УДК 629.4.015 : 539.3 DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-141-148

Критерии для прогнозирования возникновения контактно-усталостных повреждений в колесах железнодорожного подвижного состава и рельсах

В. И. САКАЛО, А. В. САКАЛО

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный технический университет» (ФГБОУ ВО БГТУ), Брянск, 241035, Россия

Аннотация. В статье детально рассмотрены подходы, в которых используется критерий контактной усталости (критерий Данг Вана) и диаграмма приспособляемости материалов к действию переменных напряжений (диаграмма Джонсона), нашедшие широкое применение для оценки контактной усталости колес железнодорожного подвижного состава и рельсов. Они опубликованы в основном на английском языке. В статье дано их русскоязычное описание. Рассмотрен также критерий, базирующийся на амплитудном значении максимального касательного напряжения.

Ключевые слова: колесо железнодорожного подвижного состава; рельс; критерий контактной усталости; диаграмма приспособляемости

Введение. Задача моделирования возникновения поверхностных повреждений колес и рельсов приобретает все большую актуальность в связи с увеличением количества дефектов контактно-усталостного типа. Около половины изымающихся из эксплуатации колесных пар грузовых вагонов обтачивается из-за дефектов поверхности катания: выщербин, ползунов. Причинами изъятия из пути значительной части рельсов (от 20 до 40 % от изъятых) являются дефекты контактно-усталостного характера.

Для улучшения механических свойств, повышения характеристик сопротивления колесных и рельсовых сталей действию циклических контактных нагрузок ведутся работы по улучшению их химического состава, совершенствованию технологии производства. Все большую роль приобретает разработка методов моделирования процессов накопления контактно-усталостных повреждений в материалах колес и рельсов и их изнашивания, позволяющих с достаточной точностью и в сжатые сроки прогнозировать возможность появления трещин и их развитие.

Важнейшими задачами при разработке таких методов являются выбор критерия контактной усталости и математического аппарата для вычисления напряжений в точках подконтактного слоя, необходимых для определения численного значения критерия. Широкое применение для расчетов на прочность при статических нагрузках нашли критерии Треска и Мизеса, на базе которых построены третья и четвертая теории прочности. Критерий контактной усталости должен учитывать специфику напряженного состояния в области контакта — большие сжимающие напряжения, что обеспечивается введением в критерий гидростатического давления с умножением на тот или иной коэффициент.

Быстродействие алгоритмов достигается использованием решения Герца для контактной задачи. Это существенное допущение: для изношенных поверхностей колеса и рельса контакт может иметь произвольную форму. Для определения напряжений в точках подконтактного слоя используют решения Буссинеска и Черрути. При этом контактирующие тела представляются полупространствами, что приводит к значительным погрешностям при расположении контакта вблизи выкружки рельса. Наилучшие результаты достигаются при использовании метода конечных элементов. Для уменьшения размерности расчетных схем используют конечно-элементные модели фрагментов колеса и рельса, прилегающих к контакту.

В статье [1] представлен обзор подходов к моделированию возникновения контактно-усталостных повреждений в рельсах, которые применяются и для колес железнодорожного подвижного состава. Широкое применение нашли подходы, в которых используется критерий Данг Вана и диаграмма Джонсона (диаграмма приспособляемости материалов к действию переменных напряжений в условиях пластических деформаций). Как правило, подходы базируются на предположении, что материалы колес и рельсов работают в условиях упругой приспособляемости. На ранних циклах переменных напряжений в материалах реализуются пластические деформации, они получают наклеп, и при последующих нагружениях их деформации являются упругими.

Критерий Данг Вана. Данг Ваном предложен критерий, позволяющий проводить расчеты на усталость при многоосном напряженном состоянии [2, 3]. Рассматривается цикл переменных напряжений, возникающих в точке тела при прохождении ее через область, прилегающую к пятну контакта. Компоненты

E-mail: sakalo@umlab.ru (А. В. Сакало)

напряжения определяются для каждого положения i, занимаемого точкой в момент времени t. Вводится понятие напряжений в обычном понимании $\overline{\sum}_i = \overline{P}_i + \overline{S}_i$ и микронапряжений $\overline{\sigma}_i = \overline{p}_i + \overline{s}_i$, возникающих в зернах материала, где $\overline{P}_i, \overline{p}_i$ — гидростатические напряжения (давления), $\overline{S}_i, \overline{s}_i$ — девиаторные составляющие напряжений. Остаточные напряжения представляются тензором микроскопических напряжений $\overline{\rho}$. Тогда суммарные микроскопические напряжения вычисляются как

$$\overline{\sigma}_i = \overline{\sum}_i + \overline{\rho}.$$

Предполагается, что материал тела работает в режиме упругой приспособляемости, и тогда должен существовать независимый от времени тензор остаточных напряжений, который вместе с упругими напряжениями, вызванными нагрузкой, дает результирующее состояние напряжений, не выходящих за предел упругости.

Для получения поверхности текучести используется критерий Мизеса

$$J_2(\overline{s}_i) = \left[\frac{1}{2}\left(s_{xx}^2 + s_{yy}^2 + s_{zz}^2\right) + s_{xy}^2 + s_{yz}^2 + s_{xz}^2\right]_i \le k_0^2, \quad (1)$$

где k_0 — предел текучести материала при сдвиге.

