

СССР - МПС

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

А.С.ЩЕПАК
инженер

48769
ИССЛЕДОВАНИЕ ВАГОННОГО КОЛЕСА
С ЦЕЛЮ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ
ФОРМЫ ЕГО ДИСКА

„подвижной состав и тяга поездов“
специальность №: 05.433

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск
1970

НТБ
ДНУЖТ

СССР - МПС

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

На правах рукописи

А.С.ЩЕПАК
инженер

ИССЛЕДОВАНИЕ ВАГОННОГО КОЛЕСА С ЦЕЛЮ
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ ФОРМЫ ЕГО ДИСКА

« Подвижной состав и тяга поездов »

Специальность № 05.498

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук.

Днепропетровск,
1970.

НТБ
ДНУЖТ

48765

Работа выполнена в Днепропетровском институте инженеров железнодорожного транспорта МПС СССР .

Научные руководители : заслуженный деятель науки и техники УССР, член-корреспондент АН УССР, доктор технических наук, профессор В.А.Лазарян ;

лауреат Государственной премии, кандидат технических наук, доцент Б.М. Климковский

Официальные оппоненты : доктор технических наук, профессор П.М. Шилов ;
кандидат технических наук Н.И.Мартынов

Ведущее предприятие - НИИ Вагоностроения, г.Москва .

Автореферат разослан *"28" сентября* 1970 г.

Защита диссертация состоится на заседании Ученого Совета Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта *"28" октября* 1970 г.

Адрес института : г. Днепропетровск, 10,
ул. Университетская, 2 .

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта .

Ученый секретарь Совета ,
доцент

Б.М.Климковский

ИТЬ
ДНУЖТ

В настоящее время перед железнодорожным транспортом поставлены важные задачи по дальнейшему увеличению перевозок грузов и пассажиров. Для достижения этой цели в нашей стране осуществляется перевооружение всех отраслей железнодорожного транспорта, в том числе совершенствуются формы и методы эксплуатации работы, повышаются скорости движения поездов, разрабатываются проекты по увеличению нагрузок на ось .

Однако, развитие народного хозяйства страны настоятельно требует создания высокоскоростного железнодорожного транспорта .

Значительное повышение скорости движения поездов требует не только облегчения веса конструкций (особенно неподдресоренных частей), но и тщательного изучения вопросов устойчивости , средств торможения, а также вопросов взаимодействия пути и подвижного состава с целью улучшения динамических характеристик .

Повышение скоростей движения и нагрузок на ось требует всестороннего изучения напряженного состояния вагонного колеса, а также его жесткости в осевом и радиальном направлениях. При этом особое значение приобретают вопросы динамического взаимодействия колеса и рельса .

Комплекс испытаний, проведенных в разное время многими исследователями, направлен на усовершенствование колеса и колесной пары в целом, на улучшение динамических характеристик при повышенных скоростях и нагрузках. Попыток же заменить конструкцию колеса или диска в нашей стране не зарегистрировано .

Поэтому при всей значимости и важности всех предыдущих исследований, их оказывается недостаточно для определения технической возможности, запаса прочности и пригодности для работы на высоких скоростях движения существующей конструкции цельнокатаного вагонного колеса .

НИИ
ДНУЖТ

Целью настоящей работы является изучение вопросов, связанных с прочностью колеса, исследование напряженного состояния его диска от действия статических и динамических нагрузок, исследование остаточных напряжений в диске технологического происхождения, а также исследование упругих свойств и жесткости диска колеса в радиальном и осевом направлениях. На основании результатов испытаний установить целесообразность применения существующего колеса для скоростного подвижного состава и в случае неудовлетворительного результата разработать новую конструкцию вагонного колеса, которая удовлетворяла бы требованиям скоростного транспорта.

Представленная диссертация состоит из введения, шести глав, общих выводов и предложений и приложения. Работа изложена на 174 страницах и содержит 81 рисунок. Список использованной литературы охватывает 108 наименований работ советских и зарубежных авторов.

Глава I - введение и литературный обзор. В этой главе обосновывается актуальность выбранной темы в свете перспектив дальнейшего развития железнодорожного транспорта и дается краткий анализ теоретических и экспериментальных работ, проведенных многими авторами в области исследования железнодорожных колес.

Анализ проведенных работ в этом направлении показал, что экспериментальные исследования ходовых частей вагона, и в частности необработоренных масс, в основном направлены на определение вертикальных и горизонтальных составляющих сил в контактной зоне колеса и рельса, а также в самих элементах в отделимости.

Однако полной картины напряженного состояния диска вагонного колеса от действия различных видов нагрузок, его жесткости в осевом и радиальном направлениях еще не имеется, так как работ в этом направлении проведено недостаточно.

Глава II посвящена экспериментальным исследованиям остаточных напряжений, возникающих в диске вагонного колеса при различных способах термической обработки, а также влиянию фак-

тора времени и копровых ударов на величину и перераспределение этих напряжений. Описаны объекты исследований, подготовка колес к испытаниям и методика измерения напряжений .

