

ВЛИЯНИЕ СМАЗКИ И ЗАГРЯЗНЕНИЙ

на ресурс подшипника, часть 2

На срок службы подшипника влияет много факторов. Два наиболее важных – смазка и загрязнение. Лучше поняв механизмы воздействия на ресурс подшипника, мы можем улучшить конструкцию и рабочие характеристики подшипника. Во второй и последней части нашей серии мы сосредоточимся на загрязнении.

Использование подшипников качения в оборудовании даёт очевидное преимущество при снижении потерь на трение и при увеличении общего коэффициента полезного действия механической системы. Этого можно добиться только в том случае, если значительно снизить риск разрушения из-за усталости металла. Однако слой смазки, образовавшийся на вмятине, и относящееся к ней локальное напряжение поверхности так же значительно снижают эффект образования трещин. В данной части нашей статьи мы представим методику, которая раскрывает связь микроплёнки упругой гидродинамической смазки и соответствующего локального напряжения, вызванного вмятинами от загрязнения, с долговечностью подшипника качения. Также здесь проводится анализ метода, который применяется к динамической грузоподъёмности подшипника качения.

Сравнение экспериментально полученного ресурса подшипника с прогнозируемым сроком службы с использованием настоящей теории отображает способность представленной модели описывать общее суммарное воздействие условий смаз-

ки и загрязнений на долговечность подшипника.

1. ФАКТОР ЗАГРЯЗНЕНИЯ

Согласно материалам Иоаннидеса и соавторов [1], а также международному стандарту ISO 281:2007 [2], эффективный номинальный срок службы подшипника качения (при показателе надёжности 90%) рассчитывается по следующей формуле:

$$L_{10m} = a_{skf} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (1)$$

Где C – начальная динамическая грузоподъёмность подшипника, P – его эквивалентная нагрузка и p – показатель степени (3 – для шарикоподшипников и 10/3 – для роликоподшипников). a_{skf} – случайный фактор напряжения, описанный в [1] и [2] и вычисляемый по следующей формуле:

$$a_{skf} = \frac{1}{10} \left(1 - \left(\eta \frac{P_u}{P} \right)^w \right)^{-c/e} \quad (2)$$

В формуле (2): P_u – предельная нагрузка на усталость, w , c и e – постоянные показатели

степени и η – коэффициент на потери, определяемый в диапазоне: $0 \leq \eta \leq 1$. Эти потери в нагрузке учитываются для того, чтобы дать среднее значение к состоянию действительного напряжения, действующего на контакт качения, которое работает в дополнение к идеальному равномерному напряжению Герца. Как описывалось в [3] и в части 1 данной статьи [4], этот случайный фактор может быть описан как результат двух одновременно действующих величин – фактора смазки η_b и фактора загрязнения η_c ; тем самым: $0 \leq \eta_b \cdot \eta_c \leq 1$.

В случае, если кольца подшипника отшлифованы и хорошо смазаны, а смазка не содержит инородных частиц, мы теоретически можем предположить, что $\eta_b = 1$, $\eta_c = 1$, и никакие дополнительные потери при определении ресурса подшипника не учитываются. Это условие будет обозначаться понятием «гладкий» (*smooth*) и значком s .

При похожих условиях, но при наличии инородных частиц в смазке, мы можем полагать, что $\eta_b = 1$ и $\eta_c < 1$, чтобы учесть дополнительные локальные напряжения, возникшие из-за вмятин на кольцах подшипника при загрязнении. Обозначим это

условие понятием «неровный» (*dented*) и значком *d*.

Теперь мы можем переписать уравнения случайного фактора напряжения для условий *гладкий* и *неровный* следующим образом:

$$a_{skf, smooth} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left(\frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (3)$$

с $\eta_b = 1; \eta_c = 1$

$$a_{skf, dented} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left(\eta_c \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (4)$$

с $\eta_b = 1; \eta_c < 1$

Сокращение срока службы в результате вмятин на кольце подшипника от загрязнения может быть выражено в количественной форме по отношению к теоретическому сроку службы подшипника в условиях *гладкий* и *неровный*. Это можно проверить следующим отношением:

$$\frac{L_{10, d}}{L_{10, s}} = \frac{a_{skf, dented}}{a_{skf, smooth}} \quad (5)$$

Вышеуказанная пропорция может быть выражена в цифрах, если снова вернуться к напряжению и использовать формулу Иоаннидеса-Харриса [5] для срока служ-

бы подшипника, которую применяют для определения фактической конфигурации контакта качения:

$$\ln \frac{1}{S} \approx A \cdot N^e \int_{V_R} \frac{\langle \tau_i - \tau_u \rangle^c}{Z^h} dv \quad (6)$$

