

ISSN 0543-5749

**МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ  
И ГОРНОРУДНАЯ  
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

**3**

**1994**



В. П. Есаулов, Ю. Н. Таран, А. Т. Есаулов,  
А. В. Сладковский, Е. И. Шевченко

Металлургическая академия Украины

А. И. Козловский

Нижнеднепровский трубопрокатный завод  
им. К. Либкнехта

## Цельнокатаные железнодорожные колеса с саморазгружающимися дисками. Часть I

Одним из способов уменьшения максимальной силы удара колеса по рельсу на промышленном и магистральном транспорте является уменьшение контактной жесткости колеса и рельса. Этими свойствами обладают предлагаемые колеса. Аналитические исследования напряженного состояния колес различных конструкций (отечественного и зарубежного производства) показали минимальную величину напряжений у колеса с саморазгружающимся диском. Разработана и обоснована криволинейная поверхность катания колеса, которая в сочетании с саморазгружающимся диском позволила увеличить срок его службы на 25%. Полученные результаты могут быть применены при конструировании, практике и оценке прочности цельнокатаных железнодорожных колес. Ил. 1.

механика деформации тел, прокатка колес, опытно-конструкторские работы

Существующие конструкции колес, изготавливаемые по ГОСТ 9036—88, как показали теоретические исследования и эксплуатационные испытания, не вполне удовлетворяют возросшим требованиям эксплуатации по жесткости и напряженному состоянию диска вообще и при предельно переточенном ободе особенно в период совместного действия вертикальных, боковых и температурных нагрузок.

Исследования, проведенные в 1963—1993 гг. в Государственной металлургической академии Украины совместно с Приднепровской железной дорогой и заводом им. К. Либкнехта, показали, что колеса с криволинейной формой диска в сочетании с криволинейной поверхностью катания наиболее перспективны, так как обладают повышенной конструктивной прочностью, надежностью и долговечностью.

Лучшей конструкцией, с точки зрения авторов, являются колеса с тороидальной и саморазгружающейся формой диска с комплексно-криволинейной поверхностью катания (криволинейный гребень, криволинейная поверхность катания).

Аналитическое выражение срединной и внешних поверхностей диска саморазгружающегося цельнокатаного железнодорожного колеса. Криволинейная образующая срединной поверхности диска саморазгружающегося цельнокатаного колеса была получена в результате математической обработки результатов экспериментальных стендовых и поездажных испытаний трех типов колес — ГОСТ 9036—76, УИС и с тороидальной формой диска на участке Новомосковск—Днепропетровск—Павлоград.

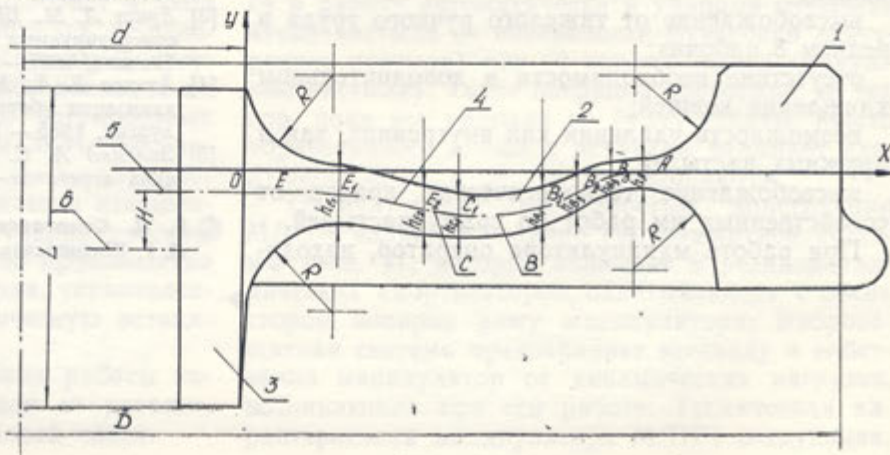
Семейство точек, в которых радиальные и тангенциальные напряжения оказались наименьшими при максимальных боковых и температурных нагрузках, послужило исходным материалом для определения средних значений координат точек, позволяющих трансформировать тороидальный диск в диск криволинейный, саморазгружающийся. Таким образом, экспериментально была получена совокупность координат точек, с помощью которой (имеется в виду выполнение условий гладкого сопряжения) получен график кривой  $AE$  срединной продольной оси диска железнодорожного колеса (рисунок).

