



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.4.015:539.3

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-3-224-235>

EDN: <https://elibrary.ru/lfugjw>



Оценка возможности появления контактно-усталостных повреждений в колесах и рельсах с использованием критерия Данг Вана

В. И. Сакало, А. В. Сакало ✉

Брянский государственный технический университет (БГТУ),
Брянск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Под действием динамических нагрузок в материалах колес и рельсов возникают высокие контактные напряжения, приводящие к развитию процессов изнашивания и накопления контактно-усталостных повреждений. Для расчетов на контактную усталость и прогнозирования процессов накопления повреждений предложен ряд подходов. В одном из них используется критерий Данг Вана. Его реализация требует применения трудоемких итерационных процедур, в связи с чем он применяется для оценки контактной усталости в отдельных точках колеса и рельса. С целью упрощения расчетов и получения более обширной информации авторами предложен инженерный метод, позволяющий определять возможность появления контактно-усталостных повреждений для узлов подконтактного слоя, представленного конечно-элементной моделью, при неограниченном количестве реализаций контакта колеса и рельса.

Материалы и методы. Подход базируется на использовании критерия Данг Вана с введением некоторых допущений. В качестве амплитуды касательных напряжений принята амплитуда наибольших касательных напряжений. Компоненты технологических и эксплуатационных остаточных напряжений задаются с использованием результатов экспериментальных исследований или полученных расчетными методами. Информация об условиях в контакте колеса и рельса получена путем моделирования движения экипажа. Расчеты выполнены с учетом изменения профилей колеса и рельса в процессе моделирования, вызванного износом.

Результаты. Получены итоги тестирования для некоторых случаев контакта колеса и рельса, а также определения показателя возможности появления контактно-усталостных повреждений для колеса и рельса при достаточно большом количестве реализаций контакта. Результаты расчетов представлены в виде изолиний значения показателя для точек слоя, прилегающего к поверхностям катания.

Обсуждение и заключение. Предложенный подход может быть использован для определения возможности появления контактно-усталостных повреждений в колесах железнодорожного подвижного состава и рельсах, в частности при решении задач оптимизации профилей колес и рельсов по критериям износа и контактной усталости.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: колеса грузовых вагонов, рельсы, компоненты напряжения, наибольшее касательное напряжение, технологические и эксплуатационные остаточные напряжения, критерий Данг Вана, показатель возможности появления контактно-усталостных повреждений

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Сакало В. И., Сакало А. В. Оценка возможности появления контактно-усталостных повреждений в колесах и рельсах с использованием критерия Данг Вана // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 3. С. 224–235. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-3-224-235>.

✉ sakalo@umlab.ru (А. В. Сакало)

© Сакало В. И., Сакало А. В., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.4.015:539.3

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-3-224-235>

EDN: <https://elibrary.ru/lfugjw>



Assessment of the risk of contact fatigue damage in wheels and rails using the Dang Van criterion

Vladimir I. Sakalo, Alexey V. Sakalo✉

Bryansk State Engineering University,
Bryansk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Dynamic loads cause high contact stresses in the materials of wheels and rails, which leads to their wear and accumulation of contact fatigue damage. A number of approaches were proposed for calculations of contact fatigue and prediction of damage accumulation processes. One of them uses the Dang Van criterion. It involves time-consuming iterative procedures, so it is used to assess contact fatigue at individual points of wheel and rail. In order to simplify calculations and obtain more extensive information, the authors proposed an engineering method that allows determining the risk of contact fatigue damage for sub-contact layer nodes represented by a finite element model, with an unlimited number of wheel – rail contact implementations.

Materials and methods. The approach is based on the use of the Dang Van criterion with the introduction of some assumptions. The amplitude of the largest shear stresses is taken as the amplitude of the shear stresses. The components of technological and operational residual stresses are set using the results of experimental studies or those obtained by calculation methods. Information about wheel – rail contact conditions was obtained by modeling of the vehicle movement. Calculations were performed considering changes in wheel and rail profiles during the modeling process caused by wear.

Results. The test results were obtained for some cases of wheel – rail contact, as well as for determining the contact fatigue damage risk indicator for the wheel and rail with a sufficiently large number of contact implementations. The calculation results are presented in the form of isolines of the value of indicator for the points of the layer adjacent to the tread surfaces.

Discussion and conclusion. The proposed approach can be used to determine the risks of contact fatigue damage in railway wheels and rails, in particular, to optimise wheel and rail profiles according to wear and contact fatigue criteria.

KEYWORDS: railway wheels, rails, stress components, highest shear stress, technological and operational residual stresses, Dang Van criterion, contact fatigue damage risk indicator

FOR CITATION: Sakalo V.I., Sakalo A.V. Assessment of the risk of contact fatigue damage in wheels and rails using the Dang Van criterion. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(3):224-235. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-3-224-235>.

✉ sakalo@umlab.ru (A. V. Sakalo)

© Sakalo V. I., Sakalo A. V., 2023

Введение. Безопасность движения на железнодорожных магистралях в значительной мере определяется прочностью и безотказностью деталей и узлов ходовых частей подвижного состава и рельсового пути. Колеса и рельсы испытывают сложный спектр нагрузок, при которых в областях контактов возникают большие напряжения, движение на прямых участках пути сопровождается кривыми и спином [1], а при вписывании в кривые — значительными скоростями продольного и поперечного проскальзывания. В этих условиях активно развиваются процессы их изнашивания и накопления контактно-усталостных повреждений. Накопление повреждений приводит к образованию и развитию трещин в их поверхностных слоях [2]. Например, среди отказов узлов и деталей грузовых вагонов 17 % составляют отказы колесных пар по причине образования усталостных трещин, приводящих к образованию выщербин в поверхностном слое¹. Для устранения поврежденного слоя колесную пару подвергают периодической обточке, а рельсы шлифованию. Обточка выполняется с выкаткой колесных пар, что приводит к значительным материальным затратам. Для обоснования периодичности проведения ремонтных работ разрабатываются методы оценки контактной усталости колес и рельсов и моделирования накопления контактно-усталостных повреждений на основе различных подходов и используемых критериев контактной усталости [3].

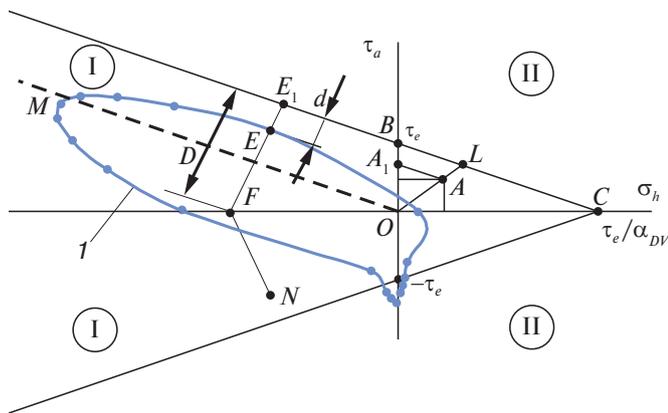


Рис. 1. Диаграмма Данг Вана циклической усталости при многоосном нагружении:

I — путь нагружения; I — нет повреждений; II — есть повреждения

Fig. 1. Dang Van diagram of cyclic fatigue under multiaxial loading:

I — loading path; I — no damage; II — damage present

Для расчетов на контактную усталость при многоосном напряженном состоянии Данг Ваном был предложен критерий, представленный двумя неравенствами [4, 5]:

$$\begin{aligned} \tau_{EQ1} &= [\tau_a(t) + \alpha_{DV} \sigma_h(t)] > \tau_e; \\ \tau_{EQ2} &= [\tau_a(t) - \alpha_{DV} \sigma_h(t)] < -\tau_e, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\tau_a(t)$ — зависимое от времени t значение касательного напряжения на определенной площадке в определенной точке материала, называемое «амплитудой» касательных напряжений; α_{DV} — положительный безразмерный параметр материала, представляющий влияние гидростатического напряжения (коэффициент Данг Вана); $\sigma_h(t)$ — зависимое от времени значение гидростатического напряжения в той же точке; τ_e — касательное напряжение, принимаемое равным пределу усталости материала при чистом сдвиге.

