

В.П. Савчук

Херсонская государственная морская академия

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАРАБОТКИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК, СООТВЕТСТВУЮЩЕЙ ЗАДАННОЙ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ

В работе предложена усовершенствованная методика определения долговечности подшипниковых узлов судовых энергетических установок, которая позволяет рассчитывать вероятность безотказной работы подшипников скольжения, работающих в условиях качения с проскальзыванием. Предложено ввести параметр коэффициента вариации нагрузки, который основывается на расчете максимальных напряжений в материале подшипника σ_{max} (протяженности угла контакта φ_0) при известных условиях нагружения (сила F , крутящий момент $M_{кр}$ и частота вращения ν).

Ключевые слова: подшипник скольжения, вероятность безотказной работы, квантиль, интенсивность изнашивания, коэффициент вариации.

Введение. Подшипники скольжения, работающие в составе зубчатых передач агрегатов судовых энергетических установок (СЭУ), характеризуются особыми режимами эксплуатации. В режиме свободного вращения зубчатые колеса не передают крутящий момент и свободно вращаются на валу. Подшипники при этом не нагружены радиальным усилием. Так, при передаче крутящего момента зубчатое колесо, посредством муфт различной конструкции, приобретает жесткую кинематическую связь с валом, на котором оно установлено. В результате подшипник принимает радиальную нагрузку, создаваемую условиями зубчатого зацепления, но без режима скольжения. Однако при этом существует проскальзывание между рабочими поверхностями подшипника, вследствие контакта тел с разными радиусами кривизны.

При качении со скольжением тел, не установлено влияние скорости скольжения на толщину смазочного слоя, поскольку трудно построить теоретическую модель, учитывающую одновременно влияние скорости качения и скольжения на формирование и разрушение смазочного слоя. Практика и лабораторные исследования реальных механизмов и физических моделей показывают существенное влияние скорости скольжения на износ трущихся тел в смазочной среде, а, следовательно, и на толщину смазочного слоя. Таким образом, общеизвестные расчетные зависимости имеют ограниченное применение для реальных процессов (малые скорости, кинематически чистое качение).

Подшипники скольжения, работающие в условиях качения с проскальзыванием, мало изучены и описаны в технической литературе. Поэтому при проектировании таких узлов конструкторы пользуются расчетными зависимостями, которые не учитывают реальные условия напряжено-деформированного состояния контактирующих материалов. Принятие решений о геометрических параметрах узла, выбора материалов трибосопряжения, способа подвода и типа применяемой смазки, а так же других параметров, влияющих на долговечность подшипников, в основном положено на опыт и интуицию конструкторов.

Анализ публикаций. В работах основоположника теории термоупругогидродинамической смазки машин (ТУГДС) проф. Ф. П. Снеговского [1, 2] указывается необходимость создания теории и методики инженерного расчета, учитывающих взаимосвязь основных рабочих параметров: зазора, дуги контакта, распределения температур и давлений, конструкцию и материал. При решении контактных задач в трибосопряжении «шип-подшипник» необходимо «найти при известных радиусах кривизны шипа (r) и подшипника (R), имеющих относительный зазор (ψ) и показатели физико-механических характеристик материалов (μ и E) взаимосвязь между приложенным к трибосистеме усилию и углом контакта в пределах упругой деформации». Приближенное решение задачи о распределении контактных напряжений в упругих телах, ограниченных цилиндрическими поверхностями, «радиусы которых почти равны», впервые было получено И.Я. Штаерманом [3], для случая одинаковых упругих свойств контактирующих материалов при отсутствии трения в области контакта. В более поздних исследованиях получены

приближенные решения этой задачи при различных упругих свойствах материалов вала и втулки [4]. Частные решения основного интегродифференциального уравнения в точной постановке было получено в элементарных функциях в работе [5]. Для предварительной оценки максимальных давлений в подшипниках скольжения используют решение плоской статической задачи нагружения узла без учета смазки. Величина деформации в подшипниках скольжения характеризуется шириной контакта b или углом контакта $2\varphi_0$. Определение этих величин затруднено, так как контактируют тела, ограниченные цилиндрическими поверхностями, радиусы которых почти равны.

