

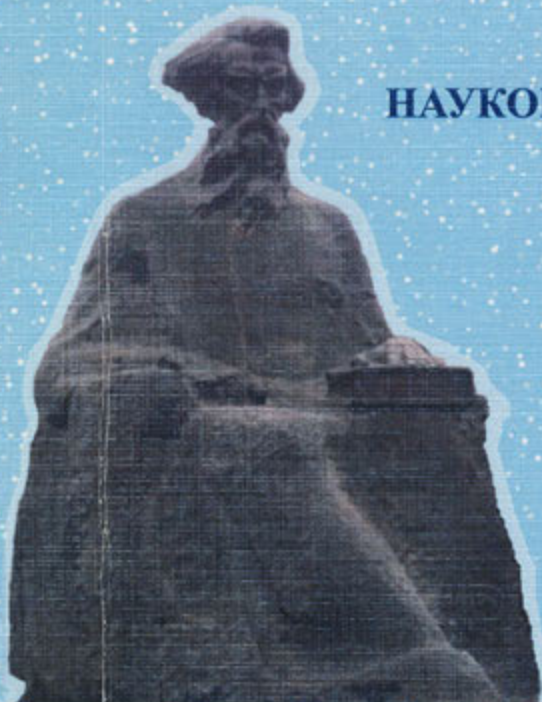
ISSN 1998-7927



ВІСНИК

**Східноукраїнського
національного
університету
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ



**№ 4(134)
Частина 1
2009**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

ВІСНИК

**Східноукраїнського
національного університету
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

**№ 4 (134)
Частина 1
2009**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

Луганськ 2009

ЗМІСТ
CONTENTS
ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ И ТЯГОВЫЕ КАЧЕСТВА

Голубенко А.Л., Кошечкина Н.И., Носко Г.С.	Приложение теории представлений механических систем (R-теория)	7
Кірсєв А.М., Кірсєва М.А., Додонов В.І.	Підвищення достовірності визначення параметрів загасання ультразвукової хвилі в полікристалічних матеріалах для виготовлення елементів екіпажної частини локомотивів	11
Туманишвили Г. И., Челидзе М. А., Звиадаури В. С.	Влияние различных факторов на поперечное перемещение колеса по рельсу	15
Дегтярьова Л.М., Осенін Ю.І., Мямлін С.В.	Математичний опис силової взаємодії колісних пар, обладнаних пристроями для протидії сходу, і рейок	19
Спирягин М.И., Спирягин В.И.	Некоторые аспекты использования мехатронных систем для рельсовых транспортных средств с наклоном кузова	24
Сладковский А., Сладковский Ю.	Применение МКЭ для расчета напряженного состояния узла полого вала тягового привода локомотива ET22	33
Старченко В.Н.	Исследование влияния материала тормозных колодок на тепловые процессы в системе "тормозная колодка – колесо"	42
Проців В.В.	Визначення сил, що реалізують гальмові прилади шахтного шарнірно-зчленованого локомотива	47
Кобищанов В.В., Антипин Д.Я.	Анализ конструктивных схем и параметров рессорного подвешивания тележек пассажирских вагонов	52
Сапронова С.Ю., Ткаченко В.П.	Використання лазерних профілометрів ІКП в системі моніторингу зношування гребенів бандажів локомотивів	55
Воронько О.М.	Засоби автоматизованого моніторингу зносу гребенів бандажів колісних пар локомотивів	62
Клюев С.А., Клюев А.А.	Методики активного управления тележкой рельсового транспортного средства	67
Дьомін Р.Ю.	Оцінка адекватності комп'ютерної моделі динаміки електровоза ЧС2	74

Сладковский А., Сладковский Ю.

ПРИМЕНЕНИЕ МКЭ ДЛЯ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ УЗЛА ПОЛОГО ВАЛА ТЯГОВОГО ПРИВОДА ЛОКОМОТИВА ET22

Узел полого вала является одной из важнейших составляющих частей тягового привода грузового локомотива ET22. Он собран из многих деталей. На основе МКЭ разработана методика расчета напряженного состояния данного узла, которая учитывает как напряжения обусловленные сопряжением отдельных деталей, так и напряжения, появляющиеся при передаче тягового момента.

