

УДК 621.891
DOI: 10.12737/20241

С.П. Шец, В.И. Сакало, А.Г. Суслов

ВЗАИМОСВЯЗЬ ГЕРМЕТИЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ С АБРАЗИВНЫМ ИЗНАШИВАНИЕМ ИХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ

Рассмотрено влияние герметичности подшипниковых узлов трения на износостойкость их трибосопряжений типа «вал - уплотнение» в статическом, переходном (стартовом) и динамическом режимах, а также типов «кольцо – тело качения» и

«вал – втулка» в зависимости от концентрации абразива в смазочном материале.

Ключевые слова: смазочный материал, износостойкость, интенсивность изнашивания, абразивное изнашивание, трибосопряжение, герметичность, узел трения.

S.P. Shets, V.I. Sakalo, A.G. Suslov

CORRELATION OF BEARING FRICTION ASSEMBLIES WITH ABRASIVE WEAR OF THEIR TRIBO-COUPPLING

To ensure wear resistance of all tribo-couplings of a bearing assembly at the expense of the abrasive wear decrease it is necessary the solution of problems connected with the impermeability of their movable joints. In this case by the impermeability we imply a process of sealed “wall” formation which is able to separate reliably volumes with different environments at considerable changes of external factors of environment: temperature, dustiness, aggressiveness and others.

The contact of two hard surfaces of tribo-coupling of the “shaft-seal” type forms a system of cavities, capillaries of an arbitrary shape and contact patches. Under the action of pressure difference on separate capillaries arise leaks.

The depressurization of bearing friction assemblies (leak moment) results in the decrease of wear rate of tribo-coupling of “shaft-seal” type, but a wear rate of other tribo-couplings such as “ring-solid of rolling

motion”, for frictionless bearings or “shaft-bushing” for friction bearings increases because of abrasive penetration into a contact area. The penetration of quartz particles (pollutions) through a sealing into a bearing assembly results in the increase of a constant of friction and initiation of abrasive wear in tribo-couplings of “ring-solid of rolling motion” and “shaft-bushing” types. The wear rate of “ring-solid of rolling motion” and “shaft-bushing” couplings depends on the abrasive concentration in lubricant and a leak at the outlet from the bearing assembly. For the wear resistance increase in tribo-couplings of bearing assemblies it is necessary not only to increase the hardness of contact surfaces, ensure optimum roughness, select materials in tribo-couplings, but also to ensure the impermeability and lubricant keeping in a friction area.

Key words: lubricant, wear resistance, wear rate, abrasion, tribo-coupling, impermeability, friction assembly.

Изнашивание подшипниковых узлов трения сопровождается износом всех составляющих их конструкцию трибосопряжений. Механизм изнашивания каждого трибосопряжения представляет сложный процесс, который приводит к изменению линейных размеров сопрягаемых деталей. Процессы, сопровождающие изнашивание, имеют различные виды и формы. Одним из преобладающих видов изнашивания трибосопряжений является абразивный, который вызывает прямое разрушение поверхностного слоя материала в каждый данный момент времени.

Абразивом являются как продукты изнашивания самих поверхностей трения,

так и кварцевые частицы, проникающие из окружающей среды в зону контакта трибосопряжений подшипникового узла. Результатом взаимодействия абразивных частиц с изнашиваемой поверхностью являются сопутствующие процессы, сопровождающиеся выделением тепла, увеличением плотности дислокаций в рабочем слое материала, структурными превращениями и др. При наличии абразива возможны различные формы деформации поверхностей деталей: упругое и пластическое деформирование, отеснение, резание или вырывание материала. Следует отметить, что на процесс абразивного изнашивания могут влиять природа происхожде-

ния абразивных частиц, высокая температура, давление и другие факторы. Общим для абразивного изнашивания является механический фактор разрушения поверхности.

Для обеспечения износостойкости всех трибосопряжений подшипникового узла за счет снижения действия абразивного износа необходимо решение задач, связанных с герметичностью их подвижных соединений. В данном случае под герметичностью понимается процесс создания герметичной «стенки», которая способна надежно разделять объемы с различными средами при значительном изменении внешних факторов окружающей среды: температуры, запыленности, агрессивности и др.

