

DOI: 10.12737/19969

УДК 621(075.32)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕЙ МЕРЫ ДЛЯ МЕТРОЛОГИЧЕСКОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

кандидат технических наук, доцент **А. И. Серебрянский**

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»,
г. Воронеж, Российская Федерация

Дана характеристика подшипников скольжения, применяющихся в промышленности. Определены направления, увеличивающие их моторесурс. Обоснована необходимость проведения экспериментальных исследований подшипников, предложено лабораторное оборудование. Экспериментальные исследования подшипников необходимы как для проверки расчетов, так и для установления влияния изменения некоторых конструктивных параметров на их работу. Обычно трудно или даже невозможно испытывать подшипник при реальных размерах и в условиях, тождественных реальным условиям работы. Как бы правильно не был рассчитан подшипник, существует ряд параметров, которые невозможно учесть и о которых можно получить какие-либо данные только экспериментальным путем. Поэтому, часто проводятся испытания на моделях, в этом случае чрезвычайно важно найти возможно более полные критерии подобия, позволяющие правильно истолковать получаемые экспериментальные данные. Рассчитан масштабный фактор для шарнирного соединения с учетом конструктивно – технологических факторов нагружения. Определена значимость погрешности измерений. Предложена к использованию рабочая мера подшипника скольжения и представлена методика расчета такой меры. Предлагается в качестве рабочей меры, выполняющей функции опорной величины использовать модельный подшипниковый узел трения-скольжения. Такой узел позволит обоснованно и адекватно, с максимальным приближением к реальным узлам трения имитировать работу различных подшипников скольжения. Выяснено, что для создания рабочей меры для каждого типоразмера подшипника скольжения необходимо осуществление подобия и по другим параметрам, которые не были учтены в настоящей работе. Материалы, из которых изготовлены подшипники, должны быть одинаковы, в случае, если не требуется определять рабочие характеристики какого-либо материала. Важно так же осуществлять подобие микрогеометрии поверхностей. Сделаны выводы, что приведенные зависимости имеют общий характер и их можно применять для создания рабочей меры для любого типа подшипника при условии геометрического подобия.

Ключевые слова: подшипник скольжения, рабочая мера, трение, изнашивание, шарнирное соединение, метрология, исследования.

DETERMINATION OF WORKING PARAMETERS OF MEASURE TO ENSURE METROLOGICAL RESEARCH TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS OF PLAIN BEARINGS

PhD in Engineering, Associate Professor **A. I. Serebryansky**

Federal State Budget Educational Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation

Abstract

The characteristics of plain bearings used in the industry are given in the article. The directions that increase their service life are defined. The need for experimental studies of bearing is justified, and laboratory equipment is offered. Experimental study of bearings is necessary to verify calculations and to determine the effect of changing some design parameters on their work as well. It is usually difficult or even impossible to experience the bearing in the real size and under conditions identical to real conditions of work. Even as the bearing would be calculated correctly, there are a number of parameters that cannot be taken into account and which can receive any data only experimentally. Therefore, tests are often conducted on a model. In this case it is extremely important to find the fullest possible similarity criteria allowing to interpret the experimental data obtained. Scale factor for an articulation joint taking into account constructive - technological factors of loading is calculated. The significance of the

measurement error is determined. A working measure of the use of working plain bearing is offered and a methodology to calculate this measure is provided. A model-friction bearing assembly slip is proposed to use as working measure having function of reference value. This unit will allow reasonably and adequately simulate work of various slide bearings, closely to real friction units. It was found that for the creation of the working measure for each size of the plain bearing it is necessary to realize the similarity and other parameters that are not taken into account in this paper. The materials that the bearings are made from must be the same, if not required to determine the performance characteristics of any material. It is also important to perform the similarity of microgeometry surfaces. The conclusions are drawn that these dependences have general nature and can be used to create the working measure for each type of bearing under the condition of geometric similarity.

Keywords: plain bearing, the working measure, friction, wear, articulated joint, metrology, research.