Диаграмма предельных напряжений строится в координатах: σ_h по оси абсцисс, τ_a по оси ординат (рис. 1). Она представляет собой прямую, отсекающую отрезок τ_e / α_{DV} на оси абсцисс и τ_e на оси ординат. Вторая ветвь диаграммы проходит через точку с координатой $-\tau_e$, расположенную на оси ординат. Ветви диаграммы разделяют ее поле на области безопасных и опасных состояний при оценке по критерию Данг Вана. Если напряженное состояние в определенной точке материала представляется точкой, расположенной внутри области, прилегающей к началу координат, оно считается безопасным.

Напряженное состояние в точке в момент времени t представляется на диаграмме отображающей точкой с координатами $\sigma_h(t)$ и $\tau_a(t)$. Набор отображающих точек за цикл называется путем нагружения. При определении значений напряжений $\sigma_h(t)$ и $\tau_a(t)$ задача решается в упругой постановке с использованием допущения о том, что материалы работают в условиях упругой приспособляемости.

Для определения «амплитуды» касательных напряжений используется шестимерное пространство. Напряжения в точках пути нагружения представляются девиаторными составляющими. В шестимерном пространстве поверхность текучести представляет собой гиперсферу. В связи с принятым допущением о работе материала в условиях упругой приспособляемости задача сводится к определению гиперсферы минимального радиуса, вмещающей в себя путь нагружения. Центроид гиперсферы представляет тензор остаточных напряжений, при которых выполняется условие работы материала в условиях упругой приспособляемости.

¹ Протокол заседания Комитета НП «ОПЖТ» по грузовому подвижному составу [Электронный ресурс]: утв. президентом НП «ОПЖТ» 04.04.2022 г. № 1/22 КГПС. URL: https://opzt.ru/wp-content/uploads/2020/09/protokol-ot-11.03.2022-1_22-kgps.pdf (дата обращения: 15.04.2023).

За «амплитуду» касательных напряжений в точке принимается разность между тензором напряжений в точке пути нагружения и тензором остаточных напряжений.

С целью упрощения процедуры определения «амплитуды» касательных напряжений предложено в качестве нее принимать амплитудное значение максимальных касательных напряжений [6]:

$$\tau_{\max}^a = \frac{\sigma_{1a}^d(t) - \sigma_{3a}^d(t)}{2}, \quad (2)$$

где $\sigma_{ij,a}^d(t) = \sigma_{ij}^d(t) - \sigma_{ij,\text{mid}}^d(t)$; $\sigma_{ij,\text{mid}}^d$ — средняя величина девиатора главных напряжений.

Гидростатическое напряжение в точке пути нагружения равно среднему нормальному напряжению:

$$\sigma_h(t) = (\sigma_x(t) + \sigma_y(t) + \sigma_z(t)) / 3. \quad (3)$$

Для определения коэффициента Данг Вана используется зависимость [7, 8]:

$$\alpha_{DV} = 3 \left[\frac{\tau_e}{\sigma_e} - 0,5 \right], \quad (4)$$

где σ_e — предел усталости материала при одноосном напряженном состоянии (растяжении, изгибе); τ_e — предел усталости материала при двухосном напряженном состоянии (кручении, чистом сдвиге).

В таблице приведены значения некоторых параметров для колесной [7] и рельсовой стали [9].

Выбор показателя возможности появления контактно-усталостных повреждений. При положительном гидростатическом напряжении возможно определение коэффициента запаса сопротивления контактной усталости. Пусть критерий Данг Вана представляется на диаграмме отображающей точкой *A* (рис. 1). Будем считать подобными состояния, для которых отношения τ_a / σ_h одинаковы. Они представляются точками, лежащими на луче *OA*. Точка *L*, расположенная на линии *BC*, представляет предельное состояние, при котором нет риска появления контактно-усталостных разрушений. Точкой *B*, лежащей на оси ординат, представляется эквивалентное ему состояние. Аналогично для состояния, представляемого точкой *A*, эквивалентное ему представлено точкой *A₁* и коэффициент запаса равен $\tau_e / (\tau_a^A + \alpha_{DV} \sigma_h^A)$.

Такой подход можно было бы применить и для случаев, когда гидростатическое напряжение отрицательное. Однако если отображающая точка попадает на линию *OM*, коэффициент запаса становится бесконечно большим, т. е., несмотря на действие переменных касательных напряжений, усталостные процессы не развиваются. Если же точка располагается ниже линии *OM*, значение критерия Данг Вана становится отрицательным.

Таблица

Характеристики прочности, пределы усталости и коэффициенты Данг Вана для колесной и рельсовой стали

Table

Strength, fatigue limits and Dang Van coefficients for wheel and rail steel

Материал	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа	Предел усталости σ_e , МПа	Предел усталости τ_e , МПа	α_{DV}
Рельсовая сталь [9]	800	1032	460	270	0,26
Колесная сталь [7]	626,7	1027,7	422,5	265	0,38

Выберем в качестве показателя возможности появления контактно-усталостных повреждений для точки *E* расстояние *d* до линии предельных состояний (рис. 1). Нормальное уравнение линии *BC*

$$\mu(\alpha_{DV} \sigma_h + \tau_a - \tau_e) = 0, \quad (5)$$

где μ — нормирующий множитель.

Подставив в левую часть уравнения (5) координаты отображающей точки *E*, получим ее расстояние до линии предельных состояний:

$$d = \mu(\alpha_{DV} \sigma_h^E + \tau_a^E - \tau_e). \quad (6)$$

Проведем через точку *E* линию, перпендикулярную линии *BC*, и точку ее пересечения с ней обозначим *E₁*, а с осью абсцисс — *F*. В качестве коэффициента запаса сопротивления контактной усталости можно принять отношение

$$D / (D - d),$$

где *D* — длина отрезка *FE₁*.

