

УДК 629.421.4

А.В. ПУТЯТО, д-р техн. наук; Г.Е. БРИЛЬКОВ
Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ПРОТИВ СХОДА С РЕЛЬСА И ПРОЧНОСТИ КОЛЕСА МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА СЕРИИ ЧМЭЗ ПРИ ДВИЖЕНИИ В КРИВОЙ МАЛОГО РАДИУСА

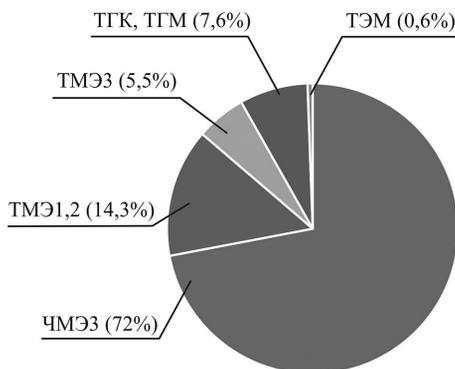
Выполнен анализ конструктивных особенностей ходовой части маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ и приведены основные неисправности колесных пар, имеющих место в эксплуатации. Экспериментальным путем установлены значения боковых сил, действующих от рельса на колеса при движении тепловоза в кривой малого радиуса для различных значений толщин гребней. Проведена серия расчетов напряженно-деформированного состояния колеса методом конечных элементов. По критерию обеспечения устойчивости колеса против схода с рельса получено, что толщина гребня более 30 мм является неприемлемой при вписывании тележки в кривую с радиусом 80 м. Для обеспечения требуемого коэффициента запаса статической прочности боковое усилие на гребень бандажа колеса маневрового тепловоза ЧМЭЗ должно быть не более 122 кН, что при движении в кривой 80 м соответствует толщине гребня не более 32 мм. Предложены технические мероприятия, направленные на снижение силового нагружения колесных пар и их износа.

Ключевые слова: маневровый тепловоз ЧМЭЗ, колесо, гребень, движение в кривой, эксперимент, боковая сила, метод конечных элементов, прочность

Введение. Маневровое движение на Белорусской железной дороге обеспечивается тепловозами серий ЧМЭЗ, ТМЭ, ТГМ, ТГК, ТЭМ. Из диаграммы, приведенной на рисунке 1, видно, что основная часть приходится на маневровые тепловозы серии ЧМЭЗ.

К одним из серьезных недостатков тепловозов серий ЧМЭЗ, с которыми приходится сталкиваться в эксплуатации, относятся неисправности колесных пар, в частности, повышенный износ бандажей, возникновение трещин бандажей и колесных центров (рисунк 2). Как

правило, появление трещин в бандажах связывают с некачественным литьем либо нарушением химического состава при изготовлении заготовок бандажей. В то же время, трещины выявляются в бандажах различных заводо-изготовителей. Также следует отметить, что аналогичные бандажи устанавливаются на колесных парах тепловозов других серий, для которых такой проблемы



а



Рисунок 1 — Диаграмма соотношения парка маневровых тепловозов по сериям и основной тепловоз серии ЧМЭЗ



б

Рисунок 2 — Излом колесного центра (а) и трещина бандажа колесной пары (б)

не наблюдается. Учитывая вышесказанное, можно сделать предположение, что рассмотренные неисправности колесных пар связаны с конструктивными особенностями экипажной части рассматриваемой серии тепловозов.

На тепловозах ЧМЭЗ применены одноповодковые буксовые узлы с двухрядными сферическими самоустанавливающимися подшипниками, позволяющими передавать осевые силы без специального осевого упора [1]. Однако, такая конструкция не дает возможности смещения осей колесных пар вдоль корпуса букс, усложняя вписывание тепловоза в кривые. Вписывание в кривую малого радиуса обеспечивается в большей степени за счет упругого перемещения в осевом направлении на 3–3,5 мм и поворота колесных пар на небольшой угол при смятии резиновых элементов крепления буксовых узлов к раме тележки. Данная особенность конструкции тележки тепловоза серии ЧМЭЗ отличает его от большинства современных тепловозов, у которых свободный разбег средних колесных пар достигает ± 14 мм [2]. Анализ геометрического вписывания колесных пар тепловоза ЧМЭЗ, обточенных по профилю ГОСТ 11018 [3] с толщиной гребня 33 мм, в кривую радиусом 80 м при изменении ширины колеи зазора от минимального до максимального значения показал, что, например, при положении наибольшего перекоса (положение, занимаемое тележкой при малых скоростях движения, при котором первая колесная пара упирается гребнем в наружный рельс, а третья — во внутренний) зазор между средней колесной парой и внутренним рельсом для всех значений ширины колеи зазора отрицателен и может достигать 7 мм [4].

