

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Рассмотрены вопросы взаимодействия вала и вкладыша радиального подшипника скольжения с учетом их механических свойств и моделей шероховатости поверхностей твердых тел. Показано, что для обеспечения высокой износостойкости радиальных подшипников скольжения необходимо отсутствие в них макрозазора. Предложена конструкция радиального подшипника скольжения с автокомпенсацией износа.

Работоспособность радиальных подшипников скольжения зависит в основном от их износостойкости [1]. Подшипники скольжения находят чрезвычайно широкое распространение в промышленности [1-2]. Их диаметры изменяются от долей мм (в часовой промышленности) до нескольких метров в оборудовании, используемом для размолва руды [3]. Такое широкое их применение обусловлено тем, что радиальные подшипники скольжения имеют определенное преимущество по сравнению с аналогичными подшипниками качения. Радиальные подшипники скольжения обладают небольшими габаритами, для изготовления их вкладышей используются материалы, механические свойства которых изменяются в широком диапазоне. Такие подшипники в основном хорошо воспринимают динамические нагрузки.

Так как вал обычно намного тверже вкладыша, то в процессе эксплуатации наиболее интенсивно изнашивается вкладыш подшипника. Поэтому его износостойкость ограничивает работоспособность радиального подшипника скольжения, что является существенным недостатком.

Вкладыши изготавливаются из материалов, механические свойства которых обычно изменяются в широком диапазоне – от мягких металлических сплавов типа некоторых баббитов до твердых закаленных сталей, минеральных камней естественного и искусственного происхождения, а также искусственных и естественных пластмасс. Кроме того, для изготовления вкладышей используются различные спеченные материалы, в том числе металло- и минерало-керамики [4-6]. Данное обстоятельство обусловлено материаловедческими, технологическими, конструктивными аспектами.

В радиальных подшипниках скольжения между валом и вкладышем предусматривается макроскопический зазор, имеющий различное назначение. В подшипниках с гидродинамической смазкой он необходим для реализации этого режима смазки [7]. В остальных условиях он предназначен для компенсации изменения размеров деталей сопряжения, возникающих в результате нагрева в процессе работы. Непосредственное взаимодей-

ствие вала с вкладышем происходит в зоне микроконтакта. Таким образом, в радиальном подшипнике скольжения имеют место макроскопический 1 и микроскопический 2 зазоры (рис. 1).

Макроскопический зазор имеет место тогда, когда выполняется условие:

$$\delta > R_{v_{\max}} + R_{vk_{\max}}, \quad (1)$$

где: $R_{v_{\max}}$; $R_{vk_{\max}}$ – соответственно максимальные микронеровности вала и вкладыша.

Микроскопический зазор будет иметь место, когда:

$$\delta < R_{v_{\max}} + R_{vk_{\max}} \quad (2)$$

В пределах микроскопической зоны касания средние нормальные напряжения неодинаковы по величине и распределены по закону, определяемому на основании теории упругости (рис. 2). Обычно в радиальных подшипниках скольжения применяют смазочные материалы, с помощью которых реализуют взаимодействие вала с вкладышем в условиях трения при гидродинамической или граничной смазке. Кроме того, предпринимают меры, предохраняющие от попадания абразивных частиц в зону трения вала с вкладышем. Исходя из этого, можно сделать вывод о том, что изнашивание вкладыша имеет усталостную природу. Из теории усталостного изнашивания следует, что интегральная линейная интенсивность изнашивания I в зависимости от контурного давления P_c определяется [7]:

