

# «МЕХАНИКА, КОМПЬЮТЕР, ОБРАЗОВАНИЕ»

Материалы IV международной научно-практической  
конференции



2-5 сентября 2001 г.  
СЕВАСТОПОЛЬ

## 1. МЕХАНИКА

Гончаренко Н.К. Оптимизация параметров вращающейся рихтовки стальных канатов -----	3
Дзюба Л.Ф., Лютый Е.М., Мартышищев М.П. Особенности расчета тягово – несущих лесотранспортных систем -----	12
Палаш В.М., Дзюбик А.Р. Экспериментальные значения напряжений на основе вимпированых контактной локальной термоэлектроруживной силы -----	18
Radovanovic M.R. Contour cutting thin sheet by laser beam ----	24
Шидловский Н.С., Шпак Д.Е. Влияние условий длительной эксплуатации на прочность, выносливость и вязкоупругие характеристики конструкционных пластмасс-----	32
Гальченко Л.В., Ройтман А.Б., Шанина З.М. Поперечные колебания главной балки грузоподъемного крана с учетом неравномерной коррозии-----	39
Сладковский А.В., Рубан В.Н. Сравнительный анализ технологии восстановления рабочей поверхности локомотивных колес в процессе депоовского ремонта-----	46
Сладковский А.В., Гондарь И.Н. Тестовая модель прохождения колесной парой стыковой неровности-----	50
Сладковский А.В., Ситаж М., Пытка М. Анализ влияния конструкций цельнокатанных вагонных колес на их НДС, обусловленное их прессовым соединением с осью-----	55
Виноградов Б.В., Сладковский Ю.А. Исследование НДС зубчатого венца углеразмельной мельницы Ш-50 методом конечных элементов-----	61
Лепеха О.Г., Миронов Ю.Н. Износостойкость свивальных плашек канатовьющих машин-----	68
Гончаренко Н.К., Голубцов О.И. Влияние величины потенциальной энергии деформации подъемного каната на структурные дефекты при его эксплуатации-----	73

УДК 629.45:539.3

**А. Сладковский, М. Ситаж, М. Пытка**

*Катовице, Силезский технический университет*

**Анализ влияния конструкций цельнокатаных вагонных колес на их НДС, обусловленное их прессовым соединением с осью**

Вагонные колеса в процессе эксплуатации подвержены различным видам нагрузки. Среди них наиболее опасными являются термические напряжения, возникающие при длительном или экстренном торможении, а также динамические нагрузки, обусловленные различными причинами, например, прохождением стыковых неровностей (преимущественно вертикальные нагрузки) или стрелочных переводов (боковые нагрузки). При этом в колесах существуют начальные напряжения, обусловленные технологией производства колес (остаточные) или формированием колесных пар. От того, насколько велики поля указанных напряжений и каков их характер, зависит напряженное состояние колес в целом и, соответственно, их работоспособность. Рассмотрим напряжения, которые возникают при прессовой посадке вагонных колес в процессе формирования колесных пар, и зададим вопросы. Как влияет конструкция колес на распределение полей напряжений и насколько велики такие напряжения?

В настоящее время существует большое количество различных конструкций цельнокатаных вагонных колес, которые предназначены для разных видов подвижного состава. Соответственно, они выполняют помимо своей основной функции ряд дополнительных, например, первичное демпфирование или снижение шума. В рамках этой работы не будем обсуждать те или иные преимущества таких колес. Примем как должное уже существующие конструкции. Наибольшей проблемой является требование поставить все колеса в одинаковые условия формирования колесных пар для того, чтобы проанализировать влияние их конструкций на их НДС. Эта проблема обусловлена тем, что каждое колесо предполагает использование своей оси. При этом ступица колеса может быть как шире, так и уже подступичной части оси. Разнятся между собой диаметры отверстий в ступице для разных колес. И, наконец, большое значение имеет различие технологических требований к натягам.

Для того чтобы как-то унифицировать такие прессовые соединения был проведен анализ различных конструкций колесных пар, используемых на железных дорогах различных стран мира и, прежде всего, на Европейских железных дорогах. Из всего многообразия конструкций колес выбраны наиболее характерные, которые приведены на рис. 1.

