

# ПРУЖНЕ ДЕФОРМУВАННЯ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ РАДІАЛЬНОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРА

*На прикладі роботи опорного радіального підшипника ковзання компресора турбіни газоперекачувального агрегату представлена методика дослідження пружного деформування опорної поверхні при одночасній дії сил, що виникають поетапно від пуску до зупинки. Для цього розглядається математична модель, що описує рівновагу та деформування просторово скривленого елемента, його зовнішню та внутрішню геометрію*

*Ключові слова: тертя, опорна поверхня, пружність, навантаження, математична модель, числові методи*

*На примере работы опорного радиального подшипника скольжения компрессора турбины газоперекачивающего агрегата представлена методика исследования упругого деформирования опорной поверхности при одновременном действии сил, возникающих поэтапно от пуска до останова. Для этого рассматривается математическая модель, описывающая равновесие и деформирование пространственно искривленного элемента, его внешней и внутренней геометрию*

*Ключевые слова: трение, опорная поверхность, упругость, нагрузки, математическая модель, численные методы*

**В. І. Кравцов**

Доктор технічних наук, професор\*

E-mail: akvarobotec@narod.ru

**М. В. Кіндрачук**

Доктор технічних наук, професор\*

E-mail: nau12@ukr.net

**О. Л. Діденко**

Аспірант\*

**А. М. Садегіджалал**

Аспірант

\*Кафедра машинознавства

Національний авіаційний університет

пр. Космонавта Комарова 1, м. Київ, Україна, 03680

## 1. Вступ

Для транспортування та переробки природного газу широко застосовуються поршневі компресори, в тому числі великогабаритні. Довговічність, економічність, надійність, а в багатьох випадках габарити та вага машин суттєво залежать від конструкції, якості виготовлення та монтажу підшипникових вузлів. Тому до підшипникових вузлів пред'являються підвищені вимоги, обумовлені в першу чергу ростом швидкостей оберткових деталей, збільшенням статичних і ударних навантажень, що діють на опори, та необхідністю значного збільшення надійності опорних вузлів. Одним з основних елементів, що визначають працездатність навантаженого компресора, є підшипник ковзання. Високі фактичні тиски і швидкості ковзання обумовлюють значні температури в областях взаємодії, приводять до істотних змін властивостей поверхневих шарів, викликають у них механічні та температурні напруження, сприяють протіканню хімічних реакцій, активізують взаємну дифузію [1]. Як правило, вихід з ладу корінного підшипника ковзання є причиною зупинки компресора, турбіни, тобто високопродуктивного та дорогого устаткування.

Дослідження роботи підшипників турбокомпресорних валів газоперекачувальних агрегатів являє собою складну науково-технічну задачу, яка в повному обсязі дотепер не вирішена, і прогнозування параметрів зношування базується на емпіричних

залежностях, отриманих за результатами численних експериментів. Це обумовлює пошук нових методів розрахунків для підвищення їх надійності, довговічності та зносостійкості. У рамках класичної механіки досить важко, а в деяких випадках і неможливо створювати моделі складних динамічних сценаріїв роботи підшипника. Тому принципи комп'ютерного моделювання динаміки вузлів тертя, як правило, спираються на так звані безперервні моделі взаємодії, що враховують пружні властивості матеріалів у рамках теорії пружності. Моделювання процесів тертя залишається дотепер актуальною науково-технічною задачею, незважаючи на те, що за останні 50 років сучасна наукова думка напрацювала практично вичерпний математичний апарат, який теоретично дозволяє розрахувати значення як сили (коефіцієнта) тертя, так і зношування. Але визначити всі ті фізико-механічні параметри, які входять у формули, і ще розрахувати змінювання їх значень у часі залежно від змін навантажень, швидкості, температури надзвичайно важко. Істотний вплив на стан опорної поверхні мають зовнішні фактори, такі як склад середовища, температура, змочуваність, рівень контактних зусиль під час тертя, час взаємодії тощо [2]. Ще однією причиною необхідності застосування нових методів дослідження є значний вплив геометричних параметрів конкретного вузла на режими тертя в ньому. Тому для урахування всіх перерахованих факторів у даній статті пропонується дослідження підшипників ковзання

чисельними методами, які дозволяють одержувати характеристики напружено-деформованого стану опорних поверхонь підшипника при навантаженнях, максимально наближених до реально діючих.