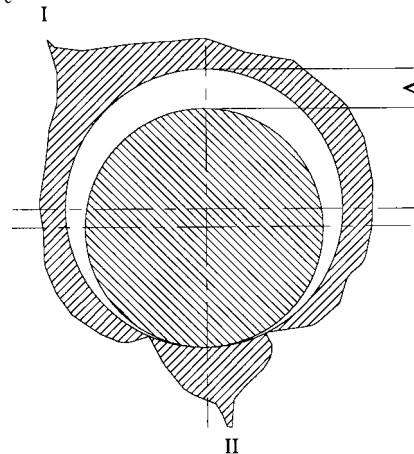


Рисунок 1. Схема радиального подшипника скольжения в традиционном исполнении

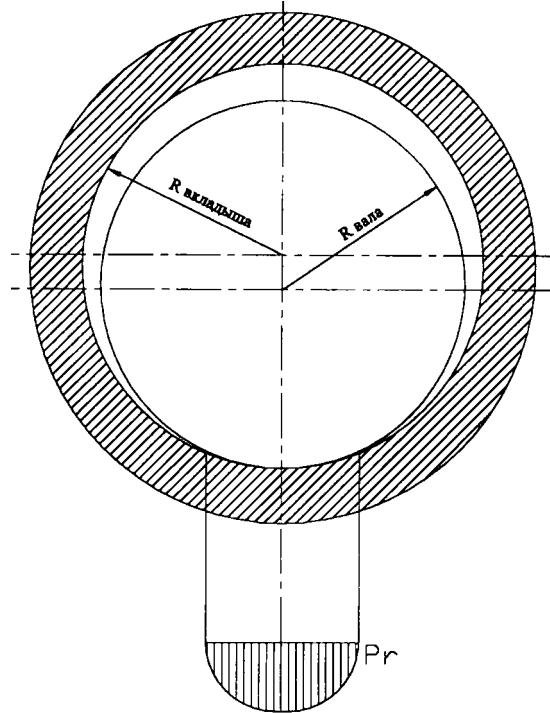


Рисунок 2. Напряженно-деформированное состояние в зоне контакта вала и вкладыша

$$I = cP_c^m, \quad (3)$$

где: c и m – постоянные коэффициенты, зависящие от механических свойств материала, из которого изготовлен вкладыш.

Так как контурные давления в зоне контакта вал-вкладыш являются переменными, то на различных участках микроконтактной зоны 2 (рис. 1) интегральная линейная интенсивность изнашивания будет неодинаковой. Интегральная линейная интенсивность изнашивания будет больше там, где будет большее контурное давление. Это приведет к выравниванию контурных давлений в микроконтактной зоне и, следовательно, к увеличению ее площади. В теории контактных взаимодействий этот процесс получил название приработки на макроуровне [8].

Приработка на микроуровне зависит от напряженно-деформированного состояния в зонах контактов микронеровностей [8]. При упругих деформациях в отмеченных зонах приработка приводит к изменению параметров шероховатости взаимодействующих твердых тел от значений, характерных для технологической шероховатости, получаемой в процессе технологической обработки поверхности твердого тела, до эксплуатационной, соответствующей минимальным силам трения [9]. Появляющаяся шероховатость поверхностей тру-

щихся тел получила название равновесной [10]. Считается, что такая шероховатость поверхностей взаимодействующих твердых тел воспроизводится в процессе эксплуатации. Создавая такую шероховатость при технологической подготовке деталей элементов пары трения можно исключить период приработки и тем самым значительно увеличить износостойкость подвижных сопряжений. Параметры такой шероховатости можно определить, используя теорию контактных взаимодействий твердых тел при внешнем трении.

Как отмечалось выше, возникновение равновесной шероховатости зависит от напряженно-деформированного состояния в зонах контактов микронеровностей. В этих зонах в зависимости от величины нормальных напряжений могут реализовываться упругие, упруго-пластические и пластические деформации. Величина этих напряжений зависит от физико-механических свойств деформируемого материала, в рассматриваемом случае материала, из которого изготовлен вкладыш, геометрического очертания микронеровностей поверхностей взаимодействующих твердых тел и величины действующих на них нагрузок. В теории контактных взаимодействий полагают, что микронеровности поверхности твердого тела представляют из себя шаровые сегменты одинакового радиуса, расположенные на общем основании с постоянной плотностью. Вершины микронеровностей распределены таким образом по высоте, что опорная кривая профиля поверхности модели и реального твердого тела совпадают.

Используя такую модель шероховатой поверхности твердого тела, можно отметить, что упругие деформации в зонах контактов микронеровностей для материалов, обладающих невысоким модулем упругости, будут реализованы в диапазоне величин внедрений, характерных для внешнего трения. Это характерно для резин и некоторых видов искусственных и натуральных пластмасс. Для материалов, обладающих высоким модулем упругости, таких как у металлов, упругие деформации в зонах контактов будут реализовываться только в определенных условиях. Последовательно рассмотрим взаимодействия отмеченных твердых тел.

У материалов, обладающих невысоким модулем упругости, в соответствии с теорией внешнего трения коэффициент трения при ненасыщенном контакте, когда число контактирующих микронеровностей P_g меньше их числа на контурной площади касания P_c , будет определяться по следующей формуле:

$$f = \frac{2,4\tau_0 E^{0,8}}{p_C^{0,2}(1-\mu^{0,4})^{0,8}} + \beta + 0,4\alpha_{\text{э}} \Phi \Delta^{0,4} \left[\frac{(1-\mu^2) p_C}{E} \right]^{0,2}, \quad (4)$$

где τ_0 и β – фрикционные константы, зависящие от физико-химического состояния поверхностей трения, E – модуль упругости материала менее жесткого из взаимодействующих твердых тел, μ – коэффициент Пуассона, $\alpha_{\text{э}}$ – приведенный коэффициент гистерезисных потерь. Δ – комплексный параметр шероховатости поверхности, равный

$$\Delta = \frac{R_{\text{max}}}{rb^{1/v}}, \quad (5)$$

где b и v – параметры опорной кривой профиля поверхности.

