

ОСНОВНЫЕ ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ СРЕДСТВ И МЕТОДОВ УСКОРЕННЫХ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ПОДШИПНИКОВ

© 2007 В.И.Санчугов, С.С.Мещеряков

Самарский научный центр РАН

Рассмотрены проблемы создания методов ускоренных эквивалентных испытаний подшипников по определению ресурса в условиях их эксплуатации, основные критерии оценки повреждаемости подшипников и пределы ужесточения режимов испытаний. Предложены методы возбуждения динамических нагрузок на частотах до 400 ... 600 Гц, позволяющие значительно сократить длительность испытаний.

Подшипники качения, без которых невозможно представить себе практически ни одно изделие машиностроения, являются одним из самых ответственных узлов.

Однако подшипниковая промышленность до сих пор выпускает свои изделия без указания гарантированного ресурса подшипников в эксплуатации. Нормативно-техническая документация, регламентирующая качество подшипников [1], использует понятие расчетного ресурса (долговечности), определяемого по геометрическим характеристикам в условиях стационарного нагружения.

Отсутствие методов определения фактического ресурса, определяемого с учетом характера эксплуатационного нагружения, объясняется при этом огромной длительностью процессов испытаний, которая исчисляется годами.

В то же время, в наиболее ответственных отраслях машиностроения, таких как, например, авиакосмическая промышленность, все большее применение находят методы ускоренных эквивалентных испытаний по оценке надежности и ресурса.

Поэтому создание средств и методов ускоренных эквивалентных испытаний подшипников, позволяющих за счет сравнительно короткий срок определять ресурс их работы, является актуальной задачей.

Создание методов ускоренных эквивалентных испытаний подшипников позволяет:

- на стадии производства подшипников осуществлять оперативный контроль качества производства;
- при создании новых конструкций и со-

вершенствовании технологических процессов оценить их эффективность;

- получить более достоверную информацию о ресурсе работы подшипников в новых эксплуатационных условиях при расширении областей применения подшипников;

- более точно определить допустимые уровни эксплуатационного нагружения подшипников, обеспечивающих заданный ресурс работы.

Создание методов ускоренных эквивалентных испытаний должно базироваться на следующих основных положениях:

- установлении эквивалентности технического состояния подшипников в конце срока нормальной технической эксплуатации и по окончании процесса ускоренных испытаний;

- пределы ужесточения испытательных нагрузок должны сохранять физические процессы накопления усталостных микрповреждений, действующие в эксплуатации.

Возможные виды повреждений подшипников подразделяются на отказы усталостного и неусталостного характера. Последние могут быть внезапными (адгезионное схватывание, перегрев, бринеллирование, прижог электрической дугой, вдавливание инородных твердых частиц и продуктов износа) и постепенными (абразивный износ, коррозия, фреттинг – коррозия, ложное бринеллирование дорожек качения, развитие трещин по посадочным местам внутреннего или наружного кольца).

Отказы усталостного характера происходят из-за контактной усталости – процесса накопления повреждений и развития разру-

шения поверхностных слоев материала [2, 3, 4]. Исследования показали, здесь необходимо различать два типа дефектов: дефекты на поверхности в виде мелких трещин или же точек, превращающиеся затем в раковины и дефекты в подповерхностном слое, в зоне максимальных касательных напряжений на глубине от поверхности в местах расположения микровключений, являющимися концентраторами напряжений, или под цементированным слоем.

Время до появления первых признаков контактной усталости зависит от частоты вращения подшипника, величины нагрузки, типа смазки и температуры. В рассматриваемом процессе поверхностные разрушения первоначально микроскопически малые, затем быстро увеличиваются и, в конце концов, препятствуют плавному вращению подшипника. Трещины описанного вида могут ускорить процесс образования усталостных трещин под поверхностью дорожек качения и этим самым снизить долговечность подшипника. При достаточном смазывании нет опасности возникновению разрушений описанного вида до тех пор, пока смазочный слой не становится слишком тонким, вследствие изменения вязкости масла из-за повышения температуры, либо при чрезмерном увеличении нагрузки.

