УДК 629.4.028.086

Е.С. Евтух, В.И. Сакало

**ВЛИЯНИЕ РЕЛЬСОВЫХ СТЫКОВ НА НАКОПЛЕНИЕ КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ В КОЛЕСАХ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА**

Приведены статистические данные о величинах зазоров в рельсовых стыках, установлен закон их распределения. Дано уточненное решение для определения значения ударной силы, возникающей при перекатывании колеса вагона через рельсовый стык. Предложена методика оценки контактно-усталостной долговечности колеса. Дана оценка влияния рельсовых стыков на накопление контактно-усталостных повреждений в колесах железнодорожного подвижного состава.

Ключевые слова: рельсовый стык, закон распределения, величина зазора, сила удара, накопление повреждений, контактно-усталостная долговечность.

При наезде колёс железнодорожного подвижного состава на рельсовые стыки возникают значительные динамические усилия. Начиная с 1960-х гг. на скоростных железнодорожных линиях за рубежом, а также на отдельных направлениях дорог России применяется бесстыковой путь, позволяющий уменьшить количество рельсовых стыков. Он содержит сварные рельсовые плети длиной 500 – 800 м, а также равной длине блок-участков (обычно 2-4 км). Между плетями укладываются 2-4 уравнительных рельса длиной по 12,5 м. Таким образом, бесстыковой путь представляет собой чередование сварных плетей и коротких участков звеньевого пути. Наличие в пути рельсовых стыков приводит к появлению дополнительных динамических воздействий на колеса и рельсы при их прохождении. Так как сезонный перепад температуры воздуха на территории России от максимальной до минимальной может составлять около 90°С, а грузонапряженность в 6-8 раз выше, чем за рубежом, то длина рельсовой плети ограничена. Поэтому задача исследования влияния рельсовых стыков на накопление контактно-усталостных повреждений в колесах подвижного состава является актуальной.

**Статистические данные о величинах зазоров в рельсовых стыках.** При анализе состояния бесстыкового пути по Брянск-Льговской дистанции пути Московской железной дороги величины стыковых зазоров были представлены в виде статистических данных. Длина пути, на которой выполнены измерения, составила 722 км. Измерено 4026 стыковых зазоров. Диапазон изменения величины зазоров составил от 0 до 25 мм.

Для построения статистического ряда вся информация разбита на 13 интервалов. Интервальный вариационный ряд представлен в табл.1. Гистограмма частотного распределения значений стыковых зазоров показана на рис.1а. На оси абсцисс указаны номера интервалов вариационного ряда значений зазоров, а по оси ординат отложены вероятности значений зазоров, соответствующих серединам интервалов.

По виду гистограммы сделано предположение о том, что распределение величин стыковых зазоров подчиняется закону Вейбулла. Для подтверждения этого предположения определены основные числовые характеристики вариационного ряда:

– математическое ожидание

где *k* – число интервалов в статистическом ряду; *xсрi* – значение середины *i*-го интервала; *pi* – опытная вероятность *i-*го интервала;

– среднеквадратическое отклонение

– коэффициент вариации

Значение коэффициента вариации удовлетворяет неравенству 0,4 ≤ *υ<* 1, при котором распределение может описываться законом Вейбулла.

Определены значения коэффициентов дифференциальной функции Она представлена графиком на рис.1б.

*pi*

*pi*

|  |  |
| --- | --- |
| а)  № интервала | зазор z, мм  б) |

Рис.1. Гистограмма частотного распределения значений стыковых зазоров (а) и дифференциальная функция распределения Вейбулла (б)