Приведенный коэффициент гистерезисных потерь зависит от формы индентора, скользящего по поверхности упругого твердого тела. Для шарового индентора

$$a_{\text{э}} = 3a, \quad (6)$$

где a – коэффициент гистерезисных потерь при одноосном растяжении-сжатии.

Минимальный коэффициент внешнего трения получим, используя понятие об экстремуме функции

$$f_{\text{min}} = 1,5 \left[\frac{\tau_0 \alpha_{\text{э}} (1-\mu^2)}{E} \right]^{\frac{1}{2}} + \beta, \quad (7)$$

Контурные давления, соответствующие минимальному коэффициенту трения, как следует из формул (3) и (7), будут равны:

$$p_C \approx \frac{2,2 \cdot 10^2}{\Delta^2} \left[\frac{\tau_0 (1-\mu^2)^{\frac{3}{5}}}{E^{\frac{3}{5}}} \right]^{\frac{5}{2}}. \quad (8)$$

Соответственно комплексный параметр шероховатости поверхности, при котором может быть реализован минимальный коэффициент внешнего трения, будет равен:

$$\Delta = \frac{15\tau_0^{\frac{5}{4}} (1-\mu^2)^{\frac{3}{4}}}{p_C^{\frac{2}{3}} \alpha_{\text{э}} E^{\frac{3}{4}}}. \quad (9)$$

Если проектируются трибосопряжения, в которых требуются минимальные в заданных условиях силы трения, то контурные давления в узле

трения необходимо выбирать в соответствии с формулой (8), а шероховатость поверхности более жесткого элемента назначать по таблицам [11] в зависимости от комплексного параметра Δ , определяемого по формуле (9). Полученные выше формулы можно применять тогда, когда вкладыш изготовлен из материалов, обладающих невысоким модулем упругости.

В тех случаях, когда вкладыш изготовлен из металлов или других материалов с высоким модулем упругости, для определения минимальных потерь на трение в радиальном подшипнике скольжения исходят из следующих соображений. Для таких материалов обычно в зонах контактов микронеровностей реализуются пластические деформации. При пластических деформациях в зонах контактов микронеровностей условия внешнего трения не всегда выполняются. Принято считать, что в этих условиях при внешнем трении не происходит нарушения сплошности материала в зонах контактов микронеровностей, а сами деформации сосредотачиваются в тонких поверхностных слоях. Анализ напряженно-деформированного состояния в зоне контакта скользящей микронеровности показывает, что внешнее трение зависит от физико-химического состояния поверхностей трения и величины ее внедрения в деформируемый материал.

Из теории внешнего трения [12-13] следует, что предельная величина контурных давлений, при которой выполняются условия внешнего трения, будет реализовываться при:

$$p_C \leq \frac{0,125 \cdot \text{HB}}{\Delta^2} \left(1 - \frac{6\tau_n}{\text{HB}} \right)^2, \quad (10)$$

где HB – твердость материала, из которого изготовлен вкладыш;

τ_n – средние касательные напряжения в зоне микроконтакта, обусловленные межатомными и межмолекулярными взаимодействиями.

Коэффициент внешнего трения при пластических деформациях в зонах микроконтактов вычисляется по следующей формуле:

$$f = f_{\text{мол}} + 0,5\Delta^{\frac{1}{2}} \left(\frac{p_C}{\text{HB}} \right)^{\frac{1}{4}}, \quad (11)$$

Как следует из формулы (11), коэффициент трения в этом случае возрастает при увеличении контурного давления p_C и комплексного параметра шероховатости поверхности Δ более жесткого из взаимодействующих твердых тел.

Однако, как показывает анализ, при изменении отмеченных параметров в широких пределах коэффициент внешнего трения проходит через ми-

нимум. Это обусловлено тем, что при упругих деформациях в зонах микроконтактов деформационной составляющей коэффициента внешнего трения можно пренебречь ввиду ее малости по сравнению с молекулярной составляющей. Тогда коэффициент трения будет вычисляться, используя два члена формулы (2). Как видно из этой формулы, коэффициент трения в этом случае при возрастании p_c или Δ будет уменьшаться. При реализации в зонах микроконтактов пластических деформаций он будет возрастать в зависимости от указанных параметров. Из вышеизложенного можно заключить, что в общем случае при изменении p_c и Δ в широких пределах коэффициент трения будет проходить через минимум при упруго-пластических деформациях в микроконтактах.