Трещины подобного рода не следует путать с усталостными трещинами, которые образуются в подповерхностном слое и приводят к образованию усталостных раковин, которые возникают из-за действия переменных контактных напряжений, приводящих к образованию трещин и ямок выкрашивания в виде отдельных выемок - питтинга (питтинг, от английского слова The pitt – яма). Этапы развития питтинга на дорожке качения внутреннего кольца подшипника с цилиндрическими роликами показаны на рис. 1.

Усталостное выкрашивание является следствием переменных напряжений сдвига непосредственно под поверхностью качения в зоне контакта. Эти напряжения обуславливают образование трещин, которые постепенно распространяются к поверхности. Когда по таким трещинам перекачиваются тела качения, происходит отделение частиц материала. При дальнейшей работе количество вы-

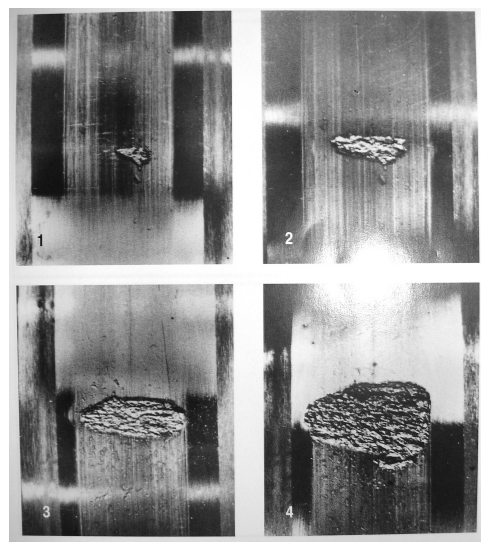


Рис. 1. Этапы развития питтинга на дорожке качения

емок увеличивается, часть их сливается друг с другом, зона разрушения захватывает все больший участок поверхности. Такой процесс, который называют образованием усталостных раковин, со временем прогрессирует до тех пор, пока подшипник становится непригодным для работы [5, 6, 7, 2, 8].

Работоспособность и долговечность подшипников решающим образом зависят от условий смазки на контактирующих поверхностях. Необходимо стремиться к обеспечению таких режимов смазки подшипников, при которых поверхности шариков и дорожек качения полностью разделяются стабильной по толщине и физико-механическими свойствами масляной пленкой [9, 10, 11].

По-существу, смазка должна выполнять следующие основные функции:

а) создавать смазочную пленку, выдерживающую контактные нагрузки и снижающую трение при качении и качении со скольжением и предотвращать износ в контактах тел качения и сепаратором, сепаратором и центрирующим бортом наружного (внутреннего) кольца, а также между бортами колец и торцами роликов. Благодаря буферному действию смазочная пленка смягчает удары тел качения о сепаратор и кольца, увеличивая тем самым долговечность подшипника и снижая шум при его работе.

б) служить хорошей теплопередающей средой для устранения местных перегревов, снижения общей минимальной температуры, обеспечивая при этом стабильность геомет-

рических размеров подшипника;

в) предотвращать образование нежелательных продуктов разложения которые увеличивают трение, вызывают коррозию материала тел колец, тел качения и покрытий сепаратора.

г) препятствовать проникновению в подшипник загрязнений из окружающей среды (абразивной и металлической пыли, влаги и т.д.).

Теллиан [12-14], основываясь на экспериментальных данных, полученных при обработке результатов многочисленных испытаний подшипников, выразил в графической форме, показанной на рис. 2, приближенную зависимость усталостной контактной долговечности от безразмерного коэффициента толщины масляной пленки.

