

ISSN 0201-727X



# ВЕСТНИК

РОСТОВСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
УНИВЕРСИТЕТА  
ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

№ 4  
2011

ISSN 0201-727X

**РОСЖЕЛДОР**

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Ростовский государственный университет путей сообщения»  
(ФГБОУ ВПО РГУПС)

## **ВЕСТНИК**

**Ростовского государственного университета  
путей сообщения**

**Научно-технический журнал**

**№ 4 (44)**

**Ростов-на-Дону  
2011**



**ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ, БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ И ЭКОЛОГИЯ**

- Кузнецов В.Ф., Смирнов В.А.* Совершенствование технологий неразрушающего контроля при ремонте и техническом обслуживании подвижного состава ..... 116
- Сладковски А.* К вопросу моделирования привода локомотива при помощи МКЭ ... 121

**ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ, АВТОМАТИКА И ТЕЛЕКОММУНИКАЦИИ**

- Сапожников Вл.В., Ефанов, Д.В., Павлов А.Н.* Классификация вопросников ..... 128

**УПРАВЛЕНИЕ И ЛОГИСТИКА НА ТРАНСПОРТЕ**

- Козлов П.А., Осокин О.В., Тушин Н.А.* От оперативных баз данных к интеллектуальной информационной среде ..... 138
- Колесников М.В.* Внедрение современных технологий управления в деятельность железнодорожной отрасли ..... 145

**ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ПУТЬ И ТРАНСПОРТНОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО**

- Кругликов А.А., Кислица К.Ю., Шаповалов В.Л., Морозов А.В., Явна В.А.* Диагностика объектов транспортной инфраструктуры методом георадиолокации ..... 148
- Суворова Т.В., Беляк О.А., Усошин С.А.* Математическое моделирование деформации основания железнодорожного пути при встречном движении поездов ..... 155

**ТРАНСПОРТНАЯ ЭНЕРГЕТИКА**

- Семенов Ю.Г.* Исследование оптических сигналов от одиночных дуговых нарушений скользящего контакта в электротяговых сетях ..... 162

**ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ НАУКИ**

- Ахвердиев К.С., Мукутадзе М.А., Приходько В.М., Никитин С.А., Аксенов Н.Н.* Гидродинамический расчет радиального подшипника конечной длины при наличии перекося ..... 168
- Булгаревич С.Б., Бойко М.В., Фейзова В.А., Тарасова Е.Н.* Механоактивация трибохимических процессов ..... 178
- Задорожный А.И., Колесников И.В.* Аналитический расчет радиального температурного поля во фрагменте пакетного многодискового тормоза ..... 189
- Наседкин А.В.* Моделирование пьезогенераторов из пористой пьезокерамики как источников возобновляемой энергии на транспорте ..... 193
- Аннотации* ..... 202

### К вопросу моделирования привода локомотива при помощи МКЭ

Тяговые характеристики локомотивов во многом зависят от конструкции их приводов. Очевидно, что тяговый привод выполняет важные функции передачи момента с тяговых двигателей на ведущие колеса. При этом такая передача не должна быть жесткой. В нее обычно включаются дополнительные упругие элементы, например, пространственные упругие муфты. При этом такой привод должен обеспечивать надежную передачу момента при относительно стабильном положении двигателей, что должна обеспечить как подвеска локомотива, так и самого двигателя. При этом должны компенсироваться перемещения колесных пар, которые при своем движении повторяют неровности профиля пути. Если при этом отметить, что как в России, так и в Польше профиль верхнего строения пути оставляет желать лучшего, то подвеска локомотива и привод должны принять на себя существенную нагрузку, связанную с выполнением указанного выше требования.

Одной из наиболее совершенных конструкций тягового привода локомотивов является конструкция фирмы ALSTOM. На сайте [1] приведена определенная история развития тяговых приводов, где которых конструкция ALSTOM занимает достойное место. Среди продукции польского локомотивостроения целый ряд локомотивов использует данную конструкцию. Это, например, электровозы универсальные EU07, грузовые ET22 или пассажирские EP09. Подобные конструкции использовались также в конструкциях российских локомотивов, например, для пассажирского тепловоза ТЭП60. Достаточно новый электровоз ЭП2К использует также подобную конструкцию привода. В статье [2] авторы сделали попытку моделирования режимов буксования при помощи программного комплекса «Универсальный механизм». Недостатком такого подхода является то, что упругие характеристики привода учтены только частично, например, колесная пара рассматривалась как абсолютно твердое тело. Очевидно, что в качестве достаточно хорошего приближения такой подход возможен. Тем не менее, если стоит задача анализа всех возможных колебаний во время движения локомотива, следует все элементы привода рассматривать как упругие. С силу большой сложности конструкции в плане ее расчета единственно возможным подходом в настоящее время может быть только метод конечных элементов (МКЭ).

Первая попытка приблизиться к решению поставленной задачи была сделана автором в статье [3], где был рассмотрен с использованием МКЭ узел полого вала тягового привода локомотива ET22. В состав рассматриваемого узла были включены сам полый вал с насаженными на него фланцами, а также зубчатое колесо, на которое передавалась через зубчатое зацепление сила от шестерни. Рассмотрены были также запрессованные пальцы и втулки, при помощи которых тяговый момент передавался далее на систему поводков. При этом были учтены условия запрессовки контактирующих тел.

