

**Довбня Н.П.,
Бондаренко Л.М.,
Бобырь Д.В.,
Коренюк Р.А.**
Днепропетровский национальный
университет железнодорожного транспорта
имени академика В. Лазаряна,
г. Днепропетровск, Украина
E-mail: dmitrob@ua.fm

СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ СОПРОТИВЛЕНИЯМИ КАЧЕНИЮ И СКОЛЬЖЕНИЮ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЛОКОМОТИВА ПО КРИВЫМ И ПРИ ИЗВИЛИСТОМ ДВИЖЕНИИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

УДК 629.42

Определены сопротивления скольжению поверхности бандажа по рельсу в зависимости от радиуса закругления головки рельса, качению колеса по рельсу и общее сопротивление движения колеса по закруглению от закругления и влияния колесной пары.

Ключевые слова: износ поверхностей катания бандажей и рельс; скольжение бандажа по рельсу; сопротивления скольжению; сопротивление качению.

Постановка проблемы

Считается, что одной из основных причин износа поверхностей катания бандажей и рельс служат касательные напряжения возникающие при действии силы тяги. При частой повторяемости напряжений в материале головки рельса и бандажа возникают и развиваются повреждения в виде луночек выкрашивания или отслаивающихся пластинок [1].

Очевидно, хотя на это и не указывается, второй из главных причин износа поверхностей катания является извилистое движение колесной пары в результате чего ось перекашивается. Вследствие перекоса оси возникает скольжение бандажа по рельсу. Поскольку известны формулы для определения угла перекоса, частоты колебаний виляния, то можно найти и износ поверхностей катания [1].

Подобное явление возникает и при движении экипажа в кривой.

Цель статьи найти сопротивления скольжению поверхности бандажа по рельсу в зависимости от радиуса закругления, качению колеса по рельсу и определить общее сопротивление движению колеса по закруглению от закругления и влияния колесной пары.

Основной материал исследований

Если нагрузка от колеса на рельс P , то появляется площадка контакта, размеры которой могут быть найдены при помощи формул теории контактных деформаций Герца. В случае контакта бандаж-рельс соприкасающиеся поверхности являются поверхностями второго порядка и площадка контакта будет иметь форму эллипса, а напряжения сжатия распределяются по закону эллипсоида.

1.1. Сопротивление скольжению бандажа по новому рельсу

Контакт бандажа с рельсом представляет собой контакт двух цилиндрических поверхностей с пересекающимися осями со слабой коничностью бандажа которой можно пренебречь.

Полуширина пятна контакта бандажа с рельсом определится из теории контактных деформаций Герца [2]:

$$b_{11} = n \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)P \cdot R_k \cdot R_p}{E(R_k + R_p)}}, \quad (1)$$

где n – коэффициент уравнения эллипса касания;

μ – коэффициент Пуассона материалов бандажа и рельса;

P – нагрузка от колеса на рельс;

E – модуль упругости материалов;

R_k, R_p – радиусы колеса и закругления головки рельса.

При наезде колеса на закругление радиусом R пятно контакта длиной $2b$ не будет совпадать с направлением движения колеса. Если колесо переместится на элементарный угол $d\varphi$, то пятно контакта повернется на этот же угол, а его проекция на нормаль к рельсу составит $2b \sin d\varphi \approx 2b d\varphi$.

Для определения силы и работы прения скольжения сосредоточим силу P в двух точках, расположенных на расстоянии $3b/8$ т.е. в центрах эпюр давлений двух параболических полусегментов.

Элементарная работа сил трения скольжения при движении колеса по закруглению:

$$dA = \frac{3}{4} b \cdot P \cdot f \cdot d\varphi, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения бандажа о рельс.

Полную работу на углу поворота найдем как интеграл от β до 0.

$$A_{11} = \frac{3}{4} b \cdot P \cdot f \cdot \beta. \quad (3)$$

Приведем сопротивление скольжению на закруглении к работе сил трения качения и найдем приведенный коэффициент трения качения:

$$k_{11} = \frac{3}{4} b \cdot f \cdot \frac{R_k}{R}. \quad (4)$$

1.2. Сопротивление скольжению бандажа по изношенному рельсу

В процессе эксплуатации профиль поверхности катания бандажей приближается к очертанию головки рельсов и эллиптическая площадка контакта вырождается в прямоугольную ширина которой B определяется шириной рельса, а длина полуширины пятна контакта в направлении движения:

$$b_{12} = 1,526 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot R_k}{B \cdot E}}. \quad (5)$$

Естественно, что k_{12} для этого случая определится тоже формулой (4).

2.1. Сопротивление качению колеса по новому рельсу

При известной полуширине пятна контакта коэффициент трения качения при точечном контакте определится из формулы (3):

$$k_{21} = 0,16b \cdot e^{0,2R_k}, \quad (6)$$

где R_k – в метрах.

Сопротивление качению:

$$W_{21} = \frac{k_{21} \cdot P}{R_k}. \quad (7)$$

2.2. Сопротивление качению колеса по изношенному рельсу

При ширине контакта B полуширина пятна контакта b_{22} определится из формулы (5).

Коэффициент трения качения для этой схемы касания [3]:

$$k_{22} = 0,225b \cdot e^{-1,2R_k}. \quad (8)$$

Сопротивление качению определится формулой (7) при подстановке величины k_{22} в (7).

