

УДК 621.822.1

МОМЕНТ ТРЕННЯ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕННЯБОНДАРЕНКО Л. Н.¹, к. т. н., доц.,ДЕМИН Г. К.², к. т. н., доц.,БУРАТИНСКИЙ А. П.³, к. т. н.¹ Кафедра прикладной механики, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, 49010, Днепр, Украина, тел.+38 (056) 373-15-18, e-mail: bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID ID: 0000-0002-2212-3058² Кафедра теоретической механики, Государственное высшее учебное заведение «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры», ул. Чернышевского, 24-а, 49600, Днепр, Украина, тел. +38(97)4480036, e-mail: gennady.demin@gmail.com, ORCID ID: 0000-0001-7470-0147³ Кафедра теоретической механики, Государственное высшее учебное заведение «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры», ул. Чернышевского, 24-а, 49600, Днепр, Украина, тел. +38(97)4480036, ORCID ID: 0000-0001-5152- 3766

Аннотация. Постановка проблемы. До настоящего времени подшипники скольжения еще широко применяются в машиностроении. Но их расчет производится по устаревшей методике на основе такого весьма неопределенного параметра как износ вкладыша подшипника. При этом в справочной литературе принято, что если материалы вала и вкладыша однородны, то поверхности детали по мере износа остаются цилиндрическими и касание между ними происходит во всех точках дуги опирания. **Цель статьи** - определить момент трения в подшипниках скольжения на основе силовых параметров. **Выводы.** Поскольку главной причиной износа кинематических пар «цапфа – вкладыш» и «пята – вкладыш» подшипников скольжения является трение, то и расчеты момента трения, среднего радиуса трения были проведены исходя из работы сил трения. Показано, что зависимости момента трения от угла обхвата по полученным формулам и приведенным в справочной литературе имеют качественно разный вид, а именно: при расчете по справочным формулам момент трения пропорционален углу обхвата, а по уточненным – обратно пропорционален вследствие уменьшения общей величины нормального давления. Недоучет момента трения при больших углах обхвата составляет от 40 до 15%. Разница в величине моментов сил трения в приработавшихся и не приработавшихся кинематических парах при реальных способах их механической обработки составляет 2...3 %, что позволяет заявить о возможности снижения требований к качеству обработки соприкасающихся поверхностей подшипников скольжения.

Ключевые слова: подшипники скольжения, кинематические пары трения, пары «цапфа – вкладыш», «пята – вкладыш», силовые параметры

МОМЕНТ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОВЗАННЯБОНДАРЕНКО Л. М.¹, к. т. н., доц.,ДЬОМІН Г. К.², к. т. н., доц.,БУРАТИНСЬКИЙ А. П.³, к. т. н.¹ Кафедра прикладної механіки, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, 49010, Дніпро, Україна, тел.+38 (056) 373-15-18, e-mail: bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID ID: 0000-0002-2212-3058² Кафедра теоретичної механіки, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського, 24-а, 49005, Дніпро, Україна, тел. +38(97)4480036, e-mail: gennady.demin@gmail.com, ORCID ID: 0000-0001-7470-0147³ Кафедра теоретичної механіки, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського, 24-а, 49005, Дніпро, Україна, тел. +38(97)4480036, ORCID ID: 0000-0001-5152- 3766

Анотація. Постановка проблеми. Досьогодні підшипники ковзання іще широко використовуються в машинобудуванні. Але їх розрахунок проводиться за застарілою методикою на основі такого досить хиткого параметра як спрацюваннявкладыша підшипника. При цьому в довідковій літературі прийнято вважати, якщо матеріали вала та вкладыша однорідні, то поверхні деталей по мірі спрацювання залишаються циліндричними і торкаються між собою у всіх точках дуги спирання. **Мета статті** - визначити момент тертя в підшипниках ковзання на основі силових параметрів. **Висновки.** Оскільки головною причиною зносу кинематичних пар «цапфа – вкладыш» та «п'ята – вкладыш» підшипників ковзання є тертя, то і розрахунок моменту тертя, середнього радіуса тертя були проведені виходячи з роботи сил тертя. Показано, що залежності моменту тертя від кута обхвату за одержаними формулами і наведеними в довідковій літературі мають якісно різний вигляд, тобто: при розрахунках за довідковими формулами момент тертя пропорційний куту обхвату, а за одержаними – обернено пропорційний внаслідок зменшення загальної величини нормального тиску. Недоврахування моменту тертя при великих кутах обхвату складає від 40 до 15%. Різниця у величині моментів сил тертя в

кінематичних парах, що припрацювалися та не припрацювалися, за реальних способів їх механічної обробки складає 2...3 %, що дозволяє заявити про можливість зниження вимог до якості обробки контактуючих поверхонь підшипників ковзання.