Таблица 1

Интервальный вариационный ряд значений величины стыковых зазоров

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер интервала *ki* | Середина интервала *xi*, мм | Опытная частота *mi*, шт. | Опытная вероятность *pi* | Интегральная  функция *F(xi)* | Теоретическая частота *mTi*, шт. |
|
| 1 | 0,97 | 293 | 0,072777 | 0,076250436 | 307 |
| 2 | 2,91 | 679 | 0,168654 | 0,241329985 | 665 |
| 3 | 4,85 | 755 | 0,187531 | 0,436179764 | 784 |
| 4 | 6,79 | 684 | 0,169896 | 0,617774192 | 731 |
| 5 | 8,73 | 618 | 0,153502 | 0,762392327 | 582 |
| 6 | 10,67 | 431 | 0,107054 | 0,86403678 | 410 |
| 7 | 12,61 | 253 | 0,062842 | 0,928170987 | 258 |
| 8 | 14,51 | 165 | 0,040984 | 0,964880058 | 148 |
| 9 | 16,45 | 83 | 0,020616 | 0,984075259 | 77 |
| 10 | 18,39 | 47 | 0,011674 | 0,993291585 | 37 |
| 11 | 20,33 | 15 | 0,003726 | 0,997370553 | 16 |
| 12 | 22,27 | 2 | 0,000497 | 0,999039719 | 7 |
| 13 | 24,21 | 1 | 0,000248 | 1,0 | 4 |

Для проверки согласия между эмпирическим и принятым теоретическим законом распределения использован критерий Пирсона *χ*2. Его значение *χ2*эмп составило 16,543. Критическое значение критерия Пирсона для уровня значимости *α* = 0,01 *χ2*крит равно 29,09. Так как *χ2*эмп<*χ2*крит, согласие между эмпирическим и теоретическим законом распределения является статистически значимым, теоретическое распределение Вейбулла удовлетворительно описывает эмпирические данные. Кроме того, согласие между принятым законом распределения величин зазоров в рельсовых стыках и экспериментальными данными проверялось с использованием критерия Колмогорова.

**Сила ударного взаимодействия колеса и рельса при перекатывании колеса через рельсовый стык.** При перекатывании колесной пары через стыковые соединения рельсов происходит скачкообразное перемещение мгновенного центра вращения из точки А на конце отдающего рельса в точку В принимающего рельса (рис.2). Это приводит к мгновенному изменению направления вектора скорости центра масс колесной пары за счет мгновенного возникновения вертикального вектора скорости *VB*,следствием чего является ударное взаимодействие колеса и рельса.

Схема, показанная на рис.2, соответствует случаю, когда поверхности качения нагруженного и ненагруженного рельсов находятся на одном уровне и между их торцами есть зазор *z*. Это соответствует предположению о том, что рельсы опираются на абсолютно жесткое основание. Хорда AB является мгновенным радиусом для точки колеса, входящей в контакт с точкой В принимающего рельса. Вектор скорости центра масс колесной пары до удара перпендикулярен радиусу ОА (обозначен через *V*1), а после удара – радиусу *ОВ* (обозначен через *V*2). Изменение произошло за счет вертикального вектора *VB*.

*V*

*V*1

*V*2

*VВ*

φ

*z*

О

А

В

Рис.2. Колесо на рельсовом стыке

Очевидно, что *VB*=2*Vsinφ*/2, где *V* - скорость движения колесной пары.

С учетом малости угла

Определим угол, где *Rk* – радиус круга катания колеса.

С учетом его малости получим выражение для скорости

. (1)

Для оценки контактно-усталостного повреждения, которое накапливается в материале колеса при прохождении стыка, необходимо определить значение максимальной ударной силы, закон изменения которой неизвестен. В работе [3] при решении задачи о соударении шаров ударная сила *Р* считается переменной во времени и связывается с их сближением *α*, которое также меняется во времени, зависимостью

,

где *n* – коэффициент, зависящий от радиусов шаров и постоянных упругости их материалов.

Под сближением понимается изменение расстояния между точками взаимодействующих тел, расположенными на достаточном удалении от области контакта. Максимальной ударной силе соответствует наибольшее сближение тел, при котором скорость их сближения становится равной нулю. Для её определения принимается предположение о том, что зависимость, связывающая силу со сближением при статическом сжатии тел, справедлива и при их соударении.

