МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ. УСТАЛОСТЬ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Испытания на стендах в условиях гидродинамической смазки

Издание официальное

БЗ 5—98/862

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СОВЕТ
ПО СТАНДАРТИЗАЦИИ, МЕТРОЛОГИИ И СЕРТИФИКАЦИИ
Минск

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Российской Федерацией

ВНЕСЕН Госстандартом России

2 ПРИНЯТ Межгосударственным Советом по стандартизации, метрологии и сертификации (Протокол № 15 от 28 мая 1999 г.)

За принятие проголосовали:

Наименование государства	Наименование национального органа по стандартизации
Азербайджанская Республика	Азгосстандарт
Республика Армения	Армгосстандарт
Республика Беларусь	Госстандарт Беларуси
Грузия	Грузстандарт
Республика Казахстан	Госстандарт Республики Казахстан
Киргизская Республика	Киргизстандарт
Республика Молдова	Молдовастандарт
Российская Федерация	Госстандарт России
Республика Таджикистан	Таджикгосстандарт
Туркменистан	Главная государственная инспекция Туркменистана
Республика Узбекистан	Узгосстандарт
Украина	Госстандарт Украины

Настоящий стандарт представляет собой полный аутентичный текст международного стандарта ИСО 7905-1—95 «Подшипники скольжения. Усталость подшипников скольжения. Часть 1: Испытания на стендах в условиях гидродинамической смазки»

3 Постановлением Государственного комитета Российской Федерации по стандартизации и метрологии от 14 декабря 1999 г. № 507-ст межгосударственный стандарт ГОСТ ИСО 7905-1—99 введен в действие непосредственно в качестве государственного стандарта Российской Федерации с 1 июля 2000 г.

4 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

© ИПК Издательство стандартов, 2000

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания на территории Российской Федерации без разрешения Госстандарта России

МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ. УСТАЛОСТЬ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Испытания на стендах в условиях гидродинамической смазки

Plain bearings. Bearing fatigue.
Plain bearings in test rigs under conditions of hydrodynamic lubrication

Дата введения 2000—07—01

1 Область применения

Настоящий стандарт распространяется на биметаллические и многослойные подшипники скольжения и устанавливает требования к стендовым испытаниям на усталость цилиндрических подшипников скольжения в условиях полной гидродинамической смазки и при динамическом нагружении.

Стандарт также устанавливает метод оценки усталостных характеристик испытываемых подшипников, обеспечивающий сопоставимость результатов одинаковых испытаний на различных испытательных стендах (см. приложение А). Аналогичная оценка требуется также при эксплуатации подшипников скольжения.

Напряжения в подшипниковых слоях являются результатом развития давления в гидродинамической пленке, поэтому необходимо полностью установить условия эксплуатации и смазки.

При определении усталостной нагруженности системы, кроме нагрузочных, размерных и эксплуатационных характеристик, необходимо учитывать следующие предположения:

а) при динамическом нагружении минимальная толщина масляной пленки подшипника как функция времени и местоположения для обеспечения исключения чрезмерного локального перегрева или сдвига в результате смешанной смазки при приработке;

б) распределение давления по окружности и в осевом направлении во время динамического нагружения;

в) результирующее напряжение в подшипниковых слоях как функция времени и местоположения, особенно максимальное знакопеременное напряжение.

Кроме того, на усталость подшипника могут влиять: смешанная смазка, износ, загрязнения, трибохимические реакции и другие факторы. Настоящий стандарт рассматривает усталость при полном гидродинамическом разделении рабочих поверхностей масляной пленкой.

Примечание — Практика испытаний с различными требованиями привела к разработке многочисленных стендов для испытаний подшипников. Если условия смазки, применяемые на этих стендах, не определить детально, то результаты испытаний на различных стендах будут в общем не сравнимы и не применимы на практике. Различные стенды могут дать несовместимые характеристики для одинаковых материалов.

Приложение Б только для информации.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 2789—73 Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики

ГОСТ ИСО 7905-2—99 Подшипники скольжения. Усталость подшипников скольжения. Испытание цилиндрического образца из металлического подшипникового материала

ГОСТ ИСО 7905-3—99 Подшипники скольжения. Усталость подшипников скольжения. Испытание гладких полос из металлического многослойного подшипникового материала

ГОСТ ИСО 7905-4—99 Подшипники скольжения. Усталость подшипников скольжения. Испытания полувкладышей из металлического многослойного подшипникового материала

Издание официальное

3 Цель испытания

Целью испытания на стендах подшипников скольжения, работающих в условиях полной гидродинамической смазки, является измерение динамической несущей способности, например предела усталостной выносливости материала подшипникового слоя в зависимости от амплитуды напряжения и числа циклов, что можно представить в виде кривой σ_{el}—N (предельное напряжение выносливости относительно числа циклов) или в виде предельного напряжения выносливости для заданного числа циклов. Предел выносливости достигается, когда на рабочей поверхности подшипника возникают трещины.