Ключові слова: підшипники ковзання, кінематичні пари тертя, пари «цапфа – вкладыш», «п'ята – вкладыш», силові параметри

FRICTION TORQUE IN THE SLIDE BEARINGS

BONDARENKO L. N.¹, *Cand. Sc. (Tech.), Ass. Prof.*,

DYOMIN G. K.², *Cand. Sc. (Tech.), Ass. Prof.*,

BURATINSKY A. P.³, *Cand. Sc. (Tech.)*

¹Department of Applied Mechanics, Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after academician V. Lazaryan, Lazaryan str., 2, 49010, Dnipro, Ukraine, tel. +38 (056) 793-19-09, e-mail bondarenko-l-m2015@yandex.ua, ORCID ID: 0000-0002-2212-3058

²The Department of Classical Mechanics, State Higher Educational Establishment «Prydniprov's'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture», Chernyshevskogo str., 24-a, 49005, Dnipro, Ukraine, tel. +38(97)4480036, e-mail: gennady.demin@gmail.com, ORCID ID: 0000-0001-7470-0147

³The Department of Classical Mechanics, State Higher Educational Establishment «Prydniprov's'ka State Academy of Civil Engineering and Architecture», Chernyshevskogo str., 24-a, 49005, Dnipro, Ukraine, tel. +38(97)4480036, ORCID ID: 0000-0001-5152-3766

Summary. Problem statement. Until now slide bearings are used widely in engineering. But the calculation is made on obsolete method that is based on undetermined parameters such as wear of the bearing shell. It is accepted in the literature that if the shaft and liner material are homogeneous, the workpiece surface are cylindrical as they wear and contact between them occurs at all points contact arc. **Research objective.** The purpose of this study is determine a friction torque in the slide bearings of power-basis parameters. **Conclusions.** Since the friction is primarily responsible for wear of cinematic pairs “pin – liner” and “pivot – liner” slide bearings. It is shown that the friction torques of angles wrap, that are obtained by the formulas and given in literature, are not only qualitatively but also quantitatively, namely, the calculation by literature to the formulas the friction torques are proportional to the angle wrap and the calculation by improved formulas the friction torques are inversely proportional to the angle wrap due to the reduction the normal pressure. Underreporting friction torque at large angle wrap is between 40 and 15 %. The difference in the magnitude of friction torque in the run-in and run-out cinematic pairs with real method of machining is 2...3 %, which it is possible to declare of reducing the finish of contacting surface of slide bearings.

Keywords: slide bearings, friction pairs, pairs “pin – liner”, “pivot – liner”, friction torque, mean radius

Постановка проблеми. Несмотря на недостатки подшипников скольжения (большое изнашивание вкладышей и цапф валов, большой расход смазочных материалов, значительные габариты в основном направлении, невозможность массового производства), они широко применяются в машиностроении благодаря выдерживанию больших радикальных нагрузок, возможности изготовления разъемной конструкции, небольшим габаритам в радиальном направлении, виброустойчивости, простоте изготовления.

Существует два вида кинематических пар подшипников скольжения «цапфа – вкладыш» и «пята – вкладыш». В новой кинематической паре контакт между ними является не полным за счет всевозможных выступов и впадин, получающихся при обработке (не приработавшаяся пара). В процессе работы эти шероховатости

сглаживаются вследствие износа материалов (приработавшаяся пара).

Анализ публикаций. Считается [1], что если материалы вала и вкладыша однородны, то поверхности детали по мере приработки остаются цилиндрическими и касание между ними происходит во всех точках дуги опирания. Очевидно, по этой причине момент трения определяется исходя из максимального давления $q_{\max} = \delta(Q)/c$, где $\delta(Q)$ - износ вкладыша в направлении действия силы Q (рис. 2); c - коэффициент пропорциональности, зависящий от времени. Хотя он и постоянен при постоянном значении Q , но является довольно неопределенным. В связи с этим, от них следует отказаться. Наиболее рациональным представляется использование для расчетов силовых параметров, которые могут быть вполне определены.

Ближкие по смыслу задачи решались, например, в работе [2].

Цель статьи. Определить момент трения в подшипниках скольжения на основе силовых параметров.

Изложение материала. Исследованию подлежат: работа приработавшихся, не

приработавшихся кинематических пар трения «цапфа – вкладыш» и «пята – вкладыш», а также средний радиус трения пят.

