УДК 621.78(043.2)

М. В. КІНДРАЧУК, В. І. КРАВЦОВ, О. Л. ДІДЕНКО, В. М. КІНДРАЧУК, Ю. Б. БУРБЕЛА

Національний авіаційний університет, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ЙМОВІРНОСТІ БЕЗВІДМОВНОЇ РОБОТИ ОПОРНОГО ПІДШИПНИКА ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНОГО АГРЕГАТА НА ОСНОВІ ПРУЖНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ВКЛАДИША

На прикладі роботи опорного радіального підшипника ковзання компресора турбіни газоперекачувального агрегата представлено метод дослідження пружного деформування вкладиша при одночасній дії сил, що виникають поетапно від пуску до зупинника. Для цього розглядається математична модель, що описує рівновагу та деформування просторово скривленого елемента, його зовнішню та внутрішню геометрію. На підставі одержаних характеристик напружено-деформованого стану визначено ймовірність безвідмовної роботи опорного підшипника.

***Ключові слова**: підшипник, вкладиш, деформування, тертя, шорсткість, числове дослідження, напружено-деформований стан, трибоспряження, навантаження, зношування*

Вступ. Для транспортування природного газу магістральними газопроводами широко застосовуються газоперекачувальні агрегати з газотурбінними установками стаціонарного типу, де в якості опор роторів використовуються підшипники ковзання. Вихід з ладу хоча б одного з підшипників є причиною зупинки агрегата в цілому. 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 зміну 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 [1]. Набір матеріалів підшипникових вузлів обмежений. Особливий інтерес представляють бабіти, що використовуються для покриття опорних підшипників і упорних колодок. Бабіти – сплави олова, свинцю, сурми, кадмію, цинку. Найпоширеніша марка бабіту Б83 має склад, %: олово – 83, сурма – 11, мідь – 6,

свинець – менш 0,3. Така структура визначає фрикційні якості бабіту. При температурах 100 – 120°С міцністні показники бабіту різко падають, тому його робоча температура не перевищує 800 °С [2]. У роботі [3]. пропонується новий склад сплаву, вибраний таким чином, що залізо, хром і нікель утворюють металеву матрицю, в якій рівномірно розподілені зміцнюючі кристали дибориду титану і манокарбіду ванадію. Олово і свинець, розчинившись в металевій матриці, підсилюють ефект міді щодо зниження коефіцієнта тертя, що призводить до суттєвого зростання зносостійкості в умовах тертя без мащення. Для дослідження показників роботи таких матеріалів необхідна алгоритмічна методика. Тому для урахування всіх перерахованих факторів у даній статті пропонується дослідження вкладиша опорного підшипника ковзання чисельним методом, який дозволяє одержувати характеристики напружено-деформованого стану вузлів підшипника при навантаженнях, максимально наближених до реально діючих.

Аналіз сучасних досліджень. 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. У цих випадках одержали розповсюдження чисельні методи дослідження.

У даній статті пропонується метод чисельного моделювання пружного деформування опорної поверхні опорного підшипника газоперекачувального агрегата (ГПА). Базовою моделлю є методика чисельного дослідження просторово пружно деформівних елементів, яка описана в [4]. 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 цієї 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 диференційних 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 елементу 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 поздовжньої лінії. Після отримання характеристик напружено-деформованого стану у вузлах тертя з використанням відомих залежностей є можливим розрахунок вірогідного часу роботи зношувальних елементів.

Мета роботи. Метою даної роботи є отримання характеристик напружено-деформованого стану опорної поверхні (вкладиша) радіального підшипника ковзання ГПА із модернізованого сплаву [2] з використанням методики чисельного дослідження, що детально розглянута в [4] та розрахунок вірогідного напрацювання вкладиша підшипника.

Виклад основного матеріалу. Коротко викладемо принципи базової методики [4]. Розвиток запропонованої 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. 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.

У рівняння рівноваги входять параметри кривизни і крутіння пружної лінії *p, q, r,* для обчислення яких потрібно мати їх рівняння та знати положення триедрів (*u, v, w*), (*n, b,* τ) 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 [4]:

$$x' = f(x,s,\lambda), \tag{1}$$

де $x(s)$ – вектор стану, f – вектор-функція правих частин системи рівнянь; λ – параметр інтенсивності збурювання (навантаження), штрихом позначена похідна по s. Параметр λ, 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 імовірнісно змінюватися.