В настоящей работе рассматривается следующий узел данного привода, а именно, узел колесной пары. В его состав входят только 5 деталей: ось колесной пары, два колесных центра и два бандажа (более мелкие детали, например, стопорные кольца, не рассматриваются). При кажущейся простоте данного узла, его моделирование с использованием МКЭ вызывает значительные трудности. Главная причина этого – достаточно сложная геометрически конструкция колесных центров.

В статье [3] в качестве основного программного средства КЭ анализа использовался программный пакет MSC.MARC. Очевидно, что существует возможность задания геометрической модели рассматриваемого объекта в специализированных пакетах CAD с последующим импортом модели в MARC. Однако при этом достаточно часто возникают дополнительные сложности, связанные с несовместимостью определенных версий пакетов, поэтому было принято решение создать геометрический объект типа SOLID средствами геометрического моделирования программы MARC. Разработанная таким образом упрощенная геометрическая модель колесного центра показана на рис. 1. Упрощения ее касались отхода от некоторых литейных уклонов, малых скруглений и т.д., т.е. тех элементов, которые не вносили существенных изменений в напряженно-деформированное состояние объекта и не влияли на его частотные характеристики.

Тем не менее, последующая генерация КЭ сетки для рассматриваемого объекта не была успешной. Особенностью генерации пространственной КЭ сетки достаточно сложных геометрических объектов в программе MARC является то, что сначала задается условное деление всех кривых, ограничивающих поверхности рассматриваемого объекта. Затем генерируются треугольные сетки на указанных поверхностях, и лишь затем создаются пространственные сетки, состоящие из тетраэдр-

ральных конечных элементов. К сожалению, последний этап оказался невыполнимым, поскольку программа определяла нестыковки сеток поверхностных элементов, что не позволяло далее генерировать пространственные сетки. Попытки найти указанные нестыковки и устранить их вручную не были успешными.

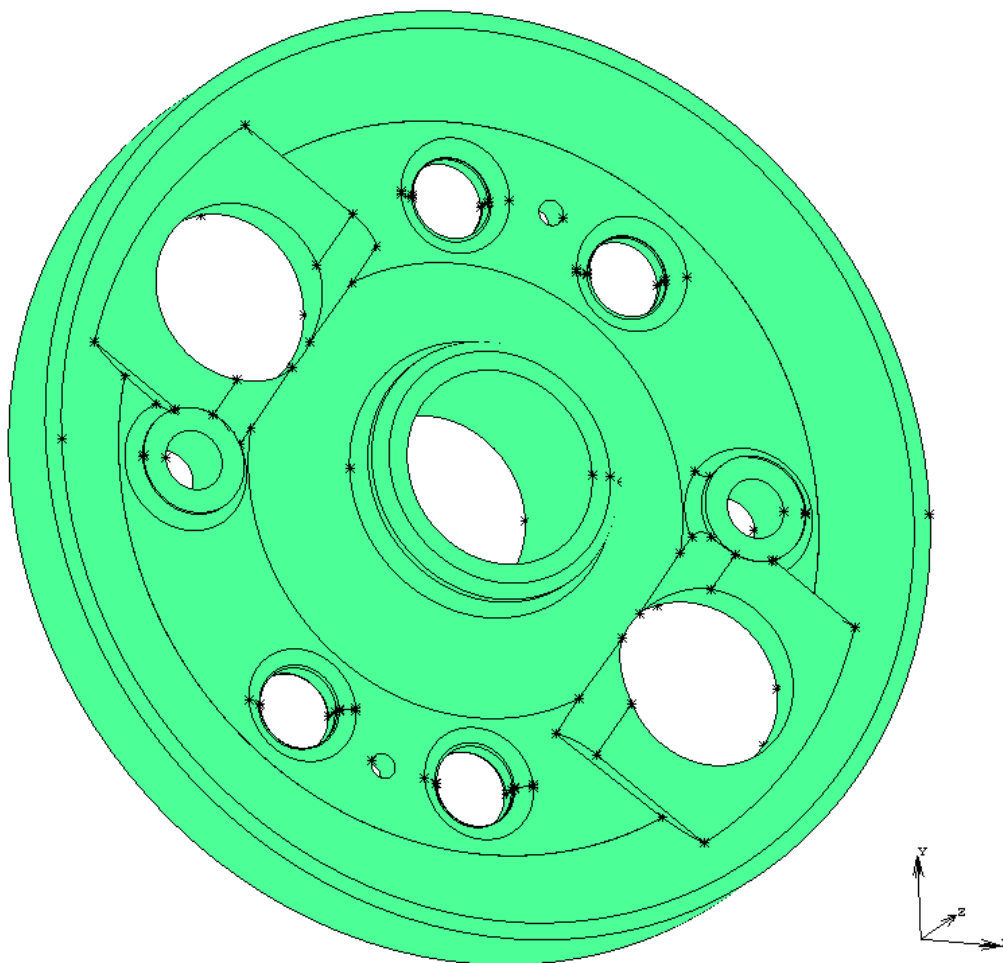


Рис. 1. Геометрическая модель колесного центра, созданная средствами MSC.MARC

Следующей попыткой создания пространственной КЭ сетки был экспорт разработанной геометрии в качестве SOLID объекта ACIS, его последующий импорт в программе MSC.PATRAN с последующей генерацией КЭ сетки. Указанная операция удалась, и сетка была сгенерирована. Тем не менее, оказалось, что вместо пространственных четырехузловых тетраэдральных элементов был создан набор треугольных элементов, которые имели характеристику SOLID. При дальнейшей попытке анализа задачи с использованием указанных элементов решение оказалось невозможным. Таким образом, все исследование окончилось неудачей и пришлось создавать геометрический объект снова.