Таким образом, целью настоящей работы является оценка прочности колеса маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ, а также его устойчивости от схода с рельс при движении в кривой малого радиуса.

Экспериментальные исследования силового нагружения колеса при движении тепловоза в кривой. Оценка боковых сил, действующих на колеса тепловоза при движении в кривой, выполнена экспериментальным путем. Основные этапы эксперимента приведены в таблице 1.

Таблица 1 — Основные этапы экспериментального исследования

№	Выполняемая работа	Результат
1	Подготовка железнодорожного пути для проведения испытаний: наклейка тензومترических датчиков, тарировка схемы	Готовый к проведению исследований участок пути
2	Обмер геометрических размеров колес ходовой части тепловоза (размер 1)	Установление основных геометрических размеров колес
3	Оценка боковых сил, действующих на гребни колес, при движении в кривой (результаты 1)	Экспериментальные данные силового нагружения колес
4	Обточка профилей катания бандажей колес с изменением толщины гребней (размер 2)	Установление основных геометрических размеров колес
5	Оценка боковых сил, действующих на гребни колес, при движении в кривой (результаты 2)	Экспериментальные данные силового нагружения колес

В качестве полигона для проведения экспериментальных исследований принята кривая радиусом 100 м, расположенная на территории испытательного центра железнодорожного транспорта БелГУТа. На рисунке 3 приведена схема размещения измерительных мостов в областях Т1...Т6 и тензорезисторов на рельсе.

Для обеспечения регистрации значений боковых сил, измерительная схема подвергалась тарировке, для чего использовано специальное устройство (рисунок 4), позволяющее за счет применения гидравлического ручного насоса создавать фиксируемое усилие. Устройство устанавливалось поочередно на каждое сечение рельсового пути, насос обеспечивал регистрируемое поперечное усилие и тарировочные значения на тензометрических датчиках вносились в память компьютера. В качестве средства измерения использовался усилитель измерительный MGC Plus, внесенный в реестр средств измерений.

В качестве объекта исследования принят маневровый тепловоз серии ЧМЭЗ № 5332 (см. рисунок 1). В результате обмера колесных пар определялись действительные значения прокатов, толщин гребней, толщин бандажей, расстояний между внутренними гранями бандажей. В таблице 2 сведены результаты замеров толщин гребней бандажей колес до обточки (размер 1) и после (размер 2).

Регистрация боковых сил осуществлялась при скорости движения тепловоза порядка 3–5 км/ч. Тепловоз проезжал трижды в направлении «вперед» и трижды в направлении «обратно». Результаты измерений записывались автоматически и сохранялись в память компьютера. С целью установления динамики изменения значений боковых сил, действующих на колеса, в зависимости от толщины гребня, вышеприведенный цикл испытаний выполнялся повторно после обточки профилей колес. Следует отметить, что различия регистрируемых значений боковых сил при указанном диапазоне скоростей тепловоза при прочих равных условиях оказались несущественны.

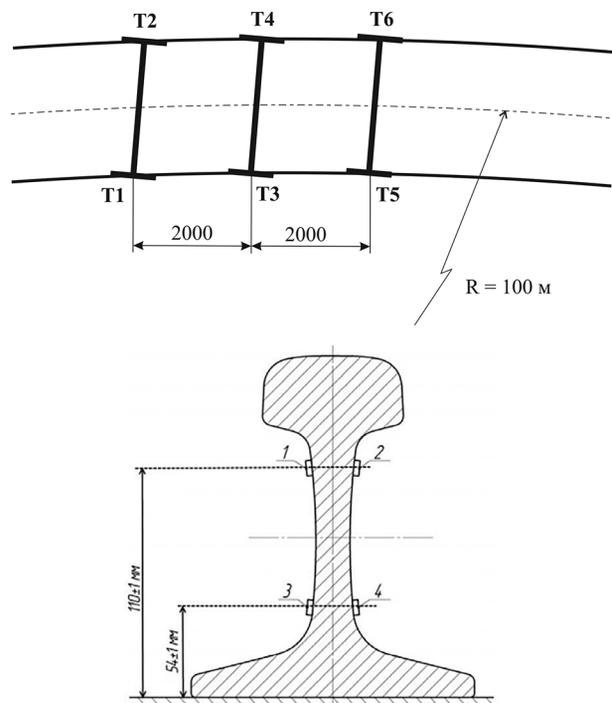


Рисунок 3 — Схема размещения измерительных мостов в контрольных областях и тензорезисторов на рельсе