В промышленности широко применяются подшипники скольжения. Однако, рабочий ресурс подшипников, особенно тяжело нагруженных (входящих в конструкцию шарнирных соединений манипуляторов, балансирных подвесок и т.д.) не всегда является удовлетворительным, по сравнению с рабочим ресурсом совмещенного технологического оборудования и базовых машин или агрегатов. Вследствие износа, который обусловлен влиянием большого количества факторов, подшипники скольжения выходят из строя [6, 10]. Основными направлениями, увеличивающими моторесурс подшипников скольжения, является применение новых, перспективных, антифрикционных материалов [9] или изменение конструкции шарнирных соединений [7].

Применяемые подшипники скольжения характеризуются большим многообразием размеров, форм, конструкций, конструкционных материалов. Естественно, для адекватного суждения о рабочих метрологических характеристиках подшипников для каждого типа подшипника необходима сравнительная величина, которой может являться конкретная рабочая мера – узел трения, имитирующий реальный подшипник - для каждого типоразмера подшипника.

Что бы адекватно судить о возможности применения тех или иных конструкций подшипников или конструкционных материалов необходимо проводить их экспериментальные, стендовые испытания на трение и износ [3, 8].

Для проведения таких исследований можно воспользоваться оборудованием, описанным в работе [10]. Представленный в этой работе лабораторный стенд позволяет проводить исследования подшипников скольжения на трение и износ в широком диапазоне нагрузок и скоростей скольжения, при статических и динамических нагрузках, при срединном и консольном

нагружении, в сравнимых условиях реверсивного и одностороннего вращательного трения.

На этом стенде можно определять момент трения, коэффициент трения, рабочую температуру, степень линейного изнашивания и другие параметры процесса трения и изнашивания.

Экспериментальные исследования подшипников необходимы как для проверки расчетов, так и для установления влияния изменения некоторых конструктивных параметров на их работу. Обычно трудно или даже невозможно испытывать подшипник при реальных размерах и в условиях, тождественных реальным условиям работы. К тому же, как бы правильно не был рассчитан подшипник, существует ряд параметров, которые невозможно учесть и о которых можно получить какие-либо данные только экспериментальным путем. Поэтому, Часто проводятся испытания на моделях, в этом случае чрезвычайно важно найти возможно более полные критерии подобия, позволяющие правильно истолковать получаемые экспериментальные данные.

Критерии подобия в работе подшипников можно вывести из рассмотрения общих уравнений движения в смазочном слое, написанных в безразмерном виде [11], или непосредственно с помощью формул для расчета различных типов подшипников [2, 4, 5, 12, 13].

Общие принципы нахождения критериев подобия довольно подробно рассматриваются в работе [11]. Из нее следует, что геометрические размеры подшипника характеризуются эталонной длиной l в направлении относительного движения поверхностей (радиус шипа для радиальных подшипников) и отношением между размером l в направлении относительного движения и шириной b , соответственно удлинением подшипника $\lambda=b/l$. Толщина h смазочного слоя обычно зависит только от x_l (направление относительной ско-

рости между поверхностями). Поэтому, эту величину можно определить средним зазором c (радиальным зазором в случае радиальных подшипников) или другой характерной величиной (например наименьшей толщиной смазочного слоя h_2) и характером изменения толщины h от x_1 . Как было замечено при исследовании различных типов подшипников скольжения, в обычных случаях h/c изменяется с x_1 по линейному, тригонометрическому, экспоненциальному и другим законам, зависящим от параметра ε (наклон поверхностей в случае плоских подшипников, относительный эксцентриситет в случае радиальных подшипников).

Из рассмотрения общих уравнений движения в смазочном слое следует, что, для того, чтобы два подшипника различных размеров работали подобно, соответственно, что бы распределение скоростей, давлений, температур были подобными, необходимо, что бы параметры ε , λ , H , G , L принимали одинаковые значения для обоих подшипников.

$$H = \frac{\mu_1 V l}{p_0 c^2}, G = \frac{x_1 T_0 l}{p_0 V c^2}, L = \frac{\rho c_0 T_0}{p_0} \quad (1)$$

В этих соотношениях H , G , L – параметры, относящиеся к подобию подшипников, μ_1 – вязкость масла при входе в подшипник, V – касательная скорость, p_0 – давление наружной среды, x_1 – коэффициент теплопроводности масла при входе в подшипник, T_0 – абсолютная температура наружной среды, ρ – плотность смазки, c_0 – радиальный зазор в начале работы.