В результате геометрическая модель была создана при помощи пакета AutoCAD. К сожалению, прямой импорт в программе PATRAN файлов DWG или DXF объектов типа SOLID не удался, тем не менее, экспорт из AutoCAD объекта ACIS и его последующий импорт в PATRAN был возможен. Единственной особенностью такой операции было согласование единиц измерений, т.е. дополнительное указание, что чертеж объекта выполнен не в дюймах, в мм. Дальнейшая генерация тетраэдральной КЭ сетки не вызвала затруднений. Здесь следует остановиться на том, почему была выбрана указанная КЭ сетка. Дело в том, что PATRAN дает возможность для геометрических объектов типа SOLID генерировать КЭ сетки разных типов. Это могут быть сетки, состоящие из тетраэдральных, пентаэдральных или гексаэдральных элементов. Количество узлов в элементе для указанных сеток может быть разным, например, для гексаэдральных элементов от 8 узлов для элементов низкого порядка до 64 узлов для элементов высокого порядка. Тем не менее, ограничения накладываются генератором сеток. Наиболее широкий выбор элементов представляет генератор IsoMesh. К сожалению, для рассматриваемого геометрического объекта, каковым является колесный центр, этот генератор неприменим. Он требует, чтобы все поверхности, ограничивающие объем объекта SOLID имели не более чем четырехстороннюю форму. Таким образом, выбор генератора сетки был ограничен исклю-

чительно TetMesh. Однако даже указанный генератор предоставлял возможность выбора элементов 4, 10 или 16 узловых. Поскольку в дальнейшем предполагалось объединение отдельных деталей в узел с использованием контактных соединений сеток, известно, что применение элементов высоких порядков в контактных задачах по МКЭ не дает ожидаемых преимуществ, а зачастую может способствовать увеличению погрешности решения [4]. Поэтому решено было остановиться на сетке из относительно простых четырехузловых тетраэдральных элементов.

Другая проблема возникла вследствие нерегулярности КЭ сетки генерируемой в программе PATRAN при помощи генератора TetMesh. Эта проблема связана с тем, рассматриваемый колесный центр с одной стороны должен быть запрессован на оси, а с другой стороны на него должен быть насажен бандаж. Есть еще две существенные цилиндрические контактные поверхности, а именно отверстия в колесном центре, куда вставляются приводные пальцы. За исключением колесного центра все остальные детали, входящие в рассматриваемый узел, являются телами вращения. Это означает, что их КЭ сетки могут быть достаточно просто получены при помощи следующей методики: сначала создается геометрический профиль контура радиального сечения детали, затем кривые ограничивающие контур подвергаются КЭ дискретизации, следующим этапом создается плоская КЭ сетка рассматриваемого сечения, затем проводится радиальное выдавливание плоских элементов, которые при помощи команды EXTRUDE превращаются в пространственные, и, наконец, производится удаление исходных плоских элементов и «сшивание» сетки в месте разреза. Результатом выполнения такой операции является тот факт, что контактные поверхности фактически представляют собой многогранники.

В монографии [4] указывалось, что идеальным способом решения контактной задачи является такой, когда узлы на контактных поверхностях, принадлежащие разным телам, согласованы. При генерации КЭ сетки колесного центра с использованием генератора TetMesh удается управлять только регулярностью сетки на ребрах объекта типа SOLID. Узлы, находящиеся на гранях объекта, а тем более внутренние узлы, генерируются на основании специфических внутренних алгоритмов генератора, и не удается управлять их расположением. Следствием этого факта является то, что, например, при «насаживании» колесного центра на ось часть поверхностных узлов колесного центра оказывается внутри оси и наоборот, что является совершенно недопустимым (рис. 2).

