

С.Сейфуллин атындағы Қазақ агротехникалық университетінің **Ғылым жаршысы** (пәнаралық) = **Вестник науки** Казахского агротехнического университета им. С.Сейфуллина (междисциплинарный). - 2019. - №3 (102). - С.250-262

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПРОФИЛЕЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В СИСТЕМЕ КОЛЕСО-РЕЛЬС МЕТОДОМ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Алижан А., Ахметов Е.С.

Аннотация

В настоящей работе рассмотрены вопросы целесообразности и безопасности эксплуатации локомотивов серии ТЭ33А с колесными парами толщина гребня которых составляет 23мм. Также в работе рассмотрены трибологические процессы протекающие в зоне контакта системы колесо-рельс. Для определения упруго-пластических деформации зоны контакта системы колесо-рельс был использован метод конечно-элементного механико-математического моделирования. В расчет были включены как экспериментальный профиль ВНИКТИ с конформным контактом, так и эксплуатируемые в сети железных дорог КТЖ профиль ДМеТИ с двухточечным контактом. Проведена сравнительная оценка зависимости напряженно-деформированного состояния зоны контакта колеса и рельса от диаметра колес. Приведены основные факторы влияющие на повышенный износ гребней колесных пар. Предложены мероприятия по снижению интенсивности износа гребней колесных пар.

Ключевые слова: колесо-рельс, гребень, износ, дефект, напряженно-деформированное состояние, локомотив, двух точечный и конформный контакт, микро-срез, течение металла.

Триботехническая система «колесо-рельс» основана на двух основных принципах. Во фрикционном контакте первый определяет силу тяги локомотива по сцеплению с рельсом, а второй определяет износ колесных пар и рельсов. Оба принципа связаны между собой коэффициентом трения, с ростом которого коэффициент тяги возрастет, а износ в паре трения колесо-рельс увеличивается. С целью увеличения

коэффициента тяги, в пару трения подается песок и, в тоже время, с целью уменьшения износа, в пару трения подается смазка. Песок является сильнейшим абразивом и значительно влияет на износ колеса и рельса. Кроме того, исследования [1] показали, что после прохода первого колеса размол песка практически завершается, а поверхность песка увеличивается в 4-5 раз и становится адсорбционно-активной средой, интенсивно

поглощающей в своих порах смазку и влагу. В связи с этим, лубрикационные пленки на поверхности трения колесо-рельс после попадания на них песка выполняют разделительные свойства и не защищают ее от износа. Колесные пары являются основными элементами ходовой части и наиболее ответственными узлами подвижного состава. Качение колеса по рельсу с проскальзыванием (от 0 до 100 %) вызывает в основном два процесса разрушения: объемную пластическую деформацию (смятие) и абразивный износ. Объемная пластическая деформация

неравномерна по глубине от поверхности катания, достигает наибольших величин непосредственно у поверхности и уменьшается по мере удаления от нее. Согласно [2], давление в контакте «колесо-рельс» в реальных условиях эксплуатации изменяется от $1,7 \tau$ (τ - предел текучести колесной и рельсовой стали) до 3τ и более. Результатом пластической деформации является течение металла из зоны основания гребня на поверхность катания и на вершину гребня, рисунок 1.

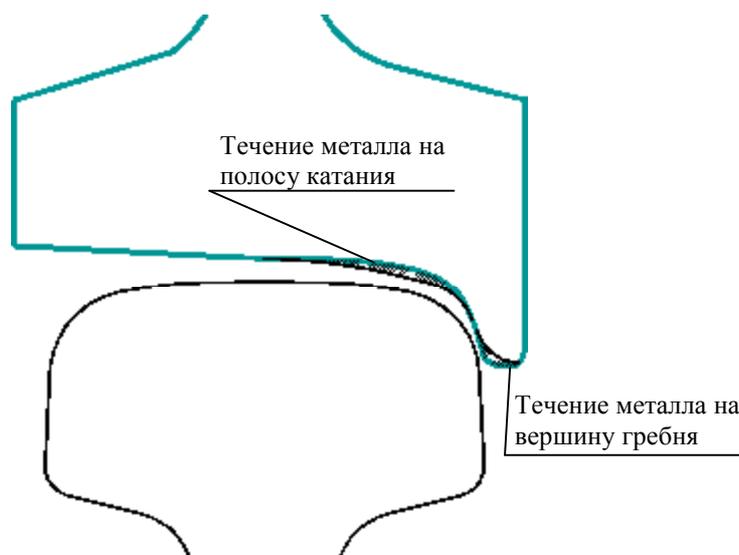


Рисунок 1- Результат пластической деформации в паре трения «колесо-рельс»

В ходе пластической деформации происходят процессы истирания, включающие в себя: микросрез, схватывание, образование усталостных трещин и т.д. Уменьшение влияния пластической деформации на процессы истирания в условиях эксплуатации возможно за счет регулирования свойств

микроструктуры колесной и рельсовой стали, которое можно осуществить за счет термической обработки стали. Таким образом, мы выходим на важнейшую механическую характеристику колесных и рельсовых сталей, отвечающую не только за прочностные свойства, но и триботехнические - соотношение

значений твердости в системе «колесо-рельс». Однако мнение о том, что панацеей против активного износа пары трения гребень-рельс может стать технология упрочнения поверхностей трения также неоднозначно. Увеличением прочности гребня колеса и рельса до определенного уровня путем применения специальных сортов стали и различных методов поверхностных упрочнений, приводит к снижению их износа, но при этом будет происходить равный износ гребня и рельса при равной их твердости. В процессе взаимодействия рельса и гребня колеса возникают напряжения, величины которых доходят до уровня 2,5 ГПа. Данное давление приводит к активному износу незащищенных третьим телом поверхностей гребня и рельса, как бы мы их не упрочняли. Дальнейшее упрочнение поверхности гребня и рельса провоцирует увеличение контактно-усталостных процессов, появление и развитие усталостных трещин, разрушение рельсов и колес. В настоящее время происходит своеобразное соревнование локомотивного и путейского департаментов по увеличению твердости колес и рельсов, которое в конечном счете заведет в тупик за счет получения негативных последствий сверхупрочнения, которые, как уже отмечалось, могут проявиться в активизации контактно-усталостных явлений.

Целью данной работы является определить целесообразность и безопасность эксплуатации

тепловозов ТЭ33А с толщиной гребня 23мм. Для реализации поставленной цели работы был использован программный комплекс конечно-элементного механико-математического моделирования «ANSYS». Данная программа позволяет рассчитывать напряженно деформированное состояние зоны контакта колеса и рельса.

Величина статических и динамических контактных напряжений влияет на интенсивность износа поверхностей взаимодействия рельсов и колёс, коэффициент сцепления между ними и отражает вид деформации. На контактные напряжения влияют:

- уровень статической нагрузки на колесо и его диаметр;
- состояние профилей колеса и рельса;
- спектральный состав коротких непрерывных неровностей на рельсах и колёсах;
- параметры ходовых частей и тягового привода подвижного состава и пути;
- режим и скорость движения в прямых и кривых участках пути.