На сегодняшний день одной из самых перспективных методик инженерного расчета параметров надежности подшипниковых узлов есть методика, предложенная проф. Д.Н. Решетова [6]. Но в представленный метод не может быть полностью применим для расчета подшипников скольжения, работающих в условиях качения с проскальзыванием.

Цель исследования. Разработка метода инженерного расчета долговечности подшипников скольжения СЭУ, работающих в условиях качения с проскальзыванием.

Результаты исследования. В качестве примера приведен расчет параметров вероятности безотказной работы подшипникового узла шестерни главного судового редуктора.

Значение наработки узла определяется с помощью квантилей нормированного нормального распределения u_p :

$$t = m_i + u_p \cdot S_i \quad (1)$$

В нашем случае вероятность безотказной работы будет зависеть от определённых при помощи экспериментальных и статистических исследований параметров:

- температуры подаваемой смазки и средней температуры узла;
- монтажного (относительного) зазора;
- средней интенсивности изнашивания (с учётом значения средневзвешенной радиальной нагрузки);
- режимов работы узла (частоты вращения узла и передаваемого им крутящего момента).

При исследовании долговечности подшипникового сопряжения, работающего в условиях качения с малым проскальзыванием, принимаем допущение о том, что процесс изнашивания происходит только во время передачи крутящего момента шестерней, в которую установлен подшипник. В качестве параметра, оказывающего влияние на долговечность узла, используем максимальные давления p_{\max} , развивающиеся в материале подшипника с учётом изменяющегося зазора в процессе изнашивания. В качестве исходных данных принимаем:

- твёрдость металлокерамики марки Па-ЖГрДМс (подшипник) согласно ГОСТ 26802-86 составляет НВ 195...335 ед.;
- твёрдость стали 18ХГТ (шип) ГОСТ 4543-71 после нитроцементации рабочей поверхности составляет НВ 555...640 ед.;
- коэффициент трения применяемой металлокерамики по термообработанной стали в условиях граничной смазки варьируется в диапазоне $f=0,08...0,12$;
- нормируемый интервал наработки узла $t=8$ тыс. час.

Для определения вероятности безотказной работы подшипникового сопряжения при известном среднем значении интенсивности изнашивания \bar{I} и её коэффициент вариации v_I , необходимо определить квантиль нормального распределения u_p . В соответствии с [6] квантиль нормального распределения для трущихся поверхностей, и в частности исследуемых подшипников, определяется как:

$$u_p = -\frac{\bar{n}-1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{\Delta}^2 + v_I^2}}, \quad (2)$$

где $v_{\Delta} = S_{\Delta} / 2\bar{\Delta}$ – коэффициент вариации зазора в подшипнике;

$2\bar{\Delta} = 2\Delta_{\text{пред}} - 2\bar{\Delta}_{\text{нач}}$ – среднее значение допустимого износа сопряжения, мм. На основании установленного предельно допустимого значения диаметрального зазора $2\Delta_{\text{пред}}=0,5$ мм при среднем значении начального зазора $2\Delta_{\text{нач}}=0,135$ мм значение $2\bar{\Delta}$ составит $2\bar{\Delta}=0,5-0,135=0,365$ мм;

S_{Δ} – среднее квадратическое отклонение начального зазора, мм. Если рассматривать изнашивание подшипника скольжения без существенного искажения формы, то $S_{\Delta} = \sqrt{S_n^2 + S_e^2}$, где S_n и S_e – средние квадратическое отклонения диаметров подшипника и вала, принимаемые равными шестой части соответствующих допусков, мм; \bar{n} – условный коэффициент запаса по износу определяется как отношение среднего значения допустимого износа Δ к действительному:

$$\bar{n} = \frac{2\bar{\Delta}}{(\bar{I}_1 + \bar{I}_2) \cdot t} = \frac{365}{(25 + 6,9) \cdot 8} = 1,43,$$

где \bar{I}_1 и \bar{I}_2 – среднее значение износа за наработку $t=8$ тыс. час.

