

**Бондаренко Л.Н.,
Довбня Н.П.,
Бобырь Д.В.,
Шепотенко А.П.**

Днепропетровский национальный
университет железнодорожного транспорта
им. академика В. Лазаряна,
г. Днепропетровск, Украина
E-mail: dmitrob@ua.fm

ЗАВИСИМОСТЬ КПД И МАССЫ РОЛИКОПОДШИПНИКА ОТ КОЛИЧЕСТВА РОЛИКОВ

УДК 621.822.88

Получены аналитические зависимости для определения КПД роликовых подшипников в зависимости от количества роликов. Показано, что КПД шариковых и роликовых подшипников незначительно уменьшаются с увеличением количества роликов (шариков), масса роликподшипника существенно уменьшается с увеличением количества роликов, а КПД роликового подшипника выше чем шарикового.

Ключевые слова: роликподшипник, шарикоподшипник, сопротивление качению колес, количество роликов, КПД подшипника.

Вступление

На сопротивление качению колес и трение в подшипниках приходится одна из основных слагающих расхода энергоресурсов подвижного состава. Например, в мостовых кранах установленная мощность двигателей механизмов передвижения составляет около 1/3 от мощности на подъем.

Первостепенным источником сокращения расхода энергоресурсов на тягу поездов, а также для уменьшения мощности двигателей механизмов передвижения, является усовершенствование подшипников с целью повышения их КПД. Приводимые в справочниках величины КПД колеблются в широких пределах и, например, величина условного коэффициента трения для шариковых подшипников колеблется от 0,01 до 0,015, а роликовых от 0,015 до 0,02.

Цель и постановка задачи

Получить аналитические зависимости для определения КПД роликовых подшипников в зависимости от количества роликов.

Изложение материалов исследований

Аналитически получить зависимости КПД шарико- и роликподшипников от количества шариков или роликов вряд ли возможно ввиду отсутствия таких зависимостей для определения коэффициента трения качения при первоначальных линейном и точечном контактах.

В дальнейшем будем варьировать количеством роликов и шариков от $z = 10$ до $z = 20$, поскольку только при таком их количестве имеются формулы [1] по определению давления на наиболее нагруженный шарик или ролик.

В роликовых подшипниках с короткими цилиндрическими роликами число роликов определяется из условия сборки [2]:

$$z = 5 \frac{D + d}{D - d}, \quad (1)$$

где D, d – нагруженный и посадочный диаметры.

С учетом, что диаметр ролика [2] $d_p = 0,25(D - d)$, то через z он может быть найден и из соотношения $d_p = 1,25(D + d) / z$.

Нагрузка, приходящаяся на наиболее нагруженный ролик, $P_0 = 4,6Q / z$, где Q – нагрузка на подшипник.

С учетом выражения для P_0 диаметр ролика исходя из теории контактных напряжений Геруа при условии, что модули упругости материалов ролика и обоймы одинаковые, а коэффициент Пуассона равен 0,3 найдется из выражения методом последовательных приближений или графически

$$d_p \left(\sigma^2 d_p^2 + \sigma^2 d_p d - 3,22QE / z \right) = 1,6dQE / z, \quad (2)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
 $Q = 302$ кН;
 $d = 120$ мм (роликоподшипник №2524);
 $\sigma = 3800$ Мпа (сталь ШХ15) [3];
число роликов $z = 10; 12; \dots 20$.

Естественно, что диаметр ролика из условия сборки должен быть меньше величины, полученной по формуле (2).

Зависимости от количества роликов их диаметра показаны на рис. 1.

Для определения сопротивления качению роликов по внутренней и внешней обоймам можно найти коэффициент трения качения наиболее загруженного ролика воспользовавшись затем общей нагрузкой на подшипник.

Коэффициент трения качения при начальном линейном контакте

$$k = 0,225be^{-0,6d_p}, \quad (3)$$

где d_p – в метрах;

b – полуширина пятна контакта в направлении движения [3].

