

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

КОШКІН ДМИТРО ЛЕОНІДОВИЧ

УДК 629.5.03:621.822.2

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ УПОРНИХ
ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ВАЖІЛЬНИМ
ВИРІВНЮВАЛЬНИМ ПРИСТРОЄМ СУДНОВИХ ГТД**

Спеціальність 05.08.05 - суднові енергетичні установки

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Миколаїв 2004

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному університеті кораблебудування (НУК) імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор **Хлопенко Микола Якович**, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, заст. директора ІАЕ НУК, завідувач кафедри автоматики НУК імені адмірала Макарова.

Офіційні опоненти:

- доктор технічних наук, професор **Крючков Юрій Семенович**, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, професор кафедри;
- кандидат технічних наук **Кириухін Олександр Львович**, Севастопольський військово-морський ордена Червоної Зірки інститут імені П.С. Нахімова, докторант науково-організаційного відділу.

Провідна установа - Одеський національний морський університет Міністерства освіти і науки України.

Захист відбудеться "24" травня 2004 р. об 11 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 38.060.01 Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова за адресою: 54025, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграда, 9, ауд. 360.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова за адресою: 54025, м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграда, 9.

Автореферат розісланий "20" квітня 2004 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д 38.060.01
д-р техн. наук, професор

С.С. Рижков

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Сутність *наукової задачі*, якій присвячена дисертація, полягає в підвищенні ефективності роботи упорних підшипників ковзання (УПК) з важільним вирівнювальним пристроєм (ВВП) газотурбінних двигунів (ГТД) суднових енергетичних установок (СЕУ) при торцевому битті гребенів і перекосах корпусів, обумовлених конструктивними, технологічними і експлуатаційними факторами, шляхом зниження динамічних навантажень на подушки підшипників за рахунок вибору раціональних конструктивних характеристик при проектуванні вібростійких УПК з ВВП.

Вагомий внесок в розв'язання окремих аспектів цієї задачі внесли М.Е. Подольський, Г.Ф. Романовський, Л.П. Серьожкіна, М.Я. Хлопенко та ін.

Актуальність теми. Упорні підшипники ковзання з ВВП є найбільш відповідальними вузлами тертя СЕУ з ГТД. Тому до ефективності їх роботи ставлять підвищені вимоги: мінімальна товщина масляної плівки має бути не меншою $H_{\min}=15...20$ мкм; максимальна температура мастила на виході з мастильного шару для деяких типів УПК не повинна перевищувати $T_{\max}=140$ °С. Допустимі динамічні осьові навантаження на підшипники суднових ГТД складають не більше ніж 50 % від статичного зусилля.

УПК з ВВП сучасних ГТД не в повній мірі задовольняють ці вимоги через торцеві биття упорного гребеня, які викликані розцентруванням валів, та перекося корпусу підшипника. Це призводить до підвищених вібрацій та шуму УПК з ВВП суднових ГТД, а в деяких випадках - до втрати працездатності упорних вузлів ГТД та, як наслідок, до зниження ефективності роботи СЕУ.

Відомі методи розрахунку експлуатаційних характеристик УПК з ВВП побудовані на припущеннях які не враховують, або враховують не в повній мірі, вплив динаміки важільного пристрою на працездатність упорного вузла суднового ГТД.

В літературі відсутні дані про дослідження динаміки УПК з ВВП при торцевому битті гребеня та перекосах корпусу. Не розроблена математична модель динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП, що дозволяла б висновувати про ефективність роботи упорних вузлів.