Для испытаний было взято 14 стандартных колес по ГОСТ 6362-59 и 3 облегченных колеса по ГОСТ 10791-64 . Семь колес (4 стандартных и 3 облегченных) исследованы сразу же после изготовления, т.е. определены напряжения в состоянии поставки (исходные). Три стандартных колеса исследованы по истечении 2-х лет после их изготовления, а еще три - по истечении 3-х лет . Четыре стандартных колеса подвергнуто ударам по ступице колеса с наружной и внутренней сторон грузом в 1 т с высоты 1,5 м , после чего произведен замер напряжений .

Замеренные напряжения во всех трех случаях сравнивались с напряжениями, полученными в идентичных колесах с состоянии поставки .

При определении напряжений применялся метод освобождения. Из каждого колеса вырезался один темплет с датчиками и производились замеры деформаций . Затем от темплетата отрезались обод и ступица, разрезался диск и вырезались датчики. После каждой указанной операции трижды производились замеры деформаций в каждой точке. По известным формулам, вытекающих из закона Гука, для сложного напряженного состояния подсчитывались главные напряжения .

Анализ результатов замеренных остаточных напряжений показал, что характер распределения напряжений от действия времени и копровых ударов почти не изменился. Однако уровень их снизился, особенно, от действия удара .

Наибольших значений остаточные напряжения достигают в колесах в состоянии поставки : с внутренней стороны возле обода радиальные и окружные напряжения равны $+1760 \text{ кг/см}^2$, с наружной возле ступицы радиальные равны $+1940 \text{ кг/см}^2$, а окружные $+940 \text{ кг/см}^2$. По истечении 2-х лет остаточные напряжения уменьшаются, примерно, на 20-25 %, а по истечении 3-х лет, примерно, на 30-40 % .

Копровые удары на ступице колеса значительно снижают уровень остаточных напряжений, однако и после этого с внутренней

стороны колеса в диске возле обода величина их все же значительная и растягивающие напряжения в радиальном направлении равны 1100 кг/см^2 .

Сравнивая величины остаточных напряжений для колес горизонтальной и вертикальной закалки в исходном состоянии следует сказать, что прерывистая закалка является более совершенной, т.к. остаточные напряжения для этих колес несколько ниже, а прокаливаемость металла обода в этом случае намного лучше, что повышает их износостойкость .

Следует также отметить, что применяемая в настоящее время объемная закалка (как опытная) с упрочнением всех элементов колеса, при которой процессе охлаждения контролируется и управляется, создает в колесе более благоприятную систему остаточных напряжений в связи с чем повышается сопротивление хрупкому разрушению .

В главе III приведены результаты экспериментального исследования напряжений в диске вагонного колеса при копровом ударе . Дана также характеристика опытных колес, описаны измерительная аппаратура и методика испытаний .

Экспериментально установлено, что металл при ударе обода дает специфической хрупкостью, тогда как при статических нагрузках этого явления не наблюдается. Какие превращения происходят в металле при ударе судить трудно, однако проба образцов и целых деталей на ударную прочность широко применяется в науке и практике .

В эксплуатационных условиях вагонное колесо испытывает динамическую нагрузку как вертикальную, так и горизонтальную (осевую), причем диск более чувствительно реагирует на осевую нагрузку. После изготовления партии цельнокатаных колес одно колесо этой партии подвергается проверке на копровой установке. По ГОСТу все колеса данной партии считаются пригодными для эксплуатации, если взятое на проверку колесо показало удовлетворительные результаты при копровых ударах по ступице колеса в осевом направлении. Поэтому представляет интерес величина и характер напряжений, возникающих в диске колеса от действия динамической нагрузки, а также его прочность в осевом направлении .

При соударении двух тел усилия и напряжения изменяются в очень короткое время, измеряемое величинами порядка 0,001 - 0,005 сак . Это обстоятельство наряду со сложными зависимостями возникающих деформаций от различных факторов (массы, упругости деталей, условий контакта и т.д.) долгое время не давало возможности провести экспериментальные исследования напряжений и усилий при соударении деталей. И только при наличии датчиков электрического сопротивления, позволивших разработать пригодную для этой цели измерительную аппаратуру, в настоящее время можно измерить деформации в соударяющихся деталях. Величина напряжений определяется при помощи соответствующих тарировок и пересчетов по величине статического модуля продольной упругости для плоского напряженного состояния и коэффициента Пуассона .

Исследованию напряжений в диске вагонного колеса во время поперечного удара было подвержено восемь цельнокатаных колес $\varnothing 950$ мм одинаковой конструкции, но изготовленных по двум различным технологическим процессам: существующей термообработке с закалкой на горизонтальном столе и новой технологии с упрочнением всех элементов колеса .

Для измерения напряжений использовались универсальные тензометрические станции УТС-12-1 и магнито-электрические осциллографы МПО-2 .

Испытания производились на копровой установке металлургического завода им. К.Либкнехта грузом в I тонну, свободно падающего на колесо . Удары наносились с высоты 0,5 ; 1,0 ; 1,5 м. Удары с такой высоты еще не вызывают пластической деформации металла колес .

Сравнение напряжений в колесах новой и существующей технологий изготовления показывает, что закон изменения и величина напряжений для идентичных точек диска колес обеих технологий, практически одинаковы, так как все испытываемые колеса по конструкции ничем не отличались друг от друга . Как у тех, так и у других колес напряжения в диске возрастают с увеличением прикладываемой энергии удара, а напряжения в окружном направлении увеличиваются менее интенсивно, чем в радиальном. Так, с

внутренней стороны колеса возле обода и возле ступицы при высоте удара $H = 1,5$ м радиальные напряжения увеличились более чем в 1,5 раза по сравнению с напряжениями, полученными при высоте удара $H = 0,5$ м .

