

10.31653/smf49.2024.54-68

Кривий М.О.

Національний університет «Одеська морська академія»

ВДОСКОНАЛЕННЯ КРИТЕРІЇВ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. На безаварійну роботу суднового пропульсивного комплексу суттєво впливають процеси, які відбуваються в підшипниках ковзання суднових енергетичних установок (СЕУ). Для моніторингу і діагностики безаварійної роботи підшипників ковзання використовують різні критерії, які ґрунтуються на їх фізико-технічних параметрах. Тому розвиток таких критеріїв є складною теоретичною і важливою практичною проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню процесів, які відбуваються в підшипниках ковзання, в тому числі, суднового пропульсивного комплексу присвячено багато робіт [1 - 22], в яких порушено різні аспекти вказаної проблеми. Зокрема, в роботах [1 - 7] викладенні теоретичні основи і математичні моделі, які описують роботу пар ковзання. В роботі [8] отримані чисельні розв'язки задачі про змішане змащення підшипника кормового гвинтового валу судна із урахуванням кавітації і прогину валу. В роботі [9] експериментально досліджено вплив тертя-ковзання при малих обертах чотирьох різних підшипників ковзання кормового валу гребного гвинта. В роботі [10] методами традиційної теорії гідродинамічного мащення досліджено поведінку масляного шару в парі ковзання, отримані залежності коефіцієнта навантаження і гідродинамічного тиску від ексцентриситету та радіального зазору. В статті [11] запропоновано підхід до моніторингу процесу мащення підшипника ковзання дизелів на основі контактного потенціалу поверхонь цапфи і втулки. В статті [12] розвивається підхід до розрахунку контактного тиску та зони контакту в парах ковзання суднових дизелів, який базується на фундаментальних розв'язках теорії пружності. В роботах [13-19] запропоновано підхід до визначення інтегральних характеристик і параметрів мастильного шару підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із урахуванням неньютонівського характеру поведінки мастил. Зокрема, в роботах [13-16] визначений

розподіл питомого тиску і значення максимального тиску в мастильному шарі для неньютонівських мастил, в роботі [17] побудовані нові математичні моделі для визначення характерних кутів пари ковзання мастильного шару, таких як кутів початку і кінця робочої зони, кута максимального тиску, кута відхилення лінії центрів. В роботі [18] отримана нова зручна в застосуванні математична моделі безрозмірного коефіцієнту навантаження і запропоновано критерій існування мастильного шару в парі ковзання для неньютонівських мастил.

В роботах [5, 6] описаний критерій Зоммерфельда для визначення характеристик підшипника ковзання при яких напврідинне тертя-ковзання переходить в рідинне. Але значень числа Зоммерфельда, яке використовується в указаному критерії наведено мало і вони не охоплюють весь діапазон зміни параметрів підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу. Це суттєво ускладнює використання критерію Зомерфельда на практиці. Усуненню цього недоліку і присвячена дана робота.

Постановка завдання. Завданням даного дослідження є побудова ефективної і зручної в застосуванні математичної моделі для критерія Зомерфельда для визначення граничних режимів роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу.

Виклад основного матеріалу дослідження.

До моніторингу і прогнозу довговічності роботи підшипників ковзання, які працюють в режимах близьких до граничних, в першу чергу застосовують критерій *по максимальному навантаженні*. Оскільки цапфа (вал) виготовляються із більш міцних матеріалів, в якості міри міцності вибирається середнє питоме навантаження p_{sr} на втулку або на її антифрикційне покриття, яке не повинно перевищувати гранично можливого середнє значення $[p_{sr}]$:

$$p_{sr} \leq [p_{sr}], \quad (1)$$

де $p_{sr} = \frac{P}{2R_1L}$ – середнє питоме навантаження, R_1 і L відповідно його радіус і довжина цапфи. Значення $[p_{sr}]$ визначається експериментально для різних матеріалів [5, 6].