Чисельна реалізація розв’язку здійснюється у вигляді крокового процесу за параметром. Для цього запропоновано методику, 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 трибоспряження в динаміці розвитку процесу тертя: функціонально розподілене навантаження; зосереджені зусилля, які постійні за напрямком; зосереджені зусилля, які стежать за переміщенням перерізу; зосереджені моменти; загальний вектор навантажень; зусилля, які прикладаються в часі (квазістатичні).

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 [3]. Враховуючи, що опорна поверхня підшипників 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:

$$x=kb\cos t,\ y=b\sin t. \tag{2}$$

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

$$x=kb\cos\left(\frac{s}{\mu}\right),\ y=b\sin\left(\frac{s}{\mu}\right),\ z=s\sin\alpha, \tag{3}$$

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 [4] для елементів з такою складною геометрією виявилося необхідним здійснювати параметризацію кривої. Для цього введемо параметр *m:*

$$m=\sqrt{(x')^2+(y')^2+(z')^2}. \tag{4}$$

Тоді дільницю довжини кривої можна виразити як

$$dl=mds. \tag{5}$$

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

$$q^*=\frac{1}{m}\sqrt{\left[\frac{d}{ds}\left(\frac{1}{m}\right)x'+\frac{1}{m}x''\right]^2+\left[\frac{d}{ds}\left(\frac{1}{m}\right)y'+\frac{1}{m}y''\right]^2+\left[\frac{d}{ds}\left(\frac{1}{m}\right)z'+\frac{1}{m}z''\right]^2}. \tag{6}$$

Значення кривизни r^* в недеформованому стані:

$$r^*=\left(\frac{dx}{dl}\frac{d^2y}{dl^2}\frac{d^3z}{dl^3}+\frac{dy}{dl}\frac{d^2z}{dl^2}\frac{d^3x}{dl^3}+\frac{dz}{dl}\frac{d^2x}{dl^2}\frac{d^3y}{dl^3}-\frac{dz}{dl}\frac{d^2y}{dl^2}\frac{d^3x}{dl^3}+\frac{dx}{dl}\frac{d^2z}{dl^2}\frac{d^3y}{dl^3}+\frac{dy}{dl}\frac{d^2x}{dl^2}\frac{d^3z}{dl^3}\right)/(q^*)^2. \tag{7}$$

Рівності (2) – (7) повністю визначають геометрію опорної поверхні в недеформованому стані і дозволяють сформулювати систему розв'язальних рівнянь з крайовими умовами при s = 0:

$$x=kb,\ y=0,\ z=0,$$
$$\tau_x=\frac{dx}{mds}=\frac{1}{m}x',\ \tau_z=\frac{dz}{ds}=\frac{1}{m}z',\ \tau_y=\frac{1}{m}y'. \quad (8)$$

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

$$x=kb\cos\left(\frac{s}{\mu}\right),\ y=b\sin\left(\frac{s}{\mu}\right),\ z=s\sin\alpha\ ,$$
$$\left|\tau_x=\frac{dx}{mds}\right|_{s=S},\ \tau_z=\sin\alpha,\left|n_x+\frac{p}{\sqrt{p^2+q^2}}\right|_{s=S}=0. \quad (9)$$

Результати дослідження. Розрахунки підшипників ковзання, що працюють у режимі, близькому до граничного тертя, виконуються звичайно як перевірочні, оскільки розміри підшипника (довжина і діаметр**)** визначаються конструктивно відповідно до розмірів вала й оптимальним для даного типу опор відношенням. 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 [5].

Для розрахунків прийняті відомі [3] фізико-геометричні параметри вкладиша агрегату ГТ-750-6 (діаметр $D = 220$ мм, ширина $l = 160$ мм, модуль пружності $E = 48$ *ГПа,* жорсткість $A = EI$, де I – момент інерції перерізу), за якими у якості початкових параметрів для підстановки в систему розв'язальних рівнянь (1) визначаються і його жорсткості. У якості еквівалента параметра навантаження (інтенсивності зовнішнього збурювання λ) приймалося питоме навантаження $|p|$, яке визначалося як усереднене від дії навантажень тиску мастила, вібрації вала, температури та пружної деформації опорної поверхні, викликаної дією навантажень і зношуванням. За мірою зношування змінюється обрис поздовжньої осі опорної поверхні, та у зв’язку із цим змінюється, відповідно, і величина та напрямок діючих навантажень, що також ураховується 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. Положення цапфи в «лимонному» підшипнику характеризується двома ексцентриситетами стосовно кожної половини вкладиша. Завдяки цьому виникають мастильні клини по обидва боки, з відповідними гідродинамічними тисками.