Герметичность подвижных соединений обеспечивается таким техническим устройством, как уплотнение, которое, в свою очередь, также подвержено действию процесса изнашивания. Например, разгерметизация уплотнения подшипникового узла трения качения на этапе эксплуатации приводит к следующим браковочным признакам подшипника: абразивное изнашивание поверхностей качения контртел, наклеп и фреттинг-коррозия посадочных поверхностей, перегрев (наличие цветов побежалости на рабочих поверхностях), проворачивание колец в посадочных гнездах и скалывание направляющих буртиков. Завершающей стадией изнашивания подшипникового узла является утечка смазочного материала и полное разрушение его конструкции.

Основные закономерности взаимосвязи износа и герметичности самих контактных уплотнений можно представить графически (рис. 1). Герметичность подвижных соединений в значительной степени зависит от износа контактирующих элементов уплотнений. В процессе приработки (рис. 1, период I) происходит интенсивное изнашивание микронеровностей на поверхностях трения трибосопряжений, но одновременно с этим увеличивается смачиваемая герметизирующей жидкостью (смазочным материалом) площадь трения, и контактное давление распределяется более равномерно. Это приводит к снижению

скорости изнашивания и возрастанию степени герметичности уплотнения. В процессе дальнейшей эксплуатации (рис. 1, период II) смачиваемая площадь остается постоянной, а постепенный износ контактирующего элемента приводит к снижению контактного давления и, как следствие, потере герметичности. В точке *K* наступает критическое повреждение контактирующих поверхностей, при котором увеличение зазоров в трибосопряжении вследствие износа не удается компенсировать за счет контактного давления.

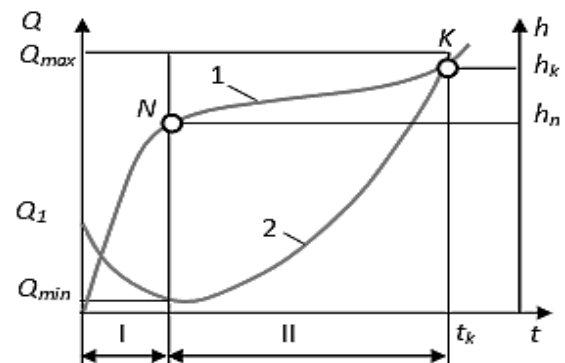


Рис. 1. Зависимость линейного износа и утечек от времени работы контактного уплотнения: h_k и h_n – величины линейного износа, критическая и после приработки; t_k – ресурс уплотнения; Q_1 , Q_{min} и Q_{max} – исходная, минимальная и предельно допустимая величины утечек; 1 – линейный износ; 2 – утечки

Если рассмотреть работу уплотнения в течение одного цикла (статический режим (поверхности трения не имеют относительного перемещения) – переходный режим (старт) – динамический режим (номинальная скорость относительного перемещения поверхностей трения) – переходный режим (останов)), то зависимость скорости изнашивания и утечек от времени имеет своеобразный характер (рис. 2).

Механизм утечек в течение одного цикла работы уплотнения резко различается, так как изменяются режимы трения (трение покоя, трение движения) и смазки (граничный, смешанный, гидродинамический). В статическом режиме работы уплотнения герметичность определяется утечками через неплотности и микроканалы между неподвижными поверхностями уплотнителя и детали, которые возникают вследствие шероховатости поверхностей и наличия дефектов, температурных и силовых деформаций.

Соприкосновение двух твердых поверхностей образует систему впадин, капилляров произвольной формы и пятен касания. При действии перепада давлений по отдельным капиллярам возникают утечки Q . Кроме того, происходит контактная

диффузия, приводящая к процессам адгезии неподвижных поверхностей.

Например, при останове машины из-за прекращения действия трения температура подшипниковых узлов снижается при постоянном объеме. Во внутренней полости узла создается разрежение, что приводит к возникновению перепада давлений.