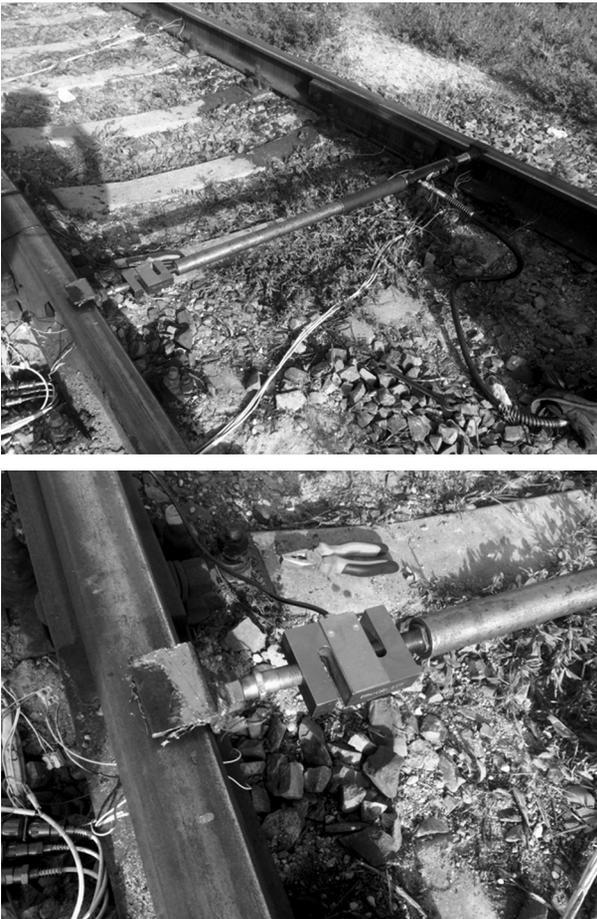


Рисунок 4 — Тарировка измерительных схем

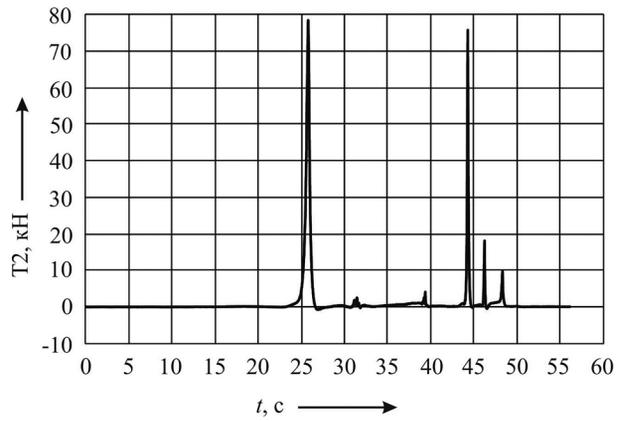
На рисунке 5 приведены зависимости изменения боковой силы на гребень бандажа для первой (измерительный мост Т2) и второй (измерительный мост Т3) колесных пар от времени до обточки (размер 1), а на рисунке 6 соответствующие зависимости после обточки бандажей (размер 2).

Из приведенных в качестве примера графиков видно, что при увеличении толщины гребня наблюдается повышение значений боковой силы. В результате обработки экспериментальных данных получен массив осредненных по количеству заездов максимальных значений боковых сил. На рисунке 7 приведены сравнительные диаграммы значений боковых сил на колеса первой и второй колесных пар тележки при замеренных толщинах гребней до и после обточки.