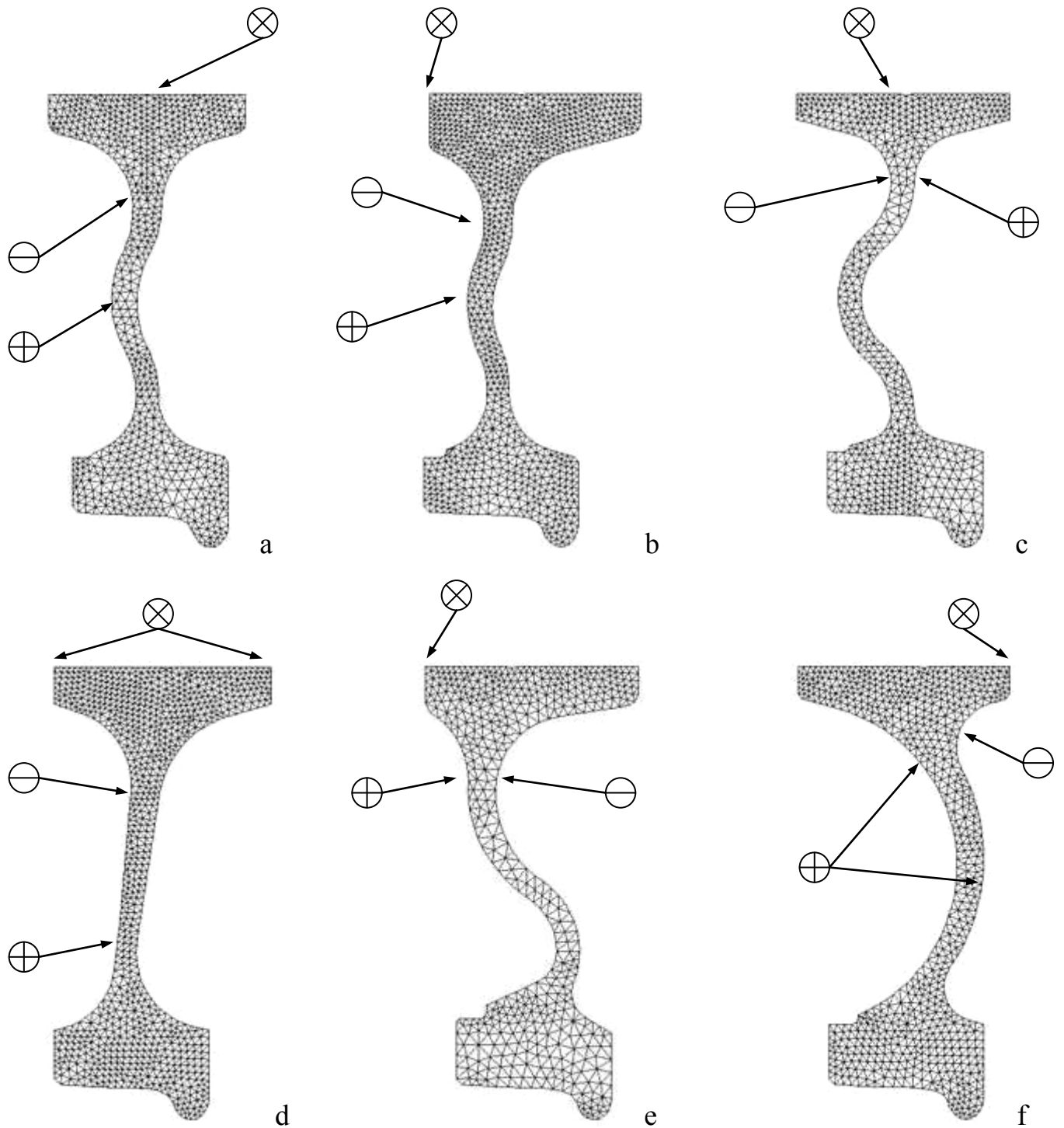


Рис. 1. КЭ –дискретизация вагонных колес различных конструкций (описание конструкций см. в тексте)

Для анализа влияния конструкции колеса их НДС, обусловленное формированием колесных пар, были выбраны колеса, имеющие диаметр отверстия в ступице 185 мм. В качестве «общей» оси используется ось с конструкцией, соответствующей Польским нормам PN-92/K-91048 тип А. Анализ проводился для двух значений натяга 0,18 и 0,25 мм, минимального и максимального, соответственно.

