

МИС СССР

Днепропетровский ордена Трудового Красного Знамени институт
инженеров железнодорожного транспорта имени М.И.Калинина

На правах рукописи

УДК: 629.4.027.11:539.4

ПАСТЕРНАК Николай Александрович

**Улучшение прочностных характеристик вагонных
колесных пар на основе уточненных расчетов**

**Специальность 05.22.07 - Подвижной состав
железных дорог и тяга поездов**

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Днепропетровск - 1987

НТБ
ДНУЖТ

Работа выполнена в Днепропетровском ордена Трудового
Красного Знамени институте инженеров железнодорожного
транспорта имени М.И.Калинина

Научный руководитель – кандидат технических
наук, доцент
О.М.Савчук

Официальные оппоненты: доктор технических наук
В.Д.Данович,
кандидат технических наук
В.Н.Цоренко

Ведущая организация – ПО "Уралвагонзавод",
г. Нижний Тагил

Защита диссертации состоится 22 мая 1987г.
в 15 час. 00 мин. на заседании специализированного
совета К II4.07.01 Днепропетровского ордена Трудового Крас-
ного Знамени института инженеров железнодорожного транспор-
та имени М.И.Калинина по адресу:
320700, ГСП, г.Днепропетровск, 10, ул.Акад.Лазаряна, 2, ДИИТ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ин-
ститута.

НТБ
ДНУЖТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Увеличение интенсивности использования подвижного состава является одним из основных путей повышения эффективности работы железнодорожного транспорта в СССР. В этом направлении в соответствии с постановлением ЦК КПСС и Совета Министров "Об улучшении работы и укреплении материально-технической базы железнодорожного транспорта в 1986-1990 годах" особое внимание уделяется улучшению использования подвижного состава, ставятся задачи создания и выпуска новых вагонов с улучшенными технико-экономическими показателями, способных обеспечить скоростное вождение тяжёловесных поездов.

Изменения условий эксплуатации вагонов существенно влияют на прочность и надёжность колесной пары. Однако, в настоящее время для исследований прочности деталей колесных пар недостаточно широко применяются современные методы аналитических исследований, что затрудняет получение достоверной оценки напряжённого состояния осей и колес. Напряжённое состояние колес определяется, в основном, по результатам дорогостоящих экспериментальных исследований. Задача усложняется при создании, например, полых осей или совершенствовании конструкций колес как для магистральных вагонов, так и для вагонов промышленного транспорта.

Таким образом, улучшение конструкций и повышение прочности деталей колесных пар является актуальной и важной задачей. Для ее решения необходимо получать достоверные данные об их напряженно-деформированном состоянии при различных силовых воздействиях на основе уточненных аналитических исследований с применением ЭВМ.

Цель работы - создание методик и алгоритмов расчета деталей колесных пар методом конечных элементов, позволяющих получить достоверные данные о напряженно-деформированном состоянии по всему объему деталей, включая зоны концентрации напряжений и совершенствование конструкций осей и колес вагонов магистрального и промышленного транспорта на основании уточненных прочностных расчетов.

Методика исследований. Для аналитических исследований применены метод конечных элементов и обобщенный метод сил.

Применительно к деталям колесных пар на основании этих методов составлены и реализованы на ЭВМ алгоритмы определения контактных давлений в сопряжениях от технологических натягов и напряженного состояния при осесимметричном нагружении. Трехмерная задача напряженно-деформированного состояния осесимметричных тел при несимметричном нагружении приведена к двумерной разложением общего решения в ряды Фурье. Приведены исследования колесных пар со сплошными и полыми осями для магистральных вагонов и вагонов промышленного транспорта. Оценка прочности осей, колес выполнена путем сравнения со стандартными.

Экспериментальные исследования выполнялись для проверки достоверности расчетных данных. Тензометрической аппаратурой измерены напряжения в полых осях и колесах при сопряжении их с натягом. Проведены эксплуатационные испытания полых осей в грузовых магистральных вагонах.