Условием полной гидродинамической смазки является упрощение проблемы усталости. Это означает, что приработка подшипника при испытании должна тщательно контролироваться для предотвращения значительного предварительного разрушения от перегрева и сдвигающего фрикционного напряжения, которые могут вызвать образование поверхностных микротрещин.

Примечание — Усталостное испытание подшипниковых материалов может также проводиться с помощью методов, установленных ГОСТ ИСО 7905-2, ГОСТ ИСО 7905-3, ГОСТ ИСО 7905-4.

4 Требования

4.1 Требования к испытательным стендам

Для определения условий работы и смазки испытательный стенд должен удовлетворять следующим требованиям:

а) простая и понятная механическая конструкция;

б) легкое демонтирование для обеспечения осмотра подшипника на месте;

в) размерная стабильность подшипника при испытании вместе с сопротивлением деформированию корпуса и отклонением вала;

г) постоянство условий подачи смазки без ухудшения развития давления в масляной пленке;

д) обеспечение превышения на стенде всего диапазона нагрузок, напряжений и температур, отмечаемых на практике.

4.2 Требования к методам испытаний

Методы испытаний должны удовлетворять следующим требованиям:

а) возможность применять специальную измерительную технику для определения толщины масляной пленки, температуры смазки, распределения давления и разветвления трещин; такая техника включает непрерывное радионуклеидное измерение износа или рентгеновский флюоресцентный анализ проб смазки;

б) хорошо определенные экспериментально проверенные гидродинамические условия (например, оценка эффективной вязкости, указывающей гидродинамические свойства);

в) четкое разграничение между смешанной смазкой во время приработки и полной гидродинамической смазкой при усталостных испытаниях;

г) целесообразно, чтобы напряжение распределялось вокруг подшипников как можно более равномерно (вращающаяся нагрузка) с целью обнаружения неравномерностей в подшипниковом материале;

д) простые, теоретически и экспериментально воспроизводимые гидродинамические условия (например, вращающаяся нагрузка производит распределение гидродинамической пленки и давления, равное статической нагрузке).

5 Методы испытаний

Для обеспечения сопоставимости результатов испытаний на различных испытательных стендах и их распространения на практику все параметры, контролирующие гидродинамическую масляную пленку, должны детализироваться, включая условия испытаний, размеры подшипников, смазку и другие факторы, влияющие на гидродинамическую масляную пленку.

Основные характерные условия и параметры при усталостном испытании следующие.

5.1 Характерные условия

5.1.1 *Методика эффективной приработки*

Методика эффективной приработки предназначена для того, чтобы избежать чрезмерной температуры и фрикционного сдвигающего напряжения из-за значительной шероховатости контак-

та. Приработка может контролироваться путем измерений температуры, электрического сопротивления, импеданса или непрерывного радионуклидного измерения. До приработки должно выполняться условие

$$h_0 > R_{z,b} + R_{z,s},$$

где h_0 — минимальная толщина масляной пленки, определенная измерением или расчетом согласно [1—3], а $R_{z,b}$ и $R_{z,s}$ — высота шероховатостей профиля в десяти точках подшипника и контрповерхности, соответственно, согласно ГОСТ 2789. Полирование во время приработки приведет к снижению значения h_0, однако во время усталостного испытания оно не должно быть меньше, чем первоначальное значение $R_{z,s}$. При приработке прогрессирующе уменьшается минимальная толщина масляной пленки в результате уменьшения вязкости масла из-за повышения температуры и ступенчатого увеличения нагрузки. Значения ступеней нагрузки должны контролироваться минимизацией температурных максимумов, чрезмерным радионуклидным показанием износа или значительной продолжительностью нулевого электрического контактного сопротивления.

Примечание — При контроле электрического контактного сопротивления подшипник электрически изолируется от испытательного стенда. Электрооборудование должно предусматривать измерение разности потенциалов 10 мВ между валом и подшипником в точке подвода с внутренним сопротивлением 100 Ом, которая падает до 0,01 мВ при контакте шероховатостей. Приращения нагрузки регулируются таким образом, чтобы свести к минимуму продолжительность контакта шероховатостей.