Широкє застосування в якості критерія отримав *навантажувально-швидкісний фактор (параметр) pv_o* , де $v_o \left[\frac{M}{C} \right]$ – швидкість ковзання (або колова швидкість цапфи). Цей параметр в деякій мірі

визначає тепловиділення в парі ковзання, її зношування і можливість адгезійних пошкоджень. Під час обертання цапфи робота сили тертя призводить до тепловиділення, інтенсивність якого q можна подати так

$$q = f \cdot p_{sr} v_o \quad (2)$$

де f – коефіцієнт механічного тертя в парі ковзання. Якщо вважати коефіцієнт тертя сталим при напіврідинному і напівсухому терті-ковзанні при усталених режимах роботи, то тепловиділення буде визначатись фактором $p_{sr} v_o$. Отже, можна вважати, що нормальний режим тертя-ковзання буде відбуватись при наступній умові

$$p_{sr} v_o \leq [p_{sr} v_o] \quad (3)$$

$[p_{sr} v_o]$ – допустиме значення *навантажувально-швидкісний фактору*, який визначається експериментально [5, 6] для матеріалів вкладаща (втулки).

При застосуванні наведених вище критеріїв відбувається також моніторинг швидкості обертання цапфи:

$$v_o \leq [v_o] \quad (4)$$

Максимально допустимі значення $[v_o]$ визначаються також експериментально (див. наприклад [5, 6])

Більш надійними результати розрахунку працездатності підшипника ковзання можна отримати, якщо в критеріях (1), (3) використувати замість середнього питомого навантаження p_{sr} , *максимальне* питоме значення p_{max} . Тоді критерії (1), (3) можна переписати так

$$p_{max} \leq [p_{max}], \quad (5)$$

$$p_{max} v_o \leq [p_{max} v_o] \quad (6)$$

Максимально допустимі значення $[p_{max}]$, $[p_{max} v_o]$ приймається на 40-50 % більшими відповідних значень $[p_{sr}]$ і $[p_{sr} v_o]$.

Критерії (1), (3) – (6) широко використовуються на першому етапі моніторингу і перевірки надійності підшипників ковзання при режимах сухого, напівсухого і напіврідинного тертя-ковзання. Однак, при наявності масляного шару, тобто при рідинному терті-ковзанні трибологічні процеси в парах ковзання носять інший характер, виникають гідродинамічні сили, які кардинально змінюють процеси зношування і впливають на довговічність роботи трибологічної системи. Тому моніторинг і критерії довговічності роботи підшип-

ників ковзання носять інший характер, вони враховують конструктивні особливості підшипників ковзання і в'язкісні характеристики мастил.

Наявність мастильного шару при рідинному терті-ковзанні, одночасно призводить до виникнення гідродинамічного спротиву обертанню цапфи, який обумовлений внутрішнім тертям між частинками рідни і спричинений її в'язкістю. Спротив руху цапфи, яка обертається із швидкістю ω_0 , буде чинити сила в'язкого гідродинамічного зсуву мастильного шару, яку в системі координат, пов'язаній із нормаллю і дотичною до цапфи, можна подати так: $\vec{F}_T = (0; F_T)$. Величина $F_T = F_T(y)$ може змінюватись по товщині масляного шару ($y \in [0; h]$, $h = h(\varphi)$ – товщина масляного шару при куті φ), і може бути подана через зсувні напруження $\tau_\varphi(\varphi, y)$ в мастильному шарі:

Згідно закону Ньютона зсувне напруження в мастильному шарі τ_φ при обертанні цапфи пропорційні градієнту швидкості по товщині мастильного шару $\frac{dv}{dh}$, і дорівнює

$$\tau_\varphi = \mu \frac{dv}{dh} \quad (7)$$

де $\mu \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right]$ – динамічна в'язкість мастил.

Величину сили тертя по всій робочій поверхні Ω підшипника знайдемо так

$$F_T = \int_{\Omega} \tau_\varphi d\Omega = \int_{\Omega} \mu \frac{dv}{dh} d\Omega. \quad (8)$$

Нехай P – величини радіального навантаження підшипника ковзання, тоді величина:

$$f_T = \frac{F_T}{P} \quad (9)$$

називається коефіцієнтом *гідродинамічного тертя* підшипника ковзання.

Встановлено [3-6], що значення коефіцієнта гідродинамічного тертя f_T залежить від безрозмірної характеристики G_f , яку назива-

ють числом Герсі, яка є оберненою величиною до безрозмірного коефіцієнта навантаженості Φ_p [18], і яку можна подати так

$$G_f = \frac{1}{\Phi_p} = \frac{\mu\omega_0}{p_{sr}\delta_0^2}, \quad (10)$$

$\delta_0 = \delta/R_1$, $\delta = (R_2 - R_1)$ – радіальний зазор пари ковзання, R_2 – радіус підшипника (вкладиша).