В работе [1] для определения сближения колеса и рельса при ударе использовано решение задачи о соударении шаров. Рельс представляется как тело со сферической поверхностью радиуса, равного радиусу головки рельса, а колесо – как тело со сферической поверхностью радиуса, равного радиусу круга катания.

Это решение может быть уточнено при использовании решения [4] для двух цилиндрических тел со взаимно перпендикулярными осями.

Рассмотрим соударение двух тел, одно из которых – колесо, имеющее коническую поверхность с радиусом *Rk* по кругу катания и обладающее массой, равной массе половины колесной пары. Контактная поверхность второго тела – рельса представляет собой цилиндр с радиусом, равным радиусу *r* головки. При этом предполагается, что рельс закреплен жестко, т. е. его масса принята бесконечно большой.

В этом случае сближение представляется зависимостью

где *a* и *b*– полуоси эллиптического пятна контакта, *b<a*;

*Е* – модуль упругости первого рода; *µ* - коэффициент Пуассона;

Величина *a*,согласно [3], выражается как

тогда

Окончательно получаем выражение для сближения контактирующих тел:

где

|  |  |
| --- | --- |
|  | – главные радиусы кривизны колеса; |
|  | – главные радиусы кривизны рельса; | |

Величина *m* определяется в зависимости от *θ*.

С учетом *ψ* =0

При *Rk*= 0,475 м, *r* = 0,5 м

По таблице [3] для *θ*=88,5° находим *m*=1,018, *n*=0,983.

*K(е)* – полный эллиптический интеграл I-го рода аргумента *e=*(1*-β*2)1/2*, е* – эксцентриситет эллипса контакта.

тогда *е* = 0,26. По таблице находим *K*(*е*)=1,598.

С учетом найденных величин определим сближение контактирующих тел:

Окончательно связь между силой *Р* и сближением *α* соударяющихся тел примем в виде

где ***γ*** = 1,0236·1011 Н/м2/3.

Формула (2) служит для определения силы удара.

Получив зависимость, связывающую ударную силу со сближением, можно перейти к определению максимальной силы удара. Уравнение вертикального движения колеса записывается в виде

.

Первое интегрирование дает

. (3)

Для определения постоянной *С* воспользуемся начальным условием: в начальный момент процесса, когда *α*= 0, начальная скорость колеса равна . Тогда .

Подставив в уравнение (3) выражения для силы из (2), постоянной *С* и скорости *V*B из (1) и учитывая, что в конце удара скорость сближения равна нулю, определим наибольшее сближение тел:



Наибольшая ударная сила

, или .

С учетом формулы (1)

, (4)

где в качестве *m* принимается масса обода колеса, равная 197,4 кг, скорость движения подставляется в метрах в секунду, а ударная сила получается в ньютонах.

**Оценка контактно-усталостной долговечности колеса из условий движения вагона по рельсовому пути без учета рельсовых стыков.** Для оценки долговечности колеса при движении вагона по рельсовому пути без учета рельсовых стыков использованы результаты моделирования движения полувагона массой 80 т со скоростями 72 и 90 км/ч с помощью программного комплекса «Универсальный механизм». Получены плотности распределения вероятностей нормальных сил (рис.3).

|  |  |
| --- | --- |
| а)  *pi* | б)  *pi* |

Рис.3. Распределение вероятностей нормальных сил в контакте колеса и рельса:

а – при скорости 72 км/ч; б – при скорости 90 км/ч

Диапазон изменения сил был разбит на 10 интервалов и составил: для скорости 72 км/ч – от 47,3 до 122,4 кН, для скорости 90 км/ч – от 64,5 до 126,2 кН. В табл.2 представлены значения сил, соответствующие серединам интервалов.