Для оценки технического состояния деталей подшипников, срок службы которых лимитирует контактная выносливость можно использовать классификацию по трем группам параметров (таблица):

Приведенный анализ позволяет сформулировать следующие направления интенсификации режимов при ускоренных эквивалентных испытаниях подшипников:

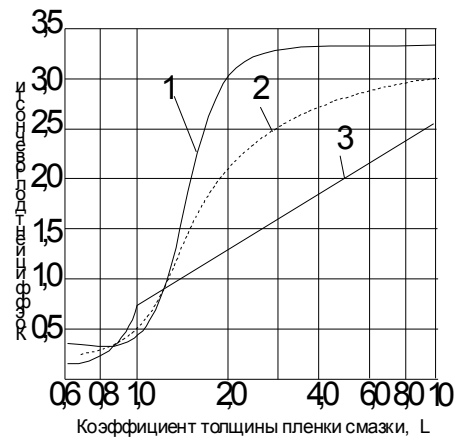


Рис. 2. Коэффициент влияния смазки на долговечность подшипника по контактной усталости: 1 – роликоподшипник (данные для подшипников, изготовленных из цементируемых сталей); 2 – среднее значение, рекомендуемое комитетом ASME; 3 – шарикоподшипник (данные для подшипников, изготовленных из насквозь прокаливаемых сталей)

фикации режимов при ускоренных эквивалентных испытаниях подшипников:

- увеличение частоты вращения до предельной, определяемой методикой испытаний ВНИИП 020-04;

Таблица. Методы, оценки предельного технического состояния подшипников [15]

Параметры	Характеристика изменений в подшипниках	Метод оценки изменений в подшипниках
Структурные	Изменения физико – механических свойств материала поверхностей качения вследствие: • наклепа колец; • образования остаточных напряжений; • распада и изменения структуры. •	Испытания твердости и микротвердости материала; Рентгено – структурный анализ; Электронно - графическое исследование; Токовихревая проверка; Металлографический анализ.
Геометрические	Изменение геометрической формы и размеров деталей вследствие: • структурных превращений; • объемных превращений; • износа деталей.	Определение изменения зазоров, биение и др. Определение изменения разноразмерности тел качения Определение изменения волнистости и гранности поверхностей качения.
Физические	Изменение качества вращения вследствие: • изменения размеров и геометрической формы деталей; • изменения кинематики вращения деталей в подшипнике.	Определение моментов трения (момента трогания с места, момента трения при вращении, сопротивления вращению по выбегу) Определение уровня шума Определение уровня вибрации

- создание циклов высокочастотного нагружения с размахом контактного напряжения, равным максимально допустимому контактному напряжению в подшипнике и частотой нагружения, достигающей частоты набегания тела качения в зону нагружения.

Для оценки и контроля технического состояния подшипников в процессе ускоренных эквивалентных испытаний стенд необходимо оснащать следующими системами:

- системой измерения вибрационного состояния с аппаратурой спектрального анализа на частотах до 10 000 Гц;

- системой измерения температуры смазочного масла на входе и выходе с погрешностью 0,5 °С;

- системой измерения концентрации продуктов износа в масле на выходе из подшипника с размерами частиц от 5 мкм.

В процессе испытаний подшипников необходима наработка огромного числа циклов нагружения, превышающая 10^7 единиц. Теория ускоренных эквивалентных испытаний позволяет значительно снизить это число. Если известен режим эксплуатационного нагружения подшипника ($\sigma_{a экв}^3, f^3$), ресурс его работы T , количество циклов нагружения N_y при УЭИ можно определить следующим образом:

$$N_y = N_3 \left[K_t K_f \left(\frac{\sigma_{a экв}^3}{\sigma_{a экв}^y} \right) \right]^m \cdot \eta_\Sigma. \quad (1)$$

где K_t – коэффициент, характеризующий зависимость скорости накопления усталостных повреждений от температуры;

K_f – коэффициент, характеризующий зависимость скорости накопления усталостных повреждений от изменения частоты циклов нагружения;

m – показатель степени уравнения кривой усталости для материалов силовых элементов.

η_Σ – суммарный коэффициент безопасности.

В случае гармонического характера циклов эксплуатационного нагружения, количество эксплуатационных циклов определяется ресурсом работы подшипника T и частотой колебаний f_3 :

$$N_3 = 3600 \cdot T \cdot f_3. \quad (2)$$

Коэффициент влияния температуры при испытаниях подшипников принимается равным 1.

Коэффициент влияния частоты циклов нагружения определяется из соотношения

$$K_f = 1 + A \frac{(f_y^n - f_3^n)}{\sigma_{-1}} + A f_3^n, \quad (3)$$

где A, n – постоянные материала изделия [16].