Залежність коефіцієнта гідродинамічного тертя від числа Герсі: $f_T = f(G_f)$, можна подати графічно [4 - 7], за допомогою діаграми Герсі-Штрібека (рис. 1). При малих значеннях числа Герсі G_f , тобто, згідно формули (10), при великих значеннях середнього питомого навантаження p_{sr} і малих значеннях кутової швидкості обертання цапфи ω_0 і в'язкості мастил μ , підшипник ковзання працює при напівсухому терті-ковзанні (зона I на рисунку 1). Коефіцієнт тертя в цьому випадку може досягати значень $f_T \approx 0.2 \div 0.3$. При збільшенні характеристики G_f , наприклад за рахунок збільшення швидкості ω_0 або в'язкості μ , в підшипнику ковзання виникає режим напіврідного тертя (зона II на рисунку 1), при цьому коефіцієнт гідродинамічного тертя падає до значень $f_T \approx 0.05 \div 0.10$. При подальшому зростанню числа Герсі в кінці зони II, при критичному значенні G_{f0} , коефіцієнт гідродинамічного тертя досягає мінімуму f_{T0} , який за звичай має значення: $f_{T0} \approx 0.010 \div 0.001$, при цьому підшипник перебуває в граничному режимі тертя-ковзання.

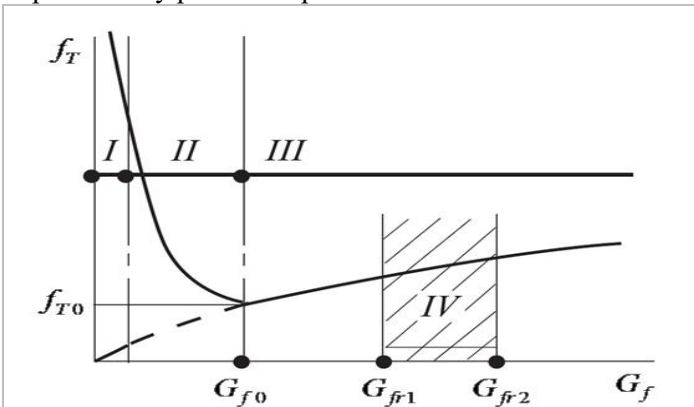


Рис. 1. Діаграма Герсі-Штрібека

Цей режим є найбільш ефективний при роботі суднового підшипника ковзання для нього характерний мінімальний рівень зношування і найменший рівень енергетичних втрат, але він є доволі нестійким і будь які не значні зміни робочих характеристик трибологічної пари можуть призвести до переходу в напіврідинний режим. При подальшому зростанні характеристики $G_f > G_{f0}$, підшипник ковзання переходить в рідинний режим роботи, коефіцієнт гідродинамічного тертя f_T починає при цьому дещо зростати, але при забезпеченні відповідного тепловідведення, цей режим є найбільш прийнятний для роботи підшипника ковзання. При цьому значення числа Герсі робочої зони пари ковзання (зона IV на рисунку 1), повинні задовольняти умові

$$G_{fr2} > G_f > G_{fr1}. \quad (11)$$

де $G_{fr1} \approx 1.5G_{f0}$, $G_{fr2} \approx 2G_{f0}$. Умови (11) забезпечують достатній запас надійності збереження в підшипнику режиму рідинного тертя-ковзання при можливих коливаннях параметрів трибологічної пари.

Одним із основних питань при дослідженні роботи підшипника ковзання є визначення значень характеристик пари ковзання, при яких напіврідинне тертя-ковзання переходить в рідинне і при яких діаграма тертя (рис. 1) досягає мінімуму. Ця проблема вирішується за допомогою *критерію Зоммерфельда*, згідно якому, при

$$\Phi_p < [S_0], \text{ тертя-ковзання рідинне.}$$

$$\Phi_p \geq [S_0], \text{ тертя-ковзання напіврідинне.} \quad (12)$$

Число $[S_0]$ – називається числом Зоммерфельда, яке пов'язане із критичним значенням числа Герсі так

$$[S_0] \approx \frac{1}{G_{f0}}. \quad (13)$$

Число Зоммерфельда $[S_0]$ визначається за допомогою технічних характеристик пари ковзання. Воно залежить від діаметра цапфи $d = 2R_1$, відношення $l_d = L/d$ і відносного радіального зазору δ_0 . Отже, можна вважати що число Зоммерфельда є функцією вказаних параметрів:

$$[S_0] = S_0(d, l_d, \delta_0). \quad (14)$$

Наразі, відомі значення числа $[S_0]$ лише для невеликої комбінації вказаних параметрів (див. наприклад [5, 6]), ці значення наведені в таблицях 1 – 3, і отримані для чистоти обробки поверхні вкладиша не менше $\nabla 8$. Труднощі застосування критерію Зомерфельда пов'язані, насамперед, із невеликою кількістю відомих значень числа $[S_0]$. Причому ці значення не охоплюють весь діапазон зміни технічних параметрів підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, зокрема, корінних і шатунних підшипників СЕУ.