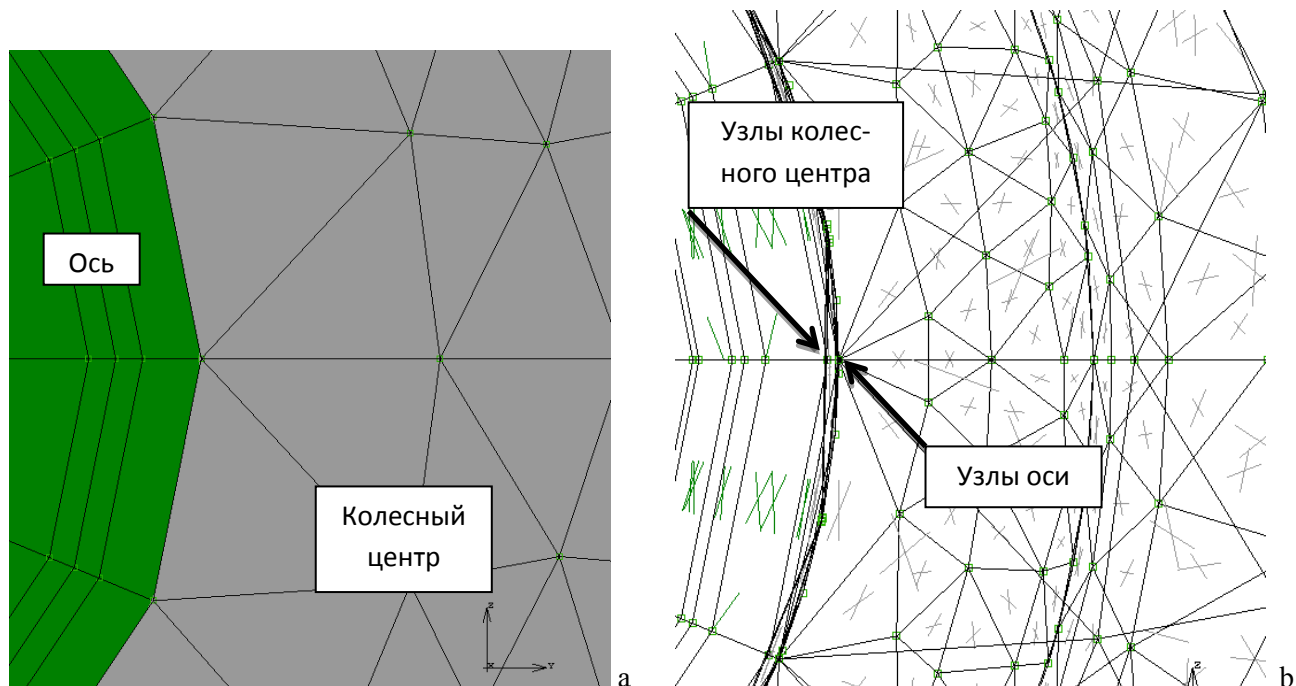


Рис. 2. Проблема генерации КЭ сетки для колесного центра: а – хорошее согласование сеток оси и колесного центра является фиктивным; б – рассмотрение внутренней структуры сеток показывает, что имеет место взаимное проникновение сеток (интерференция)

К сожалению, несмотря на то, что генераторы КЭ сеток программы PATRAN являются одними из наиболее мощных, обычных средств генерации в данном случае было недостаточно. Проблему удалось решить при помощи несколько искусственного приема. Если посмотреть на посадочное ме-



сто для колесного центра на оси (рис. 2), то фактически после генерации КЭ сетки оси наружная поверхность данного объекта представляет собой многогранник с заданным числом одинаковых граней. Было предложено создать дополнительный геометрический объект типа SOLID, повторяющий форму поверхности указанного посадочного места. Далее выполняется логическая операция вычитания из SOLIDA колесного центра данного вспомогательного SOLIDA, в результате чего цилиндрическая посадочная поверхность колесного центра превращается в поверхность многогранной призмы. Такой подход позволяет в дальнейшем сгенерировать дополнительные регулярные узлы на ребрах указанной призмы, а дальнейшая генерация пространственной КЭ сетки позволяет устранить интерференцию контактных поверхностей. Аналогичный подход использовался для остальных контактных поверхностей колесного центра.

В дальнейшем КЭ сетка экспортировалась в MARC, где задавались граничные условия, контактные тела, нагрузки, параметры решения задачи, проводились все расчеты и далее выполнялся анализ поставленной задачи. В качестве примера на рис. 3 показаны 5 контактных тел рассматриваемого узла локомотива (тело 1 – ось, 2 – левый колесный центр, 3 – правый колесный центр, 4 – левый бандаж, 5 – правый бандаж).