5.1.2 *Исключение отклонения в геометрии конструкционных элементов подшипника скольжения*

Исключить отклонения до степени, которая может повлиять на результаты и снизить их воспроизводимость. Геометрические погрешности могут включать деформацию корпуса, прогиб или несоосность вала и неравномерные грубые следы трения на поверхности подшипника скольжения.

5.1.3 *Эффективная температура подшипника и гидродинамической пленки*

Эффективная температура представляет равномерное распределение. Альтернативно измеряют температуры масла на входе, выплесков масла в площади основного нагружения и поверхности/основы подшипника.

5.1.4 *Амплитуда и направление динамической нагрузки как функция времени*

Амплитуда и направление динамической нагрузки образуют основу для оценки распределения давления пленки на периферии и в осевом направлении как функции времени и положения на поверхности подшипника. Альтернативно может использоваться измерение распределения давления. Любой метод может использоваться при оценке динамических напряжений в отдельных слоях подшипника для обнаружения местоположения на поверхности максимального напряжения в зависимости от среднего и знакопеременного напряжения при пределе выносливости.

Примечание — Измерения давления, не влияющего на развитие гидродинамической пленки, и напряжения с помощью контрольно-измерительных приборов могут проводиться методом испарения тонкой металлической пленки. Такие измерения следует проводить заранее при одинаковых условиях, но не в процессе усталостного испытания.

5.1.5 *Число циклов нагрузки, которое приводит к первому усталостному повреждению*

Повреждения должны быть в форме трещины или трещин (длиной более 5 мм), или отрыва материала подшипникового антифрикционного слоя. Испытания для получения кривой σ_{el}—N прекращают при циклах нагружения 50×10^6. Напряжение предела выносливости может быть оценено при заданном числе циклов, например 3×10^6, 10×10^6, 25×10^6 или 50×10^6. Образец, не подвергнутый разрушению при усталостном испытании до заданного предела выносливости, указывают в отчете.

Вследствие разброса результатов испытаний и статистического характера предела усталости рекомендуется результаты оценивать на основе статистических методов.

5.2 Характеристическая информация

Если оценка результатов испытания до предела выносливости при фиксированных температурах, контролируемых с точностью ±2 °С, не проводится самим исследователем, то об этом необходимо указать в примечании. Если подшипниковый материал претерпевает изменения в ходе испытания (например диффузия или аналогичный процесс), то это документируется в качестве дополнительной информации (например металлургический отчет).

Информация подразделяется таким образом, чтобы требования к данным были снижены в зависимости от детальной оценки конечного результата — напряжений предела выносливости.

5.2.1 *Описание испытательного стенда*

Описание должно включать обозначение, конструкцию, принципы нагружения, расчетные пределы, подачу смазки, включая вспомогательное оборудование, а также метод и схему измерения.

5.2.2 *Описание испытуемого подшипника*

Описание должно состоять: из размеров подшипника, включая толщины различных слоев; размера корпуса в диаметральном и осевом направлениях; размера зазора — особенно в условиях испытания; параметров шероховатости поверхности. Дополнительно предусматривается обозначение материала, включая его химический состав, процессы производства с помощью термофизической обработки и данные статической прочности, включая модуль Юнга и коэффициент Пуассона.

5.2.3 *Описание испытуемой цапфы*

Описание должно включать размеры, параметр шероховатости поверхности, твердость и значения отклонения и несоосности.

5.2.4 *Специфические особенности нагрузки при испытании*

Специфические особенности нагрузки должны включать амплитуду и направление как функцию времени, частоту и скорость вала при приработке и усталостном испытании, а также продолжительность испытания.

5.2.5 *Обозначение смазки и подачи*

Обозначение смазки и подачи должно включать: тип смазки; зависимости вязкость — температура и плотность — температура; давление подачи; размеры и расположение отверстий (или канавок) подачи; скорость течения.

5.2.6 *Описание температур испытания*

Описание должно включать температуру пленки масла в массе и на входе, выплесков на выходе и типичную температуру подшипника вблизи зоны повреждения как можно ближе к поверхности без нарушения развития давления в масляной пленке.

Все вышеприведенные описания необходимы для оценки гидродинамического состояния испытуемого подшипника. Если гидродинамическое состояние оценено, тогда требуемая информация ограничивается до следующей информации вместе с данными температуры подшипникового материала.

5.2.7 *Описание толщины испытуемой пленки*

Описание должно включать изменение толщины пленки со временем и расположением в подшипнике, а также минимальную толщину пленки, связанную с данными шероховатости во время приработки и при усталостном испытании.

