

УДК 629.421.4

А.В. ПУТЯТО, д-р техн. наук

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

КОЛЕСО СОСТАВНОГО ТИПА ДЛЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Приведен анализ конструкций колес составного типа железнодорожного подвижного состава. Методами компьютерного моделирования выполнен анализ прочности соединения с натягом бандажа и колесного центра колеса маневрового тепловоза ЧМЭЗ. Установлено, что в осевом направлении значение усилия сдвига более чем в 10 раз превышает значения боковых сил, действующих на колесо в процессе эксплуатации. Предложена новая конструкция колеса составного типа, отличающаяся тем, что поверхности сопряжения колесного центра и бандажа выполнены в форме клина, а дополнительных элементов креплений не предусматривается. Расчеты показали, что повышение прочности соединения с натягом бандажа и колесного центра при реализации предлагаемого технического решения для различных значений коэффициента трения и натяга составляет от 4 до 18 %.

Ключевые слова: колесо, бандаж, колесный центр, соединение с натягом, прочность, метод конечных элементов

Введение. При эксплуатации железнодорожного подвижного состава колесные пары воспринимают широкий спектр динамических нагрузок. К основным элементам колесной пары, работающим в условиях комплексного нагружения, относятся колеса. В силу повышенного износа поверхностей катания и гребней на тяговом подвижном составе широкое применение получили составные конструкции колес, представляющие собой колесный центр с закреплением на нем с натягом бандажа. В эксплуатируемых конструкциях колес составного типа соединение бандажа с колесным центром осуществляется напрессовкой тепловым методом с натягом, реализуемым при сборке [1]. После тепловой напрессовки бандажа на колесный центр в выточку бандажа заводят стопорное кольцо и обжимают бурт бандажа, тем самым фиксируют осевое положение бандажа относительно колесного центра. Величина натяга обуславливает на поверхностях сопряжения контактные давления и силы трения, позволяющие передавать рабочие осевые и крутящие нагрузки.

Недостатком известного конструктивного исполнения бандажа является сложность установки бандажного кольца в канавку и необходимость в последующей раскатке внутренней боковой кромки разогретого бандажа, а также необходимость выполнения проточки внутренней поверхности бандажа (упорный бурт и канавку для бандажного кольца) и изготовления бандажного кольца.

Целью настоящей работы является разработка конструктивного решения колеса составного типа, отличающегося простотой конструкции и в то же время обладающей достаточной прочностью соединения с натягом бандажа и колесного центра.

Обзор конструкций составных колес для железнодорожного подвижного состава. Наряду с эксплуатируемой конструкцией составного колеса специалистами организаций, занимающихся проектированием и эксплуатацией подвижного состава, разработаны различные технические решения, имеющие свои достоинства и недостатки. Так, в работе [2] предлагается новое конструктивное исполнение колеса тягового подвижного состава, в котором сборка соединения «бандаж — колесный центр» осуществляется по коническому сопряжению без увеличения регламентированного натяга (рисун

ок 1). При построении графика зависимости площади прилегания бандажа 1 и колесного центра 2 от угла авторы сделали вывод о том, что выравнивание объема материала бандажа достигается уже при углах сопряжения 6–8°. Следовательно, выравнивание объема материала бандажа может способствовать повышению плотности посадки бандажа на колесный центр. Таким образом, имеет место незначительное изменение конструкции и, как следствие, сохранение дополнительных крепежных элементов.

Славинским Е.В. и Гусевым А.В. запатентована конструкция [3], обладающая свойствами приспособляться бандажу колеса к кривой пути, что, по мнению авторов, позволяет снизить износ гребня (рисунок 2). В колесном центре 3 в прямоугольном отверстии 4 расположена такой же формы часть горизонтального участка упругих поводков 5, вертикальные участки 6 которых примыкают к торцевым поверхностям центра колеса 3 и бандажа 1. При входе тепловоза в кривую под действием усилий, возникающих от набегания гребней