Приведенные напряжения определяются по известным в литературе методам, аналогично представленным материалам в настоящем разделе ранее.

Зачетное число циклов для подшипника принимается по самому долговечному сечению

$$\sigma = P / F_{3i} = \min, \quad (4)$$

где F_{3i} – площадь сечения конструкции, P – действующие силы.

Коэффициент надежности η_Σ назначается в соответствии с действующими отраслевыми требованиями.

При отработке рассчитанного по формуле (1) количества циклов N_y без отказов подшипник подвергается контролю технического состояния. При наличии дефектов составляется заключение об эквивалентности режимов испытаний либо о необходимости снижения испытательных нагрузок. После чего делается вывод о подтверждении или неподтверждении ресурса работы на эксплуатационном ресурсе T .

В отдельных случаях расчет циклов нагружения может вестись по идеальному сечению $[K_\sigma]_0 = 1,0$ и по действующим нагрузкам:

$$N_y = N_3 \left[K_f \left(\frac{P_{a np}^3}{P_{a np}^y} \right) \right]^m; \quad (5)$$

$$P_{a np} = P_a + \psi_\sigma P m; \quad (6)$$

Если эксплуатационный режим включает в себя различные блоки нагружения, общее число циклов определяется суммированием

$$N_y^\Sigma = \eta_\Sigma \sum \left\{ N_{3i}^i \left[K_t K_f \left(\frac{\sigma_{a np}^{3i}}{\sigma_{a np}^{yi}} \right) \right]^m \right\}; \quad (7)$$

где N_{3i}^i – количество циклов нагружения от i -го блока эксплуатационного спектра.



Рис. 3. Функциональная схема гидравлической системы нагружения

Процедура учета всего спектра нормального режима работы может быть учтена введением коэффициента долговечности $K_{\text{долг } \sigma}$ в соотношение для определения приведенного напряжения

$$\sigma_{\text{анп}} = \sigma_a K_{\text{долг } \sigma} ; \quad (8)$$

$$K_{\text{долг } \sigma} = \left[\frac{1}{N_0} \sum \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_a} \right)^m N_i \right]^{1/m} ; \quad (9)$$

где N_0 – базовое, N_i – число циклов нагружения.

Реализация высокоамплитудного высокочастотного нагружения в процессе УЭИ требует новых подходов к организации испытаний. Дело в том, что существующее в отрасли технологическое оборудование изначально создавалось для испытаний при стационарных нагрузках. Использовать его для динамических испытаний не представляется возможным. Анализ патентных материалов также свидетельствует о том, что кинематические схемы возбуждения динамических нагрузок различного рода эксцентриками, электромеханическими вибраторами и гидроцилиндрами непригодны на высоких частотах.

Для создания методов УЭИ подшипников на частотах до 400...600 Гц может быть использован опыт ускоренных испытаний авиационного гидрооборудования на надежность и ресурс.

При этом авторами разработана методика построения схем технологических стендов, обеспечивающая:

- минимальные затраты мощности на возбуждение динамических нагрузок;
- простоту и удобство управления стендами;
- стабильное, независимое и плавное

управление статическими и динамическими параметрами стендов.

Для этого, наряду с традиционными устройствами, обеспечивающими статические характеристики, схемы стендов должны включать в себя специальные блоки акустической развязки, коррекции и граничных условий на линиях высокого и низкого давления. Применительно к стендам для испытаний подшипников функциональная схема гидравлической системы нагружения должна иметь вид, представленный на рис. 3.

В схему, наряду с традиционным блоком подготовки жидкости (насосной станцией с устройствами кондиционирования жидкости) введены специальные блоки акустической развязки. Эти блоки обеспечивают оптимизацию динамики работы стенда, позволяют снизить мощность стенда, локализируют колебания на рабочем участке стендовой системы, тем самым сохраняя нормальные условия работы основных агрегатов стенда.

Для обеспечения выполнения сформулированных условий проектирование стендов требует новых специальных подходов, не применяемых ранее. При этом взаимное расположение агрегатов, протяженность и конфигурация магистралей (включая длины и диаметры соединительных штуцеров), объемы внутренних полостей должны выполняться из условий обеспечения требуемых динамических параметров течения жидкости.