Количественная оценка выполнялась для новых профилей рельса типа Р65 и колес тепловоза ТЭ33А с профилем ДМеТИ толщиной гребня 23-27 мм. Кроме того для сравнения также рассчитаны профили «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» далее ВНИКТИ и новое колесо электровоза ВЛ80. Модели колес и рельса создавались согласно ГОСТу в программном комплексе

трехмерного

моделирования

«SolidWorks» на рисунке 2.

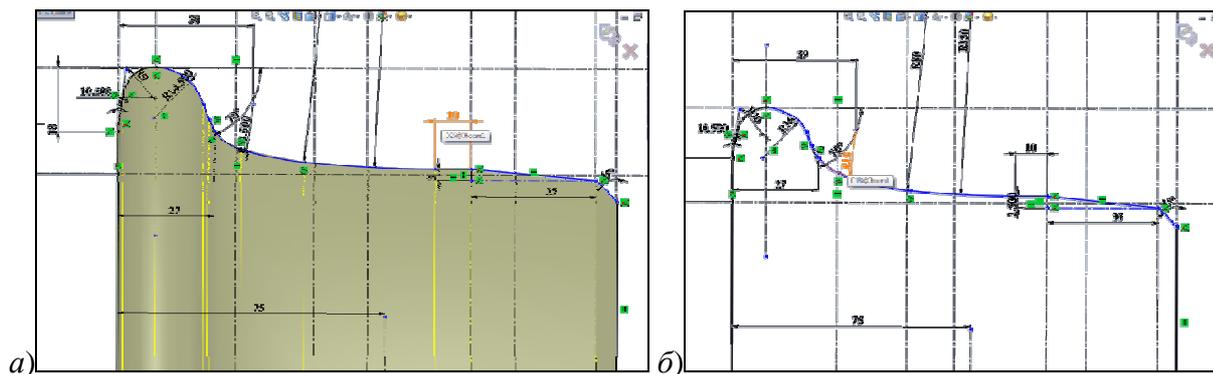


Рисунок 2- Профили колес с толщиной гребня 27мм

а) ТЭЗЗА, б) ВНИКТИ

Трехмерные модели колеса и рельса созданные в «SolidWorks» в дальнейшем импортировались в программный комплекс «ANSYS» рисунок 3.

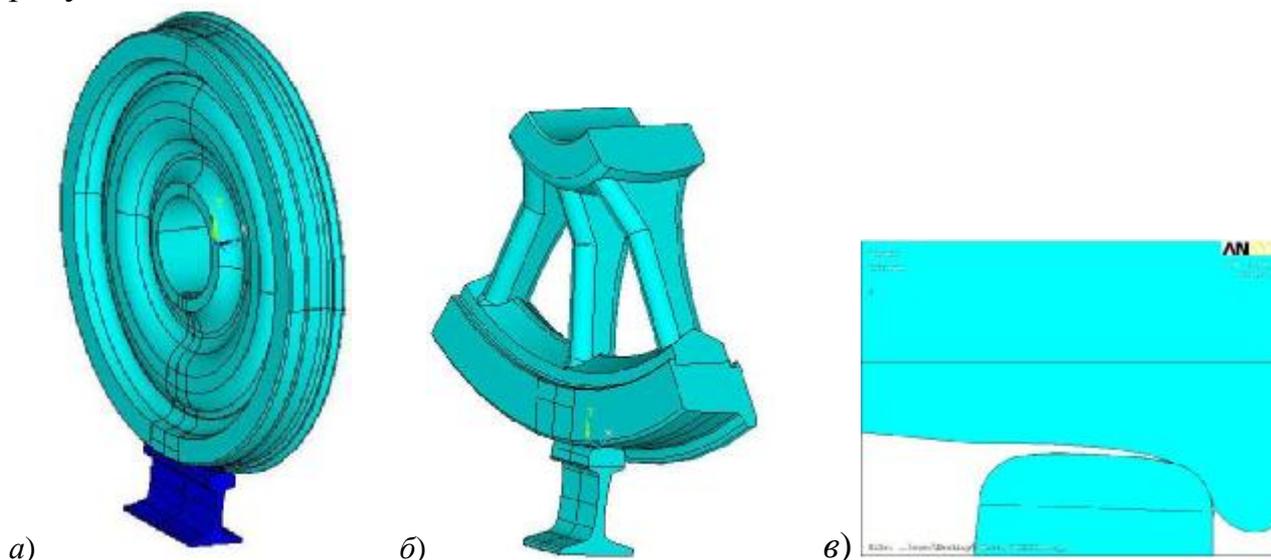


Рисунок 3- Трехмерная модель колеса и рельса:

а) ТЭЗЗА, б) ВЛ80, в) ВНИКТИ

Данные модели в последующем были разбиты на масштабированные элементы рисунок 4. По мере приближения к зоне взаимодействия колесо-рельс конечно-элементная сетка сгущается, размеры элементов в зоне контакта составляют 1 мм, для снижения погрешности при расчете контактных напряжений. Решения контактной задачи в программном

комплексе «ANSYS» существует ряд контактных элементов, с помощью которых может быть сформирована контактная поверхность: «поверхность-поверхность», «узел-поверхность» и «узел-узел». Для количественной оценки напряженно-деформированного состояния (далее НДС) в зоне контакта поверхность контакта была сформирована с

ПОМОЩЬЮ КОНТАКТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ «ПОВЕРХНОСТЬ-ПОВЕРХНОСТЬ»

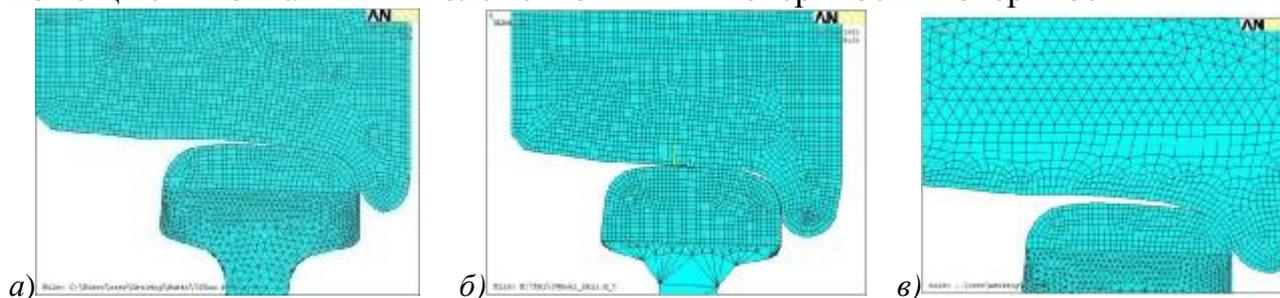


Рисунок 4- Трехмерная конечно-элементная модель колеса и рельса:
а) ТЭЗЗА, б) ВЛ80 в) ВНИКТИ

Контактные элементы используют «целевую поверхность» (target) и «контактную поверхность» (contact). Целевая поверхность для трехмерных моделей моделируется при помощи TARGE170, контактная поверхность моделируется элементами CONTA173, CONTA174 (см. рисунок 5). Эти контактные элементы, сравнительно с другими

контактными элементами, позволяют рассчитывать нелинейные контактные задачи при наличии больших деформаций в контакте и трении скольжения, осуществлять более точный расчёт нормальных и касательных напряжений, и не имеют ограничений на форму целевой поверхности.

