

УДК 625.1.032.3

*Валерій Косарчук  
Олександр Агарков*

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕЛЬСОВ  
ПО КРИТЕРИЮ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ТРЕЩИН  
КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ**

*Рассмотрены основные элементы методики прогнозирования долговечности рельсов по критерию возникновения внутренних контактно-усталостных трещин, основанной на применении кинетической теории повреждаемости и моделей упругопластического деформирования материалов.*

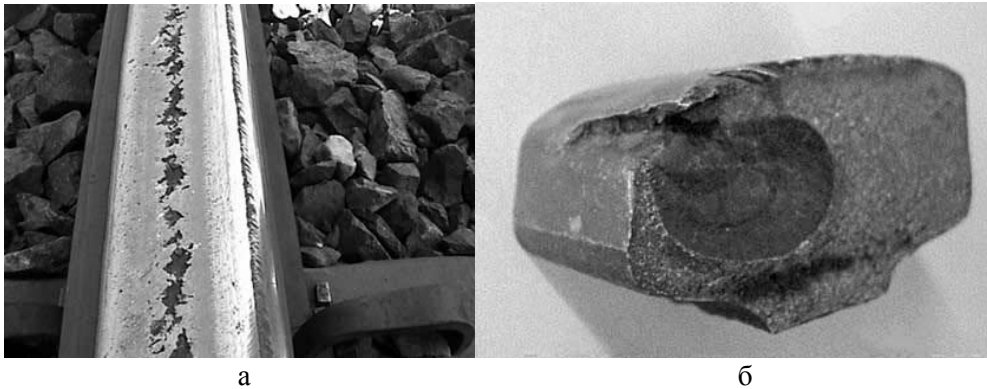
*Розглянуто основні елементи методики прогнозування довговічності рейок за критерієм виникнення внутрішніх контактно-втомлювальних тріщин, яка опирається на застосування математичних моделей пружнопластичного деформування матеріалів.*

*Basic elements of method to predict lifetime of the rail by internal fatigue crack criterion based on application of mathematical model of elasto-plastic deformation of material are considered.*

**Ключевые слова:** рельсы, долговечность, повреждаемость, модели деформирования.

Контактно-усталостные повреждения и износ головки рельса являются одними из основных причин отказов рельсов (по некоторым данным около 80% отказов рельсов связаны с дефектами, причиной возникновения которых является накопление контактно-усталостных повреждений [1, 2, 3]). Такого рода повреждения приводят к образованию поверхностных и внутренних трещин в головке рельса, механизмы образования и кинетика развития которых различаются между собой. Развитие поверхностных трещин с последующим отслаиванием частиц материала является одним из основных механизмов износа головки рельса при контактном взаимодействии с колесами подвижного состава (рис. 1, а). На прямых участках пути такие трещины чаще всего образуются в центральной части головки каждого рельса, на криволинейных – также и на боковой рабочей грани головки внешнего рельса. Основной причиной появления таких трещин принято считать исчерпание пластических свойств материала в результате повторно-переменного пластического деформирования поверхностных слоев головки рельса.

*© Косарчук В. В., Агарков А. В., 2012*



*Рис. 1. Дефекты рельсов контактно-усталостного происхождения*

Изучению износа рельсов посвящено множество работ, однако математических моделей, позволяющих прогнозировать указанный процесс с достаточной степенью точности, до настоящего времени не создано. В основном такие модели представляет собой аналитические аппроксимации результатов длительных наблюдений за износом рельсов на различных участках дорог [4]. При этом под износом, как правило, понимаются количественные изменения размеров и формы головки рельса, связанные не только собственно с износом (удалением частиц материала), но и с ее пластическим деформированием. Указанные аппроксимации используются для оценки влияния эксплуатационных характеристик (пропущенного тоннажа, радиуса кривых рельсового пути, нормативной твердости рельсов, нормативных осевых нагрузок подвижного состава, уклона продольного профиля пути и т.п.) на степень износа. Хотя такой подход и не позволяет сделать обобщающие выводы, он может быть использован для определения сроков ремонтных работ на конкретных участках дороги.

Созданию таких моделей предшествуют годы наблюдений для накопления необходимой статистики, поэтому в настоящее время в большинстве стран отказываются от продолжения такого рода исследований, отдавая предпочтение разработке методов прогнозирования износа рельсов на основе математических моделей деформирования материалов.

Однако возможности математического моделирования износа пока весьма ограничены из-за необходимости рассматривать объемные упруго-пластические задачи в геометрически нелинейной постановке при достаточно неопределенных силовых воздействиях. Кроме того, следует учитывать вклад и других видов износа (абразивный, адгезионный, коррозионный), математическое моделирование которых также представляет известные трудности.

Более перспективным представляется использование математических моделей для прогнозирования образования внутренних трещин.

Что касается внутренних трещин, то механизм их образования и развития всецело зависит от характера изменения напряженно-деформированного состояния головки рельса в процессе эксплуатации, чистоты материала рельса и наличия технологических дефектов. Такие трещины (продольные, наклонные, поперечные) могут зарождаться на глубинах 4 ... 16 мм [5, 6] от поверхности катания. Чаще всего это происходит в зонах концентрации напряжений,

обусловленных наличием различного рода включений либо технологических дефектов. Дальнейшее их развитие и продвижение вглубь головки может привести к полному разрушению рельса (рис. 1, б).