Научная новизна. Разработана методика и составлены алгоритмы решения контактной задачи о соединении с натягом деталей колесных пар (колес, осей, колец подшипников), рекомендованы размеры конечных элементов с требуемым их сгущением у торцов ступицы (втулки), предложена эффективная процедура вычисления контактных взаимодействий, что в итоге позволило получить уточненные значения контактных давлений и напряжений, согласующиеся с результатами экспериментов.

Составлен алгоритм расчета осесимметричных деталей колесных пар на действие произвольных внешних нагрузок с разложением их в гармонические ряды.

Разработана методика построения расчетных конечно-элементных моделей сплошных и полых осей при действии эксплуатационных нагрузок, обоснована возможность ограничиваться при расчетах первым членом косинусоидального ряда Фурье, что сокращает затраты времени ЭВМ и дает согласующиеся с практикой результаты.

Рекомендована расчетная модель цельнокатаного колеса магистрального вагона, позволяющая прогнозировать повреждения дисковой части, наблюдающиеся в эксплуатационных условиях.

Предложена методика прочностных расчетов колес подвиж-

ного состава на ЭЕМ, установлена целесообразная густота разбивки на элементы, число удерживаемых членов гармонического ряда.

Практическая ценность. Разработанные алгоритмы позволили получить более точные оценки напряженно-деформированного состояния деталей колесных пар, сократить объем экспериментальных исследований вариатных конструкций. Включение разработанных алгоритмов и программ в САПР-вагон и практику проектирования локомотивных колесных пар позволяет повысить качество и снизить металлоемкость этих ответственных деталей.

Применение алгоритмов позволило обосновать размеры полых осей для промышленного транспорта и для магистральных вагонов повышенной грузоподъемности.

Длительные эксплуатационные испытания опытных полых осей в маршрутных поездах ДИИТа, в проведении которых автор является ответственным исполнителем, показали высокую эксплуатационную надежность указанных осей, что стало основой дальнейшего расширения работ по их промышленному внедрению.

В эксплуатационных условиях проверена прочность полых осей, отработаны технологические процессы их ремонта.

Теоретические исследования колес вагонов промышленного транспорта по разработанным алгоритмам и программам позволили рекомендовать конструктивную модернизацию, которая внедрена в колесопрокатном цехе завода им. К.Либкнехта.

Реализация работы. Исследования по теме диссертации явились частью разработок конструкций полых вагонных осей и усовершенствованных колес, выполненных совместно с ПО "Уралвагонзавод", Днепродзержинским вагоностроительным заводом, Нижнеднепровским трубопрокатным заводом, ВНИИЕТ, ВНИИВ. Исследования выполнялись по перспективным и годовым планам НИР ДИИТа, приказам МПС по науке и новой технике, межотраслевым координационным планам. Работы по исследованиям полых осей с 1981 г. выполнялись по Государственной программе.

Результаты исследований использованы при разработке технической документации на подуш вагонную ось. Проходит эксплуатационные испытания опытная партия полых вагонных осей, изготовленных методом поперечно-винтовой прокатки.

В разрабатываемую на ПО "Уралвагонзавод" САПР-грузовой вагон внедрены пакеты прикладных программ, составленных на ос-

новыми разработанными алгоритмов.

Программы прочностных расчетов локомотивных колес внедряются во ВНИТИ.

Разработана техническая документация и внедрены в серийное производство на Нижнеднепровском трубопрокатном заводе модернизированные колеса для вагонов промышленного технологического транспорта.

Апробация работы. Диссертация и ее разделы докладывались и одобрены на:

- Всесоюзных конференциях по проблемам механики железнодорожного транспорта (Днепропетровск) 1980, 1984 г.г.;
- Всесоюзной конференции по повышению качества рельсов, цельнокатаных колес, бандажей и осей (Москва) 1986 г.;
- юбилейной конференции ВНИИВ (Москва) 1983 г.;
- юбилейной конференции ЦО "Уралвагонзавод" (Нижний Тагил) 1985 г.;
- координационных совещаниях по повышению качества колес, бандажей и осей (Нижний Тагил) 1980 г., (Днепропетровск) 1985 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 статей в журналах "Вестник ВНИИТ" и трудах ДНУТА.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения (основные результаты и выводы), списка использованной литературы и приложений. Материал диссертации изложен на 177 стр. машинописного текста, содержит 12 табл., 50 рис., список литературы из 130 наименований.