Наибольшие напряжения с внутренней стороны колеса возникают в месте перехода диска к ступице, тогда как с наружной стороны они концентрируются возле обода. Причем, радиальные напряжения с внутренней стороны по всему диску сжимающие, а величина их находится в пределах $7000 - 8000 \text{ кг/см}^2$.

Наружная сторона колеса при ударе находится в менее напряженном состоянии, чем внутренняя. Но характерным для этой стороны диска является также то, что радиальные напряжения здесь преобладают над окружными, причем диск в этом направлении возле обода испытывает сжимающие напряжения, как и с внутренней стороны.

Максимальные напряжения при ударе с высоты $H = 1,5$ м достигают до 11000 кг/см^2 и концентрируются с внутренней стороны возле ступицы и с наружной стороны возле обода в радиальном направлении.

Анализ результатов испытаний показал, что колеса в радиальном направлении имеют большую разницу в напряжениях, т.е. наибольшие и наименьшие напряжения отличаются друг от друга в 2-3 раза. Это свидетельствует о неравномерном распределении металла по диску. Характерно также, что напряжения в радиальном направлении изменяются не плавно, а имеют значительное возрастание или уменьшение в местах изменения профиля, что свидетельствует о наличии концентраторов, обусловленных самой конструкцией колеса .

Испытаниями установлено также что при ударных нагрузках сильно возрастает предел пропорциональности так как остаточных деформаций металла колес при испытаниях не наблюдалось. Поэтому, мгновенное приложение нагрузки повышает несущую способность материала колеса и такой запас динамической прочности по уровню напряжений для колеса велик, так как напряжения порядка 11000 кг/см^2 находятся в пределах упругих деформаций .

Таким образом, колесо существующей конструкции не вызывает опасений по прочности в осевом направлении. А если учесть, что

в эксплуатационных условиях колесо никогда не испытывает такой энергии удара, то имеющийся запас прочности вряд ли является оправданным.

Глава IV посвящена экспериментальным исследованиям напряжений в диске колеса в поездных условиях. Описаны объекты испытаний, измерительная аппаратура и методика проведения эксперимента.

В этом разделе диск колеса исследовался на предмет определения его запаса прочности по напряжениям в условиях динамического нагружения с учетом скоростей движения и профиля пути.

Испытания проводились в два этапа. На первом этапе максимальная скорость движения была 80 км/час. Напряжения при этом записывались при следовании по прямому участку пути, при прохождении стрелочных переводов, при движении в кривой радиуса 600 м и при торможении.

На втором этапе скорость движения доходила до 120 км/час на прямом участке пути и до 110-115 км/час при входе в кривую того же радиуса.

Опытные колеса имели нормальную (10,5 т) статическую нагрузку. Для измерения напряжений использовались полупроводниковый усилитель, светолучевой осциллограф и ртутное токосъемное устройство.

Проведенные исследования напряженного состояния диска колеса в различных условиях эксплуатации при скоростях до 80 км/час позволяют сказать, что с ростом скорости движения характер изменения напряжений не имеет явно выраженного закона. Однако не обнаружено и роста напряжений пропорционально скорости движения. Наоборот, для большинства точек, в которых измерялись напряжения, они остаются либо постоянными, либо даже несколько уменьшаются.

Увеличение скорости движения до 120 км/час на прямом участке пути не приводит к значительному повышению напряжений, хотя тенденция к росту наблюдается для радиальных напряжений возле обода и ступицы, начиная со скорости 85-90 км/час.

Наибольших значений при движении на прямом участке пути напряжения достигают возле ступицы в радиальном направлении,

величина которых не превышает $600-630 \text{ кг/см}^2$.

Характерным при движении на прямом участке пути является то, что при повышении скорости движения от 40 до 90 км/час радиальные напряжения возле обода внутренней стороны и возле ступицы наружной стороны увеличились соответственно на 15 % и 30 %, тогда как возле обода наружной стороны и возле ступицы внутренней стороны величина их снизилась соответственно на 7,5 % и 16 %.

Повышение скорости движения при входе в кривую от 60 до 100 км/час увеличивает напряжения в диске колеса, движущегося по наружному рельсу, примерно, в 2 раза. Наиболее чувствительно реагирует на повышение осевой нагрузки диск колеса с внутренней стороны в месте перехода его к ступице, где радиальные напряжения достигают $560-610 \text{ кг/см}^2$.

Полученные напряжения в условиях эксплуатации в различных скоростных режимах позволяет сказать, что увеличение скорости нагружения не снижает несущей способности материала колеса, т.к. максимальные напряжения, даже в местах изменения профиля диска не превышают $600-630 \text{ кг/см}^2$.

Отсюда напрашивается вывод, что существующее железнодорожное колесо обладает неиспользованной несущей способностью или излишней массой материала и допускаемые напряжения для материала колеса могут быть повышены.

Существующее цельнокатаное вагонное колесо не воспринимает больших перегрузок от динамического взаимодействия колеса с рельсом, если в нем отсутствуют дефекты эксплуатационного происхождения.