## 2. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Ефективність використовуваних методів математико-фізичного моделювання в цей час не викликає сумнівів. Найбільш ефективним є при модельному експерименті відтворення з урахуванням масштабного фактора умов роботи трибоспряження, які мають місце при експлуатації [3]. У зв'язку з цими основними положеннями необхідно прагнути до максимального відтворення при моделюванні реальних процесів фізико-хімічної механіки, які мають місце в реальних вузлах тертя. Методи механіки деформівного тіла є потужним засобом аналітичного дослідження проблем трибології [1]. У багатьох роботах автори розглядають контакт тіл з номінально плоскими поверхнями. Для криволінійних тіл розв'язані лише окремі задачі. У силу різних причин автори часто обмежуються розглядом пружної задачі або розглядають плоску задачу. У ряді випадків цих моделей виявляється достатньо. Однак будь-які аналітичні методи розрахунків параметрів контакту дозволяють одержати довідкові дані лише для обмеженого числа задач певних типів; вони не можуть докладно описувати напружено-деформований стан реальних нерівностей деталей, хоча саме ці дані дають уявлення про дійсні умови в контакті. Реальні нерівності не завжди нагадують за формою прості геометричні фігури і таке наближення часто є досить грубим. У цих випадках одержали розповсюдження чисельні методи дослідження. Зокрема, у роботах [4, 5] було показано, що для моделювання контактної взаємодії досить ефективним є застосування комбінованого дискретно-континуального підходу [6], коли зона контакту взаємодіючих тіл описується дискретним методом, а інший матеріал, який деформується пружно, – чисельними методами континуальної механіки.

У даній статті пропонується метод чисельного моделювання пружного деформування опорної поверхні опорного підшипника турбокомпресора. Базовою моделлю є методика чисельного дослідження просторово пружно деформівних елементів, що описана в [7]. Диференціальні рівняння, що описують деформування елементів трибоспряження, мають високий порядок і містять нелінійності складного виду. Математична модель, що відрізняється алгоритмічністю та гнучкістю в застосуванні до різного типу нелінійних завдань, базується на відомих підходах Лагранжа і Ейлера, які описують рівновагу та деформування елемента, його зовнішню та внутрішню геометрію. Адаптація розробленої в [7] методики до вузлів тертя дозволяє досліджувати велике число трибологічних задач, розв'язання яких аналітично або відомими чисельними методами вважається неможливим. Методику засновано на розв'язанні звичайних диференціальних рівнянь високого порядку (до двадцяти трьох), що можуть описувати нелінійне просторове деформування пружного твердого тіла. При цьому представляється дія довільного вектора статичних

або квазістатичних зосереджених, розподілених або моментних навантажень, що як завгодно можуть бути розташовані постійно або дискретно в площині (або, за необхідністю, у просторі) взаємного обертання трибоспряжень. Окрім того, дія цих сил може бути прикладена або знята у процесі деформування (квазістатично). У результаті можуть бути отримані характеристики напружено-деформівного стану досліджуваного елемента як у його агрегатному стані, так і в окремих перерізах, їх вплив на процес тертя та зношування об'єкту. Геометрична форма контактуючих поверхонь може бути задана або аналітично, або за допомогою чисельної функції, що одержується обчислювальними методами при заданому обрисі позовжньої лінії.

## 3. Ціль і завдання дослідження

Метою даної роботи є отримання характеристик напружено-деформованого стану опорної поверхні радіального підшипника ковзання турбокомпресора з використанням методики чисельного дослідження, що детально розглянута в [7].