Современные методы механики деформируемого твердого тела позволяют усовершенствовать расчеты деталей и узлов локомотивов. Это способствует постоянному совершенствованию их конструкций. Для польского локомотивостроения на протяжении многих лет использовалось для ряда конструкций локомотивов одно техническое решение. Для электровозов EU06/07, EP07/08/09, ET22, ET41, которые используются и модернизируются в настоящее время [1], в качестве тягового привода использовалась конструкция фирмы Alstom. Если использовать классификацию тяговых приводов, которая существовала в СССР, то такой привод следовало бы отнести к классу III – приводов с опорно-рамными двигателями и редукторами. Ряд авторов считает такое техническое решение наиболее удачным для высокоскоростных локомотивов, поскольку оно позволяет значительно уменьшить динамические нагрузки, передаваемые от колесной пары на двигатель локомотива.

В статье автора [2] была приведена схема указанного тягового привода и ее описание. Вследствие того, что без указанной информации дальнейшие расчеты не будут понятны, позволим себе процитировать описание данной конструкции. Согласно конструктивной схеме (рис. 1) тяговый момент от двигателя, который не показан на чертеже с шестерни 1 передается на зубчатое колесо 2. Данное колесо насажено при помощи прессового соединения на полом вала 3, который не взаимодействует непосредственно с колесной парой. С двух сторон полого вала укреплены фланцы. При этом левый фланец 4 насажен непосредственно на полый вал 3, а правый фланец 5 насажен на ступицу зубчатого колеса 2. В каждый из фланцев вставлено по два стальных пальца 6. При помощи резинометаллических втулок 7 и тяг 8 (показаны на рис. 2) пальцы 6 соединены с пальцами 16 крестовин 9. Последние элементы привода лучше видны на снимке частично разобранный колесной пары (рис. 2). В свою очередь крестовина тягами 10 (рис. 2) соединяется с пальцами 11, которые вставлены в диски колесных центров 12. Колесная пара, используемая для польских локомотивов, состоит из сплошной оси 13, на которую насаживаются колеса. Последние имеют составную конструкцию, состоящую из колесных центров 12 и напрессованных на них бандажей 14. От возможного осевого перемещения бандажей относительно колесных центров предохраняют стопорные кольца 15. На рис. 1 буксовые узлы не показаны. Таким образом, соединение фланцев 4 и 5 с колесными центрами 12 осуществляется посредством цепочки: пальцы 6 – резинометаллические втулки 7 – тяги 8 – втулки 7 – пальцы 16 – крестовины 9 – пальцы 16 – втулки 7 – тяги 10 – втулки 7 – пальцы 11. В целом указанные соединения можно рассматривать как пространственные упругие муфты. При этом упругие свойства этих муфт реализуются за счет резинометаллических втулок 7, которые как видно из приведенной выше цепочки повторяются в ней 4 раза.

Как видно из приведенного описания, одним из наиболее важных элементов данной конструкции привода является узел полого вала, который состоит из

ряда деталей, соединенных при помощи прессовых соединений. В статье [2] для отработки методики расчета были проанализированы напряжения, возникающие при прессовом соединении основных деталей узла полого вала, т.е. самого вала, зубчатого колеса и фланцев. В настоящей статье расчет усовершенствован. Во внимание принимаются также соединения ряда более мелких деталей, а также учитываются силы, действующие в зубчатой передаче.