В шестимерном пространстве поверхность текучести представляет собой гиперсферу наименьшего радиуса, заключающую в себе путь нагрузки. Нагрузка описывается девиаторной составляющей $\overline{S}_i + \mathrm{dev}(\overline{\rho})$. Каждой позиции точки в области контакта соответствует отображающая точка в шестимерном пространстве. Совокупность таких точек представляет путь нагрузки.

В соответствии с критерием контактное повреждение возможно, когда комбинация касательного напряжения $\tau(t)$ и гидростатического напряжения $\sigma_h(t)$ в точке удовлетворяет неравенству

$$\tau_{eq} = \left[\tau_a(t) + \alpha_{DV}\sigma_h(t)\right] > \tau_e, \quad (2)$$

где $\tau_a(t)$ — зависимая от времени величина касательного напряжения в точке, называемая «амплитудой» касательного напряжения; $\sigma_h(t)$ — зависимая от времени величина гидростатического напряжения (давления) в той же точке; α_{DV} — безразмерный коэффициент, представляющий влияние гидростатического напряжения, для определения которого рекомендуется зависимость $\alpha_{DV} = 3\left[(\tau_e / \sigma_e) - 0{,}5\right]$; τ_e, σ_e — пределы усталости при кручении и изгибе соответственно.

Способ определения величины $\tau_a(t)$ в работе [2] демонстрируется на следующем примере. В точке M, расположенной на площадке, перпендикулярной оси z, цикл нагружения представлен касательными напряжениями $\sum_{xz}$ и $\sum_{yz}$. Разделим его на n частей по времени. Концы вектора напряжений $T(t)$, соответствующего различным моментам времени, определяют путь нагрузки Г в двумерном пространстве (рис. 1). Он делится на $n-1$ частей. В зернах материала, прилегающего к точке M, будет наблюдаться пластическое течение. При принятой нагрузке исходная поверхность текучести представляется окружностью C_0 радиуса R_0 с центром в точке O, совпадающей с M. В ней заключается область упругого состояния материала.

Перемещаясь по пути нагружения, конец вектора MT занимает положения T_1, T_2, расположенные в области упругости C_0. Пусть при перемещении его по пути Г первой точкой, соответствующей появлению пластических деформаций, будет T_j, расположенная вне области C_0. В результате областью упругости станет C_j с центром в точке O_j. Перемещение центра из положения O в O_j соответствует кинематическому упрочнению. Увеличение радиуса области от R_0 до R_j показывает изотропное упрочнение.

С изменением нагрузки активизированная часть пути нагружения будет находиться в упругой области, которая изменяется, как описано ранее. После нескольких циклов будет найдена предельная окружность C_L с центром O_L радиуса R_L. Окружность C_L включает всю кривую Г, определяемую вектором напряжений $T(t)$, и, таким образом, упругая приспособляемость будет достигнута. Вектор MO_L представляет стабилизированные остаточные напряжения ρ^*, а вектор $O_LT(t)$ «амплитуду» касательного напряжения в момент времени t.

В случае многоосного напряженного состояния путь нагружения и поверхность текучести рассматриваются в шестимерном пространстве, в котором координатами являются компоненты девиатора напряжений. Поверхность текучести представляет собой гиперсферу. Ее радиус и положение центра (центроида)

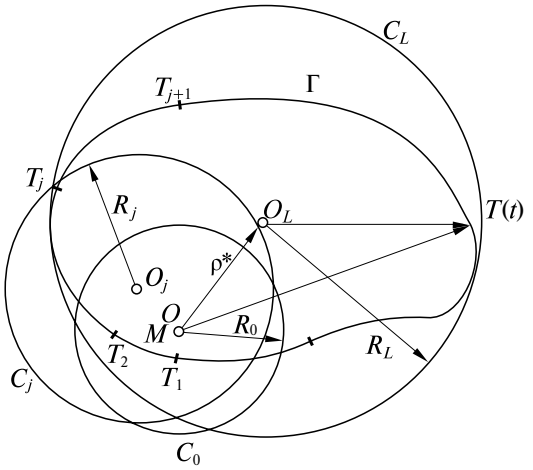

Рис. 1. Схема определения радиуса области упругого состояния и положения ее центра [2]
Fig. 1. Scheme for determination of the radius of the domain of elastic state and the position of its center [2]

находятся итерационным методом. На внутренних итерациях определяются радиус и положение центра, при которых последовательно на поверхность гиперсферы выводятся точки пути нагружения. Их состояние, полученное после обхода всех точек, принимается в качестве исходного для новой внешней итерации. Итерации повторяются до тех пор, пока поправка на положение центра становится малой. В качестве «амплитуды» касательного напряжения берется $\tau_{\max}(\overline{s}_i) = (s_{1i} - s_{3i})/2$.

Детальное описание алгоритма определения радиуса гиперсферы и ее центроида при многоосном напряженном состоянии в точке тела приведено в работе [4]. Схема определения «амплитуды» касательных напряжений $\tau_a(t)$ представлена на рис. 2. Условно показан замкнутой кривой путь нагружения Г, окружность C_L — гиперсфера минимального радиуса, вмещающая в себе путь нагружения, центроид гиперсферы O_L, τ_{mid} — среднее касательное напряжение [5].

Диаграмма предельных напряжений строится в координатах: σ_h по оси абсцисс, τ_a по оси ординат (рис. 3). 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. Компоненты критерия определяются для каждой позиции точки i при прохождении ее через область, прилегающую к пятну контакта. Каждая позиция представляется изображающей точкой на поле диаграммы. Информация для точки представляется линией, на которой располагаются изображающие точки. Если напряженное состояние в определенной точке представляется точкой, расположенной внутри острого угла диаграммы, оно считается безопасным.