Кроме того, нужно обеспечить передачу тепла, полученного трением, через детали подшипника к наружной среде в подобных условиях. Точно также и законы изменения вязкости и коэффициента теплопроводности должны быть одинаковы в обоих случаях.

$$\frac{\mu}{\mu_1} = f_\mu \left(\frac{T}{T_0} \right); \frac{x}{x_1} = f_x \left(\frac{T}{T_0} \right) \quad (2)$$

В этих соотношениях μ – вязкость смазки в произвольной точке, T – абсолютная температура.

Строгое выполнение всех указанных условий практически невозможно. Так, условия изменения вязкости и теплопроводности можно осуществить только если смазка одинаковая и значения μ_1 , x_1 , T_0 одинаковые в обоих случаях, а подобию отвода тепла через детали нельзя строго осуществить.

Поэтому, что бы получить результаты, которыми можно было бы пользоваться в применении на практике, необходимо ввести некоторые приближения. Так, можно осуществить механическое подобие, отка-

завшись от строгого теплового подобия. Тепловое подобие будет заменено тепловым квазиподобием, а именно чтобы параметр q , от которого зависят в первом приближении давления в подшипнике, оставался одним и тем же.

Наибольшую значимость при определении различных параметров работы подшипников скольжения принимает погрешность измерений, как величина, искажающая реальные результаты. Однако, для определения погрешности любые результаты надо сравнивать с какой-либо опорной величиной. В трении и изнашивании, и, конкретно, в представленном лабораторном оборудовании и методике проведения исследований [10] такой величины нет.

В настоящей работе предлагается в качестве рабочей меры, выполняющей функции опорной величины, использовать модельный подшипниковый узел трения-скольжения. Такой узел позволит обоснованно и адекватно, с максимальным приближением к реальным узлам трения имитировать работу различных подшипников скольжения.

При планировании стендовых испытаний предусматривается определение показателей износостойкости подшипников скольжения.

Назначение режимов стендовых испытаний производится с учетом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов нагружения. Стендовые испытания необходимо проводить на установке, обеспечивающей кинематическое и силовое подобие реальных эксплуатационных условий нагружения.

Модель шарнирного соединения разрабатывается с учетом конструктивно – технологических факторов нагружения.

Расчет масштабного фактора включает следующие операции [1]: разработку моделей испытания на износ; установление параметров, влияющих на износ; выбор базисных параметров; получение критериев подобия и составление критериального уравнения в комплексной форме; выбор краевых условий с учетом требований, предъявляемых к модели и натурному образцу; решение критериального уравнения; анализ решения.

Процесс трения и износа шарнирного соединения представляется функцией параметров:

$$f = \Psi(V, P, m, t, S, A_c, h, r, H_V, E, \tau, c, \lambda, \sigma, \theta, P_c), \quad (3)$$

где V – скорость скольжения,

P – нагрузка,
 m – масса детали,
 t – время,
 S – характерный геометрический размер сопряжения, A_c – контурная площадь трения,
 h, r – высота и радиус выступа микронеровности,
 HB – твердость поверхностных слоев,
 E – модуль упругости материала,
 τ – касательные напряжения в поверхностных слоях,
 c – коэффициент теплоемкости материала,
 λ – коэффициент теплопроводности,
 σ – коэффициент теплоотдачи,
 Θ – температура в зоне трения,
 P_c – контурное давление.

