

ЧИСЕЛЬНИЙ МЕТОД МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗНОШУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

Наведено узагальнення методу трибоелементів, який використовується для комп'ютерного моделювання процесів зношування підшипників ковзання. Узагальнено вирази, які поєднують різні випадки контактної взаємодії і взаємного руху елементів опор ковзання. Наведено деякі результати чисельного моделювання для випадків обертального та зворотньо-обертального руху.

Вступ

Важливою складовою проектування машинобудівних конструкцій є розрахунковий аналіз. Методи розрахунків на міцність досить широко використовуються в конструкторській практиці завдяки наявності широкого спектру програмного забезпечення, яке використовує метод скінченних елементів. В той же час темпи використання проектного розрахункового аналізу зносостійкості конструкцій суттєво відстають. При цьому слід враховувати, що найбільш поширеною відмовою машинобудівних конструкцій є зношування вузлів тертя, а не руйнування, внаслідок малої міцності.

Складність розробки і використання розрахункових методів прогнозування ресурсу вузлів тертя по критерію зношування обумовлена наявністю складних різнорідних процесів, які відбуваються на поверхнях тертя і впливу на ці процеси великої кількості взаємопов'язаних факторів, значення яких можуть змінюватися як в часі так і по поверхні контакту. Це призвело до значного відставання в створенні програмних продуктів для проведення розрахункового аналізу зносостійкості вузлів тертя на стадії проектування.

Мета розробки методу трибоелементів – створення чисельного методу, який використовує уніфікований математичний апарат і методологічний підхід для прогнозування ресурсу вузлів тертя з метою використання його як теоретичної основи для розробки систем автоматизованого проектування вузлів тертя, зокрема підшипників ковзання.

1. Основні засади методу трибоелементів

В основу методу покладено ітераційний підхід, який передбачає розгляд ряду дискретних станів, через які проходить підшипник ковзання в процесі функціонування. Стани системи розглядаються через певний проміжок часу, який називається "циклом навантаження". Форма деталей в кожному стані описується масивом векторів дискретних точок поверхні. Закономірності зношування матеріалів, в залежності від найбільш впливових факторів, вважають відомими з експерименту, або можуть бути визначені аналітично. Таким чином, неперервний розвиток процесів, які відбуваються при зношуванні, замінюють квазістатичною розрахунковою моделлю. Чим менше крок, тим точніше розрахункова модель описує процеси, які відбуваються в системі.

Аналіз процесів зношування показує, що зміни, які відбуваються в парах тертя, є стохастичними, а процес зношування в загальному випадку є випадковим процесом. На основі теоретичного опрацювання значного експериментального матеріалу, було доведено [1], що процеси накопичення трибопошкоджень відносяться до класу кумулятивних пошкоджень і найбільш точно описуються марківськими випадковими процесами з дискретним часом і станами.

Враховуючи вказане вище, запропоновано [2] описувати зношування поверхні масивом векторів величин зносу дискретних точок поверхні, які названо "трибоелементами".

Трибоелементи (ТЕ) моделюються, в загальному випадку, нестационарними випадковими процесами марківського типу. Зміна розмірів тіла в напрямку, перпендикулярному поверхні тертя, визначаються через математичне сподівання ймовірності перебування трибоелементів в деякому стані. Форма зношеної поверхні визначається за допомогою сплайн-апроксимації математичних сподівань зносу в точках розміщення трибоелементів, що в свою чергу забезпечує мінімум потенціальної енергії поверхні зношування. Для визначення контактної тиску, як найбільш впливового фактору при оцінюванні довговічності по критерію зношування підшипників ковзання, використовуються закономірності теорії пружності для тонких покриттів.

Схема побудови трибоелементної моделі представлено на рис. 1.

2. Визначення параметрів процесу зношування

Визначення параметрів моделі процесу зношування, яку описано ланцюгом Маркова, є одним з найбільш важливих моментів методу трибоелементів. Параметри ланцюга Маркова вважають заданим, якщо задано вектор початкових станів і матриця перехідних ймовірностей (МПВ).

Компоненти вектора початкових станів $[\pi_j(t=0)]$ в більшості випадків визначаються з припущення, що в початковий момент часу ТЕ знаходяться в першому стані:

$$[\pi_j(t=0)] = [1, 0, 0, \dots, 0]. \quad (1)$$

Якщо відомо більш детальну інформацію про ймовірності знаходження ТЕ в початковий момент часу,

вектор початкових станів може мати інший вигляд, при цьому слід врахувати, що ймовірності станів утворюють повну групу випадкових подій.

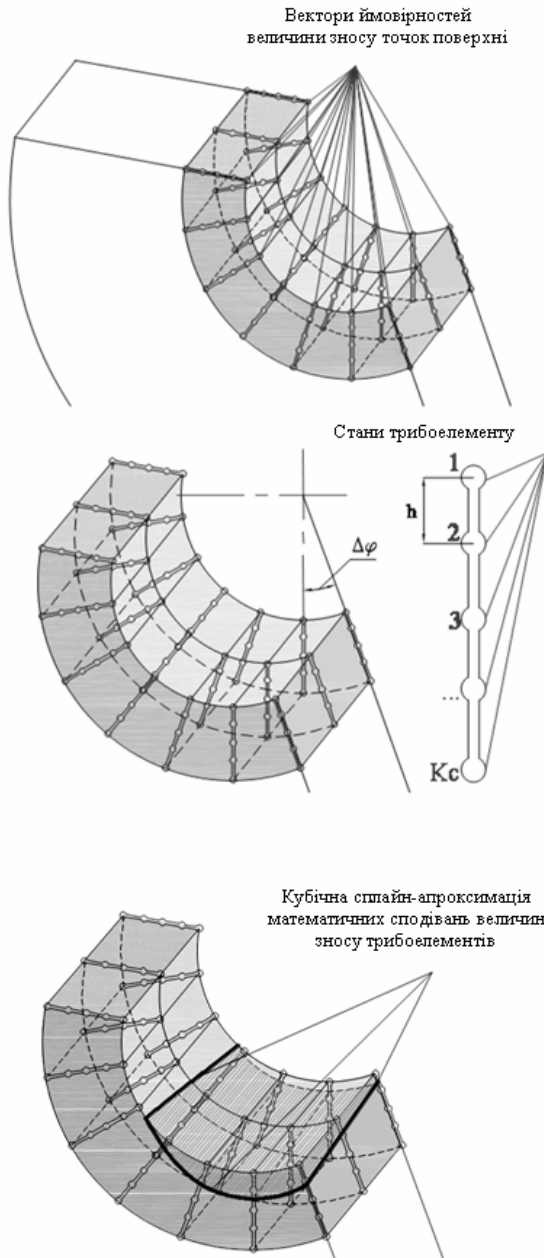


Рис. 1. Узагальнена схема побудови трибоелементної моделі

В момент часу $t = 1$ ймовірності знаходження трибоелементів, в тому або іншому стані, визначається як добуток вектора початкових станів $[\pi_j]$ на матрицю перехідних ймовірностей $[W_{ij}]$:

$$[\pi_j(t=1)] = [\pi_j(t=0)][W_{ij}], \quad i, j = 1, 2, \dots, K_C \quad (2)$$

де $[\pi_j(t=0)]$ - вектор початкових станів;

$[\pi_j(t=1)]$ - вектор безумовних ймовірностей знаходження ТЕ ($j = 1, \dots, K_C$) в момент часу $t = 1$;

$[W_{ij}]$ - матриця перехідних ймовірностей;

K_C - кількість станів.