Во введении отражено влияние повышения интенсивности использования подвижного состава на надежность работы колесных пар. Дано обоснование актуальности задач, решаемых в диссертационной работе.

Первая глава посвящена анализу существующих методов аналитических и экспериментальных исследований колесных пар, в ней сформулированы цель и задачи диссертации. Во второй и третьей главах приведены алгоритмы расчета деталей колесных пар на технологические и эксплуатационные нагрузки. В четвертой главе изложены исследования новых деталей колесных пар по разработанным алгоритмам.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе отмечен значительный вклад в развитие теории и экспериментальные исследования вагонных осей и колес А.А.Попова, Н.П.Зобина, Н.Н.Кудрявцева, Л.М.Школьника, П.В.Шевченко, Н.И.Мартынова и др. отечественных ученых. Вопросы изучения прочности и надежности колесных пар посвящены так же многочисленные исследования коллективов ВНИИТ, ВНИИВ, ВНИТИ (Коломна) и зарубежных авторов.

Выполнен анализ существующих методов расчета и экспериментальных исследований вагонных осей и колес. Показано, что оценка прочности осей по отношению к пределу усталости разработана для традиционной конструкции, поэтому изменения ее размеров требуют дополнительных исследований натуральных образцов. Достоверные данные о напряженном состоянии колес до последнего времени получают экспериментальным путем — тензометрированием или методом фотоупругости.

Наиболее сложными в исследованиях колесных пар являются задачи, связанные с сопряжением деталей при помощи натяга. Основная часть этих исследований базируется на применении решения осесимметричной задачи Ляме для простых цилиндрических тел. Влияние реальной формы сопряженных деталей учитывается приближенно.

На основании этого анализа определены цели и задачи исследований, выполненных в диссертации.

Во второй главе изложен алгоритм расчета деталей колесных пар как осесимметричных тел, сопряженных между собой посредством натяга. Алгоритм реализуется решением двух задач: определение контактных узловых сил в зоне сопряжения по заданному натягу; вычисление напряжений от контактных сил в каждой из сопряженных деталей.

Алгоритм определения контактных сил основывается на совместном деформировании контактирующих поверхностей двух деталей — I (ось) и II (колесо). Поскольку одним из принципов МКЭ является непрерывность перемещений всех точек, расположенных между узлами элементов, достаточно обеспечить совместность радиальных перемещений наружных узлов.

На первом этапе расчета составляются матрицы влияния \bar{A}_I и \bar{A}_{II} для каждой детали. Компонентами матриц являются ради-

альные перемещения узлов контакта, которые определяются обобщенным методом сил. Для этого формируются и решаются уравнения осесимметричных задач МКЭ для деталей I и II.

$$K_I \delta_I = Q_I; \quad K_{II} \delta_{II} = Q_{II}; \quad (1)$$

где K_I , K_{II} - матрицы жесткости деталей I и II соответственно;

δ_I , δ_{II} - векторы перемещений узлов;

Q_I , Q_{II} - матрицы единичных радиальных сил.

В результате решения систем уравнений (1) получаются две матрицы узловых перемещений от единичных сил A_I и A_{II} , содержащие компоненты матриц влияния \bar{A}_I и \bar{A}_{II} . Суммарная матрица коэффициентов влияния может быть получена из выражения

$$\bar{A} = A_I Q_I^T + A_{II} Q_{II}^T. \quad (2)$$

Затем решается система канонических уравнений обобщенного метода сил

$$\bar{A} \bar{q} = \frac{1}{2} \eta \quad (3)$$

где \bar{q} - искомый вектор узловых сил;

η - вектор нагрузок в узлах сопряжения.