## 4. Методика чисельного дослідження пружного деформування опорної поверхні підшипника ковзання

Коротко викладемо принципи базової методики [7]. Розвиток цієї моделі в плані застосування сучасних обчислювальних алгоритмів дозволяє створити уніфіковану методику дослідження пружного деформування елементів трибоспряження. Внутрішня геометрія при деформуванні елемента внаслідок незмінюваності його довжини залишається незмінною. Вона задається координатою  $s$ , вимірюваною відстанню уздовж осьової лінії від початкової точки до поточної, і рухливою, жорстко пов'язаною з розглянутим поперечним перерізом системою координат  $(u, v, w)$  – головним тригранником. Вводиться також природній тригранник пружної лінії з одиничними ортами головної нормалі  $n$ , бінормалі  $b$  і дотичною  $t$ . Головний тригранник, що належить якій-небудь точці пружної лінії, буде орієнтуватися в просторі як завгодно (переміщатися поступально й обертатися) у процесі деформування зі зміною навантаження. Координата  $s$  індивідуалізує точки пружної лінії та внаслідок незмінюваності її довжини в процесі деформування для кожної її точки залишається незмінною. Координата  $s$  в цьому випадку є супутньою, разом із часом  $T$  вона становить змінні Лагранжа.

Зовнішня геометрія визначає положення кожної точки й усієї пружної лінії в нерухливій системі координат, що дозволяє індивідуалізувати точки простору, у яких можуть перебувати точки елемента в процесі деформування або руху. Геометричні координати є змінними Ейлера. Основне завдання зводиться до встановлення зв'язку між змінними Лагранжа й Ейлера

$$x = x(s, t), y = y(s, t), z = z(s, t). \quad (1)$$

Якщо деформування елемента в часі відбувається повільно і сили інерції малі, то задавання пружної формозміни можна вважати статичним, а час  $T$  формально замінити параметром  $\lambda$ , який характеризує інтенсивність зовнішнього збурювання, що діє на елемент. Тоді залежності (1) приводяться до виду  $x = (s, \lambda)$ ,  $y = (s, \lambda)$ ,  $z = z(s, \lambda)$ . Геометричні параметри пружної лінії елемента  $\epsilon$ , по-перше, функціями координати  $s$  і, по-друге, залежать від величини статично змінюваного навантаження. Для встановлення цієї залежності слід розглядати пружну рівновагу елемента. Якщо позначити проекції векторів сил  $\mathbf{F}$  і моментів  $\mathbf{M}$  на осі  $u, v, w$  відповідно  $F_u, F_v, F_w, M_u, M_v, M_w$  (тут  $F_u, F_v$  – сили, що перерізують;  $F_w$  – поздовжня сила;  $M_u, M_v$  – згинальні моменти;  $M_w$  – крутний момент, то проекції локальних похідних векторів  $\mathbf{F}$  і  $\mathbf{M}$  на осі головного тригранника можна представити у вигляді

$$\left(\frac{d\mathbf{F}}{ds}\right)_n = \frac{dF_u}{ds}, \dots, \left(\frac{d\mathbf{M}}{ds}\right)_n = \frac{dM_u}{ds}, \dots \quad (2)$$

Рівняння рівноваги містять у загальному випадку дев'ять невідомих функцій:  $F_u, F_v, F_w, M_u, M_v, M_w, p, q, r$ . Враховуючи, що осі головного тригранника є головними осями згинання і крутіння, проекції  $M_u, M_v, M_w$  головного моменту  $\mathbf{M}$  внутрішніх сил представимо у вигляді

