

К ВОПРОСУ НАДЕЖНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Одним из требований, предъявляемых к особо ответственным подшипниковым узлам, является обеспечение 100% надежности. При правильной эксплуатации выход подшипников из строя происходит вследствие усталостного выкрашивания беговых дорожек колец (реже — тел качения). Вероятность отказа подшипников может быть описана с помощью статистической функции Вейбулла:

$$\frac{1}{S} = \exp \left[\frac{H-a}{b} \right]^c, \quad (1)$$

где S — надежность; H — долговечность; a , b , c — параметры функции.

Кривые усталостного разрушения подшипниковых сталей не имеют четко выраженного излома в точке предела усталости, поэтому часто параметр « a » полагают равным нулю:

$$\frac{1}{S} = \exp \left[\frac{H}{b} \right]^c. \quad (2)$$

Обозначим

$$I = \left[\frac{H}{b} \right]^c,$$

Тогда

$$\ln I = c \ln \left[\frac{H}{b} \right]. \quad (3)$$

Стойкость подшипников оценивается проведением стендовых испытаний отдельных партий по 20—30 шт. Построение кривых отказа подшипников по (3) позволяет выявить через смещение $\ln H$ и тангенс угла наклона c , как колеблется качество подшипников в партиях при заданном уровне надежности (рис. 1). Величины \bar{H} и c при одинаковом качестве подшипниковой стали и постоянстве режима нагружения подшипника могут изменяться со сменой смазки при испытаниях, что объясняется изменением сил трения в подшипнике.

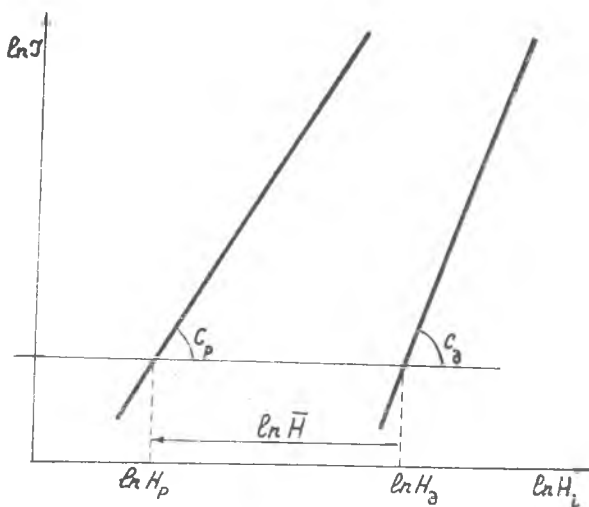


Рис. 1.

Принято оценивать надежность подшипника как функцию величины, обратной \bar{H} (пренебрегая незначительным изменением c), используя 2-параметрический закон распределения:

$$\frac{1}{S} = \exp \left[\frac{1}{HL} \right]^c, \quad (4)$$

где $\bar{H} = \frac{H_d}{H_p}$ — число расчетных норм; H_d — долговечность подшипника, полученная при испытаниях. H_p — расчетная долговечность подшипника; L, c — опытные коэффициенты, зависящие от качества стали.

С точки зрения прогнозирования надежности представляет определенный интерес получение зависимости, связывающей величину \bar{H} с характеристикой качества стали и коэффициентом трения в контакте тел качения с кольцом подшипника.

Рассматривается роликовый подшипник качения с короткими цилиндрическими роликами. Случай отказа — усталостное выкрашивание внутреннего кольца. Причина появления питтинга — приведенные поверхностные напряжения в зоне контакта наиболее нагруженного ролика с внутренним кольцом [1]. Надежность определяется с 90% доверительной вероятностью.

Величина приведенных поверхностных напряжений на основе контактно-гидродинамического решения Кодвира [2] и кри-

терия прочности Кудрявцева [3] выражается в виде [4]:

$$\tau_{\text{пр}} = k_{0 \text{ max}} [0,2(1 - 4\eta) + f], \quad (5)$$

где $\tau_{\text{пр}}$ — приведенные поверхностные напряжения; $k_{0 \text{ max}}$ — максимальное гидродинамическое давление в слое смазки между роликом и кольцом; η — коэффициент неравнопрочности, характеризующий качество стали; f — коэффициент трения между роликом и кольцом.

Расчетная долговечность подшипника [5]:

$$H_p = \frac{A_p}{\sigma_{\text{max}}^m}, \quad (6)$$

Анализ экспериментов показывает, что действительная долговечность связана с $\tau_{\text{пр}}$ зависимостью:

$$H_d = \frac{A_\tau}{\tau_{\text{пр}}^m}, \quad (7)$$

где A_p , A_τ — постоянные подшипника; σ_{max} — максимальное напряжение по Герру; $m = 6,67$ для линейного контакта.