Таким чином, дослідження динаміки УПК з ВВП при торцевому битті гребеня та перекосах корпусу, спрямовані на підвищення ефективності роботи упорних вузлів СЕУ з ГТД, є актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика дисертаційної роботи пов'язана з галузевими планами машинобудівних підприємств України, спрямованих на підвищення надійності, довговічності та економічності упорних вузлів тертя різних технічних пристроїв, у тому числі суднових ГТД. Робота виконувалась у рамках держбюджетної теми № 1442 „Динаміка упорних підшипників ковзання газотурбінних двигунів" (№ держреєстрації 0100U003110), яка входить до тематичного плану науково-дослідних робіт, що фінансуються за рахунок загального та спеціального фондів держбюджета. Автор брав безпосередню участь у виконанні НДР на посаді молодшого наукового співробітника.

Мета і задачі дослідження полягають в підвищенні ефективності роботи УПК з ВВП, що зазнає дії торцевого биття гребеня при перекосах корпусу підшипника, викликаних розцентруванням роторів ГТД СЕУ.

Для досягнення цієї мети необхідно розв'язати такі задачі:

- аналіз УПК з вирівнювальними пристроями суднових ГТД, можливостей використання математичних моделей для прогнозування й поліпшення їх динамічних характеристик;

-
-

- створення математичної моделі динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП суднових ГТД, що викликаються регулярним торцевим биттям дзеркала гребеня при перекосі корпусу підшипника;
- розробка алгоритмів і пакета прикладних обчислювальних програм, призначених для розрахунку динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП;
- проектування та виготовлення дослідного зразка УПК з ВВП та його експериментальні дослідження для перевірки достовірності основних положень дисертаційної роботи;
- забезпечення експлуатаційної працездатності УПК з ВВП у разі розцентрування роторів суднових ГТД;
- впровадження отриманих результатів у практику проектування УПК з ВВП суднових ГТД.

Об'єктом дослідження є процеси, що проходять в УПК з ВВП суднового ГТД при розцентруванні роторів.

Предмет дослідження - динамічні характеристики, що відображають ефективність роботи УПК з ВВП суднового ГТД при торцевих биттях дзеркала упорного гребеня і перекосах корпусу.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП суднового ГТД при торцевому битті дзеркала гребеня і перекосах корпусу виконані на базі відомих рівнянь Лагранжа другого роду і контактної теорії Герца із використанням динамічних характеристик масляної плівки - коефіцієнтів ефективної пружності і демпфірування, одержаних М.Я. Хлопенко. Вони проводилися в два етапи. На першому етапі розв'язувалася задача визначення вказаних навантажень для абсолютно твердих тіл важільної системи, а на другому - з урахуванням їх контактних деформацій і пружності підкладних пластин під опорними тілами кочення нижнього ряду важелів, призначених для забезпечення працездатності підшипника у разі розцентрування ротора. Одержані в процесі розв'язання динамічні рівняння руху УПК з ВВП після лінійного перетворення були приведені до матричного вигляду для чисельного аналізу. Чисельне розв'язання матричних рівнянь руху системи виконане на персональному комп'ютері за розробленою програмою в математичному середовищі пакету MatLab. Динамічні навантаження на подушки визначалися за обчисленими амплітудними значеннями нестационарної складової товщини масляних плівок під точками опор подушок і коефіцієнтами ефективної пружності і демпфірування масляної плівки.

Експериментальні дослідження, призначення яких полягало, головним чином, у перевірці достовірності отриманої математичної моделі, виконані на стенді, розробленому М.Я. Хлопенко. Сконструйований і виготовлений дослідний зразок УПК з ВВП був встановлений у корпус експериментальної головки стенду і піддавався багатократним випробуванням на усталеному режимі роботи.