При графическом представлении такого коэффициента возникают трудности, так как он может быть сколь угодно большим. Примем в качестве показателя возможности появления контактно-усталостных повреждений *n_{RCF}* величину, обратную коэффициенту запаса:

$$n_{RCF} = \frac{D - d}{D}. \quad (7)$$

Точка *F* имеет координаты $(\sigma_h^E - \alpha_{DV} \tau_a^E; 0)$. Подставив их в нормальное уравнение линии *BC* (8), получим длину *D* отрезка *FE₁*:

$$D = \mu[\alpha_{DV}(\sigma_h^E - \alpha_{DV} \tau_a^E) - \tau_e]. \quad (8)$$

Тогда показатель возможности появления контактно-усталостных повреждений равен

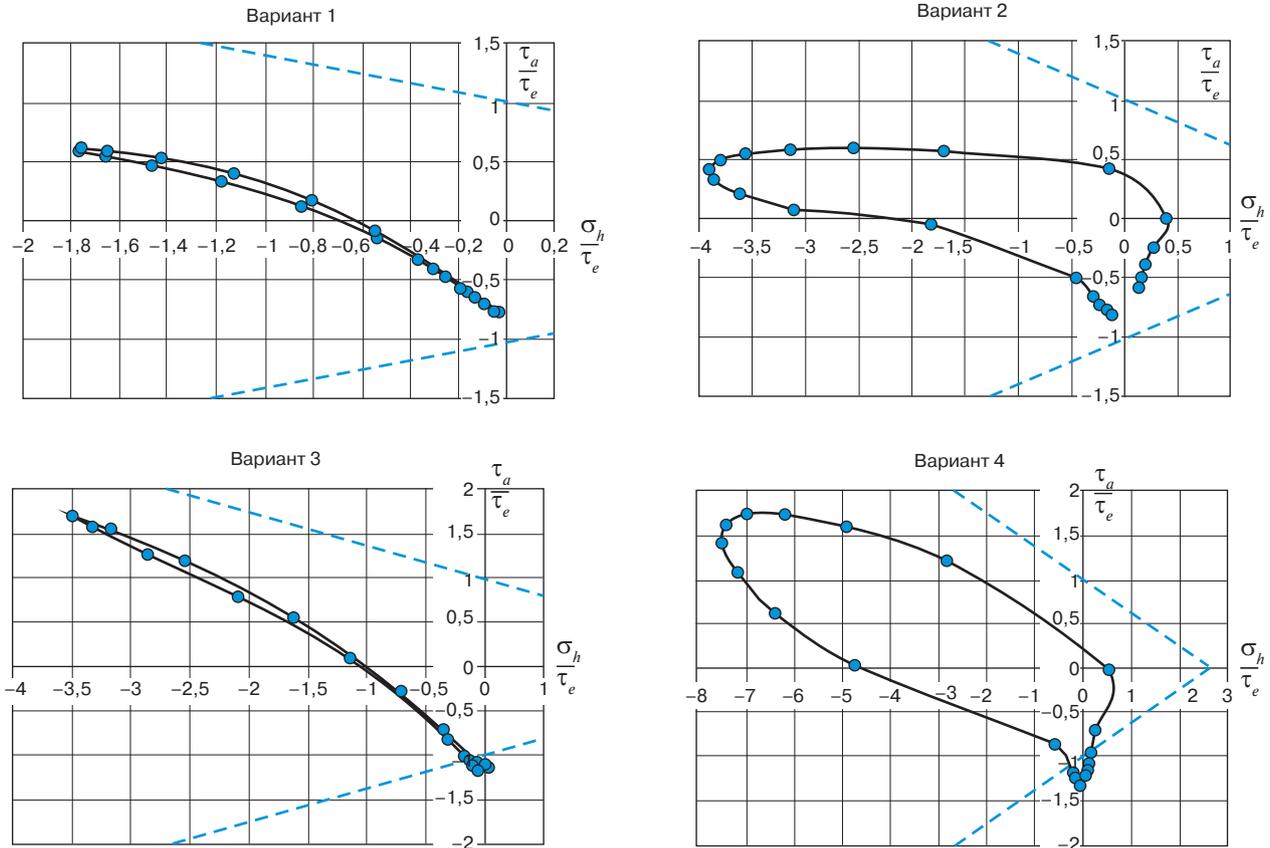


Рис. 2. Пути нагружения точек колеса, полученные без учета остаточных напряжений

Fig. 2. Wheel point loading paths regardless of residual stresses

$$n_{RCF} = -\frac{(1 + \alpha_{DV}^2) \tau_a^E}{\alpha_{DV} (\bar{\sigma}_h^E - \sigma_{DV} \tau_a^E) - \tau_e} \quad (9)$$

Перейдя к относительным величинам $\bar{\sigma}_h^E = \sigma_h^E / \tau_e$, $\bar{\tau}_a^E = \tau_a^E / \tau_e$, получим

$$n_{RCF} = -\frac{(1 + \alpha_{DV}^2) \bar{\tau}_a^E}{\alpha_{DV} (\bar{\sigma}_h^E - \alpha_{DV} \bar{\tau}_a^E) - 1} \quad (10)$$

Если отображающая точка располагается на линии предельных состояний, показатель n_{RCF} равен единице, а если приближается к оси абсцисс, он стремится к нулю. При n_{RCF} , превышающем 1, есть риск появления контактно-усталостных повреждений.

Тестирование. В вариантах 1 и 2 рассмотрены случаи, когда точка начального контакта расположена на оси симметрии рельса. Радиус колеса принят равным 475 мм, радиус головки рельса 500 мм. Нагрузка от колеса на рельс принята равной 125 кН, а с учетом коэффициента динамичности — 162,5 кН. Предполагается полное скольжение колеса относительно рельса вдоль оси рельса. Расчеты проведены без учета остаточных

напряжений. Для колесной стали пределы усталости приняты равными $\sigma_e = 422,5$ МПа, $\tau_e = 265$ МПа, коэффициент Данг Вана $\alpha_{DV} = 0,38$ (таблица).

При нагрузке 162,5 кН длина полуоси a эллипса в зоне контакта упругих тел составила 7,79 мм, полуоси b — 8,39 мм, максимальное давление на поверхности контакта $p_0 = 1186$ МПа.

На рис. 2 представлены пути нагружения: в варианте 1 для точки, расположенной на оси z , на расстоянии 3,94 мм от поверхности при коэффициенте трения $f = 0,17$; в варианте 2 для точки, расположенной на оси z , на расстоянии 0,1 мм от поверхности при коэффициенте трения $f = 0,3$. Диаграммы построены в относительных координатах — координаты точек пути нагружения отнесены к пределу усталости при чистом сдвиге τ_e . Линии диаграммы Данг Вана показаны пунктирными прямыми.

Получены наибольшие значения показателя n_{RCF} : 0,77 у сбегающего края контакта для варианта 1; 0,79 у набегающего края контакта для варианта 2.

Если контакт расположен на участке поверхности рельса, описанном радиусом 80 мм, при нагрузке

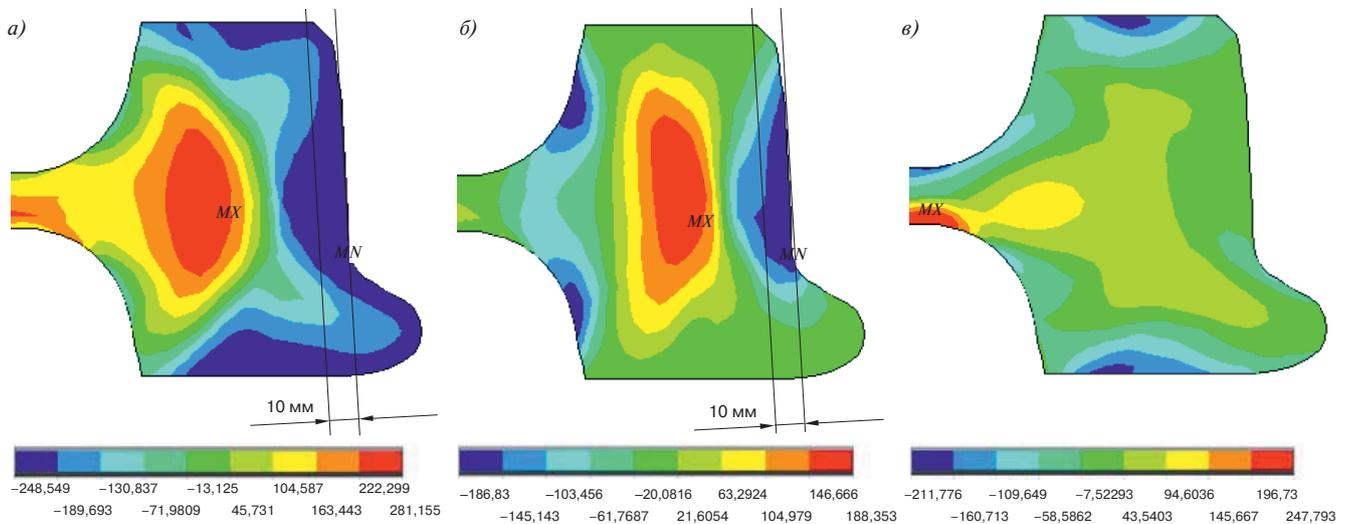


Рис. 3. Изолинии остаточных технологических напряжений в обод вагонного колеса с плоскоконическим диском [10]:
 а — окружных; б — осевых; в — радиальных