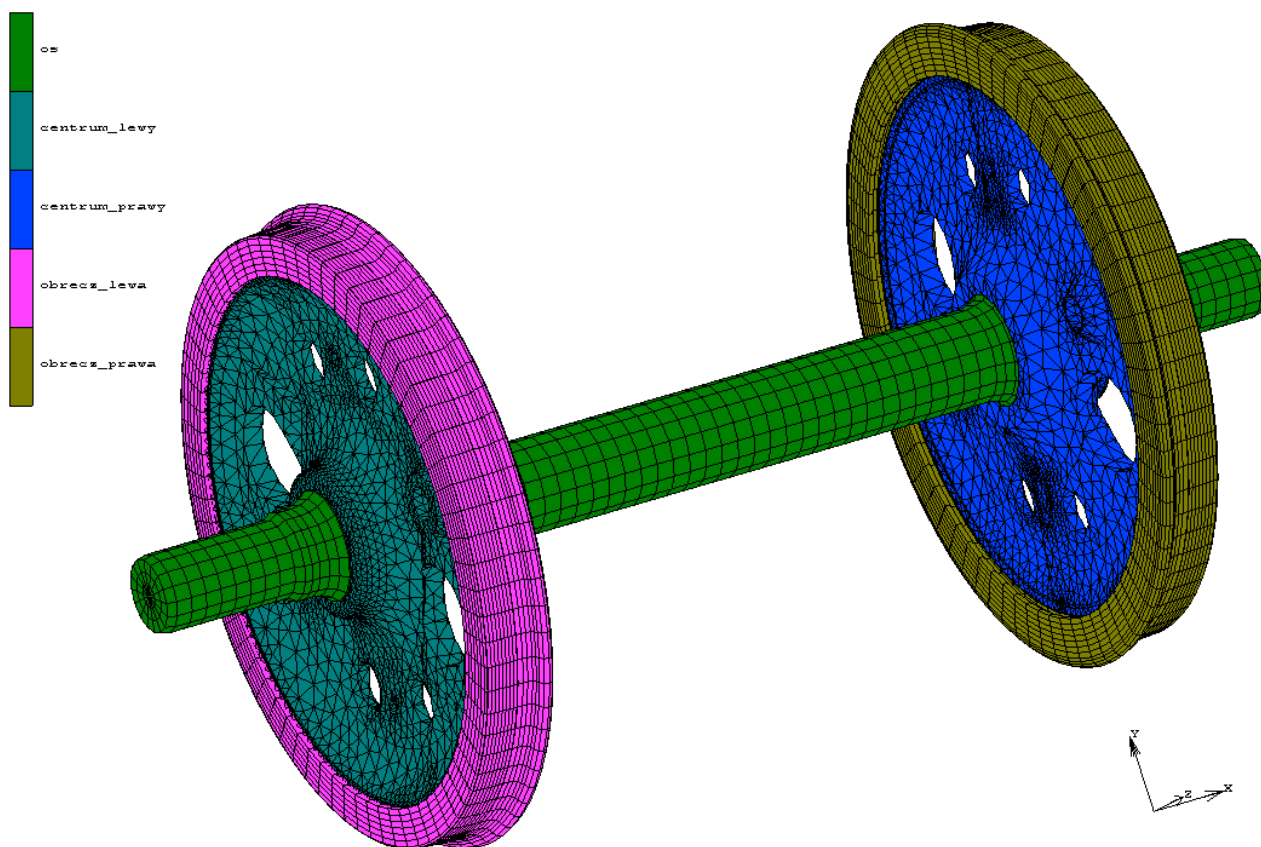


Рис. 3. Контактные тела в программе MSC.MARC для моделирования узла колесной пары

Вполне очевидно, что для разработанной КЭ модели узла колесной пары могут быть выполнены различные виды расчетов. В данной статье остановимся только на влиянии запрессовки деталей на напряженное состояние колесной пары. Согласно рабочим чертежам, посадочная поверхность оси выполняется с диаметром  $\varnothing 230^{+0,025}$ . При этом посадочная поверхность колесного центра должна иметь диаметр  $\varnothing 230_{-0,28}^{-0,25}$ . Дополнительным условием при формировании колесной пары является то, что усилие запрессовки колесного центра должно составлять от 115 до 160 т ( $\approx 1150 \div 1600$  кН). Таким образом, в наиболее нагруженном состоянии радиальная интерференция поверхностей в данном посадочном месте будет составлять 0,1525 мм. Для указанного соединения не предвидится в дальнейшем какой-либо ремонт или переформирование.

Вторым посадочным местом является контактная поверхность колесный центр – бандаж. Его отличие от предыдущего контакта в том, что для этого соединения возможно переформирование колесной пары с заменой бандажа. Этим обусловлен тот факт, что в чертежах допуски на соответству-

ющие контактные поверхности не указываются. Данные допуски регулируются документом [5], где между наружным диаметром колесного центра  $D_z$  и внутренним диаметром бандажа  $D_w$  существует следующая зависимость:

$$D_z - \frac{1,7D_z}{1000} < D_w < D_z - \frac{1,3D_z}{1000} \quad (1)$$

Указанные диаметры зависят от текущего состояния колесного центра и в процессе ремонта колесной пары согласовываются при помощи обточки на токарных станках. Если принять, что номинальный внешний диаметр колесного центра составляет 1100 мм, то уравнение (1) дает зависимость для внутреннего диаметра бандажа:  $1098,13 < D_w < 1098,57$ . Таким образом, максимально возможная радиальная интерференция составляет 0,935 мм.

На рис. 4 показано распределение эквивалентных напряжений определенных по критерию Губера – Мизеса – Генки. Максимальный уровень рассчитанных напряжений составляет 949 МПа, что должно свидетельствовать о весьма высоких напряжениях, находящихся уже в пластической зоне, которые появляются при запрессовке рассматриваемых деталей. К сожалению, приходится констатировать, что результаты расчета не являются адекватными. Главной причиной этого являются несогласованные КЭ сетки в контактных зонах. Несмотря на достаточно большое число узлов КЭ сеток (38005) и самих конечных элементов (76018) и, соответственно, большое число степеней свободы, полученное решение нельзя назвать удовлетворительным.