Таблиця 1. Значення $[S_0]$ при відносному зазорі $\delta_0 = 0.001$

l_d	$d[\text{м}]$								
	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.2
0.6	0.28	0.35	0.42	0.52	0.60	0.7	1.0	2.0	3.0
0.8	0.44	0.54	0.67	0.80	0.95	1.1	1.5	2.7	4.0
1.0	0.58	0.72	0.85	1.0	1.2	1.4	1.9	3.4	5.0
1.2	0.70	0.80	1.0	1.2	1.4	1.65	2.2	3.9	6.0

Таблиця 2. Значення $[S_0]$ при відносному зазорі $\delta_0 = 0.002$

l_d	$d[\text{м}]$								
	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.2
0.6	0.42	0.53	0.65	0.80	1.0	1.2	1.7	3.2	5.0
0.8	0.64	0.80	0.95	1.2	1.5	1.75	2.4	4.0	6.0
1.0	0.85	1.0	1.2	1.45	1.75	2.1	2.8	4.7	7.0
1.2	1.0	1.2	1.4	1.7	2.1	2.5	3.3	5.4	8.0

Таблиця 3. Значення $[S_0]$ при відносному зазорі $\delta_0 = 0.003$

l_d	$d[\text{м}]$								
	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.2
0.6	0.65	0.80	1.0	1.3	1.6	1.9	2.6	4.5	6.5
0.8	0.95	1.2	1.4	1.7	2.1	2.4	3.2	5.5	8.0
1.0	1.2	1.4	1.7	2.05	2.4	2.8	3.8	6.3	9.0
1.2	1.4	1.7	2.0	2.4	2.8	3.3	4.4	7.2	10.0

В таблицях 4 і 5 наведені технічні параметри шатунних і корінних підшипників ковзання деяких типів суднових двигунів. Ці параметри суттєво відрізняються від параметрів, для яких в таблицях 1-3 наведені значення числа Зомерфельда. Отже, виникає необхідність отримати нові значення числа Зомерфельда для підшипників СЕУ.

Таблиця 4. Технічні параметри шатунних підшипників ковзання СЕУ

	Двигун	d [м]	L [м]	l_d	$\delta_0 \cdot 10^3$
1	Sulzer 9RTA84C	0.80	0.31	0.3875	0.86 ÷ 1.13
2	Sulzer 7RTA68	0.65	0.29	0.4462	1.11 ÷ 1.54
3	MAN B&W 6S50ME-B	0.65	0.22	0.3385	1.11 ÷ 1.39
4	MAN 12V48/60CR	0.45	0.18	0.4000	1.56 ÷ 2.00
5	Wärtsilä 46F	0.42	0.22	0.5238	1.43 ÷ 1.91
6	Wärtsilä 9L32	0.30	0.15	0.5000	1.67 ÷ 2.33
7	MAN 8L27/38	0.24	0.16	0.6667	2.08 ÷ 2.92
8	Yanmar 6EY22	0.20	0.12	0.6000	2.5 ÷ 3.5
9	MTU 20V4000	0.19	0.11	0.5789	2.63 ÷ 3.68
10	MTU 16V4000 M93	0.18	0.10	0.5556	2.78 ÷ 3.89

Таблиця 5. Технічні параметри корінних підшипників ковзання СЕУ

	Двигун	d [м]	L [м]	l_d	$\delta_0 \cdot 10^3$
1	Sulzer 9RTA84C	0.84	0.34	0.4048	0.71 ÷ 0.95
2	Sulzer 7RTA68	0.68	0.32	0.4706	0.88 ÷ 1.18
3	MAN B&W 6S50ME-B	0.72	0.28	0.3889	0.83 ÷ 1.11
4	MAN 12V48/60CR	0.50	0.23	0.4600	1.00 ÷ 1.4
5	Wärtsilä 46F	0.46	0.25	0.5435	1.09 ÷ 1.52
6	Wärtsilä 9L32	0.32	0.18	0.5625	1.25 ÷ 1.88
7	MAN 8L27/38	0.27	0.18	0.6667	1.48 ÷ 2.22
8	Yanmar 6EY22	0.22	0.15	0.6818	1.82 ÷ 2.73
9	MTU 20V4000	0.21	0.13	0.6190	1.91 ÷ 2.86
10	MTU 16V4000 M93	0.21	0.13	0.5952	1.91 ÷ 2.86

