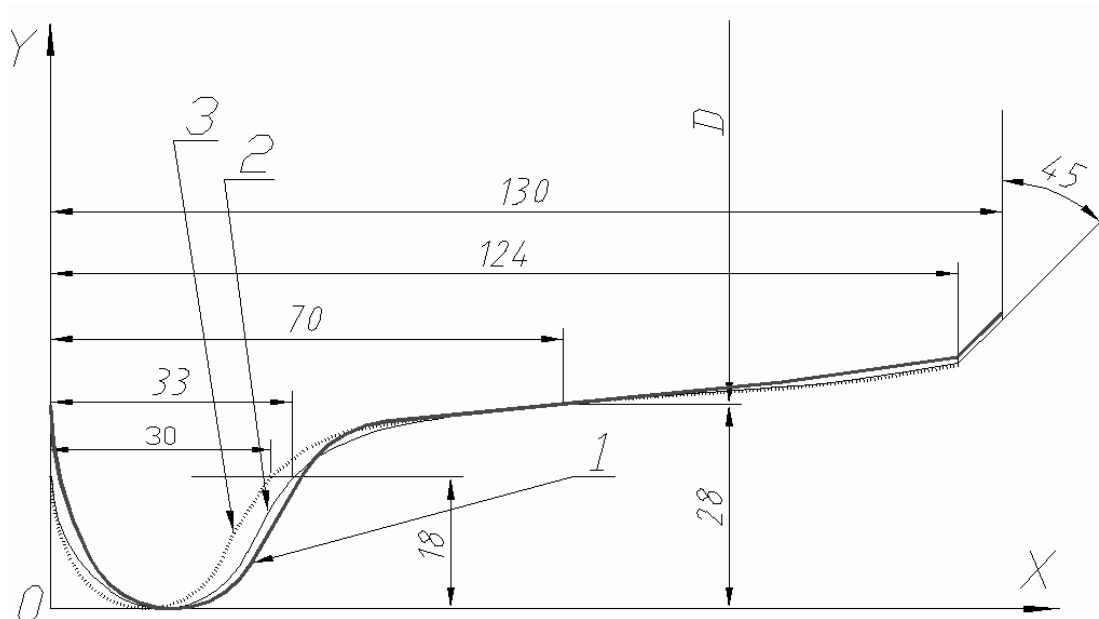


Рис. 9.1. Сравнение профилей ДМетИ со стандартным вагонным профилем:
1 – профиль согласно [5]; 2 – профиль ДМетИ ВБ; 3 – профиль ДМетИ ВР

Указанные профили пробивали себе дорогу достаточно долго. Они прекрасно зарекомендовали себя на промышленном транспорте. Многие крупнейшие ГОКи перевели свой подвижной состав на профили ДМетИ, например, Михайловский, Качканарский, Полтавский, Орджоникидзевский, ряд Криворожских ГОКов. Профили ДМетИ использовались также на промышленных предприятиях, например, комбинате «Криворожсталь», Лысьвенском металлургическом заводе. Результаты эксплуатации колес с новым профилем превосходили все ожидания. Снижение интенсивности износа доходило до 2,5 раз. Тем не менее, на магистральном транспорте внедрение профилей происходило с большим трудом. Большая часть нефтеналивного подвижного состава, работающего в пределах трех восточных дорог (Восточно-Сибирской, Забайкальской и Дальневосточной), была переведена на профиль ДМетИ [16]. Пассажирские вагоны формирования Приднепровской железной дороги и ряд других видов подвижного состава обтачивались на профиль ДМетИ. Здесь указанный профиль зарекомендовал себя с лучшей стороны [15]. Но, тем не менее, в течение длительного времени профиль ДМетИ находился только в опытной эксплуатации и не имел права быть использованным в серийной обточке колес вагонов и локомотивов.

Под локомотивами испытания профилей ДМетИ проходили в различных локомотивных депо, например, Высокогорная, Смоляниново, Первая Речка, Мукачево, Львов-Запад, Бендеры, Бельцы [19]. Особо следует отметить инициативу Приднепровской железной дороги, где после положительных испытаний в депо Пятихатки и Кривой Рог было принято решение о переводе всего тягового подвижного состава на профиль ДМетИ.

Для обеспечения возможности обточки колесных пар вагонов и локомотивов на различных типах станков были разработаны соответствующие инструменты: шаблоны абсолютный и контрольный, копиры к станкам КЗТС и Рафамет [14], а также фасонные локомотивные фрезы к станкам КЖ-20 различных модификаций [17, 20]. На рис. 9.2 представлена CAD модель локомотивной фрезы новой конструкции.

Первые фрезы новой конструкции были изготовлены на Гомельском РМЗ. Но они были плохо вскрыты при токарной обработке ножей. Так что серийный выпуск фрез был уже освоен Невьянским механическим заводом. С этого времени профили ДМетИ для обточки колес локомотивов стали внедряться повсеместно. В настоящее время они официально признаны на постсоветском пространстве и, например, в России «в каждом локомотивном депо разрешено иметь свой профиль обточки гребней бандажей, наиболее полно соответствующий условиям эксплуатации на закрепленных за депо плечах обращения локомотивов» [3].

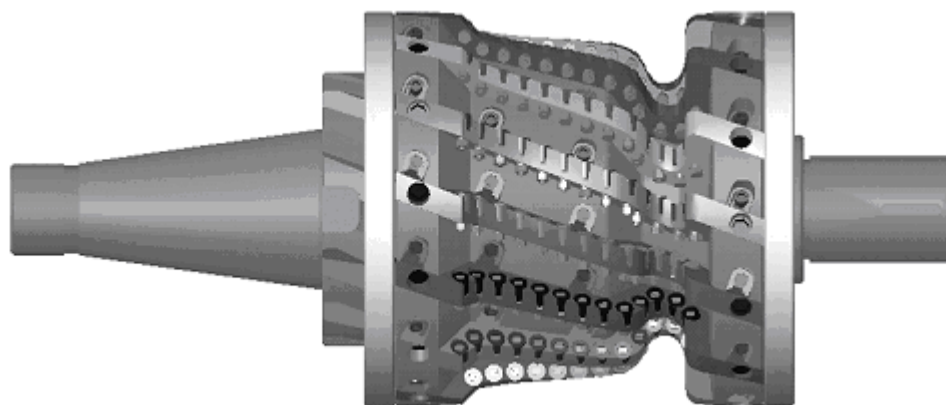


Рис. 9.2. CAD модель фасонной фрезы к станкам КЖ-20

Что же послужило основой для разработки новых профилей поверхности катания? Какие соображения определили их новую конструкцию? Во-первых,

анализ патентной и литературной информации показал, что в большинстве развитых стран, в которых большое значение придается железнодорожному транспорту, профили поверхности катания с коническими или кусочно-коническими поверхностями уже заменены профилями с переменной коничностью поверхностей, которая резко возрастает при приближении к гребневой зоне. Оправдывать существование устаревших профилей с кусочно-коническими поверхностями можно было бы только из технологических соображений до тех пор, пока обточка колес осуществлялась на станках А41. Действительно, осуществлять обточку колес на новые профили на таких станках было возможно только благодаря высокому мастерству отдельных специалистов. Автор участвовал в таких обточках в депо Первая Речка (Владивосток).

Однако когда станочный парк СССР был переведен на станки производства КЗТС (КСПО) и, особенно, станки фирмы RAFAMET [35], которые позволяли обтачивать колеса по копиям и лекалам, реализующим принцип механического, электромеханического копирования или в более поздних модификациях станков при помощи ЧПУ, даже технологическая необходимость в кусочно-конических профилях поверхности катания отпала.