В связи с потребностью в быстром и достаточно точном инструменте для расчета контактной усталости колес железнодорожного подвижного состава и рельсов предложены подходы, в которых принимаются некоторые упрощающие предположения. В работе [6] предложена модель DVCB, сочетающая в себе моделирование динамики экипажа, расчет напряжений и критерий многоосной усталости Данг Вана для оценки риска появления трещин в материале.

Коэффициент запаса вычисляется в несколько шагов с использованием следующих допущений. Контактирующие тела рассматриваются как упругие полупространства. Предполагается полное скольжение в контакте. На эллиптическом контакте с полуосями a и b действует герцевское давление $p(r)$ и пропорциональные ему касательные силы q. Для вычисления напряжений применяется допущение о плоской деформации в сочетании с выбором критического сечения, определяемого плоскостью, в которой действует нормальная сила P и касательная сила Q, проходящей

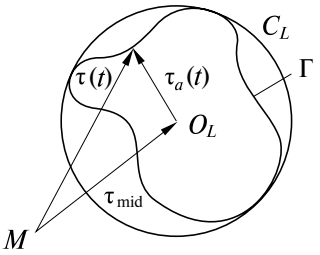

Рис. 2. Схема определения «амплитуды» касательных напряжений [5]
Fig. 2. Scheme for determination of the “amplitude” of the shear stresses [5]

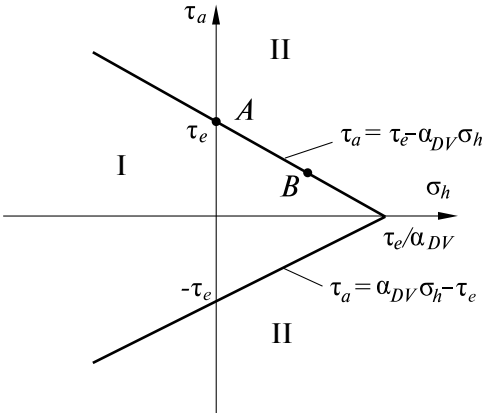

Рис. 3. Диаграмма Данг Вана циклической усталости при многоосном нагружении [5]:
I — нет разрушения; II — усталостное разрушение
Fig. 3. Dang Van diagram of the cyclic fatigue under multi-axial loading [5]:
I — no fatigue; II — fatigue

через центр контакта (рис. 4). Напряжения в точке $M(r, z)$, расположенной в критической плоскости, определяются с использованием решений Буссинеска и Черрути. В качестве $\tau_a(t)$ берется разность касательного напряжения в точке, расположенной в критической плоскости, и его среднего значения за цикл.

Вместо касательного напряжения в точке критической плоскости в ряде работ используется максимальное касательное напряжение [5, 7].

Диаграмма приспособляемости материала в условиях пластических деформаций. При анализе контактной усталости колес и рельсов используется диаграмма приспособляемости материала при действии циклической нагрузки (рис. 5), известная как диаграмма Джонсона [6, 8, 9]. Она получена при рассмотрении скольжения цилиндра по плоскости по направлению, перпендикулярному оси цилиндра. Предполагается, что в контакте наблюдается полное скольжение, интенсивность касательных напряжений пропорциональна нормальным давлениям. При анализе напряженного состояния в области тела, прилегающей к контакту, определялось значение максимального контактного давления p_0, при котором в материале начинается пластическое течение. При использовании

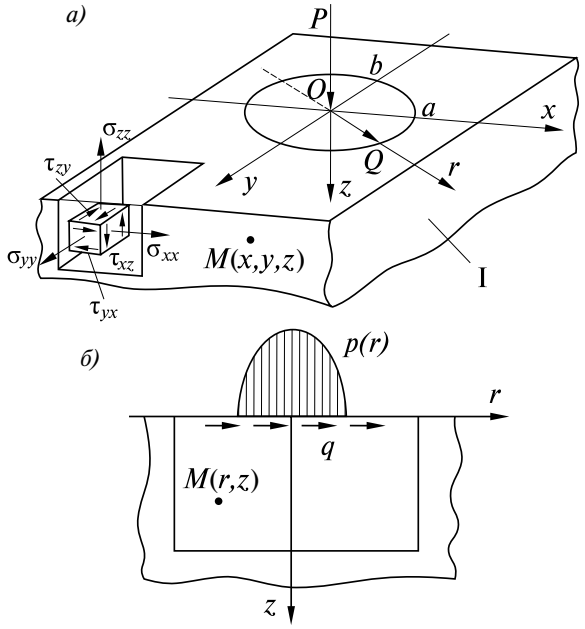

Рис. 4. Определение положения критической плоскости (*а*) и опасной точки в критической плоскости (*б*) [6]: I — полубесконечное тело

Fig. 4. Determination of position of the critical section (*a*) and dangerous point in the critical section (*б*) [6]: I — semi-infinite elastic body