K_C - кількість станів ТЕ.

Ймовірності станів ТЕ в момент часу $t > 1$ визначаються як добуток $[\pi_j(t-1)]$ вектора безумовних ймовірностей в момент $t - 1$ на МПВ, яка моделює поведінку ТЕ в момент часу t :

$$[\pi_j(t)] = [\pi_j(t-1)][W_{ij}] , \quad i, j = 1, 2, \dots, K_C \quad (3)$$

Процеси накопичення трибопошкоджень відносяться до класу кумулятивних пошкоджень, тому для моделювання поведінки ТЕ використано МПВ з одиничними стрибками вверх та наявністю поглинаючого стану:

$$[W_{ij}] = \begin{bmatrix} w_{11}(t) & w_{12}(t) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w_{22}(t) & w_{23}(t) & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & w_{cc}(t) & w_{c(c+1)}(t) & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad c = 1, \dots, K_C \quad (4)$$

Матриця перехідних ймовірностей виду (4) відображає механічну сутність процесу зношування, а саме послідовне руйнування шарів матеріалу. Вона може бути використана як у випадку однорідних покриттів, так і у випадку багат шарових покриттів. Для багат шарових покриттів слід враховувати, що кількість станів трибоелементів не може бути менше кількості шарів покриття $K_{SL} + 1$, так як в даному випадку не можна буде врахувати відмінність трибомеханічних властивостей шарів покриття. Перехід трибосистеми з одного стану в інший відповідає зносу частини відповідного шару антифрикційного покриття. В МПВ враховано, що ймовірність переходу ТЕ з одного стану в інший залежить від трибомеханічних властивостей відповідних шарів, які можуть змінюватися в процесі функціонування системи, тобто є функціями часу. Під поглинаючим станом розуміють стан повного зносу покриття.

Методи визначення параметрів матриці перехідних ймовірностей, які використовувалися в [1], в нашому випадку мало ефективні. В роботі [1] для стаціонарної моделі, параметри визначаються по інтегральній функції розподілу відмов, для нестационарної моделі використовується метод максимальної правдоподібності, або спеціальні методи переведення нестационарної моделі в стаціонарну, з наступним визначенням її параметрів таким же чином, як стаціонарної.

Запропоновані методи дозволяють досить точно описати експериментальний матеріал і побудувати адекватні моделі, але використання їх неможливе при розробці нових конструкцій, тому що в даному випадку статистичний матеріал по напрацюванню відсутній, а вибірки не досить представницькі.

Тому питання визначення параметрів розглядалося з позиції визначення відповідності між параметрами моделі і фізичними характеристиками процесу зношування.

З огляду на фізичну сутність процесу зношування, можна вважати, що переходи трибосистеми із стану в стан відбуваються під дією потоку зношування. При реалізації події потоку зношування відбувається перехід системи в наступний стан.

В даному випадку, під подією потоку зношування розуміють знос на деяку величину h .

Потік зношування, у відповідності центральної граничної теореми потоків, буде пуасонівським, а саме має властивості ординарності і відсутності післядії, що не порушує основні вимоги марківського випадкового процесу.

Виходячи з сутності інтенсивності потоку $\lambda(t)$ як середньої кількості подій за одиницю часу для елементарного проміжку Δt , який межує з t [3], інтенсивність потоку зношування $\lambda_I(t)$ в момент часу t визначається, як швидкість зношування в момент часу t поділена на величину h :

$$\lambda_I(t) = \frac{V_I(t)}{h}, \quad [1/\text{час}] \quad (5)$$

де $V_I(t)$ - швидкість зношування в момент часу t , (довжина /час, об'єм/час, маса/час);

h – величина, яка визначається з умови ординарності потоку і має розмірність довжини, маси, об'єму в залежності від того яка швидкість зношування використовується лінійна, масова, об'ємна.

Величину зносу h вибирають з умови, що за цикл навантаження ймовірність виникнення величини зносу більше ніж h , безмежно мала. При цьому слід враховувати, що h повинна бути більше ніж $(2...3)R_a$, так як при цьому забезпечується відсутність кореляції однойменних точок поверхні [4].

Таким чином, через функцію швидкості зношування можна визначити основну характеристику потоку зношування $\lambda_I(t)$, яка визначає переходи системи із стану в стан.

Ймовірність переходу $w_{ij}(t)$ ланцюга Маркова із стану i , в якому система знаходилася в момент часу t , в стан j за елементарний проміжок часу Δt , визначається за виразом:

$$w_{ij}(t) \approx \lambda_I(t) \cdot \Delta t, \text{ для } i \neq j \quad (6)$$

Так як $0 \leq w_{ij}(t) \leq 1$, тоді $\lambda_I(t) \cdot \Delta t \leq 1$, звідки $0 \leq \Delta t \leq 1/\lambda_I(t)$.

Очевидно, що чим менше Δt , тим точніше визначається ймовірність переходу системи із стану в стан.

3. Узагальнена математична модель

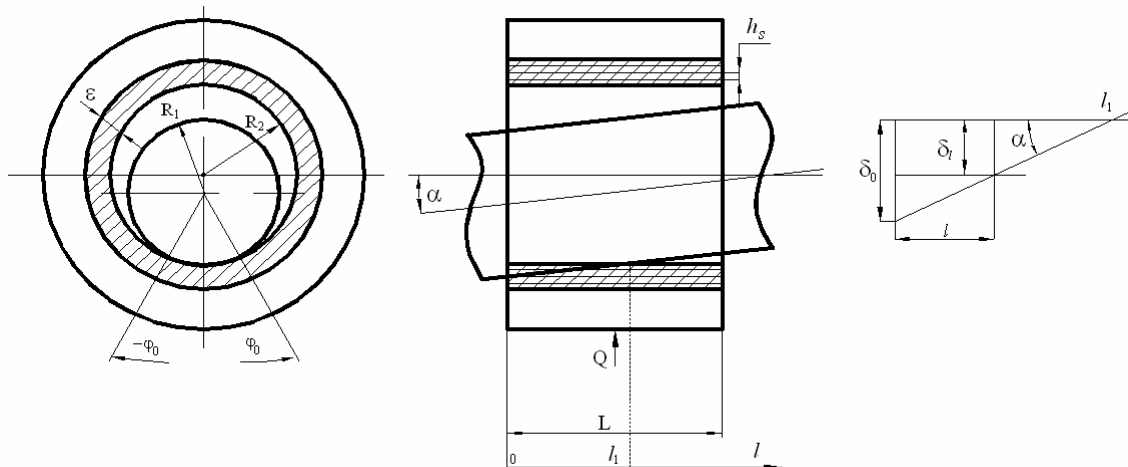


Рис. 2. Узагальнена розрахункова схема

Аналіз розв'язків [2, 5-7], які отримано для різних схем взаємодії вала та втулки підшипника ковзання, дозволив записати узагальнену форму виразів для задачі зношування тонкого покриття, яке нанесено на втулку підшипника ковзання.