Аналіз даних таблиць 1-3 показує, що із зростанням параметрів l_d і δ_0 відбувається зростання приблизно по лінійному закону значень числа $[S_0]$. Більш суттєвим зростання відбувається при збільшенні діаметра цапфи d і носить приблизно квадратичний характер. Ці міркування дозволяють розширити область визначення функції (14) на весь діапазон зміни її аргументів, і зробити застосовним критерій Зоммерфельда для суднових підшипників ковзання. Для цього, узагальнивши методи регресійного аналізу [20 - 24] на двовимірний випадок, отримаємо для функції (14) наступне подання

$$S_0(d, l_d, \delta_0) = ((2.575l_d + 13.845)\delta_0 \cdot 10^3 + 7.307l_d + 24.159)d^2 + (3.13l_d + 4.073)\delta_0 \cdot 10^3 + 17.4l_d - 9.878)d. \quad (15)$$

Зауважимо, що нормоване значення коефіцієнту кореляції \tilde{R}^2 (R – квадрат) отриманої математичної моделі (15) дорівнює 0.99, а сама кореляційна модель задовольняє усім необхідним умовам адекватності (див. наприклад [18 -23]). Для валідації отриманої математичної моделі критерію Зоммерфельда (15), порівняємо значення, отримані за допомогою сплайн-апроксимації даних таблиць 1-3 і значення, які отримані за формулою (15).

На рисунках 2-4 подані залежності відповідно функцій $S_0(d, 0.6, \delta_0)$ -червона крива, $S_0(d, 0.8, \delta_0)$ -синя крива, $S_0(d, 1, \delta_0)$ -зелена крива, $S_0(d, 1.2, \delta_0)$ -коралова крива від діаметра цапфи d . Точкові чорні лінії на усіх рисунках отримані за допомогою сплайн-апроксимації табличних даних для тих же значень d і l_d . При цьому графіки на рисунку 2 отримані при $\delta_0 = 0.001$, на рисунку 3 при $\delta_0 = 0.002$, на рисунку 4 при $\delta_0 = 0.003$. Наведені результати демонструють відмінну адекватність отриманої математичної моделі (15) і практично повне співпадіння із табличними даними. На рисунку 5 наведені залежності числа Зоммерфельда [S_0] від діаметра цапфи d для технічних характеристик підшипників ковзання СЕУ. Лінії червоного кольору відповідають значенню $l_d = 0.4$, лінії синього кольору значенню $l_d = 0.5$, лінії зеленого кольору значенню $l_d = 0.6$ і лінії чорного кольору значенню $l_d = 0.7$. При цьому суцільні лінії отримані при $\delta_0 = 0.0025$, пунктирні лінії при $\delta_0 = 0.0015$.

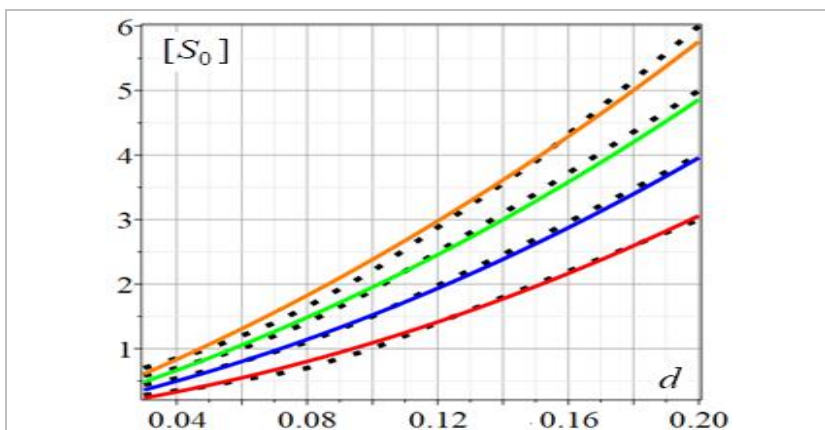


Рис. 2. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, $\delta_0 = 10^{-3}$