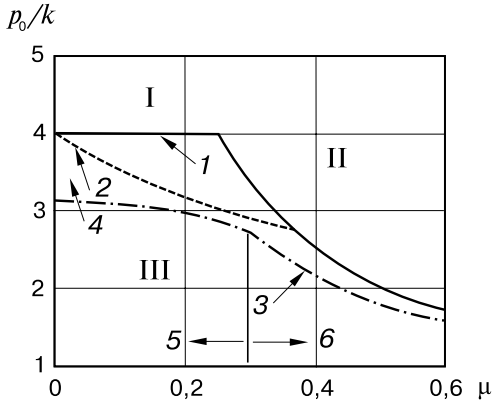

Рис. 5. Диаграмма приспособляемости материала [1]: *1* — граница зоны приспособляемости; *2* — граница зоны упругой приспособляемости; *3* — граница зоны упругой деформации; *4* — зона упругой приспособляемости; *5* — подповерхностный слой; *6* — поверхность; I — подповерхностное течение; II — исчерпание способности к упрочнению; III — зона упругих деформаций

Fig. 5. Shakedown diagram [1]: *1* — boundary of the region of plastic shakedown; *2* — boundary of the region of elastic shakedown; *3* — boundary of the region of elastic deformation; *4* — region of elastic shakedown; *5* — subsurface; 6 — surface; I — plastic shakedown; II — ratchetting; III — region of elastic deformations

критерия текучести Треска задача сводится к определению величины максимального касательного напряжения τ_{max} и положения точки, в которой оно достигается, и затем приравниванию его пределу текучести при сдвиге k. Задача решалась в предположении, что напряженное состояние — плоская деформация. Применялся также критерий текучести Мизеса. Результаты анализа с использованием аналитических решений для напряжений, вызванных действием давлений с герцевским распределением и пропорциональных им касательных сил, представлены на диаграмме приспособляемости, построенной в безразмерных координатах: коэффициент трения μ по оси абсцисс, фактор нагрузки p_0/k по оси ординат (рис. 5). Вертикальной линией диаграмма делится на два участка. При $\mu < 0{,}25$ пластическое течение начинается в точке, расположенной под поверхностью контакта, при $\mu > 0{,}25$ в точке, расположенной на поверхности контакта. Ниже кривой *3* представляются нагрузки p_0/k, при которых материал работает в условиях упругих деформаций. Выше нее расположена область упругой приспособляемости материала (*elastic shakedown*).

Механизмы упрочнения материалов при упругопластической деформации при статическом и циклическом нагружениях различаются. Если при статическом нагружении в испытываемом на растяжение образце достигнуто напряженно-деформированное состояние, отображенное точкой *A* на диаграмме деформирования, то его разгрузка представляется отрезком *AB* (рис. 6, *а*). При повторном нагружении будет получена диаграмма *BAC* с пределом текучести, соответствующим точке *A*. При циклическом нагружении такое состояние достигается в течение определенного числа циклов. В работах [10, 11] приведены результаты испытания образцов из рельсовой перлитной стали на контактную усталость при качении со скольжением 0,3 %. Величина пластической деформации приближается к установившемуся значению при числе циклов, превышающем $5 \cdot 10^5$.

При упругой приспособляемости материал пластически деформируется на ранних циклах нагрузки, но затем благодаря возрастанию остаточных напряжений и деформационному упрочнению его поведение становится как идеально упругого. Это явление можно рассмотреть на примере, приведенном в работе [12]. Образец материала подвергался мягкому нагружению — одноосному растяжению с параметрами цикла: максимальное напряжение $\sigma_{max} = 250$ МПа, минимальное напряжение $\sigma_{min} = -50$ МПа, среднее напряжение цикла $\sigma_m = 100$ МПа (рис. 6, *б*). Исследован процесс накопления пластических деформаций (*ratchetting*) в процессе 100 циклов нагружения. Процесс накопления представлен диаграммой на рис. 6, *в*.

По оси абсцисс отсчитывается эквивалентная пластическая деформация $\overline{\varepsilon}_{pl}$, а по оси ординат — напряжение по критерию Мизеса σ_{Mises}. Исходный предел текучести материала σ_{y0} равен 120 МПа. Пунктирной линией показана зависимость мгновенного предела текучести от эквивалентной пластической деформации. При первом цикле нагружения мгновенный предел текучести σ_{yi} равен исходному пределу текучести σ_{y0}. Окно напряжений, имеющееся для

накопления пластических деформаций, определяемое как $\sigma_w = \sigma_{\max} - \sigma_{yi}$, наибольшее и равно 130 МПа. Благодаря этому материал получает наибольшее приращение деформации ретчеттинга в первом цикле. Циклическое упрочнение приводит к постоянному увеличению мгновенного предела текучести в последующих циклах, тогда как максимальное напряжение цикла остается неизменным, что приводит к последовательному уменьшению окна напряжений. Когда окно напряжений уменьшается до нуля, т. е. σ_{yi} достигает значения $\sigma_{\max}$, материал циклически упрочняется до уровня $\sigma_{\max}$, достигает насыщения. Дальнейшие циклы нагрузки не вызывают течения материала, накопление пластических деформаций не происходит. После этого реакцией материала является упругая приспособляемость, т. е. напряжения остаются в пределах упругости.

Граница зоны упругой деформации для диаграммы Джонсона получена с использованием решения контактных задач в упругой постановке (рис. 5). Для получения границы упругой приспособляемости они должны решаться в упругопластической постановке.

В работе [13] приведено решение контактной задачи в упругопластической постановке методом конечных элементов. Оно выполнено в коде ABAQUS (2001). В расчетной схеме использован фрагмент идеального упругопластического полупространства (рис. 7). Рассматривался круговой контакт. На поверхности задавалось герцевское распределение давлений и пропорциональные им касательные напряжения. На диаграмме (рис. 8) представлены результаты решения для варианта приложения касательной силы вдоль оси *x* по направлению качения *v* (рис. 7). Получены границы зоны упругих деформаций *1* и зоны упругой приспособляемости *2*.