Точное положение минимума в настоящее время установить не представляется возможным, так как теория контактных взаимодействий при данном виде деформаций не разработана. Ориентировочно можно предположить, что он будет иметь место при значениях p_c и Δ , равных среднему арифметическому значению этих величин, соответствующих переходу от упругих деформаций в зонах микроконтактов к упруго-пластическим и от последних к пластическим. Это будет иметь место при:

$$p_c \leq \frac{7,5}{\Delta^2} \left[\frac{(1-\mu^2)HB}{E} \right]^4. \quad (12)$$

Соответственно комплексный показатель шероховатости поверхности вала будет равен:

$$\Delta = 2,7 \frac{(1-\mu^2)^2 HB^{\frac{5}{2}}}{E^2 p_c^{\frac{1}{2}}}, \quad (13)$$

Если вкладыш изготовлен из материала, обладающего высоким модулем упругости, то для минимальных потерь на трение в трибосопряжении необходимо выбирать контурные давления P_c в соответствии с формулой (12), а обработку поверхностного слоя вала назначать такую, которая соответствовала бы комплексному параметру шероховатости, определяемому по формуле (13). В этом случае, не изменяя конструкции трибосопряжения, получим наименьший в данных условиях износ и, следовательно, наибольшую работоспособность.

В обычных радиальных подшипниках скольжения между валом и вкладышем предусматривается гарантийный макрозазор (рис. 1). Является ли макрокопический зазор неотъемлемым признаком радиального подшипника скольжения? Ответ на

этот вопрос должен быть скорее отрицательным, нежели положительным. Пожалуй, только для подшипников, работающих в условиях трения при гидродинамической смазке, макрокопический зазор – необходимое условие нормальной работы. Однако в период пуска и остановки они работают в условиях трения при граничной смазке, то есть между валом и вкладышем взаимодействие имеет место только в микрозазоре, то же самое происходит и при изменении нагрузочного режима радиального подшипника скольжения.

Гидродинамический режим в подшипнике скольжения создают с целью уменьшения потерь на трение и снижения износа его деталей. Однако эти цели можно достигнуть, применяя более современные смазочные материалы или путем изменения конструкции этих подшипников. Например, использование смазочных сред, создающих в подшипнике скольжения условия для трибомодификации поверхностей трения, позволяет снизить потери на трение до величин, сравнимых с потерями в условиях гидродинамики, и резко повысить износостойкость деталей подшипника.

Для наиболее распространенных подшипников скольжения, работающих в условиях трения при граничной смазке и в условиях отсутствия смазочного материала или при использовании металлических покрытий вкладыша, рабочей зоной является зона 11 (рис.1), то есть, несмотря на наличие макрозазора, при эксплуатации они работают, когда между вкладышем и валом имеет место микрозазор.

С какой целью для данного класса подшипников скольжения предусматривается макрозазор? С одной стороны, он является резервуаром для смазочного материала, с другой стороны, в силу традиции считается, что частицы износа, появляющиеся в процессе работы, необходимо выводить из рабочей зоны. Кроме того, макрозазор создается для предотвращения заклинивания. Однако анализ взаимодействия вала и вкладыша показывает, что отмеченные аргументы, обосновывающие создание макрозазора, несостоятельны. Кроме того, в конструкции подшипника можно предусмотреть специальные резервуары для смазочного материала или возобновляемую подпитку этим материалом, как это часто делается в настоящее время.

Традиционно считалось [14-16], что частицы износа, появляющиеся на поверхностях трения, существенно ухудшают триботехнические характеристики радиального подшипника скольжения. Эти частицы появляются в результате однократного или многократного деформирования участков поверхно-

стей трения и, следовательно, они значительно наклепаны. Внедряясь в менее жесткие поверхности трения, они вызывают повышенный износ и увеличивают силу трения. Поэтому создавались условия для вывода частиц износа из зоны трения.