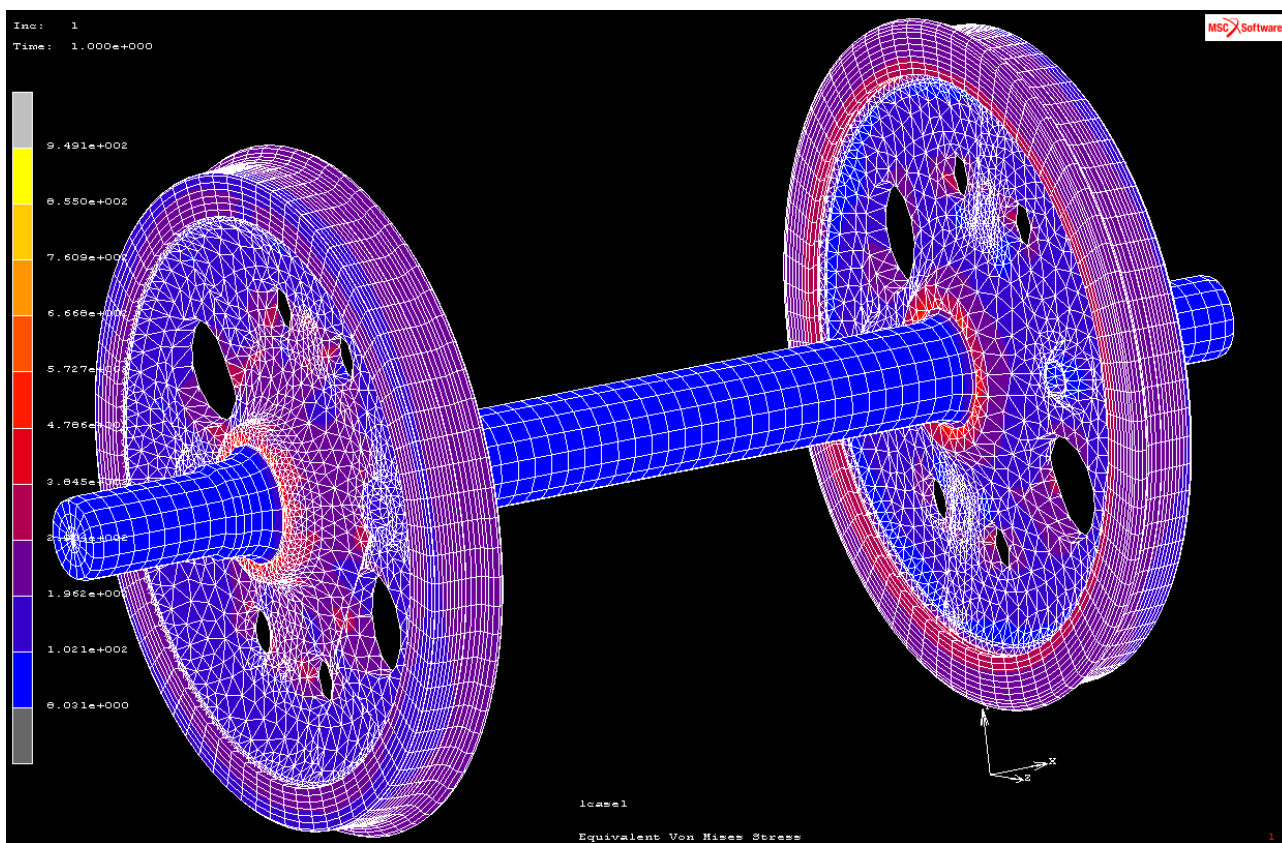


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений в колесной паре, обусловленное запрессовкой колесных центров и бандажей

Рис. 5. дает достаточное представление о неравномерности напряженного состояния на поверхностях запрессовки деталей. Причиной такой погрешности расчета является неравномерность КЭ сетки колесного центра и ее несогласованность с регулярными КЭ сетками оси и бандажей. Объяснение этого эффекта было дано в монографии [4]. Очевидно, если в дальнейшем должен будет выполняться расчет всего привода, то необходимо будет подготовить более равномерную КЭ сетку колесных центров, особенно в области контактных зон. Это будет способствовать тому, что распределение контактных напряжений будет более равномерным и будет адекватно отражать реальную картину напряженно-деформированного состояния колесной пары. Очевидно также, что максимальные зна-



чения напряжений должны быть существенно меньшими вследствие устранения указанной выше неравномерности распределений.