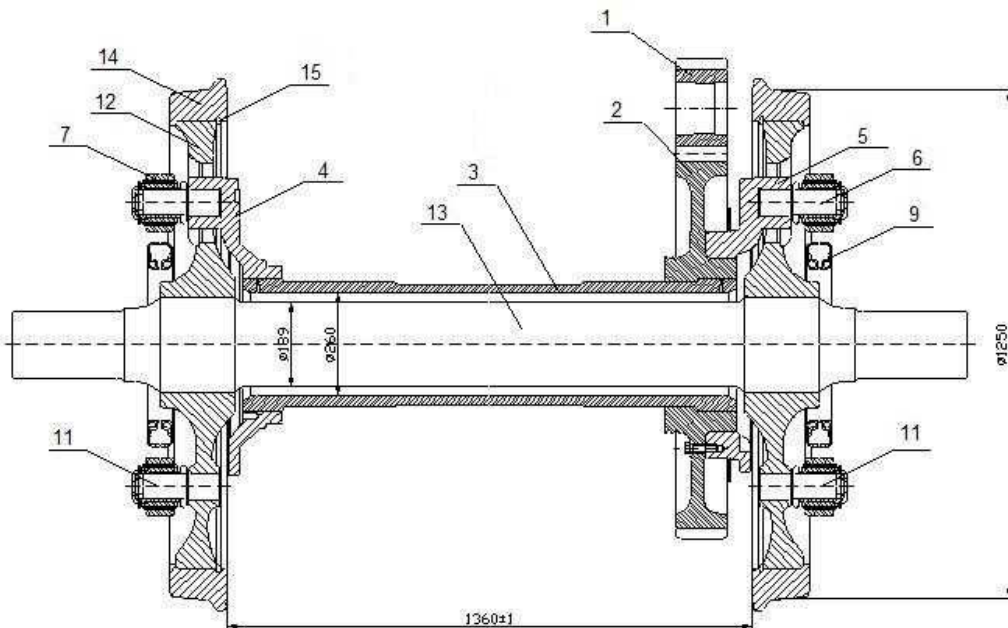


Рис. 1. Тяговый привод локомотива конструкции Alstom

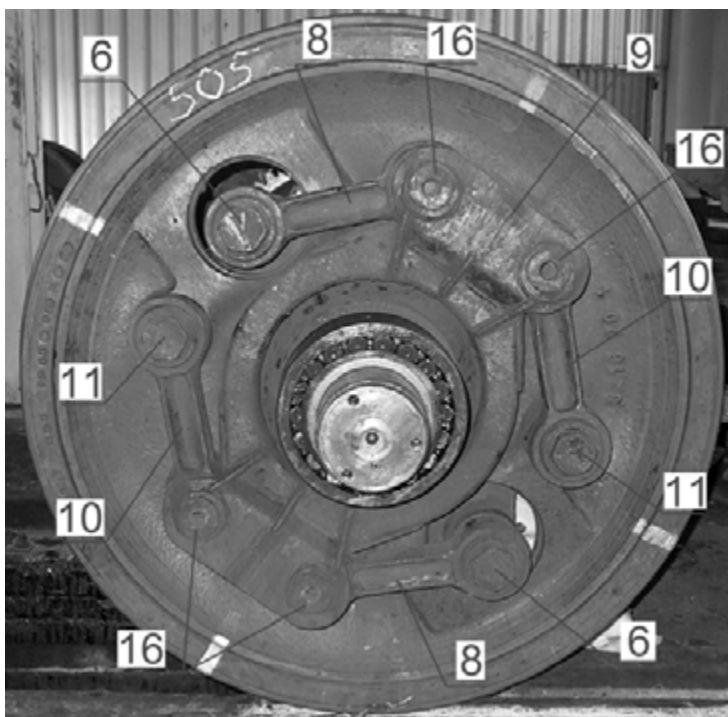


Рис. 2. Соединение полого вала с колесной парой

Зачем нужен предлагаемый расчет? В конце концов, указанные выше локомотивы используются многие годы, и в перспективе указанная конструкция привода может быть использована в новых локомотивах. Тем не менее, отдельные детали привода выходят из строя. Наиболее часто это связано с зубчатыми колесами. На рис. 3 показан характерный износ зубьев локомотива. Тут присутствует и неравномерный износ зубьев, и выщербины на рабочей поверхности. В статье [3] разработана методика исследования контактных напряжений при контакте зубьев прямозубой передачи с возможностью перекоса обусловленного несоосностью осей колеса и шестерни. В работе [4] отмечалось, что одной из возможных причин такой несоосности является деформирование узла полога вала. Поэтому расчет указанного узла может способствовать решению проблемы повышения долговечности зубчатой передачи тягового привода.



Рис. 3. Износ зубьев тяговой передачи локомотива

Для решения поставленной задачи использовался пакет MSC.MARC 2008r1. В настоящее время существует множество программ, реализующих алгоритмы метода конечных элементов (МКЭ). MSC.MARC среди них занимает особое место, поскольку предназначен для решения задач с существенными нелинейностями. К таковым относятся контактные задачи механики деформируемого твердого тела. Узел полого вала можно рассматривать, как восемь соединенных прессовыми соединениями деталей: непосредственно полый вал, зубчатое колесо, правый и левый фланцы, и, наконец, четыре пальца запрессованных во фланцевых отверстиях. Для всех деталей проводилось твердотельное геометрическое моделирование, а затем на основе геометрических моделей создавались упрощенные КЭ модели. Упрощения относились, например, к устранению несущественных для расчета малых отверстий, фасок и скруглений. Указанные геометрические объекты не вносят существенного вклада в распределение напряжений и деформаций объектов в целом, а могут влиять только на локальную концентрацию напряжений, но приводили бы к неоправданному возрастанию количества узлов КЭ сетки. Если бы ставилась задача определения напряженного состояния конкретной детали в области какого-то концентратора напряжений, то можно воспользоваться рассматриваемым решением, изменив КЭ сетку в области концентратора. MSC.MARC позволяет проводить дополнительные сгущения сеток по мере необходимости.

На рис. 4 показано сравнение геометрической модели правого фланца, полученной при помощи AutoCAD и его упрощенной КЭ модели.