Узагальнені форми виразів для визначення контактної тиску і рівняння рівноваги представлені наступним чином:

$$p(\beta, \varphi, \varphi_0(t, l)) = \frac{(\delta_0 - l \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cos \varphi - \Delta - z_{t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))}{\left[\sum_{s=1}^{K_{SL}} k_s \cdot (h_s(t=0) - z_{s,t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))) \right]}, \quad (7)$$

$$\frac{Q}{R_1} = \int_0^{l_1(t)} \left[\int_{-\varphi_0(t,l)}^{\varphi_0(t,l)} \frac{(\delta_0 - l \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cdot \cos \varphi - \Delta - z_{t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))}{\left[\sum_{s=1}^{K_{SL}} k_s \cdot (h_s(t=0) - z_{s,t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))) \right]} \cdot \cos \varphi \, d\varphi \right] dl, \quad (8)$$

де Q - навантаження, що стискає тіла;

R_1 - радіус циліндра;

$\varphi_0(t, l)$ - напівкут контакту;

$p(\beta, \varphi, \varphi_0(t, l))$ - нормальний контактний тиск;

$l_1(t)$ - координата граничної точки області контакту в перерізі $\varphi = 0$;

$k_s = \frac{(1 + \nu_s)(1 - 2\nu_s)}{(1 - \nu_s)E_s}$, коефіцієнт постелі s -го шару;

ν_s, E_s - коефіцієнт Пуассона і модуль Юнга матеріалу s -го шару;

K_{SL} - кількість шарів покриття;

\square - початковий радіальний зазор в спряженні, $\Delta = R_2 - R_1$;

δ_0 - зміщення осі вала відносно осі втулки в перерізі $l = 0$;

α - кут нахилу осі вала до осі вкладиша;

$z_{s,t-1}(\beta(t-1), \varphi, \varphi_0(t-1, l))$ - лінійний знос s -го шару покриття в момент часу $t-1$;

$h_s(t=0)$ - товщина s -го шару покриття в початковий момент часу;

$\beta(t-1)$ - поточний кут реверсу в момент часу $t-1$.

Вирази (7), (8) узагальнюють декілька випадків:

1. Якщо вал та втулка підшипника ковзання, розміщені без перекосу ($\alpha = 0$), координата граничної точки області контакту $l_1(t) = L$, розглядається однорідне покриття ($K_{SL} = 1$), і вал обертається, отримаємо вираз для розв'язку задачі про зношування радіального підшипника ковзання з однорідним елементом розміщеним у втулці, яка розглянута в роботі [2].

2. При тих же умовах, но при цьому вал робить зворотно-обертальний рух отримаємо вираз для задачі про зношування опори ковзання, розв'язок якої отримано в роботі [5].

3. Якщо вал та втулка підшипника ковзання, розміщені з перекосом ($\alpha \neq 0$), розглядається однорідне покриття ($K_{SL} = 1$), вал робить обертальний рух, отримаємо вираз для розв'язку задачі, розглянутої в роботі [6].

4. Якщо вал та втулка підшипника ковзання, розміщені з перекосом ($\alpha \neq 0$), розглядається багат шарове покриття ($K_{SL} > 1$), вал робить обертальний рух, отримаємо вираз для розв'язку задачі наведеної в роботі [7].

Для розв'язку рівняння (8) відносно $\varphi_0(t, l)$, інтегралі замінюють квадратурами Сімпсона, а сам вираз приводять до вигляду $F(\varphi_0) = 0$.

В загальному випадку, при визначенні зносу для необхідних відрізків інтегрування виразу (8) використовують сплайн-функції.

Спочатку будується K (K дорівнює кількості ТЕ, які знаходилися в контактні в радіальному напрямку) кубічних сплайн-функцій залежності зносу ТЕ від координат l :

$$Z_{k,u}(l) = \frac{1}{6d_{k,u}} [M_{k,u}(l_{k,u+1} - l)^3 + M_{k,u+1}(l - l_{k,u})^3] + \frac{1}{d_{k,u}} \left[\left(Z_{k,u} - \frac{M_{k,u}d_{k,u}^2}{6} \right) (l_{k,u+1} - l) + \left(Z_{k,u+1} - \frac{M_{k,u+1}d_{k,u}^2}{6} \right) (l - l_{k,u}) \right], \quad (9)$$

де $d_{k,u} = l_{k,u+1} - l_{k,u}$; $k = 1, 2, \dots, K$, $u = 1, 2, \dots, U$;

K , U - кількість ТЕ шару, які знаходяться в контактні в радіальному та осьовому напрямках відповідно та зносилися.

$M_{k,u}$ визначаються з системи лінійних рівнянь для кожного k :

$$d_{k,u}M_{k,u} + 2(d_{k,u} + d_{k,u+1})M_{k,u+1} + d_{k,u+1}M_{k,u+2} = 6 \left(\frac{Z_{k,u+2} - Z_{k,u+1}}{d_{k,u+1}} - \frac{Z_{k,u+1} - Z_{k,u}}{d_{k,u}} \right). \quad (10)$$

По отриманим значенням $Z_{k,u}$ для заданого l_i будується кубічна сплайн-функція залежності зносу $z_{t-1}(l_i, \varphi)$.

Кубічна сплайн-функція для заданого l_i має вигляд:

$$Z_{t-1}(l_i, \varphi) = \frac{1}{6d_r} [M_r(\varphi_{r+1} - \varphi)^3 + M_{r+1}(\varphi - \varphi_r)^3] + \frac{1}{d_r} \left[\left(Z_r - \frac{M_r d_r^2}{6} \right) (\varphi_{r+1} - \varphi) + \left(Z_{r+1} - \frac{M_{r+1} d_r^2}{6} \right) (\varphi - \varphi_r) \right], \quad (11)$$

де $d_r = \varphi_{r+1} - \varphi_r$; $r = 1, 2, \dots, K_I$, K_I - кількість ТЕ рівня l_i , які знаходились в момент часу $t-1$ в зоні контакту та мають знос.

M_r визначається з системи лінійних рівнянь:

$$d_r M_r + 2(d_r + d_{r+1})M_{r+1} + d_{r+1}M_{r+2} = 6 \left(\frac{Z_{r+2} - Z_{r+1}}{d_{r+1}} - \frac{Z_{r+1} - Z_r}{d_r} \right). \quad (12)$$

Шляхом сплайн-інтерполяції визначають значення $z_{t-1}(\varphi_j, l_i)$ для відповідних відрізків інтегрування.