Аналитическое выражение кривой  $AE$  представлено в виде кусочно-гладкой функции. Сравнивая изображения отдельных участков рисунка с известными простейшими кривыми, можно заключить, что они могут быть представлены параболой второй и третьей степеней.

Профиль диска сопрягается с профилями обода и ступицы радиусными кривыми с радиусом от  $0,04D$  до  $0,06D$ , а криволинейная часть профиля диска состоит из трех участков, причем участки  $AB$  и  $BC$  суть параболы третьего порядка, а участок  $CE$  обычная парабола.

Таким образом,  $AE$  — криволинейная часть средней продольной оси 4, при этом точка  $E$  получена в пересечении третьего криволинейного участка  $CE$  с прямой 5, параллельной средней продольной оси 6 профиля ступицы 3 и смещенной относительно оси 6 во внешнюю сторону колеса на величину  $9,19L < H < 0,21L$ , где  $L$  — дли-

Цельнокатаное железнодорожное колесо с саморазгружающимся диском





на ступицы;  $H$  — величина смещения диска относительно середины ступицы.

На рисунке, кроме точек сопряжения криволинейных участков, приведены промежуточные точки  $E_1, E_2, C_1, B_1, B_2$  и  $B_3$ . Толщины диска вычисляются из условия равновеликости площадей сечений диска осевыми цилиндрическими поверхностями по заданной толщине в сечении, проходящем через точку  $A$ . Реальные значения толщины диска в точке  $A$  —  $h_A$  в зависимости от предназначения колес находятся в интервале 15—20 мм. Таким образом, исходная площадь  $S_A = 2\pi R_A h_A$ , где  $R_A$  — расстояние от точки  $A$  до оси вращения колесной пары;  $h_A$  — толщина диска в точке  $A$ , тогда толщина диска  $h_x$  в произвольной точке  $x$  вычисляется из соотношения

$$h_x = (R_A/R_x)h_A,$$

где  $R_x$  — расстояние от точки  $x$  до оси вращения, причем

$$R_x = d/2 + R,$$

здесь  $d$  — внешний диаметр ступицы;

$R$  — радиус сопряжения образующих диска с ободом и ступицей.

Но так как

$$R_A = d/2 + x_A, \text{ то } h_x = \frac{d/2 + x_A}{d/2 + x} \cdot h_A.$$

Например, если  $h_A = 16$  мм, то максимальная толщина диска  $h_E$  для  $d = 244$  мм,  $x_A = 204$  мм и  $R = 45$  мм будет равна 31 мм. Толщина диска в точках  $E_1, E_2, C_1$  и  $B_1$  будет соответственно 31, 24,8, 22,6 и 19,1 мм. Сопряжение профиля диска с профилями обода и ступицы строится с помощью радиусных кривых.

При работе колеса в процессе торможения, кроме напряжений, вызванных механическими нагрузками, способствующими появлению высоких растягивающих и сжимающих радиальных и тангенциальных напряжений в диске колеса, интенсивно генерируется и нагрузка от тепла торможения, которая в зависимости от тепла торможения во много раз превышает первую. На участке  $AB$  напряжения от механических нагрузок приводят к появлению преимущественно сжимающих напряжений на наружной стороне диска и растягивающих на внутренней.