$$M_u = A(p - p_0), M_v = B(q - q_0), M_w = C(r - r_0). \quad (3)$$

Тут  $p, q, r$  – функції кривизни і крутіння в деформованому стані;  $p_0, q_0, r_0$  – ці ж функції у вихідному недеформованому стані;  $A, B, C$  – жорсткості при згинанні та крутінні. Для замикання системи розв'язальних рівнянь необхідно ввести додаткові кінематичні змінні та задати спосіб їх визначення. У рівняння рівноваги входять параметри кривизни і крутіння пружної лінії  $p, q, r$ , для обчислення яких потрібно мати їх рівняння та знати положення триєдрів  $(u, v, w)$ ,  $(n, b, \tau)$  відносно до нерухливої системи координат  $Oxyz$ . Рівняння пружної рівноваги та кінематичні співвідношення зведені в систему звичайних диференціальних рівнянь 18 порядку, що описують нелінійне просторове деформування пружного елемента при дії довільного вектора статичних, квазістатичних або динамічних навантажень, що як завгодно розташовані та змінювані у просторі та часі [7]:

$$x' = f(x, s, \lambda), \quad (4)$$

де  $x(s) = (F_u(s), F_v(s), F_w(s), p(s), q(s), r(s), \tau_x(s), \tau_y(s), \tau_z(s), n_x(s), n_y(s), n_z(s), b_x(s), b_y(s), b_z(s), x(s), y(s), z(s))^T$  – вектор стану ( $m = 18$ ),  $f$  – вектор-функція правих частин системи рівнянь;  $\lambda$  – параметр інтенсивності збурювання (навантаження), штрихом позначена похідна по  $s$ . Параметр  $\lambda$ , який може бути як дійсним, так і формальним, відображає кількісні характеристики задачі. При цьому пружні переміщення не зв'язуються ніякими геометричними обмеженнями і вважається, що лінії дії зовнішніх сил можуть зміщатися, повертатися і внаслідок цього функціонально або імовірно змінюватися.

Чисельна реалізація розв'язку здійснюється у вигляді крокового процесу за параметром. Для цього запропоновано методіку, що не пов'язана з попереднім зниженням порядку розв'язальної системи рівнянь і заснована на спільному застосуванні методу продовження за параметром розв'язків нелінійних диференціальних рівнянь і методу Ньютона-Канторовича. Її відмінною рисою є те, що розв'язок послідовності лінеаризованих крайових задач при кроковому збільшенні параметра навантаження будується без попередньої лінеаризації вихідних нелінійних диференціальних рівнянь. При розв'язку можливі різні комбінації додатку навантажень на елементи трибоспрямлення в динаміці розвитку процесу тертя. Приклади можливих навантажень показані на рис. 1, де показана дискретна ділянка окружності, на якій можливо урахування дії наступних типів навантажень: функціонально розподілене навантаження (рис. 1, а); зосереджені зусилля, які постійні за напрямком (рис. 1, б); зосереджені зусилля, які стежать за переміщенням перерізу (рис. 1, в); зосереджені моменти (рис. 1, г); загальний вектор навантажень (рис. 1, д); зусилля, які прикладаються в часі (квазістатичні), (рис. 1, е).

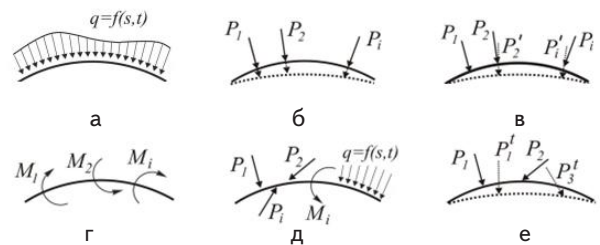


Рис. 1. Схеми можливих навантажень: а – функціонально розподілене; б – зосереджені, постійні за напрямком; в – зосереджені, що «слідкують» за перерізом; г – моментні; розподілені, д – зосереджені та моментні; е – зусилля, що прикладаються в часі

У цей час в опорних підшипниках майже не застосовують кругове розточення, оскільки при цьому є великі витрати мастила, виникає низькочастотна вібрація ротора та помітний зсув вала у працюючому підшипнику відносно до непрацюючого. Інші форми розточення опорних підшипників дозволяють позбутися тих чи інших недоліків [9]. Враховуючи, що опорна поверхня підшипників турбокомпресорних валів може мати некруглу («лимонну») форму, додатковою складністю є опис її геометрії. Для цього використовуємо рівняння еліпса. Змінюючи параметри його осей, можна досягти необхідної «опуклості» підшипника відповідно до його заводських характеристик.