Таблица 2

Значения нормальных сил, соответствующие серединам интервалов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номер интервала | Нормальная сила  при скорости 72км/ч, кН | Нормальная сила  при скорости 90км/ч, кН |
| 1 | 52,2 | 67,8 |
| 2 | 59 | 74,2 |
| 3 | 66,9 | 80,6 |
| 4 | 74,7 | 87,1 |
| 5 | 82,5 | 93,5 |
| 6 | 90,3 | 100 |
| 7 | 98,2 | 106,4 |
| 8 | 106 | 112,8 |
| 9 | 113,8 | 119,3 |
| 10 | 120,1 | 124,4 |

Для определения накопленных повреждений использована кривая контактной усталости колесной стали (рис.4), полученная в работе [5]. По оси абсцисс этого графика отложено количество циклов нагружения образцов до разрушения, а по оси ординат – максимальные давления в их контакте.

Эта кривая аппроксимирована зависимостью

|  |
| --- |
|  |
| Рис.4. Кривая контактной усталости колесной стали |

Для использования её в расчетах необходима зависимость между нормальной силой и максимальным давлением в контакте. Максимальное давление в контакте

где *a* и *b* – полуоси эллипса контакта; *P* – нормальная сила.

Для случая контактирования колеса и рельса с неизношенными поверхностями при центральном расположении контакта выше получены значения входящих сюда величин. Подставив их в уравнение (6) получим выражение для максимального давления:

В работе [6] приведено значение предела контактной выносливости колесной стали, выраженное через максимальные контактные давления. Ему соответствует *p0*=1000 МПа. Это позволяет определить значение повреждающей силы:

где *Р* определяется в ньютонах, а *р0* подставляется в МПа.

Отсюда повреждающая сила равна 108 кН. В число повреждающих попадают силы, соответствующие интервалам от 8-го до 10-го при скорости 72 км/ч и от 7-го до 10-го при скорости 90 км/ч.

Рассчитана накопленная поврежденность за 1000 км пробега вагона. За один оборот колесной пары вагон проходит расстояние *πd*, где *d* – диаметр круга катания. Естественно предположить, что все точки, расположенные на круге катания колеса, являются равноопасными. Возьмём некоторую точку, расположенную на круге катания. Она попадает в контакт каждый раз, когда колесо перекатывается на расстояние *πd*. Тогда число циклов нагружения опасной точки на пробеге 1000 км

Вероятность значения возникающей в контакте силы определяется графиками, представленными на рис.3. В табл.3 и 4 приведены средние значения повреждающих сил в принятых интервалах, их вероятность, а также количество реализаций контакта с этими значениями сил. Здесь же представлены максимальные давления, соответствующие средним значениям сил, которые определены по формуле (7). Числа циклов до разрушения материала колеса, соответствующие этим давлениям, определены с использованием кривой контактной усталости (рис.4) и аппроксимирующей её зависимости (5). Они представлены в последних строках табл.3 и 4.

Таблица 3

Данные для анализа накопленной поврежденности в колесе

при скорости движения 72 км/ч

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Показатель | Номер интервала | | |
| 8 | 9 | 10 |
| Среднее значение силы, кН | 106 | 113,8 | 120,1 |
| Вероятность | 0,13 | 0,025 | 0,0125 |
| Количество реализаций контакта *ni* | 43558 | 8377 | 4188 |
| Максимальное давление, МПа | 994 | 1018 | 1036 |
| Число циклов до разрушения *Ni*·10-5 | 17,559 | 16,849 | 16,346 |

Таблица 4

Данные для анализа накопленной поврежденности в колесе

при скорости движения 90 км/ч

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Показатель | Номер интервала | | | |
| 7 | 8 | 9 | 10 |
| Среднее значение силы, кН | 106,4 | 112,8 | 119,3 | 124,4 |
| Вероятность | 0,12 | 0,04 | 0,0125 | 0,0075 |
| Количество реализаций контакта *ni* | 40208 | 13403 | 4188 | 2513 |
| Максимальное давление, МПа | 995 | 1015 | 1034 | 1048 |
| Число циклов до разрушения *Ni*·10-5 | 17,529 | 16,936 | 16,401 | 16,024 |

Накопленная поврежденность в опасной точке колеса определена с использованием линейной гипотезы суммирования повреждений. Для скоростей движения экипажа 72 и 90 км/ч она соответственно равна

При скорости движения вагона 70 км/ч колесо пробегает 30,3 тыс. км до накопления поврежденности, равной 1.