Наблюдения за работой рабочих поверхностей катания в процессе эксплуатации, а автору приходилось это делать достаточно часто, снимая профилограммы рабочих поверхностей колес и рельсов и проводя замеры, показали, что кусочно-конический профиль остается таким на протяжении очень незначительного промежутка времени (при пробеге, не превышающем 10 тыс. км), после чего его образующая становится криволинейной. Тогда задается вопрос, зачем навязывать профилю поверхности катания какую-то искусственную форму? Очевидно, что анализ собранных статистических материалов, как собственных, так и литературных, относительно процесса изнашивания колес влиял на выбор конструкций профиля, которые прошли теоретическую проверку.

Большим подспорьем при создании нового профиля оказался квазигерцевский подход. В его помощь удалось промоделировать контактное взаимодействие различных видов пути (новых рельсов, изношенных, стрелочных переводов)

совместно с колесами, имеющими профили ДМетИ. В качестве примера на рис. 9.3 показаны результаты такого моделирования для взаимодействия колеса с профилем ДМетИ ЛБ и нового рельса Р65 при нулевом угле набегания.

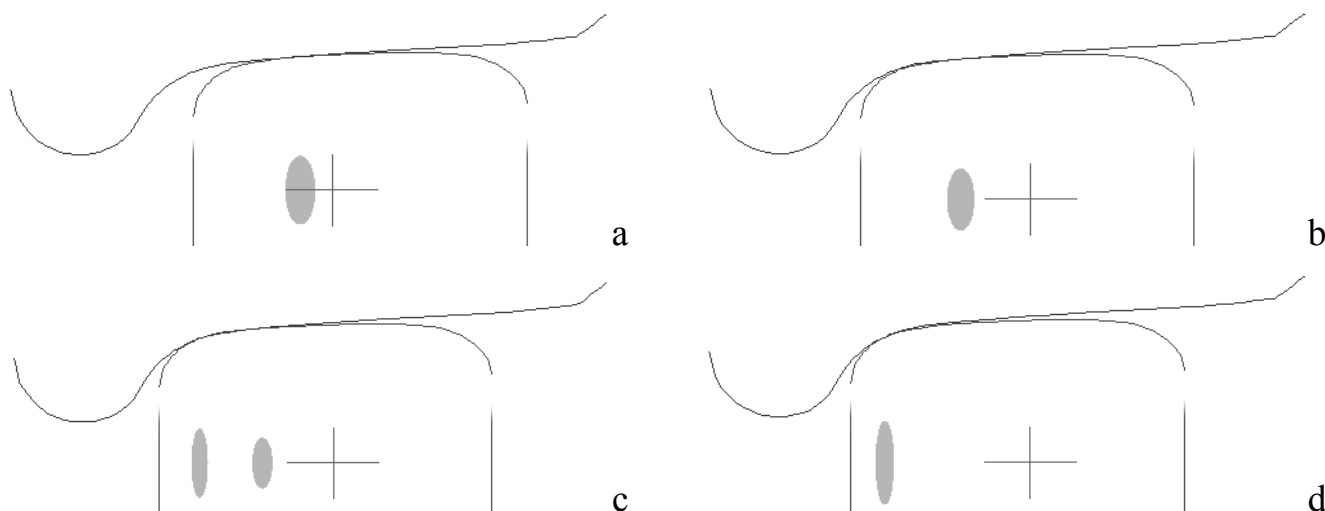


Рис. 9.3. Квазигерцевское моделирование взаимодействия колеса с профилем ДМетИ ЛБ и рельса Р65 при нулевом угле набегания

На четырех рисунках 9.3 представлено последовательно центральное положение колесной пары и ее смещение вправо на 7, 8 и 9 мм, соответственно. Если сравнивать только центральные положения колесных пар для стандартного (рис. 6.1a) и нового (9.3a) профилей, то сравнение будет не в пользу последнего. Для него зона контакта несколько смещена от центра головки во внутреннюю сторону колеи. При этом зона форма зоны контакта отличается от круговой и, соответственно, имеет несколько больший уровень контактных напряжений. Но при взаимодействии со среднеизношенными рельсами уже для данного положения новый профиль имеет преимущество, что будет показано далее.

Тем не менее, главное свое преимущество новый профиль имеет при наличии гребневого контакта. Если сравнить три рисунка 9.3b-d с аналогичными 6.1b-d для стандартного профиля, то становится очевидным главное отличие профилей ДМетИ. Долгое время объявлялось, различными авторами, что профили ДМетИ имеют одноточечный контакт. Рисунки 9.3b-d убеждают, что это не так. Но, тем не менее, в отличие от стандартного профиля положение контактных зон при двухточечном контакте сближенное. Т.е. локальные радиусы колеса в контактных зонах близки между собой, что уменьшает относительное проскальзывание и, со-

ответственно, снижает износ. Существенным является также, что форма контактных зон, хоть и является существенно эллиптической, но не имеет характера настолько вытянутого эллипса, как для стандартного профиля (рис. 6.1b-d). Это приводит к существенному снижению напряжений в гребневой зоне контакта и, соответственно, к меньшему уровню пластического деформирования в данной зоне, что, в конечном счете, уменьшает подрез гребня.

Сближение контактных зон можно также хорошо видеть на рис. 9.4, где показано взаимодействие колес с профилями ДМетИ ЛБ и ЛР при ненулевых углах набегания, в частности, для угла 1° . Сравнение с аналогичными положениями контактных зон на рис. 7.8с для стандартного профиля показывает преимущество профилей ДМетИ.

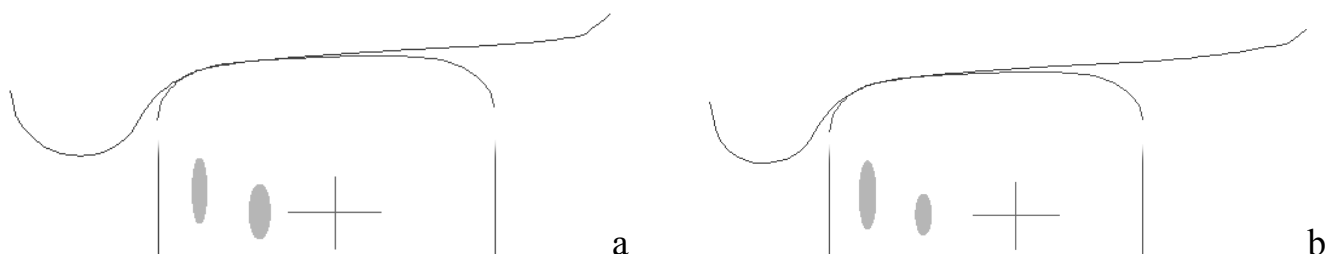


Рис. 9.4. Контактное взаимодействие колес с профилями ДМетИ с рельсом Р65 при угле набегания, равном 1° : а) ДМетИ ЛБ; б) ДМетИ ЛР

Профили ДМетИ оказываются также эффективными при взаимодействии с изношенными рельсами. В частности, на рис. 9.5 показано взаимодействие с изношенным рельсом Р65, профиль которого близок к среднестатистическому. Рассмотрены центральное положение колесной пары с профилем ДМетИ ЛР (рис. 9.5а), а также при смещении вправо на 10; 12,5 и 13 мм (рис. 9.5b-d, соответственно).