В формуле (6) *S* – вероятность безотказной работы контакта качения, *N* – количество циклов усталостного напряжения, *A* – масштабный коэффициент, τ_i – критерий усталости, τ_u – касательное напряжение усталостной прочности, Z^h – средняя глубина, находящаяся под действием напряжения, и V_R – величина напряжения в условиях риска контакта Герца. Заметьте, однако, что соответствующее значение в формуле (6), влияющее на пропорцию (5), это интеграл напряжения, зависящий от его величины, то есть:

$$I = \int_{V_R} \frac{\langle \tau_i - \tau_u \rangle^c}{Z^h} dv \quad (7)$$

Используя предыдущую запись, срок службы контакта качения (где *u* – количество переворотов за один оборот) можно выразить через следующую формулу:

$$L_{10} = \frac{N}{10^6 u} \approx \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\ln(1/S)}{A \cdot I} \right)^{1/e} \quad (8)$$

В этой формуле интеграл напряжения (*I*) можно вычислить как для неровного контакта, так и для идеально гладкого контакта. Таким образом, его можно использовать для оценки ожидаемого эффекта на срок службы подшипника, который также был обозначен в пропорции срока службы, формула (5). Другими словами, применимо следующее:

$$\frac{L_{10, d}}{L_{10, s}} = \frac{a_{skf, dented}}{a_{skf, smooth}} = \left(\frac{I_{smooth}}{I_{dented}} \right)^{1/e} \quad (9)$$

Подставив формулы (3) и (4) в формулу (9), получаем теоретическое уравнение, описывающее фактор загрязнения η_c в условиях действительного напряжения неровного контакта частиц:

$$\eta_c = \frac{P}{P_u} \left\langle 1 - \left(\frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle \cdot \left(\frac{I_{smooth}}{I_{dented}} \right)^{-1/e} \quad (10)$$

Из формулы (10) следует, что цифровое значение η_c может быть вычислено, начиная с нахождения значения интеграла усталостного напряжения в зависимости от его величины, производимого по различному количеству вмятин от загрязнения. В большинстве случаев показатель долговечности из формулы (9) определяется для того,

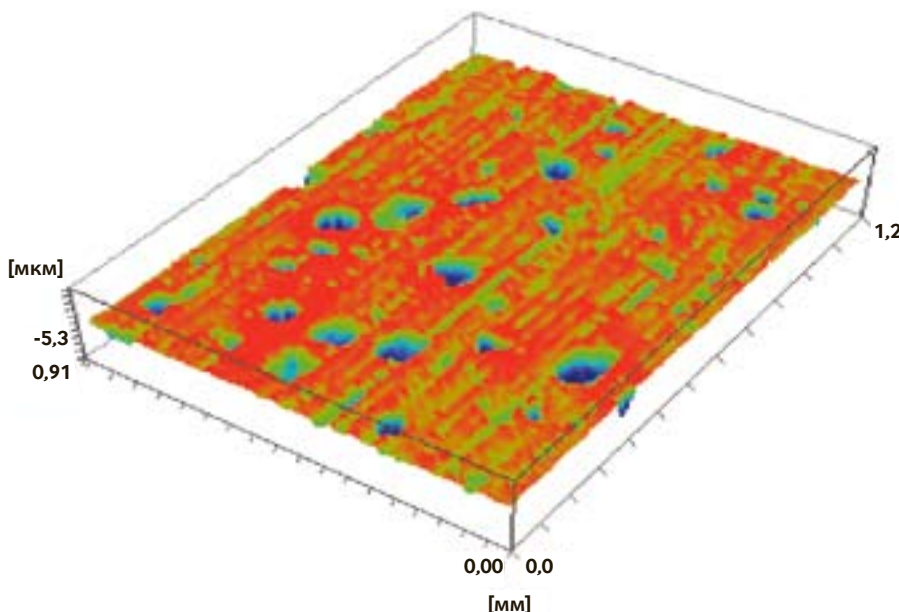


Рис. 1. Пример обычной пространственной модели кольца подшипника качения с вмятинами от загрязнения.

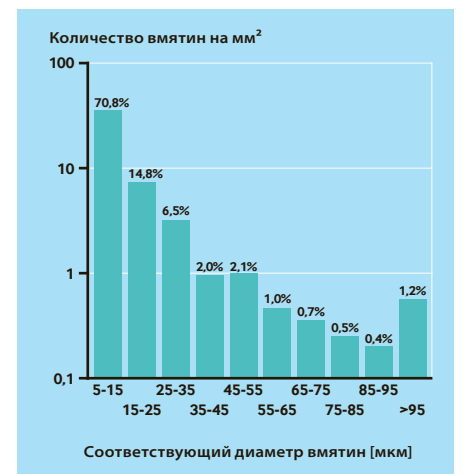


Рис. 2. Пример статистики количества вмятин, полученной из пространственной модели кольца подшипника качения. Подшипник работал в условиях очень грязной среды, сравнимой по классификации кодов чистоты стандарта ISO 4406 с уровнем -/19/16 до -/21/17.

чтобы обозначить подшипники, обработанные смазкой с различным количеством инородных частиц, при этом используется методика микроплёнки упругой гидродинамической смазки, описанная в первой части данной статьи [4]. Для того, чтобы выполнить данные вычисления, необходимо вычислить количество вмятин, которые обнаружены на стандартном кольце подшипника, обработанного смазкой с различным уровнем инородных частиц. Статистическое определение количества вмятин, обнаруженных на кольце подшипника (рис. 2), может дать ясное представление об уровне чистоты данной смазки и соответствующих условиях работы.