Однако, как показали исследования [17-19], в тех случаях, когда имеются условия, препятствующие окислению поверхности частицы износа, они могут служить исходным материалом для трибомодификации поверхностей трения вала и вкладыша. Например, при избирательном переносе появляющиеся в начальной стадии частицы износа имеют активированную поверхность. Взаимодействуя с молекулами смазочного материала, они создают мицеллоподобные образования. Из теории поверхностных явлений следует, что потенциальная энергия такого образования в зазоре больше, чем у поверхности твердого тела. В соответствии со вторым началом термодинамики любая изолированная система стремится занять состояние с минимальной потенциальной энергией. Это приводит к тому, что частицы износа, окруженные смазочной средой, подходят к поверхности твердого тела и оседают на ней. Таким образом, на поверхностях взаимодействующих твердых тел возникают пористые пленки (рис. 3), состоящие из частиц износа, связанных молекулами смазочной среды. Такая пленка, как показали исследования [20], обладает существенной прочностью на сжатие и малой на сдвиг.

Кроме того, частицы износа могут в процессе взаимодействия мигрировать с одной поверхности на другую, обеспечивая практическую безызносность. В данном случае наличие макрозазора может быть вредным, так как частицы износа, попадая в него, будут уноситься смазочным материалом и, следовательно, будет ограничена, а в некоторых случаях исключена их возможность участвовать в образовании комбинированных пленок.

В радиальных подшипниках скольжения между поверхностями вала и вкладыша толщина микрозазора измеряется микронами или долями микрона, поэтому частица износа проходит небольшое расстояние от момента появления до момента прилипания. За этот промежуток времени ее поверхность не успевает значительно окислиться, и она сохраняет свойства прилипания к поверхностям деталей сопряжения. В случае равномерной миграции частиц, при статистически одинаковом по периметру микрозазоре, создаются условия для сохранения неизменными размеров сопряжения. Таким образом, предпосылкой создания безызносного подшипника скольжения является отсутствие макрозазора [21].

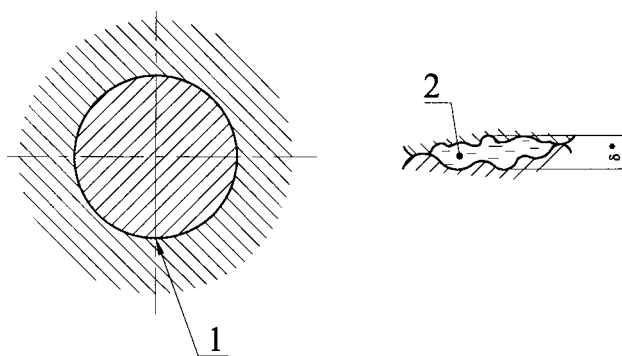


Рисунок 3. Схема подшипника скольжения с автокомпенсацией износа:
1 – натяг, 2 – микрозазор

Для исключения макрозазора вал и вкладыш в радиальном подшипнике скольжения сопрягаются с гарантированным натягом, величина которого не превышает объемных упругих деформаций вкладыша. Минимальная величина натяга должна превышать разность температурных деформаций вала и вкладыша в процессе работы, а подшипник скольжения такой конструкции обладает автокомпенсацией износа.

Если износ вала и вкладыша будет иметь место в процессе работы, то упруго деформированный при сборке материал вкладыша при работе будет восстанавливаться и, следовательно, компенсировать изменение размеров деталей. Это будет происходить до тех пор, пока толщина изношенного слоя не превысит максимального натяга.

Другим важным преимуществом подшипника скольжения с гарантированным натягом является то, что он обладает самоуплотняющей способностью. Поэтому его нормальная работа возможна без систем сложных уплотнений, применяемых для защиты подшипника скольжения от окружающей среды. Кроме того, данный подшипник вследствие отсутствия зазора обладает существенно меньшими по сравнению с обычными подшипниками динамическими нагрузками, возникающими в процессе эксплуатации, и имеет лучшую демпфирующую способность. Снижение динамических нагрузок при работе приводит к уменьшению вибраций и шума в сопряжении машины или механизма в целом. Так как у данного подшипника скольжения контактная площадь касания больше, чем у обычного, то он обладает большей несущей способностью.

Таким образом, радиальный подшипник с гарантированным натягом обладает следующими преимуществами: 1) обеспечивает точное, не изменяющееся в процессе эксплуатации расположение вала относительно вкладыша; 2) обладает автокомпенсацией износа; 3) имеет значительную

несущую способность; 4) обладает большой виброустойчивостью; 5) обладает свойством самоуплотнения; 6) имеет хорошую демпфирующую способность; 7) обладает меньшими (при одинаковых условиях по сравнению с обычным подшипником скольжения) потерями на трение и интенсивностями изнашивания; 8) в ряде случаев обеспечивает эффект безызносности; 9) прост в изготовлении; 10) дешев в изготовлении.