4. Результати чисельного аналізу

Далі наведено деякі, найбільш цікаві результати, отримані методом трибоелементів.

4.1. Підшипник ковзання при зворотньо-обертальному русі

Для моделювання трибо спряження шар було представлено у вигляді $n = 720$ трибо елементів з кроком $\Delta\varphi_{TE} = 0,5^0$, кожен ТЕ має $K = 5$ станів. Зміна стану відбувається в момент фрикційної взаємодії ТЕ з втулкою по куту контакту $(-\varphi_0, \varphi_0)$. Поточне значення кута β змінювались дискретно в межах $(-\beta_0, \beta_0)$, при цьому приймалось $\beta = \Delta\varphi_{TE}$. При переміщенні шару на кут β виконувався перерахунок кута контакту φ_0 , контактного тиску з врахуванням чого формувалась відповідна матриця перехідних ймовірностей для кожного ТЕ, який в даний момент часу знаходився в контакті і визначалося значення зносу в місці розташування ТЕ з врахуванням β .

Проміжок часу Δt , який визначає величину циклу навантаження, приймався рівним часу, який необхідно для повороту шару на кут β .

Як функція швидкості зношування від контактного тиску і швидкості ковзання використовувалась степенева залежність:

$$V_I = K_w V(\alpha)^\xi p(\beta, \varphi, \varphi_0)^\gamma, \quad (13)$$

де V_I - швидкість зношування;

K_w - коефіцієнт інтенсивності зношування;

$V(\beta)$ - швидкість ковзання шару;

$p(\beta, \varphi, \varphi_0)$ - контактний тиск;

ξ, γ - показники степені.

Аналіз проведено для двох варіантів: - амплітуда реверсу залишалася постійною в процесі роботи шарніру і змінювалася в межах $-\beta_0; \beta_0$; - амплітуда реверсу і швидкість ковзання розглядалися як гармонічні затухаючі коливання (14)-(16).

Амплітуда:

$$A_k = A_{\max} \cdot e^{-ak} \cdot \cos(\pi \cdot k), \quad k = 0, 1, 2, 3, \dots, \quad (14)$$

Швидкість ковзання:

$$V(\beta, k) = V_{\max} \cdot e^{-ak} \cdot \sin\left(\frac{\pi(A_k - \beta)}{(A_k - A_{k+1})}\right), \quad \beta = A_k, \dots, 0, \dots, -A_{k+1}, \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (15)$$

$$V(\beta, k) = V_{\max} \cdot e^{-ak} \cdot \sin\left(\frac{\pi(A_{k+1} - \beta)}{(A_{k+1} - A_k)}\right), \quad \beta = -A_k, \dots, 0, \dots, A_{k+1}, \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (16)$$

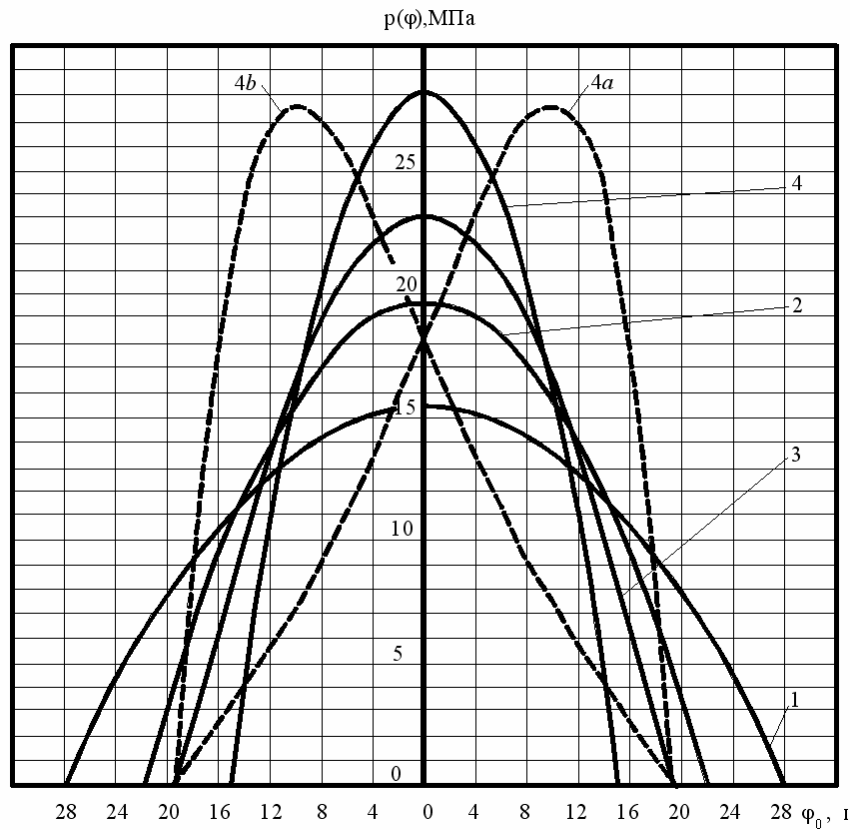


Рис. 3. Розподіл тиску по площадці контакту в різні моменти часу
 1 - 0 цикл., 2 - $2,5 \cdot 10^5$ цикл., 3- $5 \cdot 10^5$ цикл., 4, 4a, 4b - $9 \cdot 10^5$ цикл.

Аналіз результатів показав, що при значеннях напівкута реверсу, які перевищують напівкут контакту ($\beta_0 > \varphi_0$), максимальний знос утворюється в двох зонах, розміщених симетрично відносно лінії дії зовнішнього навантаження (рис. 3, рис. 4). При цьому за цикл реверсу проходять зміна форми розподілу контактного тиску і кута контакту. Розподіл контактного тиску при максимальних значеннях кута реверсу втулки $-\beta_0, \beta_0$, не симетричне відносно лінії дії навантаження (рис. 4, 4a, 4b), при цьому кут контакту φ_0 збільшується, а максимальний контактний тиск зменшується в порівнянні з відповідними значеннями цього ж циклу при куті коливання $\beta = 0$.

Отримані результати добре співвідносяться з даними [8, 9], де розглядалося формування двох зон контакту підшипників ковзання при зворотно-обертальному русі. Але, як показали результати розрахунку, першопричиною утворення двохзонної схеми зношування є особливості кінематики підшипників ковзання при даній схемі взаємодії, а не наявність сил тертя. При куті реверса $\beta_0 < \varphi_0$ максимальний знос розміщений на лінії дії навантаження.