5.2.8 *Описание давления испытуемой пленки*

Описание должно включать распределение давления смазочной пленки и его изменение со временем и расположением относительно поверхности подшипника таким подробным образом, чтобы градиенты давления указывались с достаточной точностью.

5.2.9 *Описание динамических напряжений испытания*

Описание должно включать распределение напряжений со временем и расположением относительно поверхности подшипника для определения положения максимального усталостного напряжения в зависимости от среднего и знакопеременного напряжений при пределе выносливости.

Полученные результаты могут сравниваться с данными других методов механических испытаний (см. ГОСТ ИСО 7905-2 — ГОСТ ИСО 7905-4) с помощью диаграммы Хейга, на которой амплитуда напряжения дается в зависимости от среднего напряжения.

5.2.10 *Другие результаты испытания*

Дополнительно результаты испытания включают описание разрушения; расположение и степень растрескивания; отсутствие или наличие износа или задира; данные металлургического исследования. Если был отмечен измеряемый износ, т.е. больше чем тонкое полирование, и не произошло отрыва антифрикционного материала, то можно заключить, что толщина масляной пленки является неадекватной и условия испытания должны быть изменены для исключения износа.

6 Оценка напряжений в подшипниковых материалах

Оценка усталостных напряжений упрощается, если гидродинамические условия являются легко воспроизводимыми. Наиболее простое условие динамической нагрузки — чистое вращение, передаваемое через вал, нагруженный с помощью разбалансированных масс для уменьшения отклонения прогиба вала. Условие гидродинамической пленки — чистый клин, который наиболее точно опре-

деляется расчетом. Если применимы некоторые допустимые предположения, такие как: цилиндрический подшипник; отсутствие значительной несоосности или деформации; оптимальная подача масла при свободном развитии давления пленки; фиксированные пропорции подшипника, модуля Юнга и коэффициента Пуассона, то возможно предварительное определение среднего и знакопеременного напряжения при фиксированных числах Зоммерфельда и отношениях ширины подшипника (см. приложение А).

Для возникновения усталостного разрушения в высокопрочном материале без износа или заедания необходимо, чтобы гидродинамические характеристики (зазор, вязкость смазки и очень низкая шероховатость поверхности) обеспечивали достаточную минимальную толщину смазочной пленки для предотвращения металлического контакта.

Также возможно провести аналогичное определение в отношении испытательных стендов при ненаправленной чистой синусоидальной нагрузке.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(обязательное)

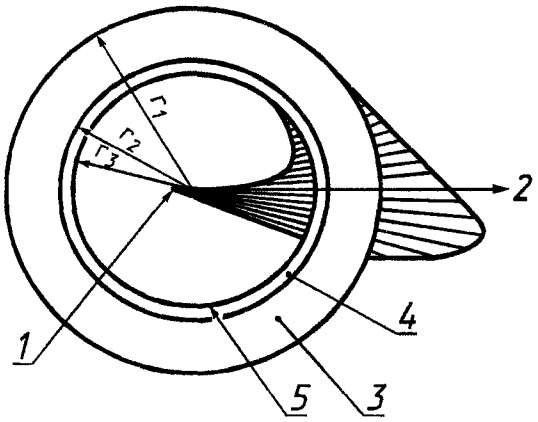
Оценка напряжений

А.1 Оценка усталостных напряжений

На основании практического опыта и исследований было установлено, что усталость начинается с осевых трещин в цилиндрических подшипниках вследствие тангенциальных знакопеременных напряжений.

При изменении напряжений в осевой или кольцевой плоскостях и отсутствии полного трехмерного решения оценка может быть выполнена по тангенциальным напряжениям в средней плоскости подшипника, т.е. двухмерным решением.

При динамической нагрузке, которая изменяется в зависимости от времени и расположения на поверхности, различные продолжительность и давление пленки, зависящие от расположения, производят тангенциальные напряжения в антифрикционных слоях подшипника. Для оценки распределения напряжений в результате мгновенной дисперсии давления в средней плоскости подшипник можно представить в виде цилиндрического кольца, включая корпус подшипника. Нагружение осуществляется через мгновенное давление пленки на внутреннем рабочем диаметре сбалансируемыми давлениями реакции на наружном диаметре.