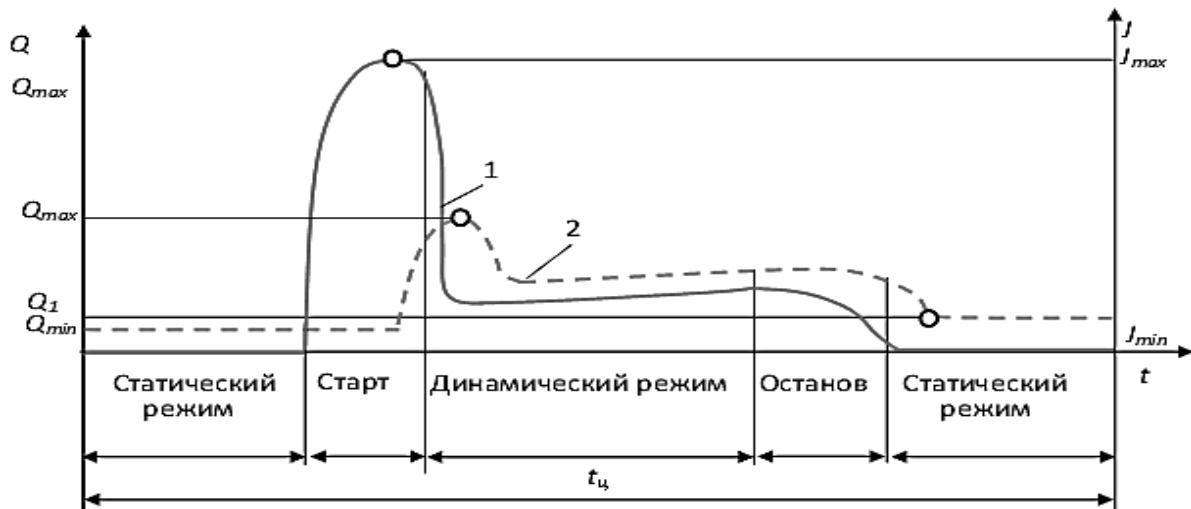


Рис. 2. Зависимость скорости изнашивания и утечек от времени работы контактного уплотнения: 1 – скорость изнашивания; 2 – утечки

Суммарное значение утечек можно определить как [1]

$$Q = \psi_0 \frac{B \Delta p}{l \mu} Rz^3 e^{-3\overline{p_k}/(kE)},$$

где $\psi_0 = 0,5 \cdot 10^{-8} \dots 10^{-6}$ и $k = 0,1 \dots 0,3$ – коэффициенты, зависящие от качества поверхности; B и l – периметр и ширина контактирующих поверхностей; Δp – перепад давлений; μ – динамическая вязкость среды; Rz – шероховатость поверхности контртела; $\overline{p_k}$ – среднее контактное давление; E – модуль упругости материала уплотнения.

Износ при этом практически отсутствует и не имеет взаимосвязи с герметичностью.

В переходном режиме «старт» сначала в течение долей секунды происходит адгезионное изнашивание контактирующего элемента, а затем раскрытие зазора в трибосопряжении, сопровождающееся интенсификацией утечки (обычно внутри подшипникового узла). В этом случае толщина изношенного слоя, например для полимерных материалов, за первоначальный период

$$\Delta h = (0,5 \dots 3) Rz.$$

Удельные утечки за последующий малый период можно определить как для бесконтактного уплотнения:

$$\overline{Q_m} = \psi \frac{\Delta p}{\mu l} S_n^3,$$

где $\psi = 0,1 \dots 0,2$ – безразмерный коэффициент формы; S_n – зазор в трибосопряжении.

Тогда

$$S_n = Rz + 0,1 Rz \left(\frac{v \mu}{p_k Rz} \right)^{2/3}.$$

Износ трибосопряжений типа «вал - уплотнение» в переходном режиме практически не имеет стойкой взаимосвязи с величиной утечек, так как возникает в первоначальный период времени (до возникновения утечек).

Утечки смазочного материала из-за нагрева в режиме останова, например для трибосопряжения типа «вал - уплотнение», можно определить как

$$Q = \pi d_e \sqrt{\mu v / p_k},$$

где d_e – диаметр вала.