Тогда,

$$S_{\Delta} = \sqrt{\left(\frac{0,05}{6}\right)^2 + \left(\frac{0,03}{6}\right)^2} = \sqrt{6,944 \cdot 10^{-5} + 2,5 \cdot 10^{-5}} = 9,72 \cdot 10^{-3} \text{ мм},$$

и $v_{\Delta} = 9,72 \cdot 10^{-3} / 0,365 = 0,0266 \text{ мм}$.

Интенсивность изнашивания определяется по выражению:

$$I = k \frac{p^m \cdot f^n}{H^l}, \quad (3)$$

где k – коэффициент пропорциональности;

p – давление на материал подшипника, Па;

f – коэффициент трения;

H – твёрдость материала, выраженная в единицах НВ;

m , n и l – показатели степени, зависящие от влияния смазки, термообработки деталей и др.

Это позволяет выразить коэффициент вариации интенсивности изнашивания v_I через коэффициенты вариации давления v_p , коэффициента трения v_f и твёрдости v_H :

$$v_I = \sqrt{(m \cdot v_p)^2 + (n \cdot v_f)^2 + (l \cdot v_H)^2}. \quad (4)$$

Считая, что среднее квадратическое отклонение равно шестой части допуска, получаем:

– коэффициент вариации твёрдости металлокерамической втулки (подшипника) $v_{H2}=0,088$;

– коэффициент вариации твёрдости стальной втулки (шейки вала) $v_{H1}=0,024$;

– коэффициент вариации коэффициента трения $v_f=0,067$.

Коэффициент вариации твёрдости деталей определяется по выражению:

$$v_H = \sqrt{\left[\left(\frac{\bar{H}}{\bar{H}_1}\right) v_{H1}\right]^2 + \left[\left(\frac{\bar{H}}{\bar{H}_2}\right) v_{H2}\right]^2}, \quad (5)$$

где \bar{H} – среднее значение параметра твёрдости, определяемое как

$$\bar{H} = \frac{2 \cdot \bar{H}_1' \cdot \bar{H}_2'}{\bar{H}_1' + \bar{H}_2'} = \frac{2 \cdot 265 \cdot 600}{265 + 600} = 367,6 \text{ ед.}$$

Подставляя полученные значения в (5) производим расчёт коэффициента вариации твёрдости деталей:

$$v_H = \sqrt{\left[\left(\frac{367,6}{265}\right)0,088\right]^2 + \left[\left(\frac{367,6}{600}\right)0,024\right]^2} = \sqrt{0,0149 + 0,00022} = 0,123.$$

Коэффициент вариации эквивалентной нагрузки v_P определяется как произведение двух случайных независимых величин:

$$v_P = \sqrt{v_{P\Delta}^2 + v_{M_{кр}}^2}, \quad (6)$$

где $v_{P\Delta}$ – коэффициент вариации максимального давления p_{max} на подшипник с учётом изменения зазора в сопряжении (в процессе изнашивания);

$v_{M_{кр}}$ – коэффициент вариации крутящего момента, передаваемого узлом, с учётом изменения режимов нагружения.

Используя выражение для определения среднеквадратического отклонения дискретной случайной величины определим значение $S_{M_{кр}}$ используя значения номинальных крутящих моментов, передаваемых первичным валом РК с учётом времени работы каждого диапазона или передачи[7]:

$$S_{M_{кр}} = \sqrt{\sum (M_i - \bar{M})^2 \cdot p_i} = 145,2 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (7)$$

где p_i – вероятность работы агрегата на каждом исследуемом режиме.

Следовательно, коэффициент вариации нагрузки составит:

$$v_{P_{реж}} = S_{M_{кр}} / \bar{M}_{кр} = 145,2 / 906,4 = 0,16.$$

Для определения параметра коэффициента вариации $v_{P\Delta}$ значение среднеквадратического отклонения определим из выражения:

$$S_{P\Delta} = \frac{1}{6} \cdot (p_{max})'_{\Delta} \cdot \bar{\Delta} \quad (8)$$

где $(\sigma_{max})'_{\Delta}$ – частная производная функции σ_{max} по зазору Δ .

