

# ВЛИЯНИЕ СМАЗКИ И ЗАГРЯЗНЕНИЙ НА ресурс подшипника

На ресурс подшипника оказывают влияние многие факторы, самые важные из которых – это смазка и загрязнение. Лучше поняв механизмы сокращения ресурса подшипника, мы можем усовершенствовать конструкцию подшипников и улучшить их работу. В этой серии, состоящей из двух статей, сначала сосредоточим наше внимание на вопросах смазки.

**Применение подшипников** качения в машинах даёт снижение потерь, вызванных трением, и увеличения производительности системы. Этого можно достичь, если риск разрушения металла вследствие усталости достаточно снижен. Однако в подшипниках качения в момент восприятия нагрузки, проявляется концентрированное воздействие всех явлений, возникающих в движущихся точках контакта (т.н. контакты Герца); это приводит к появлению сильных локальных напряжений и поэтому требует высокого качества смазки и обработки поверхностей, предотвращающих дальнейшее накопление напряжений.

Шероховатость поверхности, вмятины, образовавшиеся от частиц износа, и следы загрязнений, присутствующие на дорожках качения колец подшипника, могут вызывать накопление напряжений и рост усталости, развивающейся с поверхности. Смазывающая плёнка, образующаяся у вмятин, и взаимосвязанные локальные поверхностные напряжения также очень важны для механизмов возникновения трещин. В данной статье излагается новая методика, связывающая микроскопические упруго-гидродинамические смазывающие плёнки (микро-ЕНЛ) и смежные локальные напряжения с усталостной долговечностью подшипника качения [1]. Данная прикладная методика основывается на анализе Фурье гармонических составляющих поверхностной микрогеометрии (включая вмятости) для прогнозирования гидродинамических давлений, напряжений в образовавшемся смазочном слое. Применение данного метода к реаль-

ным поверхностям подшипников обсуждается и анализируется в сравнении с некоторыми существующими микроконтактными ЕНЛ-решениями. В завершение рассматривается связь с показателем качества смазки  $\eta_b$ , применяемым для оценки срока службы подшипника качения. Во второй части статьи будет рассмотрена проблема загрязнений и поверхностных вмятин и их взаимосвязь с моделью микро-ЕНЛ, описанной здесь.

## 1. ПРИМЕНЕНИЕ МИКРОГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ В РАСЧЁТАХ СРОКА СЛУЖБЫ ПОДШИПНИКА

Согласно Иоаннидесу и другим [2], формула для расчёта срока службы подшипника качения выглядит следующим образом:

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

В уравнении (1) корректировочный коэффициент зависимости между сроком службы и испытываемыми напряжениями  $a_{skf}$ , как определено в [2], имеет следующий вид:

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

Множитель  $0 \leq \eta \leq 1$ , используемый для расчёта  $a_{skf}$  позволяет учесть реальный уровень испытываемых напряжений в точках контакта качения, а также определить условия идеального напряжения по Герцу. Для вычисления аналитическим методом поправки  $\eta$

необходимо количественно определить реальную величину напряжения, возникшего в точках контакта качения за время работы подшипника. Реальная картина напряжений в точках контакта качения может быть результатом многих поверхностно-наводимых взаимодействий от локальных микро- и макроособенностей поверхностного рельефа. Это, в свою очередь, может быть связано со степенью неплотности прилегания поверхностей, т.е. с состоянием смазки, и загрязнением контакта твёрдыми частицами. Согласно [3], одним из простых оценочных параметров состояния смазки подшипника является коэффициент вязкости (относительная вязкость)  $\kappa$ . Детальное объяснение того, как теоретически вывести этот технологический показатель смазки, можно найти в [4]. Параметр  $\kappa$  определяется как отношение фактической вязкости смазки при рабочей температуре подшипника ( $\nu$ ) и нормированной образцовой вязкости ( $\nu_1$ ), приведённой в документации [5, 6] на смазку для подшипника. В соответствии с [6], параметр  $\kappa$  может быть связан с известным конкретным значением толщины смазывающей плёнки  $\Lambda$  контакта качения через приблизительное соотношение:  $\kappa \approx \Lambda^{1.3}$ .

Согласно [2], поправку  $0 \leq \eta \leq 1$ , используемую в (2), можно описать как произведение двух одновременно действующих факторов – фактора смазки  $\eta_b$  и фактора загрязнения  $\eta_c$ :

$$\begin{aligned} \eta(\beta_{cc}, d_m, \kappa) &= \Psi_{brg} \cdot \eta_b(\kappa)_{nom} \cdot \eta_c(\beta_{cc}, d_m, \kappa) \\ &= \eta_b(\kappa)_{brg} \cdot \eta_c(\beta_{cc}, d_m, \kappa) \end{aligned} \quad (3)$$

Цель этой работы в том, чтобы дать количественную оценку поверхностных и подповерхностных напряжений (с учетом ЕНЛ-слоя смазки), обусловленных вышеупомянутыми параметрами (3), и предоставить аналитическую меру поправки  $\eta$ , применяемой для выполнения динамических оценок подшипников.