Исследование причин их возникновения и механизмов развития началось еще с 30-х годов прошлого века, этим вопросам посвящено множество работ, в основном, экспериментального характера.

В настоящее время является общепризнанным мнение о том, что основной причиной появления внутренних трещин является накопление пластических деформаций под действием циклически изменяющихся напряжений. Косвенно об этом свидетельствуют и данные об изменении уровня остаточных напряжений [7] и твердости [8], измеренных в поперечном сечении рельса, в процессе эксплуатации. Наибольшие изменения указанных величин происходят на поверхности головки рельса и на некоторой глубине (3 ... 10 мм в зависимости от условий нагружения) от поверхности катания. По некоторым данным [5] такие трещины могут возникать уже на ранних стадиях эксплуатации рельсов (например, в кривых радиусом 400 ... 100 м трещины размером несколько миллиметров обнаруживали после пропуска 40 ... 70 млн. тонн брутто). Учитывая, что наличие внутренних трещин на ранних стадиях их развития плохо поддается диагностированию применяемой аппаратурой [5], создание методики прогнозирования долговечности рельсов по критерию возникновения внутренних трещин представляет большой научный и практический интерес.

В течение последних 15 лет эта задача является областью активных научных исследований [9 – 15]. Учитывая важность этой проблемы, Европейская комиссия объединила усилия ряда европейских стран в разработке такой методики (проект INNOTRACK [16]). Кроме железнодорожных компаний Германии, Франции, Великобритании, Чехии участниками проекта также являлись несколько крупных фирм-производителей рельсов и ряд европейских университетов. Проектом INNOTRACK предусматривалось, в частности, не только разработка математических моделей прогнозирования долговечности рельсов, но и разработка специальных стендов для их экспериментальной проверки.

Современный подход к оценке долговечности элементов конструкций основан на концепции повреждаемости материала, которая и положена в основу разрабатываемой методики [17].

Под повреждаемостью материала понимаются необратимые изменения в структуре материала, происходящие в процессе эксплуатации. Кинетический аспект разрушения особенно ярко проявляется в условиях длительного либо циклического нагружения. Физическая трактовка повреждаемости неоднозначна. В качестве меры повреждаемости предлагалось использовать плотность дефектов, изменение объема, связанное с разрыхлением материала, изменение модуля упругости, электросопротивления, внутреннего трения и др. параметры. Достаточно полный обзор предложенных мер повреждаемости и способов их экспериментальной оценки приведен в работе [18].

При построении математических моделей удобнее пользоваться феноменологической трактовкой повреждаемости. В этом случае степень поврежденности материала связывают с величинами, которые фигурируют в модели – напряжениями, деформациями, их комбинациями либо другими параметрами. При этом параметр поврежденности может быть представлен в зависимости от модели в скалярном, векторном или тензорном виде. В общем

случае кинетическое уравнение, описывающее процесс накопления повреждений, может быть представлено в виде  $\frac{d\omega}{d\xi} = f[\omega(\xi), q(\xi)]$ , где  $\omega(\xi)$  – повреждаемость;  $q(\xi)$  – некоторая функция, характеризующая историю нагружения;  $\xi$  – параметр, имеющий смысл наработки, которой можно ставить в соответствие время эксплуатации, число циклов нагружения, накопленную деформацию, пропущенный тоннаж и т.п.

Если поврежденность является скалярной функцией, то без ограничения общности можно считать, что  $0 \leq \omega \leq 1$ . При  $\omega = \omega_0$  ( $\omega_0$  – исходная поврежденность материала, связанная с наличием технологических дефектов) эксплуатационных повреждений конструкция не имеет и ее реальный ресурс будет равен расчетному. Предельное состояние или потеря несущей способности конструкции (в нашем случае момент образования трещины) достигается при условии  $\omega_p = 1$ .

Так, например, при одноосном циклическом деформировании с постоянным значением уровня напряжений единственным параметром, определяющим процесс накопления повреждений, будет напряжение  $\sigma$ , а аргументом – число циклов нагружения  $N$ . Тогда кинетическое уравнение принимает вид

$$\frac{d\omega}{dN} = q(\sigma). \quad (1)$$

После интегрирования получим условие предельного состояния ( $\omega_p = 1$ )

$$\int_0^{N_p} q(\sigma) dN = 1, \quad (2)$$

где  $N_p$  – число циклов до разрушения. Условие (2) выполняется в том случае, если  $q(\sigma) = \frac{1}{N_p}$ . Следовательно, для стационарного режима нагружения имеем

$$\frac{d\omega}{dN} = \frac{1}{N_p}. \quad (3)$$

Если величина напряжения меняется (нестационарный режим нагружения), то накопленное повреждение находят, принимая ту или иную гипотезу суммирования повреждений, простейшей из которых является линейная. Так, в случае нестационарного режима с дискретным изменением напряжения (так называемое блочное нагружения) на основании линейной гипотезы суммирования повреждений из (3) следует, что

$$\omega = \sum_{i=1}^k \Delta\omega_i = \sum_{i=1}^k \frac{N_i}{(N_p)_i}. \quad (4)$$

Здесь  $k$  – число ступеней нагружения с различным значением напряжения,  $N_i$  – количество циклов нагружения для  $i$ -й ступени,  $(N_p)_i$  – число циклов до

разрушения при напряжении  $\sigma = \sigma_i$  (определяется по экспериментально полученной кривой усталости).