Анализ расположения контактных зон, а также уровня напряжений в них показывает, что для центральных положений колесной пары имеет место весьма значительная контактная зона, расположенная по центру головки рельса с уменьшенным уровнем напряжений (рис. 9.5а). Это способствует уменьшению пластического деформирования в центральной контактной зоне и, соответственно, снижению проката колес. При поперечном смещении колесной пары контактная зона смещается в сторону внутренней бортовой грани рельса. Изменяется также форма

контактного эллипса, но, тем не менее, размер зоны продолжает оставаться относительно большим в сравнении с контактированием колес, имеющих стандартный профиль, и, соответственно, уровень контактных напряжений является меньшим (рис. 9.5b). При дальнейшем смещении колесной пары появляется двухточечный контакт (рис. 9.5c), переходящих затем в гребневой (рис. 9.5d). Тем не менее, выводы относительно увеличения суммарной площади контактных зон и снижения напряжений в них по сравнению со стандартным профилем остаются справедливыми.

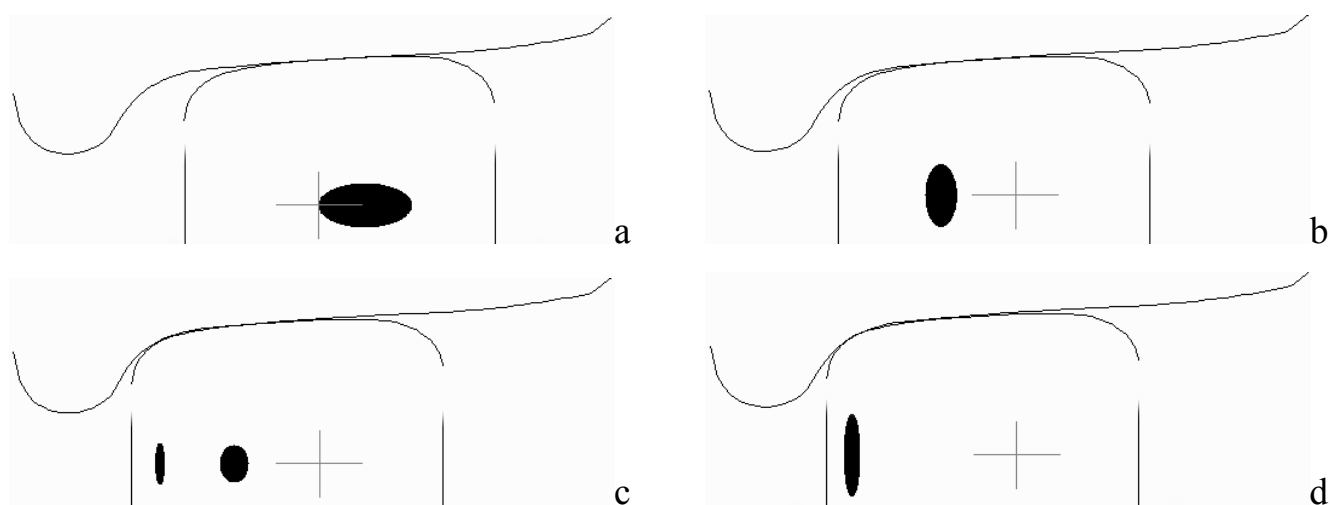


Рис. 9.5. Взаимодействие колеса с профилем ДМетИ ЛР и изношенного рельса Р65 при нулевом угле набегания

Следует подчеркнуть, что автор намеренно не приводит здесь конкретных значений контактных напряжений. Объясняется это тем, что квазигерцевский расчет не является точным, о чем уже говорилось выше. Но оценочный характер результатов справедлив, поскольку если и совершаются ошибки, связанные с погрешностями расчетной методики, то они являются такими же, как в случае одного профиля, так и другого. Поэтому оценочное сравнение результатов для разных профилей может иметь место. Во многом такой подход способствовал разработке профилей ДМетИ, когда еще не было эффективных программ, реализующих решение контактных задач с использованием МКЭ. Но в настоящее время уточненные расчеты для профилей ДМетИ с применением МКЭ также проведены.

В частности, на рис. 9.6 показано распределение контактных зон и напряжений в них при наличии предгребневого контакта. Собственно говоря, именно данное положение колеса является определяющим для снижения износа гребня. Уровень контактных напряжений (максимальные контактные напряжения равны 1749 МПа) практически такой же, как и для аналогичной контактной пары 1 в рассматриваемом положении (например, рис. 6.4d). При таких контактных напряжениях имеют место пластические деформации, уровень которых не превышает $7,68 \times 10^{-3}$. По сравнению со стандартной парой это почти в полтора раза меньше. Но важен здесь даже не этот факт, а то, что расположение зоны пластических деформаций находится в другом месте, в зоне выкружки. При этом возможна приработка контактирующих поверхностей колеса и рельса, что и происходит на практике.

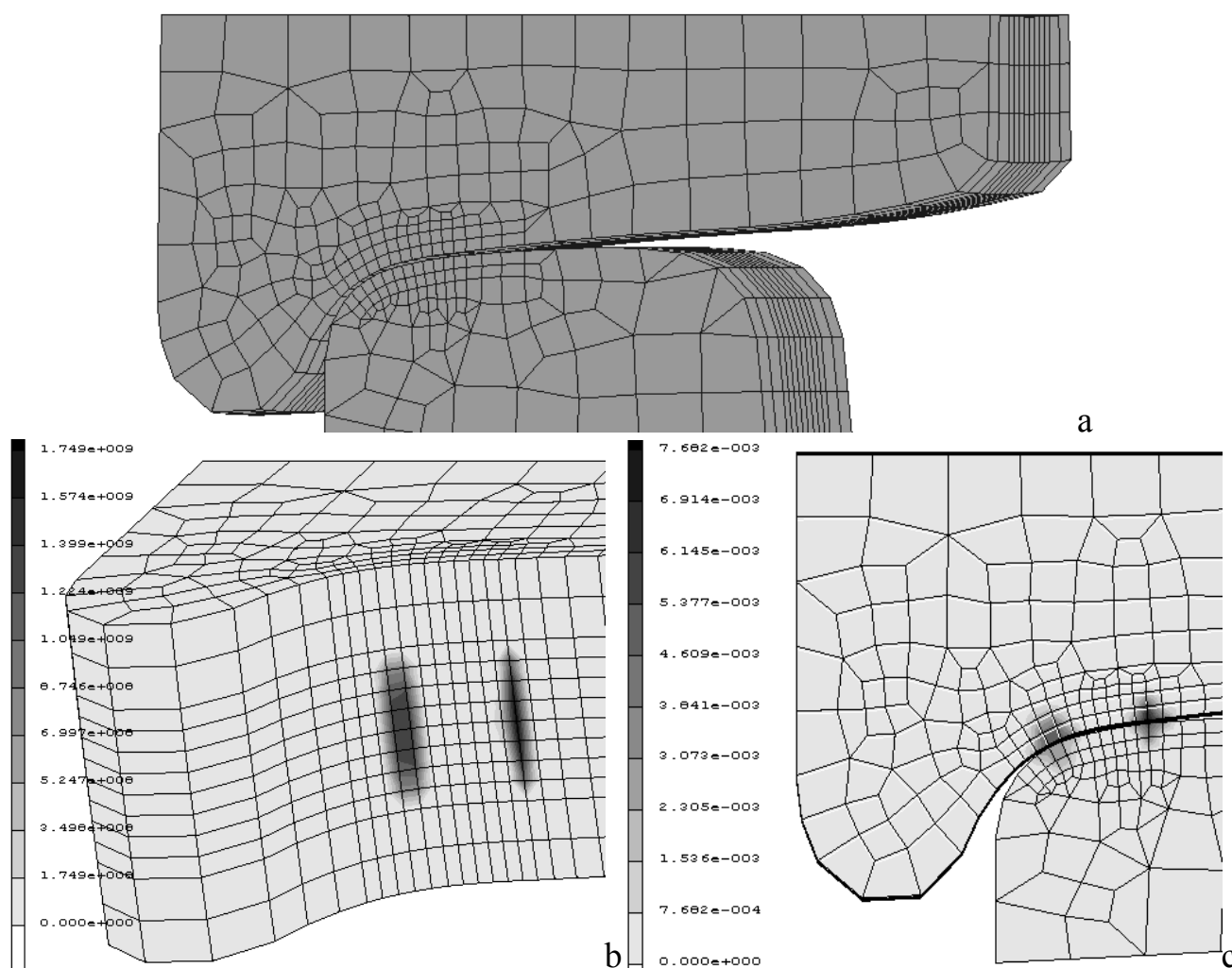


Рис. 9.6. КЭ дискретизация, распределение контактных напряжений и эквивалентных пластических деформаций при взаимодействии колеса с профилем ДМетИ ЛР и рельса Р65