Для облегчения расчётов при нахождении частной производной, в качестве параметра, заменяющий зазор Δ используем значение $R_2 - R_1$, причём значение производной определим относительно R_1 , используя предложенную нами зависимость, устанавливающую взаимосвязь между максимальной деформацией материала подшипника (через угол контакта φ_0) и развиваемом в нем максимальном напряжении σ_{max} [8]:

$$\sigma_{max} = \frac{E_2}{1 - \mu_2^2} \frac{\left(\left(\sqrt{R_2^2 - R_1^2 \sin^2 \varphi_0} - R_1 \cos \varphi_0\right) - \Delta\right)}{h(A+1)}, \quad (9)$$

где R_1, R_2 – радиусы вала и подшипника соответственно; E_2, μ_2 – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала подшипника; h – толщина материала подшипника; A – коэффициент, определяемый из выражения:

$$A = \frac{E_1(1 - \mu_2^2) \cdot R_1}{E_2(1 - \mu_1^2) \cdot h}. \quad (10)$$

После преобразований уравнение (9) примет вид:

$$(p_{\max})'_{R_1} = \frac{E_2}{1 - \mu_2^2} \frac{\left(\frac{\bar{R}_1 \sin^2 \varphi'_0}{\sqrt{\bar{R}_2^2 - (\bar{R}_1)^2 \cdot \sin^2 \varphi'_0}} + \cos \varphi'_0 - 1 \right)}{h(A+1)}, \quad (11)$$

где \bar{R}_2 – среднее значение радиуса втулки по чертежу завода-изготовителя, $\bar{R}_2 = 35,045$ мм;

\bar{R}_1 – условно-расчётное значение диаметра вала, отображающее среднее значение износа в сопряжении при условии отсутствия износа втулки. Следовательно, $\bar{R}_1 = \bar{R}_2 - \Delta_{\text{пред}} = 35,045 - 0,25 = 34,795$ мм;

φ'_0 – значение половины угла контакта, определённое при значениях \bar{R}_1 и \bar{R}_2 по выражению:

$$F = \frac{L \cdot E_2}{(A+1) \cdot h} \left(\begin{array}{l} (R_2^2 - R_1^2) \varphi_0 \frac{e^2}{2} \sin 2\varphi_0 - e \sin \varphi_0 \sqrt{R_1^2 - e^2 \cdot \sin^2 \varphi_0} - \\ - R_1^2 \arcsin \left(\frac{e}{R_1} \sin \varphi_0 \right) \end{array} \right). \quad (12)$$

В нашем случае $\varphi'_0 = 0,27$ рад. После нахождения значений \bar{R}_1 , \bar{R}_2 и φ'_0 значение $(p_{\max})'_{R_1}$ составит: $(p_{\max})'_{R_1} = 3,7 \cdot 10^{10}$ Па при $\bar{\Delta} = 0,183$ мм.

Определим значение среднеквадратического отклонения:

$$S_{p_{\Delta}} = \frac{1}{6} \cdot 3,7 \cdot 10^{10} \cdot 0,183 \cdot 10^{-3} = 1,13 \cdot 10^6 \text{ Па}. \quad ($$

Средневзвешенный крутящий момент $\bar{M}_{кр} = 861,9$ Н·м. Этому значению соответствует значение радиальной силы, действующей на подшипник $F = 5,5$ кН.

Поскольку среднему значению приложенной радиальной нагрузки $\bar{F} = 5,5$ кН и среднему значению зазора $2\bar{\Delta} = 0,365$ мм соответствуют среднее значение относительного зазора $\bar{\psi} = 0,0052$, среднее значение максимального давления на материал подшипника, рассчитанное по зависимости (12), составляет $\bar{p}_{\max} = 11,0$ МПа.

