

## Зависимость КПД ролико- и шарикоподшипников при вращении внутреннего и наружного колец

Бондаренко Л.Н., к.т.н., доцент, Герасимова О.Л., к.т.н., доцент  
Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры,  
Жаковский А.Д., к.т.н., доцент, Колбун В.В., к.т.н., доцент Днепропетровский  
национальный университет железнодорожного транспорта имени В.  
Лазаряна

Постановка проблемы. В справочной литературе приводится КПД подшипников качения вне зависимости от того какое кольцо вращается внутреннее или наружное. Хотя при расчете требуемой динамической грузоподъемности подшипников качения вводится коэффициент вращения зависящий от того какое кольцо вращается (1,2 при вращении наружного и 1,0 – внутреннего).

Целью исследования является найти аналитические зависимости для определения КПД роликовых и шариковых подшипников в зависимости от того какое кольцо вращается: внутреннее или наружное.

### Материал исследований.

1. Роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами. Число роликов может быть определено из выражения [1]

$$Z = 5 \cdot \frac{D + d}{D - d} \quad (1)$$

В [1] имеется и более точная формула, но поскольку в статье делается попытка дать сравнительный анализ, то формула (1) для этого случая приемлема.

Диаметр ролика

$$d_p = 0,25 \cdot (D - d). \quad (2)$$

Из (1) и (2) очевидно, что

$$d_p = \frac{1,25 \cdot (D + d)}{Z}. \quad (3)$$

В [2] доказано, что при нагрузке подобно нагрузке роликов в подшипнике коэффициент трения качения для всех роликов можно найти непосредственно, найдя его для наиболее нагруженного ролика.

Сила, действующая на наиболее нагруженный ролик [3]

$$P_0 = \frac{4,6 \cdot Q}{Z}. \quad (4)$$

Полуширина пятна контакта между роликом и внутренним кольцом подшипника при принятых соотношениях и длине ролика равного диаметру определяется исходя из теории контактных деформаций Герца [4]

$$b_{BP} = 2,31 \cdot \sqrt{\frac{Q}{Z \cdot E} \cdot \frac{d + d_p / 2}{d + d_p}}. \quad (5)$$

Дальнейшие расчеты произведены при посадочном диаметре  $d=120$  мм, наружном диаметре  $D=215$  мм, статической грузоподъемности подшипника  $Q=296$  кН (роликподшипник №2524)  $d_p=23,75$  мм,  $Z=18$ ,  $b_{BP}=0,0619$  мм.

Отметим, что в формуле (5) принято, что коэффициент Пуассона материалов колец и роликов равен 0,3, а модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

Для определения полуширины пятна контакта между роликом и наружным кольцом необходимо взять выражение  $d-d_p$ , при этом  $b_{HP}=1,22$  мм.

Коэффициент трения качения при линейном контакте [5]

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

где  $d_p$  в метрах и составит  $k_{BP}=0,1806$  мм,  $k_{HP}=0,2745$  мм.

Сопротивление качению условного ролика по внутреннему и наружному кольцам

$$W_{BP(HP)} = \frac{2 \cdot Q \cdot k_{BP(HP)}}{d_p} \quad (7)$$

и составит  $W_{BP}=4502$  Н;  $W_{HP}=6842$  Н.

Работа сил трения при вращении:

внутреннего кольца

$$A_{BP} = \pi \cdot (d + d_p) \cdot (W_{BP} + W_{HP}) = 5120 \text{ Дж}$$

наружного кольца

$$A_{HP} = \pi \cdot (d + \frac{3 \cdot d_p}{2}) \cdot (W_{BP} + W_{HP}) = 5543 \text{ Дж}.$$

КПД подшипника при вращении внутреннего  $\eta_{BP}$  и наружного  $\eta_{HP}$  колец подшипника найдем как

$$\eta_{BP} = \frac{1}{1 + \frac{W_{BP}}{Q}}; \quad \eta_{HP} = \frac{1}{1 + \frac{W_{HP}}{Q}}$$

и при этом  $\eta_{BP}=0,985$ , а  $\eta_{HP}=0,977$ .

## 2. Шарикоподшипник.

Диаметр шарика

$$d_{ш} = 0,3 \cdot (D + d). \quad (8)$$

Число шариков

$$Z = 2,9 \cdot \frac{D + d}{D - d}. \quad (9)$$

Радиус желоба

$$r = 0,515 \cdot d_{ш}.$$

Полуширина пятна контакта шарика с внутренним кольцом

$$b_{BP} = 1,397 \cdot n_B \cdot \sqrt[3]{\frac{5 \cdot Q}{Z \cdot E} \cdot \frac{1}{\frac{4}{d_{ш}} - \frac{1}{0,515 \cdot d_{ш}} + \frac{2}{d + 3 \cdot d_{ш}}}}, \quad (10)$$

где  $n_B$  - коэффициент, зависящий от коэффициента уравнения эллипса касания.

Коэффициент трения качения при точечном контакте [5]

$$k = 0,16 \cdot b \cdot e^{0,1 \cdot d_{ш}} \quad (11)$$

При всех данных предыдущего параграфа  $d_{ш}=28,5$  мм;  $Z=10$ ;  $k_{вР}=0,18$  мм;  $k_{нР}=0,206$  мм;  $W_{вР}=3780$  Н;  $W_{нР}=4150$  Н.

Теоретическая величина КПД шарикоподшипника: при вращении внутреннего кольца  $\eta_{вР}=0,9874$ , а наружного  $\eta_{нР}=0,9862$ .

Анализ полученных формул и результатов расчетов позволяет сделать следующие выводы:

- предложенный способ расчета КПД подшипников качения позволяет на стадии проектирования найти КПД как при вращении внутреннего, так и наружного колец;

- КПД подшипника качения при вращении внутреннего кольца выше, чем при вращении наружного (для роликовых подшипников разница составляет около 1%, для шариков – около 0,2%);

- при проектировании узлов машин с подшипниками качения предпочтение следует отдавать вращению внутреннего кольца, особенно при их последовательном расположении.

#### Литература

- 1.Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. школа, 1975. – 551 с.
- 2.Бондаренко Л.М., Ракша С.В., Брильова М.Г. Уточнения розрахункової схеми навантаження групи тіл кочення// Підйомно – транспортна техніка. – ДІТ, № 1, 2005. – С. 47 – 52.
- 3.Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 593 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. – Дн-ськ: Дніпро – VAL, 2002. – 200 с.