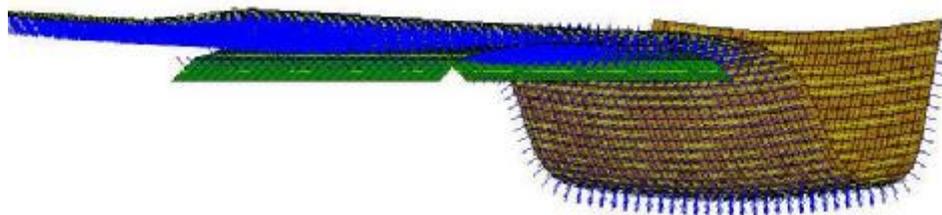


Рисунок 5 - Сформированная поверхность контакта колесо-рельс

Расчёт нелинейных контактных задач выполнялся итерационным методом Ньютона-Рафсона, предполагающий приближенное разбиение нагрузки на несколько последовательных приращений и сведение нелинейной задачи к линейной. При этом точность решения определяется количеством приращений, временных шагов и равновесных итераций. Граничные условия для колеса и рельса задавались в следующем порядке: по подошве и по торцам рельса были запрещены перемещения по всем

направлениям декартовой координат, вертикальная нагрузка на колесо задавалась в районе ступицы равной 120 кН, боковая сила на гребень колеса составляет 90 кН, что соответствует проходу локомотивом кривой радиусом 290 м, с возвышением наружного рельса 54 мм, со скоростью 70 км/ч.

Механические свойства материалов для колеса и рельса представлены в таблице 1. Кривая зависимости нелинейного

пластического деформирования материалов колес и рельсов от напряжения представлена на рисунке 6. Как видно из рисунка предел текучести для материала

колеса наступает при 650 МПа, для объемно закаленного рельса 460 МПа.

Таблица 1

	Модуль Юнга $E, Па$	Коэффициент Пуассона ν	Плотность $\rho, \frac{кг}{м^3}$	Условный предел текучести $S_t, МПа$
Рельс Р65	$2,1 \times 10^{11}$	0,3	7850	460
Колесо	$2,1 \times 10^{11}$	0,3	7850	650

Известно, что материалы колеса и рельса в условиях объемного напряженного состояния вблизи центра эллиптической площадки контакта испытывают всестороннее сжатие, при котором они могут выдерживать довольно высокие напряжения. Согласно теории прочности Мора при объемном напряженном состоянии

контактирующих материалов опасными являются не наибольшие нормальные напряжения в рассматриваемых точках, а наибольшие касательные напряжения в них, равные полуразности между наибольшими и наименьшими главными напряжениями.

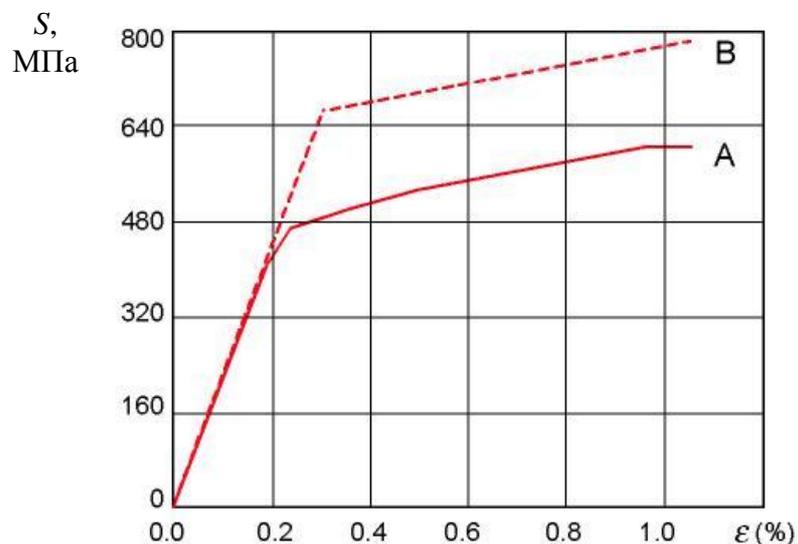


Рисунок 6 - Нелинейная зависимость упругопластической деформации от напряжения А-рельс, В-колесо
где ϵ (%) деформация металлов колеса и рельса, S , МПа напряженно-деформированное состояние металла колеса и рельса в зоне их взаимного контакта

При увеличении сил трения ($f = 0,3$) при проходе локомотива кривой в зоне контакта гребня колеса с внутренней кромкой головки рельса в совокупности с нормальными силами возникают тангенциальные

силы, которые изменяют распределение напряжений на поверхности (рисунок 7), внутри и вблизи контура контактной площадки (рисунок 10).