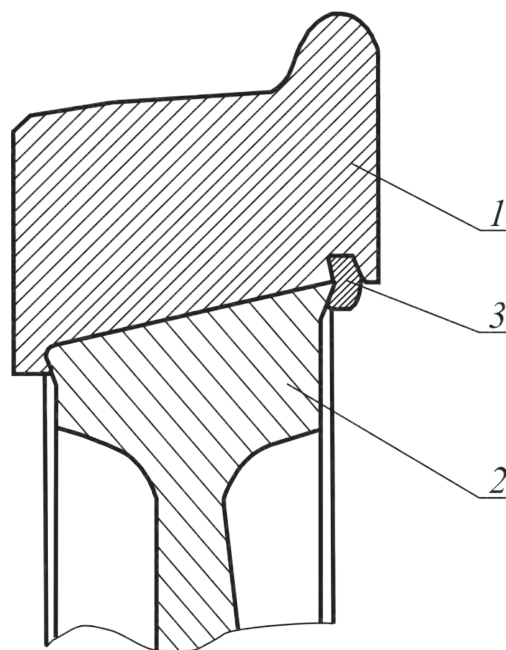


Рисунок 1 — Конструкция колеса составного [2]

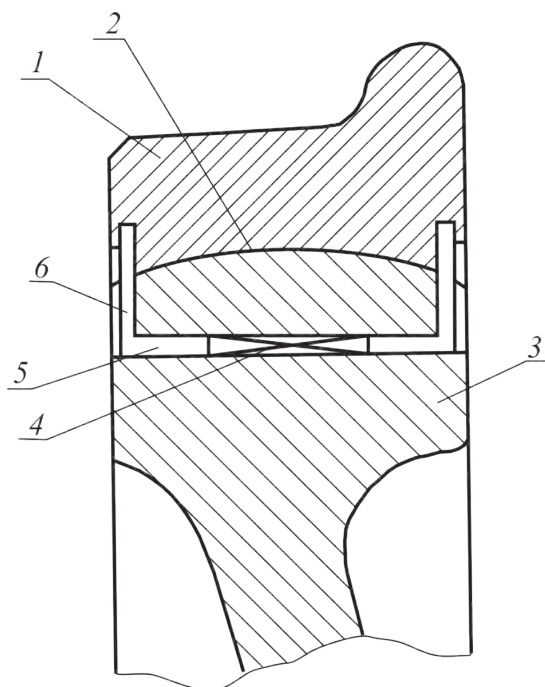


Рисунок 2 — Конструкция колеса, предложенная в [3]

бандажей 1, на головке рельс за счет упругой деформации вертикальных участков 6 упругих поводков 5 и по этой причине некоторого углового поворота бандажа 1 на центре колеса 3, имеющих криволинейное сопряжение между собой, произойдет перемещение, снижающее усилие набегания. Основным недостатком данного изобретения является достаточно сложная конструкция и необходимость дополнительного изготовления, монтажа и диагностики упругих поводков.

В патенте [4] описана конструкция соединения с натягом бандажа 1 и колесного центра колеса 2 (рисунок 3), включающая бурт бандажа и стопорное кольцо 3, фиксирующее осевое положение бандажа относительно колесного центра, которое выполнено с пазами прямоугольной формы на охватываемой поверхности колесного центра. Оси пазов параллельны оси бандажа. В пазах размещены вставки 4 прямоугольной формы с наружным диаметром, равным диаметру охватываемой поверхности бандажа. Вставки содержат упругие элементы 5, которые контактируют с основанием паза. Результаты испытаний предложенного технического решения подтвердили существенное повышение нагрузочной способности и надежности соединения бандажа с колесным центром в экстремальных условиях эксплуатации, но недостатком данного изобретения является существенное усложнение технологического процесса изготовления составного колеса и, как следствие, увеличение стоимости ремонта колесных пар. Кроме того, наличие пазов в колесном центре может стать причиной появления дополнительных концентраторов напряжения.

