УДК 620.179

К. А. Тапков [1], ведущий инженер
В. В. Муравьев [1,2], д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой
E-mail: pmkk@istu.ru
[1] Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова
[2]ФГБУН «УдмФИЦ УрО РАН», г. Ижевск

Развитие усталостной трещины в головке рельса

Исследован процесс зарождения и развития усталостной трещины в головке рельса при прохождении подвижного состава с грузовой тележкой ЦНИИ-Х3, массой 93 тонны брутто. Выявлено, что при уровне напряжений, соответствующих приемочным требованиям согласно ГОСТ 51685–2013, зарождение трещины происходит при наработке 1846 млн тонн брутто, а переход рельса в остродефектную категорию происходит при наработке 1883 млн тонн брутто. Показано, что повышение уровня остаточных технологических напряжений приводит к уменьшению пропущенного тоннажа до перехода рельса в остродефектное состояние.

Ключевые слова: математическое моделирование, рельс, усталостные трещины, остаточные напряжения.

Введение

Одним из наиболее опасных является дефект в виде усталостной трещины в головке рельса [1–3], который может появиться при эксплуатации рельса. Рельс имеет сложное напряжённо-деформированное состояние, включающее как внутренние напряжения (остаточные технологические напряжения, температурные напряжения), так и влияние циклического воздействия подвижного состава, что требует описания прикладываемых нагрузок.

Целью работы явилось моделирование процесса зарождения и развития трещины в головке рельса в условиях напряженно-деформированного состояния и циклического воздействия со стороны подвижного состава.

Исходные положения

Сила, прикладываемая подвижным составом через колесо к поверхности катания рельса, имеет вертикальное направление при равномерном движении поезда на горизонтальном прямом участке. Для расчета

© Тапков К. А., Муравьев В. В., 2020

числа циклов при усталости рельса масса вагона принимается значением 93 т, что является максимальной грузоподъемностью тележки ЦНИИ-Х3 (брутто). В таком случае статическая нагрузка, приходящаяся на каждое колесо, составляет 11,625 т (113,925 кН). При этом пятно контакта представляет собой эллипс размерами 12,6×9,6 мм [4], что эквивалентно площади 95 мм^2.

В то же время даже на прямолинейных участках может присутствовать боковая нагрузка, создаваемая гребнем колеса при наезде колеса на рельс под некоторым углом. Значение этой силы на прямолинейных участках пути может достигать значений 66 кН [4], что сопоставимо со значением статической нагрузки на рельс, и потому учёт этой силы также необходим для адекватного построения модели.

Необходимо отметить, что при прохождении подвижного состава нагрузка на рельс имеет резкопеременный характер. При этом значение силы динамического нагружения превосходит статическую силу в 1,6 раза [4].

При моделировании выбрано стандартное значение количества шпал 2000 шт. на 1 километр пути, значение модуля деформации грунта принято за 70 МПа [2]. Модель представляет собой участок рельса длиной 2 м, при этом крайние шпалы и подошва рельса на них жёстко закреплены. Изгибные моменты, возникающие вследствие наличия продольных напряжений в рельсе (как температурных, так и остаточных технологических), не учитываются. Влияние постели, находящейся под подошвой рельса вне шпалы, также не учитывается.

Размер сетки конечных элементов переменный: вблизи поверхности катания размер элементов колеблется от 0,2 мм до 0,5 мм, в остальной области от 1 до 3 мм. Погрешность расчёта модели составляет 5 %. Моделирование выполнялось в программной среде *COMSOL Multiphysics*.

Результатом расчёта модели выступает расположение трещины при заданном количестве циклов. Одним нагрузочным циклом является прохождение одного колеса. На практике наработка рельса оценивается в миллионах тонн брутто. Перерасчёт количества циклов к миллионам тонн брутто осуществляется по следующей формуле:

$$m(\text{брутто}) = \frac{m_{\text{в}} \cdot N_1 \cdot 4}{n}, \quad (1)$$

где m (брутто) – пропущенный тоннаж, т ; $m_{\text{в}}$ – масса вагона с грузом, т; N_1 – количество циклов нагружения; n – количество колёс вагона, множитель 4 обусловлен двумя факторами. Во-первых, путь является двуниточным, в результате чего пропущенный тоннаж увеличивается в два раза, во-вторых, по каждой нитке пути проходит $n/2$ колёс, однако мно-

житель n находится в знаменателе, и множитель 2 переносится в числитель. При расчёте масса $m_в$ грузовой тележки с вагоном и грузом ЦНИИ-Х3 была принята значением 93 т (максимальная масса брутто для данного типа тележек). Описание прикладываемой нагрузки со стороны подвижного состава, количество колёс на вагон $n = 8$.