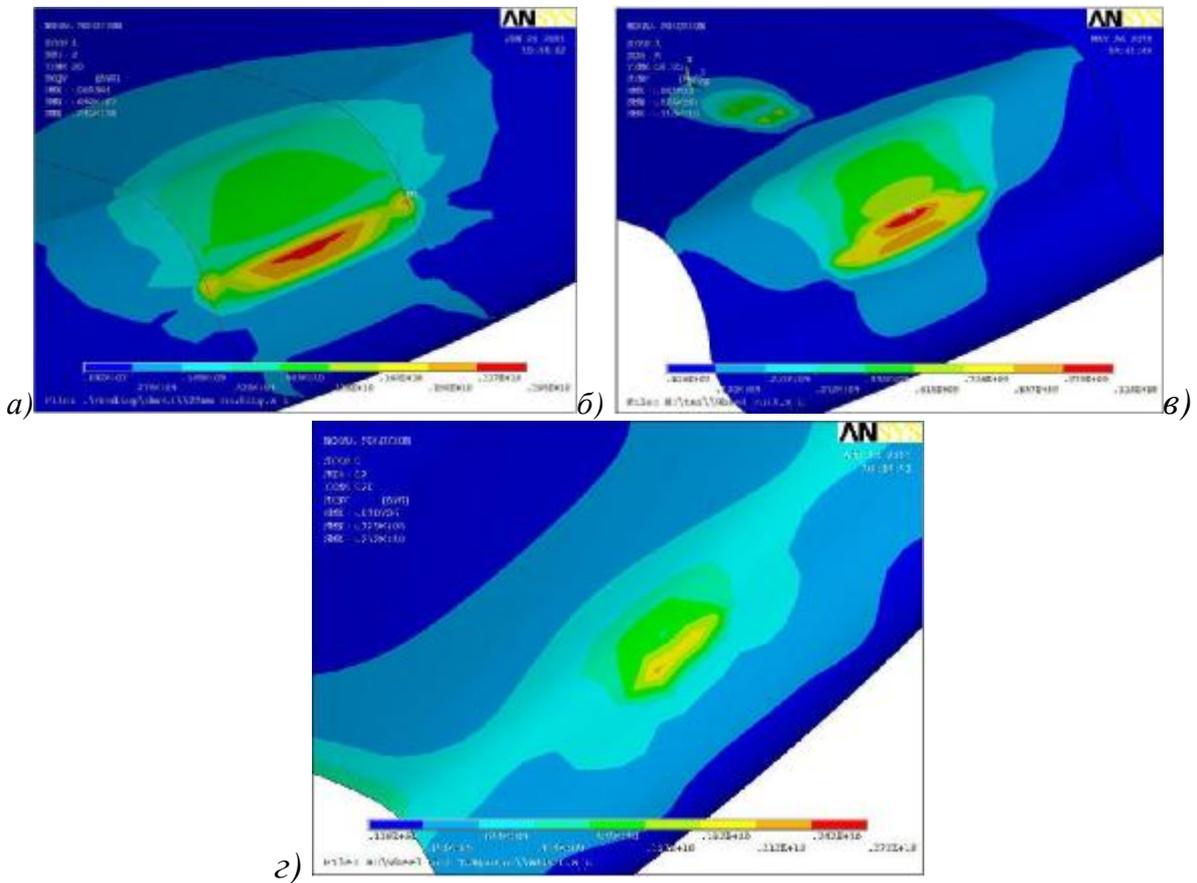
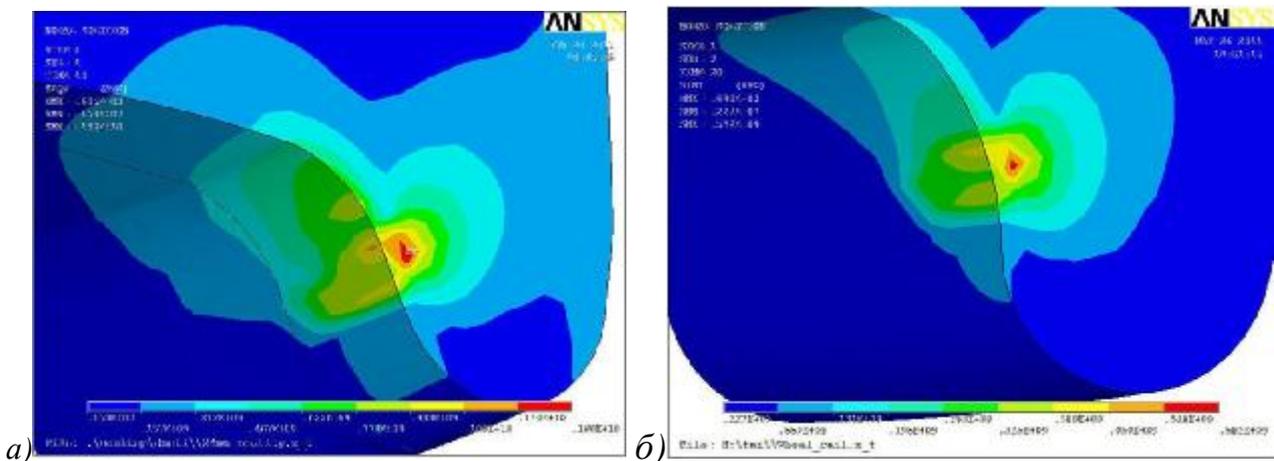


Рисунок 7– Напряжение по условию Мизеса-Генки на рабочей поверхности гребня:

а) профиль ДМеТИ; б) профиль нового колеса ВЛ80; в) профиль ВНИКТИ



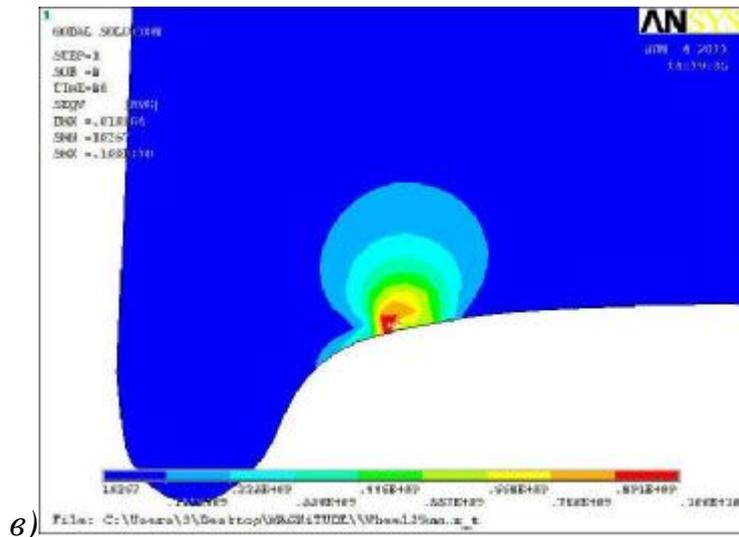
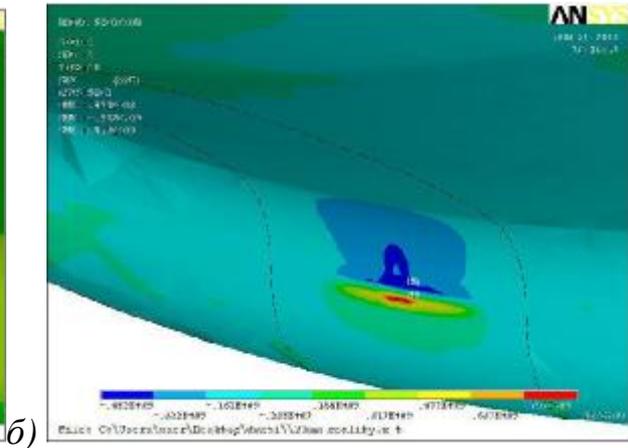
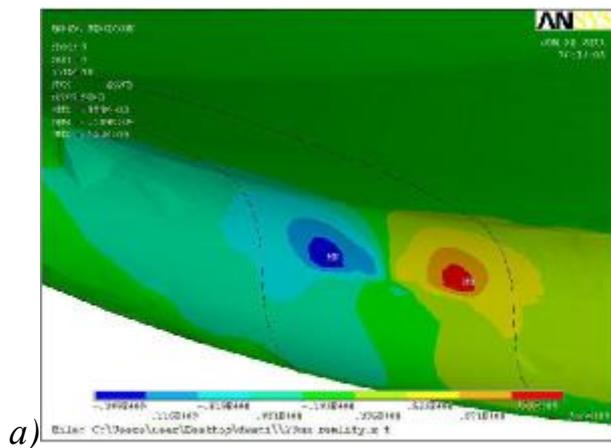


Рисунок 10- Подповерхностные напряжения по условию Мизеса-Генки: а) профиль ДМеТИ; б) профиль нового колеса ВЛ80; в) профиль ВНИКТИ

Одновременно меняется расположение и величины максимальных касательных напряжений, а также соотношение между поверхностными и глубинными контактными напряжениями. На поверхности

контакта тангенциальные силы (рисунки 11) увеличивают растягивающие напряжения на передней (считая по направлению действия сил) части контура контактной площадки и уменьшают растяжение на задней.