Концепция повреждаемости в изложенном варианте может применяться для описания различных процессов – статического нагружения, ползучести, много- и малоциклового усталости. Соответствующие модели накопления повреждений должны базироваться на экспериментально обоснованном законе суммирования повреждений, а в качестве аргумента содержать достаточно представительную меру поврежденности.

Обзор известных критериев предельного состояния, а также методов суммирования повреждений можно найти в работе [19]. По характеру выбора аргумента кинетического уравнения их принято разделять на несколько категорий:

- силовые критерии;
- деформационные критерии;
- энергетические критерии;
- критерии, основанные на концепции критической плоскости.

Недостаток экспериментальных данных о механическом поведении материалов (в особенности рельсовых сталей) в условиях непропорционального циклического нагружения не позволяет в полной мере подтвердить пригодность того или иного критерия для оценки долговечности элементов железнодорожных конструкций. Тем не менее, анализ известных экспериментальных результатов позволяет утверждать, что наиболее перспективными для прогнозирования долговечности рельсов являются критерии, обобщающие концепцию критической плоскости с энергетическим подходом, в частности, критерий [20].

Критерии, основанные на концепции критической плоскости, обобщают результаты экспериментальных наблюдений за зарождением и распространением трещин в процессе нагружения. Такие модели позволяют не только оценить усталостную долговечность конструкции, но и предсказать место зарождения и ориентацию начальной трещины. Выбор конкретного критерия зависит от ожидаемого вида разрушения (отрывом, сдвигом и т.д.), типа материала и характера термосилового нагружения. В критериях [21, 22] ответственными за наступление разрушения считаются касательные напряжения. Материальная плоскость, в которой действуют максимальные касательные напряжения, будет являться плоскостью распространения трещины.

В некоторых вариантах энергетических критериев предполагается, что трещина зарождается и растет в направлении наибольшего значения плотности энергии деформации [23].

Объединить преимущества указанных подходов удалось в работах [20, 24]. Так, в работе [20] в качестве параметра повреждаемости используется так называемый параметр усталости  $FP$ , зависящий и от нормальных (разрушение отрывом) и от касательных (разрушение сдвигом) напряжений:

$$FP = \langle \sigma_{\max} \rangle \frac{\Delta \varepsilon}{2} + J \Delta \tau \Delta \gamma. \quad (5)$$

Здесь скобки  $\langle \dots \rangle$  обозначают оператор  $\langle x \rangle = \frac{|x| + x}{2}$ ;  $\sigma_{\max}$  – наибольшее напряжение, нормальное к плоскости распространения трещины;  $\Delta \varepsilon$  – размах

нормальной деформации в направлении действия  $\sigma_{\max}$ ;  $\Delta\tau$  и  $\Delta\gamma$  – размахи касательных напряжений и сдвиговых деформаций в плоскости распространения трещины;  $J$  – параметр материала, зависящий от вида нагружения.

Плоскость распространения трещины (критическая плоскость) определяется как материальная плоскость с наибольшим значением параметра усталости. Если все главные напряжения являются сжимающими (например, в центре пятна контакта), то  $FP = J\Delta\tau\Delta\gamma$  и критическая плоскость совпадает с плоскостью действия максимальных касательных напряжений. Если же хотя бы одно из главных напряжений является растягивающим, то ориентация критической плоскости зависит от соотношения максимальных нормальных и касательных напряжений. В любом случае для нахождения ее ориентации необходимо определить положение главных осей тензора напряжений, что можно сделать по известным формулам [25].

На экспериментальных кривых усталостной долговечности обнаруживаются два отчетливо выраженных участка [17]. На первом участке макроскопические пластические деформации отсутствуют и повреждаемость связывают с размахом упругих деформаций – это область многоциклового усталости. Второй участок охватывает область малых долговечностей – это область малоциклового усталости, в которой определяющим механизмом повреждаемости является накопление макроскопической пластической деформации. Оба участка кривой усталостной долговечности хорошо аппроксимируются экспоненциальными зависимостями и в двойных логарифмических координатах могут быть представлены отрезками прямых (прямые 1 и 2 на рис. 2). Для многих металлов и сплавов точка пересечения указанных прямых приблизительно соответствует долговечности в  $10^4$  циклов [26]. Для практических расчетов, в частности при оценке долговечности рельсов и колес подвижного состава, важным оказывается знание поведения материала в области одновременного действия указанных выше механизмов накопления повреждений (кривая 3 на рис. 2).