При качении ролика:

- по внутренней обойме:

$$b_{BH} = 1,522 \sqrt{\frac{P_0}{2BE} \cdot \frac{(d + d_p)d_p}{d + 2d_p}}; \quad (4)$$

- по наружной обойме:

$$b_{BP} = 1,522 \sqrt{\frac{P_0}{2BE} \cdot \frac{(d + d_p)(d + 3d_p)}{d + 2d_p}}. \quad (5)$$

Величины P_0 , K_{BH} и K_{BP} в зависимости от количества роликов показаны на рис. 2.

Зависимости сопротивления качению роликов по внутренней и внешней обоймам и момент, необходимый для вращения колец, приведенный к цапфе показаны на рис. 3.

КПД роликового подшипника в зависимости от количества роликов найдем как:

$$\eta = \frac{1}{1 + W/Q}, \quad (5)$$

где W – общее сопротивление вращению внутренней и наружной обойм (1 + 2 на рис. 3).

Зависимости КПД роликового и шарикового (примерно одинаковых размеров) подшипников в зависимости от количества роликов (шариков рассмотрено отдельно) показаны на рис. 4.

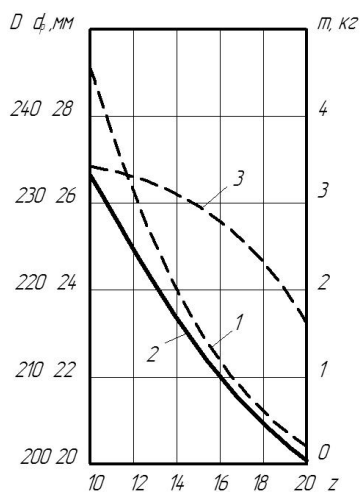


Рис. 1 – Зависимости от числа роликов:
1 – диаметра роликов;
2 – наружного диаметра подшипника;
3 – теоретической массы подшипника

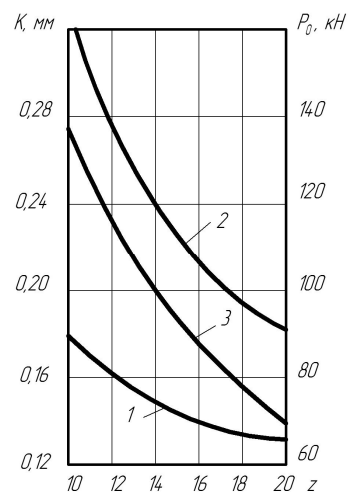


Рис. 2 – Характер изменения:
1, 2 – коэффициентов трения качения роликов
по внутренней и внешней обойме;
3 – силы, действующей на наиболее загруженный ролик

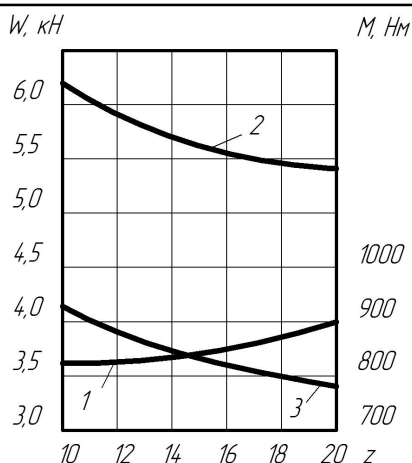


Рис. 3 – Зависимости от количества роликов:
1, 2 – сопротивления вращению внутренней
и наружной обойм;
3 – момент, необходимый для вращения подшипника