Следовательно, коэффициент вариации максимального давления p_{\max} на подшипник с учётом изменения зазора в сопряжении $v_{p_{\Delta}}$:

$$v_{p_{\Delta}} = \frac{1,13 \cdot 10^6}{11,0 \cdot 10^6} = 0,1$$

Подставляя известное значение $v_{p_{\Delta}}$ в (6) значение v_p составит: $v_p = \sqrt{0,16^2 + 0,1^2} = 0,188$. Подставляя полученные значения в (4), получим:

$$v_l = \sqrt{(2 \cdot 0,188)^2 + (1 \cdot 0,123)^2 + (1 \cdot 0,067)^2} = 0,4.$$

Определим квантиль нормального распределения, подставляя расчётные значения в (2):

$$u_p = -\frac{1,43 - 1}{\sqrt{1,43^2 \cdot 0,0266^2 + 0,4^2}} = -\frac{0,43}{0,4} = -1,075.$$

Используя табличные данные для определения вероятности безотказной работы, по значению имеющегося квантиля нормированного нормального распределения установили, что ВБР исследуемого узла при наработке 8 тыс. часов составляет $P(8)=0,86$. Это значение вероятности безотказной работы хорошо согласуется со значением, полученным на основании статистического исследования ($P(8)=0,84$). Разница в полученных результатах составляет не более 3%.

Для оценки влияния на параметр ВБР изменения сборочных зазоров подшипника произведём расчёт значения квантиля нормированного нормального распределения u_p . Все полученные расчётные значения базового (по технической документации) и изменённых вариантов заносим в табл. 1.

Таблица 1

Расчёт показателей для определения значений квантиля нормированного нормального распределения u_p подшипникового узла при различных значениях сборочных и предельных зазоров

Вариант	Зазор в подшипнике S, мм			v_{Δ}	n	v_H	v_f	v_P	v_I
	S_{max}	S_{min}	$S_{пред}$						
1	0,175	0,095	0,5	0,026	1,43	0,123	0,067	0,188	0,40
2	0,130	0,090	0,3	0,051	1,10	0,123	0,067	0,190	0,40
3	0,130	0,090	0,5	0,012	2,23	0,123	0,067	0,230	0,48

Подставляя полученные значения в выражения (4) а затем в (2) получаем значения квантилей нормированного нормального распределения u_p . Воспользовавшись табличными значениями функции Лапласа $\Phi(u_p)$ определяем значения вероятности безотказной работы при различной наработке t подшипника скольжения, соответствующей определённому значению износа I_i . Расчётные значения заносим в табл. 2

Таблица 2

Данные расчёта вероятности безотказной работы подшипника скольжения при различных значениях наработки t

Износ I_i мм	1 вариант			2 вариант			3 вариант		
	Наработка t , тыс. час.	Квантиль u_p	ВБР $P(t)$	Наработка t , тыс. час.	Квантиль u_p	ВБР $P(t)$	Наработка t , тыс. час.	Квантиль u_p	ВБР $P(t)$
0	0	—	1,00	0	—	1,00	0	—	1,00
0,05	2,5	-15,75	1,00	3,0	7,00	1,00	3,0	14,17	1,00
0,10	4,3	-6,63	1,00	5,2	2,25	0,98	5,2	6,04	1,00
0,15	5,9	-3,58	1,00	7,0	0,66	0,74	7,0	3,33	0,99
0,20	7,1	-2,06	0,98	8,5	-0,13	0,45	8,5	1,98	0,97
0,25	8,2	-1,15	0,87	9,8	-0,60	0,28	9,8	1,17	0,87
0,30	9,0	-0,54	0,71	10,8	-0,92	0,18	10,8	0,63	0,73
0,35	9,8	-0,11	0,56	11,6	-1,14	0,12	11,6	0,24	0,58
0,40	10,4	0,22	0,46	12,3	-1,31	0,08	12,3	-0,05	0,48