а) возникающие при скольжении гребня по внутренней кромке головки рельса; б) возникающие при вползании гребня на головку рельса.

Рисунок 11 – Касательные напряжения:

а) возникающие при скольжении гребня по внутренней кромке головки рельса; б) возникающие при вползании гребня на головку рельса.

При расчёте методом конечных элементов оценка напряжённого состояния выполнялась по наибольшему

нормальным напряжениям σ_{zmax} и по условию пластичности Мизеса-Генки [1] согласно выражению:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(s_1 - s_2)^2 + (s_2 - s_3)^2 + (s_3 - s_1)^2} = s_T$$

По результатам расчета было установлено, что максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу-Генки для всех вариантов расчета превышают предел текучести материала колеса и рельса. Так для колеса электровоза ВЛ80 максимальные напряжения по Мизесу-Генки составила 1500МПа, а для колес ТЭ33А обточенного под профиль ДМеТИ с толщиной гребня 27мм, 1690МПа, для гребня 26 мм 1650МПа, для гребня 25мм 1500МПа, для гребня 24мм 1400МПа, для гребня 23мм 1930МПа, для профиля ВНИКТИ толщиной гребня 27мм 1100МПа. Для наглядности результаты расчета по напряженно-деформированному состоянию сведены в таблицу 2 и построен график рисунок 12. Как видно из графика максимальные значения по напряжению пластичности колеса ТЭ33А с толщиной гребня 23мм, превышающий предел пропорциональности в три раза после чего происходит течение металла из зоны основания гребня на поверхность катания и на вершину гребня, в результате чего идет интенсивное истирание рабочей поверхности гребня. Также стоит

отметить, что во всем диапазоне толщины гребней для колес ТЭ33А напряжения пластичности получаются значительными.

В результате расчета также было установлено, что напряжение по Мизесу-Генки для колес электровоза ВЛ80 получаются практически на одинаковом уровне с колесами ТЭ33А. Наиболее благоприятными получились напряжения пластичности для профиля ВНИКТИ 1100МПа. Изолинии напряженно-деформированного состояния по условию Мизеса-Генки гребней колес наглядно представлен на рисунках 7-11. Повышенный износ гребней колес локомотивов как показывают результаты проведенных расчетов и многочисленных исследований и зарубежного опыта, является двухточечный контакт колеса и рельса рисунок 13 а. Это в первую очередь связано с маленькой площадью контактирования гребня колеса с внутренней кромкой рельса, размер которого на порядок меньше площади контакта поверхностей катания рельса и качения колеса при одинаковом давлении.

S, МПа

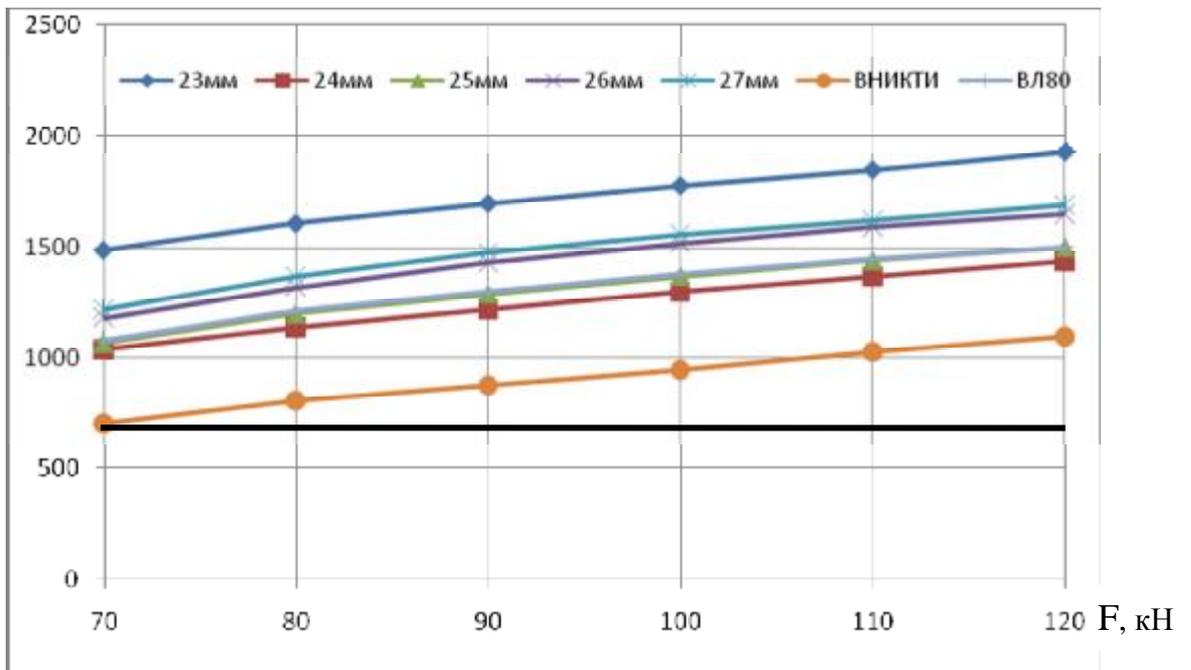
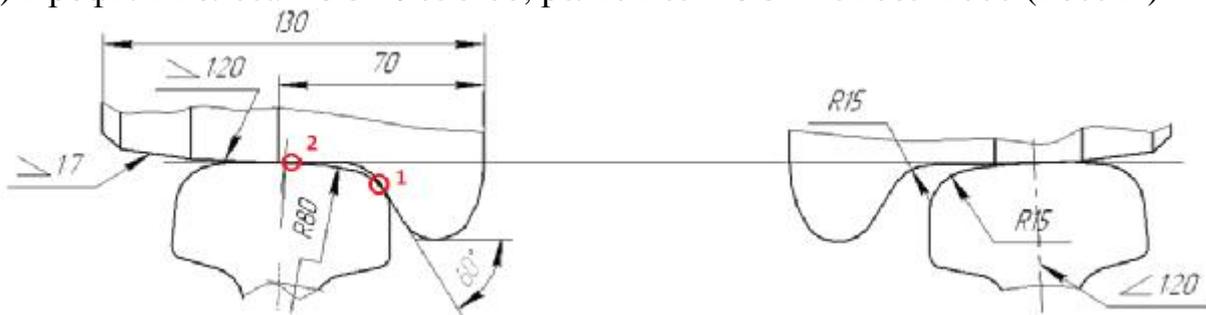


Рисунок 12- Зависимость НДС гребня колес от нагрузки
где — предел текучести металла колеса