**Влияние рельсовых стыков на накопление контактно-усталостных повреждений в колёсах.** Выше определена накопленная поврежденность в колесе на пробеге 1000 км из условия отсутствия рельсовых стыков. Из статистических данных о количестве стыков следует, что на длине пути 722 км насчитывается 4026 стыков, тогда на длине пути 1000 км количество стыков равно 5576.

Для определения силы удара при перекатывании колеса через стык получена формула (4). В работе [1] обосновывается использование массы обода колеса в качестве расчетной массы. Проверка показала, что в этом случае значение ударной силы получается близким к наблюдаемому в экспериментах [7].

Анализ решения контактных задач для колеса и рельсапозволяет установить размеры области, в пределах которой напряжения могут считаться повреждающими. В окружном направлении колеса её размер составил около 30 мм. Тогда на поверхности катания колеса можно насчитать 100 таких областей. Вероятность попадания области на стык (в предположении, что она одинакова для всех стыков) составляет 0,01. Тогда на пробеге 1000 км количество попаданий области на стык равно 5576·0,01=56.

В связи с тем что ударная сила зависит от зазора в рельсовом стыке, накопление повреждений в колесе должно рассчитываться с учетом вероятности значения зазора (рис.1, табл.1). В табл. 5 представлены значения величин, полученные при движении вагона со скоростью 72 км/ч: номер интервала значений зазоров; среднее значение зазора в интервале; ударная сила, вычисленная по формуле (4); максимальное давление *р0*, вычисленное с использованием зависимости , аппроксимирующей результаты решения для случая контакта колеса и кромки рельса в стыке [8]; количество циклов до разрушения материала колеса, вычисленное с использованием формулы (5) в зависимости от максимального давления; вероятность наезда колеса на стык с зазором, определяемым номером интервала; число реализаций контакта расчетной области на стыке с этим значением зазора. В последнем столбце приведена накопленная поврежденность при наезде колеса расчетной областью на стыки с зазорами, соответствующими интервалам.

Накопленная поврежденность в колесе, обусловленная наездом на рельсовые стыки, на длине 1000 км составила 16,5·10-5.Наличие стыков в рельсовом пути приводит к повышению интенсивности накопления повреждений на 0,5%.

Накапливаемая повреждённость возрастает с увеличением зазора в рельсовом стыке и скорости движения. Наибольшее повреждение получено при наезде на стык с зазором от 7,76 до 9,7 мм, имеющим одну из наибольших плотностей распределения вероятностей.

Наглядное представление о влиянии зазора в рельсовом стыке и скорости движения вагона дает картина линий равных чисел циклов до разрушения материала колеса (рис. 5). По оси абсцисс отложены значения зазоров в миллиметрах, а по оси ординат ­ скорость движения экипажа в метрах в секунду. На изолиниях показано число циклов до разрушения материала колеса, умноженное на 10-5.

Таблица 5

Зависимость величин накопленной поврежденности в колесе от зазора в рельсовом стыке