1 — максимальное давление масляной пленки; *2* — направление нагрузки; *3* — кольцо 1 (корпус и стальная основа); *4* — кольцо 2 (антифрикционный слой/промежуточный слой); *5* — кольцо 3 (рабочий антифрикционный слой)

Рисунок А.1 — Модель кольца подшипника

Модель кольца подшипника (рисунок А.1) можно рассматривать в качестве различных слоев материала. Используя такую систему, тангенциальные напряжения можно оценить с помощью ряда решений. Это, в частности, функция напряжения Аэрли (уравнение А.1 или А.2) и аналитические методы (уравнения А.3, А.4, А.5, А.6 и А.7), включающие упрощение для очень тонких антифрикционных слоев. Могут быть разработаны и другие уравнения, используя методы анализа напряжения, как, например, методы конечных и граничных элементов. Расчет напряжений применяется в адекватном участке окружности подшипника и цикла нагрузки для оценки средних и знакопеременных напряжений в определенных кольцевых точках. Их максимальные амплитуды будут ответственными за усталость.

Расчет усталостных напряжений упрощается при чистой вращающейся нагрузке, поскольку постоянное распределение давления пленки вращается по окружности подшипника и результирующие напряжения аналогично вращаются при постоянном распределении. Таким образом, только одно распределение давления и результирующего напряжения подлежит оценке для определения максимальных сжимающих и растягивающих амплитуд в одинаковой кольцевой точке, чтобы получить амплитуды среднего и знакопеременного напряжения.

А.2 Ниже приведены условные обозначения

b — ширина подшипника, мм;

d — диаметр рабочей поверхности, мм ($d = 2r_3$);

d_H — диаметр корпуса, мм ($d_H = 2r_1$);

d^*_H — безразмерный наружный диаметр корпуса ($d^*_H = d_H/d$);

$d^*_{H,0}$ — безразмерный наружный диаметр для рисунка А.3 ($d^*_{H,0} = d_H/d = 1{,}45$);

E — модуль Юнга, Па;

E^* — безразмерный модуль Юнга ($E^* = E_2/E_{2,0}$);

E_1 — модуль Юнга, корпус и стальная основа, Па;

E_2 — модуль Юнга, антифрикционный слой, МПа;

$E_{2,0}$ — модуль Юнга для рисунка А.3, МПа ($E_{2,0} = 63 \times 10^3$);

$E_{3,0}$ — модуль Юнга, рабочий антифрикционный слой, МПа ($E_{3,0} = 20 \times 10^3$);

h_0 — начальная минимальная толщина смазочной пленки, мм;

K_H — коэффициент коррекции для другого размера корпуса (d_H/d не равный 1,45[1]) см. рисунок А.5);

K_2 — коэффициент коррекции для других толщин антифрикционного слоя ($s^*_{2,0} = s_2/d$ не равный 0,0047[1]) см. рисунок А.6);

p — удельная нагрузка, Па;

R_z — шероховатость поверхности (высота неравномерностей профиля в 10 точках), мкм;

R^* — отношение напряжений ($R^* = \sigma_{min}/\sigma_{max}$);

---

[1] Различные коэффициенты антифрикционного и рабочего слоев для σ_A и R^*.

R^*_2 — отношение напряжений, антифрикционный слой;
R^*_3 — отношение напряжений, рабочий антифрикционный слой;
r_1 — радиус наружного кольца (корпус и стальная основа), мм;
r_2 — радиус поверхности раздела между основой подшипника и антифрикционным слоем, мм;
r_3 — радиус рабочей поверхности (толщина рабочего антифрикционного слоя незначительная), мм;
So — число Зоммерфельда;
s_2 — толщина антифрикционного слоя, мм;
s^*_2 — безразмерная толщина антифрикционного слоя ($s^*_2 = s_2/d$);
$s^*_{2,0}$ — безразмерная толщина антифрикционного слоя для рисунка А.3 ($s^*_{2,0} = s_2/d = 0{,}0047$);
η_{eff} — эффективная вязкость, Па;
ν — коэффициент Пуассона;
ν_1 — коэффициент Пуассона, корпус и стальная основа;
ν_2 — коэффициент Пуассона для рисунка А.3 (все антифрикционные слои, $\nu_2 = 0{,}34$);
ν_3 — коэффициент Пуассона для рисунка А.4 (все рабочие слои, $\nu_3 = 0{,}33$);
σ — напряжение, Па;
$\bar{\sigma}$ — среднее напряжение, Па;
σ^* — безразмерное напряжение ($\sigma^* = \sigma / p$);
σ_A — амплитуда знакопеременного напряжения, Па;
σ_{el} — напряжение предела выносливости, Па;
σ^*_2 — безразмерное напряжение, антифрикционный слой;
σ^*_3 — безразмерное напряжение, рабочий антифрикционный слой;
ψ — относительный зазор подшипника;
ω — угловая скорость.