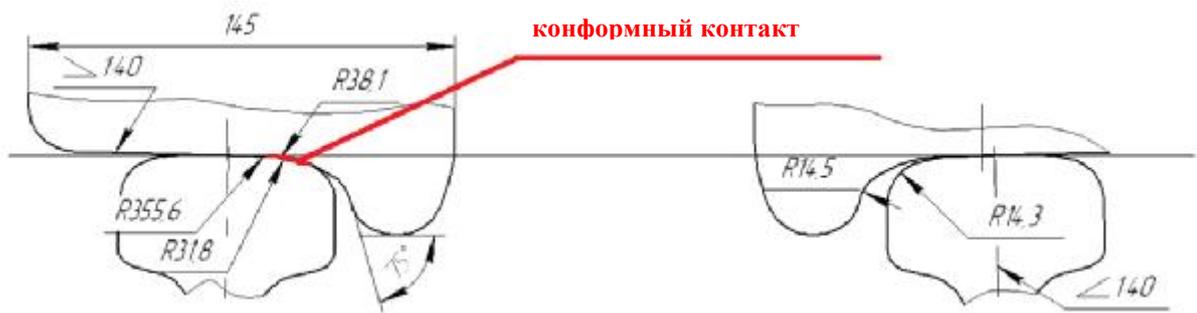
Таблица 2

Наименование							
Тип рельса	Р65						
Тип колеса	Толщина гребня ТЭ33А					Профиль ВНИКТИ	Профиль ГОСТ
	23мм	24мм	25мм	26мм	27мм		
НДС, по Мизесу, МПа	1930	1400	1500	1650	1690	1100	1500

а) Профиль колеса ГОСТ 9036-88, рельс Р65 ГОСТР 51685-2000 (Россия)



б) Профиль колеса ААР-1В, рельс FREA 136RE (США)



в) Предлагаемый профиль колеса, рельс Р65

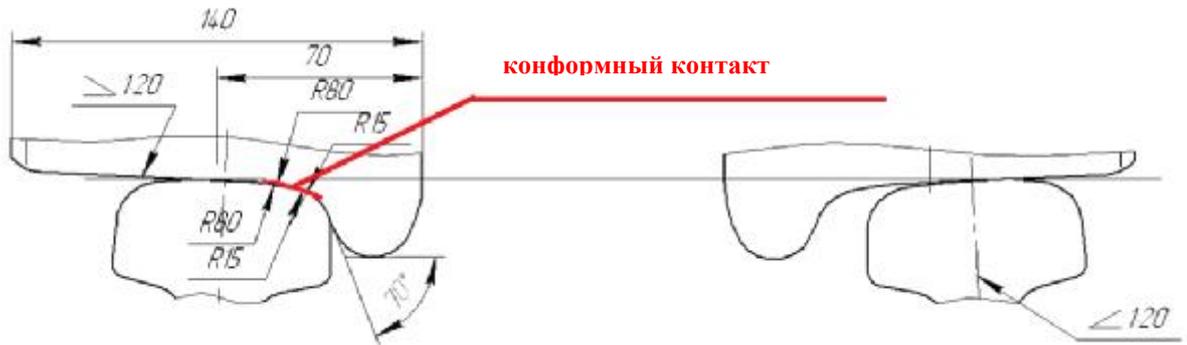
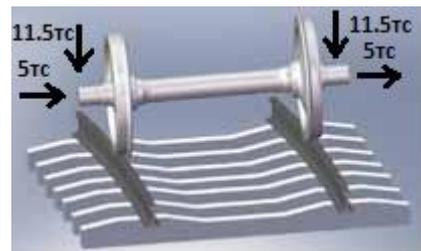


Рисунок 13 - положение колесной пары в колее

Так, например, рассматривая исходный двухточечный контакт в системе «колесо-рельс» (Россия) и используемый в США конформный контакт колеса и рельса, видим самое главное: в эксплуатации взаимные поверхности контакта для конформных профилей США более

стабильны по геометрии, приработка происходит быстрее, нагрузка распределяется по большей площади контакта, отсутствуют зоны с большим удельным давлением и большими скоростями скольжения (рисунок 14), а ресурс по износу возрастает.

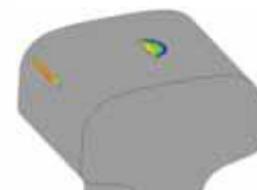
Скорость 45км/ч
Угол набегания 0,012 рад
Радиус кривой 300 м
Возвышение рельса 90 мм



$\sigma_{max}=2700 \text{ МПа}$

1.Россия

Колесо ГОСТ 9036-88
(957мм)
ГОСТ Р51685-200
Подуклонка рельсов 1/20



$\sigma_{max}=2100 \text{ МПа}$

2. США

Колесо стандарта США
S-669 (1067 мм)
Рельс 136 RE



Подуклонка рельсов 1/40



$\sigma_{\max}=2250$ МПа

1.Россия

Колесо ГОСТ 9036-88 (957)

С профилем ВНИКТИ

Рельс Р65

ГОСТ Р51685-200

Подуклонка рельсов 1/20

Фактор износа

Физн= $k \cdot V_{ск} \cdot \sigma$

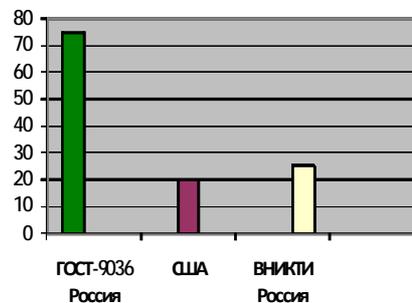
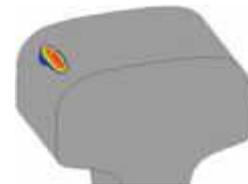
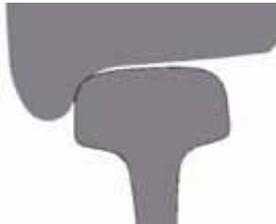


Рисунок 14- Влияние профилей контакта колесо-рельс на фактор износа

На основании выполненного расчета по обоснованию целесообразности применения цельнокатаных колес с толщиной гребня 23 мм, можно сделать следующие выводы:

- не отвечает требованиям безопасности движения поездов, это в первую очередь связано, с напряжениями превышающими предел текучести материала колеса в 3 раза, возникающими в рабочей зоне гребня при проходе локомотивом кривой.

- в ходе пластической деформации начинают протекать процессы истирания, включающие в себя: микросрез, схватывание, образование усталостных трещин которые могут привести к излому гребня.

Контактная усталость и износ являются конкурирующими механизмами повреждаемости и при сочетании определенных условий поочередно возникают на железных дорогах, приводя к повышенной сменяемости колес и рельсов.

Интенсивность износа гребней колесных пар и бокового износа рельсов зависит от нагруженности зоны контакта, скоростей относительного проскальзывания колеса, определяемых углами набегания колесных пар на рельсы, температуры в зоне контакта, наличия и свойств третьего тела в зоне контакта. Из всех этих

параметров наиболее прямым и управляемым способом является:

- введение в зону контакта третьего тела с заданными характеристиками;

- оптимизация профиля колеса под форму обеспечивающую конформный контакт. Обточка профиля колеса даст в первую очередь:

- снижение напряжений и упругопластических деформации за счет увеличенной зоны контакта при движении локомотива в кривой;
- снижение скорости проскальзывания колеса по рельсу.