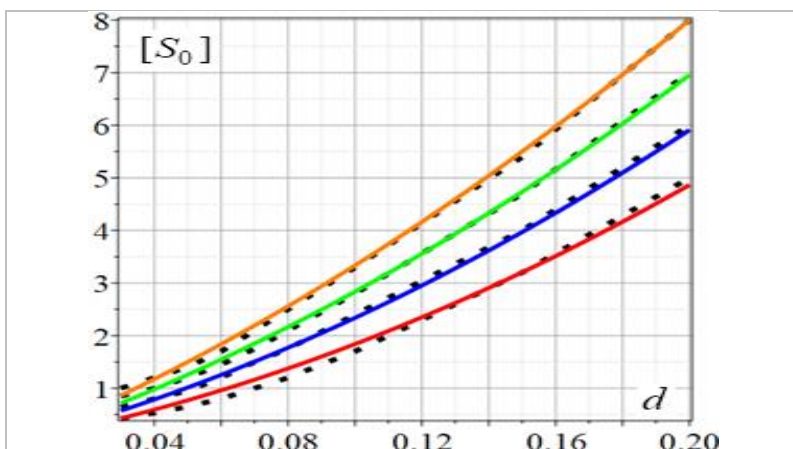


Рис. 3. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, при $\delta_0 = 2 \cdot 10^{-3}$

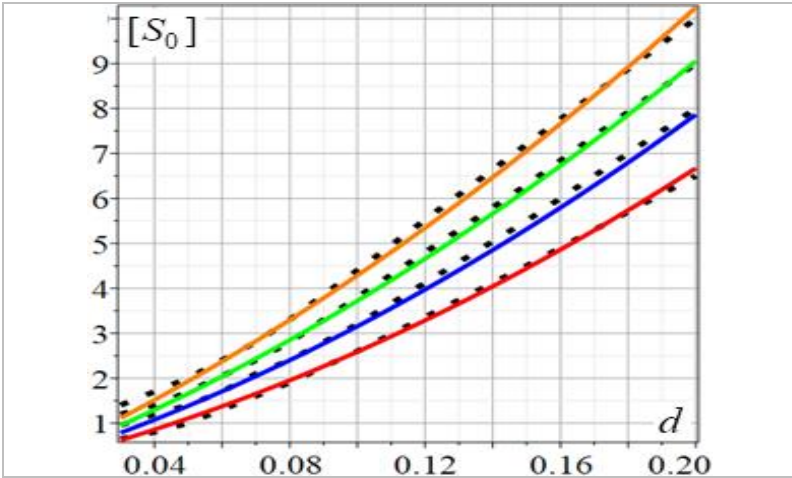


Рис. 4. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, при $\delta_0 = 3 \cdot 10^{-3}$

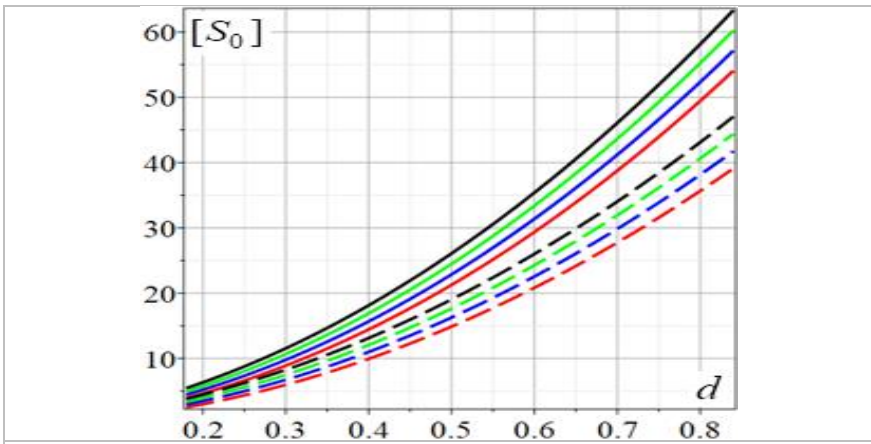


Рис. 5. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, при $\delta_0 = 2.5 \cdot 10^{-3}$,
 $\delta_0 = 1.5 \cdot 10^{-3}$

На рисунку 6 на 3D графіках проілюстровано, як змінюється значення числа Зоммерфельда $[S_0]$ в області зміни технічних параметрів підшипників ковзання СЕУ. Зокрема, поверхня червоного кольору є графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.0007)$, поверхня синього кольору графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.0015)$, поверхня зеленого

кольору графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.002)$ і поверхня фіолетового кольору графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.003)$.