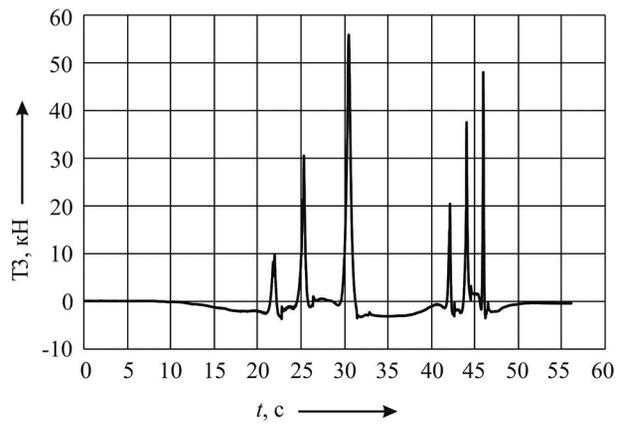
Оценка устойчивости колеса против схода с рельса. В соответствии с техническими характеристиками ма-

Таблица 2 — Толщины гребней колес в мм

Колесо	Номер колесной пары					
	1	2	3	4	5	6
Размер 1						
Левое	26	28	26,5	25,5	29,5	28
Правое	26	28	26	26	29,5	27,5
Размер 2						
Левое	30	30	29	29	29	29
Правое	30	30	29	29	29	29



а



б

Рисунок 5 — Результаты изменений боковых сил Т2 (а) и Т3 (б), размер 1

неврового тепловоза серии ЧМЭ3 наименьший радиус проходимой кривой составляет 80 м, что ограничено как условием устойчивости против схода колеса с рельса, так и условием прочности самого колеса. В соответствии с [5, 6] коэффициент запаса устойчивости колеса от схода с рельсом должен быть не менее 1,4. Показатель определяется из условия равновесия сил, действующих на колесо колесной пары при взаимодействии его с рельсом по формуле

$$k_{уст} = \frac{\text{tg}\beta - \mu_{тр}}{\mu_{тр} \text{tg}\beta + 1} \cdot \frac{0,5Q}{Y_6},$$

где β — угол наклона образующей гребня бандажа к горизонтالي; $\mu_{тр}$ — коэффициент трения в точке контакта гребня бандажа и боковой грани рельса (в соответствии с [5] принят равным 0,25); Y_6 — боковая сила от колеса на рельс; Q — нагрузка на ось.

Принимая во внимание, что для рассматриваемого тепловоза номинальное значение $Q = 20,5 \text{ т} (\approx 205 \text{ кН})$, а также учитывая допускаемое значение коэффициента запаса устойчивости, получим допустимое значение боковой силы $Y_6 = 110 \text{ кН}$.

Анализ результатов экспериментальных исследований и соотношения сил, действующих на колеса при вписывании тележки в кривую, показал об установке последней при вписывании в кривую в положении свободной установки. Принимая во внимание прямо пропорциональные зависимости параметров, получим массивы значений боковых сил на гребень колеса (таблица 3).

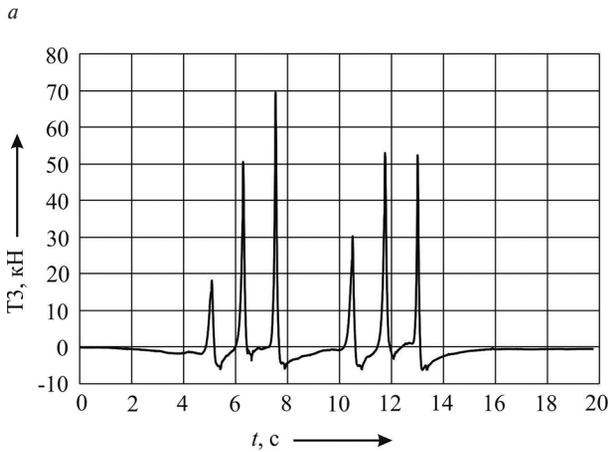
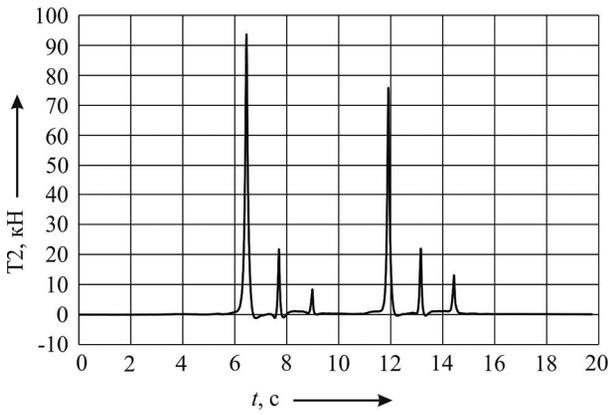