В работе [5] предложена конструкция колеса, которая основана на модификации поверхности сопряжения путем изготовления на посадочной поверхности одной из соединяемых деталей канавок малой глубины. Прочность такого соединения зависит от геометрии канавок, их количества и расположения. В данном случае соединение цилиндрических деталей с натягом выполняют

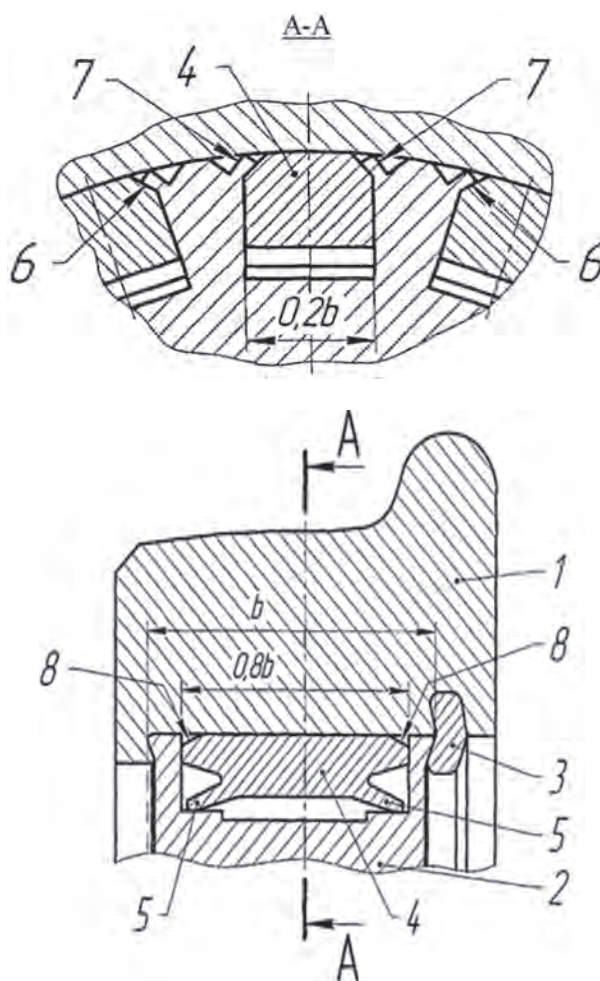


Рисунок 3 — Конструкция колеса, предложенная в [4]

с кольцевыми выточками на поверхности охватываемой детали. Для сборки соединения охватываемую деталь нагревают до температуры, обеспечивающей сборочный зазор, устанавливают на сопрягаемую деталь и охлаждают до образования соединения с натягом. В результате упругой деформации охватывающая поверхность детали заполняет кольцевые выточки охватываемой поверхности детали. Результаты расчетных исследований предложенного технического решения подтвердили существенное повышение нагрузочной способности соединения цилиндрических деталей с натягом в условиях, имитирующих нагружение соединения колесного центра с бандажом колеса тепловоза. В качестве недостатка данного соединения можно отнести сложность изготовления и снижение ремонтнопригодности.

Дюндиным В.В и Рауба А.А. предложено техническое решение [6], в котором охватываемая поверхность колесного центра, включающая ряд равносмещенных по окружности зон, у которых твердость равна либо превышает твердость охватывающей поверхности бандажа. Превышение твердости упрочненных зон колесного центра над твердостью посадочной поверхности бандажа будет способствовать дополнительному внедрению более твердого материала, тем самым повышая сопротивление на проворот бандажа. С другой стороны, при равной или незначительной разности твердости сопрягаемых поверхностей деталей возникнут зоны деформации, в которых коэффициент трения существенно

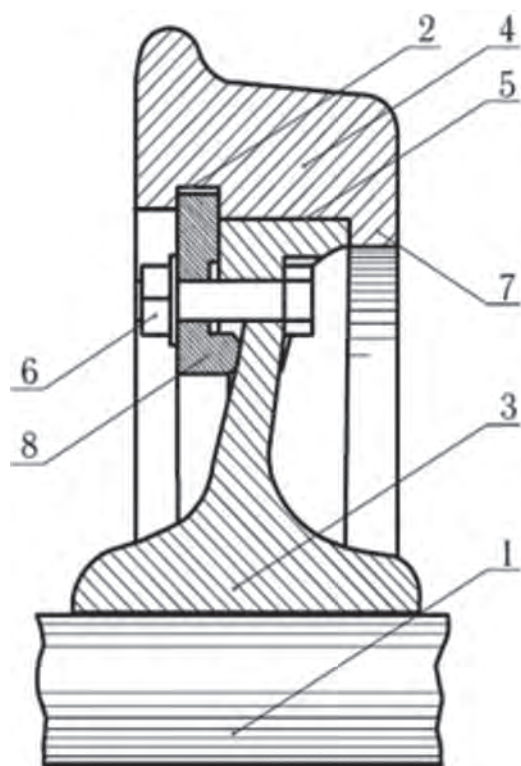


Рисунок 4 — Колесо колесной пары дифференциального вращения, предложенной в [7]