Особенностью профилей ДМетИ является то, что при взаимодействии с новыми рельсами Р65 в предгребневой зоне образуется две области контакта, которые по сравнению с контактной парой 1 максимально близки между собой. Это способствует уменьшению различия локальных радиусов и, соответственно, снижению относительного проскальзывания поверхностей колеса и рельса. Это факт подтверждают как исследования при помощи квазигерцевского подхода (рис. 9.3с, 9.4а,b, 9.5с), так и при помощи МКЭ (рис. 9.6b). Многочисленные исследования различных авторов подтвердили эффективность профилей ДМетИ для снижения интенсивности износа гребней колесных пар. Например, в работе [30] отмечалось, что для профиля ДМетИ ВБ интенсивность износа по сравнению со стандартным профилем снижается на 20 – 45%.

Нарастание боковой силы приводит к тому, что двухточечный контакт в предгребневой зоне сменяется однотоочечным. При этом зона контакта перемещается на поверхность гребня. Очевидно, что такая работа колес является нежелательной и достаточно опасной, поскольку предшествует сходу колесных пар, но, к сожалению, исключить такой вид контактного взаимодействия из практики эксплуатации не представляется возможным. Для сравнения на рис. 9.7 приведены распределения контактных напряжений и эквивалентных пластических деформаций при взаимодействии колес со стандартным профилем и профилем ДМетИ ЛР с новым рельсом Р65.

Их сравнение показывает, что площадь контактной зоны при взаимодействии колес с профилем ДМетИ сравнительно больше, причем контактный эллипс имеет менее вытянутый характер. Очевидно, что это отражается на величине максимальных контактных напряжений. Таковые для стандартного колеса равны 2068 МПа, а для колеса с профилем ДМетИ – 1802 МПа. Если бы задача решалась в чисто упругой постановке, то различие было бы значительно большим. При наличии пластических деформаций, которые присутствуют в обоих случаях, различие контактных напряжений несколько уменьшается. Тем не менее различие в величине самих пластических деформаций весьма существенное. Так для стандартной контактной пары 1 эквивалентные пластические деформации достигают

величины $2,56 \times 10^{-2}$, в то время как для колес с профилем ДМетИ такие деформации значительно (в 1,36 раза) меньше и равны $1,88 \times 10^{-2}$. Т.е. профиль ДМетИ не может совершенно исключить пластическое деформирование колес, но позволяет существенно снизить уровень такого деформирования.

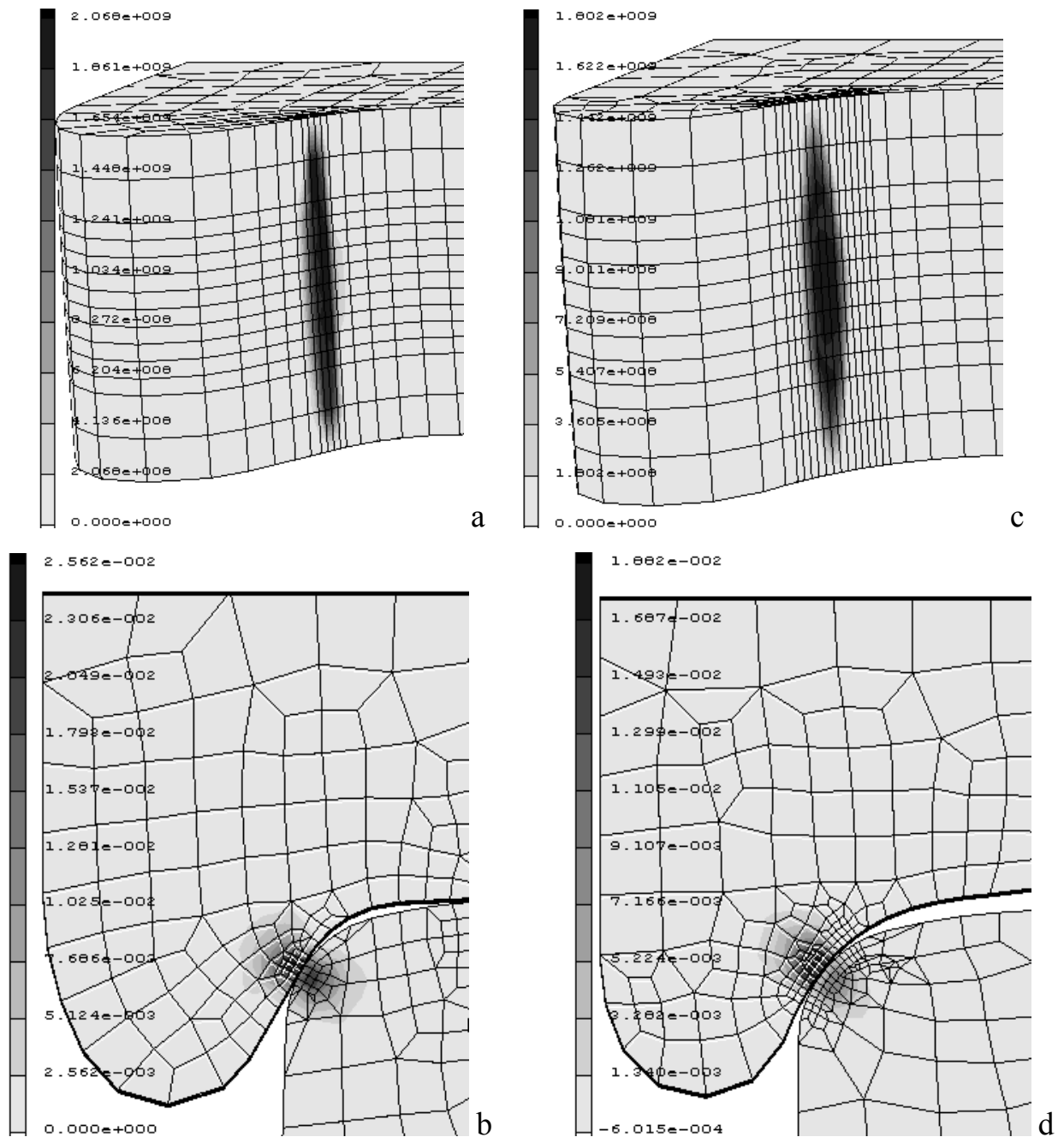


Рис. 9.7. Сравнение распределений контактных напряжений и эквивалентных пластических деформаций для стандартной контактной пары 1 (а, b) и пары колесо с профилем ДМетИ ЛР – новый рельс Р65 (с, d)

Еще одним преимуществом профилей ДМетИ, особенно профилей ремонтных (ЛР и ВР), является возможность достаточно экономичного восстановления

исходного профиля при ремонтной обточке. В ряде работ был даже введен термин «технологический износ». Под этой терминологией подразумевается необходимое для восстановления профиля количество металла, которое должно быть отправлено в стружку при обточке. Для стандартного профиля такое количество весьма значительно. По приблизительным оценкам на каждый миллиметр износа гребня необходимо снять 2 мм металла по кругу катания. Восстановление колес с использованием ремонтных профилей ДМетИ позволяет экономить металл колес [18]. За счет этого каждое из колес получает возможность одной или нескольких дополнительных переточек, что существенно продлевает срок эксплуатации колесных пар.