Напряжения, вызванные нагрузками от тепла торможения, создают изгибающий момент, сжимающий внутреннюю сторону диска и растягивающий внешнюю на этом участке. Аналогичная картина наблюдается и на участках  $BC$  и  $CD$ . Если к тому же учесть еще и влияние боковых нагрузок, которые примерно на 1/3 снижают влияние вертикальной нагрузки, то суммарное взаимодействие, как показали испытания на моделях и натурные, приводит к почти полной разгрузке диска. Таким образом, рассматриваемая конструкция колеса в процессе эксплуатации уменьшает напряжения в диске колеса за счет боковых сил, а в период действия

комплексной нагрузки — вертикальной, боковой и от тепла торможения — диск колеса практически саморазгружается.

**Методика расчета цельнокатаных железнодорожных колес.** Применение МКЭ для расчета железнодорожных колес является общепринятым подходом, используемым для проведения моделирования конструкций колес. В ряде работ, выполненных у нас и за рубежом, отмечены преимущества этого подхода, который позволяет учесть сложную геометрию колеса, условия нагружения и закрепления его на оси, а также различные технологические и эксплуатационные факторы, влияющие на колесо в процессе движения.

Для проведения прочностного моделирования новых конструкций колес на базе полуаналитического МКЭ разработана методика исследования напряженно-деформированного состояния цельнокатаных железнодорожных колес. При этом с использованием вариационного подхода были получены дифференциальные матричные уравнения для любой гармоник. Для КЭ-сетки из простейших треугольных осесимметричных элементов были выписаны аналитические выражения матрицы жесткости и инерционных свойств. Задача Коши для системы уравнений может быть решена с использованием временных конечных элементов.

Для решения поставленной задачи задавались граничные условия, при этом исключалось смещение рассматриваемой области как жесткого целого, кроме того, задавалась часть граничных условий в перемещениях. Такие условия задавались на внутренней поверхности ступицы колеса и учитывалась запрессовка колеса на оси с технологическим натягом. Известно также, что на общее напряженно-деформированное состояние колес большое влияние оказывают температурные напряжения, возникающие в моменты длительного или экстренного торможения. Они были учтены при помощи вектора узловых сил, обусловленных температурой, который был учтен при КЭ-решении задачи.

Таким образом, решалась задача расчета НДС цельнокатаного железнодорожного колеса с учетом его реальной геометрии, контактной нагрузки, усилий запрессовки и тепла торможения. Для практической реализации поставленной задачи проводилась КЭ-дискретизация исследуемой области, а также определялось необходимое количество членов рядов Фурье, которые следует удерживать в разложении.

Для решения задачи был разработан пакет прикладных программ, который позволял при помощи персонального компьютера типа IBM PC AT подготовить графическую информацию о профиле радиального сечения колеса, задать всю совокупность граничных условий, затем на ЭВМ типа ЕС-1061 провести расчет НДС и, на-



конец, выдать на ПЭВМ результаты данного расчета в графическом виде. Данный ППП использовался для проектирования цельнокатаных железнодорожных колес новой конструкции, а также для сравнения их с уже известными конструкциями колес.

**Выбор и обоснование конструкции железнодорожного колеса с оптимальной жесткостью.** Существующие цельнокатаные вагонные колеса обладают значительным коэффициентом запаса прочности с точки зрения величины напряжений. Однако исследования жесткости колес, а также динамических сил во взаимодействии колеса и рельса, где в качестве возмущающих функций используются геометрические или силовые неровности элементов пары колесо—рельс, которые вызывают совместные колебания пути и подвижного состава и, как следствие, значительные вертикальные и горизонтальные силы в контакте колеса с рельсом, показали, что существенным недостатком эксплуатируемых колес является их большая жесткость в радиальном направлении.

Функция спектральной плотности вертикальных сил имеет характерные всплески на частотах 1,5, 1,7—2,3 и 13 Гц, которые отражают энергию, возникающую соответственно от стыковых неровностей пути, галоирования и подпрыгивания от дисбаланса колес и неровности пути от просевшей пары шпал.