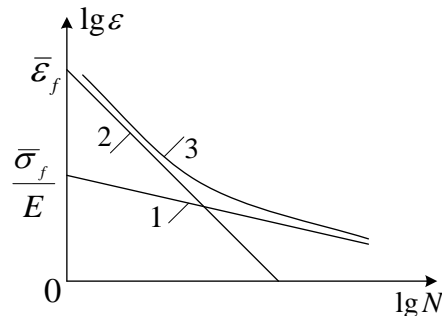


Рис. 2. Зависимость долговечности от амплитуды циклического деформирования при жестком нагружении

Поэтому в соответствии с рекомендациями работы [16] число циклов до разрушения (долговечность  $N_f$ ) при регулярном циклическом нагружении будем определять из уравнения

$$(FP)_{\max} = \frac{(\bar{\sigma}_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \bar{\sigma}_f \bar{\varepsilon}_f (2N_f)^{b+c}, \quad (6)$$

правая часть которого описывает кривую усталостной долговечности при одноосном нагружении в переходной зоне (кривая 3 на рис. 2). Здесь  $E$  – модуль упругости; смысл параметров  $\bar{\sigma}_f$  и  $\bar{\varepsilon}_f$  виден из рис.2. Остальные параметры определяются методом наименьших квадратов при аппроксимации кривой усталостной долговечности материала, полученной в условиях одноосного циклического нагружения (растяжения-сжатия либо кручения) с контролем амплитуды деформации (т. наз. жесткое нагружение).

Следует иметь в виду, что в условиях многоосного непропорционального циклического упругопластического нагружения, которое характерно при контактном взаимодействии рельсов и колес, кроме усталостных повреждений могут накапливаться также квазистатические повреждения, связанные с явлением одностороннего накопления деформаций в каком-либо направлении (циклическая ползучесть) [13]. В случае одноосного нагружения циклическая ползучесть наблюдается в том случае, если среднее напряжение цикла отлично от нуля. При непропорциональном циклическом нагружении это явление слабо изучено, хотя известно, что необратимое накопление деформаций наблюдается в тех случаях, когда одни компоненты тензора напряжений постоянны, а другие циклически изменяются (например, циклическое кручение при постоянном сжимающем напряжении).

Большинство рельсовых сталей (среднеуглеродистые малолегированные стали) относится к классу циклически стабилизирующихся материалов. Это означает, что с увеличением числа циклов нагружения скорость изменения их механических свойств постепенно уменьшается. На рис. 3 показана кривая деформирования рельсовой стали 900А (среднеуглеродистая сталь с перлитной структурой, широко используется в европейских странах при изготовлении рельсов типа UIC 60, другое обозначение – R260 по стандарту DIN EN 13674) в условиях одноосного растяжения-сжатия в режиме жесткого нагружения [27]. Из рисунка видно, что наибольшее упрочнение стали происходит на нескольких первых циклах деформирования (для большинства материалов такого класса это 8 ... 10 циклов), а далее петля пластического гистерезиса практически не меняется.

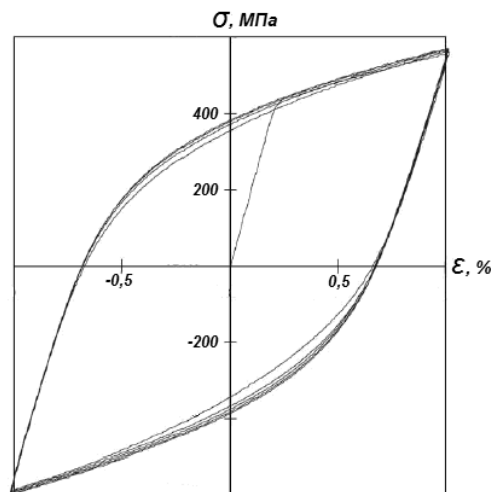


Рис. 3. Кривая циклического деформирования рельсовой стали [27]

Факторов, влияющих на скорость стабилизации механических свойств материала, достаточно много (вид напряженного состояния, форма цикла, наличие выдержек, температура, частота и др.) и их влияние недостаточно изучено экспериментально. Тем более это касается обширной номенклатуры отечественных рельсовых сталей, для которых в действующих стандартах [28] обусловлены лишь некоторые стандартные механические характеристики.

Для оценки общей поврежденности необходимо суммировать повреждения, имеющие различную природу. Для этого используют различные правила суммирования повреждений, достаточно полный обзор которых можно найти в работе [19]. Повреждения, вызванные упругим деформированием (многоцикловая усталость) очевидно должны быть меньше повреждений, вызванных упругопластическим деформированием (малоцикловая усталость и циклическая ползучесть). По этой причине некоторые исследователи [9] не принимают их во внимание при подсчете общей поврежденности. По-видимому, окончательный вывод здесь можно сделать после расчета кинетики напряженно-деформированного состояния исследуемой конструкции и определения вклада повреждений различной природы в общую оценку. Поэтому в первом приближении можно ограничиться рассмотрением лишь повреждений от малоцикловой усталости и правилом линейного суммирования повреждений в форме (4). При этом повреждение за  $i$ -й цикл нагружения определяется как

$$\Delta\omega_i = \frac{1}{(N_f)_i},$$
 где долговечность  $N_f$  при текущем уровне напряжений и

деформаций находится из решения нелинейного уравнения (6) учетом (5).