Применение профилей ДМетИ для обточки колесных пар вагонов и локомотивов не является панацеей от традиционных «болезней» колес. Но применение таких профилей позволяет продлить их долговечность и сэкономить значительные средства, затрачиваемые на ремонт или замену колесных пар. По оценкам различных авторов эксплуатация колес с профилями ДМетИ также благоприятно влияет на второй элемент контакта – рельсы, износ которых также снижается. Кроме того, использование профилей ДМетИ не противоречит внедрению других мероприятий, направленных на снижение интенсивности износа элементов пары трения, таких как лубрикация или повышение твердости рабочей поверхности колес различными методами.

Отметим также, что профили ДМетИ создавались для использования в условиях железных дорог стран бывшего СССР. Проводились также оценки возможности их использования для других рельсов, например UIC60 [30]. Согласно этим оценкам, профили ДМетИ должны быть эффективны и в этих условиях. Однако таких эксплуатационных проверок не проводилось. Скорее всего, для других эксплуатационных условий следует разрабатывать новые конструкции профилей колес, а приведенная выше теория может способствовать таким разработкам. В случае же, если одни и те же колесные пары должны эксплуатироваться на разных железных дорогах, например, с раздвижными колесными парами, то следует провести эксплуатационные испытания колес с профилями ДМетИ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итак, можно подвести итог, что было сделано и описано настоящей книге. Был проведен анализ современного положения, которое складывается на различных железных дорогах, в особенности проблем, связанных с контактным взаимодействием колес и рельсов. Особое внимание автор уделил железным дорогам России, Украины и Польши, сравнивая условия работы элементов рассматриваемой пары трения в этих странах.

Достаточно большое внимание было также уделено анализу технических средств, технологических и организационных мероприятий, направленных на улучшение условий работы в паре колесо – рельс и снижению интенсивности износа ее элементов. Рассмотрены эксплуатационные условия работы колес и рельсов, изучены эксплуатационные характеристики и проведены замеры реальных колес и рельсов.

Большое внимание было уделено исследованию самого процесса изнашивания колес и рельсов, причем в связи с тем, что его трибология была рассмотрена многими другими авторами, здесь акцент был сделан на механике контактного взаимодействия. В качестве основного инструмента, использованного при анализе, был выбран метод конечных элементов. Были рассмотрены различные схемы, использованные многими авторами для изучения контактного взаимодействия колес и рельсов. Указаны существенные недостатки предыдущих исследований, которые во многом связаны с недооценкой погрешности расчетных схем.

На достаточно простых тестовых моделях, плоских и пространственных, проведен анализ погрешности расчетов с использованием МКЭ. Определены основные причины такой погрешности, разработаны новые алгоритмы расчета, которые в дальнейшем были применены для исследования контактного взаимодействия колес и рельсов различных конструкций.

В частности, исследовано взаимодействие новых колес и рельсов, использующихся на железных дорогах стран бывшего СССР и Польши. Проведено сравнение их напряженно-деформированного состояния. При этом большое внимание уделено процессу пластического деформирования приконтактных областей взаи-

модействующих тел. Указано, что пластическое формоизменение является одной из наиболее существенных причин износа колес (подрез гребня, остроконечный накат, наплыв металла на фаску, прокат), а также рельсов.

Рассмотрено взаимодействие колес и рельсов для их различного относительного положения, причем изменялись как поперечное смещение колесной пары, так и угол набегания. Рассматривались различные случаи контактирования, как одно-, так и двухточечный контакт. При этом исследовано такое явление, как забегание гребневой контактной зоны и его влияние на НДС колес.

Дополнительно было исследовано контактное взаимодействие изношенных колес и рельсов. Их реальные профили сканировались при помощи лазерных профилографов. Определены тенденции пластического формоизменения на различных этапах эксплуатации колес и рельсов.

Таким образом, можно сказать, что процесс контактного взаимодействия колес и рельсов рассмотрен комплексно, с учетом различных внешних факторов. При этом механике контактного взаимодействия уделено максимальное внимание. Разработанные методики и алгоритмы расчета могут быть использованы при проектировании новых конструкций колес и рельсов, что и было сделано, в частности, при проектировании профилей поверхности катания колес вагонов и локомотивов ДМетИ, а также при разработке конструкции рельса с асимметричной головкой.

На этом можно было бы подвести черту, но в такой книге автору хотелось бы еще остановиться на тенденциях современных исследований контактного взаимодействия в паре колесо – рельс. Такая необходимость существует в связи с тем, что сам контакт этих упруго-пластических тел является достаточно сложным в физическом плане. Контактное взаимодействие является причиной многих явлений, каждое из которых находит своих исследователей.

Например, появление трещин, зарождающихся в приконтактной области рельса, чаще всего имеет контактно-усталостную природу. Существует много работ, посвященных исследованию зарождению и развитию трещин в рельсах. Для них в последнее время широко применяют численные методы расчета, прежде

всего, МКЭ [85, 84]. Перспективным направлением также является использование метода граничных элементов [86]. В частности, использование пакета BEASY позволяет рассмотреть контактные задачи с достаточно сложными граничными условиями.

Интересным направлением исследований контактного взаимодействия колес и рельсов является анализ их контакта с учетом реальных микронеровностей их рабочих поверхностей. Такие работы проводятся как в России [27], так и за рубежом [45, 46]. Очевидно, что в данном случае для анализа контактного взаимодействия необходима разработка специальных методик расчета. Тем не менее, такой подход может быть перспективным, особенно в случае анализа новых поверхностей колес, которые образуются сразу после их обточки. Общеизвестно, что чистота их обработки на различных колесотокарных и колесофрезерных станках различна и очень часто оставляет желать лучшего. При этом деформирование поверхностных неровностей на первом этапе (до приработки) происходит весьма интенсивно, и процессы износа колес в значительной степени зависят от этого явления.

Очевидно, что неровности на поверхности колес и рельсов могут быть не только микро, но и макро. Достаточно частым проявлением эксплуатационных макронеровностей является волнистость рельсов, которая особенно часто наблюдается в зоне стыковых соединений. Данный вид неровности обусловлен динамикой контактного взаимодействия в указанной зоне. Однако дополнительной причиной такого вида износа могут быть явления, связанные с нагревом колес в результате колодочного торможения. В статье [73] рассмотрен механизм износа рельсов, в результате которого образуется характерная волнистость рельсов.

Неровности на поверхности колес и рельсов могут иметь не только естественный, но и искусственный характер, связанный с проблемами эксплуатационного характера. Работы [50, 51] посвящены некоторым достаточно характерным неровностям, каковыми являются стыковые неровности или ползуны. Особенностью данных работ является попытка применить для анализа динамики контакта колес и рельсов, имеющих неровности различного типа, МКЭ и балки Тимошенко

на дискретном основании. Чаще всего для решения подобных задач используются подходы, основанные на применении численных методов расчета MBS (multi body system – систем твердых тел).

В рассматриваемой книге неоднократно использовались пакеты программ, реализующие численные алгоритмы расчета MBS. Читателю, который может интересоваться историей развития указанного подхода, может быть интересна статья [100], в которой представлена история развития алгоритмов и программ исследования MBS за последние 40 лет. Анализ развития такого программного обеспечения показывает, что в последнее время наметился существенный прогресс в развитии методов расчета и возможностей моделирования, которые предоставляются в качестве инструментария для проведения численного анализа контактного взаимодействия при моделировании движения подвижного состава. Например, в настоящее время можно моделировать как жесткий, так и упругий путь. При этом профиль головки рельса может быть переменным, что является весьма полезным при изучении движения вагонов и локомотивов по стрелочным переводам [91].