Fig. 3. Residual technological stress isolines in a railway wheel rim with a flat-conical disk [10]:
 a — circumferential; б — axial; в — radial

162,5 кН длина полуоси a эллипса в зоне контакта, ориентированной по направлению качения, равна 10,35 мм; полуоси b , ориентированной в поперечном направлении, составляет 3,2 мм; отношение полуосей $\beta = 0,309$; эксцентриситет e равен 0,95. Максимальное давление p_0 на поверхности контакта равно 2343 МПа. Расстояние от точки, в которой τ_{\max} имеет наибольшее значение при нормальной нагрузке, расположенной на оси z под поверхностью контакта, равно 2,3 мм. В вариантах 3 и 4 рассмотрено скольжение колеса по направлению большей оси эллипса контакта. В первом случае получен путь нагружения для точки, расположенной на оси z на глубине 2,3 мм при коэффициенте трения 0,17; во втором случае — для точки, расположенной на оси z на глубине 0,1 мм при коэффициенте трения, равном 0,3. Они представлены на рис. 2.

Если пятно контакта вытянуто по направлению скольжения, в варианте 3 значения показателя n_{RCF} у набегающего и сбегающего краев контакта примерно одинаковы и равны 1,12. В варианте 4 они равны соответственно 1,24 и 1,21.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы. При высоком максимальном давлении в контакте, достигающем 2343 МПа, в рассмотренных вариантах показатель n_{RCF} превышает единицу, что говорит о возможности появления контактно-усталостных повреждений.

Технологические и эксплуатационные остаточные напряжения. В [10] с использованием программного комплекса ANSYS получены распределения технологических напряжений в колесе вагона с плоскоконическим диском, выполненном из стали марки 2 по ГОСТ 10791–2011 «Колеса цельнокатаные.

Технические условия» с учетом термической обработки. Они вводятся в расчет суммарных напряжений. На рис. 3 показаны распределения окружных, осевых и радиальных напряжений в обод колеса. В подконтактном слое толщиной 10 мм, где наибольшая вероятность образования контактно-усталостных трещин, окружные напряжения практически по всей толщине слоя постоянные, сжимающие и равны -248 МПа. Напряжения, параллельные осевой линии колеса, на участке значительной протяженности могут считаться постоянными. Они сжимающие и равны -186 МПа. Радиальные напряжения малы, ими можно пренебречь.

В [11] приведены результаты экспериментального определения остаточных технологических напряжений в рельсе. Исследования проводились на рельсе, обозначаемом в промышленном стандарте Японии как JISE 1101. Масса погонного метра рельса составляет 60 кг.

Использовался отрезок рельса, прошедшего термическую обработку и правку, не бывавшего в эксплуатации и имеющего длину 0,5 м. На середине отрезка рельса были установлены тензорезисторы для измерения деформаций в параллельном и поперечном направлениях оси рельса. Для определения технологических остаточных напряжений был выполнен срез рельса с установленными тензорезисторами толщиной 20 мм. Снимались показания тензорезисторов до получения среза рельса и после. По разности показаний установлены значения продольных и поперечных остаточных напряжений. По показаниям тензорезистора, установленного на поверхности катания по оси симметрии рельса, определены продольные и поперечные деформации, равные $\epsilon_z = 0,75 \cdot 10^{-3}$ и $\epsilon_x = -0,25 \cdot 10^{-3}$.

Для остаточных напряжений получаем

$$\sigma_{zR} = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_z + \nu\varepsilon_x) = 149 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{xR} = \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_z) = -5,5 \text{ МПа}.$$

Остаточные напряжения учитываются путем прибавки их к компонентам напряжений, возникающих в точке от сил, распределенных на поверхности контакта.

При производстве рельса в процессе охлаждения даже при равномерном отводе тепла меняется скорость охлаждения по периметру поперечного сечения. Это вызывает продольное остаточное напряжение, типичная величина которого 100...200 МПа: в головке рельса — растяжение, а в шейке подобной величины — сжатие².

Остаточные напряжения меняются во времени в процессе эксплуатации после укладки в путь. Основной причиной изменения является то, что результирующее напряжение, возникающее при воздействии усилий и остаточных деформаций в некоторых точках поперечного сечения рельса, может достичь предела текучести. Изменение очень значительное на поверхности катания рельса под ударным воздействием колес и на кромках подошвы, особенно на наружной стороне.

В бывшем в эксплуатации рельсе продольное остаточное напряжение σ_{zR} в точке, расположенной на поверхности контакта, равно -85 МПа, а в точке, лежащей на оси y на расстоянии 10 мм от поверхности катания, оно положительное и равно 105 МПа. Для продольных остаточных напряжений σ_{zR} можно принять линейный закон изменения в зависимости от расстояния от поверхности контакта:

$$\sigma_{zR} = 19y - 85, \text{ МПа.} \quad (11)$$

В слое толщиной 10 мм, прилегающем к поверхности катания рельса, не бывшего в эксплуатации, остаточные напряжения можно аппроксимировать двумя зависимостями:

$$\sigma_{zR} = 49,15y + 72,4, \text{ МПа, при } 0 < y \leq 4 \text{ мм}; \quad (12)$$

$$\sigma_{zR} = -17,25y + 338, \text{ МПа, при } 4 < y \leq 10 \text{ мм.} \quad (13)$$

В [12] исследованы технологические остаточные продольные деформации с использованием 30 тензорезисторов. На поверхности катания рельса они меняются от $0,544 \cdot 10^{-3}$ до $0,912 \cdot 10^{-3}$. Поперечные деформации малы, поэтому продольные остаточные

напряжения в основном определяются этими деформациями. Это позволяет дать им ориентировочную оценку

$$\sigma_{zR} = (108,8...182,4) \text{ МПа}.$$

В точке, расположенной на оси симметрии рельса, это напряжение составляет 175 МПа.

Влияние технологических остаточных напряжений.

Получены пути нагружения для некоторых точек колеса с учетом технологических остаточных напряжений. Для вариантов 5 и 6 использованы те же условия, что и для вариантов 2 и 4 соответственно, с учетом остаточных технологических напряжений $\sigma_{xR} = -248$ МПа, $\sigma_{yR} = -187$ МПа.