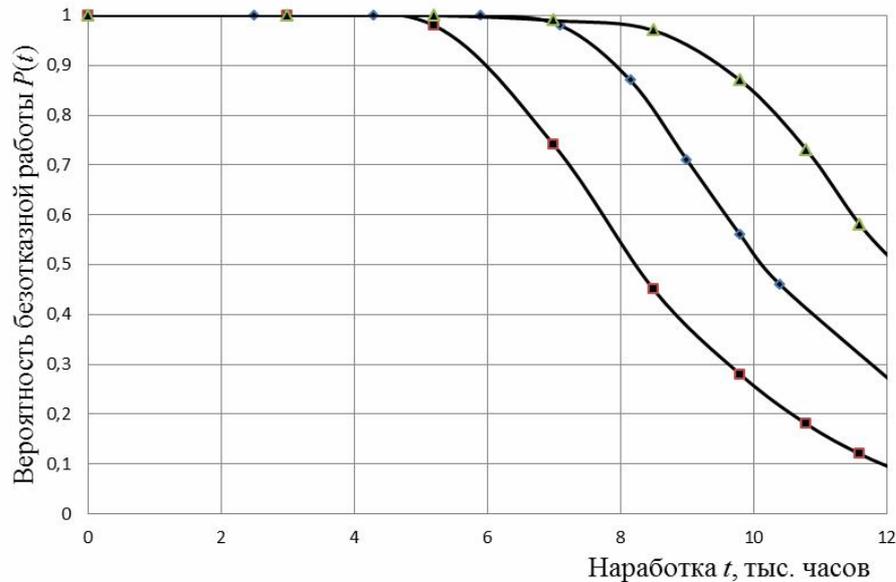


Рис. 1. – Зависимость ВБР подшипника скользяння от времени работы узла t при различных сборочных и предельных зазорах: ◆ – $2\Delta_{\text{пред}}=0,5$ мм, $2\Delta_{\text{нач}}=0,135$ мм; ■ – $2\Delta_{\text{пред}}=0,3$ мм, $2\Delta_{\text{нач}}=0,11$ мм; ▲ – $2\Delta_{\text{пред}}=0,5$ мм, $2\Delta_{\text{нач}}=0,11$ мм.

Выводы.

1. Усовершенствована методика расчета долговечности подшипников скользяння, предложенная проф. Д.Н. Решетовым. Предложено ввести параметр коэффициента вариации нагрузки v_p , который основывается на расчете максимальных напряжений в материале подшипника σ_{max} (протяженности угла контакта φ_0) при известных условиях нагружения (сила F , крутящий момент $M_{\text{кр}}$ и частоты вращения ν).

2. На примере расчетного узла показана возможность увеличения ресурса подшипника скользяння шестерни главного судового редуктора за счет изменения монтажных зазоров. Полученные результаты демонстрируют увеличение ресурса на 1,5 тыс. часов при значении ВБР=90% и при изменении начального радиального зазора $\Delta_{\text{нач}}$ на 0,025 мм.

3. Разница, между полученными результатами ВБР и результатами статистической обработки составляет не более 3%.

1. Снеговский Ф.П. Теория и практика смазки машин, развитие, перспективы / Ф.П. Снеговский // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: междунар. сб. науч. трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – Вып. 13. – С. 180-186.
2. Снеговский Ф.П. Машиностроению новейший мониторинг / Ф.П. Снеговский // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: VIII междунар. науч.-техн. конф., 10-16 сентября 2001 г.: сборник трудов. – Донецк, 2001. – С. 167-171.
3. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости / Илья Яковлевич Штаерман. – М.-Л.: Гостехиздат, 1949. – 147 с.
4. Гірлицький Д.В. Тиск жорсткого циліндра на внутрішню поверхню кругової циліндричної порожнини в анізотропному тілі / Д.В. Гірлицький // ДАН УРСР. – 1954. – №3. – С. 216-218
5. Панасюк В.В. Определение контактных напряжений при внутреннем соприкосновении цилиндрических тел / В.В. Панасюк, М.И. Теплый // Прикладная механика. – 1971. – Т. 8, Вып. 7. – С. 8-14.
6. Решетов Д.Н. Надежность машин / [Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев]; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.
7. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов / Валерий Георгиевич Кухтов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с.
8. Кухтов В.Г. Исследование рабочих параметров опор скользяння автотракторных трансмиссий / В.Г. Кухтов, В.П. Савчук // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2005. – №29. – С. 270-274.