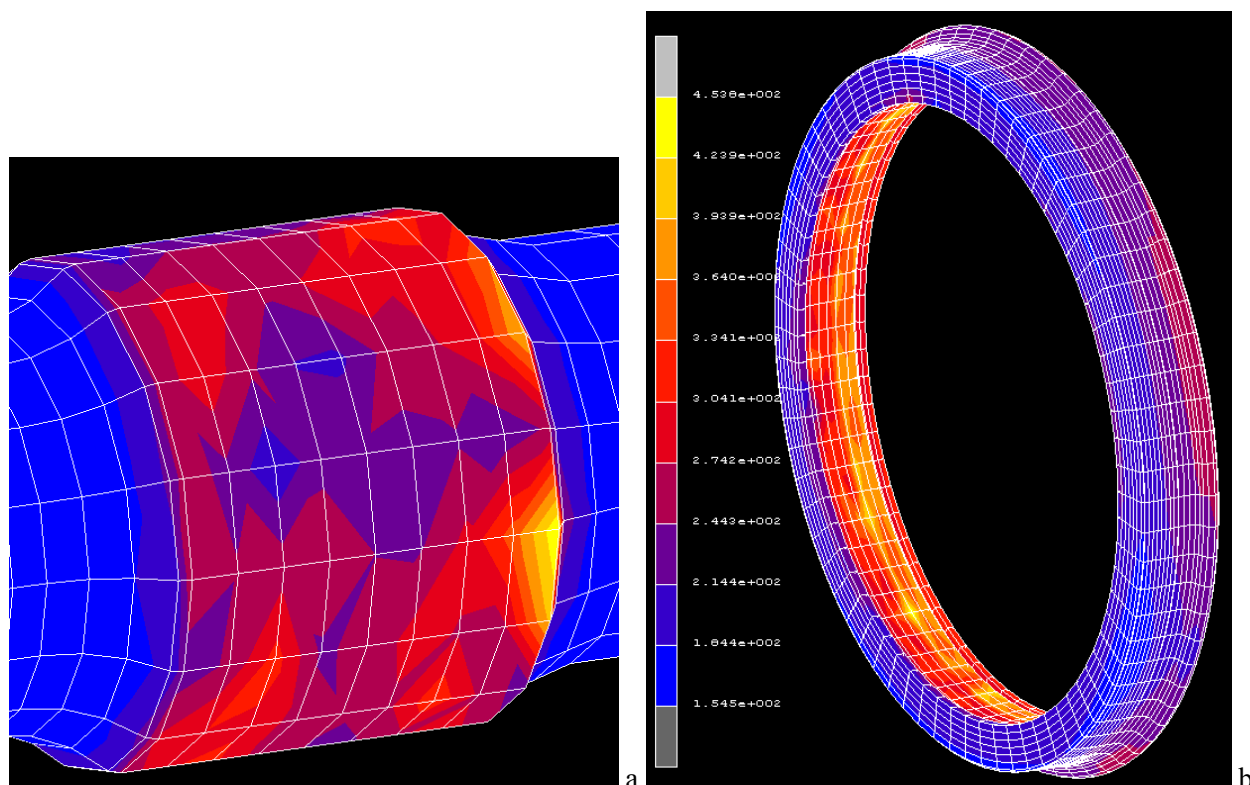


Рис. 5. Неравномерность напряженного состояния в контактных зонах: а – посадочное место колесного центра на оси; б – контактная поверхность бандажа

Является ли выходом из сложившейся ситуации увеличение дискретизации КЭ сетки колесного центра? Было разработано дополнительно две КЭ модели с повышенным количеством узлов 51569 и элементов 141146 в первом случае и с количеством узлов 80317 и элементов 284258 во втором случае. Дальнейшее увеличение дискретизации приводило к еще большему увеличению числа степеней свободы и, накладывая высокие требования с памяти задачи, приводило к невозможности ее решения. На рис. 6 показаны аналогичные рис. 5 распределения напряжений в тех же самых контактных зонах при максимально высокой дискретизации колесного центра. При этом максимальный уровень эквивалентных напряжений равный 839 МПа достигается в зоне контакта колесный центр – ось. Очевидно, что это говорит о том, что при таком нагружении в данной зоне появятся пластические деформации. С другой стороны, следует помнить, что изначально были приняты наиболее неблагоприятные в плане напряженного состояния условия запрессовки, т.е. как для одной, так и для второй зоны контакта были выбраны предельные отклонения, приводящие к максимальному натягу.

Тем не менее, рис. 6 показывает, что, несмотря на некоторое уменьшение неравномерности распределения напряжений в контактных зонах (особенно это относится к зоне контакта колесный центр – бандаж), увеличение дискретизации сетки для колесного центра не решает проблемы. Кардинальным решением проблемы должно было бы быть создание регулярной КЭ сетки колесного центра и ее согласование с КЭ сетками оси и бандажа. Однако это предполагает использование более сложных процедур генерации сеток, а стандартные генераторы тетраэдральных сеток в данном случае оказываются неэффективными.

Таким образом, главным выводом является то, что при расчете сложных конструкций железнодорожной техники с использованием МКЭ следует тщательно подходить к вопросам выбора КЭ дискретизации. Это относится, прежде всего, к проблемам, в которых рассматривается контактное взаимодействие отдельных деталей. Путем решения возникающих проблем является использование регулярных согласованных КЭ сеток, хотя их создание обычно связано с дополнительными техническими трудностями, что относится в первую очередь к объектам, имеющим сложную геометрическую форму.