Однако исследования Н.И. Кудрявцева и А.К. Шафрановского показали, что даже при небольших отклонениях от нормы в колесе и пути (ползуны и короткие неровности) при высоких скоростях движения уровень сил в контактной зоне значительно повышается за счет высокочастотных компонент ударного характера, чему способствует в большой степени высокая радиальная жесткость колес существующей конструкции.

Глава У. В данной главе приведены результаты экспериментальных исследований напряжений и жесткости диска вагонного

колеса в радиальном и осевом направлениях. Дана характеристика испытываемых колес и методика постановки эксперимента.

Опыт эксплуатации и всесторонние научные исследования взаимодействия колеса и пути показывают, что при движении колесной пары по рельсам в контактной зоне возникают большие динамические нагрузки, особенно при появлении даже небольших дефектов в колесе и пути (ползуны и короткие неровности), в связи с чем движение носит ударно-импульсный характер. Причем, величины этих сил существенно зависят от жесткости оного колеса. Увеличение же скорости в два, три раза и более должно привести и к повышению динамических сил взаимодействия, если к тому же учитывать и повышенную жесткость оного пути в связи с применением тяжелых рельсов и железобетонных шпал на некоторых направлениях.

Какую же жесткость имеют существующие цельнокатаемые колеса в радиальном и осевом направлениях и какие параметры в большей степени влияют на ее величину? Возможно ли эффективно понизить жесткость колес существующей конструкции за счет изменения их геометрических размеров, не меняя конструкцию?

Для разрешения этих вопросов исследовались цельнокатаемые вагонные колеса, имеющие различные толщины джока и обода. Максимальная радиальная нагрузка на колесо равнялась 190 т, осевая - 50 т. Для измерения напряжений использовался электронный измеритель деформаций с автоматической балансировкой, а также индикаторы часового типа.

Результаты исследования напряжений и жесткости колес в радиальном и осевом направлениях показали следующее:

1. Существующее стандартное колесо имеет большие запасы прочности по напряжениям, т.к. максимальная их величина для колес $\varnothing 950$ мм при нагрузке 190 тонн не превышает 6370 кг/см^2 , а закон изменения их от нагрузки линейный. Уменьшение толщины обода до 40 мм (колеса $\varnothing 890$ мм) повышает напряжения при одной и той же нагрузке до 7300 кг/см^2 .

2. У колес, имеющих тонкий обод (25 мм) и диск (6/9 мм), линейная зависимость между напряжениями и прикладываемой нагрузкой соблюдается только до 100 тонн, после чего в местах пере-

хода диска к ободу и ступице появляются остаточные пластические деформации, которые при нагрузке в 190 тонн соответствуют напряжениям порядка 800 кг/см^2 . Максимальные же напряжения для этих колес при нагрузке в 100 тонн равны около 5000 кг/см^2 .

3. Колесный диск в смысле упругой связи между центром колеса и ободом в плоскости среднего круга катания и в пределах упругих деформаций обладает жесткостью с линейной характеристикой.

4. Жесткость колеса в радиальном направлении зависит от толщины обода, но в большей степени от толщины диска и начиная с толщины обода 40 мм и выше обод не оказывает существенного влияния на ее величину. Наибольшей жесткостью обладают колеса с толщиной обода 70 мм и равномерной (стандартной) толщиной диска, у которых она равна $20 \cdot 10^5 \text{ кг/см}$. Уменьшение толщины обода до 40 мм при одной и той же толщине диска снижает жесткость на 12%, а уменьшение толщины диска до 6/9 мм при обode 40 мм понижает жесткость колеса на 43%.

5. Жесткость колеса в осевом направлении, примерно, в три раза ниже радиальной.

6. Наименьшей жесткостью в радиальном направлении обладают колеса с толщиной обода 25 мм и толщиной диска в местах изменения профиля 6/9 мм, а величина ее находится в пределах $7 \cdot 10^5 \text{ кг/см}$. Таким образом, жесткость таких колес по сравнению с подномерными колесами ниже на 65%.

7. Утонение обода и, особенно, диска колеса с целью снижения жесткости и улучшения динамических характеристик в контактной зоне, возможно и целесообразно в определенных пределах. Но так как утонение диска до размеров 6/9 мм и обода до 25 мм влечет за собой повышение радиальных напряжений в диске возле обода, где они даже при нагрузке в 10,5 т равны 1110 кг/см^2 , достигнуть необходимой жесткости не представляется возможным, ибо эффективное ее проявление сказывается только при величине ниже 10^5 кг/см .

Поэтому, эффективное снижение жесткости колеса в радиальном направлении может быть достигнуто только за счет изменения конструкции диска, без снижения прочности и долговечности и с учетом требований скоростного подвижного состава.

Глава VI посвящена разработке новых конструкций колес, предназначенных для скоростного подвижного состава, дан обзор патентной литературы и аналитически определена жесткость в радиальном направлении одной из предложенных конструкций .

На основании проведенных исследований установлено, что применение колес существующей конструкции для скоростного транспорта нежелательно, т.к. для обеспечения высоких скоростей движения без принципиального изменения пути необходимо, чтобы колесо обладало значительной податливостью в радиальном направлении и малой податливостью в осевом .

С этой целью разработано две новые конструкции колес с упругоподатливыми дисками (авт.свид. № 269191 от 25.09.68 г. и № 256813 от 1.10,68 г.). Эти конструкции приняты Днепропетровским трубопрокатным заводом им. К.Либкнехта к изготовлению опытных партий .