Поверхностные напряжения, вызываемые геометрическими особенностями рельефа, такими как вмятины, неровности и иные дефекты, при прохождении через контакт Герца были изучены многими авторами с использованием аналитических, полуаналитических и численных методов. Первое полное численное решение проблемы ЕНЛ-контактов с учетом простых вмятин и бугорков, проходящих через контакт качения, дано в работе [7].

Совсем недавно был разработан быстрый метод расчёта ЕНЛ-нагрузок и связанных подповерхностных напряжений, возникающих из-за особенностей микрогеометрии (таких как неровности и вмятины), основанный на применении быстрого преобразования Фурье (FFT, Fast Fourier Transform) [8, 9]. Эта методология особенно удобна для учёта образующегося слоя смазки и связанных с этим ЕНЛ-эффектов, возникающих из-за реальной неровности и вмятин. Этот метод дал новый мощный инструмент для того, чтобы бороться с проблемами микро-ЕНЛ и связанными с ними подповерхностными напряжениями в условиях реальных контактов подшипника.

В соответствии с этой новой методикой описывается микро-ЕНЛ поведение одиночной синусоидальной неровностной волны (или суммы многих волн). Применяя вышеописанную методологию, можно рассчитать упругую деформацию и связанные с ней волны давления в полностью переходных условиях. Затем можно применить решение для одиночной синусоидальной неровности и результирующей деформированной формы и давлений внутри контакта Герца (таким образом, используя тот факт, что для зоны высоких давлений уравнение Рейнольдса может быть сведено к линейной форме). Анализ Фурье также можно применить для полного спектра частот волн, образующих микрогеометрическую форму дорожки качения подшипника. Заметьте, что другой метод, также основанный на анализе Фурье, может быть использован для расчёта подповерхностных напряжений [9]. Совместное применение этих численных ме-

тодов для расчёта поверхностных и подповерхностных напряжений даёт быстрый и мощный инструмент для анализа рельефа поверхности реального подшипника.

## 2. МОДЕЛЬ МИКРОГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЙ И НАПРЯЖЕНИЙ

Традиционно для моделирования упруго-гидродинамических смазок (ЕНЛ) и микро-ЕНЛ (учитывающих микрогеометрию) используются численные решения, поэтому уравнение Рейнольдса для жидкости решается итерационно с уравнением упругости для стали и уравнениями состояния смазки (пьезовязкость и сжимаемость), например [10]. Микрогеометрия и неровность на одной из поверхностей означают нестационарные эффекты в решении из-за влияния эффекта сжатия в уравнении Рейнольдса, которое для линейного контакта имеет следующий вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \bar{u} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (4)$$

где  $\rho$  – локальная плотность смазки,  $p$  – локальное давление,  $h$  – локальная толщина плёнки,  $\eta$  – локальная вязкость и  $x, y$  – координаты в пространстве ( $x$  в направлении качения),  $t$  – время и  $\bar{u}$  – скорость захвата смазки в зоне контакта.

Анализ соответствует [8]. В зоне ЕНЛ-контакта давление так велико, что смазка становится почти твёрдой, поэтому  $\eta \rightarrow \infty$  и уравнение Рейнольдса можно линеаризовать:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0 \quad (5)$$

Это уравнение можно применять к ситуации, когда низкоамплитудная одиночная синусоидальная неровность входит в зону ЕНЛ-контакта во время чистого качения. В этом случае уравнение ведёт себя как волно-транспортное уравнение, и может быть найдено аналитическое решение для локальных давлений и толщины плёнки, например [11, 8]. Что ещё важнее, поскольку это уравнение является линейным, можно применить мощные методы Фурье (FFT, IFFT) для решения в случае сложной геометрии поверхности. Таким путём могут быть найдены давления микро-ЕНЛ и деформированные формы для образцов неровностей в центре контакта Герца.

Как только ЕНЛ-давления будут известны, можно рассчитать подповерхностные напряжения. Напряжения действуют на линейные упругие материалы (сталь), поэтому используется способ, также основанный на методе Фурье, как описано в [9]. И вновь все составляющие напряжения могут быть рассчитаны для синусоидального давления и связанных натяжений поверхности от сухого трения (кулоново трение). Следовательно, метод заключается в том, чтобы рассчитать все составляющие напряжения для каждой синусоидальной составляющей давления и натяжения, а затем собрать заново полное поле напряжений.