Используя анализ размерностей, и применив систему четырех основных единиц L, M, T, Θ , получаем уравнение в критериальной форме:

$$f = \psi \left(\frac{m_{1,2}}{P_c^2 \times V^2 \times t^6}, \frac{A_{c1,2}}{V^4 \times t^4}, \frac{P}{P_c \times V^2 \times t^2}, \frac{HB_{1,2}}{P_c}, \frac{h_{1,2}}{V^2 \times t^2}, \frac{r_{1,2}}{V^2 \times t^2}, \frac{\lambda_{1,2,3} \times \Theta^3}{P_c^3 \times V^6 \times t^3}, \frac{C_{1,2,3} \times \Theta^3}{V^6}, \frac{\sigma_{1,2} \times \Theta^2}{P_c^2 \times V^2}, \frac{S}{V^2 \times t^2} \right), \quad (4)$$

где параметры с индексами 1, 2, 3 относятся соответственно к валу, втулке и среде. Назначив краевые условия (в нашем случае $C_{HB}=1$; $C_\lambda=1$; $C_V=1$), уравнение решается относительно S . Получаем коэффициент перехода от природы к модели:

$$C_m = C_S, C_{AC} = C_S^2, C_P = C_S, C_{HB} = 1, C_\tau = 1, C_h = C_r = C_S, C_\lambda = 1, \quad (5)$$

$$C_t = C_S^{1/2}, C_{PC} = 1, C_V = 1, C_\Theta = C_S^{1/2}$$

Для пары трения, выполненной по схеме вал – втулка, приемлемым характерным размером является:

$$S = l_1 \times d_2, \quad (6)$$

где l_1 – длина втулки;

d_2 – диаметр пальца.

Перейдя от симплексов к параметрам, и, подставив их значения, определяются коэффициенты перехода через геометрические размеры натурального и модельного сопряжений. Для упрощения расчетов для всего цикла испытаний можно ввести граничное условие:

$$\frac{l'_1}{d'_2} = \frac{l_1}{d_2} = const, \quad (7)$$

где знак «штрих» относится к модели, а без знака – к образцу.

После подстановок получаем:

$$C_S = \frac{(d'_2)^2}{d_2^2}. \quad (8)$$

Используя эту зависимость, получаем значения коэффициентов перехода от природы к модели через диаметры натурального и модельного образцов.

Таким образом, полученные, по представленным зависимостям, коэффициенты перехода от реального узла трения к натурному образцу и принятые размеры натурального образца рекомендуются к использованию в качестве рабочей меры процесса трения и изнашивания подшипников скольжения.

В приближенных условиях задача обеспечения подобия и применения рабочей меры для исследований метрологических характеристик подшипников скольжения значительно упрощается.

Так, принимая закон (9) для изменения вязкости из дифференциального уравнения давлений [11]

$$\mu = \mu_1 \left(\frac{h}{h_1} \right)^q, \quad (9)$$

и непосредственно из формул, дающих распределение давлений для различных типов подшипников [11] можно получить. Что давления, или, точнее, коэффициент давления, который можно записать с приближением постоянной (10) зависит качественно только от ε, λ и q .

$$\frac{c^2(p-p_0)}{\mu_1 V l} = C_v(\varepsilon, \lambda, q). \quad (10)$$

Тот же результат получается и для остальных рабочих характеристик. Так, коэффициент нагрузки ξ выражается соотношением:

$$\frac{P_c^2}{\mu_1 V l^2 b} = \xi(\varepsilon, \lambda, q). \quad (11)$$

Аналогично для силы трения можно записать соотношение.

$$\frac{Fc}{\mu Vlb} = C_1(\varepsilon, \lambda, q). \quad (12)$$

Коэффициент трения будет определяться:

$$f = \frac{F}{P} = \psi f'(\varepsilon, \lambda, q). \quad (13)$$

Момент трения записывается в виде:

$$\frac{Mc}{\mu_1 V l^2 b} = C_m(\varepsilon, \lambda, q). \quad (14)$$

где M – момент трения,

C_m – коэффициент момента трения.