Первая конструкция колеса состоит из двух элементов, неподвижно соединенных между собой.Обод и ступица выполняются по размерам стандартных цельнокатаных колес.Диск колеса состоит из двух оболочек переменной толщины, работающих под действием прикладываемой нагрузки, как брус равного сопротивления. Профиль диска колеса выбран с таким расчетом, чтобы податливости и соответственно перемещения обоих элементов под действием силы были одинаковы, а жесткость увеличивалась с ростом радиальной нагрузки.Радиусы закруглений элементов диска достаточно большие с целью получения минимальной концентрации напряжений.

Вторая конструкция колеса представляет собой гофрированную оболочку, заземленную по наружному контуру ободом, а по внутреннему - ступицей. Форма гофра может быть синусоидальная, круговая или параболическая в зависимости от того, какие величины прогибов ступицы относительно обода требуется получить. Величина прогиба существенно зависит также от толщины диска, глубины и угла подъема гофра.Для ограничения податливости диска колеса в радиальном и окружном направлениях, в случае превышения нагрузки при ударном взаимодействии выше допустимых, служат две конические оболочки, неподвижно соединенные со ступицей .

Жесткость данного колеса в радиальном направлении для синусоидальной гофрировки определена аналитически.При расчете

гофрированный диск рассматривается как плоская пластина, имеющая в различных направлениях различные упругие свойства. Влияние гофрировки учитывается путем введения коэффициентов конструктивной анизотропии мембраны при растяжении и изгибе в окружном $[(K_t)_p, (K_t)_u]$ и радиальном $[(K_r)_p, (K_r)_u]$ направлениях.

Для определения коэффициентов конструктивной анизотропии приравниваются удлинения элементов гофрированной полоски и плоской.

Коэффициент анизотропии $(K_r)_p$, характеризующий жесткость на растяжение в радиальном направлении имеет вид :

$$(K_r)_p = \frac{12}{h^2 e} \int_0^e \frac{y^2 dr}{\cos \theta} + \frac{1}{e} \int_0^e \cos \theta \cdot dr, \quad (1)$$

где e - длина волны ;
 h - толщина стевки ;
 y - ордината произвольной точки профиля .

В окружном направлении жесткость на растяжение гофрированной мембраны мало отличается от жесткости плоской мембраны. Она будет несколько больше только за счет того, что площадь сечения гофрированной полоски, вырезанной в окружном направлении, несколько больше площади плоской полосы при одинаковой их ширине и толщине .

Поэтому, коэффициент $(K_t)_p$ имеет вид :

$$(K_t)_p = \frac{1}{e} \int_0^e \frac{dr}{\cos \theta} \quad (2)$$

Коэффициент $(K_t)_u$ определится из отношения момента инерции поперечного сечения гофрированной полоски к моменту инерции плоской полосы :

$$(K_t)_u = \frac{12}{h^2 e} \int_0^e \frac{y^2 dr}{\cos \theta} + \int_0^e \frac{dr}{\cos^3 \theta} \quad (3)$$

Жесткость при изгибе гофрированной мембраны в радиальном направлении близка к жесткости плоской мембраны. Поэтому, приложив к вырезанным полоскам изгибающие моменты и определив взаимный угол поворота сечения, находим :

$$(K_r)_u = \frac{1}{e} \int_0^e \frac{dr}{\cos \theta} \quad (4)$$

Изменением параметров синусоидальной гофрировки можно добиться изменения коэффициентов анизотропии в широких пределах, что позволит получить колесо с требуемой величиной жесткости в радиальном и окружном направлениях.

Определим деформации колеса с гофрированным диском от действия радиальной статической нагрузки, приложенной к ступице. Берем ее в виде сосредоточенной силы

Обозначим радиальное перемещение произвольной точки ступицы A , переходящей в A_I через ρ и ψ :

$$\rho = F(\tau, \psi); \quad \varphi = \Phi(\tau, \psi), \quad (5)$$

где τ и ψ - полярные координаты точки A .

Функции $F(\tau, \psi)$ и $\Phi(\tau, \psi)$ по переменной ψ периодические с периодом 2π . Кроме того, функция $F(\tau, \psi)$ есть четная по ψ , а $\Phi(\tau, \psi)$ - нечетная по ψ :

$$F(\tau, -\psi) = F(\tau, \psi); \quad \Phi(\tau, -\psi) = -\Phi(\tau, \psi)$$

Подставляем их в ряды Фурье :

$$\begin{aligned} \rho &= F_0(\tau) + F_1(\tau) \cos \psi + F_2(\tau) \cos 2\psi + \dots + F_n(\tau) \cos n\psi \dots \\ f &= \Phi_1(\tau) \sin \psi + \Phi_2(\tau) \sin 2\psi + \dots + \Phi_n(\tau) \sin n\psi \dots \end{aligned} \quad (6)$$

Граничные условия :

$$\rho(\tau_2, \psi) = 0; \quad f(\tau_2, \psi) = 0; \quad (7)$$

$$\rho(\tau_1, \psi) = \Delta \cdot \cos \psi; \quad f(\tau_1, \psi) = \frac{\Delta}{\tau_1} \cdot \sin \psi \quad (8)$$