Определение условий напряжения, возникающего от некоторых типов распространения вмятин, можно выполнить различными способами: i) При использовании конкретного метода непосредственного определения, начиная с создания пространственной модели существующих поверхностей кольца подшипника с вмятинами (рис. 1) и далее следуя указаниям, описанным в первой части [4], в случае выведения интеграла напряжения через фактор смазки; или: ii) Косвенным образом, путём вычисления интеграла напряжения для различных конфигураций вмятин (контрольные вмятины) и определения соответствующих условий смазки. Эти исходные данные затем могут быть использованы для вычисления существующих поверхностей с вмятинами путём добавления эффекта интеграла напряжения в зависимости от его величины, описывая каждый конкретный тип вмятин, обнаруженных на кольце подшипника с вмятинами. Для применения этого метода требуется автоматический подсчёт и классификация вмятин с образцов пространственной модели кольца подшипника. Определённый тип подобного косвенного метода был применён с использованием системы подсчёта и классификации вмятин, разработанной в компании. Она требуется для характеристики различных образцов вмятин, обнаруженных во время применения подшипников, на основе того, какие из вмятин могут быть признаны допустимыми при работе подшипника (рис. 2).

Известно, что подшипники, работающие в одинаковых условиях, могут иметь значительные различия в образцах вмятин

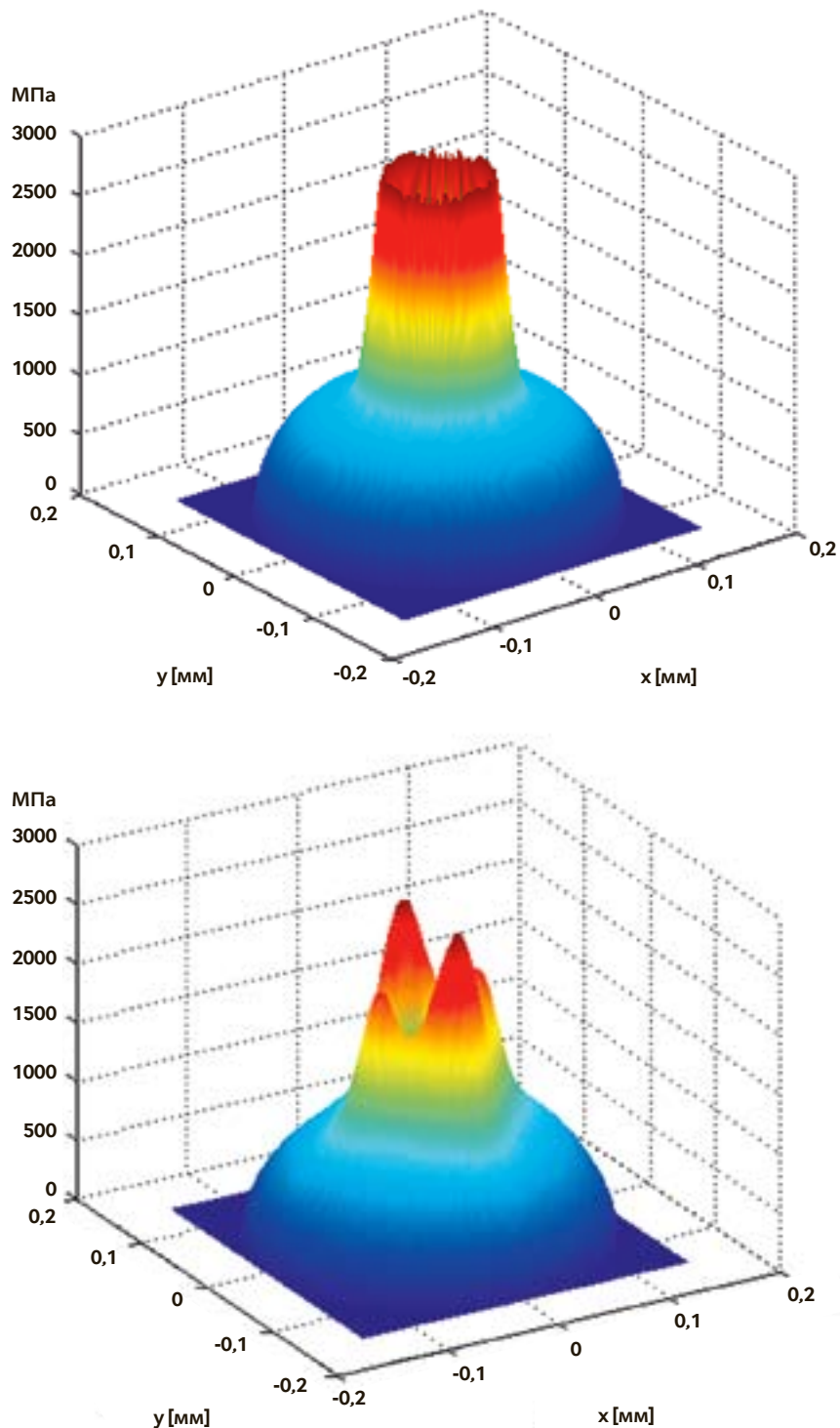


Рис. 3. Пример расчёта контактного давления стандартной вмятины (150 микрон в диаметре и 5 микрон глубиной) в условиях без смазки и с использованием смазки. Сверху: контактное напряжение без использования смазки (нет плёнки смазки). Внизу: та же вмятина; наблюдается спад контактного напряжения, вызванный масляной плёнкой толщиной в 0,3 микрон на контакте качения. В обоих случаях номинальное давление Герца – $P_0 = 1,255 \text{ GPa}$.