Таблиця 6. Значення числа Зоммерфельда підшипників ковзання СЕУ

	Двигун	$[S_0]$ шатунні ПК	$[S_0]$ корінні ПК
1	Sulzer 9RTA84C	26.778÷30.210	27.459÷31.028
2	Sulzer 7RTA68	20.861÷25.425	21.083÷24.240
3	MAN 12V48/60CR	18.948÷21.888	21.345÷24.541
4	MAN B&W 6S50ME-B	12.584÷14.988	12.457÷15.062
5	Wärtsilä 46F	11.872÷14.291	12.152÷14.709
6	Wärtsilä 9L32	7.239÷9.274	7.157÷9.302
7	MAN 8L27/38	7.033÷9.012	6.726÷8.798
8	Yanmar 6EY22	5.769÷7.574	5.703÷7.631
9	MTU 20V4000	5.462÷7.221	5.154÷7.004
10	MTU 16V4000 M93	5.157÷6.869	5.024÷6.857

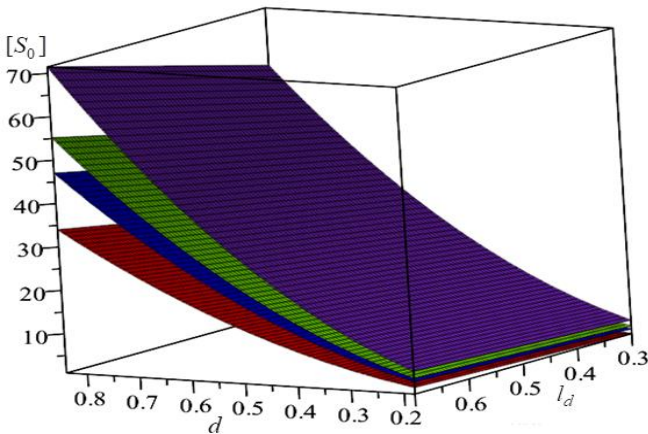


Рис. 6. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, $\delta_0 = 0.7 \cdot 10^{-3}$,
 $\delta_0 = 1.5 \cdot 10^{-3}$, $\delta_0 = 2 \cdot 10^{-3}$, $\delta_0 = 1.5 \cdot 10^{-3}$

В таблиці 6 наведені можливі мінімальні і максимальні значення числа Зоммерфельда для суднових двигунів із таблиці 4, 5 для шатунних і корінних підшипників ковзання

Висновки і перспективи подальших досліджень

Отже, отримана нова зручна в застосуванні математична числа Зоммерфельда. Показано її адекватність і відмінну узгодженість із

існуючими базами даних значень числа $[S_0]$. Це дає можливість застосувати критерій Зомерфельда (12) до підшипників ковзання СЕУ. Зокрема, отримані можливі діапазони зміни числа $[S_0]$ для шатунних і корінних підшипників ковзання основних типів судових двигунів. Встановлено характер зміни числа Зомерфельда в залежності від технічних параметрів підшипників ковзання, зокрема, із збільшенням діаметра цапфи d число $[S_0]$ зростає, воно також зростає, але не так суттєво, при збільшенні відношення l_d . Таким чином, підшипники ковзання СЕУ із більшим діаметром цапфи є більш стійкими до виконання критерію Зомерфельда. Згідно рисунка 6, із збільшенням відносного радіального зазору δ_0 підшипника ковзання значення числа Зомерфельда $[S_0]$ також зростає, але це призводить до збільшення гідродинамічного тертя і підвищенню температури підшипника ковзання.

Так як в критерії Зомерфельда (12) присутній безрозмірний коефіцієнт навантаженості Φ_p , виникає можливість врахувати вплив в'язкістних характеристик мастил [19] на режими роботи підшипника ковзання. Визначення вказаного впливу має важливе значення для вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання судового пропульсивного комплексу.