Подставляя (7) в (6), получим :

$$\begin{aligned} \Delta \cos \psi &= F_0(\tau_1) + F_1(\tau_1) \cos \psi + F_2(\tau_1) \cos 2\psi + \dots + F_n(\tau_1) \cos n\psi \dots \\ -\frac{\Delta}{\tau_1} \sin \psi &= \Phi_1(\tau_1) \sin \psi + \Phi_2(\tau_1) \sin 2\psi + \dots + \Phi_n(\tau_1) \sin n\psi \dots \end{aligned} \quad (9)$$

Обозначим $\Phi_i(\tau)$ через $f_i(\tau)$ и $F_i(\tau)$ через $f_2(\tau)$

В этих обозначениях выражения (5) примут вид :

$$\begin{aligned} \rho &= f_2(\tau) \cdot \cos \psi \\ \varphi &= f_1(\tau) \cdot \sin \psi \end{aligned} \quad (10)$$

Тогда граничные условия (7) и (8) перейдут в следующие :

$$\begin{aligned} f_1(\tau_2) &= 0; & f_2(\tau_2) &= 0. \\ f_2(\tau_1) &= \Delta; & f_1(\tau_1) &= \frac{\Delta}{\tau_1} = \frac{f_2(\tau_1)}{\tau_1}. \end{aligned} \quad (11)$$

НТБ
ДНУЖТ

Компоненты деформации определяются по формулам :

$$\begin{aligned} \varepsilon_{rz} &= \frac{\partial \rho}{\partial r} = f_2'(r) \cos \psi; \\ \varepsilon_{\psi\psi} &= \frac{\rho}{r} + \frac{\partial \psi}{\partial \psi} = \left[\frac{1}{r} f_2(r) + f_1(r) \right] \cos \psi; \\ 2\varepsilon_{r\psi} &= r \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \rho}{\partial \psi} = \left[r f_1'(r) - \frac{1}{r} f_2(r) \right] \sin \psi. \end{aligned} \quad (12)$$

Удельная энергия деформации равна :

$$W = C_1 \varepsilon_{rz}^2 + 4C_2 \varepsilon_{r\psi}^2 + C_3 \varepsilon_{\psi\psi}^2 + C_4 \varepsilon_{rz} \varepsilon_{\psi\psi} \quad (13)$$

Полная энергия деформации равна :

$$U_1 = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} W \cdot r \cdot dr \cdot d\psi \quad (14)$$

Потенциал внешней силы равен произведению внешней силы на перемещение внутреннего кольца со знаком минус :

$$U_2 = -P \cdot \Delta = -P f_2(r_1) = P \int_{r_1}^{r_2} f_2'(r) dr \quad (15)$$

В выражении (15) учтены условия (II) .

Полная энергия деформации равна работе внешней силы :

$$U_1 = U_2 \quad \text{или} \quad \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{2\pi} [(\int W d\psi) r + P f_2'(r)] dr = 0 \quad (16)$$

При вычислении интеграла $\int_0^{2\pi} W d\psi$ пользуемся уравнениями Эйлера и законом Гука при определении постоянных. После соответствующих математических вычислений и преобразований функции $f_1(r)$ и $f_2(r)$ принимает вид :

$$\begin{aligned} f_1(r) &= B_1 A_1 r^{\alpha_1} + B_2 A_2 r^{\alpha_2} + B_3 A_3 r^{\alpha_3} + B_4 A_4 r^{\alpha_4} \\ f_2(r) &= B_1 r^{\beta_1} + B_2 r^{\beta_2} + B_3 r^{\beta_3} + B_4 r^{\beta_4} \end{aligned} \quad (17)$$

Неизвестные α , β и A определим при вычислении интеграла $\int_0^{2\pi} W d\psi$. Постоянные B_1, B_2, B_3, B_4 определяются из граничных условий (II) .

Функция $f_1(r)$ характеризует перемещение ступицы в окружном направлении, функция $f_2(r)$ - в радиальном .

Жесткость колеса с синусоидальной формой гофра определена для шести вариантов с различными значениями глубины гофрировки, длины амплитуды и толщины диска. Радиальная нагрузка была принята 15 т. Расчеты показали, что жесткость такого колеса возрастает в направлении от центра к ободу, т.к. перемещения элементов гофра в направлении к ободу уменьшаются.

Из всех рассмотренных вариантов наименьшей жесткостью ($9,1 \cdot 10^3$ кг/см) в радиальном направлении обладает колесо, имеющее $H = 50$ мм, $\ell = 100$ мм и $h = 5$ мм.

Наибольшей жесткостью ($1,32 \cdot 10^5$ кг/см) обладает колесо, имеющее размеры гофра: $H = 40$ мм, $\ell = 100$ мм и $h = 15$ мм.

Отсюда следует, что размеры гофра существенно влияют на радиальную податливость такого колеса. Однако, какими бы они ни были, колесо с гофрированной формой диска (синусоидальной, круговой или параболической) будет обладать большей податливостью, чем колесо с прямым диском.

Поэтому, применение на железнодорожном транспорте колес с гофрированным диском является целесообразным и полезным, особенно для скоростного подвижного состава, т.к. повышение радиальной податливости колеса благотворно скажется на всех динамических характеристиках.

Важным моментом в дальнейших исследованиях является выбор оптимальной формы гофрировки с последующим определением прочности и долговечности такого колеса, что послужит отправным пунктом при внедрении его в эксплуатацию.