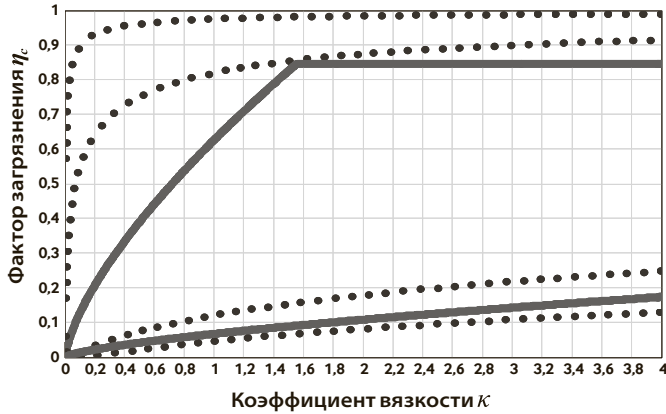


Рис. 4а. Сравнение числового значения фактора загрязнения (подсчитанный диапазон значений показан пунктирной линией) и фактора загрязнения, полученного по формуле 11 (сплошная линия). Средний диаметр подшипника $d_m=50$ мм, подшипник смазан маслом с высокой чистотой (стандарт ISO 4406 код -/13/10; верхние кривые) и с высоким содержанием инородных частиц (стандарт ISO 4406 код -/19/16; нижние кривые).

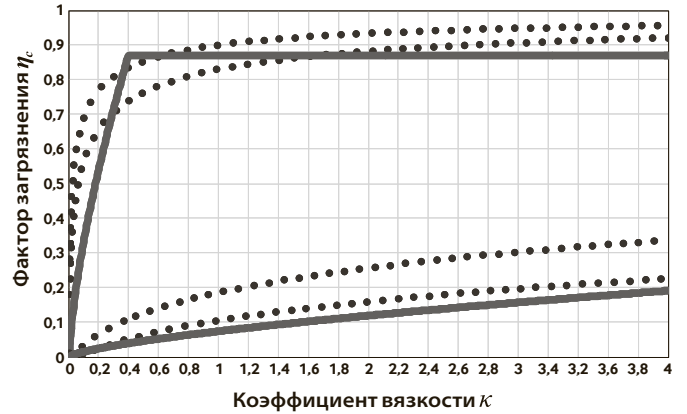


Рис. 4б. Сравнение числового значения фактора загрязнения (подсчитанный диапазон значений показан пунктирной линией) и фактора загрязнения, полученного по формуле 11 (сплошная линия). Подшипник со средним диаметром $d_m=2000$ мм и уровнем чистоты масла согласно ISO 4406 -/15/12 (верхние кривые) и со средним диаметром $d_m=25$ мм и уровнем чистоты масла согласно ISO 4406 -/17/14 (нижние кривые).

и итоговом количестве вмятин. Это может произойти из-за различий во внутреннем потоке масла или геометрической конфигурации самих подшипников. Однако, как правило, эти различия становятся очевидными, когда подшипник работает в условиях очень большого загрязнения или, напротив, в условиях очень чистой среды. В соответствии с простым масштабированием также следует различать промежуточные случаи и определять соответствующий уровень чистоты. Таким образом, данный метод подходит для определения количества вмятин от загрязнения, обнаруженных на существующих кольцах подшипника, как, например, для количества вмятин, показанного на рис. 2, и соотнесения этих данных с уровнем чистоты смазки, выраженной в определённых пределах. Для использования вышеописанной мето-

дики был взят увеличенный интеграл напряжения в зависимости от его величины от определённого набора конфигураций контрольных вмятин. Расчёты были обобщены для того, чтобы включить эффект толщины масляной плёнки (условия смазки) на окончательные места концентрации напряжения во вмятине.

Это является важной отличительной чертой настоящей модели, которая позволяет точно вычислить локальные эффекты масляной плёнки в пределах оценки фактора загрязнения. Эффект снижения напряжения, вызванный плёнкой смазки, как показано на примере расчёта на рис. 3, может быть значительным и должен быть включён в анализ. В этом случае эффект, относящийся к плёнке смазки, можно снова вычленил из общего эффекта неровности поверхности, таким образом можно уста-

новить $\eta_b = 1$ в пределах оценки фактора загрязнения в формуле (10).