А.3 Напряжения в подшипниковых слоях при вращающейся нагрузке

Диапазон тангенциальных напряжений в подшипниковых слоях может быть рассчитан для вращающейся нагрузки в безразмерных величинах напряжений $\sigma^* = \sigma / p$, т.е. относительно удельной нагрузки p как функции числа Зоммерфельда $So = \dfrac{p\,\psi^2}{\eta_{eff}\,\omega}$.

На рисунках А.3, А.4 представлены амплитуды знакопеременного напряжения σ^*_A как функции числа Зоммерфельда и отношения диаметра подшипника к его ширине d/b для антифрикционного слоя (промежуточного слоя) подшипника и рабочего антифрикционного слоя, а также для фиксированных пропорций подшипника, включая параметр корпуса подшипника d_H^*, параметр толщины антифрикционного слоя s_2^* и материал антифрикционного слоя подшипника с модулем Юнга $E_{2,0} = 63 \times 10^3$ МПа. Модуль Юнга E_3 для материала антифрикционного слоя и коэффициенты Пуассона для обоих слоев являются фиксированными, как это дано в перечне условных обозначений (см. А.2).

Для материала антифрикционного слоя подшипника с модулем Юнга E_2, не равным $E_{2,0}$, значения амплитуды напряжения σ^*_A получаются следующим образом:

для антифрикционного слоя

$$\sigma^*_{A,2} = \sigma^*_{A,2,0}\ (0{,}852+0{,}1438\ E^*) \left(\frac{d}{b}\right)^{-0{,}1034+0{,}1010\ E^*} \qquad (A.1)$$

для рабочего антифрикционного слоя

$$\sigma^*_{A,3} = \sigma^*_{A,3,0}\ (1{,}004\ E^*)^{-0{,}0888}\ . \qquad (A.2)$$

Рисунки А.3 и А.4 включают формулы расчета отношения напряжений $R^* = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ (см. рисунок А.2). Из этого отношения среднее напряжение $\bar{\sigma}$ можно получить с помощью следующей формулы:

$$\bar{\sigma} = \sigma_A \cdot \frac{1 + R^*}{1 - R^*}\ . \qquad (A.3)$$

Среднее напряжение обычно является отрицательным (сжимающее напряжение). Отношение напряжений R^* почти не зависит от d/b, а только от функции числа Зоммерфельда.

Однако оно корректируется в отношении другого материала антифрикционного слоя с модулем, не равным $E_{2,0} = 63 \times 10^3$ МПа:

для антифрикционного слоя он будет равен

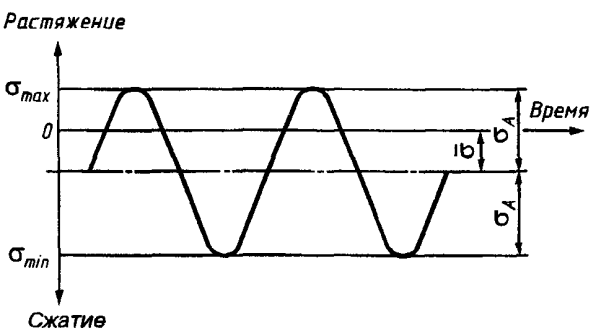


Рисунок А.2 — Синусоидальная кривая напряжений

$$R_2^* = -4{,}410\ E^{*(-1{,}111)} + 0{,}0239\ \mathrm{So}\ E^{*(-2{,}542)}\ ; \qquad (A.4)$$

для рабочего антифрикционного слоя

$$R_3^* = -3{,}200\ E^{*(-0{,}6149)} + 0{,}0202\ \mathrm{So}\ E^{*(-0{,}4071)}\ . \qquad (A.5)$$

В отношении других диаметров корпуса и толщины антифрикционного слоя параметры на рисунках А.5 и А.6 дают коэффициенты коррекции K_H и K_2 для переноса результатов из рисунков А.3 и А.4 на другие соответствующие размеры подшипника путем простого умножения. Эти коэффициенты различаются для антифрикционного слоя и рабочего антифрикционного слоя как для σ_A, так и для R^*.