Среднее контактное давление на контактирующем элементе уплотнения можно вычислить по формуле [2]

$$\bar{p}_k = \bar{P}/a.$$

$$I_h = \frac{0,15 \gamma_u}{\pi d_g N_{об} \rho \Delta S^* \left[\frac{T_g Q^2}{\mu v^2 (\pi d_g)^2 f_{зрс}} + \frac{a}{\sqrt{\lambda_g \lambda_m} \sqrt{Bi}} \right]}. \quad (1)$$

Из формулы (1) следует, что с уменьшением утечек в динамическом режиме интенсивность изнашивания значительно увеличивается. Поэтому при разработке новых конструкций подшипниковых узлов следует решать задачу оптимизации процессов изнашивания и герметизации.

Разгерметизация подшипниковых узлов трения приводит к снижению интенсивности изнашивания трибосопряжений типа «вал – уплотнение», однако интенсивность изнашивания других трибосопряжений, таких как «кольцо – тело качения» для подшипников качения или «вал – втулка» для подшипников скольжения, резко повышается из-за проникновения абразива в зону контакта.

Утечка смазочного материала из подшипникового узла через уплотнение с одновременным проникновением кварцевых частиц через уплотнение в подшипниковый узел приводит к повышению коэффициента трения и возникновению абра-

зивного или гидроабразивного износа главных элементов подшипникового узла.

Интенсивность изнашивания трибосопряжений «кольцо – тело качения» и «вал – втулка» зависит от концентрации абразива в смазочном материале и утечек на входе в подшипниковый узел, связанных с проникновением кварцевых частиц, и может быть выражена общей функциональной зависимостью

$$I_h = F(C_a, Q, v),$$

где C_a – концентрация абразивных частиц в смазочном материале; Q – утечки смазочного материала; v – скорость скольжения.

Для повышения износостойкости трибосопряжений подшипниковых узлов необходимо не только повышение твердости контактирующих поверхностей, обеспечение оптимальной шероховатости, подбора материалов в трибосопряжениях, но и обеспечение герметичности и удержания смазочного материала в зоне трения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кондаков, Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев [и др.]; под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.
2. Шец, С.П. Повышение герметизирующей способности манжет комбинированием с магнитожидкостным уплотнением/ С.П. Шец// Вест-

ник Брянского государственного технического университета. – 2007. - №2(14). – С. 27-31.

3. Шец, С.П. Интенсивность изнашивания манжет в трибосопряжении типа «вал – уплотнение» / С.П. Шец // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2009. - №2(22). – С. 9-12.

1. Kondakov, L.A. Seals and Sealing Systems: Reference Book / L.A. Kondakov, A.I. Golubev, V.V. Gordeyev [et al.]; under the general editorship of A.I. Golubev, L.A. Kondakov. – 2-d Edition, revised and supplemented – M.: Mechanical Engineering, 1994. – pp. 448.

Bulletin of Bryansk State Technical University. – 2007. - №2(14). – pp. 27-31.

3. Shets, S.P. Cup wear rate in tribo-coupling of “shaft-seal” type / S.P. Shets // Bulletin of Bryansk State Technical University. – 2009. - №2(22). – pp. 9-12.

2. Shets, S.P. Sealing property increase in cups by combining with magnetic fluid seal/ S.P. Shets//

*Статья поступила в редколлегию 15.02.2016.
Рецензент: д.т.н., профессор Брянского
государственного технического университета
Бишутин С.Г.*

Сведения об авторах:

Щец Сергей Петрович, д.т.н., профессор кафедры «Автомобильный транспорт» Брянского государственного технического университета, тел.: (4832) 58-82-31.

Сакало Владимир Иванович, д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Механика, динамика и прочность машин» Брянского государственного технического университета, тел.: (4832) 56-86-37, e-mail: sakalo@tu-bryansk.ru.

Суслов Анатолий Григорьевич, д.т.н., профессор Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Shets Sergey Petrovich, D.Eng., Prof. of the Dep. "Motor Transport" Bryansk State Technical University, Phone: (4832) 58-82-31.

Sakalo Vladimir Ivanovich, D.Eng., Prof., Head of the Dep. "Mechanics, Dynamics and Machine Durability"

Bryansk State Technical University, Phone: (4832) 56-86-37, e-mail: sakalo@tu-bryansk.ru.

Suslov Anatoly Grigorievich, D.Eng., Prof. of Bauman State Technical University of Moscow.