В статье [100] отмечалось, что в настоящее время наметилась тенденция замены отдельных жестких тел, входящих в рассматриваемые системы, упругими. Такая замена возможна с использованием МКЭ. Первоначально модули, реализующие МКЭ, включались в программы анализа MBS, как дополнительные внешние модули, пришедшие, как правило, из другого программного обеспечения. Но в настоящее время наблюдается более тесная интеграция программного обеспечения, так что упругие тела в MBS перестают рассматриваться как нечто экзотическое. Использование упругих тел в MBS сулит дополнительные возможности исследования различных явлений, первопричиной которых является контактное взаимодействие в паре колесо – рельс. В статье [82] отмечалось, что если в MBS присутствуют только жесткие тела, то такой анализ позволяет исследовать устойчивость движения подвижного состава, контактные силы, возникающие в паре колесо – рельс, уровень комфортности и др. Включение возможности анализа упругих тел позволяет дополнительно изучить структурные вибрации и различ-

ные виды шума, процессы трещинообразования в различных элементах и многие другие нежелательные эффекты, которые имеют место при движении вагонов и локомотивов. Отметим, что эргономические вопросы, связанные с вибрацией и шумом являются достаточно актуальными для эксплуатации современного железнодорожного транспорта [60]. Наряду с этим продолжают оставаться актуальными теоретические аспекты исследования динамических явлений, происходящих при движении подвижного состава, для анализа которых все равно приходится применять численные методы [47, 48, 102].

Таким образом, новые разработки колеса, рельсов, ходовых частей вагонов и локомотивов должны учитывать многочисленные аспекты контактного взаимодействия, которые описаны выше. Только всесторонний учет многочисленных факторов влияющих на контакт в паре колесо – рельс позволит усовершенствовать их конструкции, уменьшив уровень износа, повысив их долговечность и другие эксплуатационные характеристики.

Литература

1. Аксёнов Ю.Н., Богачёв А.Ю., Петров С.Ю. Опыт и практические результаты использования программных продуктов MSC для оценки работоспособности объектов ж.д. транспорта // Повышение эффективности применения передовых компьютерных технологий инженерного анализа фирмы MSC.Software на предприятиях России, Белоруссии, Украины / Четвертая Российская конференция пользователей MSC. – М.: Постоянное представительство MSC.Software Corporation в СНГ, 2001.
2. Бартенева Л. И., Никитин В. Е. Технология комплексного снижения износа гребня колеса и рельса с помощью передвижных рельсосмазывателей. – Железные дороги мира. – 2004. - №1.
3. Богданов В.М., Захаров С.М. Современные проблемы системы колесо – рельс. – Железные дороги мира. – 2004. - №1.
4. ГОСТ 8161-75. Рельсы железнодорожные типа Р65. Конструкция и размеры. – М: Изд-во стандартов, 1976. – 10 с.
5. ГОСТ 9036-88. Колеса цельнокатаные. Конструкция и размеры. – М: Изд-во стандартов, 1988. – 15 с.
6. ГОСТ 10791-89. Колеса цельнокатаные. Технические условия. – М: Изд-во стандартов, 1989. – 10 с.
7. ГОСТ 18267-82. Рельсы железнодорожные типов Р50, Р65 и Р75 широкой колеи, термообработанные путем объемной закалки в масле. Технические условия. – М: Изд-во стандартов, 1986. – 9 с.
8. ГОСТ Р 51685-2000. Рельсы железнодорожные. Общие технические условия. - М: Изд-во стандартов, 2001. – 10 с.
9. Довбня Н.П., Бондаренко Л.Н. Влияние трения качения на сцепление колес с рельсом // Транспорт. Збірник наукових праць. – Дніпропетровськ: ДДТУЗТ, 2001. – С. 163 – 167.
10. Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем. – Київ: Юнікон-Прес, 2001. – 342 с.

11. Есаулов В.П. и др. Железнодорожный рельс. - Пат. 2013480 РФ, МКИ⁵ Е 01 В 5/02. – N 4922079/11; Заявлен 07.02.91. – 2 с.
12. Есаулов В.П., Козловский А.И., Есаулов А.Т., Староселецкий М.И. Конструкции железнодорожных колес мира. – Днепропетровск: Січ, 1997. – 428 с.
13. Есаулов В.П., Сладковский А.В. Определение погрешности дискретизации при конечноэлементном расчете железнодорожных колес. - Проблемы прочности. - 1990. – № 5. - С. 92-95.
14. Есаулов В.П., Сладковский А.В. Разработка копировального инструмента для обточки колесных пар. - Вестник ВНИИЖТ. - 1991. - N4. - С.34-36.
15. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Гондарь Н.Ф. К вопросу применения профилей ДМетИ под пассажирским составом // Проблемы механики железнодорожного транспорта. Динамика, надежность и безопасность подвижного состава / Тез. докл. X междунар. конф.- Днепропетровск: ДИИТ, 2000. – С.70-71.
16. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Гребенюк Л.П. и др. К вопросу надежности колес восьмиосных цистерн // Тез. докл. республ. науч.- техн. конф. "Теория и практика надежности и качество изделий машиностроительных предприятий". - Краматорск, 1990. - С. 17 - 18.
17. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Токарев В.В. Облегчить разработку фрез, повысить чистоту обработки. - Электрическая и тепловозная тяга. - 1991.- N4. - С.36.
18. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Шевченко Е.И. Восстановление работоспособности железнодорожных колес в процессе эксплуатации // Конструктивно-технологическое обеспечение надежности колес рельсовых экипажей: Сб. науч. тр. – Санкт-Петербург: ПГУПС, 1997. – С. 36 – 45.
19. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Шмурыгин Н.Д. Применение профилей ДМетИ в условиях магистрального и промышленного транспорта // Тез. докл. 9 Международной конф. "Проблемы механики железнодорожного транспорта". - Днепропетровск, 1996. - С.78-79.

20. Есаулов В.П., Сладковский А.В., Шмурыгин Н.Д. Фасонные фрезы для профильной обработки локомотивных колес. - Машиностроение Украины. - 1995. №2. - С.46-47.
21. Зенкевич О.К. Метод конечных элементов в технике. - М.: Мир, 1975. – 541 с.
22. Зябиров Х.Ш. Система "колесо-рельс": оптимальное взаимодействие. – Евразия Вести. –2004. – №6. – С. 2-3.
23. Инструкция по формированию, ремонту и содержанию колесных пар тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. От 23.08.2000 № К-2273у – М., 2000.
24. Коссов В. С. Улучшение условий взаимодействия колес локомотивов с рельсами. – Железные дороги мира. – 2000. - №4.
25. Моссаковский В.И., Качаловская Н.Е. Контактные и смешанные задачи теории упругости. – Днепропетровск: ДГУ, 1983. – 64 с.
26. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. - М.: Мир, 1981. – 304 с.
27. Ольшевский А.А. Методика решения контактных задач для тел произвольной формы с учетом шероховатости поверхности методом конечных элементов: Дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Брянский государственный технический университет. - Брянск, 2000. -121 с.
28. Петров С. В., Сааков А. Г. Плазменная поверхностная закалка. – Сварщик. – 2002. - №6.
29. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. – Москва: Машгиз, 1958. – Т.2. – 974 с.
30. Рейдемейстер О.Г. Вплив параметрів ходових частин та форми профілю поверхні катання коліс на динамічні показники вантажних вагонів та знос в парі «колесо – рейка»: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Дніпропетровський державний технічний університет залізничного транспорту. – Дніпропетровськ, 2000. – 22 с.

