

Бондаренко Л.Н., Колбун В.В.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени ак. В. Лазаряна

Жаковский А.Д.

Днепропетровский орган по сертификации железнодорожного транспорта

Зависимость сопротивления качению сферического тела от радиуса цилиндрического и кругового желоба

Постановка проблемы. Схема касания «сферическое тело – цилиндрический желоб» встречается чаще, в схеме «сферическое тело – круговой желоб» т.е. шарикоподшипниках. Ввиду широкого распространения этих видов касания их необходимо исследовать разносторонне. Например, как влияет радиус желоба на такие показатели как сопротивление качению, коэффициент сопротивления движению, коэффициент трения.

Цель статьи. Найти рациональное соотношение между диаметрами шарика и желоба при схемах касания «сферическое тело – цилиндрический желоб» и «сферическое тело – круговой желоб».

Основной материал исследований. Для расчетов примем шарик диаметром $d_{ш}=38,1$ мм (полтора дюйма), а радиусами желоба, кроме рекомендуемого $r_{ж}=0,515 \cdot d_{ш}=19,62$ мм зададимся еще $r_{ж}=0,510 \cdot d_{ш}=19,43$ мм; $r_{ж}=0,520 \cdot d_{ш}=19,81$ мм и $r_{ж}=0,525 \cdot d_{ш}=20,00$ мм.

Величину допускаемых контактных напряжений при точечном контакте примем равным 1820 МПа, что соответствует марке стали 15ХФ [1].

1.Схема касания «сферическое тело – цилиндрический желоб».

Максимальная нагрузка на шарик при заданной величине допускаемых контактных напряжений, радиусе шарика $r_{ш}=d_{ш}/2$ и радиусах желоба найдется из формулы наибольших контактных напряжений [1]

$$P = \frac{\sigma^3}{0,245^3 \cdot n_p^3 \cdot E^2 [(2 \cdot r_{ж} - r_{ш}) / r_{ж} \cdot r_{ш}]^2}, \quad (1)$$

где $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа – модули упругости материалов шарика и желоба; n_p – коэффициент, зависящий от радиусов шарика и желоба; $A/B=1-r_{ш}/r_{ж}$.

Для определения сопротивления качению шарика по желобу необходимо знать полуширину пятна контакта в направлении движения и коэффициент трения качения.

Полуширина пятна контакта при этой схеме касания согласно теории контактных деформаций Герца [1]

$$b = 1,397 \cdot n_b \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{E} \cdot \frac{r_{ж} \cdot r_{ш}}{2 \cdot r_{ж} - r_{ш}}}, \quad (2)$$

где n_b – коэффициент, зависящий от тех же параметров, что и n_p в предыдущей формуле.

Согласно Табора, (*D. Tabor*) [2] при точечном контакте коэффициент трения качения определяется как

$$k = \frac{3}{16} \cdot b \cdot \alpha, \quad (3)$$

где α – коэффициент гистерезисных потерь, величину которого при радиусе тела качения $r \leq 50$ мм можно принимать равным единице.

Сопротивление качению шарика находится из известного выражения

$$W = \frac{k \cdot P}{r_{ш}}, \quad (4)$$

При расчетах механизмов передвижения иногда применяется коэффициент сопротивления движению (при расчете строительных башенных и железнодорожных кранов) определяемый в данном случае из соотношения

$$w = k/r_{ш}. \quad (5)$$

Зависимости от радиуса желоба допустимого давления P , сопротивления качению шарика W и коэффициента сопротивления w показаны на рис. 1.

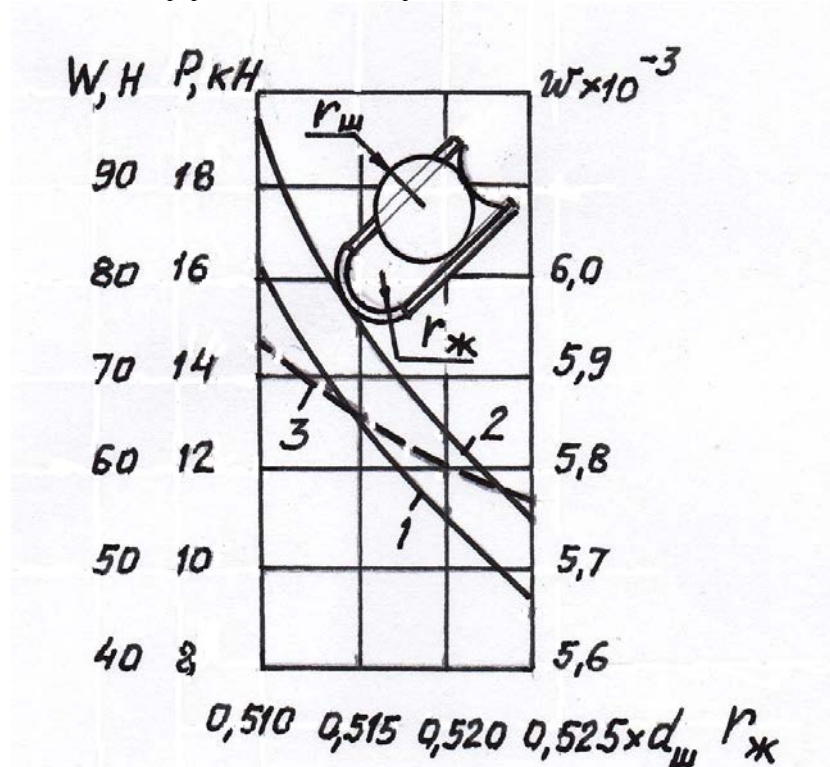


Рис. 1. Зависимости от радиуса цилиндрического желоба: 1 – допустимых давлений; 2 – сопротивление качению шарика; 3 – коэффициента сопротивления качению.