Полагая $k_{0 \text{ max}} = \sigma_{\text{max}}$ найдем:

$$\bar{H} = A \left[\frac{1}{0,2(1 - 4\eta) + f} \right]^m, \quad (8)$$

$A = \frac{A_\tau}{A_p}$ — постоянная подшипника.

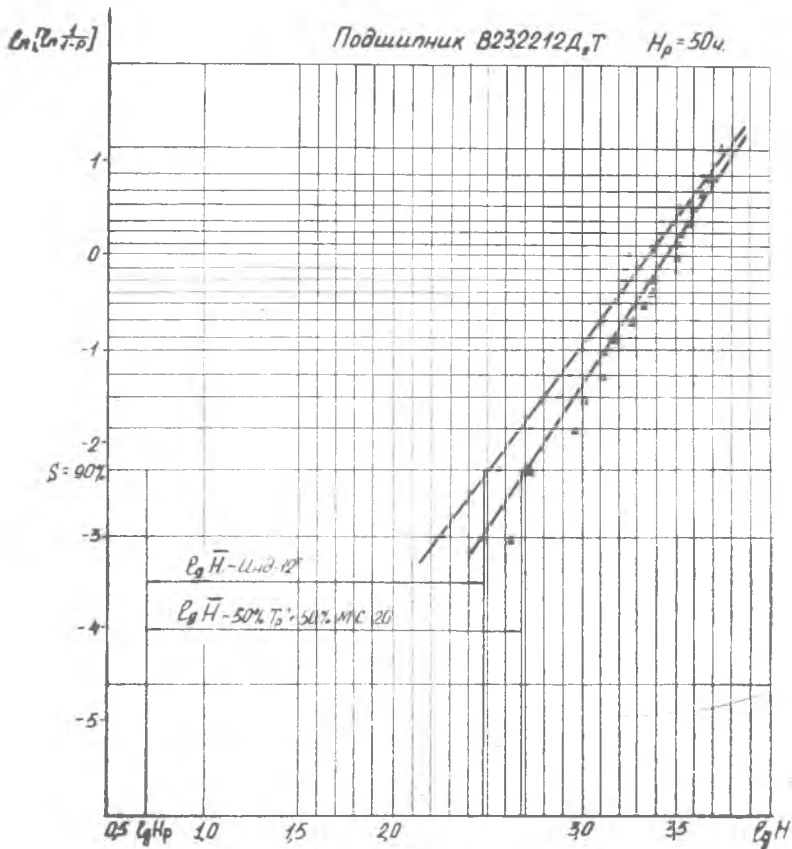
Подставляя \bar{H} в (4), получим:

$$\frac{1}{S} = \exp \left\{ \frac{[0,2(1 - 4\eta) + f]}{F} \right\}^{cm} \quad (9)$$

$F = AL^c$ — постоянная.

Выражение (9) является уравнением связи надежности подшипника с величиной « η », характеризующей качество стали, и с коэффициентом трения f , являющегося сложной функцией нагрузки, скорости, параметров масла и толщины слоя смазки в контакте.

С целью исследования влияния f на долговечность и надежность подшипников Куйбышевским авиационным институтом совместно с 4ГПИЗ были проведены стендовые испытания двух партий подшипников В2 32 212 Д2Т по 20 шт. в каждой партии, изготовленных из стали одной плавки. Одна партия испытывалась на маслосмеси 50% «Трансформаторное» масло и 50% масло МС-20, вторая — на масле «Индустриальное-12». Для каждой партии были построены диаграммы Вейбулла (рис. 2) и найдены \bar{H} по методике [6]. Надежность подшип-



ника при работе на разных маслах определялась по графику на рис. 3 из работы [7]. Результаты испытаний и обработка приведены в табл. 1.

Таблица 1

Масло	Q кг	n_B об/мин	H_p час	η	$f \cdot 10^3$	\bar{H}	S %
«Индустриальное-12»	1923	5000	50	0,232	1,755	5,5	98,5
50% Тр + 50% МС-20					1,35	6,6	98,8

где Q — нагрузка на подшипник; n_B — обороты вала.