1. Кинематическая пара «цапфа – вкладыш»

1.1. Приработавшаяся пара (рис. 1)

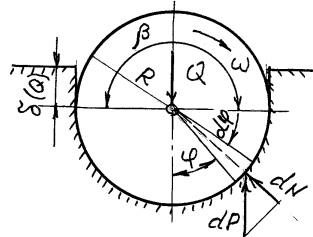


Рис. 1. Приработавшаяся пара

Выделим на углу φ от направления силы Q элементарный сектор с углом $d\varphi$. Нормальная сила, действующая на дугу сектора, составит:

$$dN = \frac{Q}{\beta R} R \cos \varphi d\varphi. \quad (1)$$

Сумма нормальных сил на дуге обхвата:

$$N = \frac{Q}{\beta} \int_{-\beta/2}^{\beta/2} \cos \varphi d\varphi = \frac{2Q}{\beta} \sin \frac{\beta}{2}. \quad (2)$$

Момент трения:

$$M_T = \frac{2\mu QR}{\beta} \sin \frac{\beta}{2}. \quad (3)$$

В работе [1] эта формула приведена в виде:

$$M_T = \frac{2\mu QR}{\beta + \sin \beta} \sin \frac{\beta}{2}. \quad (4)$$

Отметим, что формула, определяющая момент сопротивления (4), в работе [1] получена исходя из удельного давления q_{max} . Его величину найдем исходя не из величины износа, а воспользовавшись формулой (1).

Если известна величина dN , то:

$$q(\varphi) = \frac{dN}{\beta R} = \frac{Q \cos \varphi}{bR\beta}, \quad (5)$$

а максимальное давление:

$$q_{max} = \frac{Q}{\beta R b}. \quad (6)$$

В работе [1] приведено:

$$q_{max} = \frac{2Q}{bR(\beta + \sin \beta)}. \quad (7)$$

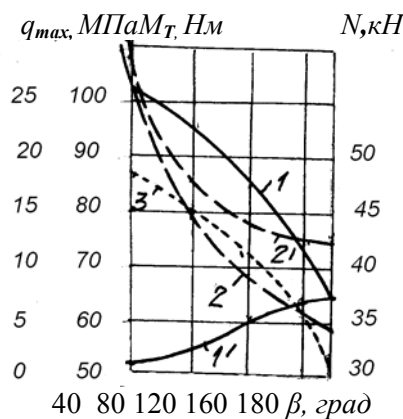


Рис. 2. Зависимости от угла β обхвата втулкой цапфы; 1,1' – момента трения (по формулам (3) и (4) соответственно); 2,2' – удельного давления (по формулам (6) и (7)); 3 – нормального давления (по формуле (2))

На рисунке 2 показаны зависимости от угла β величины момента трения, полученной по формулам (3) и (4), удельного давления - по (6) и (7), суммарной

нормальной силы N -по формуле(2) при $Q = 49,4$ кН; $b = 80$ мм; $\mu = 0,07$.

Анализ полученных зависимостей момента трения по уточненной формуле (3) и справочной (4) показывает, что при $\beta = \pi$

получается один и тот же результат $M_T = 0,637 \mu QR$. Однако при промежуточных значениях угла обхвата они имеют качественно разный вид, причем уточненный момент трения с увеличением угла обхвата уменьшается, а справочный - увеличивается. Недоучет момента трения при больших углах обхвата составляет от 40 до 15%. Это связано с тем, что в [1] величина элементарного давления dN представлена в виде $dN = qRbd\varphi$, где b - длина цапфы, а величина силы Q показана как $Q = qbR \int_{-\beta/2}^{\beta/2} dN \cos \varphi$, т.е. угол φ учтен два раза.

Тенденция изменения максимального удельного давления от угла обхвата в обоих случаях имеет одинаковый характер. Однако по уточненной формуле (5) при больших углах обхвата давление практически не изменяется, в то время как по формуле (6) - практически не изменяется сама тенденция. Зависимость нормального давления от угла обхвата имеет тот же характер, что и момент трения, что подтверждает достоверность полученных зависимостей.

1.2. Не приработавшаяся пара

Получающееся при обработке рабочих поверхностей цапфы и вкладыша расположение всевозможных впадин и выступов предугадать невозможно. Поэтому при расчетах примем их расположение, как показано на рисунке 3.

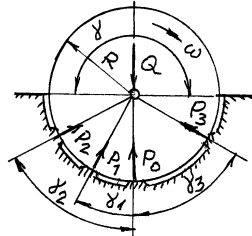


Рис. 3. Не приработавшаяся пара

Нормальное давление между выступами при принятой схеме расчета:

$$N = \frac{Q}{i} (1 + \cos \gamma_1 + \cos \gamma_2 + \cos \gamma_3),$$

где $i = 4$ - количество выступов; $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ - углы между направлением силы Q и вершинами выступов.