Основные положения методики оценки долговечности рельсов на основе расчета кинетики их напряженно-деформированного состояния при взаимодействии с колесами подвижного состава приведены в работе авторов [29]. Там же были сформулированы некоторые требования к выбору расчетной схемы задачи. Авторы отдают себе отчет в том, что рассмотренная ниже схема не вполне отражает реальные условия работы конструкции. В то же время усложнение расчетной схемы для учета различных факторов следует осуществлять поэтапно, после тщательного анализа результатов решения на каждом этапе.

Для расчета кинетики напряженно-деформированного состояния рельсов использовали метод конечных элементов (МКЭ). Напомним, что при построении расчетной схемы задачи в МКЭ следует сформулировать геометрическую модель, модель краевых условий и модель деформирования материала.

Исходными данными для построения геометрической модели служили рельс Р65 [28] и локомотивное колесо с диаметром по кругу катания 957 мм [30]. Рассматривали прямолинейный участок рельсового пути длиной 6 м, по которому движется с малой скоростью (динамические эффекты не учитываются) двухосная тележка ЦНИИ-ХЗ-0 с межосевым расстоянием 1850 мм. Рельсы уложены с подуклонкой 1:20 на бетонных шпалах с эпюрой 1667 шт/км (межшпальное расстояние  $d=60$  см), крепления типа КПП-5. Осевая нагрузка составляла 200 Кн. Что касается характеристик механических свойств материала, то в действующих стандартах нет данных об упругопластических свойствах рельсовых и колесных сталей даже при простом растяжении, тем более при циклическом деформировании. Поэтому расчеты проводились с использованием механических характеристик углеродистой стали перлитного класса BS 11 [32],



которые приведены в таблице 1. Это, кстати, позволило дать качественную оценку полученных в настоящем исследовании результатов, поскольку механические характеристики этой стали использовали также и в работах [9, 31], но для других типов рельсов и условий нагружения.

*Таблица 1. Механические характеристики материала рельса*

$E$ , МПа	$\nu$	$\sigma_T$ , МПа	$b$	$c$	$\bar{\varepsilon}_f$ , %	$\bar{\sigma}_f$ , МПа	$\varepsilon_c$ , %	$J$
$2,1 \cdot 10^5$	0,3	480	-0,089	-0,559	10,3	936	11,5	0,2

Механическое поведение материала колеса предполагали упругим с параметрами упругости  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu = 0,3$ .

В соответствии с ранее принятой методикой [29] расчет полей напряжений и деформаций рельса в процессе движения колеса по рельсу осуществляли в несколько этапов, используя на каждом этапе разные геометрические модели. Поскольку рельс испытывает блочное циклическое нагружение (один блок соответствует проходу через расчетное сечение рельса одной двухосной тележки), то вид напряженного состояния в расчетном сечении рельса зависит от положения по отношению к нему колес тележки.

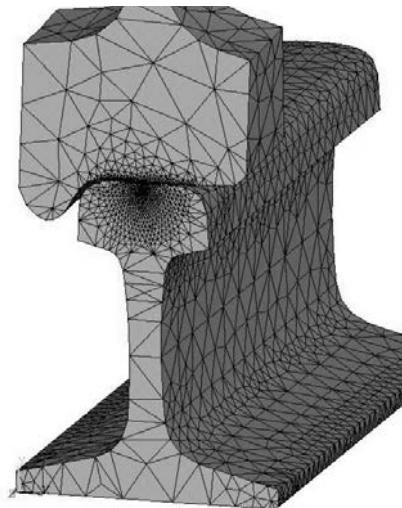
Когда ведущее колесо тележки находится на расстоянии около трех межшпальных расстояний, в расчетном сечении возникают напряжения от продольного изгиба рельса. Их величина зависит, в частности, от жесткости основания (напомним, что в этом случае оправдано применение расчетной схемы рельса в виде балки на сплошном упругом основании). Если указанное расстояние составляет около двух межшпальных расстояний, то к напряжениям от продольного изгиба добавятся напряжения от кручения рельса, связанные с внецентренным приложением осевой нагрузки. При этом максимальные эквивалентные напряжения в правильно спроектированном пути не должны превышать допустимых напряжений, обеспечивая упругое поведение материала рельса.

Для расчета полей напряжений и деформаций на этих этапах нагружения использовали трехмерную геометрическую модель рельса длиной 6 метров (такая длина была выбрана для того, чтобы условия закрепления торцов рельса не влияли на напряженно-деформированное состояние в расчетном сечении) на сплошном упругом основании. Сетка конечных элементов была достаточно разреженной, за исключением зоны длиной 20 см, содержавшей расчетное сечение рельса, в которой для обеспечения достаточной точности расчета сетка сгущалась. Характеристики упругого основания задавались жесткостью в продольном ( $9,7 \cdot 10^7$  Н/м) и вертикальном ( $3,75 \cdot 10^7$  Н/м) направлениях [33]. Нагрузка задавалась в виде двух вертикальных сосредоточенных сил величиной в 100 кН, приложенных по оси симметрии поперечного сечения рельса. Эксцентриситет приложения сосредоточенных сил в данном случае отсутствовал (это следует из анализа решения контактной задачи). Расстояние между силами соответствовало межосному расстоянию тележки. Расчеты проводились для четырех различных положений тележки относительно расчетного сечения [29].