Зарождение и рост усталостной трещины

Механизм разрушения исследовался по *S-N* кривой, аппроксимированной согласно данным для рельсовой стали Э76ХФ. В таком случае предел прочности составил $\sigma_в = 1180$ МПа, предел текучести $\sigma_{0,2} = 800$ МПа, предел выносливости $\sigma_{-1} = 370$ МПа.

Проведен расчет числа циклов рельса при отсутствии температурных напряжений, но при наличии значений технологических напряжений: −77 МПа в головке рельса, −125 МПа в шейке рельса и 106 МПа в подошве рельса, что соответствует расхождению паза в 2 мм [5–11].

При описанном выше уровне остаточных технологических напряжений зарождение трещины происходит при $7{,}94 \cdot 10^7$ циклов, что равносильно наработке 1846 млн тонн брутто. Очаг трещины расположен на глубине 3,8 мм и на расстоянии 1,9 мм от вертикальной оси симметрии рельса. Также образуется еще один очаг на глубине 3,9 мм и на расстоянии 0,2 мм от вертикальной оси симметрии рельса.

При $8{,}1 \cdot 10^7$ циклов, что равносильно наработке 1883 млн тонн брутто, очаги в головке сливаются в одну трещину размером порядка 5,1 мм. В связи с тем, что данная поперечная трещина, относящаяся к дефекту 21.2 согласно каталогу дефектов рельсов НТД/ЦП-2-93, проходит через ось симметрии рельса, такой рельс относится к категории остродефектных и подлежит дальнейшей замене.

Для анализа наличия либо отсутствия зависимости между уровнем остаточных технологических напряжений и возникновением трещины была создана модель рельса со значениями напряжений по элементам, не превышающим половины от первоначально принятых. Таким образом, напряжения в головке, шейке и подошве соответственно составили: −38,5 МПа, −62,5 МПа, 53 МПа. В этом случае зарождение трещины происходит при $8{,}55 \cdot 10^7$ циклов, соответственно при наработке 1987 млн тонн брутто, что превышает число циклов до появления трещины при наличии максимально допустимых напряжений. Зарождение трещины происходит на глубине 3,5 мм от поверхности катания, на расстоянии 2,0 мм от вертикальной оси симметрии рельса.

Размера в 4 мм трещина достигает при $8{,}65 \cdot 10^7$ циклов, что соответствует наработке 2011 млн тонн брутто. В связи с тем, что трещина про-

ходит через середину рельса, согласно НТД/ЦП-2-93 рельс переходит в категорию остродефектных.

Помимо моделей с 50% уровнем остаточных технологических напряжений от первоначального, для анализа была создана модель рельса со значениями напряжений по элементам, превышающим первоначальный уровень в 1,5 раза. Таким образом, напряжения в головке, шейке и подошве соответственно составили: −115,5 МПа, −187,5 МПа, 159 МПа. Зарождение трещины происходит при $7{,}25 \cdot 10^7$ циклов, что соответствует наработке 1685 млн тонн брутто, что меньше числа циклов до появления трещины в случае первоначального значения напряжений. Образуются два очага трещин на глубине 3,5 мм и расстоянии от вертикальной оси симметрии рельса в 0,6 мм и 1,7 мм соответственно.

При числе циклов $7{,}35 \cdot 10^7$, что соответствует наработке 1709 млн тонн брутто, общая длина трещины составляет 3,8 мм, и образовавшаяся поперечная трещина проходит через центр рельса. Таким образом, рельс признается остродефектным.