На рис. 1 показані значення поздовжніх і поперечних зусиль у безрозмірних величинах за довжиною опорної поверхні в розгорнутому вигляді на кожному кроці інтегрування від початку обертання вала до його максимальної швидкості.

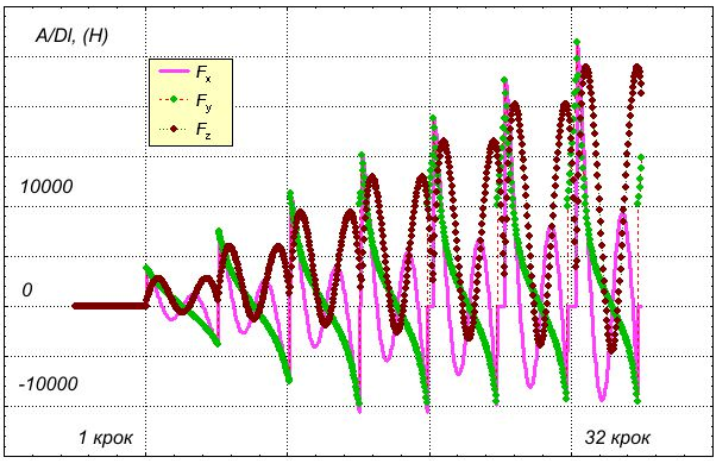


Рис. 1. Зусилля в опорній поверхні в залежності від швидкості обертання вала

Крок інтегрування був прийнятий дискретно пропорційний швидкості обертання вала. У такий спосіб здійснювався безперервний від пуску до зупинника контроль напружено-деформованого стану опорної поверхні.

Апроксимуючи візуально вершини «гребенів» на графіку, можна зробити висновок, що зусилля 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).

На рис. 2 показані значення поздовжніх і поперечних зусиль у безрозмірних величинах за довжиною опорної поверхні в розгорнутому вигляді на окремо взятому кроці інтегрування при швидкості обертання в околиці пуску турбогенератора.

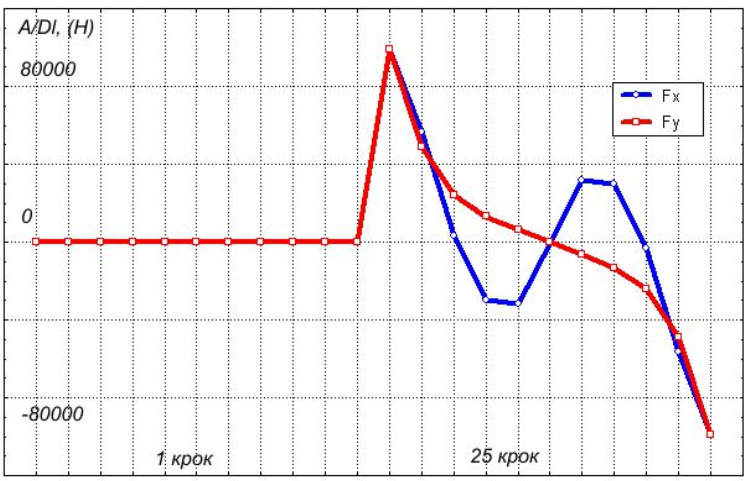


Рис. 2. Зусилля за довжиною опорної поверхні

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

З урахуванням отриманих значень напружено-деформованого стану стає можливим розрахунок ймовірності безвідмовної роботи підшипникового вузла ГПА. При виборі робочих параметрів необхідно знати вплив ресурсовизначальних факторів на їхню довговічність. Такими факторами є величини початкового й граничного зазорів, коефіцієнт тертя, твердість контактуючих поверхонь, а також величина напружень у матеріалах підшипника, що виникають під впливом робочих навантажень.