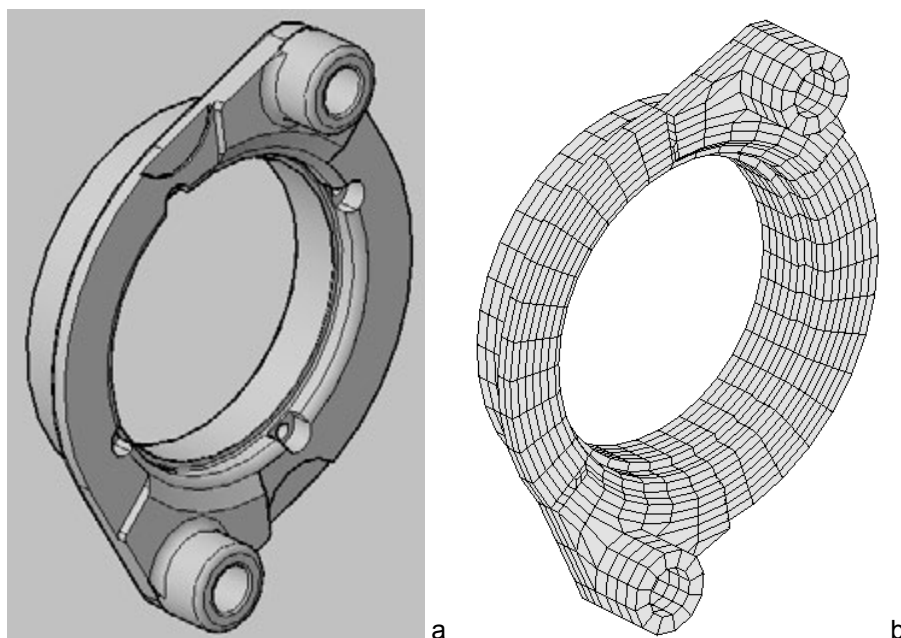


Рис. 4. Сравнение геометрической модели правого фланца (а) и его упрощенной КЭ модели (b)

В программном комплексе MSC.MARC для моделирования сложных контактных задач используются несколько специализированных объектов и команд. В описываемой методике были использованы контактные тела (деформируемые и жесткие), а также контактные таблицы. Черно-белый рис. 5, на котором показаны заданные контактные тела, не позволяет установить однозначного цветового соответствия между приведенными слева цветами и раскрашенными в данный цвет деталями, что достаточно просто сделать на цветном рисунке. Тем не менее, проводя сравнение рис. 1, 2 и 5, такое соответствие установить можно.