Поездные испытания колес конструкций UIC, ГОСТ и тороидальных, проведенные на Приднепровской железной дороге, при нагрузке 0,25 МПа на ось показали, что сила ударов при сочетании неблагоприятных условий движения — высокая скорость, стыки, неровность пути и т. п. — достигает 50 тс, что отрицательно сказывается на надежности и долговечности пары колесо—рельс, а также верхнем строении пути.

Одним из способов уменьшения максимальной силы удара колеса по рельсу является уменьшение контактной жесткости колеса и рельса.

Здесь освещается только та часть задачи уменьшения контактной жесткости колеса, которая связана с созданием упругоподатливой конструкции диска с целью уменьшения высокочастотных компонент ударного характера, возникающих при повышенных скоростях.

Для исследования и выбора колеса с оптимальной жесткостью были проанализированы девять конструкций колес: стандартное Ø957 мм по ГОСТ 9036—88, тороидальное Ø950 мм, зарубежные — Международного союза железных дорог UIC Ø920 мм, китайское Ø840 мм и пять новых конструкций саморазгружающихся колес диаметром 840, 920, 935, 957 и 1000 мм. Из пяти конструкций колес с саморазгружающимся диском одно (Ø920 мм) прошло эксплуатационную проверку в 1988—1990 гг. на Михайловском ГОКе. Межремонтный срок службы этих

колес под думпкарами увеличился более чем в 3 раза по сравнению со стандартными. Высокие эксплуатационные характеристики колеса Ø920 мм с саморазгружающимся диском послужили основанием для разработки и других четырех конструкций колес с этим же диском.

По методике, изложенной выше, был произведен расчет на персональной ЭВМ IBM PC-16XT всех исследуемых колес. В расчете учтены реальная конструкция колеса, вертикальные  $P_v$  и боковые  $P_b$  нагрузки, действующие на колесо, тепло торможения экстренного  $T_э$  или длительного  $T_{дл}$ , а также усилие запрессовки при посадке колеса на ось. В результате расчета при действии различных нагрузок определены величины радиальных и окружных напряжений  $\sigma_r$  и  $\sigma_o$ , а также перемещения по фаске обода в радиальном  $U_r$  и осевом  $U_z$  направлениях, характеризующие жесткость колеса. Расчеты проводили при следующих нагрузках на колесо:  $P_v = 1,23 \cdot 10^5 \text{ Н}$  (12500 кг),  $P_b = 3,92 \cdot 10^4 \text{ Н}$  (4000 кг), при экстренном или длительном торможении температура обода равна 250 °С. Во всех случаях нагружения учитывалось усилие запрессовки колеса на ось — натяг равен 0,1 см. Пакет программ позволял построить и вывести на печать эпюры радиальных и окружных напряжений, действующих на поверхности колеса, а также контуры деформированного сечения.

Анализ полученных расчетных данных убедительно показывает преимущество реальных саморазгружающихся колес перед применяемыми серийно в СНГ, Европе, Азии. Так, первые четыре места и для промышленного и для магистрального транспорта занимают саморазгружающиеся колеса Ø840, 920, 935 и 957 мм.

Обобщенный результат комплексного показателя оценки качества колес, полученный двумя способами (по сумме рангов и по сумме мест), показывает, что саморазгружающиеся колеса диаметром 840, 920, 935 и 957 мм практически равнозначны, но лучший показатель все же имеет колесо Ø957 мм.

На основании теоретических исследований для испытания на магистральном и промышленном транспорте в эксплуатационных условиях в соответствии с ГОСТ 15001—88 была разработана и утверждена техническая документация: заявка на разработку и освоение продукции «Колеса цельнокатаные Ø920 и Ø957 мм с саморазгружающимся диском и криволинейным профилем обода», техническое задание, технические условия и составлена таблица сопоставления требований ТУ с достигнутым в мировой и отечественной практике уровнем.