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер интервала  *i* | Среднее значение зазора  *z*, мм | Ударная сила  *Pmax*, кН | Максимальное давление  *р0*, МПа | Количество циклов до разрушения  *Ni*·10-5 | Вероятность зазора  *pi* | Число реализаций контакта  *ni* | Поврежденность |
| 1 | 0,97 | 14,75 | 1238 | 12,012 | 0,07278 | 4,1 | 0,341 |
| 2 | 2,91 | 55,11 | 1645 | 7,347 | 0,16865 | 9,4 | 1,279 |
| 3 | 4,85 | 101,74 | 2073 | 4,925 | 0,18753 | 10,5 | 2,132 |
| 4 | 6,79 | 152,36 | 2489 | 3,59 | 0,1699 | 9,5 | 2,646 |
| 5 | 8,73 | 205,98 | 2872 | 2,803 | 0,1535 | 8,6 | 3,068 |
| 6 | 10,67 | 262,07 | 3210 | 2,312 | 0,10705 | 6 | 2,595 |
| 7 | 12,61 | 320,24 | 3493 | 1,998 | 0,06284 | 3,5 | 1,752 |
| 8 | 14,51 | 378,98 | 3709 | 1,801 | 0,04098 | 2,3 | 1,277 |
| 9 | 16,45 | 440,57 | 3861 | 1,68 | 0,02062 | 1,2 | 0,715 |
| 10 | 18,39 | 503,63 | 3936 | 1,625 | 0,01167 | 0,7 | 0,431 |
| 11 | 21,7 | 614,28 | 3942 | 1,621 | 0,0045 | 0,3 | 0,198 |

С увеличением зазора и скорости движения вагона число циклов до разрушения материала колеса уменьшается. Из картины изолиний видно, что при зазорах в рельсовом стыке от 0 до 14 мм и скоростях движения от 36 до 80 км/ч сказывается более сильное влияние значения зазора, число циклов медленнее меняется с увеличением скорости движения. Например, при зазоре 7 мм увеличение скорости от 36 до 72 км/ч приводит к снижению числа циклов до разрушения материала колеса в 1,85 раза, а с увеличением зазора с 2 до 7 мм при скорости движения 72 км/ч число циклов до разрушения уменьшается в 2,65 раза.

|  |
| --- |
|  |
| Рис. 5. Линии равных чисел циклов до разрушения материала колеса |

Просадка балласта в зоне стыка приводит к увеличению накопленной поврежденности в колесе, так как движение вагона сопровождается колебательным процессом, при котором сила взаимодействия колеса и рельса достигает 340 кН [9]. Процесс колебаний является затухающим, но число циклов с такой амплитудой силы может достигать 3-4. Это может привести к накоплению повреждений, в 4 раза больших, чем при наезде на стык без просадки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Манашкин, Л.А. Оценка силы ударного взаимодействия колеса и рельса на стыке двух рельсов / Л.А.Манашкин, С.В.Мямлин, В.И. Приходько // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. –Дніпропетровськ, 2008. –Вип. 22. – С. 36-39.
2. Коган, А.Я.Расчет напряженно-деформированного состояния элементов конструкции пути в зоне стыка рельсов / А.Я. Коган, Ю.Л. Пейч // Вестник ВНИИЖТ. –2000. – № 2. – С. 31-39.
3. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
4. Повышение стойкости вагонных колёс в эксплуатации карбонитридным упрочнением стали / Л.М. Школьник, Д.П. Марков, Ю.С. Пройдак [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. – 1994. – №6. – С. 40-44.
5. Контактно-усталостные повреждения колёс грузовых вагонов / под ред. С.М. Захарова. – М.: Интекст, 2004. – 160 с.
6. Шафрановский, А.К. Непрерывная регистрация вертикальных и боковых сил взаимодействия колеса и рельса / А.К. Шафрановский //Труды ВНИИЖТ.– М.: Транспорт, 1965.–Вып. 308. –96с.
7. Евтух, Е.С. Напряжённо-деформированное состояние в области контакта колеса и рельса при наезде колеса на стык / Е.С. Евтух // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2011. – №3. – С. 74-79.
8. Евтух, Е.С. Влияние просадки балласта на динамические усилия, возникающие между колесом и рельсом при прохождении стыка / Е.С. Евтух, В.И. Сакало, Д.Г. Агапов// Транспорт Урала. - Екатеринбург, 2009. ­ - № 4. ­- С. 32-34.

Материал поступил в редколлегию 25.11.13.