Результаты расчета кинетики напряженно-деформированного состояния в опасной точке расчетного сечения показали, что на этих этапах нагружения пластические деформации не возникают. Положение опасной точки также определяли при решении контактной задачи (см. ниже). Из других результатов отметим, что максимальный вертикальный прогиб рельса составил 1,36 мм, что вполне соответствует данным работы [33].

Для определения полей напряжений и деформаций в зоне контакта рельса с колесом использовали другую геометрическую модель, которая представляла собой участок рельса длиной 600 мм с шарнирными опорами на торцах, что обеспечило учет влияния прогиба рельса на величину пятна контакта. В центральной части рельса была выделена область, которая в три раза превышала по размерам ожидаемую площадку контакта. В этой области сетку конечных элементов сгущали (фрагмент сетки, содержащий расчетное сечение рельса, показан на рис. 3). Задачу решали в трехмерной упругопластической постановке в два этапа.

Известно, что точность решения задачи в МКЭ сильно зависит от размера конечных элементов (при уменьшении размеров точность возрастает). В то же время при уменьшении размеров элементов резко возрастает их количество, что приводит к значительному росту вычислительных затрат на решение задачи либо к невозможности решения задачи с помощью применяемого программного обеспечения.



*Рис. 3. Фрагмент сетки конечных элементов для решения контактной задачи*

Поэтому на первом этапе расчета определяли оптимальный размер конечных элементов. С этой целью задачу сначала решали в упругой постановке, сравнивая результаты численного решения с аналитическим решением, полученным для случая контакта двух упругих цилиндров с взаимно перпендикулярными осями (решение Герца) [34]. Рассматривали только статическую вертикальную нагрузку на колесо (100 кН), которую прикладывали в виде равномерно распределенного нормального давления на внутреннюю поверхность ступицы колеса. Оказалось, что при среднем размере конечных элементов в области сгущения (имеется в виду средняя длина ребер тетраэдров) порядка 0,5 мм, отличие полученного решения

от аналитического не превышает 4%. При этом максимальное контактное давление составило 988 МПа, размеры пятна контакта (размеры полуосей эллипса) – 13,6х13,58 мм. Форма площадки контакта близка к окружности, что объясняется близостью радиусов головки рельса и колеса (по кругу катания). Центр пятна контакта расположен на оси симметрии поперечного сечения рельса, что объясняется совпадением величин конусности колеса и подуклонки рельса.

Дальнейшее уменьшение размеров конечных элементов несколько улучшает решение, однако в связи со значительным ростом их количества время решения задачи увеличивается до нескольких часов. При увеличении размеров конечных элементов в области пятна контакта качество решения резко ухудшается, могут наблюдаться скачки напряжений, обусловленные плохим сглаживанием поверхностей и возникновением ложных точек контакта.

На втором этапе решали упругопластическую задачу для выбранной геометрической модели. Кривая деформирования и другие характеристики упругопластических свойств материала рельса приведены в работе [32].

При указанных условиях нагружения в головке рельса возникают пластические деформации, что приводит к некоторому увеличению размеров контактной площадки и заметному уменьшению контактных давлений (рис. 4) по сравнению с упругим решением.

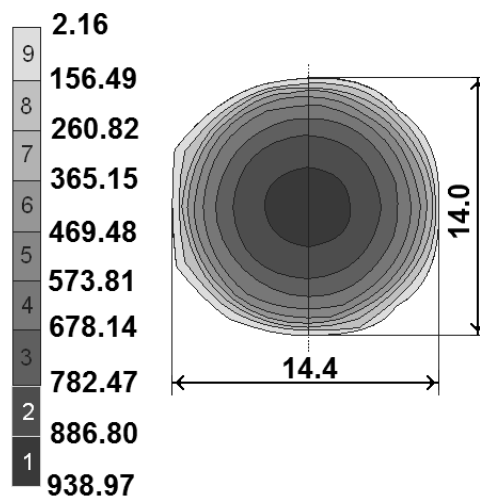


Рис. 4. Распределение контактных давлений на поверхности рельса

Зона, в которой происходит пластическое деформирование, располагается внутри головки рельса на небольшом расстоянии от поверхности. Точка, в которой интенсивность напряжений  $\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$  достигает максимального значения (опасная точка), находится на глубине 3,32 мм. Характер распределения эквивалентных напряжений показан на рис. 5, а.

Все нормальные напряжения в зоне контакта отрицательны, наибольшим из них по абсолютной величине является  $\sigma_y$  (рис. 5, б). Касательные напряжения в опасной точке невелики (рис. 6), поэтому для опасной точки направления главных осей тензора напряжений близки к направлениям осей координат. Величина

максимальных касательных напряжений  $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$  в опасной точке составляет 269,9 МПа при максимальном сдвиге  $\gamma_{\max} = 0,412\%$ .