Основной тенденцией современного машиностроения является использование колеса в качестве первичного упругого элемента вагона, уменьшение вертикальной жесткости которого способствует снижению динамических нагрузок, которые передаются на обрессоренные массы подвижного состава. Для этой цели у дисков колес выполняется гофр различной конструкции в центральной части диска. Расположение обода колеса относительно ступицы может быть симметричным, как у колеса выполненного по Польским нормам PN-92/K-91019 920/185s (рис. 1a), или несимметричным 920/185a (рис. 1b). Центральный гофр и, соответственно, вертикальная жесткость колеса могут быть большими и меньшими, сравните, например, колесо производства Huta “Gliwice” S.A. чертеж ТТ-2537 (рис. 1c). Достаточно устарелой конструкцией являются колеса с прямыми наклонными дисками (коническими), например, того же производства чертеж ТТ-2990/КО (рис. 1d). Колеса по стандарту ГОСТ 9036-88, которые используются на железных дорогах бывшего СССР, аналогичны приведенному выше. Колеса с S – образным диском производства Bonatrans A.S. Bohumin чертеж 455.0.212.000.12 являются более перспективной конструкцией (рис. 1e). И, наконец, последнее колесо производства Stablimento di Lovere Lucchini (рис. 1f) имеет достаточно оригинальную конструкцию с С – образным диском.

Требования к конечно – элементной дискретизации колес были сформулированы в работе [1]. С их помощью в полуавтоматическом режиме были сгенерированы сетки. В работе использовались более плотные сетки, по сравнению с теми, которые показаны на рис. 1, однако полиграфические возможности и объем данной работы не позволяют их привести. Методика конечно – элементного анализа процесса формирования колесных пар достаточно подробно описана и будет опубликована в трудах конференции [2].

Остановимся на результатах расчетов. На рис. 2 в качестве примера показано распределение напряжений радиальных напряжений  $\sigma_r$  в колесе с S – образным диском производства Vonatrans A.S. Bohumin в одном из промежуточных положений напрессовки для натяга равного 0,18 мм.