### 2.1. РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА МИКРО-ЕНЛ

Рассмотрим пример, в котором моделируется идеальная вмятина (синусоидальной формы без боковых частей) во время прохождения через ЕНЛ-контакт с различными коэффициентами отношения скольжение / качение. Условия контакта и смазки являются характерными для подшипника качения.

Для этих условий и геометрии вмятины, как показано на рис. 1 (без заплечиков), было достигнуто максимальное напряжение Мизеса  $0,34 p_o$ . Было выполнено моделирование, основанное на нынешнем подходе FFT, и для тех же самых условий, но при более реалистичной геометрии вмятины, т.е. для вмятин с боковыми участками высотой  $0,15 \text{ мкм}$  вокруг вмятины (как при упругопластической вмятости от частиц). В силу того, что текущий способ занимается только флуктуациями давления и зазора, ровное распределение ЕНЛ-давления аппроксимируется до распределения давления по Герцу и добавляется. На рис.1 показаны финальные рассчитанные давления в относительных единицах (нормализованных по отношению к максимальной величине давления Герца) и зазоры (нормализованные по отношению к значению толщины ровной плёнки в центральной точке) для ситуации, когда вмятина находится в центре контакта.

На рис. 2 показаны поля напряжения по Мизесу (нормализованные по максимуму давления Герца) в двух плоскостях (при  $n = 0$  и  $\chi = 0$ ) в центре контакта, соответствующие распределению давления, показанному на рис. 1. Максимальное напряжение Мизеса, рассчитанное для этого случая, равно  $0,42 p_o$ , что превышает (на 23%) напряжение, данное без заплечиков, вследствие присут-

ствия боковых участков по краям вмятины с высотой, приближенной к реальной.

## 2.2. ПРИМЕНЕНИЕ АНАЛИЗА МИКРО-ЕНЛ ДЛЯ НЕРОВНОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ПОДШИПНИКА

Текущая модель микро-ЕНЛ также может применяться для ситуаций реальной неровности поверхности подшипника. В следующем разделе представлен общий процесс построения 3D-карты рельефа дорожки качения подшипника с использованием оптического профилометра. Типичные примеры результатов, полученных при помощи микро-ЕНЛ анализа, показаны на рис. 3.

На рис. 3а используется пример рельефа подшипника вместе с рабочими условиями контакта со смазкой для расчёта упругодеформированного рельефа (рис. 3б) и связанных флуктуаций давления микро-ЕНЛ (рис. 3с). Соответствующее поле подповерхностных напряжений Мизеса в направлении качения показано на рис. 4. Ясно видны сосредоточения подповерхностных напряжений, вызванных микроконтактами вследствие неровностей.

Другой наглядный пример (относящийся к другой толщине плёнки) показан на рис. 5. В этом случае при уменьшении толщины масляной плёнки примерно на 34% максимальное давление увеличивается на 30%.

Использование данной методологии позволяет увидеть, что более тонкая масляная плёнка (малое значение  $k$ ) стремится вызывать флуктуации давления, которые всё более и более напоминают те, что проявляются в условиях сухого контакта. Более толстая масляная плёнка, наоборот, будет значительно тормозить развитие флуктуаций давления, приводя к меньшим напряжениям в зонах неровностей и меньшей усталости микроконтактов дорожки качения.

В следующем разделе модель микро-ЕНЛ будет использована для оценки влияния неровности и смазки на ресурс подшипника.

## 3. ВЛИЯНИЕ ПОКАЗАТЕЛЯ КАЧЕСТВА СМАЗКИ

Далее будет обсуждаться теоретическая взаимосвязь между качеством смазки, которое характеризуется коэффициентом вязкости  $K$ , и соответствующим ему уменьшением предельной нагрузки подшипника. Для этой цели нужно количественно определить уменьшение ресурса из-за усталости для реального подшипника качения со стан-

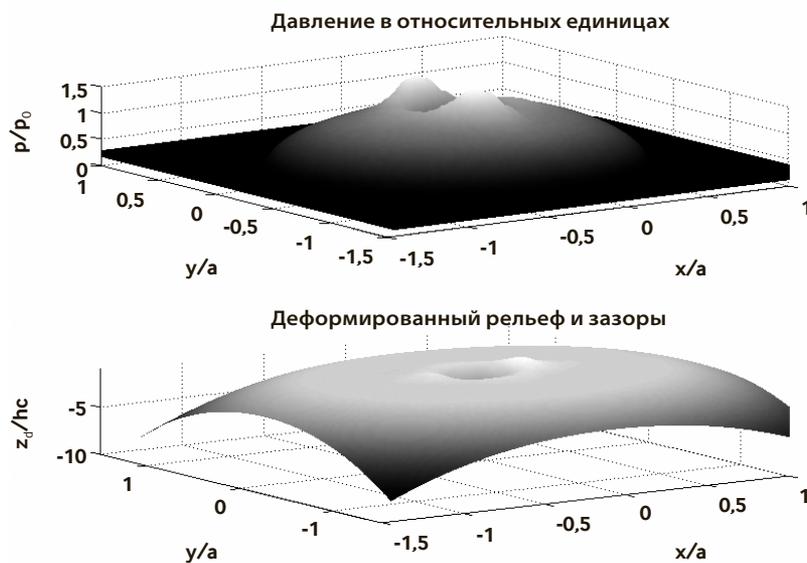


Рис. 1. Нормализованные давления и зазоры, рассчитанные текущим способом для примера вмятины и геометрии вмятины, включающей боковые части высотой 0,15 мкм. Чистое качение, когда вмятина находится в середине контакта.