Момент трения:

$$M_T = N\mu R = \frac{Q}{i} \mu R \times (1 + \cos \gamma_1 + \cos \gamma_2 + \cos \gamma_3). \quad (8)$$

При принятых выше значениях Q, R, μ и $\gamma_1 = 30^\circ, \gamma_2 = 70^\circ, \gamma_3 = 60^\circ$ величина $M_T = 70,2$ Нм, что соответствует углу $\beta = 170^\circ$ по формуле (3). Но такая величина отсутствует в расчетах M_T по формуле (4).

2. Кинематическая пара «пята – вкладыш»

Найдем величину момента трения у пары трения «пята – вкладыш», близкой по конструкции паре трения «цапфа – вкладыш».

Поверхности пяты и вкладыша могут быть выполнены в виде плоского круга или в виде плоского кольца (плоская пята).

Считается [1], что момент трения, возникающий под действием осевой силы Q при скольжении пяты по вкладышу, зависит от принятого закона распределения удельного давления по опорной поверхности. У новых пят удельное давление считается равномерно распределенным, а у приработавшихся - определяется из условия износа во всех точках опорной поверхности.

В дальнейшем будем исходить из концепции одинакового износа как для приработавшейся, так и не приработавшейся кинематической пары.

Для определения момента трения необходимо найти работу сил трения относительно условного среднего радиуса R_{cp} и, приравняв их, вычислить реальный средний радиус трения.

2.1. Не приработавшаяся пара с кольцевой (рис. 4) и сплошной пятой

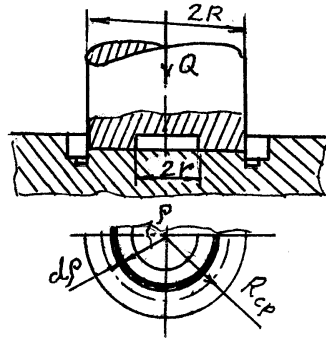


Рис. 4. Плоская кольцевая пята

Примем количество выступов, приходящихся на единицу площади равным n . Выделим на расстоянии ρ элементарное кольцо шириной $d\rho$. Поскольку площадь кольца $dF = \pi\rho d\rho$, то количество выступов на нем $dn = \pi n\rho d\rho$, а давление на выступы $dN = Q\pi n\rho d\rho$.

Величину R_{cp} найдем исходя из равенства работ сил трения над ($A_в$) и под ($A_н$) средним радиусом

$$A_в = \pi Q \mu \int_r^{R_{cc}} \rho d\rho = \pi Q \mu (R_{cp}^2 - r^2). \quad (9)$$

$$A_н = \pi Q \mu \int_r^{R_{cc}} \rho d\rho = \pi Q \mu (R_{cp}^2 - r^2). \quad (10)$$

Приравняв $A_в$ и $A_н$, получим:

$$R_{cp} = \sqrt{\frac{1}{2}(R^2 + r^2)} \quad (11)$$

вместо $R_{cp} = (R + r)/2$, предлагаемого в работе [1].

При известной величине R_{cp} , момент трения при кольцевой пяте пары:

$$M_T = Q\mu\sqrt{\frac{1}{2}(R^2 + r^2)}, \quad (12)$$

при сплошной пяте:

$$M_T = Q\mu\sqrt{\frac{1}{2}}R. \quad (13)$$

В работе [1] формулы (12) и (13) получены в виде:

