

Довбня Н. П., канд. техн. наук, Бондаренко Л. М., канд. техн. наук, Бобыр Д. В., канд. техн. наук, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна (Днепропетровск, Украина)

Соотношение между сопротивлениями качению бандажа по рельсу и в подшипниках букс вагонов и локомотивов

Ключевые слова: сопротивления движению вагонов и локомотивов, сопротивление от качения колес по рельсам, трение в роликовых подшипниках букс, коэффициент трения.

Введение и постановка проблемы

Ввиду многообразия факторов, влияющих на величину основного сопротивления движению вагонов и локомотивов, затруднено теоретическое определение его величин. Поэтому нормативные документы предусматривают расчеты по эмпирическим формулам для средних эксплуатационных условий, в зависимости от типа подвижного состава и режима работы.

Сопротивление трения шеек осей в буксовых подшипниках в [1, 6] рекомендуется определять из выражения:

$$W_{\bar{6}} = 1000 \varphi P \frac{d}{D_K},$$

где P – нагрузка на шейки оси, кН;
 φ – коэффициент трения;
 d – диаметр шейки оси, м;
 D_K – диаметр колеса, м.

Там же представлена формула для определения удельного сопротивления движению вагона при роликовых подшипниках:

$$\mu_{\text{пш}} = 0,1 + 0,1 \frac{V}{P}.$$

Сопротивление трения качения колес по рельсам рекомендуется определять из выражения:

$$W_{\text{TK}} = 1000 \frac{k}{R_K} P,$$

где k – коэффициент трения качения;
 R_K – радиус колеса.

Удельное сопротивление качения колес по рельсам рекомендуется принимать равным $\mu_{\text{TK}} = 0,3 \dots 0,4$ Н/кН.

Разделить эти два сопротивления экспериментально практически невозможно из-за большого количества типов и размеров подшипников, а также разных размеров, материалов колес и рельсов.

Цель статьи

С помощью аналитических зависимостей найти сопротивление от качения колес по рельсам и от трения в роликовых подшипниках букс, что позволит из основных удельных сопротивлений отделить скоростные составляющие и оценить влияние скорости на сопротивление подвижного состава от его типа и режима работы.

Материал исследований

1. Сопротивление в подшипниках букс. При расчете будем принимать радиальную нагрузку с учетом нагрузки, приходящейся на шейку, хотя при расчете срока службы подшипника необходимо брать приведенную радиальную нагрузку, зависящую от частоты вращения и расчетной долговечности [5, 6, 8].

Сопротивление качению роликов по внутренней (вн) и наружной (нр) обоймам найдем, приведя нагрузку, приходящуюся на подшипник к одному ролику. Это возможно в случае, когда нагрузка на группу тел распределяется по закону косинуса [3, 9].

Для определения коэффициента трения качения найдем полуширину пятна контакта в направлении качения ролика. Полуширина при контакте ролика: – с внутренней обоймой [2]:

$$b_{\text{вн}} = 1,522 \sqrt{\frac{P}{BE} \cdot \frac{rR_1}{r + R_1}}, \quad (1)$$

где P – приведенная нагрузка на ролик, равная радиальной нагрузке на подшипник;

B – расчётная длина ролика;
 E – модуль упругости материалов ролика и обоймы;
 r – радиус ролика;
 R_1 – наружный радиус внутренней обоймы.

Отметим, что в этой формуле коэффициенты Пуассона материалов приняты равными 0,3;
 – с наружной обоймой:

$$b_{\text{нр}} = 1,522 \sqrt{\frac{P}{BE} \cdot \frac{rR_2}{R_2 - r}}, \quad (2)$$

где $R_2 = R_1 + 2r$ – внутренний радиус наружной обоймы.