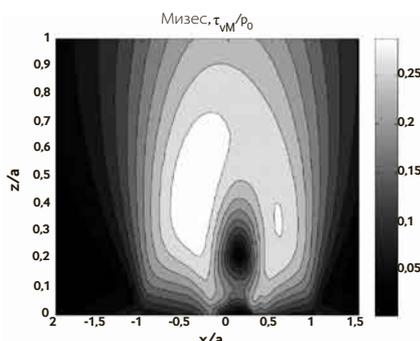


Рис. 2а. Напряжения по Мизесу в центре контакта, для  $y = 0$ .

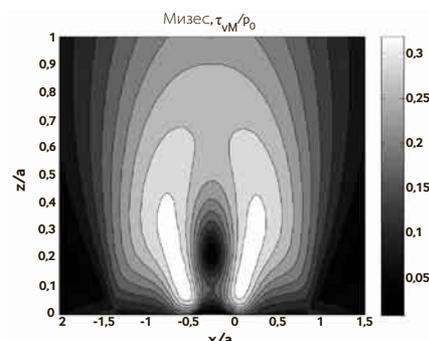


Рис. 2б. Напряжения по Мизесу в центре контакта, для  $x = 0$ .

Рис. 2. Нормализованное распределение подповерхностного напряжения по Мизесу для плоскостей  $x$  и  $y$  в центре контакта. Распределение давления в зоне контакта соответствует рис. 1.

дартной неровностью поверхности по сравнению с подшипником с идеально обработанной дорожкой качения для рассмотрения гипотезы идеального, по Герцу, без трения, распределения напряжения. Это может быть выполнено путём сравнения теоретического ресурса (ресурса до наступления усталости) реального подшипника (со стандартной неровностью поверхности) и ресурса гипотетического подшипника с идеально гладкими и свободными от трения поверхностями. Итак, должно быть найдено следующее отношение ресурсов:

$$\frac{L_{10,r}}{L_{10,s}} = \frac{a_{skf, rough}}{a_{skf, smooth}} \quad (6)$$

Можно найти численное значение этого отношения при помощи интеграла по сроку службы при установленном уровне испыты-

ваемых напряжений применительно к реальному контакту качения [12].

$$\ln \frac{1}{S} \approx A \cdot N^e \int_{V_R} \frac{\langle \tau_i - \tau_u \rangle^c}{z^h} dv \quad (7)$$

В уравнении (7) соответствующей величиной, влияющей на отношение ресурсов (6), является интеграл по испытываемым напряжениям, зависящий от объёма. Он имеет следующий вид:

$$I = \int_{V_R} \frac{\langle \tau_i - \tau_u \rangle^c}{z^h} dv \quad (8)$$

Используя вышеприведённую запись, уравнение ресурса (1) теперь можно записать в виде:

$$L_{10} = \frac{N}{10^6 u} \approx \frac{1}{u} \cdot \left( \frac{\ln(1/S)}{A \cdot I} \right)^{1/e} \quad (9)$$

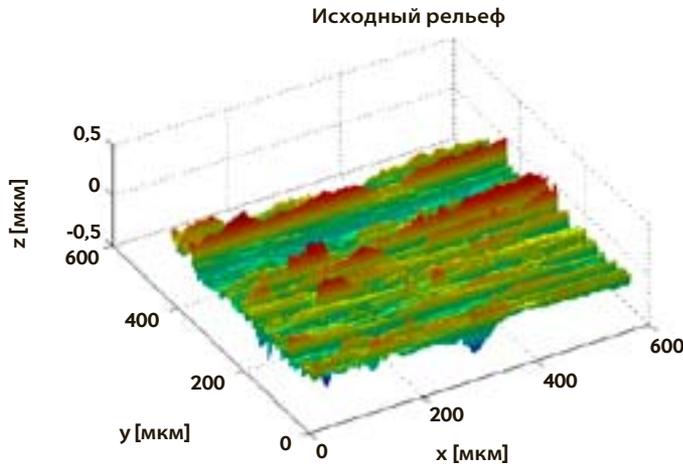


Рис. 3а. Типичный исходный недеформированный рельеф зазора в текущем анализе. (Первоначальная неровность:  $Rq = 0,0656$  мкм).