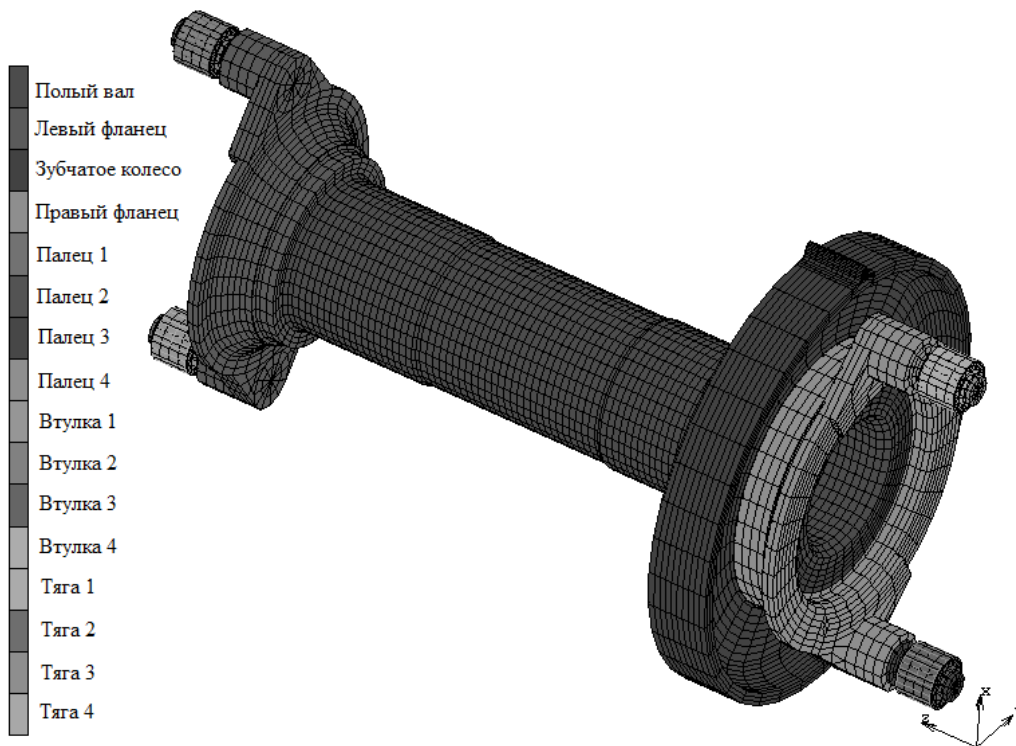


Рис. 5. Контактные тела, созданные в программе MSC.MARC

Анализ заданных контактных тел показывает, что помимо 8 деталей, непосредственно входящих в узел полого вала, заданы еще 8 дополнительных контактных тел. Это резинометаллические втулки и тяги. И если втулки моделируются как деформируемые тела, то тяги заданы в качестве неподвижных жестких цилиндрических поверхностей (рис. 6). Очевидно, что это весьма грубое допущение. В дальнейшем предполагается моделировать как деформируемый весь узел крестовины, т.е. крестовины, их пальцы, тяги и втулки, но на данном этапе моделирования решено несколько упростить задачу.

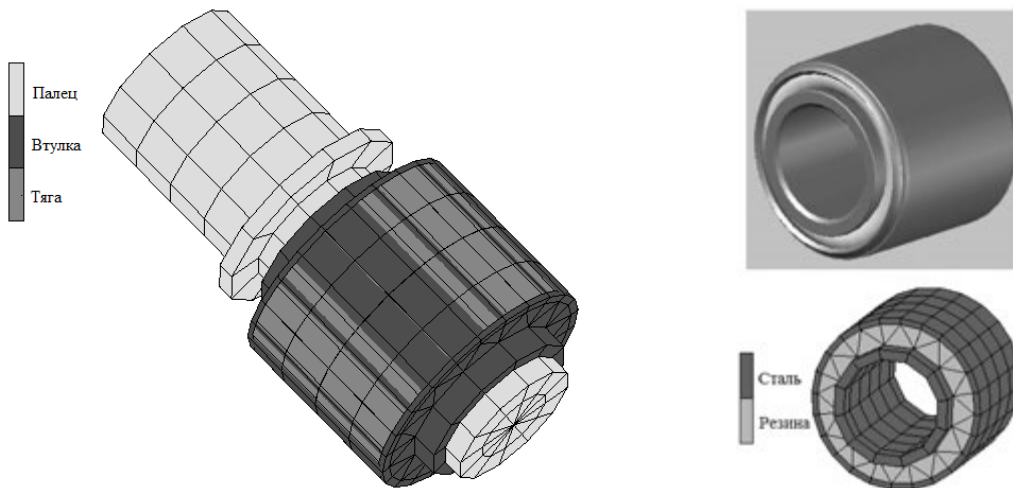


Рис. 6. Моделирование соединения палец – резинометаллическая втулка – тяга (рис. слева – контактные тела в соединении, рис. справа сверху – геометрическая модель втулки, рис. справа внизу – материалы конечных элементов втулки)

Дополнительным вопросом является выбор материалов рассматриваемых деталей. Если для стальных деталей, которые работают в упругой области, необходимо задать только модуль Юнга $E = 2 \times 10^5$ МПа и коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$, то для резины, используемой во втулках, этот вопрос не является столь простым. Характеристики данной резины не известны. Но известны упругие характеристики самой втулки. На рис. 7а представлена зависимость перемещения внешней оправки при неподвижной внутренней от радиальной силы, действующей на внешнюю оправку. Указанная экспериментальная зависимость приведена в альбоме чертежей локомотива ЕТ22 [5].