Випробування проводилися на різних частотах обертання ротора при незмінній амплітуді торцевого биття гребеня, близькій 70 мкм, на зовнішньому діаметрі подушок. У процесі випробувань безперервно вимірювалися товщина мастильного шару під точкою опори подушки трансформаторним взаємодуктивним датчиком, а також температура мастила на вході і виході із зазору.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

- вперше побудована математична модель динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП при торцевому битті дзеркала гребеня та перекосах корпусу, що дозволяє на стадіях проектування, доведення та модернізації прогнозувати ефективність роботи упорних вузлів суднових ГТД та інших технічних засобів;

- встановлено, що торцеві биття гребеня викликають динамічні навантаження на подушки УПК з ВВП, зумовлені інертністю вирівнювального пристрою. При амплітудах торцевого биття в межах нормативних значень ці навантаження складають близько 20...30 % від статичного зусилля на кожну подушку, а при розцентруванні ротора можуть спричинити руйнування упорних вузлів судових ГТД;

- визначено, що перекося корпусу не впливають на динамічну поведінку УПК з ВВП та повністю ліквідуються вирівнювальним пристроєм у разі використання вдосконаленої конструкції ВВП;

- вперше виявлено білярезонансний режим роботи УПК з ВВП компресора високого тиску судового ГТД М-70, при якому динамічні навантаження на подушки підшипника сягають 75 % від статичного зусилля, а максимальна температури масла - до 160 °С, при спіранні нижніх важелів вирівнювального пристрою на пружні пластини;

- показано, що здійснення відстройки від білярезонансного режиму УПК з ВВП судового ГТД М-70 за рахунок раціонального вибору коефіцієнта жорсткості пружних пластин дозволяє зменшити динамічні навантаження на 50 % та знизити максимальну температуру масла до 140 °С, що забезпечує підвищення ефективності роботи опори.

Практичну цінність становлять:

- методика розрахунку ефективності роботи УПК з ВВП судових ГТД;

- алгоритми і пакети прикладних обчислювальних програм, призначених для розрахунку динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП судових ГТД;

- експериментальний зразок і методика експериментальних досліджень ефективності роботи УПК з ВВП;

- рекомендації щодо забезпечення працездатності УПК з ВВП при розцентруванні роторів судових ГТД за рахунок раціонального вибору коефіцієнта жорсткості пружних пластин під опорами нижнього ряду важелів.

Використання розроблених математичних моделей, алгоритмів і пакету прикладних програм дозволили забезпечити працездатність, підвищити ефективність упорних вузлів судових ГТД.

Результати проведених досліджень динаміки УПК з ВВП ротора компресора високого тиску судового ГТД М-70 впроваджені на ДП НВКГ „Зоря” - „Машпроект” і застосовуються під час доведення упорних вузлів тертя інших виробів. Математична модель та методика розрахунку динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП використовуються під час розробки програмного забезпечення тренажерів СЕУ на НТП „Тренажерний центр” (м. Севастополь). Впровадження результатів роботи підтверджено відповідними актами.

Одержані в дисертаційній роботі результати можуть бути впроваджені в практику проектування, доведення і модернізації упорних вузлів рідинного тертя інших технічних пристроїв.

Особистий внесок здобувача. Наукові результати, висновки і рекомендації, які наведені в дисертації і виносяться на захист, одержані особисто здобувачем. Математичні моделі, надані у спільних роботах, побудовані здобувачем при безпосередній участі співавторів. Обчислювальні програми розроблені особисто здобувачем. Теоретичний і експериментальний аналіз працездатності УПК з ВВП судових ГТД проведений під керівництвом наукового керівника.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на міжнародних науково-технічних конференціях „Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин” (м. Хмельницький 2000 р.) і „Кораблебудування: освіта, наука, виробництво” (м.

Миколаїв, 2002 р.), а також на науково-технічних конференціях та семінарах УДМТУ (2000-2002 рр.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в п'яти статтях і тезах доповіді на міжнародній конференції, з них дві статті - в міжнародному журналі, три - у збірниках наукових праць. Окремі результати наведені в науково-технічному звіті.

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний об'єм дисертації становить 164 сторінки, зокрема основний текст - 127 сторінок, малюнків - 29, таблиць - 6, додатків на 24 сторінках; бібліографія містить 89 найменувань. У додатку подані тексти обчислювальних програм і документи, які підтверджують впровадження.