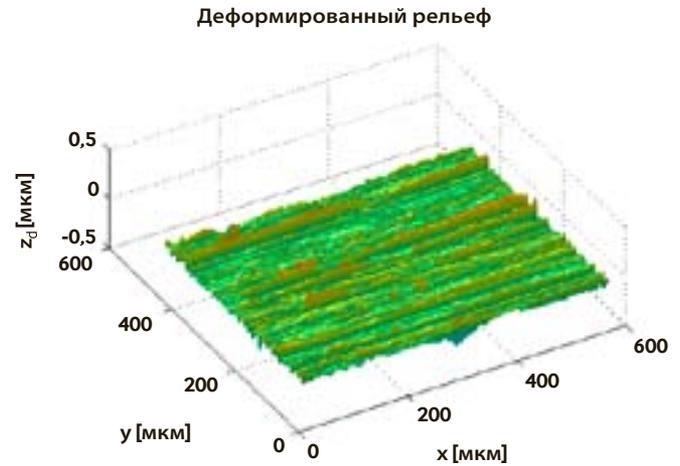


Рис. 3б. Результирующий деформированный рельеф зазора во время перекатывания места контакта. (Давление Герца в точке контакта качения 2,17 ГПа, толщина плёнки в центре 0,103 мкм).

В этом уравнении интеграл по испытываемым напряжениям ( $I$ ) может быть рассчитан и для стандартной неровности поверхности, и для идеально гладкого контакта; поэтому его можно использовать с целью оценки предполагаемого влияния на ресурс подшипника, как это показано в уравнении отношения ресурсов (6). Другими словами, справедливо следующее:

$$\left(\frac{L_{10,r}}{L_{10,s}}\right)_{(m,n)} = \left(\frac{I_{smooth}}{I_{rough}}\right)_{(m,n)}^{1/c} = \left(\frac{a_{skf,rough}}{a_{skf,smooth}}\right)_{(m,n)} \quad (10)$$

В целом, отношение (10) зависит от рельефа поверхности (индекс  $m$ ) и величины зазора поверхностей или величины заполняющего слоя смазки (индекс  $n$ ).

Теперь показатель смазки  $\eta_b$  может быть выведен непосредственно из уравнения (10) путём подстановки из уравнения (3) коэффи-

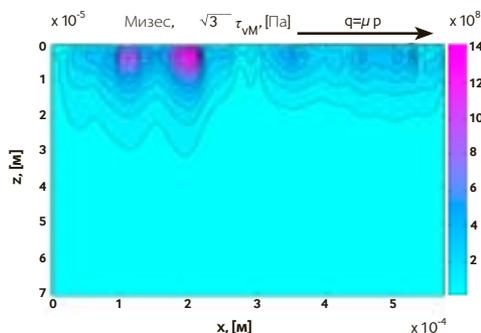


Рис. 4. Поле подповерхностного напряжения, соответствующее поверхностным давлениям, показанным на рис. 3с; условия: коэффициент трения  $\mu=0,01$ , распределение напряжения при Давление Герца в точке контакта 2,17 ГПа.

циента зависимости между ресурсом и испытываемыми напряжениями. Предположив, что смазка идеально чистая, показатель загрязнения  $\eta_c$  можно приравнять к единице. Поэтому для стандартной неровности поверхности подшипника качения коэффициент зависимости между ресурсом и испытываемыми напряжениями может быть записан в следующем виде:

$$a_{skf,rough} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left( \eta_b \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (11)$$

Аналогично для гипотетического подшипника с идеально гладкой дорожкой качения показатель  $\eta_b$  можно приравнять к единице. Тогда коэффициент зависимости между ресурсом и испытываемыми напряжениями будет иметь следующий вид:

$$a_{skf,smooth} = \frac{1}{10} \left\langle 1 - \left( \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle^{-c/e} \quad (12)$$

Подставив формулы (11) и (12) в уравнение (10), получим:

$$\eta'_{b(m,n)} = \frac{P}{P_u} \left\langle 1 - \left\langle 1 - \left( \frac{P_u}{P} \right)^w \right\rangle \cdot \left( \frac{I_{smooth}}{I_{rough}} \right)_{(m,n)}^{-1/c} \right\rangle^{1/w} \quad (13)$$

Как видно из уравнения (13), можно построить матрицу ( $m \times n$ ) численным способом выведенных значений  $\eta'_b$ . При этом вначале выполняется расчёт срока службы при установленных нагрузках и соответствующего интеграла, который рассчитывается для стандартных неровных поверхностей под-

шипника, определяет уровень испытываемых напряжений и зависит от объёма. Этот расчёт должен быть продолжен, и в него должны быть включены различные величины зазора поверхностей (толщины плёнки), от тонких плёнок до полного разделения контактов качения. Процедура расчёта, объясняемая в следующем разделе, была применена для численной оценки  $\eta'_{b(m,n)}$  рассматривающей репрезентативную выборку реальных поверхностей подшипников качения.