Из компонент вектора \bar{q} формируются векторы q_I ,

q_{II} и решаются системы уравнений МКЭ:

$$K_I \delta_I = q_I; \quad K_{II} \delta_{II} = q_{II}. \quad (4)$$

В результате определяются векторы перемещений узлов δ_I и δ_{II} от контактных сил, а затем напряжения в каждой детали.

Численным моделированием по разработанному алгоритму исследовано влияние густоты разбивки сечений деталей колесных пар на точность расчета. Дано обоснование рациональных площадей конечных элементов по сечению детали, включая и места концентрации напряжений.

Для проверки достоверности алгоритма выполнен расчет сопряжения полой оси с колесом и проведен эксперимент. В эксперименте использованы натурные подступичные части, вырезанные из осей, и колеса. Напряжения измерялись тензодатчиками на наружных поверхностях колес и на внутренних поверхностях подступичных частей осей. Образцы формировались прессованием.

Результаты выполненных исследований показали, что разработанная методика построения расчетных моделей соединенных с натягом деталей колесных пар, разбиения их на конечные элементы и расчета на ЭВМ по составленному пакету прикладных программ обеспечивает хорошее совпадение расчетных и экспериментальных значений напряжений.

В третьей главе рассмотрена методика постановки и решения задачи определения напряженно-деформированного состояния осесимметричных деталей колесных пар при действии внешних несимметричных нагрузок. Для решения задачи применен МКЭ. С целью сокращения объема вычислений, более детального изучения напряжений в местах их концентрации, а также для создания единой расчетной схемы при расчетах на осесимметричные и несимметричные нагрузки применено разложение общего решения в гармонические ряды.

Рядами представлены векторы внешних нагрузок q и перемещений f . Для симметричного случая, когда нагрузка приложена по направлению сечения детали с угловой координатой $\theta = 0$, применено разложение

$$q = \sum_{n=0}^{\bar{N}} \begin{Bmatrix} R^n \cos n\theta \\ Z^n \cos n\theta \\ T^n \sin n\theta \end{Bmatrix}; \quad f = \sum_{n=0}^{\bar{N}} \begin{Bmatrix} u^n \cos n\theta \\ v^n \cos n\theta \\ w^n \sin n\theta \end{Bmatrix}. \quad (5)$$

Для несимметричного случая (нагрузка приложена в сечении $\theta = \frac{1}{2}\pi$) $\cos n\theta$ заменяется на $\sin n\theta$ и наоборот.

Решение трехмерной задачи заменяется суммой \bar{N} решений двумерных задач.

При $n = 0$ используется обычный алгоритм МКЭ в осесимметричной постановке, а при $n = 1, 2, \dots$ определяются пространственные векторы перемещений узлов, что связано с рядом отличий в вычисленных матриц жесткости. Соответствующие формулы и соотношения приведены в диссертации.

В результате решения вектор напряжений элемента e для гармоника n содержит шесть компонент как и в решении трехмерной задачи

$$\sigma_{en} = \begin{Bmatrix} \sigma_r \cos n\theta \\ \sigma_z \cos n\theta \\ \sigma_\theta \cos n\theta \\ \tau_{rz} \cos n\theta \\ \tau_{r\theta} \sin n\theta \\ \tau_{z\theta} \sin n\theta \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Численные эксперименты выполнены для определения сходимости решений (в перемещениях и напряжениях) для осесимметричных тел, нагруженных наиболее неблагоприятной нагрузкой — сосредоточенной. Ряд такой нагрузки является бесконечным. Анализ вклада каждого члена этого ряда в общее деформированное и напряженное состояние деталей колесных пар показал, что для получения переменных результатов достаточно учитывать ограниченное число членов ряда нагрузки. Их количество зависит от формы рассматриваемой детали и удаленности рассматриваемого сечения от места приложения нагрузки. В оси колесной пары, испытывающей преимущественно деформации изгиба, для получения достоверных результатов достаточно одного члена ряда ($n=1$). Наименее интенсивно сходится ряд напряжений (среди деталей колесной пары) для дисковой части колеса в месте перехода в обод. Здесь рекомендуется учитывать 17 первых членов ряда нагрузок, прикладываемых к поверхности катания колеса. При исследованиях напряжений в других сечениях или вариантных исследованиях различных конструкций количество членов ряда нагрузок можно уменьшить до 4...6.