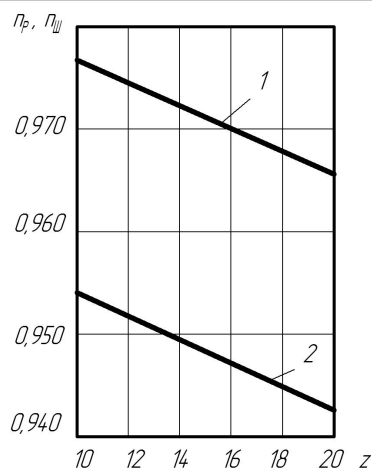


Рис. 4 – Зависимости от количества роликов и шариков:
1 – КПД роликоподшипника;
2 – КПД шарикоподшипника

Выводы

Анализ приведенных расчетов позволяет сделать следующие выводы:

- 1) КПД шариковых и роликовых подшипников незначительно (примерно на 1 %) уменьшаются с увеличением количества роликов (шариков);
- 2) масса роликоподшипника существенно (более чем в два раза для $z = 10$ и $z = 20$) уменьшается с увеличением количества роликов;
- 3) КПД роликового подшипника в рассматриваемом примере выше примерно на 2 %, чем шарикового.

Литература

1. Довбня М. П. Соотношения между сопротивлениями трения в буксовых подшипниках и качеством колеса / М. П. Довбня, Л. М. Бондаренко, Д. В. Бобырь // *Залізничний транспорт України : науково-практичний журнал*. – 2009. – № 5. – С. 19 - 20.
2. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 582 с.
3. Проектирование механических передач / Чернавский С. А., Снесарев Г. А., Козинцев Б. С. и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
4. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. – Киев: Наук. Думка, 1988. – 736 с.
5. Бондаренко Л. М., Довбня М. П., Ловейкін В. С. Деформаційні опори в машинах. – Дніпропетровськ: Дніпро-VAL, 2002. – 200 с.

Поступила в редакцію 14.12.2015

Bondarenko L.N., Dovbnia N.P., Boby'r' D.V., Shepotenko A.P. **Dependence of efficiency and weights from roller number of rollers.**

On the rolling resistance of the wheels and the friction in the bearings has to one of the main components of energy consumption of the rolling stock. For example, overhead cranes installed engine power mechanisms of movement is about 1/3 of the power on the rise.

The primary source of reducing energy consumption for traction, as well as to reduce the engine power of the mechanisms of movement, is to improve the bearing in order to increase their efficiency.

Analytically receive depending efficiency ball and roller bearings on the number of balls or rollers is hardly possible due to the absence of dependencies to determine the coefficient of rolling friction with the original line and point contacts.

To determine the rolling resistance of the rollers on the inner and outer races is possible to find the coefficient of rolling friction most downloaded video using the then total load on the bearing.

It is shown that the efficiency of ball and roller bearings slightly decrease with increasing number of rollers (balls), roller mass decreases significantly with the increase in the number of rollers, roller bearing and the efficiency is higher than the ball.

Key words: roller bearings, ball bearings, the rolling resistance of the wheels, the number of rollers, the efficiency of the bearing.

References

1. Dovbnia M. P. Sootnosheniia mezhdru soprotivleniiami treniia v buksovy`kh podshipnikakh i kache-niem koleasa. M. P. Dovbnia, L. M. Bondarenko, D. V. Boby'r'. *Zaliznichnii` transport Ukraïni : naukovopraktichnii` zhurnal*. 2009. № 5. pp. 19-20.
2. Kozhevnikov S. N. *Teoriia mehanizmov i mashin*. M.: Mashinostroenie, 1969. 582 p.
3. *Proektirovanie mehanicheskikh peredach*. Chernavskii` S. A., Snesarev G. A., Kozintcev B. S. I dr. M.: Mashinostroenie, 1984. 560 p.
4. *Spravochnik po soprotivleniiu materialov*. Pisarenko G. S., Iakovlev A. P., Matveev V. V. Kiev: Nauk. Dumka, 1988. 736 p.
5. Bondarenko L. M., Dovbnia M. P., Lovei`kin V. S. *Deformatcii`ni opori v mashinakh*. Dnipropetrovs`k: Dnipro-VAL, 2002. 200 p.