возрастает, что будет также способствовать повышению прочности соединения. Недостатками данного соединения являются дополнительные работы по дифференцированному упрочнению поверхности сопряжения колесного центра.

Имеют место также конструкции колесных пар, где обеспечена возможность независимого вращения бандажей колес относительно колесных центров за счет наличия гарантированного зазора между бандажом и колесным центром. Среди таких разработок можно отметить колесную пару дифференциального вращения, предложенную Винником Л.В. [7], колесо которой показано на рисунке 4.

В его конструкции по крайней мере одно из колес колесной пары выполнено таким образом, что обод колеса 4 связан с колесным центром 3 с возможностью вращения, при этом колесный центр 3 жестко связан с осью 1. Внутренняя поверхность обода 4 и контактирующая с ней наружная поверхность колесного центра 3 выполнены в виде поверхностей вращения 5. Обод 4 представляет собой кольцо с внутренним уступом 7 и кольцевым пазом 2, которое установлено на колесном центре 3 с гарантированным зазором посредством упорного кольца 8, размещенного на противоположной стороне относительно уступа 7 и предотвращающего излишнее осевое движение обода 4. Упорное кольцо 8 крепится к колесному центру 3 крепежными элементами 6 и своей наружной поверхностью входит в кольцевой паз 2, выполненный в ободе 4. Колесная пара работает следующим образом. В момент начала движения транспортного средства от привода начинает вращаться ось 1 колесной пары, а вместе с ней начинает вращаться и центр 3 с ободом 4 колеса. Поскольку момент, создаваемый силами трения между поверхностями 5 обода 4 и колесного центра 3 под действием силы

тяжести транспортного средства не меньше, чем крутящий момент, передаваемый на ось, то обод с колесным центром будет вращаться как одно целое.

Приведенный обзор, не претендующий на полноту, показывает, что общая структура конструкций составных колес предполагает наличие дополнительных крепежных элементов при соединении бандажа и колесного центра.

Оценка прочности соединения с натягом бандажа и колесного центра (на примере колеса маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ). В качестве объекта исследования принято составное колесо маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ. Оценка прочности соединения с натягом бандажа и колесного центра выполнено методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS. Поскольку конструкция колеса осесимметрична, разработана геометрическая модель 1/8 части (рисунок 5).

Материал колесного центра в соответствии с ГОСТ 4491-2016 — сталь 20Л с временным сопротивлением 440 МПа. Для учета пластических деформаций в зоне посадки модель материала принята билинейная упругопластическая. В соответствии с ГОСТ 398-2010 бандаж изготовлен из стали марки 2 с временным сопротивлением 1100 МПа. Его модель также принята билинейная упругопластическая. Поверхности сопряжения смоделированы контактными конечными элементами. Общее число конечных элементов — 58 062.

Выполнено компьютерное моделирование полного процесса реализации посадки с натягом бандажа на обод тепловым способом, включающего три этапа. В начальном положении колесный центр и бандаж смещены относительно друг друга в осевом направлении. На первом этапе выполняется нагрев бандажа с температуры 20 °С до 300 °С, а колесный центр находится в начальном положении. Далее, на втором этапе, бандаж сохраняет деформированное состояние с температурой нагрева 300 °С, а колесный центр перемещается в осевом направлении до упорного бурта бандажа. На третьем этапе моделируется остывание бандажа и формирование соединения с натягом. Колесный центр в это время остается в конечном положении этапа 2.