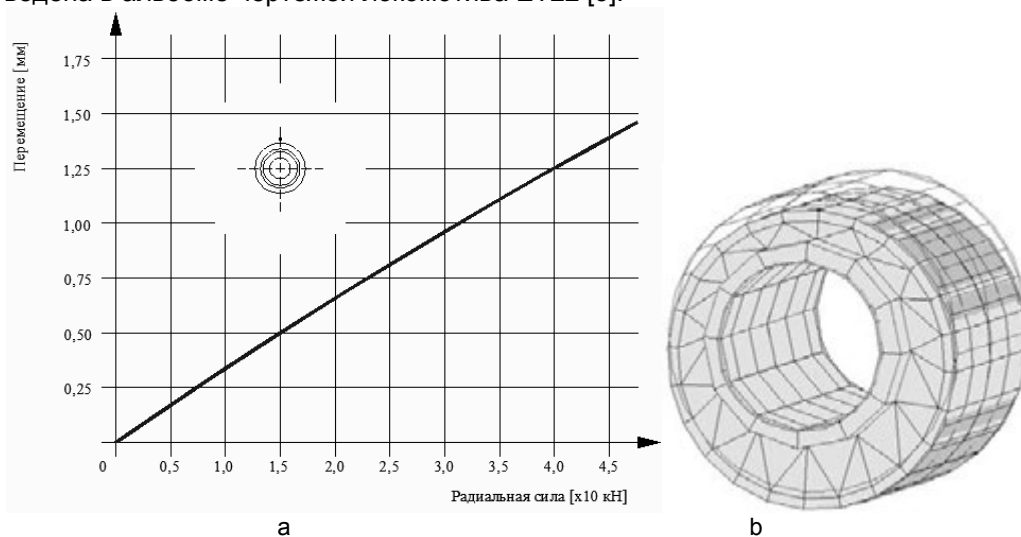


Рис. 7. Анализ резины, используемой для втулок: а) экспериментальная зависимость сила - перемещение; б) деформирование модели втулки по МКЭ

Данная характеристика втулки может быть использована для определения параметров материала резины. Характеристика на рис. 7а имеет практически линейный характер. Это означает, что в действующем диапазоне нагрузок для резины может быть использована линейно-упругая модель. Для исследования данного вопроса была решена вспомогательная задача. КЭ модель втулки была заключена внутри двух обойм – жестких цилиндрических поверхностей, которые были объявлены дополнительными контактными телами. Внутренняя обойма была неподвижной, а к внешней была приложена заданная суммарная радиальная сила 40 кН. Указанные обоймы были «приклеены» к металлическим поверхностям втулки. Согласно графика (рис. 7а) перемещение внешней обоймы под действием указанной силы должно было быть равным 1,25 мм. Данное условие было использовано для подбора необходимых упругих характеристик резины. В результате определено, что ее модуль Юнга $E = 4,88$ МПа и коэффициент Пуассона $\nu = 0,48$. На рис. 7б в увеличенном масштабе показано деформирование втулки под действием заданной нагрузки.

Как отмечалось выше, вторым инструментом для моделирования контакта деталей (в данном случае их прессовых соединений) является задание контактных таблиц. С их помощью в программе MSC.MARC указывается, какие контактные тела взаимодействуют между собой, каков характер этого взаимодействия (например, касание или приклеивание). Могут быть также заданы дополнительные условия, например, коэффициент трения в контакте или величина натяга. В табл. 1 приведены существующие контактные пары и величины натягов или зазоров в них.

Табл. 1

Параметры прессовых соединений

Номер соединения	Соединяемые детали	Допуски на диаметры [мкм]		Величина натяга (зазора) [мм]		
				Минимальная	Средняя	Максимальная
1	Зубчатое колесо – вал (Ø340)	H7	0 ÷ +52	0,108	0,13525	0,1625
		t6	+268 ÷ +325			
2	Левый фланец – вал (Ø320)	H8	0 ÷ +81	0,1545	0,189	0,2235
		u7	+390 ÷ +447			
3	Правый фланец – ступица зубчатого колеса (Ø430)	H7	0 ÷ +57	0,0345	0,05875	0,083
		r6	+126 ÷ +166			
4	Фланцы – пальцы (Ø70)	H7	0 ÷ +30	0,0065	0,01675	0,027
		t6	+41 ÷ +54			
5	Пальцы – втулки (Ø60)	H8	0 ÷ +39	-0,0255	-0,00825	0,009
		j7	-12 ÷ +18			
6	Втулки – тяги (Ø106)	H8	0 ÷ +54	0,025	0,04725	0,0695
		t7	+104 ÷ +139			

В статье [4] была разработана специальная программа, позволяющая создавать геометрические модели скорректированных зубьев. Этот подход позволил моделировать контактные напряжения, обусловленные пространственными профилями взаимодействующих зубьев. При этом могут рассматриваться несколько пар зубьев, которые одновременно находятся в контакте. В рассматриваемом расчете ставится более простая задача. Нагрузка действует только на один зуб зубчатого колеса. Остальные являются ненагруженными и не принимаются во внимание. Поскольку шестерня не рассматривается, контактные силы для зуба колеса являются внешними. Они равномерно распределены вдоль линии (зоны) контакта по длине зуба. Их направление совпадает с направлением линии зацепления. Тем не менее, КЭ сетка должна быть такой, чтобы можно было моделировать действие сил в зацеплении при любых углах поворота зубчатого колеса. Т.е. в зацепление могут входить другие зубья. С позиции создания КЭ сеток это означает, что КЭ сетка зуба и смежных областей должна быть таковой, чтобы ее можно было легко вырезать из рассматриваемого места и переместить в другое место зубчатого колеса, моделируя тем самым нагружение уже другого зуба.