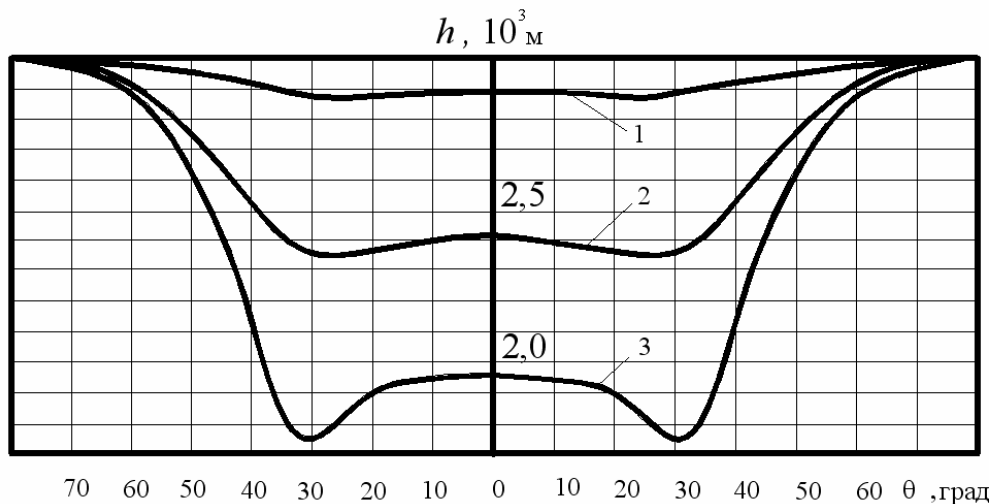


Рис. 4. Розподіл товщини шару

при $\alpha_0 = 50^0 > \varphi_0, 1 - 1 \cdot 10^5$ цикл., $2 - 5 \cdot 10^5$ цикл., $3 - 9 \cdot 10^5$ цикл.

4.2. Вал та втулка підшипника ковзання розташовані з перекосом

Для моделювання поведінки трибоспряження покриття представлено у вигляді 36000 трибоелементів з кроком розташування в осьовому напрямку $l_{TЭ} = 5 \cdot 10^{-4}$ м і кутовому $\Delta\varphi_{TE} = 1^0$. Кожен трибо елемент має 81 стан. Зміна стану проходить в моменти фрикційної взаємодії ТЕ з циліндром по куту контакту $(-\varphi_0(t, l), \varphi_0(t, l))$. Проміжок часу Δt , який визначає величину циклу навантаження, приймалось рівним часу, якого необхідно для повороту на кут $\Delta\varphi_{TE}$.

При кожному повороті валу на кут $\Delta\varphi_{TE}$ проводився перерахунок кутів контакту $\varphi_0(t, l)$, контактних тисків $p(\varphi, \varphi_0(t, l))$, з врахуванням яких будувалися відповідні матриці перехідних ймовірностей трибоелементів і визначався знос.

Розрахунки проводилися при значеннях: $Q=2 \cdot 10^4$ Н; $\varepsilon=2 \cdot 10^{-3}$ м; $\square=3 \cdot 10^{-4}$ м; $R_1=6 \cdot 10^{-2}$ м; $K_w=10^{-15}$; $\xi = \gamma = 1$; $V_{cp}=1$ м/с; $\Delta\varphi_{TE} = 1^0$; $h_s = 2,5 \cdot 10^{-5}$ м; $\alpha = 0,1^0$.

В процесі зношування підшипника ковзання з тонким багатошаровим покриттям, як і у випадку тонкого однорідного покриття, відбувається зміна форми розподілу контактного тиску в зонах, які межують з областю контакту, а саме відносно збільшення контактного тиску, що найбільш суттєво проявляється в граничній точці області контакту в перерізі $\varphi = 0$.

Така поведінка визначається суттєвим перепадом тиску по поверхні контакту, що в свою чергу призводить до відносно нерівномірного зношування областей, а саме, швидкість зношування областей з максимальним тиском значно перевищує швидкість зношування областей, які вступають в контакт.

Аналіз впливу механічних та трибологічних властивостей шарів тонкого багатошарового покриття на довговічність підшипника ковзання при перекосі осей вала та втулки, показав, що зміна пружних властивостей шарів покриття не призводить до суттєвої зміни довговічності трибосистеми, а порядок слідування шарів з різними трибологічними властивостями багатошарового покриття може суттєво вплинути на довговічність пари тертя.

Розподіл максимального контактного тиску і зносу поверхні в процесі функціонування трибоспряження (рис. 5) свідчить про те, що в початковий момент часу, коли йде формування поверхні контакту виникає відносно великий контактний тиск і як наслідок – інтенсивне зношування поверхні.