В подходе SHD, в котором используется диаграмма приспособляемости, вводятся следующие допущения [6]. В области контакта колеса и рельса материалы работают в условиях упругой приспособляемости. Этому способствуют три фактора: остаточные напряжения и деформационное упрочнение как результат пластического деформирования на ранних стадиях циклического нагружения, возрастающая конформность контактирующих поверхностей. Тела рассматриваются как идеально упругопластические. Пятно контакта имеет форму круга. К нему приложено герцевское распределение давлений. Предполагается полное скольжение в контакте. Для определения предела упругой приспособляемости применяется критерий пластического течения Треска.

Рассмотрено движение пассажирского экипажа на прямом участке пути длиной 1600 м со скоростью 140 км/ч [6]. С использованием программного обеспечения для моделирования динамики движения получена информация о значениях сил в контакте колеса и рельса. Она представлена точками на диаграмме (рис. 9). Вертикальная нагрузка представлена отношением максимального давления к пределу текучести материала при сдвиге. Попадание ряда точек выше границы зоны упругой приспособляемости говорит о риске образования усталостных трещин.

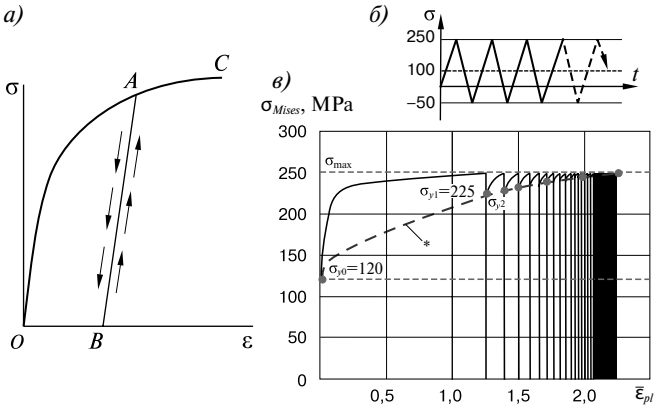

Рис. 6. Упрочнение материала при статическом нагружении (*а*); *OAC* — диаграмма деформирования; мягкое нагружение, используемое для моделирования речеттинга при одноосном напряженном состоянии (*б*); иллюстрация явления циклического упрочнения (увеличения предела текучести) как функции эквивалентной пластической деформации $\bar{\varepsilon}_{pl}$ (*в*): *график мгновенного предела текучести [12]

Fig. 6. Hardening of the material under static loading (*a*); *OAC* — deformation diagram; soft loading used to simulate ratchetting at the uniaxial stress state (*b*); illustration of phenomenon of cyclic hardening (increase in yield strength) as function of the equivalent plastic strain $\bar{\varepsilon}_{pl}$ (*в*): *curve of the instantaneous yield strength [12]

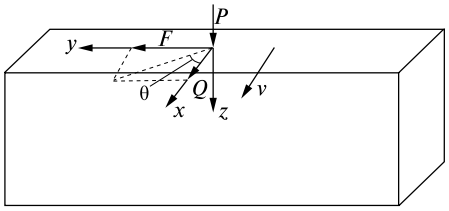

Рис. 7. Схема приложения сил к полупространству [13]

Fig. 7. Scheme of application of the forces to the half-space [13]

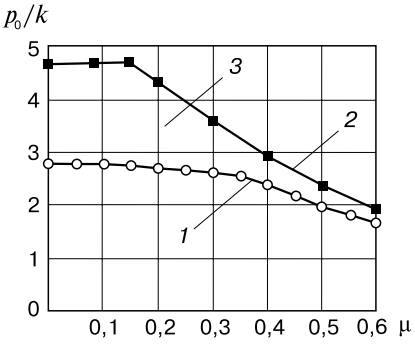

Рис. 8. Диаграмма приспособляемости материала [13]: *1* — граница зоны упругости; *2* — граница зоны упругой приспособляемости; *3* — зона упругой приспособляемости

Fig. 8. Shakedown diagram [13]: *1* — boundary of the region of elasticity; *2* — boundary of the region of elastic shakedown; *3* — region of elastic shakedown

Критерий, связанный с максимальным касательным напряжением. При моделировании процесса накопления контактно-усталостных повреждений используется

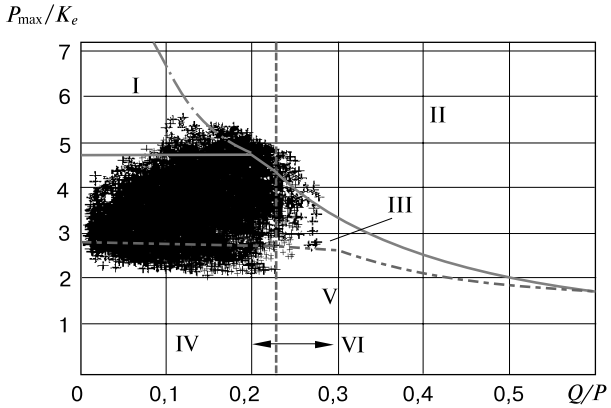

Рис. 9. Результаты моделирования риска появления усталостных трещин в колесе пассажирского вагона [6]: I — пластический шейкдаун; II — речеттинг; III — зона упругой приспособляемости; IV — подконтактный слой; V — зона упругой деформации; VI — поверхность
Fig. 9. Results of simulation of risk of the crack initiations in wheel of passenger car [6]: I — plastic shakedown; II — ratchetting; III — region of elastic shakedown; IV — subcontact; V — region of elastic deformation; VI — surface