Позначимо малу вісь еліпса  $kb$ , велику –  $b$ . Рівняння еліпса в параметричній формі мають вигляд

$$x = kb \cos t, \quad y = b \sin t. \quad (5)$$

Тоді, прийнявши за параметр  $t$  поточне значення  $s$ , а також увівши константу  $\mu$ , що характеризує міру зміни функцій, рівняння осьової лінії можна представити у вигляді

$$x = kb \cos\left(\frac{s}{\mu}\right), y = b \sin\left(\frac{s}{\mu}\right), z = s \sin \alpha, \quad (6)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що характеризує еліптичність перерізу (у разі  $k = 1$  переріз – коло, при  $k \leq 0,5$  – витягнутий еліпс, і таким чином, змінюючи  $k$ , можна задавати еліпс необхідної форми). При чисельному інтегруванні розв'язальних рівнянь [7] для елементів з такою складною геометрією виявилось необхідним здійснювати параметризацію кривої. Для цього введемо параметр  $m$ :

$$m = \sqrt{(x')^2 + (y')^2 + (z')^2}. \quad (7)$$

Тоді дільницю довжини кривої можна виразити як

$$dl = m ds. \quad (8)$$

З урахуванням цього можна визначити кривизну  $q^*$  еліпса в недеформованому стані:

$$q^* = \frac{1}{m} \sqrt{\left[ \frac{d}{ds} \left( \frac{1}{m} \right) x' + \frac{1}{m} x'' \right]^2 + \left[ \frac{d}{ds} \left( \frac{1}{m} \right) y' + \frac{1}{m} y'' \right]^2 + \left[ \frac{d}{ds} \left( \frac{1}{m} \right) z' + \frac{1}{m} z'' \right]^2}. \quad (9)$$

Значення кривизни  $r^*$  в недеформованому стані:

$$r^* = \left( \frac{dx}{dl} \frac{d^2y}{dl^2} \frac{d^3z}{dl^3} + \frac{dy}{dl} \frac{d^2z}{dl^2} \frac{d^3x}{dl^3} + \frac{dz}{dl} \frac{d^2x}{dl^2} \frac{d^3y}{dl^3} - \frac{dz}{dl} \frac{d^2y}{dl^2} \frac{d^3x}{dl^3} + \frac{dx}{dl} \frac{d^2z}{dl^2} \frac{d^3y}{dl^3} + \frac{dy}{dl} \frac{d^2x}{dl^2} \frac{d^3z}{dl^3} \right) / (q^*)^2. \quad (10)$$

Рівності (5) – (10) повністю визначають геометрію опорної поверхні в недеформованому стані (рис. 2) і дозволяють сформулювати систему розв'язальних рівнянь з крайовими умовами при  $s = 0$ :

$$x = kb, y = 0, z = 0, \quad \tau_x = \frac{dx}{m ds} = \frac{1}{m} x', \tau_z = \frac{dz}{ds} = \frac{1}{m} z', \tau_y = \frac{1}{m} y'. \quad (11)$$

Аналогічно запишемо відповідні рівняння на кінці  $s = S$ :

$$x = kb \cos\left(\frac{s}{\mu}\right), y = b \sin\left(\frac{s}{\mu}\right), z = s \sin \alpha, \quad \left| \tau_x = \frac{dx}{m ds} \right|_{s=S}, \tau_z = \sin \alpha, \left| n_x + \frac{p}{\sqrt{p^2 + q^2}} \right|_{s=S} = 0. \quad (12)$$