Результаты расчетов по разработанному алгоритму проанализированы в сравнении с экспериментальными и расчетными данными, полученными во ВНИИЖТ. Показана их удовлетворительная согласованность.

В четвертой главе рассматривается применение разработанных методик и алгоритмов к исследованию колесных пар. Выполнен расчет сплошной типовой оси для вагонов с осевыми нагрузками 216 кН. Такая ось принята за базовую при расчетах полый оси для вагонов с повышенными осевыми нагрузками (245 кН).

Показано, что наибольшие уровни напряжений в осях появляются под кромками посадочных с натягом деталей (колец подшипников, лабиринтного кольца и ступицы колеса) и в галтельных переходах. Особенностью напряженного состояния полый оси

является высокий уровень окружных напряжений на внутренней поверхности.

Критериями для оценки полой оси приняты напряжения от внешних нагрузок в подступичной части под внутренней кромкой ступицы колеса σ_z , окружные напряжения на внутренней поверхности σ_θ при посадке колеса с натягом, суммарные контактные силы в сопряжении колесо-ось P и масса осей m (подступичной части). Графические зависимости их от наружного D и внутреннего d диаметра подступичной части показаны на рисунке. Используя эти графики, путем наложения одной или нескольких ограничений, можно определить размеры полой оси, обеспечивающей равную прочность со сплошной или равную прочность посадки колеса. Точками 1-4 показано ограничение по массе, точками 5-8 - по напряжениям $\sigma_{z\theta}$ в базовой оси. Масса в данном примере принята равной массе подступичной части полой оси с наружным диаметром 202 мм. Эти ограничения пересекаются в точке F (наружный диаметр подступичной части равен 207 мм, внутренний - 110 мм).

Выполнено обоснование размеров полой оси для вагонов промышленного транспорта с осевой нагрузкой 344 кН. Для анализа интенсивности концентрации напряжений в полой оси применена оценка степени отклонения от гипотезы плоских сечений. Анализировались градиенты g_1 вблизи поверхности сечения на глубине h_1 и g_2 на линейном участке эпюры напряжений на глубине h_2 :

$$g_1 = \frac{\partial \sigma_z}{\partial h_1}; \quad g_2 = \frac{\partial \sigma_z}{\partial h_2}, \quad (7)$$

а также условный коэффициент

$$K' = \frac{g_2}{g_1}. \quad (8)$$

В результате исследований выбраны размеры полой оси, равнопрочной сплошной, масса которой меньше на 120...130 кг.

Исследовано влияние толщины обода и места приложения внешних нагрузок на напряженное состояние диска колеса магистральных вагонов. Показано, что уменьшение толщины обода с 7,5 до 2,2 см значительно изменяет распределение напряжений на поверхностях диска. Наибольшие напряжения возникают в зоне пере-