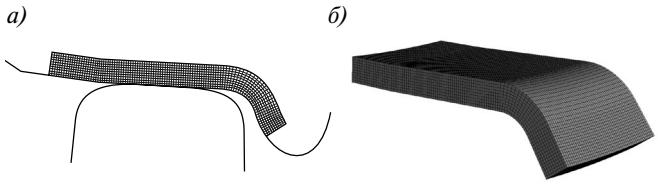

Рис. 10. Конечно-элементные сетки фрагмента колеса: *а* — плоская; *б* — трехмерная
Fig.10. Finite element meshes of a wheel fragment: *а* — plane; *б* — three-dimensional

также критерий, базирующийся на амплитудном значении максимального касательного напряжения τ^a_{max} [9, 14] или касательных напряжений $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$, которые в работе [12] называются ортогональными.

Критерий, базирующийся на τ^a_{max}, использован в модуле UM RCF (Rolling Contact Fatigue) программного комплекса «Универсальный механизм» (www.universalmechanism.com). Модуль предназначен для моделирования процессов накопления контактно-усталостных повреждений в колесах и рельсах. Накопление повреждений в колесе выполняется для узлов плоской конечно-элементной сетки, расположенной в радиальном сечении (рис. 10, *а*). С использованием плоской сетки методом драги строится трехмерная конечно-элементная сетка, размер которой в окружном направлении зависит от размеров пятна контакта между колесом и рельсом (рис. 10, *б*). Какие-либо упрощающие предположения относительно формы пятна контакта, распределения давлений и касательных сил на поверхности контакта не вводятся. Они могут быть найдены путем решения контактной задачи качения с использованием быстрых алгоритмов. Напряжения в узлах трехмерной сетки определяются с применением приема наложения упругих связей на узлы, расположенные на поверхностях выделения фрагмента колеса [14]. Для позиций узла, занимаемых им при прохождении через область, прилегающую к контакту, совпадающих с узлами трехмерной сетки, определяются значения τ_{max}. Их совокупность представляет цикл переменных напряжений τ_{max}, величина амплитуды которого дает значение критерия τ^a_{max} для рассматриваемого узла.

Для оценки накопленной поврежденности Q в узле используется гипотеза линейного суммирования повреждений

$$Q = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{N_i}, \tag{3}$$

где N_i — число циклов до появления контактно-усталостных разрушений в материале колеса при значении критерия σ_{eqi} ($\sigma_{eqi} = \tau^a_{max\,i}$), полученного для i-й реализации контакта; n — количество реализаций контакта, при которых узел попадает в область его влияния.

Число циклов N_i определяется с использованием кривой контактной усталости типа кривой Вёлера, которая представляется зависимостью

$$N = C\sigma_{eq}^{-m}, \tag{4}$$

где C и m — коэффициенты, определяемые путем обработки результатов испытаний образцов стали на контактную усталость для получения зависимости их долговечности от значения критерия τ^a_{max}. Решение контактных задач качения для образцов осуществляется в упругопластической постановке.

В качестве примера в программном комплексе «Универсальный механизм» выполнено моделирование процесса накопления контактно-усталостных повреждений в колесе грузового вагона на тележках модели 18-100 с использованием подходов, описаных в работе [15]. Для модели вагона приняты параметры: масса 90 т, колеса в состоянии поставки с профилем по ГОСТ 10791–2011 «Колеса цельнокатаные. Технические условия». Профиль пути в плане: прямая длиной 820 м; *S*-образная кривая с радиусами 650 м; длина правой и левой кривой 410 м; путь плохого содержания. Скорость движения принята равной 80 км/ч. Колесо выполнено из стали марки Т. Кривая контактной усталости для нее представлена зависимостью (4) при значениях коэффициентов $C = 1{,}972 \cdot 10^{15}$, $m = 4$. Моделирование проводилось с учетом износа колеса. Износ рельса не учитывался.

На рис. 11 показаны изолинии значений критерия τ^a_{max} для одной из реализаций контакта колеса и рельса и изолинии накопленной поврежденности на завершающем шаге моделирования. Пробег колеса до достижения накопленной поврежденности в опасной точке колеса, равной 1, составил 30 тыс. км. Точка с

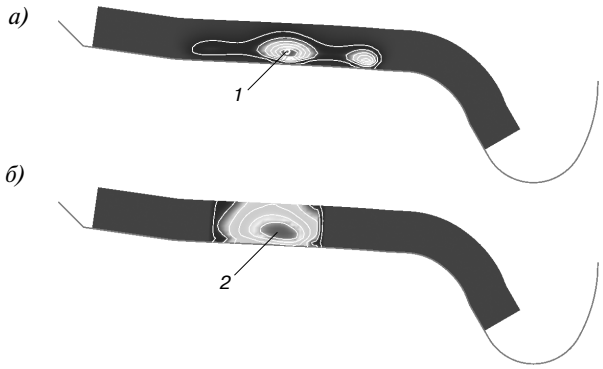

Рис. 11. Пример визуализации результатов моделирования: *а* — изолинии накопленной поврежденности; *б* — изолинии значений критерия τ^a_{max}; *1* — точка с накопленной поврежденностью, равной 1; *2* — точка с наибольшим значением критерия

Fig. 11. Example of visualization of modeling results: *a* — isolines of accumulated damage; *б* — isolines of criterion values τ^a_{max}; *1* — point with accumulated damage equal to 1; *2* — point with the highest criterion value

наибольшей накопленной поврежденностью располагается на расстоянии 3 мм от поверхности катания.