Выводы и рекомендации

Проведенные исследования железнодорожных вагонных колес позволяют сделать следующие выводы:

1. Существующее цельнокатаное вагонное колесо, подвергнутое различным видам термоупрочнения, испытывает самое разнообразное действие внутренних сил, характер и величины которых зависят как от вида термической обработки, так и от геометрических размеров его элементов.

Наибольших значений технологические напряжения достигают в радиальном направлении возле ступицы, величина которых доходит до 2000 кг/см². Факторы времени и удара по колесу снижают

уровень технологических напряжений, хотя и после этого их максимальная величина превышает 1000 кг/см^2 .

2. Лучшей является объемная закалка колес в контролируемых условиях, так как она создает в колесах более благоприятную систему внутренних напряжений, что повышает сопротивление крупному разрушению.

3. Анализ результатов исследований колес от копровых ударов визуальных наблюдений характера остаточных деформаций, напряженного состояния, разрушения, показывает, что колеса в зависимости от конструктивных размеров и технологии изготовления по-разному сопротивляются ударным нагрузкам. Так, колеса объемной закалки выдерживают намного больше ударов до разрушения, чем колеса существующей термообработки.

Установлено также, что колеса в радиальном направлении имеют большую разницу в напряжениях, т.е. наибольшие и наименьшие напряжения отличаются в 2-3 раза, что свидетельствует о неравномерном распределении металла по диску. Характерным является и то, что напряжения по радиусу колеса изменяются не плавно, а имеют значительное возрастание или уменьшение в местах изменения профиля, что свидетельствует о наличии концентраторов, обусловленных самой конструкцией колеса.

4. Испытания показали, что при ударных нагрузках значительно повышаются пределы упругости и пропорциональности, а следовательно увеличивается несущая способность материала колеса. Причем, запас динамической прочности по уровню напряжений для колеса очень велик, так как напряжения, замеренные в пределах упругих деформаций, равнялись 11000 кг/см^2 . Поэтому такой запас прочности вряд ли является оправданным и статическая нагрузка на колесо, как и скорость движения могут быть повышены.

5. Проведенные исследования напряженного состояния диска колеса в различных условиях эксплуатации при скоростях до 80 км/час позволяют сказать, что с ростом скорости движения характер изменения напряжений не имеет явно выраженного закона, хотя не обнаружено и роста напряжений пропорционально скорости движения. Наоборот, для большинства точек, в которых измерялись напряжения, они остаются либо постоянными, либо даже несколько уменьшаются.

Увеличение скорости движения до 120 км/час на прямом участке пути не приводит к значительному повышению напряжений, хотя рост напряжений все же наблюдается для некоторых точек, начиная со скорости 85-90 км/час .

6. Наибольших значений при движении на прямом участке пути напряжения достигают возле ступицы в радиальном направлении, величина которых не превышает 630 кг/см^2 .

7. Повышение скорости движения при входе в кривую от 60 до 100 км/час увеличивает напряжения в диске колеса, движущегося по наружному рельсу, примерно, вдвое и максимальное их значение с внутренней стороны возле ступицы не превышает 610 кг/см^2 .

8. В существующем цельнокатаном вагонном колесе, не имеющем дефектов эксплуатационного происхождения (ползунов), не возникает больших сил от динамического взаимодействия колеса с рельсом.

9. Приведенные результаты эксплуатационных исследований и выводы охватывают скорости движения до 120 км/час. Поэтому для полного раскрытия этого вопроса необходимо поэтапно провести натурные исследования колес со скоростями 200 км/час и выше .

10. Испытания колес на жесткость и статическую прочность показали, что колесный диск в смысле упругой связи между центром колеса и ободом в плоскости среднего круга катания и в пределах упругих деформаций обладает жесткостью с линейной характеристикой.

11. Жесткость колеса в радиальном направлении зависит от толщины диска и обода, но в большей степени от толщины диска . Наибольшей жесткостью ($20 \cdot 10^5 \text{ кг/см}$) обладают стандартные полномерные колеса. Уменьшение толщины обода до 40 мм при одной и той же толщине диска снижает жесткость на 12 %, а уменьшение диска до толщины 6/9 мм при ободу 40 мм понижает жесткость колеса на 43 % .

12. Жесткость же колеса в осевом направлении, примерно, в три раза ниже радиальной .

13. Лабораторные исследования жесткости колес существующей конструкции со значительными уменьшениями толщин диска и обода показали, что практически невозможно достичь эффективного значения жесткости порядка 10^5 кг/см и ниже, так как даже в колесах

с толщиной обода 25 мм и толщиной диска 6/9 мм она равна $7 \cdot 10^5$ кг/см⁵ .

Поэтому эффективное снижение жесткости колеса в радиальном направлении, с целью снижения необрессоренной массы и улучшения динамических характеристик в контактной зоне может быть достигнуто только за счет изменения конструкции диска .

14. Предложенные конструкции колес: с гофрированным диском, диском переменной жесткости и с пониженным центром вращения дают возможность получить наперед заданную податливость. Для оценки работы каждой из предложенных конструкций необходима всесторонняя экспериментальная проверка .