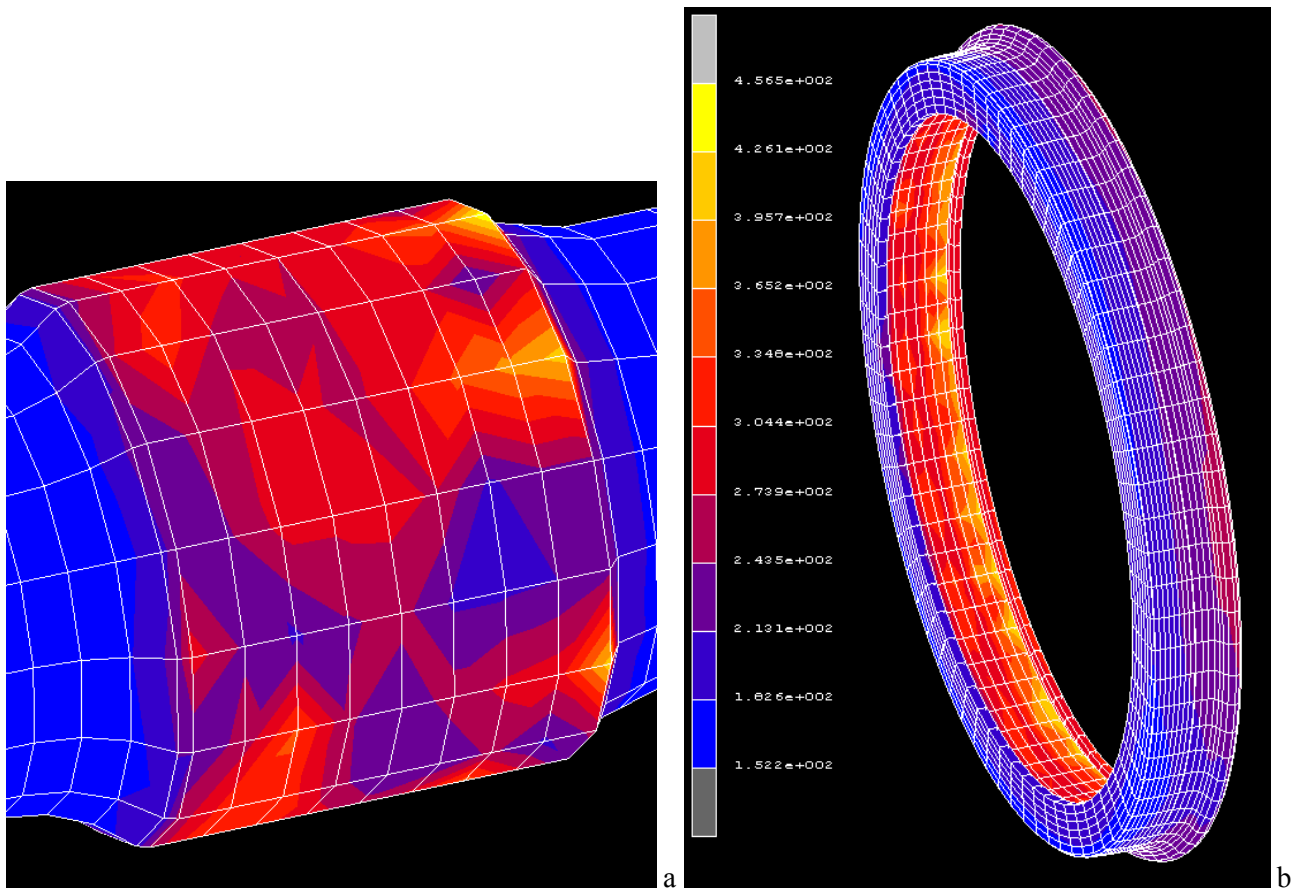


Рис. 6. Неравномерность напряженного состояния в контактных зонах в случае использования КЭ сетки колесного центра с повышенной дискретностью: а – посадочное место колесного центра на оси; б – контактная поверхность бандажа

#### Литература

1. Опорно-рамный привод с полым валом на оси. <http://www.izmerov.narod.ru/privod/privod22.html>
2. Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Проверка возможности развития опасных режимов при буксовании электровоза ЭП2К методом компьютерного моделирования. – Вісник Східноукраїнського національного університету. – 2011, № 4 (158), ч.2, с. 7-10.
3. Сладковский А., Сладковский Ю. Применение МКЭ для расчета напряженного состояния узла полого вала тягового привода локомотива ЕТ22. – Вісник Східноукраїнського національного університету. – 2009, №4 (134) ч.1, с. 33 – 41.
4. Сладковский А. Контактное взаимодействие колес и рельсов. – Луганск: Русь, 2005. – 189 с.
5. Pt-4 (Mt 11). Instrukcja pomiarów i oceny zestawów kołowych pojazdów trakcyjnych i wagonów osobowych.

**УДК 629.015:625.1.03:629.4.027.44**

**К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИВОДА ЛОКОМОТИВА ПРИ ПОМОЩИ МКЭ**

**Сладковски Александр**

Силезский технический университет

Ul. Krasinskiego 8, 40-019 Katowice, Poland

Кафедра логистики и промышленного транспорта, факультет транспорта, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой, зам. декана

телефон +48-32-6034157

e-mail: aleksander.sladkowski@polsl.pl

*В статье рассматриваются проблемы расчета тягового привода локомотива конструкции ALSTOM при помощи метода конечных элементов. Рассмотрены вопросы геометрического моделирования и генерации КЭ сеток. Исследовано напряженное состояние узла колесной пары под действием нагрузок, обусловленных запрессовкой отдельных деталей. Указаны проблемы такого расчета и намечены пути его усовершенствования.*

**Ключевые слова:** МКЭ, тяговый привод ALSTOM, прессовые соединения, генерация сеток, согласование контактных узлов

*TO THE PROBLEM OF MODELING OF THE LOCOMOTIVE TRANSMISSION BY MEANS OF THE FEM*

**Sladkowski Aleksander**

Silesian University of Technology

Ul. Krasinskiego 8, 40-019 Katowice, Poland

Department of Logistics and Mechanical Handling, Faculty of Transport, dr habil. tech. sci., prof., head of department, assoc. dean

tel +48-32-6034157

e-mail: aleksander.sladkowski@polsl.pl

*The article deals with the problem of calculating of the locomotive traction drive of ALSTOM design with using of the finite element method. The problems of geometric modeling and the generation of FE meshes are considered. The stress state of the wheelset assembly under the influence of loads caused by mounting of the individual parts are investigated. The problems of this calculation are indicated and the ways of its improvement are identified.*

**Key words:** FEM, ALSTOM transmission, press connections, mesh generation, coordination of contact nodes