К недостаткам радиального подшипника скольжения с автокомпенсацией износа следует отнести, как показали исследования, достаточно высокий технологический первый пусковой момент. Кроме того, требуются заданные физическими условиями допуски при изготовлении деталей для подшипника скольжения. Известно, что при изготовлении любой машины или механизма имеет место технологическая обкатка. Как показали исследования [21], технологический пусковой момент резко уменьшается с течением времени работы.

Рассмотренные выше радиальные подшипники скольжения с автокомпенсацией износа в основном используются в тех случаях, когда вкладыш изготовлен из мягких металлов, резин или пластмасс. В этом случае конструктивное оформление подшипника выполняется так, как показано на рисунке 4.

Известно, что наиболее износостойкими материалами в трибосопряжениях являются минералы искусственного или естественного происхождения, композитные материалы, металло- или минералокерамика. Как показывает анализ, предпочтительными в радиальных подшипниках скольжения являются такие конструкции, в которых используются детали, изготовленные из карбида кремния, например для вкладышей, на вал в данном случае насаживается втулка, изготовленная из карбида кремния. Однако в связи с хрупкостью таких материалов напряженно-деформированное состояние должно создаваться за счет сопряжения с традиционным гарантированным натягом, а не за счет керамических элементов вкладыша, примыкающих к валу с помощью упругих элементов, например пластинчатых пружин. В таких радиальных подшипниках скольжения вкладыш должен быть разрезным или выполненным в специальном конструктивном исполнении. В разрезном вкладыше его сегменты располагаются на упругом основании, как показано на рисунке 5. Поджатие сегментов вкладыша происходит за счет упругих элементов вкладыша.

Работает данный подшипник следующим образом. При отсутствии вращения вала элементы

вкладыша прижимаются к керамической втулке, закрепленной на валу. Таким образом, создается натяг между валом и керамическими элементами вкладыша. При пуске взаимодействие между сегментами вкладыша и керамической втулкой вала будет зависеть от режима работы подшипника. Если подшипник будет работать в установившемся режиме в условиях трения при граничной смазке, то напряженно-деформированное состояние в зоне контакта вала и вкладыша будет практически идентичным такому состоянию при отсутствии вращения вала. Если в установившемся режиме работы в подшипнике будет реализовываться режим гидродинамики, то при вращении вала кера-

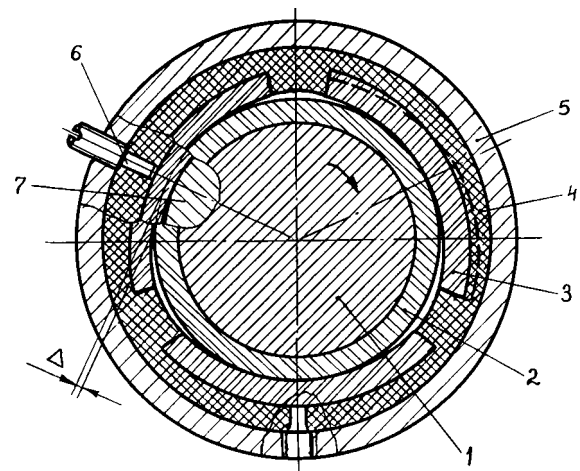


Рисунок 4. Подшипник с резиновой обоймой:
1 – вал, 2 – защитная втулка, 3 – сектор, 4 – обойма, 5 – корпус, 6 – технологический винт, 7 – технологическая оправка

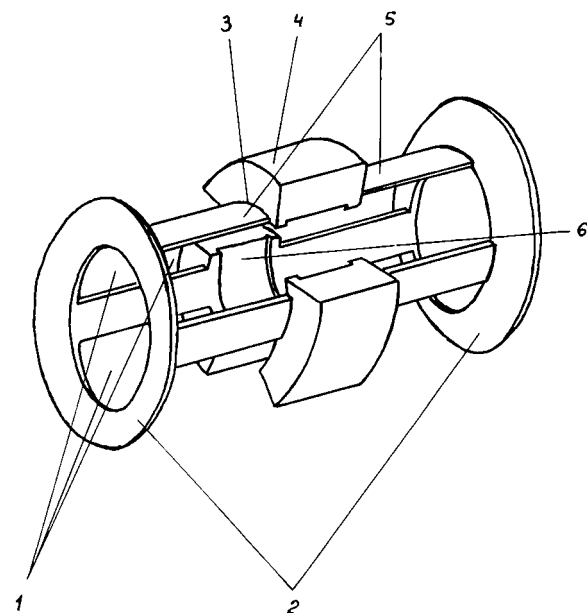


Рисунок 5. Металлическая обойма подшипника:
1 – окна, 2 – тарелки, 3 – перемычки, 4 – утолщенная часть перемычки, 5 – упругие элементы перемычки, 6 – выточка

мические сегменты вкладыша будут отжиматься от керамической втулки. Взаимодействие вала с вкладышем в этом случае будет осуществляться через слой смазочного материала.