Важным исходным параметром при решении контактной задачи в области сопряжения бандажа и ко-

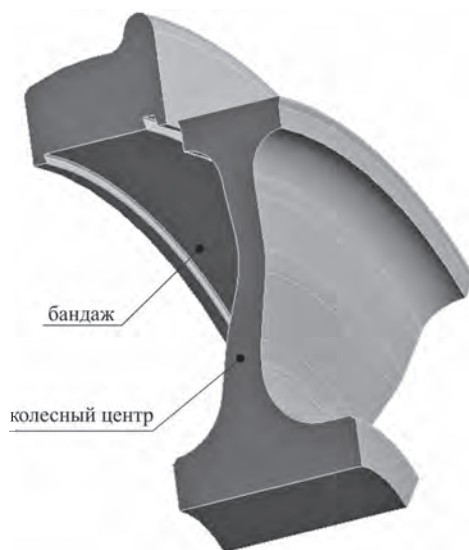


Рисунок 5 — Геометрическая модель 1/8 части колеса

лесного центра является коэффициент трения. При проектировании соединений с натягом рекомендуется принимать значения коэффициента трения $f = 0,14–0,16$ [8, 9]. В то же время получаемая экспериментально величина коэффициента трения в соединении с натягом может быть выше более чем в 3 раза [10]. Для установления влияния значения коэффициента трения на прочность сопряжения выполнены расчеты при $f = 0,12; 0,20$ и $0,30$. На рисунке 6 приведены напряженное состояние колеса и поверхность распределения контактных давлений в сопряжении бандажа и колесного центра при реализации минимально необходимого натяга $N = 1,1$ мм.

Для оценки прочности соединения в осевом направлении выполнен четвертый этап моделирования, включающий задание осевого перемещения бандажа относительно колесного центра (бандажное кольцо отсутствует). При этом колесный центр закреплялся в осевом направлении. В таблице 1 приведены значения рассчитанных усилий сдвига.

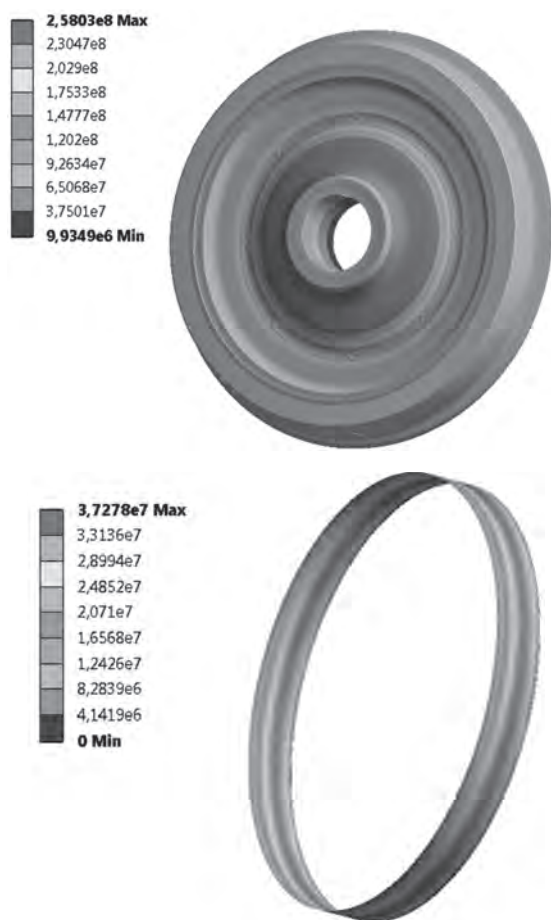


Рисунок 6 — Напряженное состояние колеса при тепловой посадке бандажа и распределение контактного давления в Паскалях ($N = 1,1$ мм)

Таблица 1 — Расчетные значения усилий осевого сдвига бандажа при различных значениях коэффициента трения в сопряжении

Коэффициент трения в сопряжении	Угол сдвига, кН
$f = 0,12$	1378
$f = 0,20$	2296
$f = 0,30$	3894

Отметим, что полученные значения усилий на порядок превышают значения боковых сил, действующих на колесо в процессе эксплуатации [11].