$$M_T = Q\mu\frac{R+r}{2}; \quad (14)$$

$$M_T = Q\mu\frac{R}{2}. \quad (15)$$

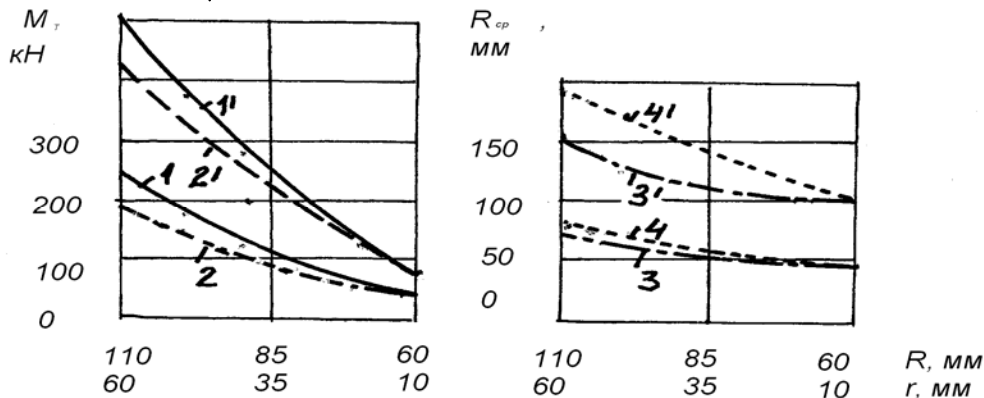


Рис. 5. Зависимости от наружного и внутреннего радиусов при кольцевой пяте и наружного при сплошной: 1,1' – момента трения при кольцевой - по формулам (12) и (14); 2,2' – моментов трения при сплошной - по формулам (13) и (15); 3,3' – средние радиусы при сплошной пяте по формуле (11) и арифметический – по [1]; 4,4' – при кольцевой - по формулам (11) и (19)

2.2. Приработавшаяся пара

В этом случае при кольцевой пяте

$$dA = \frac{Q\mu}{\pi(R^2 - r^2)} \rho d\rho. \quad (16)$$

Работы над и под средним радиусом в соответствии с формулами (9) и (10)

$$A_в = \frac{Q(R^2 - R_{cp}^2)}{\pi(R^2 - r^2)}; \quad (17)$$

$$A_н = \frac{Q(R_{cp}^2 - r^2)}{\pi(R^2 - r^2)}. \quad (18)$$

Приравняв A_B и A_H , получим величину среднего радиуса трения, равную полученной по формуле (11).

В работе [1] средняя величина радиуса трения:

$$R_{cp} = \frac{3}{2} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}. \quad (19)$$

Соответственно формулам (14) (15) величину момента трения в [1] рекомендуется определять из выражений:

$$M_T = \frac{3}{2} Q\mu \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}; \quad (20)$$

$$M_T = \frac{3}{2} Q\mu R. \quad (21)$$

Графические зависимости моментов трения при сплошной и кольцевой пятах пары трения «пята – вкладыш» и средних радиусов трения от радиусов пяты показаны на рисунке 5.

Выводы. 1. Поскольку главной причиной износа кинематических пар «цапфа – вкладыш» и «пята – вкладыш» является трение, то и расчет момента трения, среднего радиуса трения необходимо проводить исходя из работы сил трения; средние радиусы трения необходимо определять по предлагаемой методике, поскольку это приведет к более равномерному износу и нагреву пар трения.

2. Момент трения по уточненной формуле (3) и справочной (4) показывает, что при угле обхвата $\beta = \pi$ получается один

и тот же результат. Однако при промежуточных значениях этого угла они имеют качественно разный вид, а именно: при расчете по справочной формуле момент трения с увеличением угла обхвата увеличивается, а по уточненной – уменьшается вследствие уменьшения общей величины нормальных давлений. Недоучет момента трения при больших углах обхвата составляет от 40 до 15%.

3. Тенденция изменения максимального удельного давления от угла обхвата в обоих случаях имеет одинаковый характер. Однако согласно уточненной формуле (5) при больших углах обхвата давление практически не изменяется, в то время как по формуле (6) – практически не изменяется сама тенденция.

4. Разница в величине моментов сил трения в приработавшихся и не приработавшихся кинематических парах при реальных способах их механической обработки составляет 2...3 %, что позволяет заявить о возможности снижения требований к чистоте обработки соприкасающихся поверхностей механизмов с подшипниками скольжения.

5. Полученные результаты могут быть использованы проектными организациями, которые занимаются проектированием подшипников скольжения.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин / С. Н. Кожевников. – 3-е изд., испр. и доп. – Москва : Машиностроение, 1969. – 584 с.
2. Бондаренко Л. Н. Расчет колодочных тормозов с учетом угла обхвата колодкой шкива / Бондаренко Л. Н. // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2011. – № 10 (118). – С. 24–26.

REFERENCES

1. Kozhevnikov S.N. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moskva: Mashinostroenie, 1969, 584 p. (in Russian).
2. Bondarenko L.N. *Raschet kolodochnykh tormozov s uchetom ugla obkhvata kolodkoj shkiva* [Calculation of drum brakes, taking into account the angle of the pulley block girth]. *Pod'emnye sooruzheniya. Spezialnaya tekhnika* [Lifting equipment. Special equipment]. 2011, no. 10 (118), pp. 24–26. (in Russian).

Рецензент: д-р т. н., проф. Слободянюк С. О.

Надійшла до редколегії: 18.05.2016 р.

Прийнята до друку: 18.05.2016 р.