Отметим, что в данном примере $w = 0,00593 \dots 0,00577$, (для башенных кранов при колесах диаметром $D = 600$ мм рекомендуется $w = 0,006$ [3]).

2. Сферическое тело и круговой желоб (шарик – внутреннее кольцо шарикоподшипника).

Примем тот же диаметр шарика и радиусы желобов, что и выше, а радиус беговой дорожки $r_6 = 100$ мм.

Аналогично формуле (1) найдем максимальную нагрузку на шарик при этой схеме контакта

$$P = \frac{\sigma^3}{0,245^3 \cdot n_p^3 \cdot E^2 \cdot (2/r_{ш} - 1/r_{ж} + 1/r_6)^2}, \quad (6)$$

где коэффициент n_p является функцией отношения $(1/r_{ш} - 1/r_{ж})/(1/r_{ш} + 1/r_6)$.

Полуширина пятна контакта

$$b = 1,397 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{E} \cdot \frac{1}{2/r_{ш} - 1/r_{ж} + 1/r_6}}, \quad (7)$$

Коэффициент трения качения, сопротивление качению шарика и коэффициент сопротивления движению найдем из формул (3), (4) и (5).

Зависимости для сферического тела (шарика) и кругового желоба аналогичные зависимостям для сферического тела и цилиндрического желоба на рис. 1 показаны на рис. 2.

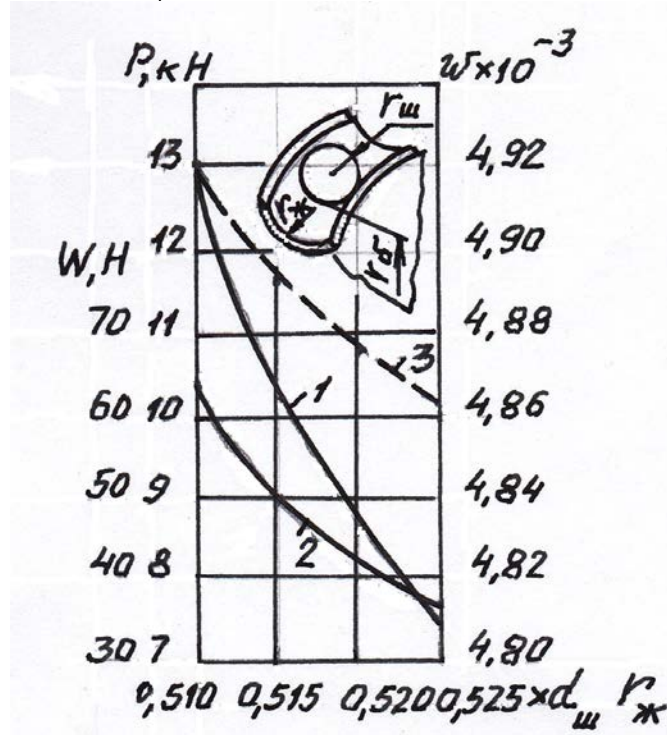


Рис. 2. Зависимости от радиуса кругового желоба: 1 – допустимых давлений; 2 – сопротивлений качению шарика; 3 – коэффициентов сопротивления качению.

3. Сферическое тело и наружный круговой выгнутый желоб.

В [4] доказано, что если группа тел качения загружена по закону косинуса, то для расчета сопротивления качению всех тел, нагрузку действующую на них можно приложить к одному и вести расчет, не обращая внимания на величину контактных напряжений.

Будем считать, что величины P , полученные в предыдущем примере являются нагрузкой на все шарики, количество которых z должны составлять $10 \leq z \leq 20$ [5].

Радиус желоба наружного кольца при этом составит $r_H = r_B + d_{ш}$ [6].

Для определения всех величин, полученных в предыдущем примере, необходимо r_B заменить на r_H и перед r_H поменять знак на обратный.

При величине радиуса желоба $r_{ж} = 0,515 \cdot d_{ш}$ величина контактных напряжений

$$\sigma = 0,245 \cdot n_P \cdot \sqrt[3]{P \cdot E^2 \cdot (2/r_{ш} - 1/r_{ж} - 1/r_H)} \quad (8)$$

и составляет 1320 МПа вместо принятой величины $\sigma = 1820$ МПа при $P = 10,25$ кН. Величина P при этой схеме контакта и $\sigma = 1820$ МПа составляет 59,5 кН т.е. почти в 6 раз больше при напряжениях примерно в 1,4 раза ниже. Несмотря на снижение напряжений сопротивление качению примерно в 2 раза выше, чем при качении по внутреннему кольцу, при всех заданных радиусах желоба.

Анализ полученных зависимостей и графиков на рис. 1 и рис. 2 позволяет сделать следующие выводы и предложения:

-несмотря на сложную зависимость сопротивления качению шарика по желобу и допустимой нагрузки, изменение радиуса желоба в пределах $r_{ж} = (0,010 \dots 0,025) \cdot r_{ш}$ при водит примерно к одинаковой величине их значений: увеличению или уменьшению нагрузки и соответственно уменьшению или увеличению сопротивления качению;

-очевидно, что для легко нагруженных подшипниковых узлов необходимо производить подшипники с радиусами желоба $r_{ж} \geq 1,025 \cdot r_{ш}$.

Литература

- 1.Справочник по сопротивлению материалов/ Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
- 2.Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
- 3.Справочник по кранам: в 2 т. Т. 2 / Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
- 4.Бондаренко Л.М., Ракша С.В., Брильова М.Г. / Уточнення розрахункової схеми навантаження групи тіл кочення. – Дніпропетровськ: ДІІТ, № 1, 2005. – С. 47 – 52.
- 5.Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.
- 6.Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. школа, 1976. – 531 с.