Таким образом, сопротивление движению колеса по кривой может быть найдено через приведенный коэффициент трения качения, представляющий собой сумму двух коэффициентов: непосредственно коэффициента трения качения и приведенного коэффициента, учитывающего скольжение бандажа по рельсу.

Найдем приведенный коэффициент трения качения для рассмотренных случаев при $P = 105$ кН; $P_p = 300$ мм; $R_k = 475$ мм; $\mu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $B = 35$ мм [4].

При принятых данных полуширина пятна контакта между колесом и новым рельсом (1) составит $b_{11} = 7,63$ мм, коэффициент трения качения (6) $k_1 = 0,86$ мм а величина коэффициента сопротивления скольжения качению составит $k_{11} = 0,002$ мм.

В случае скольжения по изношенному рельсу полуширина пятна контакта $b_{12} = 3,975$ мм; $k_2 = 0,447$ мм, а $k_{12} = 0,0001$ мм.

Величина работ при движении колеса по закруглению радиусом $R = 200$ м коэффициенте трения $f = 0,15$ и углу закругления $\beta = 60^\circ$: сил трения скольжения по новому рельсу $A_{11} = 94$ Нм, по изношенному $A_{12} = 49$ Нм; сил трения качению по новому рельсу $A_{21} = 39715$ Нм, по изношенному $A_{22} = 20690$ Нм.

3.1. Сопротивление скольжению при влиянии теоретические исследования извилистого движения были направлены на определение его параметров. Однако на износ бандажей и рельса, а также сопротивление движению его влияния не рассматривалось.

В [1] доказано, что при движении колесной пары влияние будет синусоидальным с длиной волны:

$$L = 2\pi\sqrt{R_{\text{кт}} \mathbf{I}_{\kappa} / i},$$

где $R_{\text{кт}}$ – радиус круга катания;

i – уклон поверхности катания бандажа;

$\mathbf{I}_{\kappa}$ – расстояние между плоскостями кругов катания.

Здесь же при $R_{\text{кт}} = 1050$ мм; $\mathbf{I}_{\kappa} = 1580$ мм; $i = 1/20$ получено, что $L = 18,1$ м при частоте $f = V/65,2$.

Поскольку уравнение полуволны синусоиды описывается уравнением:

$$y = y_0 \sin \frac{2\pi x}{L}, \quad (9)$$

то максимальное отношение оси эллипса касания от оси рельса определится как:

$$\beta = y_0 \frac{L}{\pi} \cdot \frac{180}{\pi} \cos \frac{\pi}{4}, \quad (10)$$

где y_0 – амплитуда влияния.

На одной волне поворота оси составит 4β .

При принятых выше данных и $L = 18,1$ м; $y_0 = 7$ мм; $\beta = 0,886^\circ$, а работа сил трения скольжения на длине синусоиды ($L_c = 18,9$ м) при новом рельсе $A_{31} = 37,2$ Нм; при изношенном $A_{32} = 19,4$ Нм. Работа сил сопротивления качению состоит соответственно $A_{41} = 3590$ Нм; $A_{42} = 1870$ Нм.

Анализ полученных формул и проведенных расчетов позволяет сделать следующие выводы:

- работа на скольжение бандажа по рельсу при движении колеса по закруглению составляет менее одного процента от сопротивления качению при реальных радиусах и коэффициентах трения;
- при расчете сопротивления качению колеса по рельсу на закруглении скольжение бандажа по рельсу можно не учитывать, но при учете износа рельса эту работу очевидно необходимо учитывать.

Литература

1. Конструкция и динамика тепловозов / Под ред. Иванова В.Н. – М.: Транспорт, 1974. – 336 с.
2. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
3. Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловелікін В.С. Деформаційні опори в машинах – Дніпропетровськ: Дніпро – VAL, 2002. – 200 с.
4. Подвижной состав и тяга поездов / Третьяков А.П., Деев В.В., Петрова А.А и др. – М.: Транспорт, 1979. – 368 с.

Поступила в редакцію 07.12.2012

Dovbnia N.P., Bondarenko L.M., Bobir D.V., Korenjuk R.A. **Betweenness by resistances to wobbling and skidding at motion of locomotive on curves and at winding motion of wheelpair.**

Slip resistance of the surface defined band on the rail, depending on the radius of curvature of the rail head, rolling wheels on the rail and the total resistance movement of the wheel rounding off rounding and yaw wheelset. It is shown that analysis of the formulas and calculations led to the following conclusions:

- work on the slip band on the rail during the motion of the wheel rounding is less than one percent of the rolling resistance at the actual radius and the coefficient of friction;
- the calculation of the rolling resistance of the wheel on the rail rounding sliding band on the rail can be ignored, but taking into account the deterioration of rail job obviously need to consider.

Key words: wear of surfaces of driving of bandages and rail; bandage sliding on a rail; resistance to sliding; resistance to swing.

Reference

1. Konstrukcija i dinamika teplovozov. Pod red. Ivanova V.N. M.: Transport, 1974. 336 s.
2. Pisarenko G.S., Jakovlev A.P., Matveev V.V. Spravochnik po soprotivleniju materialov. Kiev: Nauk. dumka, 1988. 736 s.
3. Bondarenko L.M., Dovbnia M.P., Lovelikin V.S. Deformatsiini opory v mashynakh Dnipropetrovsk: Dnipro. VAL, 2002. 200 s.
4. Tret'jakov A.P., Deev V.V., Petrova A.A i dr. Podvizhnoj sostav i tjaga poezdov. M.: Transport, 1979. 368 s.