Новая конструкция колеса составного рельсового транспорта. При разработке новой конструкции колеса поставлена задача исключения возможности смещения бандажа относительно колесного центра в поперечном направлении (вдоль оси колесной пары), а также стопорного кольца как дополнительного конструктивного элемента. Технический результат достигается за счет того, что предусматривается конструктивное изменение узла сопряжения с гарантированным натягом колесного центра и бандажа при выполнении клиновидной формы поверхностей сопряжения. Дополнительных конструктивных элементов в узле не предусматривается. Указанная клиновидная форма сопряжения колесного центра и бандажа имеет размер a , который представляет собой высоту клина. Для возможности осуществления тепловой напрессовки размер a должен быть равным величине температурной деформации в радиальном направлении при нагреве бандажа колеса до температуры $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ с учетом требуемой величины натяга, равной $1,10–1,45$ мм. На рисунке 7 показан поперечный разрез предлагаемой конструкции колеса составного типа рельсового транспорта.

Прочность узла сопряжения колеса составного типа достигается:

- в осевом направлении (вдоль оси колесной пары) за счет выполнения клиновидной формы сопрягаемых поверхностей, а также наличия натяга в соединении в результате реализации соединения тепловым методом;
- в окружном направлении за счет наличия натяга в соединении в результате реализации соединения тепловым методом. Дополнительных крепежных элементов для узла сопряжения колесного центра с бандажом не требуется. Предлагаемая конструкция колеса составного типа защищена патентом [12].

Компьютерное моделирование прочности соединения с натягом элементов колеса составного предлагаемой конструкции. Для проведения расчетов прочности соединения с натягом новой конструкции составного колеса выполнена модификация разработанной ранее компьютерной модели. Поэтапный процесс компьютерного моделирования аналогичен описанному ранее. При нагревании бандажа до температуры $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ происходит расширение бандажа, и между колесным цен-

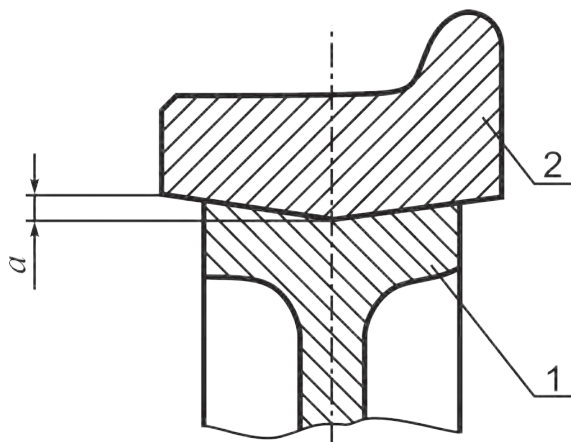


Рисунок 7 — Предлагаемая конструкция колеса:
1 — колесный центр, 2 — бандаж

тром и бандажом образуется зазор, необходимый для заводки колесного центра по оси колесной пары. При температуре бандажа в 20 °С обеспечивается необходимый натяг, достаточный для обеспечения прочности соединения.

Для сравнительной оценки прочности соединения с натягом бандажа и колесного центра новой конструкции составного колеса и эксплуатируемой проведена серия расчетов при аналогичных граничных условиях, описанных ранее. Расчеты выполнены при $f = 0,12; 0,20$ и $0,30$, а также при различных значениях натяга в соединении: $N = 1,1$ мм и $N = 1,35$ мм.

На рисунке 8 приведено распределение эквивалентных напряжений в составном колесе маневрового тепловоза ЧМЭЗ в результате посадки бандажа на колесный центр тепловым способом при клинообразной форме посадочной поверхности, натяге $N = 1,1$ мм и $f = 0,12$, а также поверхность контактных давлений