### 5. Результати дослідження радіального підшипника ковзання турбокомпресора

Розрахунки підшипників ковзання, що працюють у режимі, близькому до граничного тертя,

виконуються звичайно як перевірочним, оскільки розміри підшипника (довжина і діаметр) визначаються конструктивно відповідно до розмірів вала й оптимальним для даного типу опор відношенням. Вибір розрахункових критеріїв обумовлений наступними міркуваннями. Міцність вкладиша або його антифрикційного шару при статичному навантаженні залежить від величини питомого тиску. Логічно було б виходити з максимального його значення, але для цього необхідно врахувати фактичну зону контакту цапфи та підшипника, твердість деталей, погрішності форми, закон розподілу навантаження по довжині та ширині поверхні контакту, взяти до уваги, що в дійсності навантаження є не статичним, а змінюваним під час експлуатації тощо. Внаслідок крайньої складності такої задачі в якості критерію міцності звичайно приймають середній питомий тиск  $p$ ; розрахункова величина  $p$  не повинна перевищувати значення  $|p|$ , що є допустимим і встановлюється дослідним шляхом [10].

З використанням описаної в даній статті методики і з урахуванням формул (5) – (12) виконано розрахунки опорного підшипника ковзання «лимонного» типу вала турбокомпресора, геометрія осрової лінії якого зображена на рис. 2.

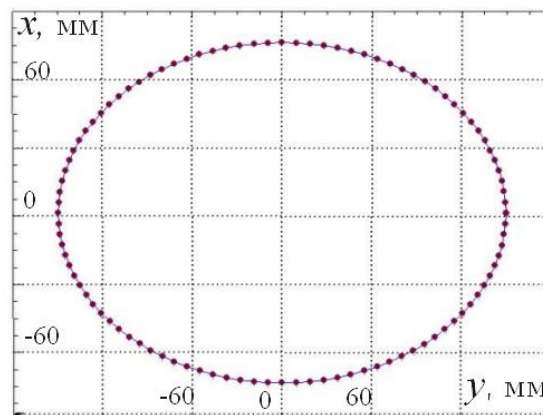
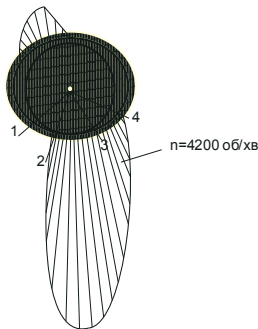


Рис. 2. Геометрія осрової лінії підшипника, що отримана за результатами чисельного розрахунку

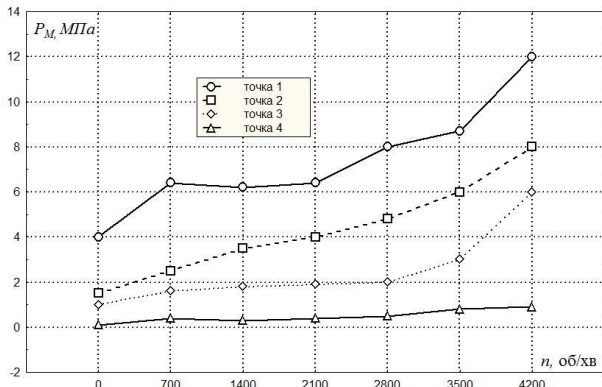
Осьова лінія опорної поверхні підшипника на рис. 2 відображена у вигляді точок дискретизації, положення яких на площині отримані за результатами чисельного розрахунку і відстань між якими є інтервалом інтегрування.