Заключение. 1. В критерии Данг Вана используется «амплитуда» касательного напряжения $\tau_a(t)$ и гидростатическое напряжение $\sigma_h(t)$, зависимые от времени. То есть значение критерия вычисляется для каждой выбранной позиции точки, проходящей через область, прилегающую к контакту. Для определения «амплитуды» касательного напряжения применяется итерационная процедура. Для упрощения этой процедуры вводится ряд допущений: контактное пятно имеет форму эллипса, касательные силы на поверхности контакта пропорциональны давлениям, предлагается рассматривать напряжение $\tau(t)$ в точке, расположенной в критической плоскости. Предложено также в качестве $\tau_a(t)$ использовать разность максимального касательного напряжения, определенного для позиции точки, и среднего максимального касательного напряжения τ_{mid}.

2. Для оценки риска образования контактно-усталостных трещин применяется диаграмма приспособляемости (диаграмма Джонсона). Подход с использованием этой диаграммы обеспечивает хорошее быстродействие. Но вид диаграммы приспособляемости зависит от механических свойств материала, формы контактного пятна, распределения давлений и касательных сил на поверхности контакта. Поэтому приходится вводить ряд предположений: пятно контакта имеет форму круга; в пятне контакта наблюдается полное скольжение; касательные силы пропорциональны давлениям.

3. Алгоритм, в котором используется критерий, базирующийся на амплитудном значении максимального касательного напряжения τ^a_{max}, прост в реализации, не требует введения упрощающих допущений о форме контакта, распределении контактных сил, но для его использования необходима кривая контактной усталости, связывающая долговечность со значением критерия. У рассмотренного критерия есть свой недостаток: в нем не учитывается гидростатическое давление.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 17-01-00815А.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Захаров С. М., Торская Е. В. Подходы к моделированию возникновения поверхностных контактно-усталостных повреждений в рельсах // Вестник ВНИИЖТ. 2018. Т. 77. № 5. С. 259–268. DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-5-259-268.

2. Dang Van K., Griveau B., Message O. On a new multiaxial fatigue limit criterion: theory and application // Mechanical Engineering Publications. London, 1989. P. 479–496.

3. Dang Van K. On some recent trends in modeling of contact fatigue and wear in rail // Wear. 2002. No. 253. P. 219–227.

4. Ciavarella M., Monno F., Demelio G. On the Dang Van fatigue limit in rolling contact fatigue // International Journal of Fatigue. 2006. No. 28. P. 852–863.

5. Ekberg A. Rolling contact fatigue of railway wheels – computer modeling and in field data // Proceedings of 2nd mini conference "Contact mechanics and wear of rail/wheel systems". Budapest, 1996. P. 154–163.

6. Nast J.D., Saux C.L., Soua B. On rolling contact fatigue analysis practice in railway industry: models and applications // Proceedings of 7th International conference "Railway Bogies and running gears". Budapest, 2007. P. 217–226.

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. No. 6. P. 1593–1600.

8. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / пер. с англ. В. Э. Наумова, А. А. Спектора; под ред. Р. В. Гольдштейна. М.: Мир, 1989. 510 с.

9. Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов / под ред. С. М. Захарова. М.: Интекст, 2004. 160 с.

10. Clayton P., Su X. Surface initiated fatigue of perlitic and bainitic steels under water lubricated rolling/sliding contact // Wear. 1996. No. 200. P. 63–73.

11. Su X., Clayton P. Ratchetting strain experiments with a perlitic steel under rolling/sliding contact // Wear. 1997. No. 205. P. 137–143.

12. Pandkar A.S., Arakere N., Subhash G. Ratcheting-based microstructure-sensitive modeling of the cyclic hardening response of case-hardened bearing steels subject to rolling contact fatigue // International Journal of Fatigue. 2015. No. 73. P. 119–131.

13. Shakedown analyses for rolling and sliding contact problems / Alan R.S. Ponter, H.F. Chen, M. Ciavarella, G. Specchica // International Journal of Solids and Structures. 2006. No. 43. P. 4201–4219.

14. Computer modelling of process of accumulation of rolling contact fatigue damage in railway wheels / V. Sakalo, A. Sakalo, S. Tomashevskiy, D. Kerentcev // International Journal of Fatigue. 2018. No. 111. P. 7–15.

15. Freight car models and their computer-aided dynamic analysis / R. Kovalev, N. Lysikov, G. Mikheev [et al.]. Freight car models and their computer-aided dynamic analysis // Multibody System Dynamics. 2009. No. 22 (4). P. 399–423.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

САКАЛО Владимир Иванович,
д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Механика и динамика и прочность машин», ФГБОУ ВО БГТУ

САКАЛО Алексей Владимирович,
канд. техн. наук, доцент кафедры «Механика и динамика и прочность машин», ФГБОУ ВО БГТУ

Статья поступила в редакцию 04.04.2019 г., принята к публикации 31.05.2019 г.