СТРУКТУРА І ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність проблеми, яка вперше поставлена в дисертації, сформульовані мета і основні задачі дослідження, відображені наукова новизна і практична цінність роботи, наведені основні наукові положення, які виносяться на захист, відомості про апробацію, публікацію і реалізацію результатів досліджень.

У першому розділі проведений аналіз сучасних УПК з вирівнювальними пристроями суднових ГТД. Показано, що застосування цих пристроїв обумовлене необхідністю захисту масляної плівки від руйнування, викликаного перекосами корпусу, торцевим биттям гребеня ротора та іншими факторами.

Проаналізовані найпоширеніші схеми УПК із зрівняльними пристроями сферичного типу, пружними підкладними пластинами, та важільно-механічними пристроями, призначеними для вирівнювання навантажень по подушках.

Показано, що застосування ВВП в УПК суднових ГТД є найдоцільнішим порівняно з іншими подібними пристроями у тому випадку, коли точки контакту нижнього ряду важелів з жорсткою основою і з верхнім рядом важелів лежать в одній площині. Це дозволило, як показано в роботі, істотно знизити сили тертя, які негативно впливають на вирівнювальну здатність ВВП, і надалі нехтувати ними під час розробки розрахункових моделей, що описують динаміку підшипника.

На базі проведеного літературного огляду робіт і їх аналізу сформульована **науково-прикладна задача**, що полягає в підвищенні ефективності роботи УПК з ВВП суднових ГТД при торцевому битті гребенів і перекосах корпусів, обумовлених конструктивними, технологічними і експлуатаційними факторами, шляхом зниження динамічних навантажень на подушки підшипників за рахунок вибору раціональних конструктивних характеристик.

У другому розділі наведено обґрунтування вибору напрямку досліджень (за паспортом спеціальності) та поставлені їх основні задачі. Викладено підходи та основні методи, призначені для рішення поставлених задач, та проведена їх порівняльна оцінка. Розглянуті основні методи вимірювання товщини масляної плівки.

Порівняльна оцінка методів розв'язання поставлених задач дослідження показала, що рівняння Лагранжа другого роду в поєднанні з методом комплексних амплітуд найменш трудомісткі під час складання і приведення звичайних диференціальних рівнянь руху УПК з ВВП до системи лінійних алгебраїчних рівнянь у комплексній формі. Цю систему рівнянь доцільно розв'язувати матричним методом, який порівняно просто реалізувати на ПЕВМ.

Проведений аналіз методів експериментального вимірювання товщини масляних плівок показав, що найбільш економічним та точним методом, що

не потребує складного дорогого устаткування, є метод вимірювання товщини масляної плівки підшипника за допомогою трансформаторного взаємоіндуктивного датчика.

У *третьому розділі* подано виведення динамічних рівнянь руху УПК з ВВП при торцевому битті гребеня і перекосі корпусу для абсолютно твердих тіл вирівнювальної системи з приєднаними масами рідини без урахування контактних деформацій, тертя в місцях контакту її елементів і опору тертя, що виникає при взаємодії рухомих тіл цієї системи з рідиною (маслом). Ці рівняння одержані відносно двовимірної розрахункової схеми підшипника. Для опису динаміки системи використані рівняння Лагранжа другого роду. Проведений якісний аналіз одержаних динамічних рівнянь підшипника.

Принципова конструктивна схема УПК з ВВП наведена на рис. 1.



Рис. 1. Конструктивна схема УПК с ВВП

Його характерною особливістю є те, що сферичні головки секторних у плані подушок 2 обпираються не на жорстку основу 5 або пружні опори, а на рухому вирівнювальну систему, що складається з кінематично зв'язаних верхніх 3 і нижніх 4 важелів.

Принцип дії цієї системи полягає у тому, що при перекосі корпусу 5 робочі поверхні подушок самовстановлюються на однаковій відстані від площини дзеркала гребеня 1, завдяки чому забезпечується вирівнювання навантажень по подушках.