Выводы

Обнаружена прямая зависимость между числом циклов до зарождения трещины и уровнем остаточных технологических напряжений. Так, при уровне напряжений −77 МПа в головке, −125 МПа в шейке рельса и 106 МПа в подошве рельса зарождение усталостной трещины происходит при пропущенном тоннаже 1846 млн тонн брутто, при уровне напряжений, превышающем первоначальный в 1,5 раза, зарождение трещины происходит при наработке 1685 млн тонн брутто, при уровне напряжений 0,5 от первоначального зарождение трещины происходит при наработке 1987 млн тонн брутто. Также необходимо отметить, что при этом практически не изменяется скорость роста усталостной трещины, оцениваемой по тангенсу угла наклона (мм/цикл).

Исследование выполнено за счет гранта РФФИ Бел-а (проект № 20-58-0015) с использованием УНУ «Информационно-измерительный комплекс для исследования акустических свойств материалов и изделий»

Список литературы

1. *Щепотин, Г. К.* Прогнозирование отказов рельсов и аварийных ситуаций / Г. К. Щепотин // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 4 (51). – С. 5–11.

2. *Величко, Д. В.* Оценка надежности рельсов на участках Транссибирской магистрали / Д. В. Величко, А. А. Севостьянов, Е. С. Антерейкин // Вестник

Сибирского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 1 (48). – С. 5–11.

3. *Markovic, N., Brajovic, L., Malovic, M*. Methods for determination of residual stress in rail // XVIII Scientific-expert conference on Railways RAILCON'18. 11-12 Oct. 2018, Niš, Serbia. 2018. Pp. 113-116.

4. Расчёты предельного состояния рельсов на основе моделирования их ресурса по дефектам 21.1, 21.2, 53.1, 59 / А. Ю. Абдурашитов, Д. В. Овчинников, В. А. Покацкий, П. В. Сычёв // Путь и путевое хозяйство. – 2019. – № 6. – С. 24–29.

5. Исследования структурного и напряженно-деформированного состояния рельсов текущего производства методом акустоупругости / В. В. Муравьев, Л. В. Волкова, А. В. Платунов, И. В. Булдакова, Л. В. Гущина // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. – 2018. – Т. 21. – № 2. – С. 13–23.

6. Акустическая структуроскопия стальных образцов, нагруженных изгибом с вращением при испытаниях на усталость // В. В. Муравьев, О. В. Муравьева, А. Ю. Будрин, М. А. Синцов, А. В. Зорин // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. – 2019. – Т. 22, № 1. – С. 37–44.

7. ГОСТ 51685-2013.

8. Дефектоскопия композитной арматуры акустическим волноводным методом / В. А. Стрижак, А. В. Пряхин, Р. Р. Хасанов, С. С. Мкртчян // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. – 2019. – Т. 22, № 1. – С. 78–88. – DOI: 10.22213/2413-1172-2019-1-78-88.

9. *Волкова, Л. В.* Использование многократного зеркально-теневого метода при ультразвуковом контроле пера подошвы рельса / Л. В. Волкова, А. В. Платунов // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. – 2019. – Т. 22, № 4. – С. 38–45. – DOI: 10.22213/2413-1172-2019-4-38-45.

10. *Муравьева, О. В.* Формирование акустического поля проходного преобразователя в деталях с резьбой / О. В. Муравьева, М. Ю. Соков, Ю. В. Мышкин // Интеллектуальные системы в производстве. – 2018. – Т. 16, № 4. – С. 45–56. – DOI: 10.22213/2410-9304-2018-4-45-56.

11. Исследование двухосного напряженного состояния в рельсах Р65 методом акустоупругости / В. В. Муравьев, А. В. Якимов, Л. В. Волкова, А. В. Платунов // Интеллектуальные системы в производстве. – 2019. – Т. 17, № 1. – С. 19–25. – DOI: 10.22213/2410-9304-2019-1-19-25.

K. A. Tapkov [1], engineer
V. V. Muravev [1,2], DSc in engineering, professor, head of department
E-mail: pmkk@istu.ru
[1]Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russian Federation
[2]Udmurt Federal Research Center UB RAS, Izhevsk, Russian Federation

Rise of Fatigue Crack in the Head of the Rail

The process of crack birth and rise in the head of the rail with the train load with CNII-X3 (93 tons) is described. It is founded, that in case if stresses, which fits to the GOST 51685-2013, crack birth happens after operational time of 1846 million tons, and rail become in dangerous defect category after operational time of 1883 million tons. Also, it is found that rise of residual stresses after rail producing decreases rail lifetime for safety usage.

Keywords: math modeling, rail, fatigue crack, residual stresses.