15. Проведенные аналитические исследования на жесткость колеса с гофрированным диском различных вариантов показали, что предложенная форма диска позволяет увеличить податливость такого колеса в 200 раз по сравнению с существующим цельнокатаным колесом при одних и тех же размерах обода и ступицы.

Поэтому, применение на железнодорожном транспорте колес с гофрированным диском является целесообразным и полезным, особенно для скоростного подвижного состава, т.к. повышение радиальной податливости колеса благотворно скажется на всех динамических характеристиках .

16. В дальнейших исследованиях важным является выбор оптимальной формы и размеров гофрировки с последующим определением прочности и долговечности такого колеса, что послужит отправным пунктом при внедрении его в эксплуатацию.

17. Теоретические исследования гофрированного колеса и экспериментальные исследования на модели колеса с переменной жесткостью диска, позволяют рекомендовать предложенные конструкции к изготовлению и проведению всесторонних лабораторных и натурных испытаний , с целью выдачи окончательных рекомендаций для их внедрения .

Работа по частям докладывалась и обсуждалась на :

Семинаре кафедр «Строительная механика» и «Путь и путевое хозяйство» в июле 1968 г.

Всесоюзном совещании «Повышение надежности и долговечности цельнокатаных колес и осей для подвижного состава железных дорог» в июле 1968 г. в г. Днепропетровске .

Республиканской конференции молодых ученых железнодорожников в феврале 1969 г. в г. Днепропетровске .

Всесоюзном координационном совещании по колесам в июле 1969 г. в р. Днепропетровске .

Всесоюзной научно-технической конференции по колесам, бандажам и осям в марте 1970 г. в г. Коломне .

Юбилейной научно-технической конференции Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта в апреле 1970 г.

Основное содержание диссертации опубликовано в печати :

1. Денищенко Н.Ф., Литвинов Г.Т., Щепак А.С. Экспериментальные исследования упругих свойств стандартных цельнокатаных колес. Труды ДИИТ"а, вып. 47, М., 1965 .
2. Коротеев И.М., Литвинов Г.Т., Щепак А.С. и др. Испытание колес с центрами из алюминиевого сплава. Сборник рефератов н.и. работ по вагонному хозяйству, выпуск 32, М., 1967 .
3. Денищенко Н.Ф., Щепак А.С. Влияние фактора времени и копро-вых ударов на величину и перераспределение остаточных напряжений. Труды ДИИТ"а, выпуск 86, Д., 1968 .
4. Климковский Б.М., Узлов И.Г., Щепак А.С. Исследование напряжений в вагонных колесах различной термообработки при копро-вых испытаниях. Труды ДИИТ"а, выпуск 86, Д., 1968 .
5. Коротеев И.М., Литвинов Г.Т., Савчук О.М., Щепак А.С. Упругие свойства и напряженное состояние вагонных колес с алюминия-выми центрами. Труды ДИИТ"а, выпуск 86, Д., 1968 .
6. Климковский Б.М., Узлов И.Г., Щепак А.С. и др. Жесткость цельнокатаных вагонных колес. Труды ДИИТ"а, выпуск 108, Д., 1969 .
7. Коротеев И.М., Новиков В.В., Щепак А.С. и др. Опытные легированные колеса и их долговечность. Труды ДИИТ"а, выпуск 108, Д., 1969 .
8. Щепак А.С. Напряженное состояние и технические возможности вагонного колеса. Тезисы докладов первой республиканской конференции молодых ученых-железнодорожников, Д., 1969 .

9. Лазарян В.А., Климовский Б.М., Узлов И.Г., Бибик Г.А., Щепак А.С. Колесо для рельсовых экипажей. Изобретение, авторское свидетельство № 256813 от 1.10.1968 г.
10. Лазарян В.А., Климовский Б.М., Узлов И.Г., Щепак А.С. Железнодорожное колесо. Изобретение, авторское свидетельство № 269191 от 25.00.1968 г.
11. Щепак А.С. Исследование напряжений в вагонном колесе в эксплуатационных условиях при повышенных скоростях движения. Материалы юбилейной научно-технической конференции ДИИТ"а, Д., 1970 .
12. Литвинов Г.Т., Щепак А.С. Эксплуатационные испытания вагонных колес при повышенных скоростях движения. Труды ДИИТ"а , выпуск 119 (в печати) .
13. Узлов И.Г., Литвинов Г.Т., Щепак А.С., Блажнов Г.А. Влияние толщины обода и диска на жесткость цельнокатаных вагонных колес. Труды ДИИТ"а, выпуск 119 (в печати) .
14. Лазарян В.А., Климовский Б.М., Узлов И.Г., Бибик Г.А., Ваняшина Е.Н., Щепак А.С. О конструкции колеса для скоростного подвижного состава. Труды ДИИТ"а , выпуск 119 (в печати) .
15. Лазарян В.А., Климовский Б.М., Узлов И.Г., Бибик Г.А., Ваняшина Е.Н., Щепак А.С. Определение деформаций гофрированного диска вагонного колеса от действия вертикальной нагрузки. Труды ДИИТ"а , выпуск 119 (в печати) .

ВТ 2756. Подписано к печати 24/IX-1970 г. 1,25 п.л. ф-т
60 x 84/16 тир. 150 экз. № 154.

КМ греста "Днепрогесфизика" г. Днепропетровск, ул. В. Дубинина, 8.

Сканировала Камьянская Н.А.