Для розрахунків прийняті відомі [9] фізико-геометричні параметри вкладиша агрегату ГТ-10 (діаметр  $D = 150$  мм, ширина  $l = 15$  мм, модуль пружності  $E = 210$  ГПа), за якими у якості початкових параметрів для підстановки в систему розв'язальних рівнянь (4) визначаються і його жорсткості (3). У якості еквівалента параметра навантаження (інтенсивності зовнішнього збурювання  $\lambda$ ) приймається питоме навантаження  $|p|$  [9], яке визначалося як усереднене від дії навантажень тиску мастила, вібрації вала, викликаної та пружної деформації опорної поверхні, викликаної дією навантажень і зношуванням. За мірою зношування змінюється об-

рис поздовжньої осі опорної поверхні, та у зв'язку із цим змінюється, відповідно, і величина та напрямок діючих навантажень, що також урахується при чисельному розрахунку. Величина навантаження  $|p|$  приймалася на будь-якому кроці інтегрування залежно від величини впливу кожного із зазначених факторів окремо, які є відомими з довідкових даних, отриманих експериментальними методами різними авторами. Наприклад, на рис. 3 показано епюру розподілу навантаження від тиску мастила в окремих точках вала залежно від швидкості обертання вала в одному з положень (рис. 3, а) і розподіл навантажень у характерних точках на усьому інтервалі інтегрування від пуску до максимальної швидкості обертання вала (рис. 3, б) [11, 12]. Положення цапфи в «лимонному» підшипнику характеризується двома ексцентриситетами стосовно кожної половини вкладиша. Завдяки цьому виникають мастильні клини по обидві боки, з відповідними гідродинамічними тисками.



а



б

Рис. 3. Розподіл навантаження від тиску мастила: а – на одному кроці, б – на всьому інтервалі інтегрування

Крок інтегрування був прийнятий дискретно пропорційним швидкості обертання вала. У такий спосіб здійснювався безперервний від пуску до зупинника контроль напружено-деформованого стану опорної поверхні. На рис. 4 показані значення поздовжніх і поперечних зусиль у безрозмірних величинах за довжиною опорної поверхні в розгорнутому вигляді на окремо взятому кроці інтегрування при швидкості обертання у околиці пуску турбогенератора.

Апроксимуючі візуально вершини «гребенів» на графіку, можна зробити висновок, що зусил-

ля не є пропорційними швидкості обертання вала, що й відповідає загальноприйнятій теорії роботи підшипника ковзання, коли деякі навантаження при збільшенні швидкості обертання не збільшуються, а змінюються функціонально (можуть і зменшуватися).

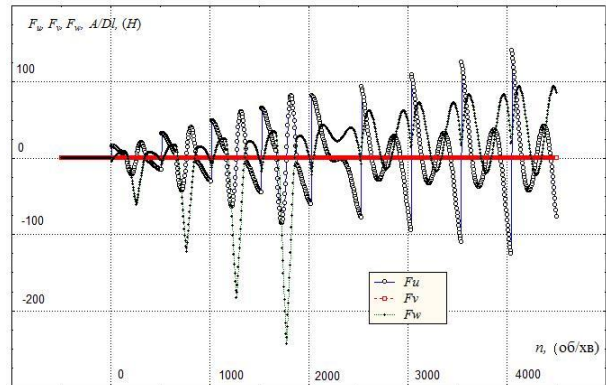


Рис. 4. Зусилля в опорній поверхні залежно від швидкості обертання вала

На рис. 5 показані значення поздовжніх і поперечних зусиль у безрозмірних величинах за довжиною опорної поверхні в розгорнутому вигляді на окремо взятому кроці інтегрування при швидкості обертання у околиці пуску турбогенератора.