Именно поэтому в качестве первоочередной и наиболее быстро реализуемой мерой является лубрикация боковой поверхности головки рельсов и оптимизация профиля колеса.

Также необходимо отметить, что на нагруженность и скорость скольжения в зоне контакта влияет более двух десятков факторов, связанных с конструкцией и техническим состоянием как ходовых частей подвижного состава, так и пути. В результате измерения параллельности установки колесных пар тепловозов ТЭ33А было установлено следующее:

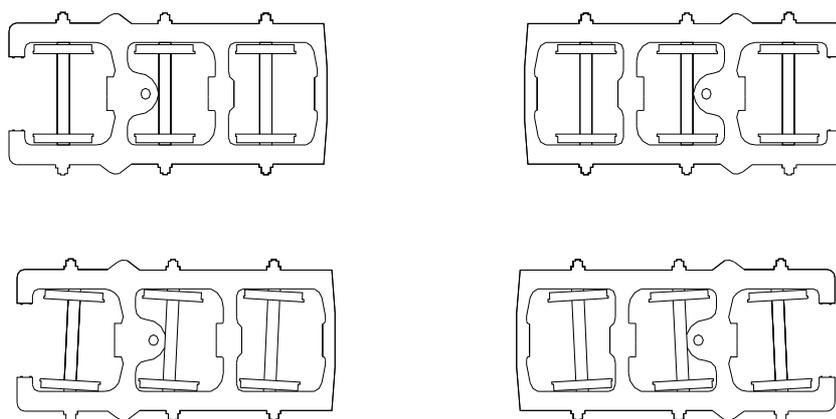


Рисунок 15- Положение колесных пар в тележке

Непараллельность установки колесных пар в одной тележке и в целом по локомотиву, по результатам измерений скошенность колес на базе одного локомотива составил от 4 до 18 см, что является не допустимым. Это негативно влияет при прохождении локомотивом не только кривого участка пути, но и на прямом, с постоянным контактом гребней колес с боковой поверхностью

головки рельса. Этот вид неисправности в источнике [3] отмечается как шальная тележка. Естественно, что при движении по кривой, если кривизна рельсовой нити, к которой прижаты гребни, направлено в сторону оси колеи, то такая тележка воздействует на головку наружного рельса в поперечном горизонтальном направлении значительно сильнее, чем исправные тележки.

Указанная особенность поведения «шальной» тележки имеет целый ряд негативных последствий с точки зрения обеспечения безопасности движения поездов. На прямых участках пути прижатые к головке рельса гребни «шальной» тележки контактируют с рельсом поверхностью у основания гребня, так как боковой износ

рельсов на прямом участке пути незначителен. Поэтому интенсивность подреза гребней колес «шальной тележки», которые при движении по прямым постоянно прижаты к головке рельсовой нити, во много раз больше, чем подрез гребней у основания у других колес.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Установлено:

- Колеса тепловоза ТЭ33А обточенные под профиль ДМеТИ с толщиной гребня 23 мм эксплуатировать не рекомендуется, поскольку они не отвечают требованиям безопасности движения поездов.

- Для безопасной эксплуатации тепловоза ТЭ33А предельно допустимым размером толщины гребня обтачиваемого по профилю ДМеТИ является 24мм.

- Наиболее благоприятное взаимодействие колеса и рельса по напряжению пластичности и по скорости проскальзывания получилось для конформного профиля колеса ВНИКТИ.

2. Предлагается:

- Применить конформный контакт колеса и рельса, который в свою очередь улучшит динамическое поведение колеса в кривых и на прямых участках пути, увеличится срок межремонтного пробега.

- Рекомендуется ужесточить контроль при установке колесных пар обратно в тележки после очередной обточки колес. Скошенность колес на базе одного

локомотива от 4 до 18 см, что является не допустимым. Разность при развеске колес одной тележки. Отклонение фактического значения нагрузки от шестой колесной пары на рельсы от значения, указанного в техническом задании превышает 2%. Таким образом, по этому показателю тепловоз не удовлетворяет требованиям технического задания.

Список литературы

1. Балановский А.Е., Хаяси С.М. Проблема износа пары трения колесо-рельс (краткий анализ и предложения). – Иркутск: Плазмопротек, 1997, 56 с.
2. Пашолок И.Л., Харитонов В.Б. О возможном повышении износостойкости железнодорожных колес // Вестник ВНИИЖТ, 1997, № 1, с. 41-45.
3. Мороз Б.А., Марютин К.А., Балановский А.Е. Комплексная система ресурсосбережения колес и рельсов (опыт Восточно-Сибирской железной дороги) // Локомотив, 1998, № 19, с. 19-22.
4. Лысюк В.С. Причины и механизмы схода колеса с рельса проблема износа колес и рельсов / М.: Транспорт 2002. -215 с.
5. Ma, Y., Markine, V., Mashal, A.A., Ren, M. Modelling verification and influence of operational patterns on tribological behaviour of wheel-rail interaction, 2017 Tribology International 114, p. 264-281.
6. Alizhan A., Adilkhanov E., The influence of operational factors on the contact – fatigue effect of couple of wheel – rail friction in curves of small radius, Vibro engineering Procedia. Volume 8 22-nd. International conference on Vibro engineering, 2016, p. 263-268.
7. Марков Д.П. Закалка гребней колес подвижного состава на высокую твердость для снижения бокового износа // Вестник ВНИИЖТ, 1997, № 1. с. 45-51.
8. Крательский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968, 480 с.
9. Богданов В.М., Марков Д.П., Пенькова Т.И. Оптимизация триботехнических характеристик гребней колес подвижного состава // Вестник ВНИИЖТ, 1998, № 4, с. 3-9.
10. Тененбаум М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию. - М.: Машиностроение, 1976, 270 с.
11. Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. Структура и износостойкость металла. - М.: Машиностроение, 1982, 209 с.
12. Гаркунов Д.Н. Триботехника – М.: Машиностроение, 1985. 425 с.
13. Неглинский В.В. Обобщение результатов эксплуатационных наблюдений за изнашиванием реборд колесных пар локомотивов // Трение и износ, 16, 1995, № 1, с. 119-125.
14. Балановский А.Е., Марютин К.А., Коротаев Е.Н. Плазменное упрочнение гребней колесных пар подвижного состава (результаты работы за пять лет на ВСЖД) / Сб.тр. НПФ Плазмопротек «Ресурсосберегающие технологии и оборудование» к 100-летию ВСЖД. – Иркутск: Плазмопротек, 1998, с. 34-39.

References

1. Balanovskiy A.Ye., Khayasi S.M. Problema iznosa pary treniya koleso-rel's (kratkii analiz i predlozheniya). – Irkutsk: Plazmoprotek, 1997, p. 56.