Как показано на рис. 3, на величину и распространение роста напряжения во вмятине, несмотря на существующую конфигурацию вмятины, сильно повлияла плёнка смазки, присутствующая на контакте качения. Более толстый слой плёнки смазки приведёт к снижению (уменьшению) и перераспределению контактного напряжения, возникшего во вмятине, в то время как ничтожно малая толщина плёнки резко усилит напряжение и увеличит концентрацию напряжения до его максимума.

Для того, чтобы учесть этот эффект, в параметрическом анализе распространения контактного напряжения во вмятине было применено уменьшение напряжения, связанного с наличием плёнки смазки, в соответствии с полученными результатами [6],

Тип подшипника	Обозначение	Нагрузка – С/Р	Смазка – К
Радиальные шарикоподшипники	6305 6205 6206 6207 6309 6220	1 2,8 2,4 2,1 3,1 3,5 4 6	4 3,4 2,1 2 1
Цилиндрические роликоподшипники	NU 207 E, NU 309 E	2,5 2,77 2,82	4 1 0,8
Сферические роликоподшипники	22220 E, 22220 CC	2,2 2,3 2,5 2,3 2,7 3 4,7	4 3,6 1,8 0,37 0,28
Конические роликоподшипники	331274, K-LM11749/10, K-HM89449/10, K-580/572	1 1,1 1,3 2,5 3,5	4 2,9 0,9

Таблица 1. Сводная информация об условиях, применённых в ходе испытаний подшипников на долговечность.

[7], [8] и [9]. В данном подходе снижение напряжения связано с коэффициентом вязкости K , допуская, что ожидаемая усреднённая толщина плёнки смазки контакта качения будет пропорциональна этому параметру смазки. Обратите внимание на то, что разные размеры подшипника также будут оказывать влияние на показатель долговечности в формуле (9) и на соответствующий ему η_c в формуле (10). У больших по размеру подшипников будет большое значение интеграла напряжения в условиях гладкого контакта, которое будет иметь доминирующий эффект на интеграл неровного напряжения. Более того, максимальная концентрация неровного напряжения имеет естественный верхний предел из-за того, что есть максимальный размер частиц, которые могут переноситься в потоке смазки; таким образом, он не будет зависеть от размера подшипника, а скорее будет находиться под влиянием уровня чистоты смазки. Поэтому подшипники большого диаметра имеют преимущества в отношении эффекта загрязнения по сравнению с подшипниками меньшего диаметра.

2. ФАКТОР ЗАГРЯЗНЕНИЯ НА ПРАКТИКЕ

Как обсуждалось ранее, числовое решение формулы (10) предоставляет теоретическую основу для расчёта фактора загрязнения η_c , давая возможность параметрического анализа данного фактора для различных уровней загрязнения инородными частицами и условий смазки подшипников разных размеров.

Результаты данного анализа можно сравнить с технической моделью η_c , полученной из графиков и таблиц, приведённых в [1] и [2]. В [2] фактор загрязнения η_c представлен в виде функции K для различных значений среднего диаметра d_m подшипника. Графики даны для некоторых основных величин классификации уровней чистоты смазки. В основном эта техническая модель η_c может быть описана при помощи следующей основной формулы [2]:

$$\eta_c(K, d)_{\beta_{cc}} = \min \left(c_1 (\beta_{cc}) K^{0.68} d_m^{0.55}, 1 \right) \cdot \left[1 - \left(c_2 (\beta_{cc}) d_m^{-1/3} \right) \right] \quad (11)$$

где c_1 и c_2 – постоянные величины, заданные в соответствии с классификацией чистоты масла. Эта классификация основана на шкале чистоты стандарта ISO 4406 (или на соответствующей классификации фильтрационных характеристик, т.е. стандарт ISO 16899) [2]. В отличие от модели η_b модель η_c зависит от трёх параметров; следовательно, сравнение между выраженными в числовой форме значениями η_c , полученными по формуле (10), и значениями η_c , полученными по формуле (11), является сложным. Для того, чтобы упростить это сравнение, мы рассматриваем два отдельных случая, относящихся к системе циркуляции масла с фильтрацией. Результаты этого сравнения показаны на рис. 4а и 4б.

- Случай i) – диаметр подшипника остаётся постоянным, и оцениваются два крайних класса чистоты, относящиеся к системе циркуляции масла с фильтрацией, рис. 4а.
- Случай ii) – диаметр подшипника меняется с самого большого на самый маленький, и оцениваются промежуточные уровни загрязнения, относящиеся к системе циркуляции масла с фильтрацией, рис. 4б.

По поводу функциональной зависимости η_c от параметров смазки K можно заметить следующее:

- i) для нижних значений K техническая модель, обозначенная сплошной линией на рис. 4а и 4б, показывает правильное взаимодействие со значением η_c , взятым из теории (диапазон значений, показанный пунктирной линией), в то время как
- ii) для нижних значений K техническая модель (11) в некоторых случаях более консервативна.