$$\sigma_A = \sigma_A^*\, p\, K_{H,A} K_{2,A}; \qquad (A.6)$$

$$R^* = R^*_0\, K_{H,R^*} K_{2,R^*}. \qquad (A.7)$$

А.4 Эксплуатационный пример

Усталость подшипника с антифрикционным слоем из белого металла на основе свинца PbSb14Sn1 при вращающейся удельной нагрузке 14,7 МПа возникала после $1{,}8 \times 10^6$ циклов нагрузки. Данные для этого подшипника были следующие:

$$d = 61{,}4 \text{ мм},\ b = 24{,}6 \text{ мм},\ d/b = 2{,}5.$$

Относительный зазор (усредненная величина) $\psi = 1/1000$.
Наружный диаметр корпуса $d_H = 170$ мм, $d^*_H = 2{,}77$.
Толщина антифрикционного слоя $s^*_2 = 0{,}0081$.
Эффективная динамическая вязкость при 100 °С $\eta_{eff} = 1 \times 10^{-2}$ Па.
Модуль Юнга антифрикционного слоя $E_2 = 29{,}5 \times 10^3$ МПа.
Скорость вращения $n = 3000$ мин$^{-1}$, $\omega = 314{,}16$ с$^{-1}$.

Число Зоммерфельда $\mathrm{So} = \dfrac{14{,}7 \times 10^6 \times 1 \times 10^{-6}}{1 \times 10^{-2} \times 314{,}16} = 4{,}68.$

Из рисунка А.3 для So = 4,68 и d/b = 2,5 находим безразмерное знакопеременное напряжение в антифрикционном слое:

$$\sigma^*_{A,2,0} = 0{,}95.$$

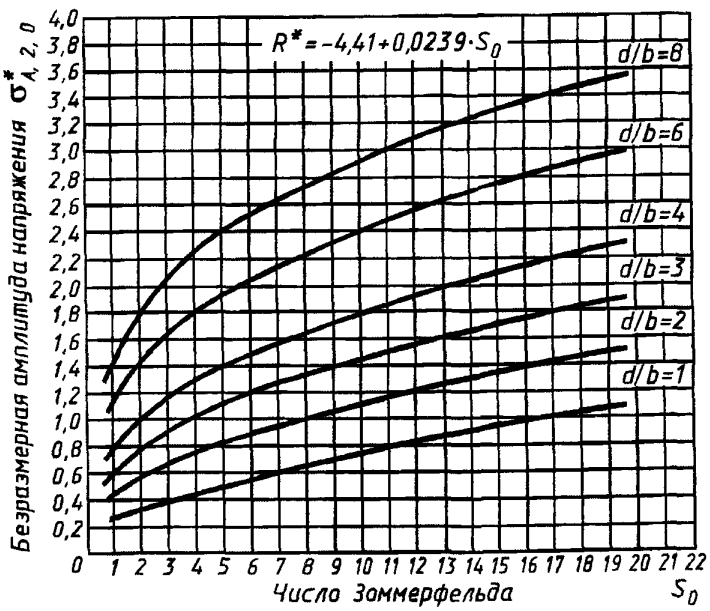


Рисунок А.3 — Антифрикционный слой/промежуточный слой:

$E_{2,0} = 63 \times 10^3$ МПа; $\nu_2 = 0{,}34$; $s_{2,0} = 0{,}0047$; $d^*_{H,0} = 1{,}45$

Для коррекции фактического модуля Юнга используется формула (А.1) с $E^* = 29,5/63 = 0,468$:

$\sigma^*_{A,2} = 0,95\ (0,852+0,1438 \times 0,468)\ 2,5^{-0,1034+0,1010 \times 0,468} = 0,95\ (0,852+0,0673) \times 2,5^{-0,056} = 0,95 \times 0,9193 \times$
$\times 0,9499 = 0,83.$

Для отношения напряжений R^* проводится расчет по формуле (А.4) с поправкой на модуль Юнга:

$R^* = -4,410 \times 0,468^{-1,111+0,0239 \times 4,68 \times 0,468^{-2,542}} = -4,410 \times 2,323+0,0239 \times 4,68 \times 6,881 = -10,24+0,77 = -9,47.$

При коррекции для диаметра корпуса с $d^*_H/d^*_{H,0} = 2,77/1,45 = 1,91$ и экстраполировании рисунка А.5

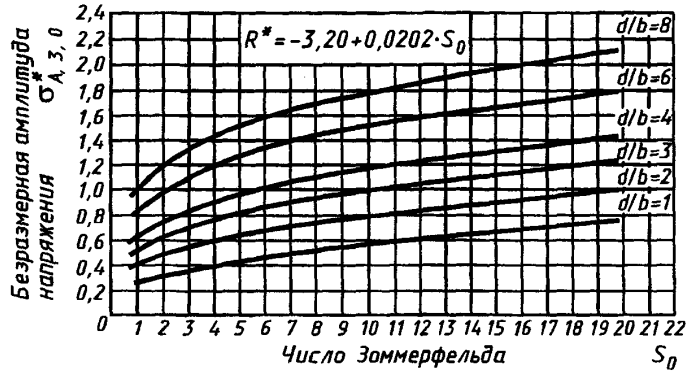
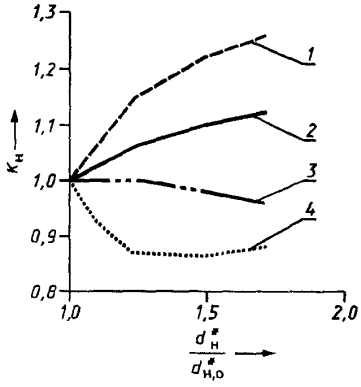