- 31.Сладковский А. V Международная научная конференция стран Центральной и Восточной Европы «Железнодорожные колесные пары». - Залізничний транспорт України. – 2002. - №4. – С. 40.
- 32.Сладковский А.В. Снижение износа колесных пар на магистральном и промышленном транспорте. - Днепропетровск: Полиграфист, 1997. - 108 с.
- 33.Сладковский А.В., Ситаж М., Мартыненко Ю.Р. Решение задач механики железнодорожного транспорта с помощью МКЭ. – Днепропетровск: Новая идеология, 2002. – 220 с.
- 34.Сладковский А.В., Ситаж М., Хружик К. Применение МКЭ для анализа процесса формирования вагонных колесных пар // Математическое моделирование в механике сплошных сред. Методы граничных и конечных элементов / Труды XIX Междунар. конф. - СПб.: НИИХ СПбГУ, 2001. - Т.3. – С.117–122.
- 35.Станки компании RAFAMET для обработки колесных пар. – Железные дороги мира. – 1999. - №4.
- 36.Цюренко В.Н. Почему выходят из строя колесные пары? – Евразия Вести. – 2002. – №12. – С. 8.
- 37.Штаерман И.Я. К теории Герца местных деформаций при сжатии упругих тел. – Доклады АН СССР. – 1939. – Т.25, №5. – С. 360 – 362.
- 38.Штаерман И.Я. Местные деформации при сжатии упругих круговых цилиндров, радиусы которых почти равны. – Доклады АН СССР. – 1940. – Т.29, №3. – С. 182 – 184.
- 39.Ahmadian M., Huang W. A Qualitative Analysis of the Dynamics of Self-Steering Locomotive Trucks. – Vehicle System Dynamics. – 2002. – V. 37, No 2. – P. 85 – 127.
- 40.Auswahl der Parameter für die Untersuchung von thermischen Grenzen der Räder und Bremsklötze / ORE – FRAGE B 169. – Utrecht: ORE, 1987. – Bericht B 169/ RP 1. – 27 s.
- 41.Bałuch H. Problemy zużycia i niezawodności pary koło – szyna w eksploatacji kolei // Konferencja – szkoła „Teoretyczne i doświadczalne podstawy prognozowania trwałości pary koło – szyna. – Spała, 1987. – 18 s.

42. Blasingame T.W., Hord R.E. Differential action railroad car wheelset. – Pat. 6048015 US, 295/44. – 11.04.00. – 10 p.
43. Blasingame T.W., Hord R.E. Differential action railroad car wheelset. – Pat. 6598920 US, 295/44. – 29.07.03. – 12 p.
44. Blazer D.S. Train tire profile. – Pat. 5549343 US, 295/34. – 27.08.96. – 12 p.
45. Bucher F., Klimpel T., Johnson K.L. Two-dimensional normal and tangential rail/wheel contact with rough surfaces, Comparison between a Greenwood/Tripp like stochastic analysis and results for a deterministic steady state model // Proceedings of the 27th Leeds-Lyon Symposium on Tribology. – Lyon, 2000. – 12 p.
46. Bucher F., Knothe K., Theiler A. Normal and tangential contact problem of surfaces with measured roughness // Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Proc. 5th International Conference. - Tokyo, 2000. – 8 p.
47. Chen G., Zhai W.M. A New Wheel/Rail Spatially Dynamic Coupling Model and its Verification – Vehicle System Dynamics. – 2004. – V. 41, No 4. – P. 301 – 322.
48. Chudzikiewicz A. Simulation of Rail Vehicle Dynamics in MATLAB Environment – Vehicle System Dynamics. – 2000. – V. 33. – P. 107 – 119.
49. Crawshaw Ph. Колеса во взаимодействии с рельсами. – Железные дороги мира. – 1998. - №11. (The Permanent Way Institution, 1997, N 3, P. 232 - 239).
50. Dukkupati R.V., Dong R. Impact Loads due to Wheel Flats and Shells. – Vehicle System Dynamics. – 1999. – V. 31. – P. 1 – 22.
51. Dukkupati R.V., Dong R. The Dynamic Effects of Conventional Freight Car Running over a Dipped-joint. – Vehicle System Dynamics. – 1999. – V. 31. – P. 95 – 111.
52. Essaoilov V.P., Sladkovsky A.V. Contact Interaction and Wear Examination of the Wheel-Rail Couple // Proceeding of the International Symposium on the Tribology of Friction Materials.- Yaroslavl, 1991. - Vol.2. - P. 288-293.
53. Goryacheva I.G., Vinnik L.V. Analysis of Characteristics in Rim – Hub Contact of the Wheel with Differential Rotation // Proceedings 6th International Conference on Contact mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Gothenburg: CHARMEC, 2003.- V. 1. – P. 243 – 248.

54. Gretzschel M., Jaschinski A. Design of an Active Wheelset on a Scaled Roller Rig. – Vehicle System Dynamics. – 2004. – V. 41, No 5. – P. 365 – 381.
55. Herrmann L. R. A Bending Analysis for Plates // Proceedings 1st Conference on Matrix Methods in Structural Mechanics. Dayton, Ohio: Air Force Institute of Technology, 1966. – P. 577-604.
56. Increasing of Dynamic Stability of Trains Due to Optimal Tread of Wagons and Loco Wheels / Kozlovsky A., Taran Y., Staroseletsky M., Yesaulov V., Gubenko S., Sladkovsky A. // Proceedings of the 13 International Wheelset Congress. - Rome, 2001. – 6 p.
57. Iwnicki S. The Results of the Manchester Benchmarks. – Supplement to Vehicle System Dynamics. – 1999. – V. 31. – P. 2 – 48.
58. Jackson K.L. Radial axle railway truck. – Pat. 4428301 US, 105/168. – 31.01.84. – 22 p.
59. Jackson K.L. Radial axle railway truck with axle couplings at sides transversely interconnected with each other. – Pat. 4648326 US, 105/168. – 10.03.87. – 14 p.
60. Johanning E., etc. Whole-Body Vibration Exposure Study in U.S. Railroad Locomotives - An Ergonomic Risk Assessment. – AIHA Journal. – 2002. – V. 63. – P. 439 – 446.
61. Kalker J.J. On the Rolling Contact of Two Elastic bodies in the Presence of Dry Friction. Doctoral Thesis. Delft University. – Leiden: Nederlandsch Drukkerij Bedrijf N.V., 1967. – 155 p.
62. Kalker J.J. Three-dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. – Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1990.
63. Kik W., Moelle D., Bogo C., Ferrarotti G. The Manchester Benchmarks ADAMS/Rail – MEDYNA Statement of method. – Supplement to Vehicle System Dynamics. – 1999. – V. 31. – P. 49 – 65.
64. Kobayashi H., etc. Новая тележка для дизель-поездов железных дорог Японии. – Железные дороги мира. – 2000. - №1. (Quarterly Report of RTRI, 2000, № 1, P. 16 – 20)