Перелік використаних джерел

1. Spikes H. A. The half-wetted bearing. Part 1: Extended Reynolds equation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2003. Vol. 217(1). P. 1-14.
2. Spikes H. A. The half-wetted bearing. Part 2: Potential application in low load contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2003. Vol. 217(1). P. 15-26.
3. Deters L. Plain Bearings. In: Mang, T. (eds) *Encyclopedia of Lubricants and Lubrication*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2014.
4. Harnoy A. *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication* (1st ed.), CRC Press, 2002.
5. Jones D.A. Electrohydrodynamic Lubrication Theory. In: *Taylor C. (ed) Engine tribology. Tribology Series*. 1993. Vol. 26. P. 15-50.
6. Szeri A. *Fluid film lubrication*, Cambridge Univ. Press, 1st Ed., Cambridge, U.K., 1998.

7. Hamrock, B.; Schmid, S.; Jacobson, B. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, 2nd Ed., Marcel Dekker Inc, N.Y. 2004.

8. He T., Zou D., Lu X., Guo Y., Wang Z., Li W. Mixed-lubrication analysis of marine stern tube bearing considering bending deformation of stern shaft and cavitation. *Tribology International*. 2014. Vol. 73. P 108-116.

9. Litwin W. Marine Propeller Shaft Bearings under Low-Speed Conditions: Water vs. Oil Lubrication. *Tribology Transactions*. 2019. Vol. 62(5). P. 839–849.

10. Matsushita O., Tanaka M., Kobayashi M., Keogh P., Kank, H. Basics of plain bearings. In: Matsushita O., Tanaka M., Kobayashi M., Keogh P., Kanki H. (eds.) *Vibrations of Rotating Machinery: Vol. 2. Advanced Rotodynamic: Applications of Analysis, Troubleshooting and Diagnosis*, Springer Japan, Tokyo, 2019. P. 19–40.

11. Wan B., Yang J., Sun S. A Method for Monitoring Lubrication Conditions of Journal Bearings in a Diesel Engine Based on Contact Potential. *Appl. Sci*. 2020. Vol. 10. 5199.

12. Сагін С. В., Кривий М. О. Розрахунок контактної тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів. *Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб.* Одеса: НУ "ОМА". 2021. № 27. P. 84 – 92.

13. Сагін С. В., Кривий М. О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у судових енергетичних установках. *Вісник Одеського національного морського університету: Зб. Наук. праць*. 2020. № 2(62). P. 160-170.

14. Кривий М. О., Сагін С. В. Визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання судових дизелів. *Суднові енергетичні установки*. 2021. № 43. P. 18-23.

15. Кривий М. О., Сагін С. В. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в судових енергетичних установках. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*. Одеса, НУ «ОМА». 2019. P. 144 - 148.

16. Кривий М. О., Сагін С. В. Визначення максимального контактної тиску в парах ковзання судових енергетичних установок. *Матеріали XI міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, Одеса: НУ «ОМА». 2021. P. 79-83.

17.Кривий, М. О. Математичні моделі мастильного шару в парах ковзання суднових енергетичних установок. *Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*. Одеса: НУ ОМА. 2023. Р. 118-121.

18.Кривий М. О. Визначення характерних кутів пар ковзання суднових енергетичних установок. *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». 2023. Vol. 47. Р. 32-45.

19.Kryvyi O., Miyusov M. V., Kryvyi M. New mathematical models for the load factor of slip pairs in the ship propulsion system for non-Newtonian lubricants. *Pomorstvo*. 2024. Vol. 38(1). P. 114–125.

20.Kryvyi O., Miyusov M., Kryvyi M. Construction and Analysis of New Mathematical Models of the Operation of Ship Propellers in Different Maneuvering Modes. *Trans Nav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. 2023. Vol. 17 (1). P. 95-102.

21.Kryvyi O., Miyusov M. V., Kryvyi M. Analysis of Known and Construction of New Mathematical Models of Forces on a Ship's Rudder in an Unbounded Flow. Analysis. *Trans Nav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. 2023. Vol. 17(4). P. 831-839.

22.Kryvyi O. F., Miyusov M. V. Mathematical model of hydrodynamic characteristics on the ship's hull for any drift angles, *Advances in Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. Taylor & Francis Group, London, UK. 2019. P. 111-117.

23.Kryvyi O. F., Miyusov M. V. The Creation of Polynomial Models of Hydrodynamic Forces on the Hull of the Ship with the help of Multi-factor Regression Analysis. *8 International Maritime Science Conference. IMSC Budva, Montenegro*. 2019. P. 545-555.

24.Kryvyi O., Miyusov M. V. Construction and Analysis of Mathematical Models of Hydrodynamic Forces and Moment on the Ship's Hull Using Multivariate Regression Analysis. *Trans Nav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. 2021. Vol. 15(4). C. 853-864.