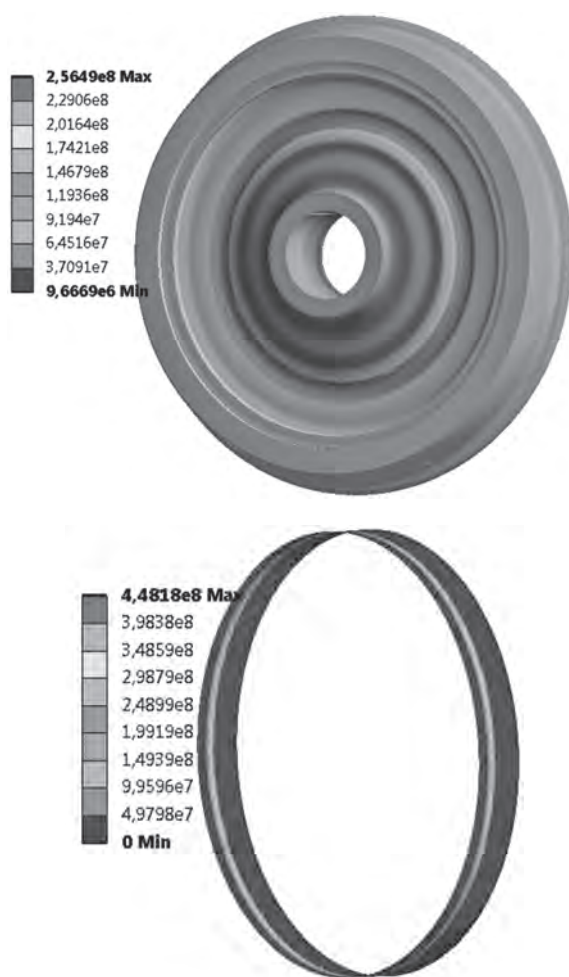


Рисунок 8 — Напряженное состояние колеса новой конструкции в результате тепловой посадки бандажа и распределение контактного давления в Паскалях ($N = 1,1$ мм)

Таблица 2 — Расчетные значения усилий осевого сдвига бандажа

	$f = 0,12$	$f = 0,20$	$f = 0,30$
Усилия сдвига при $N = 1,1$ мм, кН	1587	2693	3894
Усилия сдвига при $N = 1,35$ мм, кН	1928	3015	4313

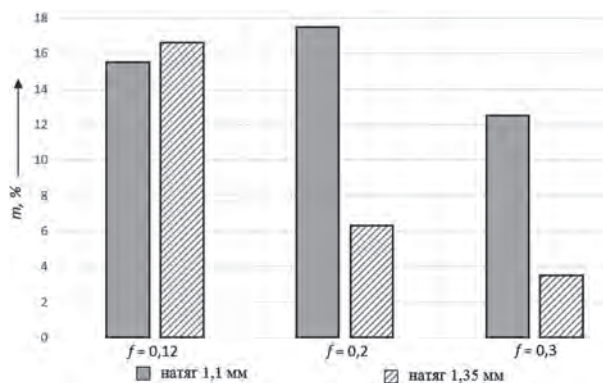


Рисунок 9 — Диаграмма, показывающая повышение прочности соединения с натягом на сдвиг m от коэффициента трения f

в сопряжении. Результаты расчета показали несущественное отличие в напряженном состоянии. В то же время значения максимальных контактных напряжений в области соединения существенно выросли в области вершины конуса сопрягаемых поверхностей.

В таблице 2 приведены значения рассчитанных усилий сдвига при реализации натяга в соединении 1,1 мм и 1,35 мм при различных коэффициентах трения. Отметим, что допускаемое боковое усилие на гребень из условия прочности составляет в рассматриваемом случае 122 кН.

На рисунке 9 приведена диаграмма, показывающая повышение прочности соединения с натягом на сдвиг m при реализации новой конструкции составного колеса для различных значений натяга и коэффициента трения f в сопряжении.

Заключение. 1. Выполнен анализ конструктивных решений колес составного типа для железнодорожного подвижного состава. Указано, что большинство предлагаемых технических решений, в том числе и эксплуатируемых в настоящее время, имеют наряду с обеспечением натяга в соединении «бандаж — колесный центр» дополнительные конструктивные крепления, предотвращающие возможность сдвига соединяемых элементов в осевом направлении.

2. Методами компьютерного моделирования выполнен анализ прочности соединения с натягом бандажа и колесного центра колеса маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ. Установлено, что в осевом направлении значения усилий сдвига более чем в 10 раз превышают значения боковых сил, действующих на колесо в процессе эксплуатации.