Получены пути нагружения для тех же точек, что и в соответствующих вариантах, расположенных на оси z на глубине 0,1 мм. Они представлены на рис. 4. Для варианта 5 линии предельных состояний не показаны, они проходят вне поля графика. Как видно из рисунков, при учете технологических остаточных напряжений для этих вариантов получены пути нагружения, отображающие точки которых не выходят за пределы областей безопасных состояний. Получены наибольшие значения показателя n_{RCF} у сбегающих краев контактов: 0,49 для варианта 5 и 0,89 для варианта 6.

Исследована возможность появления контактно-усталостных повреждений в не бывшем в эксплуатации рельсе с учетом остаточных технологических напряжений. В варианте 7 (рис. 4) получено решение для точки, расположенной на оси z на расстоянии 0,1 мм от поверхности контакта, где напряжения σ_{zR} — растягивающие, равные 149 МПа, напряжения σ_{xR} — сжимающие, равные -2 МПа. Заданы условия, подобные принятым в варианте 3: нормальная сила в контакте 162,5 кН, длина полуоси a — 10,35 мм, полуоси b — 3,2 мм, максимальное давление $p_0 = 2343$ МПа, $\tau_e = 270$ МПа, коэффициент Данг Вана $\alpha_{DV} = 0,26$ при коэффициенте трения $f = 0,3$. Получены показатели контактно-усталостного повреждения, величиной более единицы: 1,13 у сбегающего края и 1,27 у набегающего.

В варианте 8 исследована возможность появления контактно-усталостных повреждений в не бывшем в эксплуатации рельсе с учетом остаточных технологических напряжений $\sigma_{zR} = 269$ МПа и $\sigma_{xR} = 0$ в точке, расположенной на оси z на расстоянии 4 мм от поверхности контакта. Заданы условия, подобные принятым в варианте 2: нормальная сила в контакте 162,5 кН, длина полуоси a — 7,79 мм, полуоси b — 8,39 мм, максимальное давление $p_0 = 1186$ МПа, коэффициент Данг Вана $\alpha_{DV} = 0,26$ при коэффициенте

² Р 709. Рекомендации по неразрушающим методам определения напряженного состояния рельсов бесстыкового пути [Электронный ресурс]: утв. совещанием Комиссии ОСЖД по инфраструктуре и подвижному составу 5–7 ноября 2019 г. URL: <https://osjd.org/api/media/resources/1528895> (дата обращения: 15.04.2023).

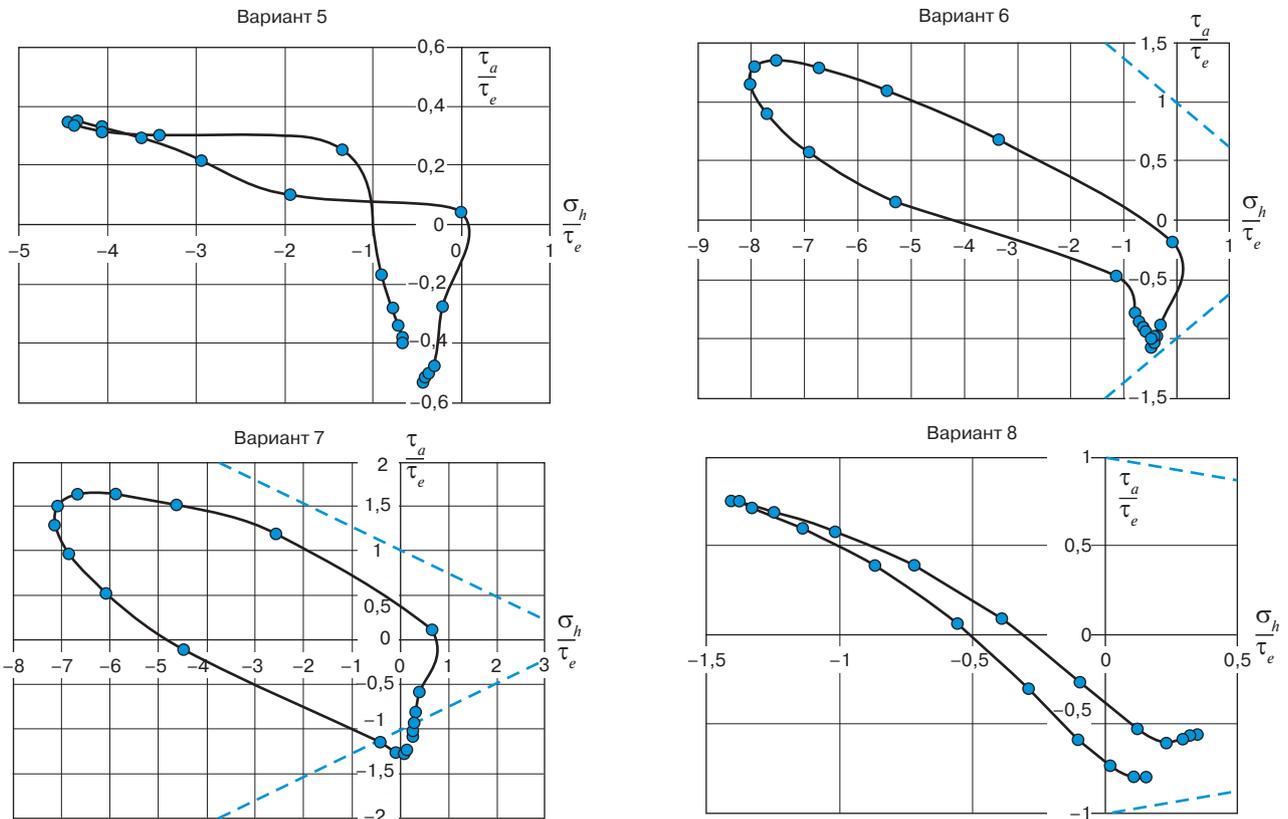


Рис. 4. Пути нагружения с учетом остаточных напряжений: варианты 5 и 6 для точек колеса, варианты 7 и 8 для точек рельса
 Fig. 4. Loading paths given residual stress: variants 5 and 6 for wheel points, variants 7 and 8 for rail points

трения $f = 0,3$. Полученные показатели контактно-усталостного повреждения меньше единицы, наибольшего значения 0,83 они достигают у сбегающего края контакта (рис. 4).

Пример расчета показателя возможности появления контактно-усталостных повреждений. Для выполнения тестовых расчетов использовались исходные данные, полученные в результате моделирования динамики движения колеса по рельсу в программном комплексе «Универсальный механизм». Подходы к моделированию динамики описаны в работе [13].

Исходные данные включают: координаты профилей колеса и рельса, блоки нагружения в виде распределения сил для множества реализаций контакта колеса с рельсом, остаточные напряжения, предел усталости τ_e материала колеса или рельса при чистом сдвиге (кручении), коэффициент Данг Вана.

Предел усталости τ_e для колесной стали принят равным 265 МПа, для рельсовой стали 270 МПа. Коэффициент Данг Вана задан равным 0,38 для колесной стали и 0,26 для рельсовой.

Создание трехмерной конечно-элементной схемы начинается с построения плоской сетки из четырехугольных конечных элементов. Она создается на базе узлов, расположенных на профиле колеса, с шагом

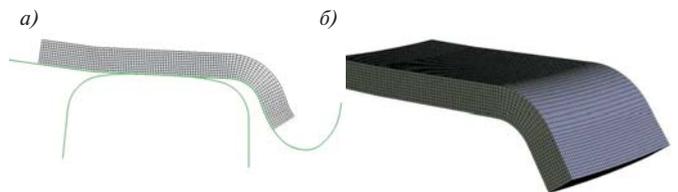


Рис. 5. Конечно-элементные сетки фрагмента колеса: а — плоская; б — трехмерная

Fig. 5. Wheel fragment finite element meshes: a — plain; б — three-dimensional

1 мм (рис. 5, а). Размер сетки охватывает участок профиля, на котором происходит контактирование при любых возможных положениях колеса на рельсе. Затем создается трехмерная сетка с поворотом относительно оси колесной пары, при этом плоская сетка «протягивается» по дуге окружности (рис. 5, б).