Работоспособность такого подшипника будет поддерживаться до тех пор, пока не выработается весь гарантированный натяг и предусмотренный техническим заданием гарантированный зазор. Это обстоятельство позволяет существенно увеличить срок службы подшипника скольжения. Другим оригинальным вариантом реализации принципа автокомпенсации износа являются конструкции радиальных подшипников скольжения, в которых натяг создается с помощью специальных тарельчатых или иного вида пружин [22-23]. Одним из вариантов такого подшипника скольжения является радиальный комбинированный секционный подшипник скольжения с автокомпенсацией износа.

В радиальном секционном подшипнике скольжения с автокомпенсацией износа вал для увеличения износостойкости защищен керамической втулкой, закрепленной на нем с помощью специального клея. Устанавливается вал на трехсекторных пластинчатых пружинах вкладыша. К этим пружинам с помощью винтов крепятся относительно тонкие керамические пластины. При работе подшипника керамическая втулка вала взаимодействует с керамическими накладками пластинчатых пружин вкладыша. Керамические накладки пластинчатых пружин фасонного вкладыша практически не влияют на усилия, возникающие при деформации последних. Однако они обеспечивают высокую износостойкость элементов подшипника при работе.

Пластинчатые пружины вкладыша своими концами соединены с тарельчатыми пружинами, расположенными по торцам вкладыша, рисунок 5. Во вкладыше пластинчатые пружины сделаны за одно целое с тарельчатыми пружинами. Такой вкладыш крепится в корпусе подшипника. Корпус подшипника выполнен в виде специального цилиндра (рисунок 6). Корпус 1 подшипника крепится к корпусу машины или механизма обычно при помощи винтов. С внешней стороны к цилиндрической части корпуса подшипника привинчен дисковый элемент 2. Вкладыш с одной стороны упирается в выступ корпуса подшипника, с другой стороны – в дисковый элемент. В дисковом элементе имеются нажимные винты 3.

При монтаже подшипник надевается на шип вала, на котором закреплена керамическая предохраняющая втулка, с гарантированным зазором. После закрепления корпуса подшипника на корпус

се машины или механизма при помощи регулировочных винтов в осевом направлении происходит перемещение верхних кромок тарельчатых пружин, которые деформируясь вызывают прогиб плоских пружин вкладыша. Последние равномерно охватывают вал, создавая таким образом необходимый натяг. Достоинством такого радиального секционного подшипника с автокомпенсацией износа является возможность его регулирования по мере изнашивания трущихся элементов подшипника в процессе эксплуатации.

Другим важным преимуществом данного подшипника является самоустанавливаемость. Дело в том, что карбидные материалы обладают повышенной хрупкостью. Вкладыш радиального секционного подшипника с автокомпенсацией износа хорошо компенсирует возникающие перекосы,