Рисунок 6 — Результаты изменений боковых сил T2 (а) и T3 (б), размер 2

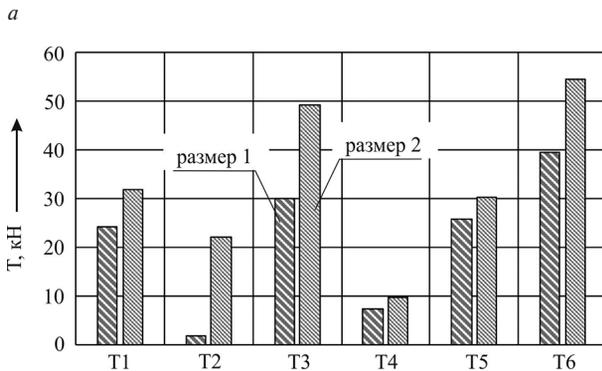
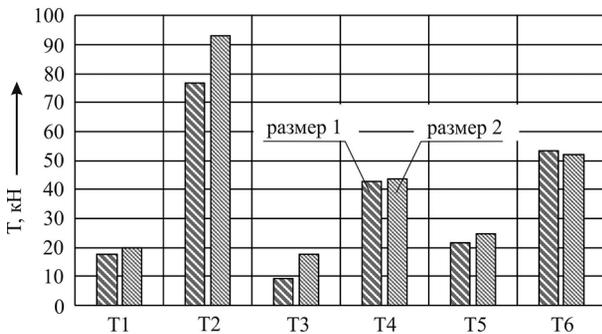


Рисунок 7 — Сравнительные диаграммы значений боковых сил на колеса первой (а) и второй (б) колесных пар первой тележки при толщинах гребней до и после отбочки

Таблица 3 — Максимальные значения боковых сил

Толщина гребня, мм	T1	T2	T3	T4
20	17,11	61,34	2,31	14,40
21	17,76	66,19	11,50	15,86
22	18,41	71,03	20,80	17,31
23	19,06	75,88	30,01	18,77
24	19,71	80,73	39,22	20,23
25	20,36	85,57	48,50	21,68
26	21,01	90,42	57,71	23,14
27	21,65	95,26	66,93	24,59
28	22,30	100,11	76,09	26,05
29	22,95	104,95	85,40	27,50
30	23,60	109,80	94,59	28,96
31	24,25	114,65	104,03	30,41
32	24,90	119,49	113,00	31,87
33	25,55	124,34	122,10	33,33

На рисунке 8 приведены зависимости боковых сил от толщины гребня при вписывании экипажа в кривую радиусом 80 м для первой и второй колесных пар.

Следует отметить, что $[Y_6] = 110$ кН получена из условия равенства $\mu_{тр} = 0,25$. В тоже время снижение значения коэффициента трения между гребнем и головкой рельса (например, при применении гребнесмазывателя) приведет не только к повышению допустимой боковой силы (рисунок 9), но и снижению износа гребней.

Расчетная оценка прочности колеса. Оценка напряженно-деформированного состояния колеса выполнена при действии боковых сил, установленных экспериментальным путем и приведенных в таблице 3.

В соответствии с ГОСТ 4491–86 [7] при изготовлении колесных центров использовались сталь 20Л с пределом текучести материала 245 МПа и временным сопротивлением 440 МПа, а также сталь 25Л с пределом текучести материала 265 МПа и временным сопротивлением 470 МПа. В тоже время в соответствии с актуальной редакцией ГОСТ 4491–2016 [8], колесные центры также изготавливаются из стали 20ГЛ с пределом текучести материала 295 МПа и временным сопротивлением 490 МПа.

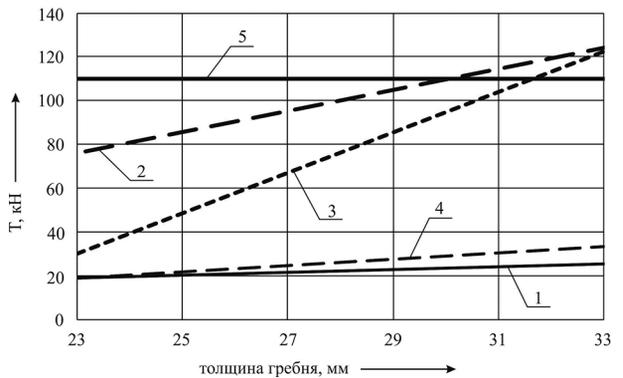


Рисунок 8 — Зависимости боковых сил от толщины гребня при вписывании экипажа в кривую $R = 80$ м в положении свободной установки: 1 — область T1; 2 — область T2; 3 — область T3; 4 — область T4; 5 — допустимое значение боковой силы