Для изготовления этих колес был проведен расчет калибровки инструмента деформации, разработаны и изготовлены рабочие чертежи прессопрокатного инструмента, что позволило колесопрокатному цеху завода им. К. Либкнехт:

та прокатать опытную партию колес с саморазгружающимся диском. Результаты обмера и осмотра колес свидетельствуют о том, что колеса  $\varnothing 920$  и  $957$  мм с саморазгружающимся диском технологичны и могут изготавливаться без внесе-

ния каких-либо дополнительных изменений в существующую технологию производства колес.

© В. П. Есаулов, Ю. Н. Таран, А. Т. Есаулов, А. В. Сладковский, Е. И. Шевченко, А. И. Козловский, 1994 г.





# Содержание

<b>ДОМЕННОЕ ПРОИЗВОДСТВО</b>	
Савельев С. Г., Храпко О. И., Джаббаров Ш. Оптимизация состава железорудной части шихты при производстве агломерата	1
Зусмаиновский А. Я., Тарановский В. В., Петухов Д. Н., Куксов В. Г., Дик Г. М. Анализ стойкости воздушных фурм доменной печи № 9 комбината «Криворожсталь»	4
Евтушенко И. А., Левченко А. Н., Шалимов В. Д. Оптимизация химического состава доменного передельного чугуна для производства изложниц	7
Логинов В. И., Мусиенко К. А. Температурное поле доменного процесса	8
<b>СТАЛЕПЛАВЛЬНОЕ ПРОИЗВОДСТВО</b>	
Баттизманский В. И., Черевко В. П., Лонский А. М., Федоров О. Г., Красюков С. П., Валаев Г. В. Исследование физико-химических свойств порошкообразной металлургической извести, полученной по различным технологиям	12
Тильга С. С., Омесь Н. М., Порхун В. Г., Савранский Л. В., Шемет Г. А. Разработка технологии конвертерной плавки с применением марганцевого агломерата	14
Харахулах В. С., Охотский В. Б. Классификация аварий в сталеплавильном производстве и анализ их причин	15
<b>ПРОКАТНОЕ ПРОИЗВОДСТВО</b>	
Миллер В. В., Хорошилов Н. М., Мионов Е. К., Дворядкин Б. А., Локтионов П. Я. Новая технология изготовления толстых листов	18
Голубченко А. К., Мазур В. Л., Бинкевич И. В. Влияние угла входа полосы в валки на параметры процесса прокатки	20
Емченко Ю. Б. Освоение промышленного производства арматурных периодических профилей класса Ат-IIIС на стане 250 АО ЕМЗ	24
Худик Ю. Т., Рыбалка Е. М., Ивченко А. И., Нечепоренко В. А., Грачев В. И. Исследование свариваемости арматурной стали, термомеханически упрочненной в потоке станов комбината «Криворожсталь»	27
Большаков В. И., Антонов С. М., Смольянинова Н. А., Горяжнова М. В., Тихоноук Л. С. Механические свойства стали 09Г2ФБ после различных режимов упрочнения	30
Глазков Ю. С., Калашникова Д. П., Панасенко Л. И., Савченко Л. А. Термическая обработка массивных ножей	32
Гаевский П. В., Чумаченко Л. В. Современные методы спектрального анализа в химико-аналитической лаборатории комбината «Криворожсталь»	33
Семенякин М. С., Калашникова Д. П., Савченко Л. А., Панасенко Л. И. Термическая обработка стали 40ХШ на максимальный уровень свойств	34
Литвинцева Н. К., Авраменко Л. И. Совершенствование аналитических методов контроля химического состава стали в технологическом процессе	36
<b>ТРУБНОЕ ПРОИЗВОДСТВО</b>	
Ковалева А. Д., Кудашевич С. Р. Исследование склонности паропроводных труб из стали марок 20 и 12Х1МФ к охрупчиванию	37