На рис. 8а показана геометрическая модель зубьев тяговой передачи локомотива ЕТ22. Ее параметры следующие: модуль $m = 12$ мм; числа зубьев шестерни и колеса, соответственно, $z_1 = 18$, $z_2 = 79$; коэффициенты смещения ин-

струмента, соответственно $x_1 = +0,4$, $x_2 = -0,4$. Остальные параметры стандартные. Созданная КЭ сетка (рис. 8b) отвечала поставленным условиям.

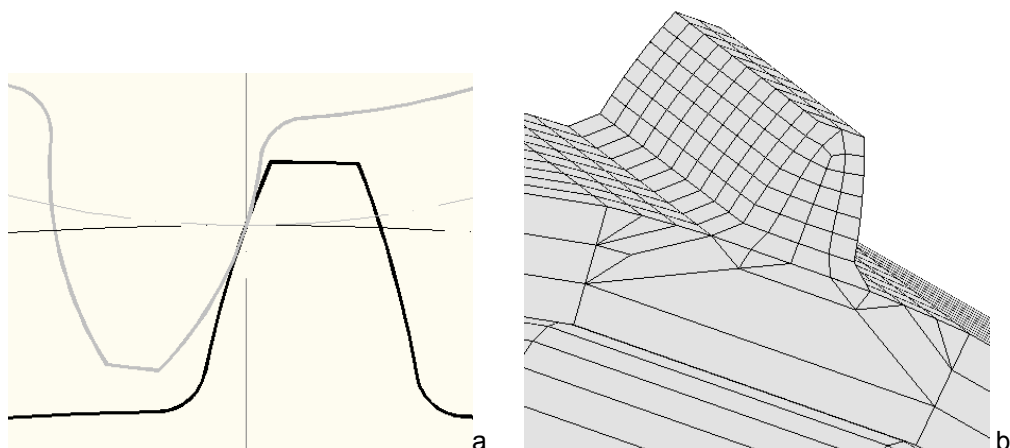


Рис. 8. Моделирование зубьев колеса: а) геометрическое; б) конечно-элементное

Следующим вопросом моделирования является задание сил, действующих в контакте зубьев. В статье [3] величина силы в зубчатом зацеплении определялась исходя из мощности двигателя. Возможен также и другой подход. Исходя из технических характеристик электровоза ЕТ22 максимальное тяговое усилие, которое он может развить, равняется 411 кН. Если считать, что указанное тяговое усилие равномерно распределяется между шестью колесными парами (что является определенным допущением), то в этом случае суммарная тяговая сила на колесной паре (на двух колесах) должна уравниваться окружной силой в зацеплении. Если считать, что диаметр колесных пар равен 1250 мм (новые колеса) и в рассматриваемый момент контакт между зубьями имеет место на делительной окружности ($d_2 = 948$ мм), то рассчитанная нормальная сила, действующая на зуб, равна 96,12 кН. Очевидно, что при задании узловых сил она должна быть распределена между узлами, находящимися в контактной зоне.

Описанная выше методика была использована для создания КЭ модели, которая состояла из 28201 узлов и 20770 элементов. Несмотря на достаточно большой размер КЭ сетки и нелинейность решения контактных задач, время счета на двухпроцессорном персональном компьютере было сравнительно невелико – 460 с. На рис. 9 показано распределение эквивалентных напряжений согласно критерия Губера – Мизеса – Генки в рассматриваемом узле полого вала. Определено, что максимальные напряжения не превышают 320 МПа. Это свидетельствует о том, что материал деталей работает в упругой области. Определены также поля напряжений, перемещений и деформаций. На рис. 10 в увеличенном виде показаны распределения напряжений для отдельных ответственных мест конструкции тягового привода.

В заключение следует отметить, что предложенная методика показала высокую эффективность и может быть в дальнейшем использована для анализа всего привода локомотива как данной конструкции, так и для аналогичных новых разработок.