- 65.Kossov V.S., Zagorski M.V., Mikchaltchenko G.S., Simonov V.A. The Assessment of Some Constructive and Technological Solutions Directed to Decreasing the Locomotive Wheel Flange Wear // Mechanics and Tribology of Transport Systems: Book of Reports of International Congress „Mechtribotrans – 2003”. – Rostov-on-Don: Rostov State Transport University, 2003. – Book 1. – P. 365 – 368.
- 66.Lundén R. Contact region fatigue of railway wheels under combined mechanical rolling pressure and thermal brake loading. – Wear. - 1991. - №144. – P. 57 – 70.
- 67.Magel E.E. Optimizing wheel, rail profiles. –Railway track and structures. – 1999. - №7.
- 68.Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation. – Vehicle System Dynamics. – 1998. – V. 30. – P. 295 – 313.
- 69.Mei T.X., Goodall R.M. Recent Development in Active Steering of Railway Vehicles. – Vehicle System Dynamics. – 2003. – V. 39, No 6. – P. 415 – 436.
- 70.MSC.Marc Introductory Course. Workshop Problems. Statics S8: Hertz Contact Problem. – MSC.Software Corporation. - P. 299 – 304.
- 71.MSC.Marc Volume B: Element Library. Version 2003. – MSC.Software Corporation.
- 72.Mt 11: Instrukcja pomiarów geometrycznych zestawów kołowych pojazdów trakcyjnych PKP. – Warszawa, 1995.
- 73.Nielsen J.C.O., Lunden R., Johansson A., Vernersson T. Train–Track Interaction and Mechanisms of Irregular Wear on Wheel and Rail Surfaces. – Vehicle System Dynamics. – 2003. – V. 40, No 1-3. – P. 3 – 54.
- 74.Piotrowski J. A Theory of Wheelset Forces for Two Point Contact Between Wheel and Rail. – Vehicle System Dynamics. – 1982. – V. 11. – P. 69 – 87.
- 75.Piotrowski J., Kik W. The Influence of Spin on Creep Forces for Non-Flat Contact Area. – Supplement to Vehicle System Dynamics. – 1999. – V. 31. – P. 158 – 177.
- 76.PN-84/H-93421. Szyny normalnotorowe. – Warszawa: Wydawnictwa normalizacyjne „ALFA”, 1992 – 10 s.
- 77.PN-92/K-91018. Tabor kolejowy. Koła bezobrzęczowe. Wymagania i badania. – Warszawa: Wydawnictwa normalizacyjne „ALFA”, 1993. – 6 s.

- 78.PN-92/K-91019. Tabor kolejowy. Koła bezobrzęczowe. Typy i wymiary. – Warszawa: Wydawnictwa normalizacyjne „ALFA”, 1993. – 4 s.
- 79.PN-92/K-91020. Tabor kolejowy. Zestawy kołowe z kołami bezobrzęczowymi. – Warszawa: Wydawnictwa normalizacyjne „ALFA”, 1993. – 3 s.
- 80.PN-92/K-91048. Wagony. Osie zestawów kołowych. – Warszawa: Wydawnictwa normalizacyjne „ALFA”, 1992. – 4 s.
- 81.PN-92/K-91056. Tabor kolejowy. Zarys zewnętrzny obręczy i wieńców kół bezobrzęczowych zestawów kołowych. – Warszawa: Wydawnictwa normalizacyjne „ALFA”, 1993. – 6 s.
- 82.Popp K., Kruse H., Kaiser I. Vehicle-Track Dynamics in the Mid-Frequency Range. – Vehicle System Dynamics. – 1999. – V. 31. – P. 423 – 464.
- 83.Poschmann I., Heermant C. Новые марки колесной стали. – Железные дороги мира. – 2004. - №1. (Eisenbahningenieur, 2002, № 8, S. 47 – 51)
- 84.Ringsberg J. W., Bjarnehed H., Jahansson A., Josefson B.L. Rolling contact fatigue of rails – finite element modeling of residual stresses, strains and crack initiation. – Proc. Instn. Mech. Engrs. – 2000. – V. 214. Part F. – P. 7–19.
- 85.Ringsberg J. W., Loo-Morrey M., Josefson B. L., Beynon J. H. Prediction of fatigue crack initiation for rolling contact fatigue. - Int. J. of Fatigue. – 1999. – V.22. - P. 205–215.
- 86.Rudas M., Baynham J.M.W., Adey R.A. Simulation of wheel-rail damage // COMPRAIL Conference VII, Bologna, Italy.- Southampton, Boston: WIT Press, 2000. – 9 p.
- 87.Sawley R., Reiff R. Продление срока службы рельсов и колес. – Железные дороги мира. – 2000. - №9. (Railway Age, 1999, N 6, P. 44, 46, 48, 49)
- 88.Schaller H.D., etc. Arrangement of radial bogie. – Pat. 20030230213 US, 105/168. – 18.12.03. – 8 p.
- 89.Scheffel H. Railway truck. – Pat. 4067262 US, 105/168. – 10.01.78. – 9 p.
- 90.Scheffel H., von Gericke R. E., Viviers J. A. Railway wheel tread profile. – Pat. 4294482 US, 295/34. – 13.10.81. – 7 p.

91. Schupp G., Weidemann C., Mauer L. Modelling the Contact Between Wheel and Rail Within Multibody System Simulation. – Vehicle System Dynamics. – 2004. – V. 41, No 5. – P. 349 – 364.
92. Sellgren U., Telliskivi T., Olofsson U., Kruse P. A Tool and a Method for FE Analysis of Wheel and Rail Interaction // The International ANSYS Conference. - Pittsburgh, 2000.
93. Sitarz M., Sładkowski A., Chruzik K. Metody numeryczne w projektowaniu kół kolejowych zestawów kołowych. – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2003. – 130 s.
94. Sitarz M., Sładkowski 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.
95. Sładkowski 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.
96. Sładkowski A., Sitarz M. Modelling of Contact for a Wheel – Rail Pair // Transbaltica-03 / 4-th International Conference. – Vilnius: Technika, 2003. – P. 483 – 489.
97. Stahlberg C. Геометрия рельсов на железных дорогах Германии. – Железные дороги мира. – 2000. - №9. (Eisenbahningenieur, 1998, N 8, S. 18 - 22.)
98. Suwalski R. SUW 2000 – polski zestaw kołowy o zmiennym rozstawie kół do wagonów osobowych i towarowych. – Technika Transportu Szynowego. – 1998. – №5.– S. 19 – 24.
99. Telliskivi T., Olofsson U. Contact Mechanics Analysis of Measured Wheel-Rail Profiles Using the Finite Element Method. - Journal of Rail and Rapid Transit. – 2001. - V. 215. - P. 65-72.
100. Wallrapp O. Review of Past Developments in Multibody System Dynamics at DLR – From FADYNA to SIMPACK. – Vehicle System Dynamics. – 2004. – V. 41, No 5. – P. 339 – 348.

101. Wolfram N.E., Skalski F.T. Differential axle for railroad car. – Pat. 4575145 US, 295/37. – 11.03.86. – 4 p.
102. Wu T.X., Thompson D.J. Behaviour of the Normal Contact Force Under Multiple Wheel/Rail Interaction – Vehicle System Dynamics. – 2002. – V. 37, No 3. – P. 157 – 174.
103. Ziethen R., Nuding E., Benenowski S. Contact surfaces of a track part and railway wheel. – Pat. 5295624 US, 238/125. – 22.03.94. – 9 p.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Использование МКЭ для решения контактной задачи взаимодействия колеса и рельса	6
2. Решение тестовой контактной задачи взаимодействия упругих цилиндров	18
3. К вопросу использования конечных элементов высших порядков для решения контактных задач	32
4. Тестирование пространственных контактных задач	46
5. Контактное взаимодействие колес и рельсов для случая однотоочечного контакта	62
6. Двухточечный и гребневой контакт при взаимодействии в паре колесо - рельс	102
7. Контактное взаимодействие при ненулевых углах набегания	128
8. Взаимодействие колес и рельсов с изношенными рабочими поверхностями	142
9. Разработки, направленные на решение проблемы износа колес и рельсов	155
Заключение	173
Литература	178