Для оцінки ймовірності безвідмовної роботи (БВР) вузлів, у яких має місце механічне зношування, використовують звичайно відомі залежності [6]:

$$u_p = \frac{\overline{n} - 1}{\sqrt{\overline{n}^2 v_\Delta^2 + v_i^2}} \tag{10}$$

де $v_\Delta = S_\Delta / 2\overline{\Delta}$ – коефіцієнт варіації зазору в підшипнику; $2\overline{\Delta} = 2\Delta_{пред} - 2\overline{\Delta}_{нач}$ – середнє значення припустимого зношування; v_I – коефіцієнт варіації інтенсивності зношування; n – умовний коефіцієнт запасу за зношуванням, визначається як відношення середнього значення припустимого зношування до дійсного: $\overline{n} = 2\overline{\Delta}/(\overline{И}_1 + \overline{И}_2)t$, де $(\overline{И}_1 и \overline{И}_2)$ – середнє значення зношування шипу й підшипника за наробіток t.

Інтенсивність зношування в більшості випадків визначається за формулою:

$$I = k\frac{p^m f^n}{H^l}, \tag{11}$$

де k – коефіцієнт пропорційності; p – тиск на матеріал підшипника; f – коефіцієнт тертя; H – твердість матеріалу в одиницях НВ; m, n та l – показники степені, що залежать від впливу змащення, термообробки деталей тощо.

Це дозволяє виразити коефіцієнт варіації інтенсивності зношування v_I через коефіцієнти варіації тиску v_p, коефіцієнт тертя v_f і твердості v_h:

$$v_I = \sqrt{(mv_p)^2 + (nv_f) + (lv_H)^2}. \tag{12}$$

Для випадку тертя сталей по інших матеріалах l=n=1. При терті деталей без змащення і при граничному терті значення питомого тиску на матеріал підшипника p < (0,7...0,8) [p], m=1. При більших значеннях p – m=2 – 3. Використовуючи дану послідовність розрахунків, можна встановити коефіцієнт варіації еквівалентного навантаження v_p. Це дає можливість установити значення коефіцієнта варіації інтенсивності зношування і значення квантілі для певного значення напрацювання вузла. Використовуючи табличні дані для визначення ймовірності безвідмовної роботи, за значенням наявної квантілі нормованого нормального розподілу визначається значення ймовірності безвідмовної роботи досліджуваного вузла. При розрахунках значень імовірності безвідмовної роботи підшипникового вузла ГПА вихідними даними є:

– твердість матеріалу підшипника – 195...335 од. НВ;

– твердість матеріалу вала (опорної втулки) сталі – .640 од. НВ;

– коефіцієнт тертя сплаву [2] по термообробленій сталі в умовах граничного змащення варіюється в діапазоні f = 0,5÷0,55;

– значення середньозваженого крутного моменту M = 861,9 Н-М [3].

Для оцінки впливу на ймовірність безвідмовної роботи зміни зазорів підшипника використовуються результати чисельного розрахунку по визначенню значення нормованого нормального розподілу u_p. Усі отримані розрахункові значення представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Параметри для визначення значень нормованого нормального розподілу u_p підшипникового вузла при різних значеннях початкового зазору

Варіант	Зазор у підшипнику, мм			v_Δ	п	v_H	v_f	v_p	v_I
	Smax	Smin	$S_{пред}$						
1	0,175	0,095	0,5	0,026	1,4	0,123	0,067	0,188	0,4
2	0,130	0,090	0,3	0,051	1,1	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

Підставляючи отримані значення у вираження (10) – (12) отримуємо значення нормованого нормального розподілу u_p. Скориставшись табличними значеннями функції Лапласа [7], визначаємо значення ймовірності безвідмовної роботи підшипника ковзання при різних значеннях часу наробітку t, відповідному до певного значення зношування.

Отримані значення ймовірності безвідмовної роботи при різному наробітку підшипникового вузла представлені у вигляді графічних залежностей на рис. 3.

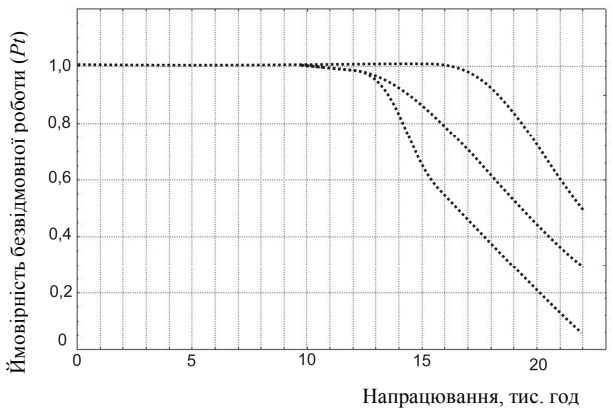


Рис. 3. Залежність імовірності безвідмовної роботи підшипника ковзання від часу роботи t при різних початкових і граничних зазорах