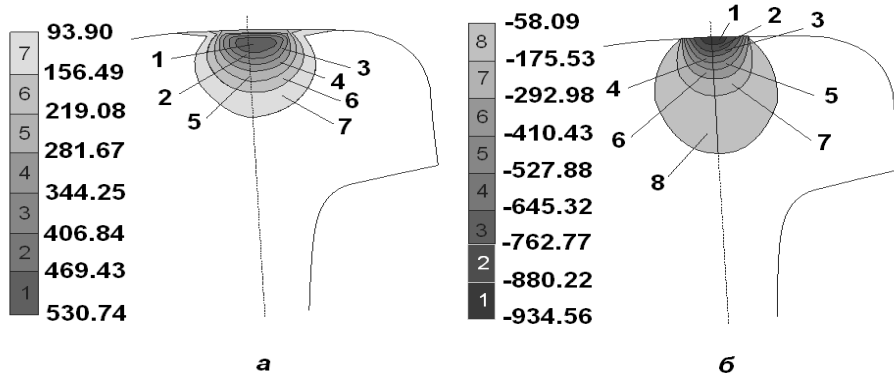


Рис. 5. Распределение эквивалентных (а) и нормальных  $\sigma_v$  (б) напряжений в зоне контакта рельса и колеса

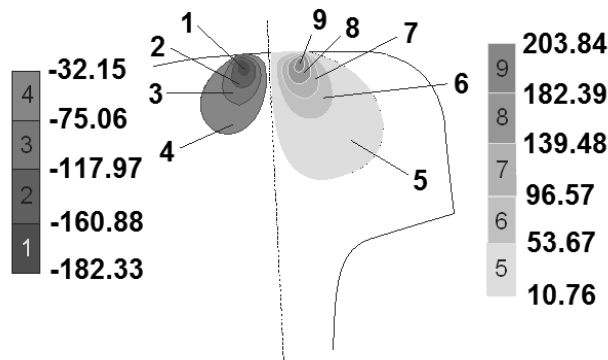


Рис. 6. Распределение касательных напряжений  $\tau_{\dots}$  в зоне контакта рельса и колеса

Материальная плоскость, в которой действуют максимальные касательные напряжения, в данном случае будет критической плоскостью, поскольку все главные напряжения в опасной точке являются сжимающими. Для указанной плоскости величина параметра усталости  $FP$ , подсчитанная по формуле (5), имеет максимальное значение 0,2161. Ориентация этой плоскости в опасной точке и определяет, в соответствии с критерием (5), начальное положение трещины. На рис. 7 схематически показано положение критической плоскости по отношению к осям координат и направлению движения колеса. В первом приближении будем считать, что положение опасной точки не изменяется в процессе нагружения. В пользу этого предположения говорят те обстоятельства, что пластические деформации достаточно малы, а задача решается в геометрически линейной постановке. Тогда для опасной точки получим, что  $\alpha = 24,18^\circ$ ,  $\beta = 88,14^\circ$ , что близко к результатам, полученным в работе [9].

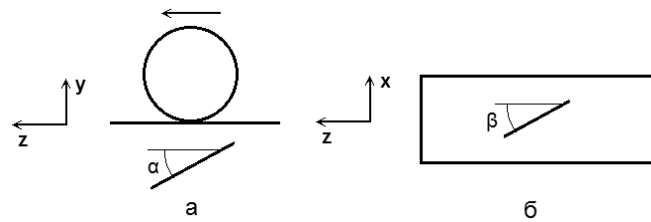


Рис. 7. Положення площини зародження тріщини по відношенню до осей координат і напрямленню руху колеса: а – вид збоку, б – вид сверху

Долговечність рельса (число циклів до руйнування) при указанном значенні  $(FP)_{\max}$  составит  $4,694 \cdot 10^6$  циклів, що відповідає пропуску около 99,2 млн т. груза брутто при данній осевой нарузке. Таке значення довговечності являється мінімальним для прийнятих в данном расчете умов експлуатації, поскольку для циклічески упрочняемых матеріалів повреждаемость будет найбільшій на перших циклах нарузження. По мере упрочнення матеріала величина прироста пластической деформации за цикл будет падать, поэтому и интенсивность накопления повреждений также будет снижаться. Если сравнивать полученную оценку довговечности с гарантийной (180 млн т груза брутто для незакаленного рельса Р65 производства ОАО МК «Азовсталь»), то следует учесть, что расчетная оценка соответствует моменту зародження тріщини, а не ее развития до предельных размеров.