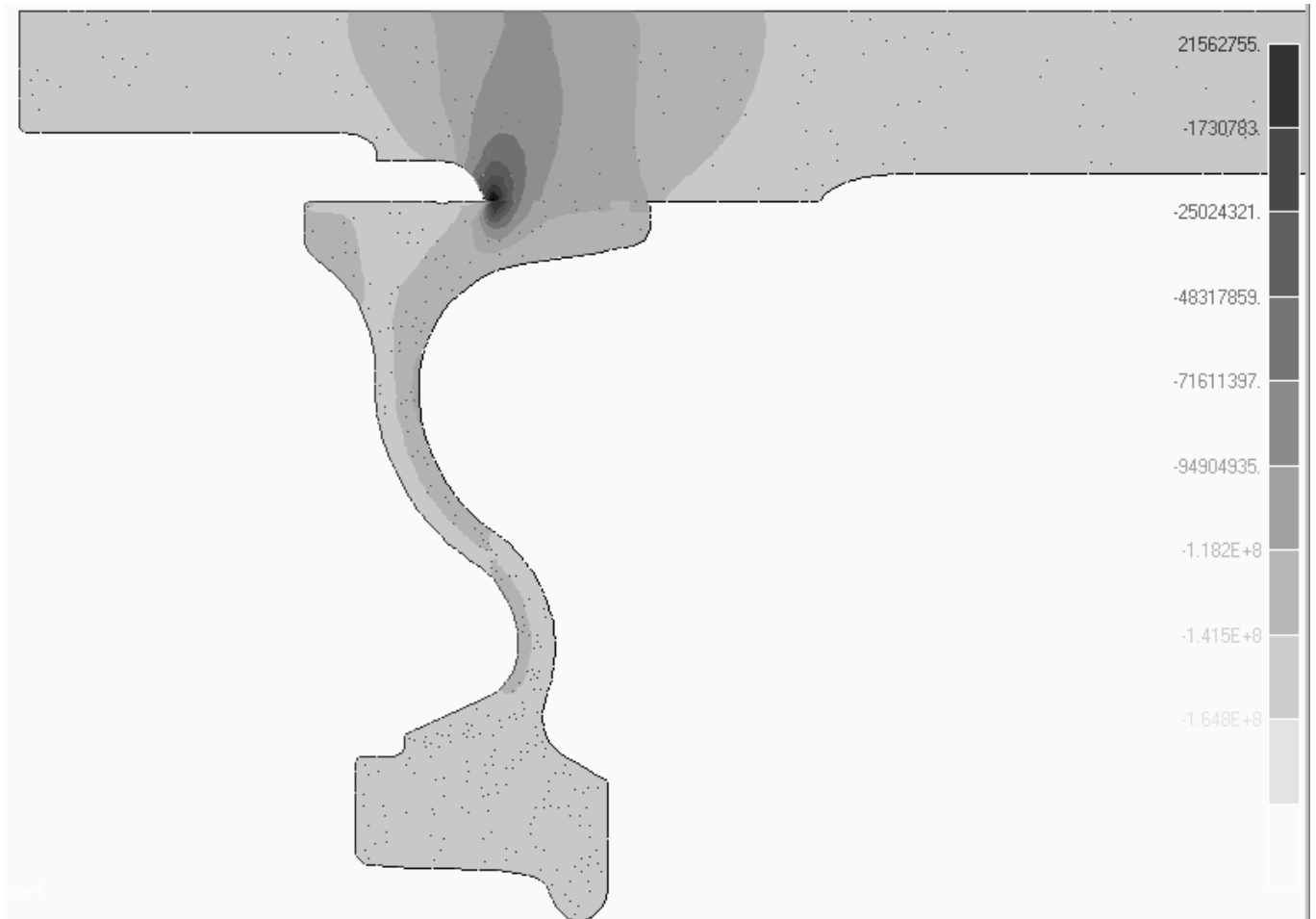


Рис. 2. Распределение радиальных напряжений  $\sigma_r$  в колесе, соответствующем рис. 1е в одном из промежуточных положений процесса напрессования

Основные результаты расчетов также приведены в таблице, где для указанных выше значений натягов приведены максимальные эквивалентные напряжения, определенные в соответствии с энергетическим критерием Губера – Мизеса – Генки. Эти напряжения у всех колес достигаются на внутренней поверхности отверстия в ступице. На рис. 1 эти места показаны знаком  $\otimes$ . Отличие различных колес в данном случае только в том, что для симметричного расположения переходной зоны ступица – диск, эти места также симметричны относительно оси проходящей через середину ступицы. При смещении диска, соответствующая зона максимальных напряжений перемещается на внешнюю часть ступицы в сторону смещения диска. Вели-

чина таких напряжений в напрессованном положении колеса не превышает предела текучести колесной стали, однако в процессе формирования колесной пары возможно возникновение зон пластических деформаций в зонах прилежащих к отверстию в ступице. Последнее доказывает тот факт, что если сравнить максимальные напряжения (21,6 МПа) в процессе формирования (рис. 2) и диапазон радиальных напряжений для того же колеса в сформированном состоянии ( $-45,1 \leq \sigma_r \leq 12,6$  МПа), то видим, что напряжения в процессе формирования могут быть почти в два раза большими, чем у сформированной колесной пары. Места локализации наибольших и наименьших радиальных напряжений в дисках колес, значения которых приведены в таблице, на рис. 1 показаны знаками  $\ominus$  и  $\oplus$ , соответственно.

Таблица

Максимальные уровни напряжений в колесах различных конструкций для экстремальных значений натягов

Колеса рис. 1 №	Натяг (мм)	Радиальные напряжения $\sigma_r$ в диске колеса		Максимальные эквивалентные напряжения по критерию Ми- зеса в колесе
		min (МПа)	max (МПа)	
А	0,18	-63,4	18,4	193,7
	0,25	-88,0	25,9	268,8
В	0,18	-56,9	17,5	214,9
	0,25	-79,0	24,2	299,5
С	0,18	-78,8	29,0	190,8
	0,25	-109,4	40,3	265,6
d	0,18	-62,7	12,0	189,1
	0,25	-87,0	16,6	258,5
e	0,18	-45,1	12,6	201,7
	0,25	-62,6	17,5	280,1
f	0,18	-80,5	16,9	192,1
	0,25	-111,8	23,4	266,9

## Библиография.

1. Сладковский А.В., Шмурыгин Н.Д. К вопросу точности определения НДС железнодорожных колес при помощи МКЭ // Математическое моделирование в механике сплошных сред на основе методов граничных и конечных элементов / Труды XVIII Междунар. конф. - СПб.: НИИХ СПбГУ, 2000. – Т. 3. – С. 163 – 171.
2. 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 / Тез. докл. XIX Междунар. конф. - СПб.: НИИХ СПбГУ, 2001. – С. 114 – 115.



## Аннотация

УДК 629.45:539.3

Анализ влияния конструкций цельнокатаных вагонных колес на их НДС, обусловленное их прессовым соединением с осью / А. Сладковский, М. Ситаж, М. Пытка // Сб. «Механика, компьютер, образование», 2001.

Метод конечных элементов применен для анализа напряженно – деформированного состояния вагонных колес. Проведено сравнение наиболее характерных конструкций цельнокатаных колес, использующихся на железных дорогах различных стран. Определены наиболее нагруженные участки колес в процессе формирования и в уже сформированной колесной паре для различных натягов.