Моделируется движение экипажа по пути с заданным профилем в плане. При расчете показателя n_{RCF} для выбранного колеса намечается его радиальное сечение. Для каждого случая попадания этого сечения в контакт с рельсом решается контактная задача, получается распределение нормальных и касательных узловых сил по поверхности контактного пятна.

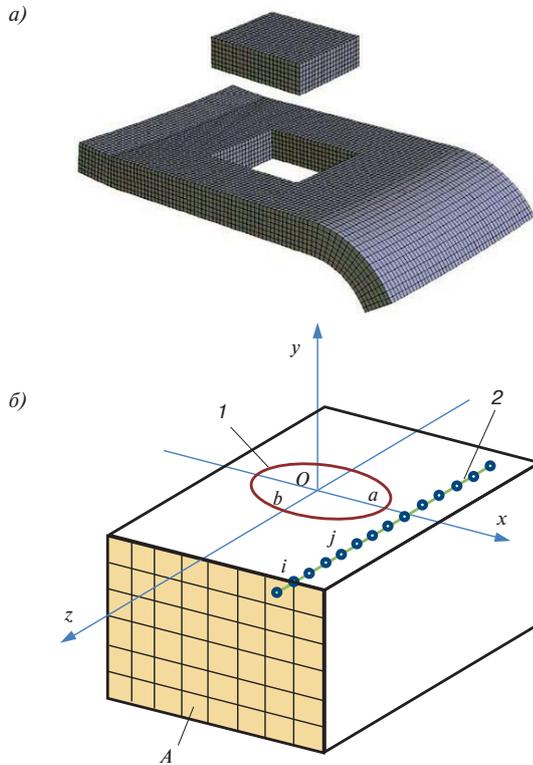


Рис. 6. Фрагмент конечно-элементной сетки:
 а — выделение фрагмента из конечно-элементной сетки колеса;
 б — сетка фрагмента колеса, прилегающего к пятну контакта;
 1 — пятно контакта; 2 — путь точки

Fig. 6. Finite element mesh fragment:
 а — separation of a fragment from the finite element mesh of a wheel;
 б — mesh of the wheel fragment adjacent to the contact patch;
 1 — contact patch; 2 — point path

Из конечно-элементной сетки выделяется фрагмент с пятном контакта, размеры которого зависят от формы и размеров контактного пятна (рис. 6, а). При определении напряжений в узлах выделенного фрагмента от узловых сил, распределенных по поверхности контакта, используется модель фрагмента на упругом основании [1]. На рис. 6, б условно показан выделенный конечно-элементный фрагмент. Он состоит из восьмиузловых конечных элементов. После определения значений компонентов напряжений (суммированием величин остаточных напряжений и напряжений от контактных сил в узлах фрагмента) для узлов плоской сетки *A* определяют циклы напряжений, меняющихся при перекатывании колеса вдоль оси *z*. Более удобно считать контакт неподвижным, а узел *i* перемещающимся вдоль оси *z*. От зависимостей напряжений от времени можно перейти к зависимостям от координат узла. Тогда путь нагружения составят напряжения, полученные для узла *i* при каждом его положении *j*.

При расстоянии между позициями *j* точки, равном размеру конечного элемента по оси *z*, это будут напряжения в узлах конечно-элементной модели.

Для этого плоская сетка *A*, показанная на рис. 6, б, «протягивается» вдоль оси *z* под поверхностным слоем. На первой прогонке для каждой позиции *j* узла *i*, совпадающей с положением узла конечно-элементной модели, с использованием девиатора *D* суммарных напряжений

$$D = \begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_0 & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_0 \end{bmatrix}, \quad (14)$$

где $\sigma_0 = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3$ — среднее напряжение, вычисляются главные напряжения $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ и максимальное касательное напряжение

$$\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2. \quad (15)$$

На второй прогонке вычисляется среднее напряжение τ_{\max}^{mid}

$$\tau_{\max}^{\text{mid}} = \sum_{i=0}^k \tau_{\max i} / k, \quad (16)$$

где *k* — количество узлов выделенного фрагмента по оси *z*.

Для каждого положения *j* узла *i* вычисляются компоненты критерия Данг Вана: «амплитуда» касательного напряжения и гидростатическое напряжение

$$\begin{aligned} \tau_a(t) &= \tau_{\max i} - \tau_{\max}^{\text{mid}}; \\ \sigma_h(t) &= \sigma_0. \end{aligned} \quad (17)$$

Этими компонентами состояние для каждой позиции представляется отображающей точкой на диаграмме Данг Вана. Совокупность таких точек составляет цикл или путь нагружения.

Показатель возможности появления контактно-усталостных повреждений n_{RCF} определяется для каждой точки пути нагружения с использованием зависимости (9). Из них выбирается наибольший. Если он больше полученного на предыдущих реализациях контакта, он приписывается узлу *i*.

Результаты расчета отображаются в виде изолиний значений показателя n_{RCF} и в цветовой заливке. В областях, где он больше единицы, возможно образование контактно-усталостных трещин.

Моделирование износа материалов колеса или рельса в программном комплексе «Универсальный механизм» выполняется параллельно с моделированием движения экипажа³. Это итерационная процедура, которая выполняется отдельно либо для колеса, либо для

³ Руководство пользователя Универсальный механизм 9. Прогнозирование износа профилей колес и рельсов [Электронный ресурс]. URL: http://www.universalmechanism.com/download/90/rus/16_um_predicting_railway_profile_wear.pdf (дата обращения: 15.04.2023).

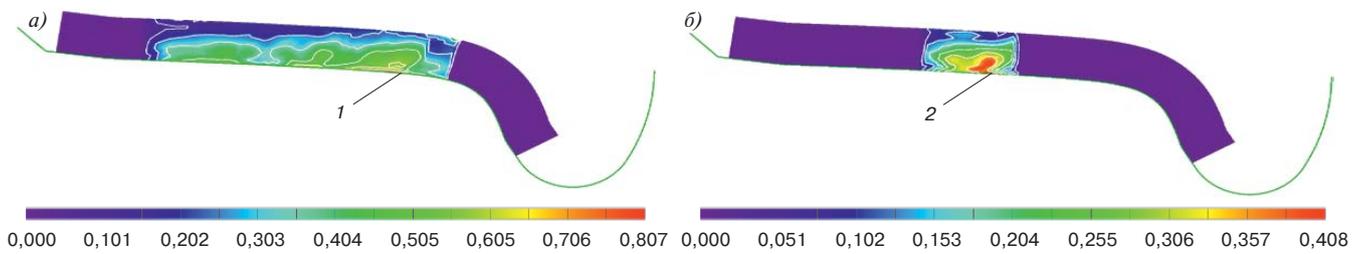


Рис. 7. Пример визуализации результатов моделирования в радиальном сечении колеса грузового вагона: *a* — изолинии максимальных значений показателя n_{RCF} после 762 реализаций контакта колеса с рельсом; *b* — изолинии значений показателя n_{RCF} для одной реализации контакта колеса с рельсом; 1, 2 — точки с максимальным значением показателя n_{RCF}

Fig. 7. A visualisation of simulation results in the radial section of a railway wheel: *a* — isolines of the maximum n_{RCF} after 762 implementations of a wheel — rail contact; *b* — n_{RCF} isolines for one implementation of a wheel — rail contact; 1, 2 — points with maximum n_{RCF}

рельса. При моделировании износа колеса в прямых и кривых участках пути задаются профили рельсов, которые не меняются в процессе моделирования. Итерации износа колеса назначаются по пробегу. Профиль колеса меняется после каждой итерации износа. При моделировании износа рельса задаются профили колес, которые не меняются в процессе моделирования. Итерации износа рельса назначаются по пропущенному тоннажу. Профиль рельса меняется после каждой итерации износа. В связи с этим изолинии значений показателя n_{RCF} выдаются для каждого варианта геометрии профилей колеса или рельса.