Criteria for predicting the initiation of rolling contact fatigue damage in the railway wheels and rails

V. I. SAKALO, A. V. SAKALO

Federal State Budgetary Establishment of Higher Education "Bryansk State Technical University" (FGBOU VO BSTU)

Abstract. The development of the methods for modeling the processes of accumulation of the rolling contact fatigue damage and wear of the wheels of the railway rolling stock and the rails is particularly relevant due to the increase in the number of damage in the recent times. The work is underway to improve the chemical composition and the technology of production of the wheel and rail steels in order to improve their mechanical properties and ability to resist the action of the cyclic loads. The methods of modeling allow predict the possibility of initiation of the fatigue cracks during operation with the sufficient accuracy in the short time. The selection of the contact fatigue criterion and the mathematical apparatus for calculating the stresses at points in the area adjacent to the contact patch to obtain the numerical values of the criterion components is the most important task in the development of modeling methods. The article focuses on the approaches based on the Dang Van criterion and the shakedown diagram for a material undergoing to the action of cyclic loads, which are widely used to assess the rolling contact fatigue of the wheels and rails. The assumptions that are used in the development of the algorithms concerning the models of the contacting bodies, the shape of the contact patch, the distribution of the contact pressures and the tangential forces are considered. The approach using the criterion — the amplitude value of the maximal shear stress is also considered. The example of modeling the process of accumulation of the rolling contact fatigue damage in the wheel of the freight car is given. The results of modeling are presented in the form of the isolines of the criterion values and the accumulated damage in the area adjacent to the contact patch.

This work was supported by the Russian Foundation for Basic Research under Grant [17-01-00815A].

Keywords: railway wheel; rail; contact fatigue criterion; shakedown diagram

DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-141-148

REFERENCES

1. Zakharov S. M., Torskaya E. V. *Podkhody k modelirovaniyu vozniknoveniya poverkhnostnykh kontaktno-ustalostnykh povrezhdeniy v rel'sakh* [Approaches to modeling occurrence of rolling contact fatigue damages in rails]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2018, Vol. 77, no. 5, pp. 259 – 268. DOI: http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-5-259-268.

2. Dang Van K., Griveau B., Message O. *On a new multiaxial fatigue limit criterion: theory and application*. Mechanical Engineering Publications. London, 1989, pp. 479 – 496.

3. Dang Van K. *On some recent trends in modeling of contact fatigue and wear in rail*. Wear, 2002, no. 253, pp. 219 – 227.

4. Ciavarella M., Monno F., Demelio G. *On the Dang Van fatigue limit in rolling contact fatigue*. International Journal of Fatigue, 2006, no. 28, pp. 852 – 863.

5. Ekberg A. *Rolling contact fatigue of railway wheels – computer modeling and in field data*. Proceedings of 2nd mini conference "Contact mechanics and wear of rail/wheel systems". Budapest, 1996, pp. 154 – 163.

6. Nast J. D., Saux C. L., Soua B. *On rolling contact fatigue analysis practice in railway industry: models and applications*. Proceedings of 7th International conference "Railway Bogies and running gears". Budapest, 2007, pp. 217 – 226.

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, no. 6, pp. 1593 – 1600.

8. Johnson K. L., Gol'dshteyn R. V., Naumov V. E., Spektor A. A. *Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya* [Contact interaction mechanics]. Moscow, Mir Publ., 1989, 510 p.

9. Zakharov S. M. *Kontaktno-ustalostnye povrezhdeniya koles gruzovykh vagonov* [Rolling contact fatigue damage of freight cars wheels]. Moscow, Intext Publ., 2004, 160 p. (Johnson K. L. Contact Mechanics. Cambridge University Press, Cambridge (UK), 1985, 462 p.)

10. Clayton P., Su X. *Surface initiated fatigue of perlitic and bainitic steels under water lubricated rolling/sliding contact*. Wear, 1996, no. 200, pp. 63 – 73.

11. Su X., Clayton P. *Ratchetting strain experiments with a perlitic steel under rolling/sliding contact*. Wear, 1997, no. 205, pp. 137 – 143.

12. Pandkar A. S., Arakere N., Subhash G. *Ratcheting-based microstructure-sensitive modeling of the cyclic hardening response of case-hardened bearing steels subject to rolling contact fatigue*. International Journal of Fatigue, 2015, no. 73, pp. 119 – 131.

13. Ponter Alan R. S., Chen H. F., Ciavarella M., Specchica G. *Shakedown analyses for rolling and sliding contact problems*. International Journal of Solids and Structures, 2006, no. 43, pp. 4201 – 4219.

14. Sakalo V., Sakalo A., Tomashevskiy S., Kerentcev D. *Computer modelling of process of accumulation of rolling contact fatigue damage in railway wheels*. International Journal of Fatigue, 2018, no. 111, pp. 7 – 15.

15. Kovalev R., Lysikov N., Mikheev G., Pogorelov D., Simonov V., Yazykov V., Zakharov S., Zharov I., Goryacheva I., Soshenkov S., Torskaya E. *Freight car models and their computer-aided dynamic analysis*. Multibody System Dynamics, 2009, no. 22 (4), pp. 399 – 423.

ABOUT THE AUTHORS

Vladimir I. SAKALO,
Dr. Sci. (Eng.), Professor, Professor of Department "Mechanics and Dynamics and Strength of Machines", FGBOU VO BSTU

Alexey V. SAKALO,
Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of Department "Mechanics and Dynamics and Strength of Machines", FGBOU VO BSTU

E-mail: sakalo@umlab.ru (A. V. Sakalo)

Received 04.04.2019
Accepted 31.05.2019