3. Предложена новая конструкция колеса составного типа, состоящая из колесного центра и бандажа, сопрягаемых с гарантированным натягом тепловым методом, отличающаяся тем, что поверхности сопряжения колесного центра и бандажа выполнены в форме клина с высотой, равной величине температурной деформации бандажа в радиальном направлении при нагреве бандажа с учетом требуемой величины натяга.

4. Расчеты показали, что повышение прочности соединения с натягом бандажа и колесного центра при реализации предлагаемого технического решения для различных значений коэффициента трения и натяга составляет от 4 до 18 %.

Исследования выполнены в рамках задания 1.39 ГПНИ «Механика, металлургия, диагностика в машиностроении».

Список литературы

1. Нотик, З.Х. Тепловозы ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ, ЧМЭЗЭ: пособие машинисту / З.Х. Нотик. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Транспорт, 1996. — 444 с.
2. Обрывалин, А.В. Повышение прочности соединения «бандаж — колесный центр» вследствие равномерного распределения объема материала бандажа / А.В. Обрывалин, В.В. Дюндин // Изв. Транссиба. — 2016. — № 4(28). — С. 24–30.
3. Перспективная колесная пара для локомотивов: пат. RU 2551862C1 / Е.В. Сливинский, А.В. Гусев, Д.А. Пищулин. — Оpubл. 27.05.2015.
4. Соединение с натягом бандажа с колесным центром: пат. RU 2504698 C1 / А.В. Бородин, Л. В. Ярышева. — Оpubл. 20.01.2014.
5. Бородин, А.В. Совершенствование колеса тепловоза / А.В. Бородин // Исследование процессов взаимодействия объектов железнодорожного транспорта с окружающей средой: сб. ст. / Омский гос. ун-т путей сообщения; ред.: А.И. Володин. — Омск, 1995. — С. 21–25.
6. Соединение бандажа с колесным центром: пат. RU 184604U1 / А.А. Рауба, В.В. Дюндин. — Оpubл. 31.10.2018.
7. Винник, Л.В. Проблемы механики рельсового транспорта с новыми конструкциями колесных пар: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07 / Л.В. Винник. — М.: Академкнига, 2005. — 720 с.
8. Безязычный, В.Ф. К вопросу расчетного определения прочностных характеристик сборочных соединений с натягом с учетом шероховатости поверхностей собираемых деталей и степени их наклепа / В.Ф. Безязычный, В.М. Федулов, С.В. Чугуевская // Сборка в машиностроении. — 2015. — № 4. — С. 21–26.
9. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: справ. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.
10. Казанкин, В.А. Разработка методики расчета прочности неподвижных соединений с учетом контактной жесткости сопрягаемых деталей близкой твердости: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / В.А. Казанкин; Волгогр. гос. техн. ун-т. — Волгоград, 2016. — 145 с.
11. Путятю, А.В. Оценка устойчивости против схода с рельса и прочности колеса маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ при движении в кривой малого радиуса / А.В. Путятю, Г.Е. Брильков // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Вып. 8. — С. 56–61.
12. Колесо составного типа рельсового транспорта: пат. 12203 Республика Беларусь, МПК (2019) В 61F 13/00, В 60B 3/04 / А.В. Путятю, Г.Е. Брильков, В.Н. Демидович. — № u 20190125; заявл. 10.05.2019; опубл. 30.12.2019 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. — 2019. — № 6. — С. 121–122. — Режим доступа: <http://belgospatent.by/database/index.php?pref=mod&lng=ru&page=3&target=19948>.

Putsiata A.V.

Wheel of compound type for railway rolling stock

The article gives an analysis of the construction of the wheels of the compound type of railway rolling stock. Computer simulation methods are used to analyze the connection strength with an interference fit of the tyre and the wheel center of the ЧМЭЗ (ChME3) locomotive wheel. It is established that in the axial direction the shear force value is more than 10 times higher than the lateral forces acting on the wheel during operation. A new construction of a compound wheel is proposed, which is characterized in that the mating surfaces of the wheel center and the tyre are made in the form of a wedge, and additional fastening elements are not provided. The calculations showed that increasing the connection strength with the interference of the tyre and wheel center during the implementation of the proposed technical solution for various values of coefficient of friction and interference is from 4 to 18 %.

Поступила в редакцию 30.06.2020.