В этом отношении необходимо отметить, что именно в области нижних значений K теоретическая модель имеет больше погрешностей, поскольку она основана на простой номинальной толщине плёнки, в то время как механизм сбоя имеет, по большей части, локальный характер. Поэтому консервативный подход, адаптированный под техническую модель (11), кажется справедливым. Можно сделать вывод, что формула (11) является приемлемой технической моделью для оценки фактора загрязнения, ис-

пользуемого для номинальной долговечности подшипника.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Испытания на долговечность подшипников, которые должны подвергнуться заранее заданным условиям загрязнения, являются нелёгкой задачей [10]. Многие сложности мешают смоделировать в среде испытания образец переворачивающейся вмятины и повреждений вмятины, чего можно ожидать от стандартного промышленного применения, например, в коробке передач, характеризующейся классом чистоты масла стандарта ISO 4406. Например, в среде испытания бак для смазочного материала может быть больше (фактор >100), чем при обычном применении подшипника. Более того, способ, которым масло впрыскивается в подшипник, может значительно отличаться от того, который обычно применяется при фактическом использовании подшипника. Поэтому при настройке условий испытания действительное общее количество частиц, которое достигнет полости подвергнутого испытанию подшипника и вернётся при циркуляции масла, должно рассматриваться только в качестве ориентира загрязнения. Это необходимо для того, чтобы избежать чрезмерного повреждения вмятин, что представит в ложном свете обычные условия при стандартном использовании подшипников качения. Кроме того, уровень загрязнения будет результатом баланса загрязнения, изначально присутствовавшего в системе, и частиц, появившихся и выведенных циркулирующим маслом. Эти сложности, наряду с другими, препятствовали предыдущим попыткам применить чисто экспериментальный метод в изучении влияния фактора загрязнения на ресурс подшипника.

Но несмотря на это, раньше проводились испытания на долговечность при применении различных смазок и условий загрязнения, и значительное количество результатов испытаний было доступно своевременно [10]. Таким образом, можно проверить поведение модели фактора загрязнения (11) в отношении этих испытаний на долговечность. Опубликованные здесь результаты испытаний относятся к 172 образцам подшипников, испытанных в течение последних нескольких лет. Прини-

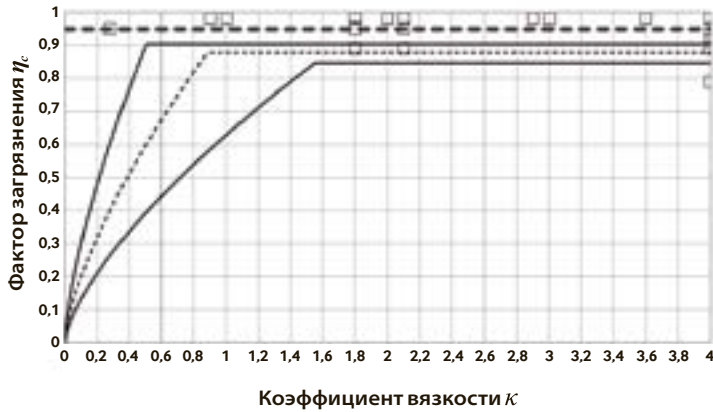


Рис. 5а. Сравнение фактора загрязнения η_c , полученного путём испытания подшипников на долговечность (квадратики), и соответствующих кривых (сплошные линии) η_c , полученных из формулы (11), подшипники со средним диаметром $d_m = 50\text{--}200$ мм (нижняя и верхняя кривые). Испытания на долговечность проводились в чистых условиях (сравнимых со стандартом ISO 4406 код -/13/10; -/14/11). Толстая пунктирная линия – линия общего направления (кривая соответствует точкам экспериментальных данных).

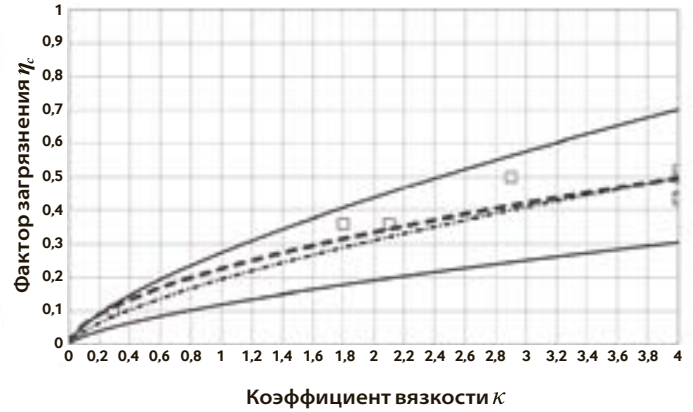


Рис. 5б. Сравнение фактора загрязнения η_c , полученного путём испытания подшипников на долговечность (квадратики), и соответствующих кривых η_c (сплошные линии), полученных из формулы (11), подшипники со средним диаметром $d_m = 30\text{--}100$ мм (нижняя и верхняя кривые). Испытания на долговечность проводились с фильтрующими прокладками (условия лёгкого загрязнения ISO 4406 -15/12; -/16/13). Толстая штрихпунктирная линия – линия общего направления (кривая соответствует точкам экспериментальных данных, задавая исходную точку). Тонкая штрихпунктирная линия соответствует технической модели с $d_m = 60$ мм.