При помощи вышеописанных методов был получен набор значений  $\eta'_{b(m,n)}$ . Получившиеся опорные точки и интерполирующие кривые нанесены на график  $\kappa - \eta_b$ , показанный на рис. 6. Для упрощения показаны только точки из репрезентативной группы типичных поверхностей подшипника. При ухудшении номинальных смазочных условий  $\kappa$  в зоне контакта численно смоделированные кривые  $\eta'_b(\kappa)$  неизменно демонстрируют типичную тенденцию быстрого спада  $\eta'_b$ .

Различные авторы [10] выражали предположение, что показатель длины волны  $\nabla = (\lambda'/a) \sqrt{M/L}$ , выраженный в относительных единицах, возможно, обеспечил бы лучшую корреляцию с нарастанием давления на неровностях и, следовательно, с  $\eta_b$ . Параметр смазки, который включал бы, помимо толщины плёнки, также и оценку длины волны неровностей, вероятно, обеспечил бы лучшее разграничение между различными структурами неровности и соответствующими  $\eta_b$  по сравнению с показанным на рис. 6. Однако требование стандартизированной динамической оценки ресурса со-

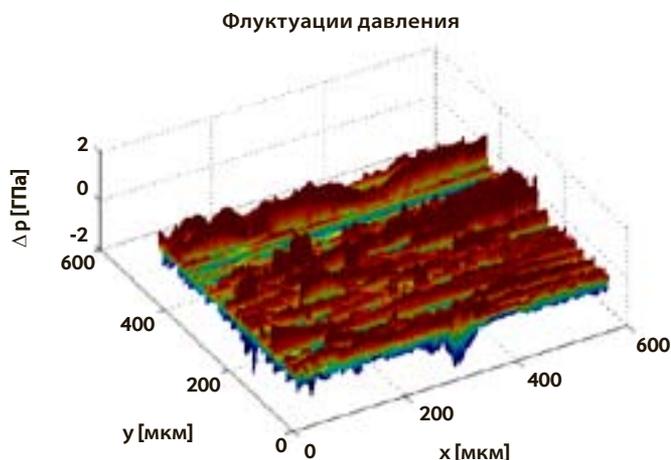


Рис. 3с. Рассчитанные методом FFT флуктуации давления внутри EHL-контакта. (Давление Герца в точке контакта как значения 2,17 ГПа, толщина плёнки в центре 0,103 мкм).

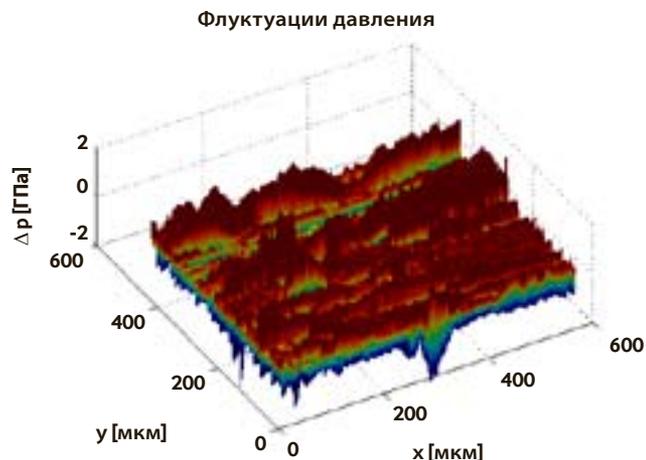


Рис. 5. Флуктуации давления внутри EHL-контакта. Увеличение максимального давления на 30 % вызвано уменьшением толщины масляной плёнки примерно на 34 %, по сравнению с рис. 3с, все прочие рабочие условия такие же, как в примере на рис. 3.

стоит, главным образом, в том, чтобы обеспечить нижнюю границу, или безопасный предел производительности подшипника качения. Если не выходить за пределы диапазона, вмещающего большое количество различных типов поверхностных неровностей, то результатом будут высококачественные подшипники качения. Принимая во внимание эту цель, простой подход с коэффициентом вязкости кажется достаточным и на самом деле удобным, учитывая что  $\kappa$  является общепринятым параметром, характеризующим смазку, в практике проектирования подшипников. Относительно общей формы кривых  $\eta_b(\kappa)$ , показанных на рис. 6, следует заметить, что есть близкое сходство с кривыми отношения ресурсов ( $\Lambda$ ), полученными Таллианом и другими [3], что говорит о том, что действительно наблюдается одно из основных физических явлений.