Учет других факторов, которые оказывают влияние на довговечность рельсов, авторы надеются показать в последующих публикациях.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Рудюк А.С., Азаркевич А.А., Восковец Ю.А., Яковлев В.А. Дефектность рельсов на дорогах Украины // Путь и путевое хозяйство. – 2011. – № 7. – С. 28 – 32.
2. Коган А. Я., Абдурашидов А. Ю. Об оценке повреждаемости рельсов контактно-усталостными дефектами // Путь и путевое хозяйство. – 2009. – № 12. – С. 14 – 15.
3. Шейнман Е. Л. Дефекты рельсов. Обзор зарубежных изданий // Путь и путевое хозяйство. – 2007. – № 3. – С. 29 – 32.
4. Karpushenko N. I., Matvetsov V. I. Wear of rails and rolling stock wheels // Proc. of IV-th Int. Symp. on Tribo-Fatigue. Section 3. Friction and Wear, Ternopil, Ukraine, 2004. – P. 576 – 581.
5. Колотушкин С. А., Рейхард В. А. Дефектоскопия рельсов Экспериментального кольца на службе транспортной науки // Вестник ВНИИЖТ. – 2002. – № 6. – С. 33 – 36.
6. Лысюк В. С. Изменить профили рельсов и колес // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 3. – С. 22 – 25.
7. Ахметзянов М. Х. О механизме развития контактно-усталостных повреждений в рельсах // Вестник ВНИИЖТ. – 2003. – № 2. – С. 41 – 45.
8. Потапов Д.О. Подовження термінів служби рейок системним шліфуванням в процесі експлуатації / Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.06 / Українська держ. академія залізничного транспорту. – Х., 2007. – 168 с.
9. Ringsberg J.W. Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation // Int. J. Fatigue. – 2001. – 23. – P. 575 – 586.
10. Sladkowski A., Sitarz M. Analysis of wheel-rail interaction using FE software // Wear. – 2005. – 258. – P. 1217 – 1223.

11. *Ringsberg J.W., Lindbäck T.* Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulations of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads // *Int. J. Fatigue.* – 2003. – 25. – P. 547 – 558.
12. *Ekberg A., Kabo E., Andersson H.* An engineering model for rolling contact fatigue // *Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct.* – 2002. – 25. – P. 899 – 909.
13. *Kapoor A., Beynon J.H., Fletcher D.I., Loo-Morrey M.* Computer simulation of strain accumulation and hardening for pearlitic rail steel undergoing repeated contact // *J. Strain Analysis.* – 2004. – 39. – P. 383 – 396.
14. *Ahlström J., Karlsson B.* Fatigue behaviour of rail steel – a comparison between strain and stress controlled loading // *Wear.* – 2005. – 258. – P. 1187 – 1193.
15. *Taraf M., Zahaf E.H., Oussouaddi O., Zegloul A.* Numerical analysis for predicting the rolling contact fatigue crack initiation in a railway wheel steel // *Tribology International.* – 2010. – 43. – P. 585 – 593.
16. *INNOTRACK* report D 4.3.5 “Simulation of materials deformation and RCF”. – 2009. – 43 p.
17. *Коллинз Дж.* Повреждение материала в конструкциях. Анализ. Предсказание. Предотвращение. – М.: Мир, 1984. – 530 с.
18. *Yang L., Fatemi A.* Cumulative fatigue damage mechanisms and quantifying parameters: a literature review // *J. Testing & Evaluation.* – 1998. – 264. – № 2. – P. 89 – 100.
19. *Fatemi A., Yang L.* Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials // *Int. J. Fatigue.* – 1998. – 20. – № 1. – P. 9 – 34.
20. *Jiang Y., Sehitoglu H.* A model for rolling contact failure // *Wear.* – 1999. – 224. – P. 38 – 49.
21. *Brown M.W., Miller K.J.* A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions // *Proc. Inst. Mech. Engrs.* – 1973. – 187. – P. 745 – 755.
22. *Fatemi A., Socie D.F.* A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading // *Fatigue & Fract. Engng Mater. & Struct.* – 1988. – 11. – P. 149 – 165.
23. *Smith K.N., Watson P., Topper T.H.* A stress-strain function for the fatigue of metals // *J. Materials.* – 1970. – 5. – P. 767 – 778.
24. *Varvani-Farahani A.* A new energy-critical plane parameter for fatigue life assessment of various metallic materials subjected to in-phase and out-of-phase multiaxial fatigue loading conditions // *Int. J. Fatigue.* – 2000. – 22. – P. 295 – 305.
25. *Работнов Ю.Н.* Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1979. – 744 с.
26. *Троценко В.Т., Красовский А.Я., Покровский В.В. и др.* Сопротивление материалов деформированию и разрушению. Справочное пособие. Часть 2. – К.: Наукова думка, 1994. – 702 с.
27. *Schleinz G., Fischer F.D.* Residual stress formation during the roller straightening of railway rails // *Int. J. Mech. Sci.* – 2001. – 43. – P. 2281 – 2295.
28. *ДСТУ 4344:2004.* Рейки звичайні для залізниць широкої колії. Загальні технічні умови. – К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 27 с.
29. *Косарчук В. В., Агарков О.В.* К методике прогнозирования долговечности рельсов // *36. наук. праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології».* – 2011. – 18. – С. 61 – 72.
30. *ГОСТ 9036-88.* Колеса цельнокатаные. Конструкция и размеры. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 15 с.
31. *Akama M.* Development of finite element model for analysis of rolling contact fatigue cracks in wheel/rail systems // *Quart. Rep. of RTRI.* – 2007. – 48. – № 1. – P. 8 – 14.
32. *Ringsberg J.W.* Cyclic ratcheting and failure of a pearlitic rail steel // *Fatigue & Fract. Engng. Mater. & Struct.* – 2000. – 23. – P. 747 – 758.
33. *Даніленко Е.І., Рибкін В.В.* Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість. – К.: Транспорт України, 2006. – 168 с.
34. *Галин Л.А.* Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 302 с.