мая во внимание то, что каждая испытываемая партия данного типоразмера подшипника обычно состоит из 30 штук, для получения данных результатов на долговечность испытания прошли несколько тысяч подшипников. В таблице 1 приведена соответствующая краткая информация о типах подшипников и условиях испытаний. Как показано в таблице, подвергнутые испытанию подшипники были в основном маленьких и средних размеров с использованием турбомасла, в основном с марками вязкости VG 9, VG 32 и VG 68 стандарта ISO. Испытания проводились при различной скорости вращения от 1000 до 6000 оборотов в минуту и таким образом, чтобы температура наружного кольца поддерживалась в пределах, необходимых для испытания.

Оценка фактора загрязнения основана на прямом сравнении фактора, полученного от среднего испытательного значения долговечности L_{10} , при использовании обратной процедуры подсчёта. Полученные в ходе испытаний факторы загрязнения сравнили с технической моделью η_c , как предусмотрено формулой (11). Это сравнение показано на рис. 5а, 5б и 5с.

В основном условия чистоты, применяемые во время испытаний долговечно-

сти подшипников, можно разделить на три класса:

- Испытание стандартной чистоты, рис. 5а. Эти испытания проводились при хорошей фильтрации масла при помощи высокоэффективной системы фильтрации $\beta_{x(c)} = 3$ (или лучшей). При такой фильтрации можно ожидать уровня чистоты по коду ISO 4406: -/13/10 до -/14/11. Принимая во внимание диапазон средних диаметров испытываемых подшипников, ожидаемый фактор η_c при данном типе испытания должен быть от 0,8 до 1.
- Испытание с фильтрующей прокладкой, рис. 5б. Испытания на долговечность, при которых масло предварительно загрязнено определённым количеством твёрдых (с твёрдостью 750 HV) металлических частиц. Обычно вводятся инородные частицы размером 25–50 микрон. Масло пропускают через испытуемый подшипник, снабжённый уплотнениями. Уплотнения подшипника действуют в качестве фильтра, и только ограниченное количество частиц маленького размера сможет пройти через уплотнение и, таким образом, загрязнить подшипник. Подобного рода испытания можно отнести к уровню лёгкого загрязнения (мас-

ляные ванны ISO 4406, коды: -/15/12 до -/16/13). При данных условиях испытаний ожидаемый фактор η_c при данном типе испытания должен быть от 0,3 до 0,5.

- Испытание при предварительном загрязнении, рис. 5с. Испытание начинается с 30-минутной обкатки системы циркуляции масла, которое загрязнено определённым количеством твёрдых (с твёрдостью ~750 HV) металлических частиц (размером от 25 до 50 микрон). После этой обкатки в условиях загрязнения подшипник подвергается испытаниям на условиях стандартной чистоты. Эта процедура оказалась очень эффективной при образовании повторяющихся образцов вмятин, т.е. предварительно определённое образование вмятин на кольцах подшипника. При данных условиях этот тип испытаний относится к уровню сильного загрязнения (масляные ванны ISO 4406, коды: -/17/14 до /19/15). Ожидаемый фактор η_c при данном типе испытания может быть от 0,01 до 0,3.

По рисункам 5а, 5б и 5с можно заметить, что точки экспериментальных данных ограничены в количестве, таким образом, они не могут показать точное направление для сравнения с технической моделью η_c из

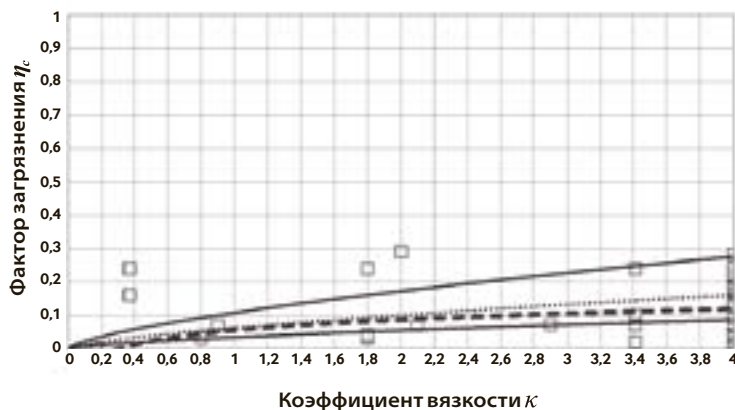


Рис. 5с. Сравнение фактора загрязнения η_c , полученного путём испытания подшипников на долговечность (квадратики), и соответствующих кривых η_c (сплошные линии), полученных из формулы (11), подшипники со средним диаметром $d_m=25-100$ мм (нижняя и верхняя кривые). Испытания на долговечность проводились в условиях обкатки с предварительным загрязнением (условие относится к стандартам сильного загрязнения, сравнимого с ISO 4406 -/17/14 до -/19/15). Толстая штрихпунктирная линия – линия общего направления (кривая соответствует точкам экспериментальных данных, задавая исходную точку). Тонкая пунктирная линия (прямо над линией общего направления) – соответствующая кривая из формулы (11).