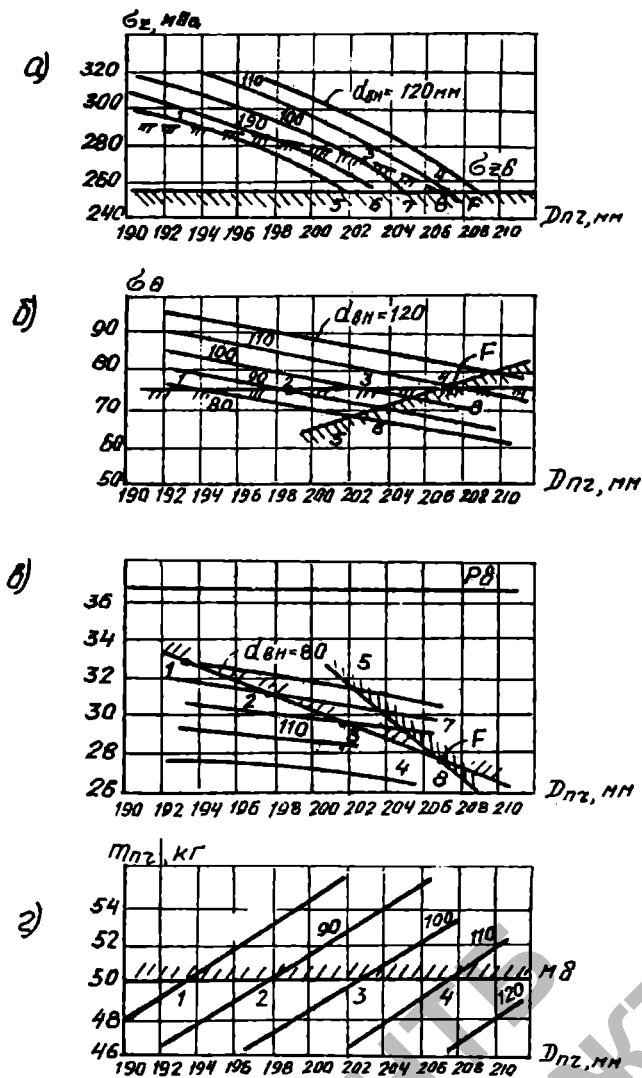


Рис. 2. Зависимости характеристик подступичной части оси от наружного диаметра

хода диска в обод со стороны гребня при действии вертикальной нагрузки, прикладываемой вблизи последнего. Рассмотрено также действие вертикальной нагрузки на гребень колеса. Такое приложение сил является одним из вариантов для стендовых испытаний зоны перехода диска в обод, где возникают наибольшие напряжения.

Выполнены исследования колес вагонов технологического промышленного транспорта с осевыми нагрузками 441,5...490,5 кН с целью проверки возможности прокатки колес с измененными размерами. Расчеты выполнены при действии радиальной R и боковой H нагрузок. Радиальные нагрузки прикладывались по кругу катания R_a и возле гребня R_b . Учтены различные режимы эксплуатации: А – осевая нагрузка 441,5 кН, скорость движения 4,17 м/с (15 км/ч); Б – нагрузка 490,5 кН, скорость 1,39 м/с (5 км/ч); В – порожний режим, скорость 8,33 м/с (30 км/ч). Напряжения в дисках типового (числитель) и модернизированного (знаменатель) колеса приведены в таблице

Таблица

Наибольшие напряжения в дисках колес, МПа

Режим эксплуатации	Сторона колеса	От радиальной нагрузки R_a		От радиальной нагрузки R_b	
		без учета боковой силы	с учетом боковой силы	без учета боковой силы	с учетом боковой силы
1	2	3	4	5	6
А	Наружная	<u>-40,7</u>	<u>-24,0</u>	<u>-113,1</u>	<u>-96,4</u>
		-40,5	-22,4	-115,6	-97,5
	Внутренняя	<u>-63,6</u>	<u>-69,7</u>	<u>55,2</u>	<u>39,0</u>
		-63,02	-69,7	57,2	39,9
Б	Наружная	<u>-43,7</u>	<u>-34,3</u>	<u>-121,6</u>	<u>-112,1</u>
		-43,5	-33,2	-124,3	-114,1
	Внутренняя	<u>-68,4</u>	<u>-71,8</u>	<u>59,4</u>	<u>49,6</u>
		-67,9	-71,6	61,5	51,9

I	2	3	4	5	6
B	Наружная	<u>-9,3</u>	<u>-12,3</u>	<u>25,8</u>	<u>-4,5</u>
		-9,3	-13,9	26,4	-3,3
	Внутренняя	<u>-14,5</u>	<u>-22,3</u>	<u>12,6</u>	<u>-8,1</u>
		-14,4	-22,8	13,1	-9,1

Расчет показал, что колесо может быть облегчено с обеспечением его прочности.

Общая сила взаимодействия контактирующих поверхностей такого колеса с осью оказалась равной 4,948 МН, а у типового колеса 5,381 МН. Для обеспечения равной прочности посадки на ось нижний предел натяга должен быть увеличен на 8%.