Одним из ограничений численного моделирования является требование по минимальной толщине слоя смазки в зоне контакта (это требуется для выполнения условия непрерывности в используемых уравнениях для потока жидкости). Из-за этого значения  $\kappa$ , меньшие чем  $\sim 0,2$ , не удастся просчитать. Абсолютно сухие условия могут также использоваться для оценки значения интеграла по ресурсу и испытываемым напряжениям в случаях, когда плёнку можно не принимать в расчёт. Однако, как показывает общее поведение кривых на рис. 6,  $\eta_b$  стремится к началу координат графика в условиях приближения к номинальной нижней границе диапазона значений  $\kappa$ .

Для сравнения на рис. 6 также показана

но уравнение показателя смазки, описанное в [2]:

$$\eta_b(\kappa)_{nom} = \eta_b(\kappa)_{brg} / \psi_{brg} = \left( 3,387 - \frac{b_1(\kappa)}{\kappa^{b_2(\kappa)}} \right)^{5/2} \quad (14)$$

В (14) константы  $b_1$  и  $b_2$  назначаются для трех интервалов из диапазона значений  $\kappa$ , а  $\psi_{brg}$  – это константа, характеризующая каждый из четырёх основных типов подшипников качения: радиальный шариковый, радиальный роликовый, упорный шариковый и упорный роликовый. В текущих оценках мы сравниваем численно смоделированные значения  $\eta'_b$  с нормализованным стандартным представлением показателя смазки  $\eta_b(\kappa)_{nom}$  из (14). Показано, что у зависимости (14), представленной на рис. 6 сплошной жирной линией, хорошие параметры безопасности по сравнению с численно смоделированными значениями  $\eta'_b$ . Действительно, рис. 6 показывает, что почти все проанализированные примеры неровности поверхности находятся значительно выше стандартной предельной линии. Это даёт основание полагать, что уравнение (14) является приемлемым беспрогрышным вариантом для оценки эффективности смазки подшипника и ожидаемого срока службы.

Некоторые из структур поверхностных неровностей, использованных в численном моделировании, принадлежали подшипникам, которые также тестировались на износостойкость. Сравнение ресурсов, полученных в результате ресурсных испытаний, и ресурсов, найденных при помощи показателя смазки (14), обсуждаются далее в разде-

ле экспериментальных результатов (часть 2), где рассматриваются ресурсные испытания подшипников качения при применении разных смазок.

Вся методика расчётов (моделирования) обобщается на рис. 7 и затем описывается:

- Измерить при помощи оптического микроскопа реальный рельеф поверхности подшипника, представляющей пятно в центре контакта Герца.
- Разложить измеренную микрогеометрию на синусоидальные составляющие.
- Используя рабочие условия зоны контакта, вычислить величины давления и деформацию формы для каждой синусоиды при помощи аналитического решения.
- Выполнить настройку с учётом напряжения и толщины плёнки.

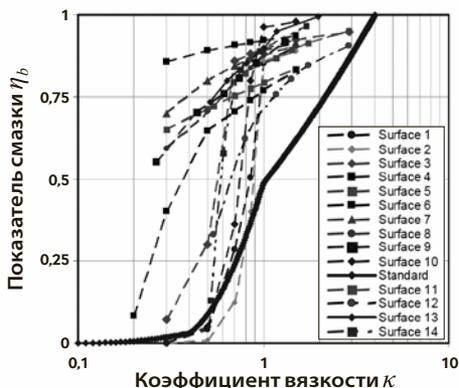


Рис. 6. Сводка по численно смоделированным значениям показателя смазки для типичных структур поверхности дорожки качения подшипника. Также на графике приведен показатель смазки для стандартного подшипника (сплошная толстая линия) в соответствии с уравнением (14), [6].