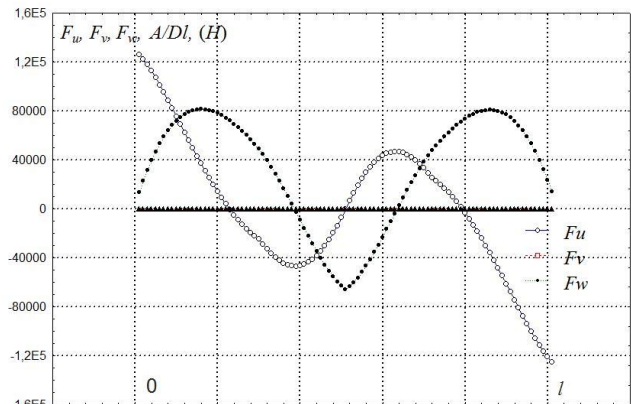


Рис. 5. Зусилля за довжиною опорної поверхні

Тут також спостерігається значна нелінійність процесу, більша нерівномірність зусиль за довжиною еліпса, що відповідає загальноприйнятим уявленням про напіввідінне тертя. Використовуючи значення цих зусиль на кожному кроці, за відомими з літератури залежностями, можна прогнозувати зносостійкість і ремонтпридатність підшипника.

## 6. Висновки

Отримані результати дослідження підшипника ковзання компресора турбоагрегату показують великі можливості методики, що описана в даній статті. Слід зазначити, що можливо додавання або знімання в процесі роботи підшипника й інших навантажень, не зазначених у розглянутому прикладі. Причому відмінною рисою пропонованої методики є те, що для

урахування якого-небудь навантаження на опорну поверхню достатньо знати або його функцію, або абсолютне значення в будь-якому тимчасовому відрізку часу роботи підшипника.

---

#### Література

1. Горячева, И. Г. Изнашивание поверхностей: от моделирования микроразрушения к анализу формоизменения [Текст] / И. Г. Горячева, О. Г. Чекина // Известия РАН. МТТ. – 1999. – № 5. – С. 131–147.
2. Трибология [Текст] / [М. В. Кіндрачук, В. Ф. Лабунець, М. І. Пашечко, Є. В. Корбут]. – К. : НАУ-друк, 2009. – 392 с.
3. Расчет, подбор и испытание фрикционных пар [Текст] / [А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, А. Г. Гинсбург и др.]. - М. : Наука, 1979. – 268 с.
4. Многоуровневое моделирование процессов трения и износа на основе численных методов дискретной механики и феноменологической теории [Текст] / [А. И. Дмитриев, А. Ю. Смолин, В. Л. Попов, С. Г. Псахье] // Физическая мезомеханика. – 2008. – Т. 11. – № 4. – С. 15–24.
5. Смолин, А. Ю. О генерации и распространении упругих волн при трении. Компьютерное моделирование [Текст] / А. Ю. Смолин, И. С. Коноваленко // Физическая мезомеханика. – 2006. – Т. 9. – С. 45–48.
6. Моделирование поведения сложных сред на основе комбинированного дискретно-континуального подхода [Текст] / [С. Г. Псахье, А. Ю. Смолин, Ю. П. Стефанов, П. В. Макаров и др.] // Физическая мезомеханика. – 2003. – Т. 6. – № 6. – С. 11–21.
7. Кравцов, В. І. Механіка гнучких морських конструкцій [Текст] / В. І. Кравцов. – К. : Наукова думка, 1999. – 131 с.
8. Дроконов, А. М. Подшипники турбинных установок [Текст] / А. М. Дроконов, А. В. Осипов, А. В. Бирюков. – Брянск : БГТУ, 2009. – 103 с.
9. Ревзин, Б. С. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспортировки газа: [справ. пособ.] [Текст] / Б. С. Ревзин, И. Д. Ларионов. – М. : Недра, 1991. – 303 с.
10. Чернавский, С. А. Подшипники скольжения [Текст] / С. А. Чернавский. – М. : Машгиз, 1963. – 245 с.
11. Седых, Э. С. Эксплуатация газоперекачивающих агрегатов с газо-турбинным приводом: [справ. пособ.] [Текст] / Э. С. Седых. – М. : Недра, 1990. – 203 с.
12. Vogelpohl, G. Geringste zulässige Schmierschichtdicke und Übernangsdrehzahl [Текст] / G. Vogelpohl // Konstruktion. – 1962. – № 12. – P. 461 – 468.