Для проведения испытаний при минимальной затрачиваемой мощности стенд должен настраиваться на режим резонансного усиления возбуждаемых колебаний, что особенно важно для испытания крупногабаритных подшипников.

Гидравлическая схема возбуждения колебаний представлена на рис. 4.

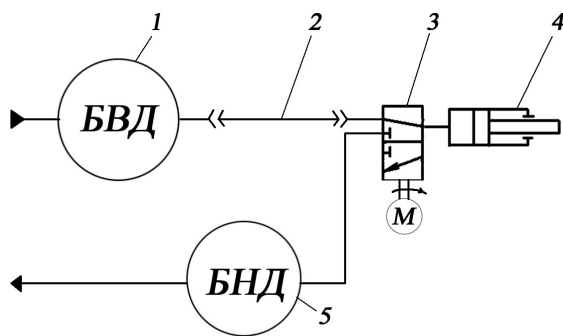


Рис. 4. Принципиальная схема возбуждения колебаний давления в полости нагружателя: 1 – баллон высокого давления; 2 – резонансный трубопровод; 3 – генератор колебаний; 4 – полость нагружателя; 5 – баллон низкого давления

С учетом геометрии каналов генератора расчетная модель процесса возбуждения колебаний имеет вид, представленный на рис. 5.

В условиях сосредоточенности параметров исследование переходных процессов сводится к решению систем уравнений:

$$L_{\Sigma \text{нагн}} \frac{dQ}{dt} + R_{\Sigma \text{нагн}}(Q, t)Q + \frac{1}{C_{\text{нагр}}} \int_0^{t_4} Q dt = E_H - E_{\text{сл}}; \quad (10)$$

$$L_{\Sigma \text{сл}} \frac{dQ}{dt} + R_{\Sigma \text{сл}}(Q, t)Q + \frac{1}{C_{\text{нагр}}} \int_{t_4}^{t_5} Q dt = E_{\text{сл}} - \int_{t_4}^{t_5} Q dt, \quad (11)$$

В уравнениях (9) и (10) обозначено:

$$L_{\Sigma \text{нагн}} = L_{PH} + L_{\Sigma GK} - \quad (12)$$

суммарная индуктивность системы нагнетания жидкости и генератора колебаний;

$$R_{\Sigma \text{нагн}} = R_{PH}(Q) + R_{\Sigma GK}(Q, t) - \quad (13)$$

суммарная индуктивность резонансного трубопровода и генератора колебаний;

$$L_{\Sigma \text{сл}} = L_{\text{сл}} + L_{\Sigma GK} - \quad (14)$$

суммарное гидросопротивление системы слива жидкости;

$$R_{\Sigma \text{сл}} = R_{\text{сл}}(Q) + R_{\Sigma GK}(Q, t) - \quad (15)$$

суммарное активное гидросопротивление сливного трубопровода и генератора колебаний.

Значения активных сопротивлений магистрали определяются по известным формулам гидравлики.

Уравнения (9) и (10) решаются при начальных условиях:

$$t = 0, \quad Q = 0, \quad \frac{dQ}{dt} = 0; \quad (16)$$

$$t = t_4, \quad Q = 0, \quad \frac{dQ}{dt} = 0. \quad (17)$$

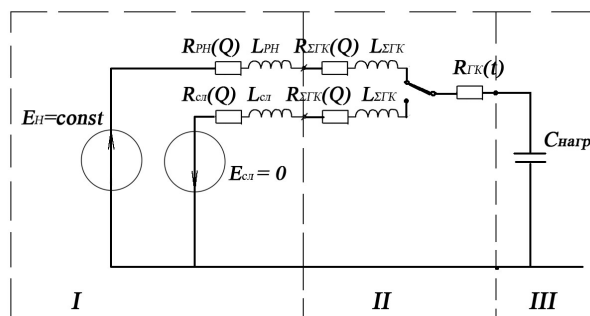


Рис. 5. Эквивалентная расчетная схема процесса возбуждения колебаний

Запись начальных условий в форме (17) и (17) предполагает отсутствие движения жидкости в напорной магистрали в момент соединения полости нагружателя с источником внешнего давления и соединения нагружателя со сливной магистралью в момент времени t_4 , соответствующий минимуму давления в его полости.