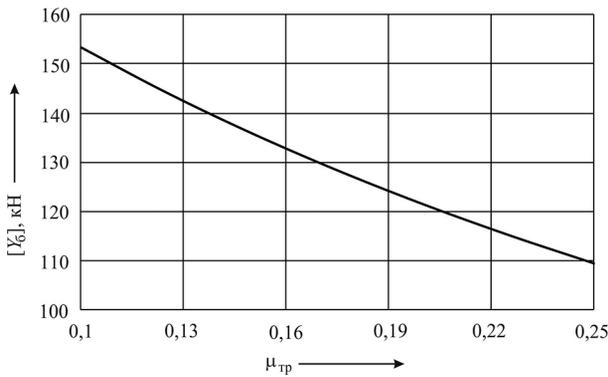


Рисунок 9 — Зависимости допустимой боковой силы от коэффициента трения

Согласно ОСТ 32.83 и ГОСТ 31373–2008 [9, 10] критерием статической прочности диска колеса является коэффициент запаса, определяемый как отношение предела текучести материала к максимальным эквивалентным напряжениям, равный для колес с литыми центрами 1,3...1,4.

В результате расчетов методом конечных элементов получены значения эквивалентных напряжений и деформаций для конструкции колеса. Установлено, что к наиболее нагруженной области относится область колесного диска вблизи ступицы колеса с внешней стороны, в которой в эксплуатации возникают трещины, приводящие к излому (см. рисунок 2).

На рисунке 10 приведены распределение эквивалентных напряжений в локальной области колесного центра, а также графики изменения напряжений по его поверхности от расстояния S при различных значениях боковой силы на гребень бандажа.

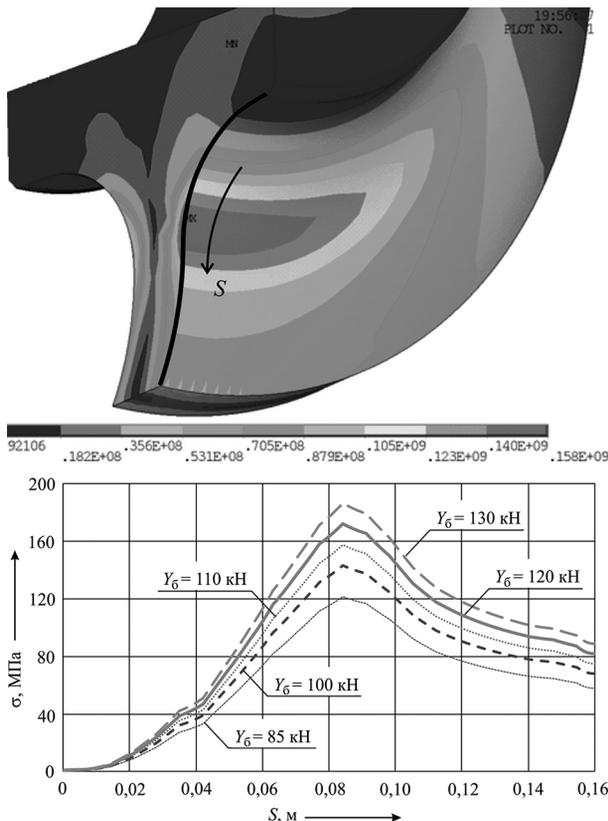


Рисунок 10 — Напряженно-деформированное состояние наиболее нагруженной области колесного центра

Получено, что при $Y_6 < 130$ кН статическая прочность колесного центра из стали 20Л обеспечена для предельного значения коэффициента запаса, равного 1,3. В то же время при равенстве коэффициента 1,4, получим значение $Y_6 < 122$ кН, сопоставимое с результатами испытаний, приведенными в таблице 3.

Заключение. 1. Анализ приведенных результатов исследований показывает, что при рассмотренных условиях по критерию коэффициента запаса устойчивости от схода колеса с рельса толщина гребня более 30 мм является неприемлемой при вписывании маневрового тепловоза серии ЧМЭЗ в кривую с радиусом 80 м.