Расход смазки определяется по зависимости:

$$\frac{Q_3}{Vcb} = C_{qs}(\varepsilon, \lambda, q). \quad (15)$$

Следовательно, все элементы, характеризующие работу подшипников, зависят качественно только от относительных размеров подшипника (λ), закона изменения толщины смазочного слоя (ε), и теплового режима q . Эти элементы должны быть одинаковы для обеспечения сравнимых условий исследований и имитации реальной работы подшипников. Условие $q = \text{const}$ осуществляется если $\mu_1/\mu_2 = \text{const}$, что позволяет заранее оценивать соответствующую температуру в зависимости от значений μ_1 , t_1 , принятых первоначально, и кривой зависимости вязкости масла от температуры.

Для создания рабочей меры для каждого типоразмера подшипника скольжения необходимо осуществление подобия и по другим параметрам, которые не были учтены в настоящей работе. Так, материалы, из которых изготовлены подшипники, должны быть одинаковы, в случае, если не требуется определять рабочие характеристики какого-либо материала. Важно так же осуществлять подобие микрогеометрии поверхностей. Обозначая через δ_m среднюю высоту неровностей, нужно, чтобы $\delta_m/c = \text{const}$ для подшипника и рабочей меры. Значения δ_m зависят от способа обработки поверхностей и от условий приработки, которые рекомендуется приближать возможно больше к условиям прототипа. Если c падает, то δ_m должна была бы падать в том же соотношении, что в случае с рабочей мерой невозможно осуществлять. Следовательно, рекомендуется применять для рабочей меры относительные зазоры ψ , позволяющие сохранять те же значения для абсолютного зазора c , или изменять его по мере технических возможностей осуществления условия.

Приведенные зависимости имеют общий характер и их можно применять для создания рабочей меры для любого типа подшипника при условии геометрического подобия.

Библиографический список

1. Браун, Э.Д. Расчет масштабного фактора при оценке трения и изнашивания [Текст] / Э.Д. Браун // Износостойкость. – М., Наука, 1975. – С.136-154.
2. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка) [Текст] / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: «Машиностроение», 1980. – 223 с.
3. Дроздов, Ю.Н. Расчетно-экспериментальный анализ контактных напряжений в шарнирных соединениях [Текст] / Ю.Н. Дроздов, С.Л. Соколов, Б.Н. Ушаков // Вестник машиностроения. – 2013. – № 4. – С. 32-38.
4. Евдокимов, В.Д. Реверсивность трения и качество машин [Текст] / В.Д. Евдокимов. – Киев, 1977. – 146 с.
5. Коровчинский, М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М.В. Коровчинский. – Москва, 1959.
6. Медеяев, И.А. Технологическая наследственность в узлах трения транспортной техники [Текст] / И.А. Медеяев // Вестник машиностроения. – 2012. – № 12. – С. 43-46.
7. Патент на изобретение 2242644 РФ, МПК⁷ 7 F 16 C 11/00. Шарнирное соединение [Текст] / А.И. Серебрянский, Н.С. Смогунов, Ф.В. Пошарников; заявитель и патентообладатель ВГЛТА. – № 2003118950/11; заявл. 24.06.2003; опубл. 20.12.2004
8. Перекрестов, А.П. Экспериментальные исследования и оптимизация физикомеханических свойств магнитных смазочных материалов [Текст] / А.П. Перекрестов, В.А. Чанчиков, В.Г. Боловин // Вестник машиностроения. – 2013. – № 6. – С. 43-45.
9. Садыхов, А.И. Триботехнические свойства поверхности модифицированного чугуна при смазывании [Текст] / А.И. Садыхов, Ф.М. Ширзадов, Р. Веше // Вестник машиностроения. – 2014. – № 4. – С. 52-54.
10. Серебрянский, А.И. Повышение износостойкости шарниров лесных манипуляторов на основе замены реверсивного трения вращательным [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01: защищена 21.11.2003 / А.И. Серебрянский. – Воронеж, 2003. – 166 с.

11. Konstantinesku, V.N. Criterii de similitudine in lagarelor lubrificate cu lichide sau gaze. Studii si cercetari de mecanica aplikata, Akad. R.P.R., 1961. – 12, pp. 343-361.
12. Serebryansky, A.I. Constructive exception of friction reversibility based on the analysis of the joint manipulators operating characteristics. Europäische Fachhochschule = European Applied Sciences. 2013. – Vol. 2. –no. 5. – pp. 21-24
13. Tipei, N. Theory of Lubrication. Stanford University press. – Stanford, 1962.