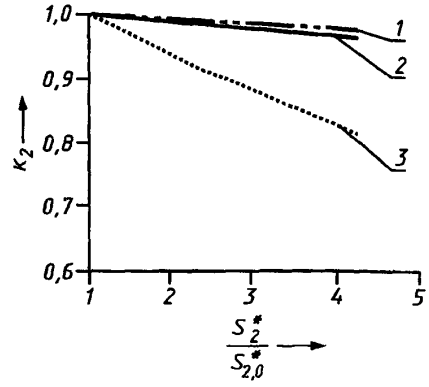
Рисунок А.4 — Рабочий антифрикционный слой (его толщина незначительна)

$E_{3,0} = 20 \times 10^3$ МПа; $\nu_3 = 0,33$



1 — $K_{H,A,2}$ для σ_A (антифрикционный слой); *2* — $K_{H,A,3}$ для σ_A (рабочий слой); *3* — K_{H,R^*3} для R^* (рабочий слой); *4* — $K_{H,R^*,2}$ для R^* (антифрикционный слой)

Рисунок А.5 — Коэффициент коррекции для корпуса подшипника



1 — $K_{2,R^*,3}$ для R^* (рабочий слой); *2* — $K_{2,A,2}$ и $K_{2,A,3}$ для σ_A (антифрикционный и рабочий слой); *3* — $K_{2,R^*,2}$ для R^* (антифрикционный слой)

Рисунок А.6 — Коэффициент коррекции для толщины антифрикционного слоя

для антифрикционного слоя получаем:

$K_{H,A,2} = 1,30;$

$K_{H,R^*,2} = 0,90.$

Коррекция для толщины антифрикционного слоя с $s^*_2/s^*_{2,0} = 0,0081/0,0047 = 1,72$ из рисунка А.6 дает:

$K_{2,A,2} = 0,99;$

$K_{2,R^*,2} = 0,96.$

При удельной нагрузке 14,7 МПа и вышеприведенных коррекциях фактическая амплитуда знакопеременного напряжения равняется:

$\sigma_A = \sigma^*_A\ p \times K_{H,A,2}\ K_{2,A,2} = 0,83 \times 14,7 \times 1,30 \times 0,99 = 15,7$ МПа.

Отношение напряжений будет равно:

$R^* = R^*_0\ K_{H,R^*,2}\ K_{2,R^*,2} = -9,47 \cdot 0,90 \cdot 0,96 = -8,2.$

Фактическое среднее напряжение находится из формулы (А.3):

$$\bar{\sigma} = 15,7\ \frac{-7,2}{9,2} = -12,3 \text{ МПа}.$$

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)

Библиография

[1] ИСО 7902-1—98 Подшипники скольжения. Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Часть 1. Расчет круглоцилиндрических подшипников
[2] ИСО 7902-2—98 Подшипники скольжения. Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Часть 2. Функции для расчета круглоцилиндрических подшипников
[3] ИСО 7902-3—98 Подшипники скольжения. Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Часть 3. Допустимые рабочие параметры для расчета круглоцилиндрических подшипников

УДК 621.822.5:620.179.111:006.354 МКС 21.100.10 Г16 ОКП 41 8250

Ключевые слова: подшипники, подшипники скольжения, испытания, усталостные испытания

Редактор *Р.Г. Говердовская*
Технический редактор *Н.С. Гришанова*
Корректор *М.С. Кабашова*
Компьютерная верстка *С.В. Рябовой*

Изд. лиц. № 021007 от 10.08.95. Сдано в набор 28.12.99. Подписано в печать 01.02.2000. Усл.печ.л. 1,40. Уч.-изд.л. 1,25.
Тираж 216 экз. С 4288. Зак. 74.

ИПК Издательство стандартов, 107076, Москва, Колодезный пер., 14.
Набрано в Издательстве на ПЭВМ
л ИПК Издательство стандартов — тип. "Московский печатник", 103062, Москва, Лялин пер., 6.
Плр № 080102

gost.e-ecolog.ru