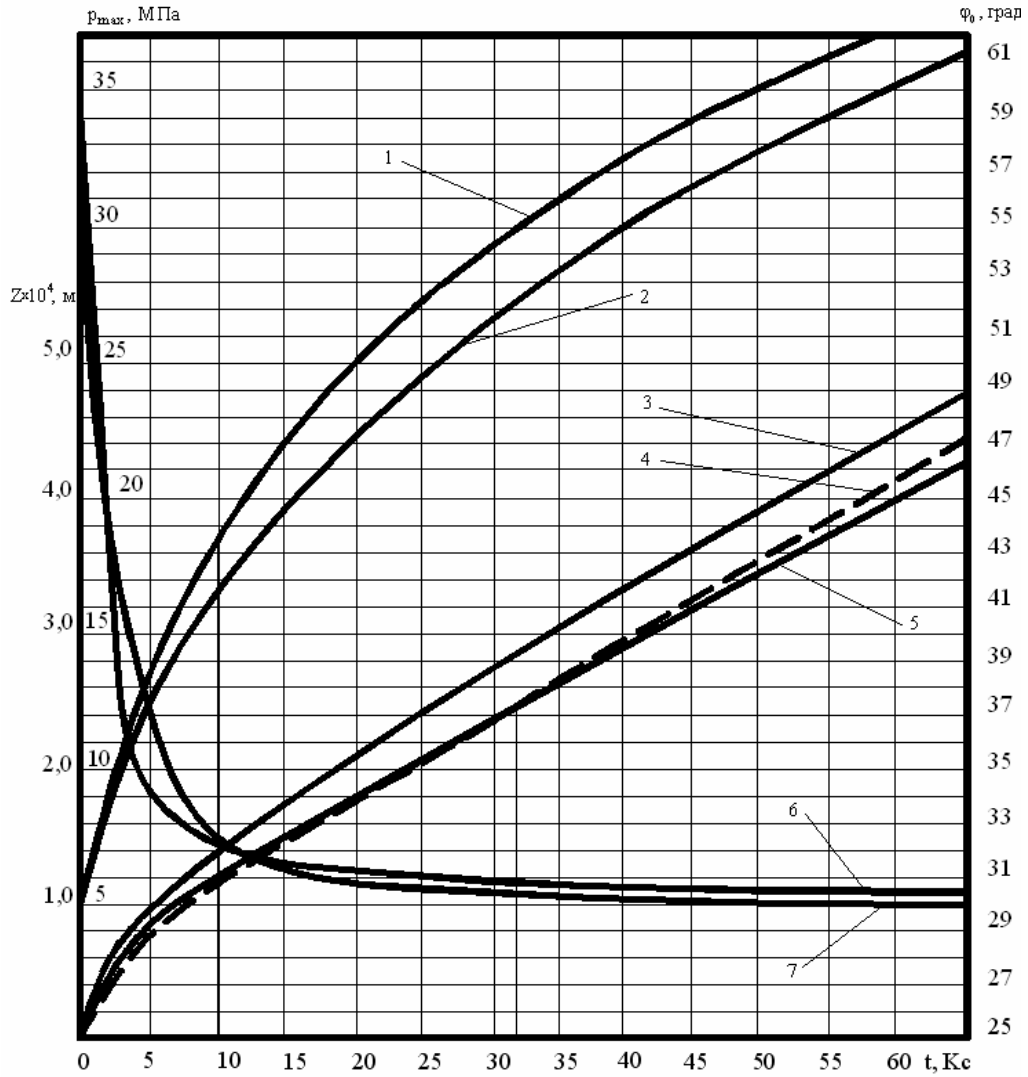


Рис. 5. Розподіл максимального кута контакту $\varphi_{0 \max}$ - 1, 2; максимального зносу шару z_{\max} - 3, 4, 5; максимального контактного тиску p_{\max} - 6, 7.

Аналіз залежностей максимального контактного тиску (рис. 5, 7) максимального кута контакту (рис. 5, 2) та максимального зносу (рис. 5, 5) багат шарового покриття, у якого два верхні шари, товщиною $h_{s=1,2} = 2,5 \cdot 10^{-5}$ м, мають коефіцієнт підатливості $k_{i=1,2} = 1,8 \cdot 10^{-9}$ м²/Н, а інші шари - $k_{i=3,\dots,80} = 0,9 \cdot 10^{-9}$ м²/Н та підвищену зносостійкість двох наступних $K_{w,i=3,4} = 0,5 \cdot 10^{-15}$ в порівнянні з іншими шарами $K_{w,i=1,2,5,\dots,80} = 1,0 \cdot 10^{-15}$ показує, що збільшення довговічності такого типу спряжень буде проявлятися в тому випадку, коли верхні шари покриття дозволяють досить швидко сформувати поверхню контакту, що призведе до відносного зменшення контактного тиску, а наступні шари мають підвищену зносостійкість.

Підвищена зносостійкість верхнього шару покриття не дає ефекту збільшення довговічності (рис. 5, 4), так як значний контактний тиск в початковий момент формування поверхні контакту є домінуючим фактором впливу на протікання процесів зношування.

Оптимальні, з точки зору довговічності, характеристики (товщина шарів, розміщення і порядок слідування) будуть залежати від конструктивних особливостей трибоспряжень, а саме механічних і трибологічних властивостей шарів, величини кута перекоосу осей вала та втулки та ін., і в кожному конкретному випадку необхідно проводити розрахунковий аналіз по їх кількісному визначенню. Але, вказані вище закономірності зберігаються для даного типу трибоспряження.

Аналіз розподілу контактного тиску та зношування по поверхні контакту в різні моменти часу показав, що відбувається зміна форми та величини чисельних значень розподілу (рис. 6, 1, 2, 3, рис. 7, 1, 2) в порівнянні з однорідним покриттям (рис. 6, 2а, 3а, рис. 7, 1а, 2а).

Зміна форми розподілу контактного тиску (поява хвилястості для ліній контактного тиску одного рівня рис. 6, 2, 3) обумовлено одночасною участю в контакті шарів антифрикційного покриття з різними

трибомеханічними властивостями.

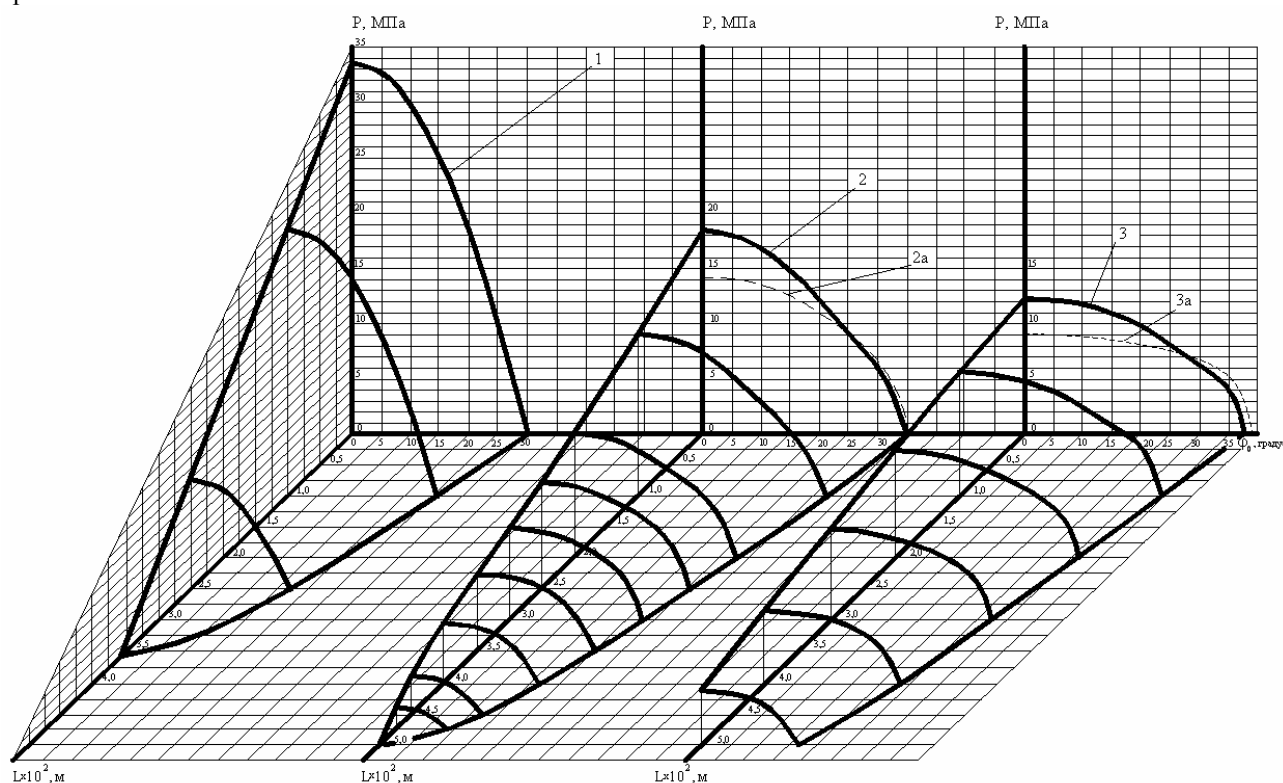


Рис. 6. Розподіл контактної тиску по поверхні контакту в різні моменти часу:
1 - $t = 0$; 2, 2a - $t = 2,5$ Кс ; 3, 3a - $t = 5$ Кс для багат шарового -1, 2, 3 і однорідного -2a, 3a покриття.