References

1. Brown, E.D. *Raschet masshtabnogo faktora pri ocenke trenija i iznashivaniya* [The calculation of the scale factor in the assessment of friction and wear]. Moscow, 1975, p.136-154. (In Russian)
2. Voskresensky V.A., Dyakov V.I. *Raschet i proektirovanie opor skol'zheniya (zhidkostnaja smazka)* [Calculation and design of sliding bearings (liquid lubricant)]. Moscow, 1980, 223 p. (In Russian)
3. Drozdov N., Sokolov S.L., Ushakov B. *Raschetno-jeksperimental'nyj analiz kontaktnyh naprjazhenij v sharnirnyh soedinenijah* [Settlement and experimental analysis of contact stresses in the joints]. *Vestnik mashinostroenija* [Russian Engineering Research]. 2013, no. 4, pp 32-38. (In Russian).
4. Evdokimov V.D. *Reversivnost' trenija i kachestvo mashin* [Reversible friction and quality of the machines]. Kyiv, 1977, 146 p. (In Russian)
5. Korovchinsky M.V. *Teoreticheskie osnovy raboty podshipnikov skol'zheniya* [Theoretical basics of sliding bearings]. Moscow, 1959. (In Russian)
6. Medelyaev I.A. *Tehnologicheskaja nasledstvennost' v uzlah trenija transportnoj tehniky* [Technological heredity in friction-term transport equipment]. *Vestnik mashinostroenija* [Russian Engineering Research]. 2012, no. 12, pp. 43-46. (In Russian).
7. Serebryansky A.I., Smogunov N.S., Posharnikov F.V. *Sharnirnoe soedinenie* [Pivotally connected]. Patent RF, no. 2242644. 2004.
8. Perekrestov A.P., Chanchikov V.A., Bolovin V.G. *Jeksperimental'nye issledovaniya i optimizacija fizikomeha-nicheskikh svoystv magnitnyh smazochmyh materialov* [Experimental research and optimization of the physical and mechanical properties of magnetic lubricants]. *Vestnik mashinostroenija* [Russian Engineering Research]. 2013, no. 6, pp. 43-45. (In Russian)
9. . Sadikhov A.I., Shirzad F.M., Veshe R. *Tribotekhnicheskie svoystva poverhnosti modifitsirovannogo chuguna pri smazyvanii* [Tribological properties of the surface of modified iron for lubrication]. *Vestnik mashinostroenija* [Russian Engineering Research]. 2014, no. 4, pp. 52-54. (In Russian).
10. Serebryansky A.I. *Povyshenie iznosostojkosti sharnirov lesnyh manipulyatorov na osnove zameny reversivnogo trenija vrashhatel'nyh* dis. kand. tehn. nauk [Increased durability of hinges forestry by replacing reverse rotational friction PhD in Engineering Dis]. Voronezh, 2003, 166 p. (In Russian).
- 11 Konstantinesku V.N. Criterii de similitudine in lagarelor lubrificate cu lichide sau gaze. Studii si cercetari de mecanica aplikata, Akad. R.P.R., 1961, 12, pp. 343-361.
- 12 Serebryansky A.I. Constructive exception of friction reversibility based on the analysis of the joint manipulators operating characteristics. Europäische Fachhochschule. European Applied Sciences, 2013, Vol. 2, no. 5, pp. 21-24.
- 13 Tipei N. Theory of Lubrication. Stanford University press. Stanford, 1962.

Сведения об авторе

Серебрянский Алексей Иванович – доцент кафедры лесной промышленности, метрологии, стандартизации и сертификации ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кандидат технических наук, доцент, г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: aleksey@serebryanskiy.com

Information about author

Serebryansky Alexey Ivanovich – Associate Professor of the timber industry, metrology, standardization and certification, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», PhD in Engineering, Associate Professor, Voronezh, Russian Federation; e-mail: aleksey@serebryanskiy.com