2. При эксплуатации маневрового тепловоза в кривой 80 м с новыми бандажами (толщина гребня 33 мм) необходима реализация мероприятий по снижению коэффициента трения в узле «гребень — головка рельса».

3. Для обеспечения требуемого коэффициента запаса статической прочности боковое усилие на гребень бандажа колеса маневрового тепловоза ЧМЭЗ должно быть не более 122 кН, что для рассмотренного случая движения эквивалентно толщине гребня не более 32 мм.

4. На основе вышеприведенных результатов предлагаются следующие технические мероприятия, направленные на снижение силового нагружения колесных пар и их износа:

- с целью увеличения зазора между колесными парами и рельсами в кривой производить обточку бандажей колесных пар после полного освидетельствования по профилю ДМЕТИ ЛР с толщиной гребня 30 мм, при выполнении полного освидетельствования со сменой центров, а также при смене бандажей формирование элементов колесных пар производить с размером межбандажного расстояния — 1440^{+1}_-3 мм (взамен 1440^{+3}_-3 мм);
- для снижения момента трения в шаровых опорах необходимо усилить контроль по качеству смазки соответствующих узлов; для снижения коэффициента трения между гребнем и головкой рельса усилить мероприятия по контролю качества смазывания (настройки) контактной зоны гребнесмазывателем;
- для снижения возвращающего момента от наклона подвесных болтов предлагается установить входной контроль за твердостью резинометаллических пластин, а при ремонтах контролировать их усадку;
- при проведении капитального ремонта КР-2 для снижения суммарного момента от возвращающих сил трения в подвесных болтах выполнить модернизацию по замене подвесных болтов на конструкцию связи главной рамы с ходовой частью, примененную на тепловозах серии ТМЭ1.

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. Руднев, В.С. Принципы работы основных узлов и агрегатов тепловозов. Буксовые узлы локомотивов / В.С. Руднев // Локомотив. — 2017. — № 3. — с. 40–44.
3. Колесные пары тягового подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия: ГОСТ 11018-2011. — Взамен ГОСТ 11018-2000; введ. 01.01.2013. — М.: Стандартинформ, 2012. — 26 с.
4. Застольский, М.С. Анализ геометрического вписывания тепловоза серии ЧМЭЗ в кривые малого радиуса / М.С. Застольский, П.А. Сахаров // X Междунар. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых: сб. докл. — Губкин, 2017. — С. 106–109.

5. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам: ГОСТ 55513-2013. — Введ. 07.01.2014. — М.: Стандартинформ, 2014. — 42 с.
6. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС колеи 1520 мм. — М.: ВНИИЖТ, 1998. — 145 с.
7. Центры колесные литые для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия: ГОСТ 4491-86. — Взамен ГОСТ 4491-75; введ. 24.12.1986. — М.: ИПК Издательство стандартов, 1998. — 8 с.
8. Центры колесные литые железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия: ГОСТ 4491-2016. — Взамен ГОСТ ГОСТ 4491-86; введ. 01.05.2017. — М.: Стандартинформ, 2016. — 16 с.
9. Колеса с дисковыми центрами тягового подвижного состава. Расчеты и испытания на прочность. Методические указания: ОСТ 32.83-97. — Введ. 01.11.1997.
10. Колесные пары локомотивов и моторвагонного подвижного состава. Расчеты и испытания на прочность: ГОСТ 31373-2008. — Введ. 01.09.2009. — М.: Стандартинформ, 2009. — 12 с.

Putsiata A.V., Brilkou G.Ye.

Evaluation of resistance against the derailment and strength of wheel shunting locomotive of ChME3 series when moving in curve of small radius

Analysis of the design of the chassis of the locomotive ChME3 is performed. The main faults of the wheel pairs are given. The values of lateral forces from the rail to the wheels during movement of the locomotive in the curve of a small radius for different values of the thickness of the wheels' flanges are defined. Calculations of the stress-strain state of the wheel by the finite element method are performed. According to the criterion of ensuring the stability of the wheel against derailment when entering the truck into the curve with a radius of 80 m, the thickness of the wheel flange should not be more than 30 mm. According to the criterion of static strength when driving in a curve of 80 m, the lateral force on the wheel should not be more than 122 kN (wheel flange thickness not more than 32 mm). Technical proposals to reduce wheel wear are developed.

Поступил в редакцию 29.06.2019.