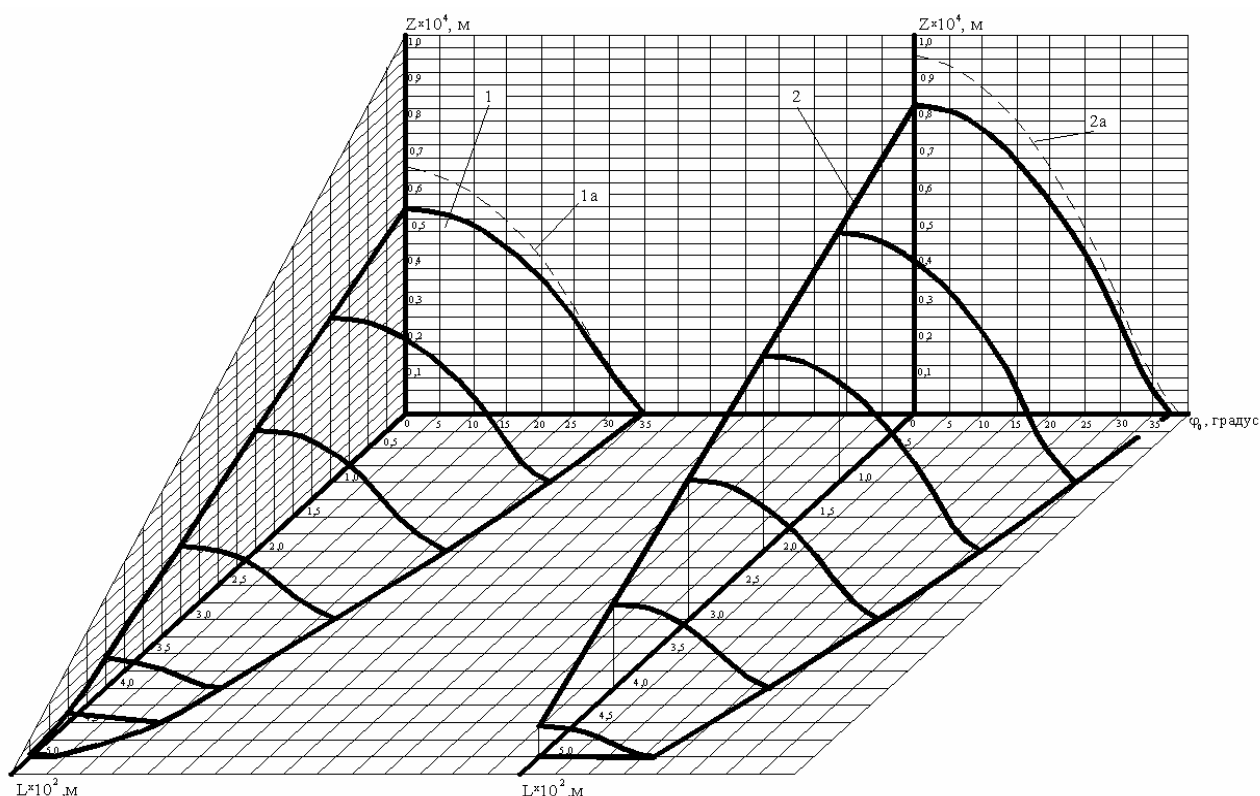


Рис. 7. Розподіл зносу по поверхні контакту в різні моменти часу:
1, 1a - $t = 2,5$ Кс ; 2, 2a - $t = 5$ Кс для багат шарового - 1, 2 і однорідного - 1a, 2a покриття.

Слід зазначити, що аналогічні результати моделювання процесів зношування підшипників ковзання з перекосом осі вала та втулки отримано при використанні методу трибоелементів в середовищі скінченного-елементного пакету ANSYS [10], що є додатковим підтвердженням достовірності отриманих результатів.

Розрахунковий аналіз [10] проводився для наступних значень: $Q=1 \cdot 10^4$ Н; $\varepsilon=2 \cdot 10^{-3}$ м; $\square=4 \cdot 10^{-4}$ м; $R_1=6 \cdot 10^{-2}$ м; $K_w=2,5 \cdot 10^{-15}$; $\beta = \gamma = 1$; $V_{cp}=1$ м/с; $Z=5 \cdot 10^{-2}$ м; $f=0,1$.

Результати чисельного аналізу наведено на рис. 8 – 12.

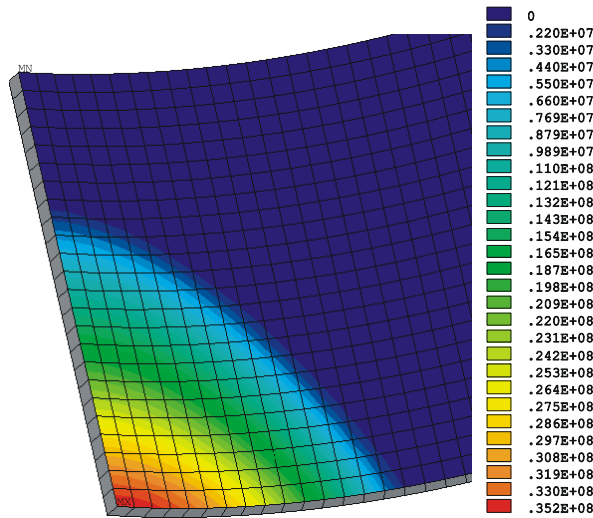


Рис. 8. Розподіл контактного тиску по поверхні контакту для $\alpha = 0,1^\circ$ в початковий момент часу

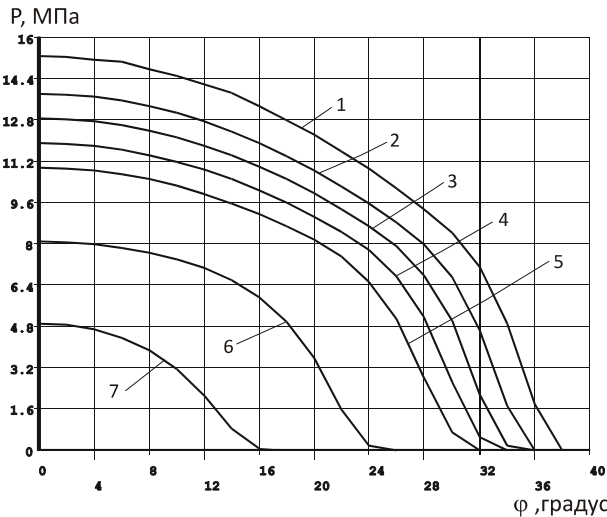


Рис. 9. Розподіл контактного тиску по куту контакту для $\square \square 0,1^\circ$ в момент часу $t=2$ Кс для перерізів з координатами z : 1 - $5 \cdot 10^{-2}$; 2 - $43,75 \cdot 10^{-3}$; 3 - $39,58 \cdot 10^{-3}$; 4 - $35,42 \cdot 10^{-3}$; 5 - $31,25 \cdot 10^{-3}$; 6 - $18,75 \cdot 10^{-3}$; 7 - $8,33 \cdot 10^{-3}$, м.