Коэффициент трения качения условного ролика по внутренней и наружной обоймам найдем воспользовавшись формулой, полученной Табаром (D. Tabor) [3, 7] пренебрегая, ввиду малости радиуса ролика, гистерезисными потерями:

$$k_{\text{вн}} = \frac{2}{3\pi} b_{\text{вн}}; \quad (3)$$

$$k_{\text{нр}} = \frac{2}{3\pi} b_{\text{нр}}. \quad (4)$$

При известных величинах $k_{\text{вн}}$ и $k_{\text{нр}}$ сопротивление качению условного ролика по внутренней и наружной обоймам:

$$W_{\text{вн}} = \frac{Pk_{\text{вн}}}{r}; \quad (5)$$

$$W_{\text{нр}} = \frac{Pk_{\text{нр}}}{r}. \quad (6)$$

Для преодоления момента силы $F_{\text{вн}}$ и момента реакции P к обойме должен быть приложен момент:

$$M_{\text{вн}} = F_{\text{вн}} R_1 + Pk_{\text{вн}}. \quad (7)$$

Момент, выраженный через нагрузку на один подшипник:

$$M_{\text{вн}} = Pk_{\text{вн}} \left(1 + \frac{R_1}{r} \right). \quad (8)$$

Приведенный к цапфе коэффициент трения двух подшипников:

$$\mu_{\text{пш}} = \frac{(k_{\text{вн}} + k_{\text{нр}})}{R_0} \left(1 + \frac{R_1}{r} \right), \quad (9)$$

где R_0 – радиус цапфы.

2. Сопротивление от качения бандажа по рельсу.

При радиусе тела качения более 200 мм необходимо учитывать гистерезисные потери. С их учетом коэффициент трения качения при схеме контакта «цилиндры со взаимно перпендикулярными осями» имеет вид:

$$k = 0,16be^{0,2R_k}, \quad (10)$$

где R_k – радиус колеса в метрах.

Полуширина пятна контакта при этой схеме контакта:

$$b = 1,397 n_B \sqrt[3]{\frac{2P}{E} \cdot \frac{R_k R_p}{R_k + R_p}}, \quad (11)$$

где R_p – радиус закругления головки рельса;
 n_B – коэффициент, зависящий от отношения R_k/R_p .

Сопротивление качению колеса по рельсу:

$$W_{\text{кр}} = \frac{2Pk}{R_k}. \quad (12)$$

Коэффициент сопротивления качению по рельсу:

$$\mu_{\text{тк}} = \frac{k}{R_k}. \quad (13)$$

Для расчетов по наведенным выше формулам и сравнения результатов расчетов по соответствующим, воспользуемся данными принятыми в [4, 10] при расчете касательных напряжений на площадке контакта колеса с рельсом.

Радиальная нагрузка на один подшипник $P = Q/2 = 44,5$ кН; габариты подшипника (рис. 1) $100 \times 320 \times 108$ мм; число роликов $z = 14$; размеры роликов 42×65 мм; расчетная длина роликов $B = 0,9 \cdot 65 = 58,5$ мм.

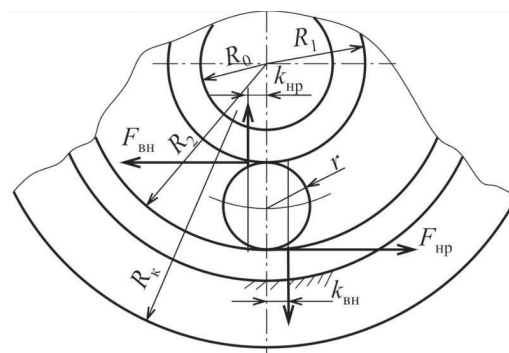


Рис. 1 – Размеры принятого подшипника и силы, действующие на внутреннюю и наружную обоймы

При модуле упругости материалов роликов и внутренней обоймы $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коэффициенте Пуассона равном 0,3 полуширина пятна контакта ролика с внутренней обоймой $b_{\text{вн}} = 0,382$ мм, с наружной $b_{\text{нр}} = 0,456$ мм при коэффициентах трения качения, соответственно, $k_{\text{вн}} = 0,084$ мм, $k_{\text{нр}} = 0,1$ мм.