формулы (11). Несмотря на это, можно заметить довольно неплохое соответствие между средними значениями точек, отвечающих за три разных уровня чистоты, использованных при испытании долговечности подшипников, и фактора загрязнения η_c , полученного при использовании простой технической модели из формулы (11). Действительно оказалось, что линия общего направления, соответствующая точкам экспериментальных данных, находится на одной линии с соответствующей кривой η_c во всех трёх случаях, которые были протестированы. Очевидно также, что подробный анализ поведения данной модели, основанный только на экспериментальных данных, сложен из-за характерного разброса результатов испытания. Таким образом, теоретическая опора, представленная решением формулы (10), является важным элементом для определения упрощённого технического значения η_c через формулу (11).

4. ОБСУЖДЕНИЯ И ВЫВОДЫ

Представлена основная методика, используемая при определении долговечности подшипника, для определения фактора смазки η_b и фактора загрязнения η_c . Было показано, что простая основная теория ми-

кроплёнки упругой гидродинамической смазки может быть применена для оценки обоих факторов. Эта теория основана на применении микродавлений упругой гидродинамической смазки и параметрической оценки интеграла уровня напряжения Иоаннидеса-Харриса, относящейся к условиям «гладкий» и «неровный» существующей поверхности подшипника. Вычисление интеграла усталостного напряжения в зависимости от его величины основано на схеме цифровых расчётов быстрого преобразования Фурье для поверхностного и приповерхностного напряжения контакта качения.

Данный метод, в частности, используется для специальных видов полей напряжения, возникающих во время переворачивания вмятин на подшипниках. Важной особенностью определения напряжения контакта качения является включение эффекта плёнки смазки в упругую реакцию неровностей поверхности во время переворачивания. Это ведёт к более реалистичному предопределению поля приповерхностного напряжения в случае различных условий смазки контактов качения. Применяя вышеописанную схему подсчёта, была проведена оценка формул, использующихся стандартами для подшипников при

определении факторов смазки и загрязнения. Можно сделать следующие выводы:

1. Как следует из формул (4) и (10), прогнозируемый эффект загрязнения на долговечность подшипника зависит от нагрузки. Это отличается от моделей, доступных сейчас в литературе, и сильно отличается от общепринятого опыта. Сравнение настоящей модели с испытаниями большого количества подшипников на рис. 5а, 5б и 5с подтверждает этот эффект.

2. Основная теория фактора смазки η_b и фактора загрязнения η_c чётко показывает, что количество масляной плёнки и условия чистоты смазочного материала важны для условий работы подшипника. Правильная характеристика этих факторов важна для реалистичного прогноза срока службы подшипника качения. ■

Авторы: Гильермо Моралес Эспехель, Антонио Габелли и Статис Иоаннидес, отделение SKF Engineering Research Centre, Ньювегейн, Нидерланды.

Список литературы

- [1] Ioannides, E., Bergling, G., Gabelli, A., *An Analytical Formulation for the Life Rating of Rolling Bearings*, Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series, 137, 1999.
- [2] International Standard: *Rolling Bearings – Dynamic load rating and rating life*, ISO 281: 2007.
- [3] Gabelli, A., Morales-Espejel, G.E., Ioannides, E., *Particle Damage in Hertzian Contacts and Life Ratings of Rolling Bearings*, Tribol. Trans., vol. 51, pp. 428–445, 2008.
- [4] Моралес-Эспехель Г.И., Габелли А., Иоаннидес Е. *Влияние смазки и загрязнений на ресурс подшипника, часть 1.* – SKF Evolution #2-2010.
- [5] Ioannides, E., and Harris, T.A., *A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings*, Trans. ASME, J. of Trib., 107, pp. 367-378, 1985.
- [6] Morales-Espejel, G.E., Lugt, P.M., Van Kuilenburg, J., Tripp, J.H., *Effects of Surface Micro-Geometry on the Pressures and Internal Stresses of Pure Rolling EHL Contacts*, STLE Tribology Transaction Vol. 46, pp. 260-272, 2003.
- [7] Tripp, J.H., Van Kuilenburg J., Morales-Espejel G.E., Lugt, P.M., *Frequency Response Functions and Rough Surface Stress Analysis*, STLE Tribology Transaction Vol. 46, pp. 376-382, 2003.
- [8] Venner, C.H., and Lubrecht, A.A., *Multi-Level Methods in Lubrication*, Elsevier Science, 2000.
- [9] Greenwood, J.A., and Morales-Espejel, G.E., *The Behaviour of Transverse Roughness in EHL Contacts*, Proc. Instn. Mech. Engrs., part J, J. of Eng. Tribol., 208, pp.121-132, 1994.
- [10] Gabelli A., Kerrigan A.M., de Blic E., *HN treated rolling bearings for extended service life in: Progress in Heat Treatment and Surface Engineering*, Proceedings of the fifth ASM Heat Treatment Conference, Mittemeijer, E.J. and Grosch, J., Ed., June 2000, Gothenburg, Sweden.