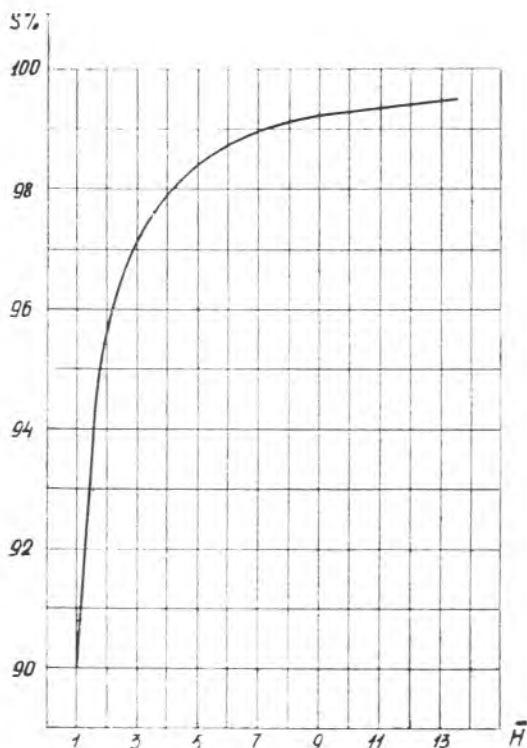


Рис. 3.

Влияние « f » на надежность в другом режиме работы можно определить путем совместного решения уравнения (8) для двух режимов:

$$\bar{H}_j = \bar{H}_0 \left[\frac{0,2(1 - 4r_1) + f_0}{0,2(1 - 4r_1) + f_j} \right]^m, \quad (10)$$

$\bar{H}_{ст}$ — стендовый режим работы подшипника с известным, j — заданный режим работы подшипника, в котором требуется определить \bar{H}_j .

В качестве заданного режима работы подшипника В232212Д2Т был взят режим с $H_p = 4600$ ч. Подшипник работал на тех же маслах, что и в режиме стендовых испытаний (см. табл. 1).

В исследуемом режиме на стенде замерялась температура подшипника, коэффициент трения определялся контактно-гидродинамическим расчетом с использованием методики рас-

чета проскальзывания [8] на машине М-20. Результаты расчета даны в табл. 2.

Таблица 2

Масло	Q кг	n_B об/мин	H_p час	η	$f \cdot 10^3$	\bar{H}_j	S %
«Индустриальное-12»	500	5000	4600	0,232	3,175	3,298	97,3
50% Тр + 50% МС-20					4,71	1,85	95,3

Результаты, приведенные в табл. 1 и 2, показывают, что с целью повышения надежности нужно подбирать масла, обеспечивающие возможно меньший коэффициент трения в заданном режиме работы.

Оценка влияния коэффициента неравнопрочности на надежность работы подшипника В232212Д2Т может быть сделана расчетным путем в рассмотренных режимах работы. Меняя значение « η », при тех же « f » по уравнению (10), можно определить величины \bar{H} (табл. 3).

Таблица 3

Масло	H_p час	$f \cdot 10^3$	$\eta = 0,228$		$\eta = 0,232$		$\eta = 0,236$	
			\bar{H}	S %	\bar{H}	S %	\bar{H}	S %
«Индустр.-12»	50	1,755	1,73	94,5	5,5	98,5	16	99,5
50% Тр + 50% МС-20		1,35	1,90	95,5	6,6	98,8	27,4	99,5
«Индустр.-12»	4600	3,175	1,065	90,5	3,298	97,3	10,8	99,3
50% Тр + 50% МС-20		4,71	0,48	90	1,85	95,3	5,74	98,7

Из табл. 3 видно, что коэффициент неравнопрочности существенно влияет на долговечность и надежность работы подшипника.

ВЫВОДЫ

1. Частым случаем отказа роликовых подшипников в работе является усталостное выкрашивание беговой дорожки внутреннего кольца. Причиной питтинга следует считать приведенные поверхностные напряжения в зоне контакта наиболее нагруженного ролика с внутренним кольцом.

2. Контактно-гидродинамический расчет позволяет определить долговечность подшипника в заданном режиме работы как функцию коэффициента неравнопрочности стали и коэффициента трения в виде количества расчетных норм (уравнение 10) и дает возможность оценить влияние качества стали и коэффициента трения на надежность работы подшипника (уравнение 9).

3. Результаты обработки испытаний подшипника В232212Д2Т показывают, что оптимальный выбор смазки эквивалентен улучшению качества материала подшипника. С целью повышения надежности следует выбирать смазку, обеспечивающую возможно меньший коэффициент трения, и повышать коэффициент неравнопрочности подшипниковой стали.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пинегин С. В. Контактная прочность в машинах. Машгиз, 1965.
2. Коднир Д. С. Контактно-гидродинамическая теория смазки. Куйбышевское книжное издательство. 1963.
3. Кудрявцев И. В. Внутренние напряжения как резерв прочности в машиностроении. Машгиз. 1951.
4. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. Справочник. Машгиз. 1959.
5. Методика расчета долговечности и надежности скоростных подшипников, применяемых в приборостроении. ВНИПП. Москва. 1968.
6. Спицын Н. А. Обеспечение 100% надежности подшипников качения. Труды ВНИПП. 1967.
7. Harris T. A. An analytical method to predict Skidding in high speed roller bearings. ASLE. Trans. 1966, 9, N 3.