Висновки. Розраховані з використанням результатів чисельної обробки даних значення ймовірності безвідмовної роботи свідчать про значний вплив початкових зазорів на ресурс підшипників ковзання. Зменшення початкового зазору в представленому варіанті №3 забезпечує підвищення його надійності, оскільки значення показника наробітку вузла t =8 тис. годин зросло з $P_1(8) = 0{,}88$ до $P_3(8) = 0{,}994$. Зменшення значення граничного зазору на 0,2 мм. приводить до зменшення БВР до $P_2(8) = 0{,}58$, що має місце у варіанті №2. Підвищення значення величини ймовірності БВР в розглянутому випадку можливе внаслідок зниження значення швидкості зношування.

У результаті статистичного аналізу зношування сполучених деталей вузла при наробітку 8 тис. годин отримане значення ймовірності безвідмовної роботи

$P(8) = 0{,}84$ показує відмінність в оцінках не більш 5 %.

Отримані даним методом результати добре узгодяться з даними статистичних досліджень експлуатаційної довговічності опорного підшипника [2] і побічно підтверджують ефективність і вірогідність пропонованого в даній статті методу.

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

Список літератури

1. Трибологія / [М. В. Кіндрачук, В. Ф. Лабунець, М. І. Пашечко, Є. В. Корбут]. – К. : НАУ-друк, 2009. – 392 с.

2. Патент № 73713 України. Зносостійкий антифрікційний сплав на основі заліза / М.В. Кіндрачук**,** Е.А. Кульгавий, А.П. Данілов, Ю.Л. Хлевна**,** О.І. Духота**,** О. Л.Діденко; Заявл. від 10.00.2012; Бюл. № 12.

3. Ревзин Б. С. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспортровки газа : [справ. пособ.] / Б. С. Ревзин, И. Д. Ларионов. – М. : Недра, 1991. – 303 с.

4. Кравцов В. І. Механіка гнучких морских конструкцій / В. І. Кравцов. –К. : Наукова думка, 1999. – 131 с.

5. Чернавский С. А. Подшипнки скольжения / С. А. Чернавский. – М. : Машгиз, 1963. – 245 с.

6. Современная трибология : Итоги и перспективы / [отв. ред. К. В. Фролов]. – М. : Изд-во ЛКИ, 2008. – 480 с.

7. Лурье А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М. : Физматгиз, 1961. – 824 с.

Стаття надійшла до редакції 10.10.2014

M. V. KINDRACHUK, V. I. KRAVTSOV, O. L. DIDENKO, V. M. KINDRACHUK, Yu. B. BURBELA

DETERMINATION OF PROBABILITY OF NO-FAILURE OPERATION OF GASCOMPRESSOR UNIT SUPPORT BEARING ON THE BASIS OF ELASTIC DEFORMATION OF BUSH

A method of research of bush elastic deformation under simultaneous action of the forces arising in discrete steps from start to halt is set forth by example of a radial support sliding bearing of the gascompressor unit turbine compressor. To this end, a mathematical model describing equilibrium and deformation of the spatially curved element, its external and internal geometry is considered. The algorithm is structured in such a way that at any point in time of the deformation of the node that is examined, you can attach or remove each of the loads that occur when the friction. Explores the element with the complex geometry of the centerline, which is the liner with lemon boring. A probability of support bearing no-failure operation is determined on the basis of the stressedly-deformed mode characteristics obtained.

Keywords: bearing, bush, deformation, friction, roughness, numerical study, friction unit, stressing, wear.

Кіндрачук Мирослав Васильович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри машинознавства, Національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел./факс: +38 044 406 77 73, E-mail: Kindrachuk@ukr.net.
Кравцов Віктор Іванович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри машинознавства, Національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 78 42, akvarobotec@narod.ru.
Діденко Олександр Леонідович – аспірант кафедри машинознавства, Національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 77 73, E-mail: didenkos86@mail.ru.
Кіндрачук Віталій Мирославович – канд. техн. наук, науковий співробітник відділу 44, Інститут проблем матеріалознавства ім. І. М. Францевича НАН України, вул. Академіка Кржижановського, 3, м. Київ, Україна, 03142, E-mail: vkindrachuk@web.de.
Бурбела Юрій Богданович – аспірант кафедри машинознавства, Національний авіаційний університет, пр. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, Україна, 03058, тел.: +38 044 406 77 73.