В модели грузового вагона использовалось колесо, соответствующее ГОСТ 10791–2011, с прокатом 0,9 мм и боковым износом 1,2 мм, в модели рельсового пути — рельс Р65 по ГОСТ Р 51685–2013 «Рельсы железнодорожные. Общие технические условия», в неизношенном состоянии в прямом участке пути и с вертикальным износом 2 мм и боковым износом 6,8 мм в кривой.

При исследовании возможности появления контактно-усталостных повреждений в колесе моделировался проезд грузового вагона в груженом состоянии массой 90 т в прямом участке пути и в кривой радиусом 600 м. Контактно-усталостные повреждения в гребне не моделировались. Компоненты технологических остаточных напряжений в ободе колеса (окружных, осевых и радиальных) для узлов конечно-элементной сетки были приняты равными полученным в работе [10].

На рис. 7, *a* приведены изолинии максимальных значений показателя n_{RCF} в узлах конечно-элементной сетки после 762 реализаций контакта колеса с рельсом. Наибольшее значение показателя возможности появления контактно-усталостных повреждений $n_{RCF} = 0,807$ получено для точки 1, расположенной на поверхности катания, сдвинутой от круга катания в сторону гребня.

На рис. 7, *b* показаны изолинии значений показателя n_{RCF} для одной из реализаций контакта, при которой

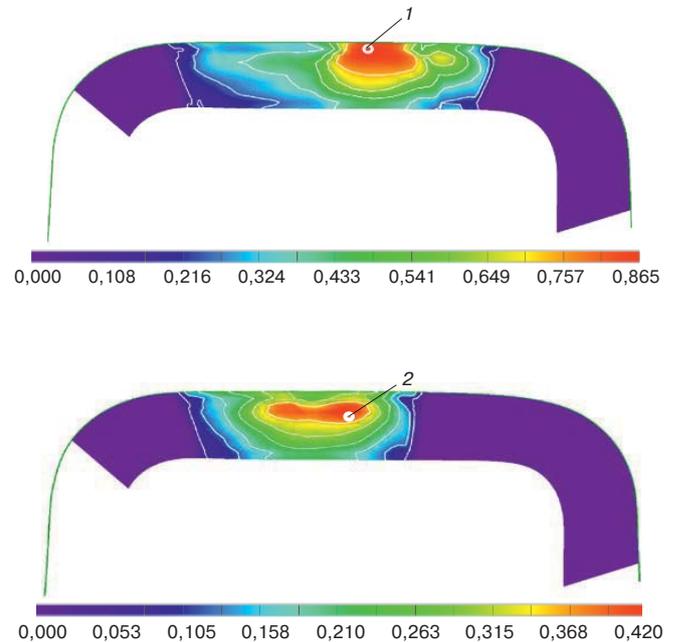


Рис. 8. Пример визуализации результатов моделирования в поперечном сечении рельса: *a* — изолинии максимальных значений показателя n_{RCF} после 1200 реализаций контакта колеса с рельсом; *b* — изолинии значений показателя n_{RCF} для одной реализации контакта колеса с рельсом; 1, 2 — точки с максимальным значением показателя n_{RCF}

Fig. 8. A visualisation of simulation results in a rail cross section: *a* — isolines of the maximum n_{RCF} after 1200 implementations of a wheel — rail contact; *b* — n_{RCF} isolines for one implementation of a wheel — rail contact; 1, 2 — points with maximum n_{RCF}

нормальная сила в контакте была равна 107 кН, а максимальное давление 1484 МПа. Наибольшее значение показателя $n_{RCF} = 0,408$ получено для точки 2, расположенной на поверхности катания.

При исследовании возможности появления контактно-усталостных повреждений в рельсе использовался рельс Р65 с вертикальным износом 0,8 мм. Для колеса использовались два типа профилей:

колесо с профилем по ГОСТ 10791–2011 в неизношенном состоянии и с прокатом 0,9 мм и боковым износом 1,2 мм. Моделировалось движение по рельсу в прямом участке пути грузового вагона в грузе состоянии массой 90 т. Остаточные технологические напряжения σ_z в рельсе задавались равными 85 МПа.

Получены результаты моделирования после 1200 случаев реализаций контакта колеса с рельсом. Изолинии максимальных значений показателя n_{RCF} в узлах конечно-элементной сетки после 1200 реализаций контакта колеса с рельсом представлены на рис. 8, а. Наибольшее значение показателя, равное 0,865, получено для точки 1, расположенной на глубине 1 мм под поверхностью катания. На рис. 8, б приведены изолинии значений показателя n_{RCF} для одной из реализаций контакта колеса с рельсом, при которой нормальная сила в контакте составила 117 кН, а максимальное давление — 895 МПа. Точка 2 с наибольшим значением показателя, равным 0,420, располагается на глубине 2 мм.

Обсуждение и заключение. В процессе эксплуатации материалы колесных пар подвижного состава железных дорог и рельсов подвергаются износу и контактной усталости. Особенность процесса накопления контактно-усталостных повреждений состоит в том, что в точках подконтактного слоя напряженное состояние является трехосным.

В подходах к расчетам используется допущение о том, что материалы работают в условиях упругой приспособляемости, достигнутой благодаря упрочнению материала за счет появления системы остаточных напряжений на ранней стадии упругопластического деформирования. В одном из них используется критерий Данг Вана. К достоинствам этого подхода нужно отнести получение тензора остаточных напряжений расчетным путем. Однако для решения таких задач применяются трудоемкие итерационные процедуры. В связи с этим расчеты выполняются лишь для некоторых выбранных точек. Для определения коэффициента Данг Вана используются пределы усталости материала при одноосном напряженном состоянии и чистом сдвиге, которые получаются экспериментальным путем, и, если они неизвестны, такие испытания необходимо провести. Результаты расчетов представляются в виде путей нагружения, нанесенных на диаграмму контактной усталости, и имеют качественный характер. Если точки пути нагружения не выходят за область безопасных состояний, считается, что накопления повреждений не происходит.

Для инженерных приложений необходима количественная оценка, которой мог бы быть коэффициент запаса или другая величина, характеризующая близость точки пути нагружения к области опасных состояний.

В предложенном авторами подходе в качестве такой оценки выбрана величина, показывающая, насколько отображающая точка близка к линии предельных состояний — показатель возможности появления контактно-усталостных повреждений n_{RCF} . При попадании точки нагружения на линию диаграммы контактной усталости он равен 1, а при приближении ее к оси абсцисс уменьшается до нуля. Для точек, попадающих в область опасных состояний, он больше 1. В качестве амплитуды касательных напряжений выбрана амплитуда τ_{max} . Для ввода в расчеты технологических и эксплуатационных остаточных напряжений используются результаты экспериментальных исследований либо полученные расчетными методами. Принятые упрощения позволили определять значения показателя n_{RCF} не для одной точки, а для узлов конечно-элементной сетки подконтактного слоя толщиной 10 мм при любом количестве реализаций контакта.