Решение уравнения (10) с начальными условиями (16) и (17) проводилось численным методом “прогноз - коррекция”, который при достаточно простой процедуре расчета обеспечивает высокую точность.

Опыт работ по созданию методов ускоренных испытаний, накопленный в авиационной промышленности, расчеты напряженного состояния подшипников и предварительные расчеты длительности испытаний позволяют предполагать, что сроки отработки ресурса подшипников могут быть сокращены в десятки и сотни раз.

Однако подтверждение эквивалентности испытаний должно основываться на результатах обширнейшего числа экспериментальных работ.

Работа поддержана РФФИ (проект 07-01-97616)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность). ГОСТ 18855-94.
2. Мартин, Эбехарт. Определение возможных центров разрушения в условиях контактной усталости при качении // Теоретические основы инженерных расчетов. 1967. № 4

3. *Пинегин С.В.* Контактная прочность в машинах. М.: Машиностроение, 1965.
4. *Литмен, Уайндер.* Распространение контактной усталости от источников поверхностного и подповерхностного происхождения // Теоретические основы инженерных расчетов. 1966. №3.
5. *Кишр, Брайант.* Модель выкрашивания, предназначенная для анализа контактной усталости при качении // Проблемы трения и смазки. 1981. № 2.
6. *Ионидис, Харрис.* Новая модель усталостной долговечности подшипников качения // Проблемы трения и смазки. 1985. №3.
7. *Ковалев М.П., Народецкий М.З.* Расчет высокоточных шарикоподшипников. М.: Машиностроение, 1980.
8. *Канета, Мураками, Окадаки.* Механизм роста подповерхностных трещин под действием герцевских контактных напряжений // Проблемы трения и смазки. 1986. № 1.
9. *Шевалье, Зарецкий, Паркер.* Новый критерий для расчета усталостной долговечности элементов подшипников из закаленных сталей // Проблемы трения и смазки. 1973. № 3.
10. *Дюдрань, Фужер, Теолье.* Анализ внутренних напряжений и микроструктуры на усталостное разрушение при чистом качении // Проблемы трения и смазки. 1981. №4.
11. *Броссайт, Адельманн, Цвиргляйн.* Влияние собственных напряжений на напряженное состояние материала в нагруженных элементах контактов качения // Проблемы трения и смазки. 1984. № 4.
12. *Теллиан.* Оценка долговечности при контактной усталости в условиях качения при загрязненной смазке. Часть 2. Эксперимент // Проблемы трения и смазки. 1976. № 3.
13. *Теллиан.* Оценка долговечности при контактной усталости в условиях качения в загрязненной смазке. Часть I. Математическая модель // Проблемы трения и смазки. 1976. № 2.
14. *Теллиан.* Поправочные коэффициенты, учитывающие толщины масляной пленки, микрогеометрии поверхностей и трения на долговечность подшипников качения // Проблемы трения и смазки. 1981. № 4.
15. *Зайцев А. М., Коросташевский Р.В.* Эксплуатация авиационных подшипников качения. М.: Транспорт, 1968.
16. *Кузьменко В.А., Матохонюк Л.Е., Писаренко Г.Г.* Усталостные испытания на высоких частотах нагружения. Киев: Наукова думка, 1985.

BASIC PROBLEMS OF CREATION OF MEANS AND METHODS OF THE ACCELERATED EQUIVALENT TESTS OF BEARINGS

© 2007 V.I. Sanchugov, S.S. Meshcheryakov

Samara Science Centre of Russian Academy of Sciences

Are considered problems of creation of methods of the accelerated equivalent tests of bearings by definition of a resource in conditions of their operation, the basic criteria of an estimation of damageability of bearings and limits of toughening of modes of tests. Methods of excitation of dynamic loadings on frequencies up to 400 are offered 600 Hz allowing considerably to reduce duration of tests.