Приведены результаты эксплуатационных испытаний колесных пар с полыми осями. Исследованы следующие вопросы: эксплуатационная надежность полых осей; прочность соединения колес с полкой осью; надежность торцового крепления подшипников; особенности в технологическом процессе ремонта колесных пар и осей.

Испытывались оси, изготовленные Уралвагонзаводом в 1965 г. из толстостенных трубных заготовок. Наружные размеры шейк опытных осей одинаковы со сплошными типа РУ1, а диаметры подступичных частей увеличены до 202 мм. Торцовые части осей выполнены двух типов: под крепление подшипников гайкой; под крепление шайбой с тремя болтами М20. Посадка колес осуществляется прессовым и тепловым способом. В тепловых посадках применялся лак ВДУ-3 или ГЭН-150.

В испытаниях получены результаты, свидетельствующие о достаточной прочности осей с диаметром подступичных частей 202 мм при эксплуатации под вагонами с осевыми нагрузками 210 кН. Посадка колес на полые оси при прессовом формировании колесных пар достаточно прочная, коэффициент относительной прочности оказался не ниже 1,2 и не уменьшался с ростом пробега.

Из шайбовых и гаечных торцовых креплений роликовых подшипников на шейках осей менее надежным по ослаблению оказалось гаечное.

Ослабляющая внутренним отверстием торцовая часть шейки оси под креплением подшипников гайкой при ремонте колесных пар

(перестроиваниях) требует дополнительной защиты от деформаций центровочного конуса и резьбы М10. Деформации центровочного конуса увеличиваются за счет разностенности осей и приводят к неравномерному снятию стружки при обточке подступичных частей. Из опытной партии осей 117 шт. по причинам, не связанным с конструкцией, исключено из эксплуатации 5 осей, т.е. надежность оказалась равной 0,9573. Шероховатость внутренних поверхностей ухудшает условия ультразвукового контроля осей. В технологическом процессе ремонта колесных пар рекомендовано предусматривать подготовку осей для ультразвукового контроля — зачистку наружных поверхностей для ввода ультразвука. При этом обеспечивается требуемое качество контроля осей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработанная методика решения задачи о соединении с натягом деталей колесных пар на ЭВМ, охватывающая обоснование размеров конечных элементов и сгущения разбивки у торцов наружной детали, а также составленный алгоритм позволяет вычислять по заданному натягу контактные силы в сопряжениях оси и колеса, оси и детали роликовой буксы, а также напряжения в каждой из деталей. Расчетные напряжения согласуются с экспериментальными данными.
2. Разработанный алгоритм расчета осесимметричных деталей колесной пары от несимметричных силовых воздействий с разложением решения в гармонические ряды позволяет получать достоверные данные о напряженном состоянии осей и колес от эксплуатационных нагрузок.
3. Обоснованы размеры полый оси для вагонов промышленного транспорта массой брутто 140 т, обеспечивающие прочность не ниже сплошной типовой, и снижение металлоемкости четырехосного вагона на 0,5...0,6 т. Рекомендации приняты Днепропетровским вагоностроительным заводом им. газеты "Правда". Годовой экономический эффект составит более 205 тыс.руб.
4. Выполнена оценка параметров прочности и массы полых осей для магистральных вагонов при повышенных нагрузках в зависимости от наружных и внутренних размеров оси.
5. Предложена расчетная модель цельнокатаного колеса магистральных вагонов, позволяющая получать достоверную картину напряженно-деформированного состояния для реальных условий

эксплуатации.