2. Pasholok I.L., Kharitonov V.B. O vozmozhnom povyshenii iznosostoykosti zheleznodorozhnykh koles // Vestnik VNIIZHT, 1997, № 1, p. 41-45.

3. Moroz B.A., Maryutin K.A., Balanovskiy A.Ye. Kompleksnaya sistema resursosberezheniya koles i rel'sov (opyt Vostochno-Sibirskoy zheleznoy dorogi) // Lokomotiv, 1998, № 19, p. 19-22.

4. Lysyuk V.S. Prichiny i mekhanizmy skhoda koleasa s rel'sa problema iznosa koles i rel'sov / M.:Transport 2002. - p.215.

5. Ma, Y., Markine, V., Mashal, A.A., Ren, M. Modelling verification and influence of operational patterns on tribological behaviour of wheel-rail interaction, 2017 Tribology International 114, p. 264-281.

6. Alizhan A., Adilkhanov E., The influence of operational factors on the contact – fatigue effect of couple of wheel – rail friction in curves of small radius, Vibro engineering Procedia. Volume 8 22-nd. International conference on Vibro engineering, 2016, p. 263-268.

7. Markov D.P. Zakalka grebney koles podvizhnogo sostava na vysokuyu tverdost' dlya snizheniya bokovogo iznosa // Vestnik VNIIZHT, 1997, № 1. p. 45-51.

8. Kratel'skiy I.V. Treniye i iznos. – M.: Mashinostroyeniye, 1968, p. 480

9. Bogdanov V.M., Markov D.P., Pen'kova T.I. Optimizatsiya tribotekhnicheskikh kharakteristik grebney koles podvizhnogo sostava // Vestnik VNIIZHT, 1998, № 4, p. 3-9.

10. Tenenbaum M.M. Soprotivleniye abrazivnomu iznashivaniyu. - M.: Mashinostroyeniye, 1976, p. 270p

11. Rybakova L.M., Kuksenova L.I. Struktura i iznosostoykost' metalla. - M.: Mashinostroyeniye, 1982, p. 209p

12. Garkunov D.N. Tribotekhnika – M.: Mashinostroyeniye, 1985. p. 425

13. Neglinskiy V.V. Obobshcheniye rezul'tatov ekspluatatsionnykh nablyudeniy za iznashivaniyem rebord kolesnykh par lokomotivov // Treniye i iznos, 16, 1995, № 1, p. 119-125.

14. Balanovskiy A.Ye., Maryutin K.A., Korotayev Ye.N. Plazmennoye uprochneniye grebney kolesnykh par podvizhnogo sostava (rezul'taty raboty za pyat' let na VSZHD) / Sb.tr. NPF Plazmoprotek «Resursosberegayushchiye tekhnologii i oborudovaniye» k 100-letiyu VSZHD. – Irkutsk: Plazmoprotek, 1998, p. 34-39.

DETERMINATION OF OPTIMAL INTERACTION PROFILES IN A WHEEL-RAIL SYSTEM USING FINITE ELEMENT MODELING

Alizhan A., Akhmetov E.S.

Summary

In this paper, the issues of expediency and safety of operation of TE33A series locomotives with wheel pairs, the flange of which are 23 mm thick, are considered. According to the title of the article, the following results were obtained:

Installed:

- Wheels of the TE33A diesel locomotive turned under the DMETI profile with a ridge thickness of 23 mm are not recommended for operation, since they do not meet the safety requirements for train traffic.

- For safe operation of the TE33A diesel locomotive, the maximum permissible thickness for the ridge machined along the DMeTI profile is 24 mm.

- The most favorable interaction between the wheel and the rail in terms of ductility and slip speed was obtained for the conformal profile of the VNIKTI wheel.

Offered:

- Apply conformal contact between the wheel and the rail, which in turn will improve the dynamic behavior of the wheel in curves and on straight sections of the track, and the period between repairs will increase.

- It is recommended to tighten the control when installing the wheelsets back into the carts after the next turning of the wheels. The skewness of the wheels on the basis of one locomotive is from 4 to 18 cm, which is not permissible. The difference when hanging the wheels of one truck. The deviation of the actual value of the load from the sixth wheel pair on the rails from the value specified in the technical specifications exceeds 2%. Thus, according to this indicator, the locomotive does not meet the requirements of the technical specifications.

Keywords: wheel-rail, flange, wear, defect, stress-strain state, locomotive, two-point and conformal contact, micro-section, metal flow.

СОҢҒЫ ЭЛЕМЕНТ МОДЕЛЬДЕУ ӘДІСІН ҚОЛДАНЫП ДОҢАЛАҚ-РЕЛЬС ЖҮЙЕСІНДЕГІ ӨЗАРА ӘРЕКЕТТЕСУДІҢ ОҢТАЙЛЫ ПРОФИЛЬДЕРІН АНЫҚТАУ

Алижан А., Ахметов Е.С.

Түйін

Бұл жұмыста қалыңдығы 23 мм құрайтын доңғалақ жұптары бар ТЭ33А сериялы локомотивтердің пайдалану тиімділігі мен қауіпсіздігі мәселелері қарастырылған. Жұмыстың тақырыбына байланысты орындалған жұмыстардың нәтижесі:

Анықталды:

- Доңғалақ жалының қалыңдығы 23 мм құрайтын ДМеТИ профілімен жонылған ТЕ33А тепловозын қолдану қозғалыс қауіпсіздік талаптарына сай келмейді.

- ТЭ33А тепловозының қауіпсіз жұмысы үшін ДМеТИ профілі бойынша жонылған доңғалақ жалының рұқсат етілген қалыңдығы 24 мм құрайды.

- Доңғалақ пен рельс арасындағы оңтайлы және сол аймақта пайда болатын доңғалақ-рельс өзара қысымдар және сырғанау жылдамдығы жағынан ең тиімдісі ВНИКТИ профілімен жонылған конформды профілі болып анықталды.

Ұсынылады:

- доңғалақ пен рельс өзара түйісу ауданын конформды қылдырып жону, бұл өз кезегінде локомотивпен жолдың қисық және түзу аймақтарын динамикалық қозғалыс сапа көрсеткіштері бойынша тиімді болып табылады, және жөндеу арасындағы кезең артады.

- Доңғалақтарды кезекті жонудан кейін арбаларға қайта салу кезінде бақылауды қатайту ұсынылады. Бір локомотив негізінде доңғалақтардың қисаюы 4-тен 18 см-ге дейін, бұл рұқсат етілмейді. Бір арбашадағы доңғалақтарының айырмашылығын азайту. Рельстердегі алтыншы доңғалақ жұбынан жүктің нақты мәнінің техникалық сипаттамада көрсетілген мәннен ауытқуы 2% асады. Осылайша, осы көрсеткіш бойынша локомотив техникалық шарттардың талаптарына сәйкес келмейді.

Кілттік сөздер: рельс-доңғалақ, тозу, ақау, кернеулі-деформацияланған жай-күй, локомотив, екі-нүктелі түйіспе, конформды түйіспе, микро-қиылу, металдың ағуы.