Удобство анализа результатов моделирования обеспечивается выдачей значений показателя n_{RCF} для узлов плоской конечно-элементной решетки подконтактного слоя в виде изолиний и в цветовой заливке. Параллельно с моделированием движения единицы подвижного состава выполняется моделирование износа материалов колес или рельсов, поэтому изолинии выдаются для каждого варианта геометрии изношенных поверхностей.

Ограничением является необходимость задания для расчетов распределений технологических или эксплуатационных остаточных напряжений в материалах колес и рельсов.

Предложенный подход может быть использован для определения возможности появления контактно-усталостных повреждений в колесах железнодорожного подвижного состава и рельсах, например при решении задач оптимизации профилей колес и рельсов по критериям износа и контактной усталости.

Финансирование: авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

Funding: the authors received no financial support for the research, authorship, and publication of this article.

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов и не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах.

Conflict of interest: the authors declare no conflict of interest and no financial interests in any material discussed in this article.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Сакало В. И., Сакало А. В., Коссов В. С. Механика контактного взаимодействия колеса и рельса. М.; Берлин: Директ-Медиа, 2021. 376 с. [Sakalo V. I., Sakalo A. V., Kosssov V. S. *Mechanics of contact interaction of wheel and rail*. Moscow, Berlin: Direct-Media; 2021. 376 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/jychir>.

2. Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов / под ред. С.М. Захарова. М.: Интекст, 2004. 160 с. [Zakharov S. M., ed. *Contact-Fatigue Damage of Freight Car Wheels*. Moscow: Intex; 2004. 160 p. (In Russ.)].

3. Захаров С. М., Торская Е. В. Подходы к моделированию возникновения поверхностных контактно-усталостных повреждений в рельсах // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2018. Т. 77, № 5. С. 259–268 [Zakharov S. M., Torskaya E. V. Approaches to modeling occurrence of rolling contact fatigue damages in rails. *Russian Railway Science Journal*. 2018;77(5):259-268. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-5-259-268>.

4. Dang Van K., Griveau B., Message O. On a New Multiaxial Fatigue Limit Criterion: Theory and Application. In: Brown M. W., Miller K. J., ed. *Biaxial and Multiaxial Fatigue, EGF 3*. UK, London: Mechanical Engineering Publications; 1989. p. 479–496.

5. Dang Van K., Cailletaud G., Fiavenot J. F., Le Douaron A. and Lieurade H. P. Criterion for high cycle fatigue failure under multiaxial loading. In: Brown M. W., Miller K. J., ed. *Biaxial and Multiaxial Fatigue, EGF 3*. UK, London: Mechanical Engineering Publications; 1989. p. 459–478.

6. Ekberg A. *Rolling contact fatigue of railway wheels*. PhD Thesis. Gothenburg, Sweden: Chalmers University of Technology; 2000. p. 1–27.

7. Kim T.-Y., Kim H.-K. Three-dimensional elastic-plastic finite element analysis for wheel–rail rolling contact fatigue. *International Journal of Engineering and Technology*. 2014;6(3):1593-1600.

8. Ciavarella M., Monno F., Demelio G. On the Dang Van fatigue limit in rolling contact fatigue. *International Journal of Fatigue*. 2006;28(8):852-863. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2005.11.002>.

9. Dang Van K., Maitournam M. H. On some recent trends in modeling of contact fatigue and wear in rail. *Wear*. 2002;253(1-2):219-227. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(02\)00104-7](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(02)00104-7).

10. Керенцев Д. Е. Повышение конструкционной прочности железнодорожных колес подвижного состава: дис.... канд. техн. наук: 01.02.06. Самара, 2016. 173 с. [Kerentsev D. E. *Improving the structural strength of railway wheels of rolling stock*. Cand. Sci. (Eng.) thesis: 01.02.06. Samara; 2016. 173 p. (In Russ.)].

11. Takahashi S., Sasaki T., Kondoh Y., Hirose Yu. *Residual stress evaluation of railway rails*. [S. I.]: JCPDS – International centre for diffraction data; 2009. p. 240–247.

12. Фимкин А. И., Долотказин Д. Б. Расчетно-экспериментальный метод определения продольных остаточных напряжений в железнодорожных рельсах // Вестник МИИТа: научно-технический журнал. 2001. № 6. С. 28–39 [Fimkin A. I., Dolotkazin D. B. Experimental determination of the longitudinal residual stresses in railway rails. *Vestnik moskovskogo instituta inzhenerov zheleznodorozhnogo transporta*. 2001;(6):28-39. (In Russ.)].

13. Kovalev R., Lysikov N., Mikheev G., Pogorelov D., Simonov V., Yazykov V., et al. Freight car models and their computer-aided dynamic analysis. *Multibody System Dynamics*. 2009;22(4):399-423. <https://doi.org/10.1007/s11044-009-9170-6>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Владимир Иванович САКАЛО,

д-р техн. наук, профессор, кафедра подъемно-транспортных машин и оборудования, Брянский государственный технический университет (БГТУ, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, д. 7), Author ID: 174319, <https://orcid.org/0009-0008-7747-581X>

Алексей Владимирович САКАЛО,

канд. техн. наук, доцент, кафедра подъемно-транспортных машин и оборудования, Брянский государственный технический университет (БГТУ, 241035, г. Брянск, бульвар 50 лет Октября, д. 7), Author ID: 556528, <https://orcid.org/0000-0002-9137-9620>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Vladimir I. SAKALO,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Department of Lifting and Transport Machines and Equipment, Bryansk State Technical University (241035, Bryansk, 7, Blvd. 50-let Oktyabrya), Author ID: 174319, <https://orcid.org/0009-0008-7747-581X>

Alexey V. SAKALO,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department of Lifting and Transport Machines and Equipment, Bryansk State Technical University (241035, Bryansk, 7, Blvd. 50-let Oktyabrya), Author ID: 556528, <https://orcid.org/0000-0002-9137-9620>

ВКЛАД АВТОРОВ

Владимир Иванович САКАЛО. Обзор и анализ состояния вопроса, разработка подхода для определения возможности появления контактно-усталостных повреждений, выполнение тестовых расчетов аналитическими методами, оценка результатов, редактирование и подготовка текста статьи (50 %).

Алексей Владимирович САКАЛО. Обзор и анализ состояния вопроса, разработка и программная реализация математических моделей, выполнение тестовых расчетов численными методами, оценка результатов, редактирование и подготовка текста статьи (50 %).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Vladimir I. SAKALO. Review and analysis of the state of the issue, development of an approach to determine the risk of contact fatigue damage, test calculations performed by analytical methods, evaluation of results, editing and preparation of the text of the article (50 %).

Alexey V. SAKALO. Review and analysis of the state of the issue, development and software implementation of mathematical models, test calculations performed by numerical methods, evaluation of results, editing and preparation of the text of the article (50 %).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 18.04.2023, рецензия от первого рецензента получена 11.05.2023, рецензия от второго рецензента получена 29.05.2023, принята к публикации 19.07.2023.

The article was submitted 18.04.2023, first review received 11.05.2023, second review received 29.05.2023, accepted for publication 19.07.2023.