Inc: 1
Time: 1.000e+000

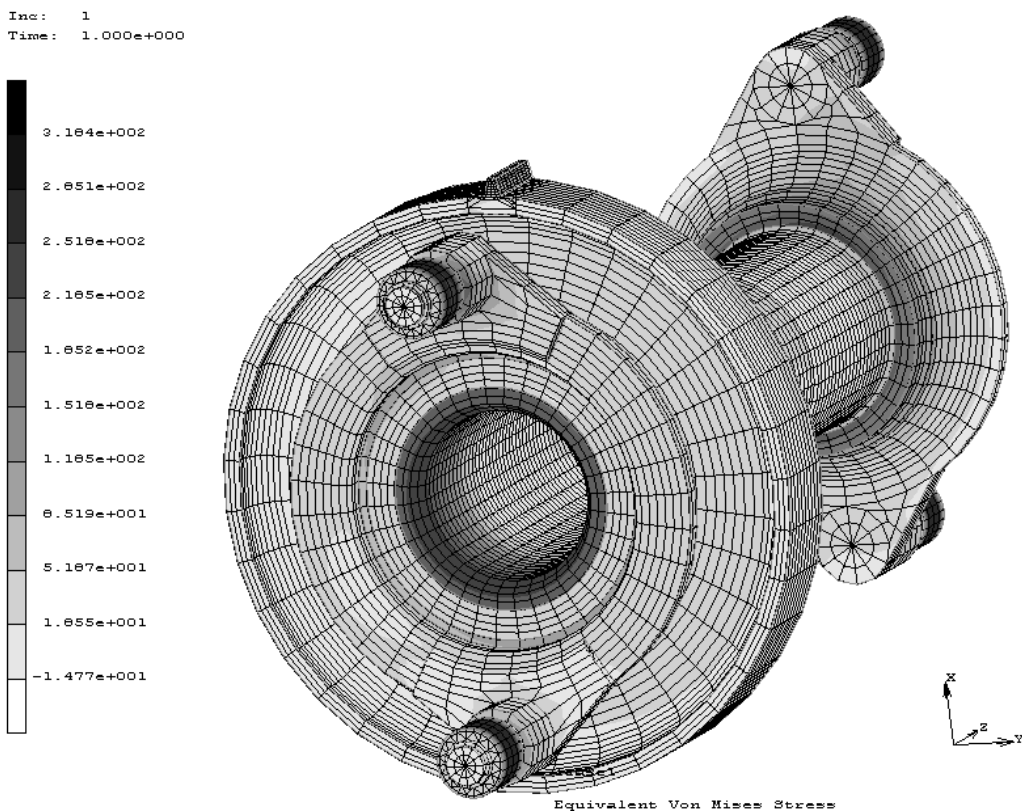


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений в узле полого вала

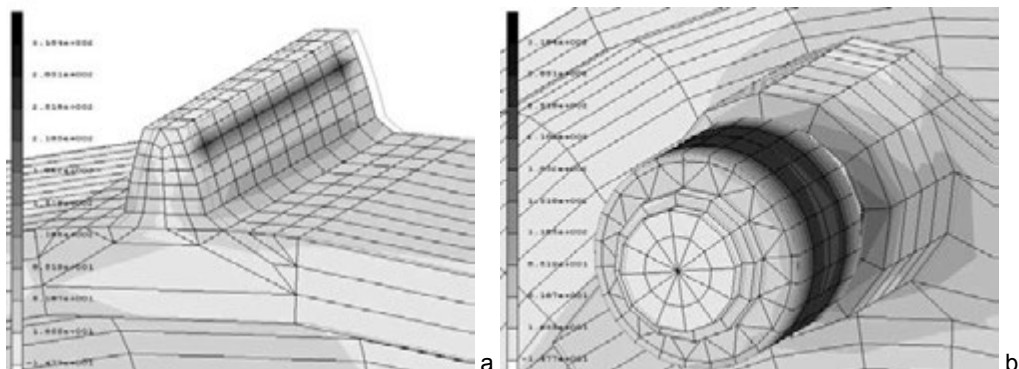


Рис. 10. Эквивалентные напряжения в выбранных местах: а) для зуба колеса; б) для соединения палец - втулка

Список литературы

1. Kotowski Z. Modernizacja lokomotywy ET22 w ZNLE Gliwice. – Technika transportu szynowego. – 2004. – №12. – S. 27 – 32.
2. Śladowski A., Kansy M. Анализ напряженного состояния узла полого вала тягового привода локомотива обусловленного соединениями деталей // I Int. Sci. Conf. "Transport Problems". – Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katowice, 2009. – S. 313-321.

3. Sładkowski A., Sładkowski J. Badanie stanu naprężeń przekładni trakcyjnych lokomotyw. – Technika transportu szynowego. – 2005. – №7-8. – S. 92 – 95.
4. Sładkowski J. Contact Interaction Analysis of the Cogwheels by FEM // Advances in mechanical engineering / Proceedings of 9th International Symposium of students and young mechanical engineers. - Gdańsk, 2006. - P. 199 - 206.
5. Album rysunków konstrukcyjnych lokomotywy. Instytut Pojazdów Szynowych „Tabor”, Poznań, 1981.