6. На основании анализа напряжений и прочности посадки на ось предложена модернизация колес вагонов промышленного технологического транспорта с осевыми нагрузками 44I, 5...490, 5кН. По рекомендациям автора колесопрокатным цехом Нижнеднепровского трубопрокатного завода разработаны технические условия и освоен выпуск таких колес.
7. Эксплуатационными испытаниями под вагонами с осевыми нагрузками 210 кН подтверждена высокая надежность полых осей с диаметром подступичной части 202 мм; выявлено, что прочность посадок колес достаточная и в процессе эксплуатации не снижается.
8. С целью дальнейшего повышения прочности полых осей и улучшения качества ремонта рекомендовано: уменьшить разностенность; улучшить качество внутренней поверхности; торцовые части осей выполнять под крепление подшипников шайбой. Внедрение полых осей в магистральных вагонах позволит, по расчетам ВНИИТ, получить экономический эффект 5,8 млн.рублей в год на 100 тыс. вагонов.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Эксплуатационные и технологические особенности полых осей /Дуганов А.Г., Коротеев И.М., Мельниченко Н.А., Осипов А.С., Пастернак Н.А., Рейдемейстер Г.В. //Труды ДИИТА.- 1971.- Вып.133.- С. 3-13.

2. Пастернак Н.А., Стельмах В.К. Автоматизация подготовки исходных данных для расчета ходовых частей вагонов //Вопросы улучшения технического содержания и совершенствования ходовых частей: Межвуз. сб. науч. тр.- Днепропетровск, 1984.- Вып. 237/8.- С.17-19.

3. Савчук О.М., Мельниченко Н.А., Пастернак Н.А., Фомкин К.Н. Теоретические и экспериментальные исследования колесных пар //Повышение качества рельсов, цельнокатаных колес, бандажей и осей: Тез. докл. воес. конф.-М., 1986.- С.28.

4. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Стельмах В.К., Староселецкий М.И. Прочность модернизированных колес для технологического подвижного состава промышленного транспорта. //Вопросы оптимизации деталей тележек и организации обслуживания вагонов: Межвуз. сб. науч. тр.- Днепропетровск.-1985.-Вып. 242/9 -С.21-27.

5. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницкая В.В. Исследование прочности и эксплуатационной надежности полых вагонных осей //Проблемы механики железнодорожного транспорта: Тез.докл.всес.конф.- Киев: Наукова думка, 1980.- С.128-129.

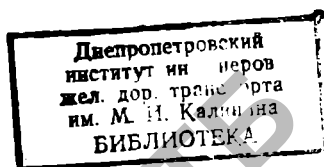
6. Савчук О.М., Пастернак Н.А. Исследование соединения полых вагонной оси с колесом //Вестник ВНИИЖТ.- 1979.- № 2.- С.28-31.

7. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницкая В.В. Выбор размеров конечных элементов для исследования напряжений и деформаций в осях колесных пар //Вопросы улучшения технического содержания вагонов и совершенствования ходовых частей: Междуз. сб.научн.тр.- Днепропетровск, 1980.- Вып.212/6.- С.45-50.

8. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницкая В.В., Жовторых Г.Д., Погребной А.П. Исследование и обоснование размеров полых осей для вагонов с осевой нагрузкой 344 кН //Вопросы улучшения технического содержания вагонов и совершенствования ходовых частей: Междуз.сб.научн.тр.- Днепропетровск, 1984.- Вып.237/8.- С.3-10.

9. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницкая В.В. Определение напряженно-деформированного состояния вагонного колеса от внешних нагрузок //Вопросы улучшения технического содержания вагонов и совершенствования ходовых частей: Междуз.сб. научн.тр.- Днепропетровск, 1982.- Вып.221/7.- С.3-8.

10. Савчук О.М., Пастернак Н.А., Соборницкая В.В. Уточненный расчет напряжений в осях вагонных колесных пар //Вестник ВНИИЖТ.- 1981.- № 6.- С.45-46.



Пастернак Николай Александрович

"Улучшение прочностных характеристик вагонных колесных пар на основе уточненных расчетов"

05.22.07 – подвижной состав железных дорог и тяга поездов

Подписано к печати 24.03.87. БГ 70161 формат 60x84 1/16. Бумага для множительных аппаратов. Ротапринт. Усл. печ. л. I. Уч.-изд. л. I. Тираж 100 экз. Заказ 740 . Бесплатно.

Участок оперативной полиграфии ДИИТа

320700, ГСП, Днепропетровск, 10, ул. Акад. В.А. Лазаряна, 2

НТБ
ДНУЖТ