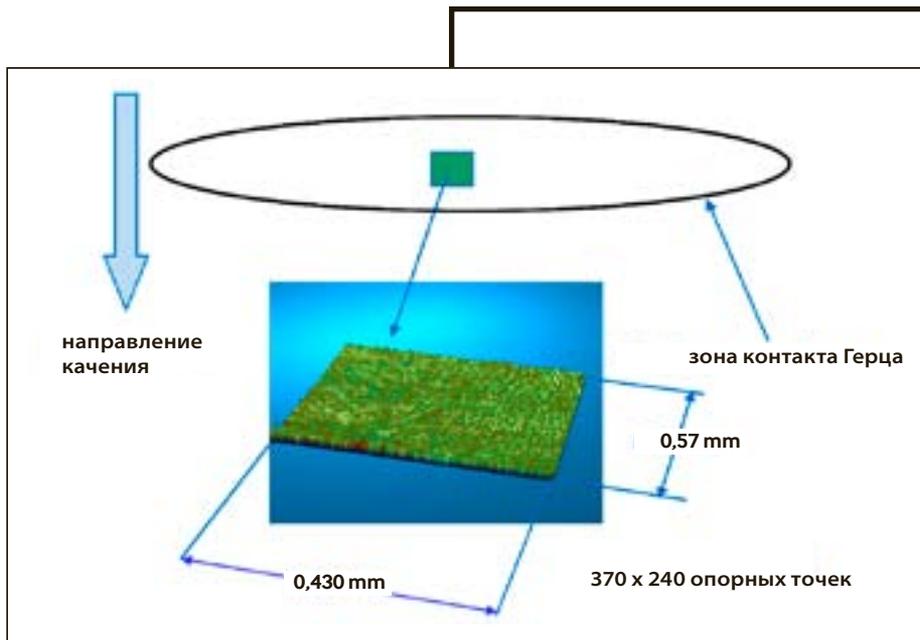


Рис. 7. Схематическое представление процесса подготовки карты поверхности дорожки качения подшипника и алгоритм расчёта показателя смазки, соответствующего данному конкретному рельефу поверхности и условиям работы.



- Рассчитать подповерхностные напряжения при помощи методики микронапряжений.
- Рассчитать параметр  $\eta_b$  для текущего случая, используя уравнение (13).

#### 4. ОБСУЖДЕНИЯ И ВЫВОДЫ

Представлена базовая теория для нахождения показателя качества смазки при оценке ресурса подшипника качения. Показано, что этот коэффициент может быть связан с расчётом микро-ЕHL давлений, напряжений и разрушения от усталости, поэтому он представляет собой степень влияния качества смазки в оценке ресурса подшипника качения. Используя различные измеренные рельефы поверхностей подшипников качения и типы смазки, было показано, что разные рельефы поверхности по-разному влияют на оценку ресурса. Однако текущая модель  $\eta_b(\kappa)$ , как показано в [6], представляет консервативный безопасный предел, который покрывает большинство проанализированных здесь случаев.

Представленная здесь методология микро-ЕHL предлагает эффективный метод (избегающий использования численных методов, требующих большого объёма вычислений) оценки эффекта разрушения вследствие усталости для любых низкоамплитудных особенностей рельефа поверхности в точках контакта качения (неровностей или вмятостей). В текущей статье (часть I) методология используется для того, чтобы вывести теоретическую формулу для пока-

зателя смазки  $\eta_b$  для подшипника качения; во второй части этой статьи (часть 2) эта методология будет использована для того, чтобы вывести теоретическую формулу для показателя загрязнения  $\eta_c$  ■

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

#### ВЫВОДЫ

1. В отличие от текущих моделей данная формулировка (на уровне напряжений) может вполне учесть детальную микрогеометрию (например, поверхностный рельеф и микродефекты), не проводя полного численного ЕHL-моделирования. Сравнение с ранее полученными результатами (численными и экспериментальными) говорит о хорошем согласовании с данной моделью.
2. Продемонстрировано, что показатель смазки в ресурсе подшипника качения  $\eta_b$  непосредственно связан с давлениями и напряжениями микро-ЕHL, присутствующими в ЕHL-контакте и вызванными неровностью поверхности и качеством смазки. Этот показатель представляет консервативную нижнюю границу при расчёте многих поверхностей подшипников.

#### Список литературы

- [1] 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.
- [2] Ioannides, E., Bergling, G., Gabelli, A., *An Analytical Formulation for the Life Rating of Rolling Bearings*, Acta Polytechnica Scandinavica, Mech. Eng. Series, 137, 1999.
- [3] Tallian, T.E., Chiu, Y.P., van Amerongen, E., *Prediction of Traction and Micro-Geometry Effects on Rolling Contact Fatigue Life*, Trans. ASME, J. of Trib., vol. 100, pp. 156–166, 1978.
- [4] Bolton, W.K., *Elastohydrodynamic in Practice*, Rolling Contact Fatigue: Performance Testing of Lubricants, Tourret, R., and Wright, E.P., Ed.; The Institute of Petroleum, London, pp. 17–25, 1977.
- [5] Harris, T.A., and Kotzalas, M.N., *Advanced Concepts of Bearing Technology*, CRC Taylor & Francis, 240-246, 2007.
- [6] International Standard: *Rolling Bearings – Dynamic load rating and rating life*, ISO 281: 2007.
- [7] Venner, C. H., *Multilevel Solutions of the Line and Point Contact Problems*, Ph.D. dissertation, University of Twente, Enschede, the Netherlands, 1991.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] Venner, C.H., and Lubrecht, A.A., *Multi-Level Methods in Lubrication*, Elsevier Science, 2000.
- [11] 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.
- [12] Ioannides, E., and Harris, T.A., *A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings*, Trans. ASME, J. of Trib., 107, pp. 367-378, 1985.