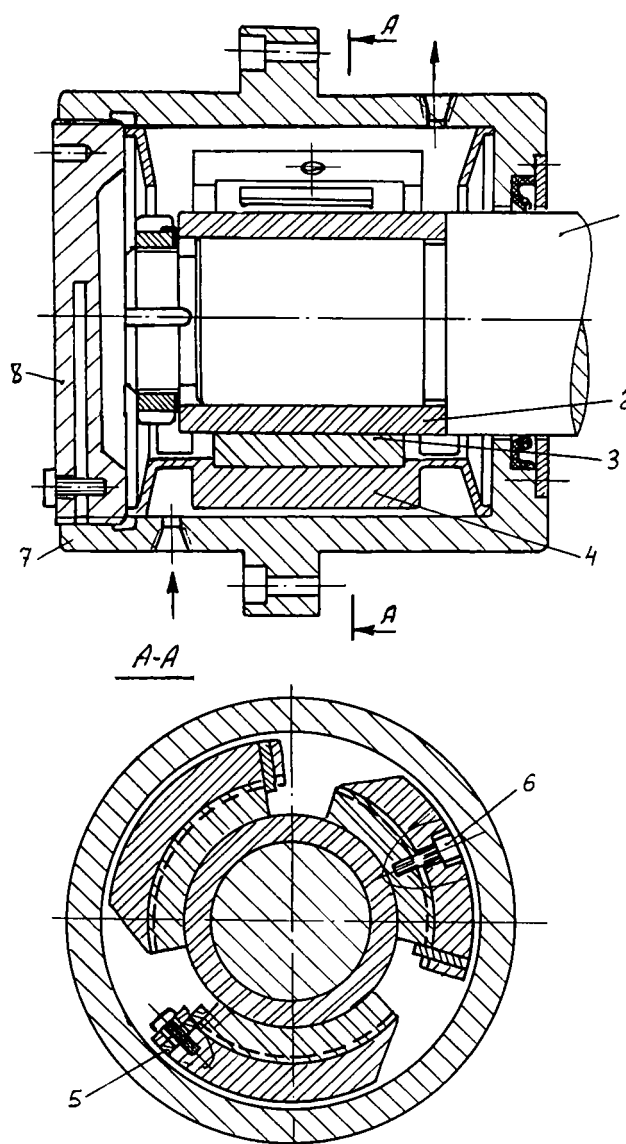


Рисунок 6. Подшипник с металлической обоймой:
1 – вал, 2 – защитная втулка, 3 – вкладыш, 4 – обойма, 5 – упор, 6 – винт, 7 – корпус, 8 – нажимной винт

сохраняя от разрушения как защитную втулку вала, так и керамические накладки вкладыша. Исходя из изложенного, использование радиаль-

ных секционных подшипников скольжения в современном машиностроении представляется весьма перспективным.

Список использованной литературы:

1. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и изнашивание. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
3. Мур Д. Основы и применения трибоники. М.: Мир, 1978. 287 с.
4. Полимеры в узлах трения машин и приборов. Справочник. (Под ред. А.В. Чичинадзе) М.: Машиностроение, 1988. 328 с.
5. Пинчук А.С., Струк А., Мышкин Н.К., Свириденко А.И. Материаловедение и конструкционные материалы. Минск: «Высшая школа», 1989. 423 с.
6. Воронков В.Д. Подшипники сухого трения. Л.: Машиностроение. Ленинград. отд. 1979. 324 с.
7. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. М.: Машиностроение. 1978. 400 с.
8. Михин Н.М. Приработка при исходном пластическом контакте // Трение и износ. №5, 1995, с. 718-724.
9. Михин Н.М. Триботехническое обоснование, конструирование и оценка работоспособности трибосопряжений // Трение и износ. №4. 2002, с. 232-240.
10. Комбалов В.С. Оценка триботехнических свойств взаимодействующих поверхностей. М., Наука, 1983, 136 с.
11. Литвинов В.Н., Михин Н.М., Мышкин Н.К. Физико-химическая механика избирательного переноса при трении. М.: Наука, 1978. 120 с.
12. Михин Н.М. Внешнее трение твердых тел. М.: Наука, 1997, 321 с.
13. Михин Н.М. Создание специальных поверхностей – рациональный способ повышения эксплуатационных свойств деталей // Качество поверхности. Брянск. 1995, с. 44–49.
14. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. 223 с.
15. Буше Н.А. Триботехнические конструкционные материалы // Основы трибологии. М.: Машиностроение, 2001. С. 447-482.
16. Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А. Реализация защиты фрикционного контакта от нежелательных воздействий // Основы трибологии. М.: Машиностроение, 2001, с. 631–636.
17. Сляднев М.А. Работоспособность подшипников скольжения с автокомпенсацией износа в электродвигателях постоянного тока. Строительство нефтяных и газовых месторождений на суше и на море. М.: ВНИИОЭНГ. 1992. Вып. 9-10, с. 29-33.
18. Kragelskiy I.V., Mikhin N.M., Mishkin N.K. The mechanism selective transfer during friction conditions. Wear, vol. 47, 1978, p. 133-138.
19. Михин Н.М., Обищенко Л.Н. Основы теории трения и изнашивания. М.: ч.1, ГАНГ., 1997, 124с.
20. Пичугин В.Ф., Гантимиров Б.М., Нестеров Н.Б. Триботехника смазочных материалов. М.: ГАНГ, 1987. 186 с.
21. Михин Н.М., Сляднев М.А., Логинов А.Р., Макушкин С.А. Новый класс подвижных сопряжений машин – самоуплотняющиеся и самоустанавливающиеся опоры скольжения с автокомпенсацией износа // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. М.: ВНИИОЭНГ. 1992, Вып. 8 с. 15-18.
22. А.С.№462028 (СССР) Многоклиновой регулируемый подшипник скольжения. Б.И. №8, 1975. 23. А.С. №659802 (СССР), Б.И. № 16, 1979.