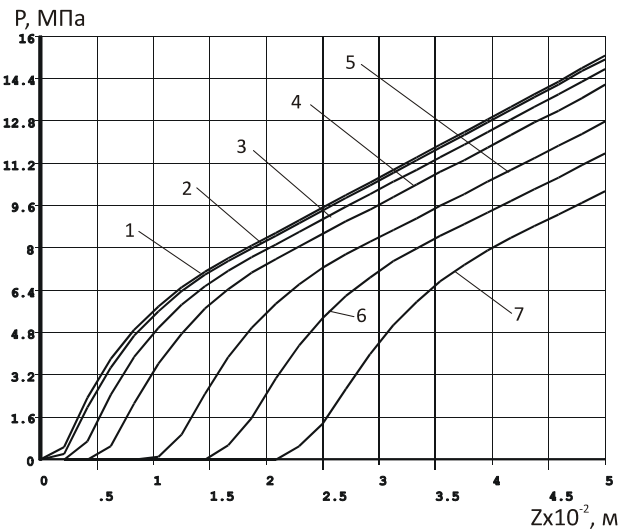


Рис. 10. Розподіл контактного тиску по осі Z для $\square \square 0,1^\circ$ в момент часу $t=2$ Кс для перерізів під кутом ϕ : 1 - 0; 2 - 4; 3 - 8; 4 - 12; 5 - 18; 6 - 22; 7 - 26, градусів

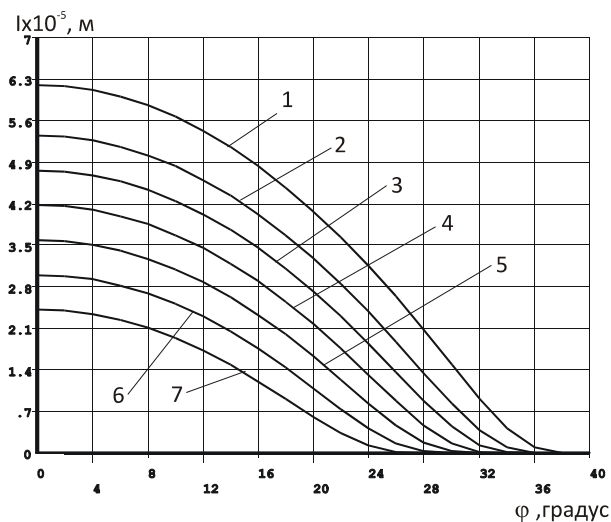


Рис. 11. Розподіл зносу по куту контакту для $\square\square 0,1^\circ$ в момент часу $t=2 Kc$ для перерізів з координатами z:
 1 - $5 \cdot 10^{-2}$; 2 - $43,75 \cdot 10^{-3}$; 3 - $39,58 \cdot 10^{-3}$; 4 - $35,42 \cdot 10^{-3}$;
 5 - $31,25 \cdot 10^{-3}$; 6 - $27,08 \cdot 10^{-3}$; 7 - $22,92 \cdot 10^{-3}$, м

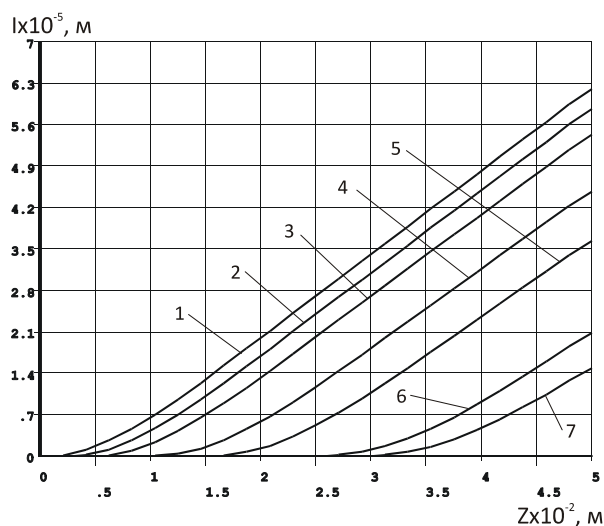


Рис. 12. Розподіл зносу по осі Z для $\square\square 0,1^\circ$ в момент часу $t=2 Kc$ для перерізів під кутом ϕ :
 1 - 0; 2 - 8; 3 - 12; 4 - 18; 5 - 22; 6 - 28; 7 - 30, градусів

Висновки

В роботі викладено узагальнення методу трибоелементів, який використовується для розв'язку зносоконтактних задач підшипників ковзання. Приведено узагальнені форми виразів для визначення контактної тиску і рівнянь рівноваги, які поєднують різні випадки контактної взаємодії і взаємного переміщення елементів опор ковзання. Наведено найбільш цікаві результати чисельного моделювання процесів зношування підшипників ковзання для різних випадків контактної взаємодії при обертальному та зворотно – обертальному русі.

Список використаних джерел

1. Богдановф Дж., Козин Ф. Вероятностные модели накопления повреждений: Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 344 с.
2. Сорокатый Р. В. Моделирование поведения трибосистем методом трибоэлементов // Трение и износ. – 2002. – Т. 23, № 1. – С. 16 – 22.
3. Венцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения. – М.: Наука, 1991. – 384 с.
4. Костецкий Б. И., Стрельников В. П., Таций В. Г. Марковская модель износа и прогнозирование долговечности изнашиваемых деталей // Проблемы трения и изнашивания. – 1976. – № 10. – С. 10 – 15.
5. Сорокатый Р. В. Анализ работоспособности подшипников скольжения при возвратно-вращательном движении // Трение и износ. – 2003. – Т. 24, № 2. – С. 136 – 143.
6. Сорокатый Р. В. Анализ работоспособности подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 1. – С. 24 – 32.
7. Сорокатый Р. В. Анализ работоспособности подшипников скольжения с тонким антифрикционным многослойным покрытием при перекосе осей вала и втулки // Трение и износ. – 2006. – Т. 27, № 2. – С. 155 – 164.
8. Клочихин В. И. К вопросу об исследовании износостойкости тяжело нагруженных цилиндрических шарниров // Трение и износ. – 1990. – Т. 11, № 3. – С. 480 – 489.
9. Николашев Ю. Н., Клочихин В. И. Особенности работы шарниров цилиндрической формы сухого трения // Вестник машиностроения. – 1984. – № 6. – С. 27 – 30.
10. Сорокатый Р. В. Моделювання працездатності підшипників ковзання з перекросом осей вала та втулки методом трибоелементів з використанням програмного середовища ANSYS // Вісник Хмельницького національного університету. – 2007. – № 5 (96). – С. 79 – 87.