При этих величинах сопротивление в подшипниках букс, приведенное к ободу колеса:

– при вращении внутренней обоймы:

$$F_{\text{Пвн}} = \frac{2P(k_{\text{вн}} + k_{\text{нр}})R_1}{rR_k}, \quad (14)$$

– при вращении наружной обоймы:

$$F_{\text{Пнр}} = \frac{2P(k_{\text{вн}} + k_{\text{нр}})(R_1 + 2r)}{rR_k}. \quad (15)$$

Эти величины составляют $F_{\text{Пвн}} = 150,0$ Н, $F_{\text{Пнр}} = 212,4$ Н, что в $1 + 2r/R_1$ раз больше предыдущей величины.

Приведенный к цапфе коэффициент трения двух подшипников $\mu_{\text{п}} = 0,013$.

Отметим, что приведение коэффициента трения подшипников качения в [1] и [4] к моменту трения цапфы, очевидно, относится ко времени перехода от подшипников скольжения к подшипникам качения, когда, как в [5], находилось сопротивление качения подшипника при котором оно будет меньшим, чем трение в цапфе. Поскольку не существует точных соотношений между диаметром цапфы и диаметром беговой дорожки внутренней обоймы, то, во всяком случае для узлов где вращается внутренняя обойма – это приведение вряд ли является корректным. Тем более, что существуют ходовые устройства в которых роль внутренней обоймы выполняет ось, а наружной ходовое колесо (подвесные конвейеры). Более корректным, на наш взгляд, в случае неподвижной внутренней обоймы за приведение надо брать диаметр беговой дорожки внутренней обоймы.

При радиусе закругления головки рельса $R_p = 300$ мм и радиусе колеса $R_k = 525$ мм коэффициент $n_b = 0,84$ и $b = 5,07$ мм, $W_{kp} = 179$ Н, $k = 1,055$ мм, а $\mu_{\text{кч}} = 0,002 = 2$ Н/кН.

Общее сопротивление качению $W_o = W_{on} + W_{kp} = 178 + 179 = 357$ Н, а коэффициент сопротивления качению составляет $\mu_o = 0,004$.

Выводы

Анализ приведенных формул и расчетов позволяет сделать следующие выводы:

– полученные зависимости позволяют аналитически находить величины сопротивлений качению бандажа по рельсу и в подшипниках букс с использованием общепринятых механических констант и размеров, что в свою очередь, при использовании последних в тяговых расчетах, например, при определении энергооптимальных режимов или в задачах судебных экспертиз, повышает их точность;

– при роликовых подшипниках сопротивление от качения бандажа по рельсу примерно равно сопротивлению в подшипниках букс.

Литература

1. Третьяков А. П. Подвижной состав и тяга поездов: учеб. пособие для вузов / А. П. Третьяков, В. В. Деев, А. А. Перова и др. – М. : Транспорт, 1979. – 368 с.
2. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев – К. : Наук. думка, 1988. – 736 с.
3. Johnson K.L. Contact mechanics. Cambridge University Press, 1985. – 451 p.
4. Иванов В. В. Конструкция и динамика тепловозов / В. В. Иванов, Н. И. Панов, А. П. Третьяков и др. – М. : Транспорт, 1974. – 336 с.
5. Кожевников С. М. Теория механизмов и машин. – М. : Машиностроение, 1969. – 584 с.
6. Туманишвили Г. И. Нагруженность и повреждаемость колес и рельсов при различных условиях эксплуатации / Г. И. Туманишвили, М. А. Чилидзе, В. С. Звиадаури // Вагонный парк. – 2010. – №7. – С. 23–25.
7. D. Tabor The hardness of solids, J. Colloid Interface Sci. 58 (1977). – P. 145–179.
8. Lukaszewicz P. Running resistance – results and analysis of full-scale tests with passenger and freight trains in Sweden / Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit March 1, 2007 vol. 221 no. 2, P. 183–193.
9. Barber J. R., Clavarella, M. Contact mechanics. Inter. J. of Solids and Structures. 2000. – 459 p.
10. Barwell F.T. The tribology of wheel on rail / F.T. Barwell // «Tribol. Int.», 1974. № 4. – P. 146–150.