Садокова Т. Г., Ковалева А. Д. Особенности производства холоднодеформированных труб из технически чистого никеля марки НР-1А	38
<b>МЕТИЗНОЕ ПРОИЗВОДСТВО</b>	
Калмыков В. В., Воловик Н. Г., Грачев В. И., Трахтенгерц В. Л., Волчков В. В. Высокопрочный строительный крепеж из кремнемарганцевистой стали	40
<b>ПРОИЗВОДСТВО ЦВЕТНЫХ И РЕДКИХ МЕТАЛЛОВ</b>	
Порада А. Н., Кисельгоф О. Л., Гасик М. И., Руденко В. К., Петрунов В. С. Промышленное освоение технологии выплавки ферросидокоалюминия углеродовосстановительным методом в дуговых электропечах	42
<b>ГОРНОРУДНОЕ ПРОИЗВОДСТВО</b>	
Фаустов Г. Т., Попов С. О., Федько М. Б., Маховский А. Д. Вскрытие и подготовка глубоких горизонтов шахт Кривбасса	45
Заболотный К. С., Жупкев А. Л., Крючков С. В. Влияние конструктивных параметров переставного барабана шахтных подъемных машин с внутренним тормозом на напряженно-деформированное состояние барабана	48
Донченко П. А., Ленартоаич Е. С., Коновал В. Н. Технология добычи гранитов с использованием энергии взрыва	51
Федоренко П. И., Пашков А. П., Садовой И. П., Черконос О. А. Определение количества одновременно взрывааемых донных зарядов при осушении взрывных скаважин	53
<b>РЕМОНТЫ И ОБОРУДОВАНИЕ</b>	
Соколовский Б. Ц., Залкинд А. С., Гладких Н. Е., Жизневская Л. Г., Макаренко В. В. Механизация ломки настелей чугуновозных ковшей	55
Есаулов В. П., Таран Ю. Н., Есаулов А. Т., Сладковский А. В., Шевченко Е. И., Козловский А. И. Цельнокатаные железнодорожные колеса с саморазгружающимися дисками. Часть 1	58
Конопляник А. Ю., Бородин А. А., Белкин А. И., Колоннари Г. В. Подбор составов и исследование свойств смазок, используемых при изготовлении футеровки прибыльных надставок	61
Комар В. И. Развитие сварочно-наплавочного производства на комбинате «Криворожсталь»	63
<b>МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА И ЭНЕРГЕТИКА</b>	
Дидковский В. К., Зуев В. И., Фомин Г. Ж., Коваль Н. Г., Гусак Г. И. Реконструкция вращающихся печей для обжига конвертерной извести	64
Логиннов В. И., Мусиенко К. А., Колесников И. В., Кобеза И. И., Баранова В. В. Теплотехнический агрегат для выплавки металла	66
<b>ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВОМ</b>	
Британ В. Т., Довбня С. Б., Шульга Ю. Е. О готовности управленцев к работе в условиях рыночной экономики	68
Хоменко Н. М., Рубан В. А. Совершенствование организации вагонопотоков сталелитейного завода	71
Сичкарь В. С., Смоловиков В. Б., Козенков Д. Е. Совершенствование оценки и оплаты труда специалистов научно-производственных организаций	73
<b>АВТОМАТИЗАЦИЯ И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА</b>	
Седуш В. Я., Ченцов Н. А., Ченцова Н. С. Прогнозирование сроков отказа металлургического оборудования	75
Чикалов В. С., Шур В. Н., Позняков П. П., Чигринский В. А., Карпинский Ю. П. Замена петлерегуляторов системой АСПП на стане 250-6 комбината «Криворожсталь»	77
<b>ЭКОЛОГИЯ И ОХРАНА ТРУДА</b>	
Теверовский Б. З., Яценко В. Е., Демуш С. Г., Шелудько И. Б. Моделирование процесса разделения аэрозолей в инерционных аппаратах газоочистки	79
Рекомендации международного научно-практического семинара по решению проблем структурной перестройки металлургического комплекса Украины	83