На рис. 2 подана розрахункова схема УПК з ВВП. Корпус підшипника має перекіс, який визначається максимальним зміщенням δ площини обпирання нижніх важелів на діаметрі точок контакту подушок з верхніми важелями.

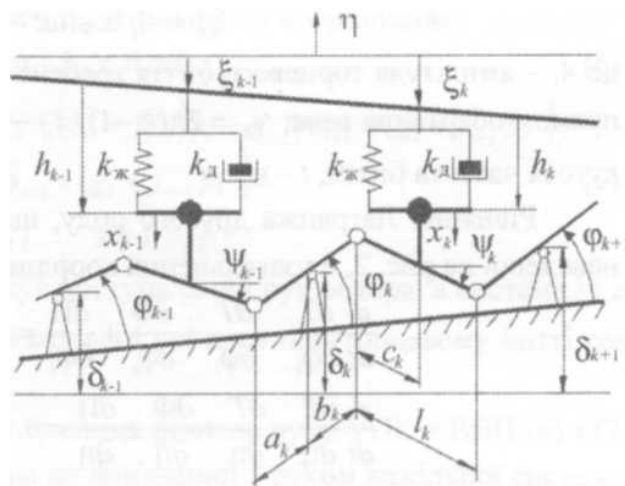


Рис. 2. Розрахункова схема УПК с ВВП

Оскільки статичні навантаження, що діють на подушки, в рамках прийнятих припущень однакові, несуча масляна плівка для кожної упорної подушки моделюється ідеальною в'язкопружною ланкою з постійними коефіцієнтами жорсткості $k_{\text{ж}}$ і демпфірування $k_{\text{д}}$. Оскільки значення цих коефіцієнтів урахують поворот подушки навколо її опори, то відповідні сили пружності і демпфірування вважаються прикладеними в місці контакту подушки з верхнім важелем. Сама упорна подушка моделюється точковою масою.

Приєднані до верхніх і нижніх важелів і до звернених до них поверхонь подушок маси рідини приймаються сталими. Передбачається, що центр мас верхнього важеля з приєднаною масою рідини лежить під точкою опори подушки на прямій, що з'єднує точки дотику цих важелів із сусідніми нижніми важелями.

Положення вирівнювального пристрою однозначно визначається кутами повороту ϕ нижнього ряду важелів 4 (див. рис. 2), а осьове переміщення гребеня разом з ротором - координатою η . Узагальнена координата η відміряється від положення статичної рівноваги гребеня, а узагальнені координати ϕ_i ($i = \overline{1, z_n}$;

z_n - число подушок) - від площини корпусу підшипника. Позитивні напрями цих координат позначені на рис. 2 стрілками.

Торцеве биття гребеня, що характеризується постійним кутом нахилу його дзеркальної площини до осі обертання вала, розглядається як вимушуюча дія, з частотою обертання ротора і описується залежністю

$$\xi_k = A_r \cos(\omega t - \gamma_k), \quad (1)$$

де A_r - амплітуда торцевого биття гребеня під точкою опори k -ї подушки за напрямом обертання вала; $\gamma_k = 2\pi(k-1)/z_n$ - початкова фаза для k -ї подушки; ω - кутова частота биття; t - час.

Рівняння Лагранжа другого роду, що описують рух механічної системи, наведеної на рис. 2, в узагальнених координатах ϕ_i і η , мають вигляд

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_i} - \frac{\partial T}{\partial \phi_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \phi_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_i} &= 0 \quad (i = \overline{1, z_n}); \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}} - \frac{\partial T}{\partial \eta} + \frac{\partial \Phi}{\partial \eta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta} &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де T , Π - кінетична і потенціальна енергія системи; Φ - дисипативна функція.

Переміщення елементів ВВП пов'язані такими залежностями:

$$\psi_k = \frac{1}{l_k}(\phi_k b_k + \phi_{k+1} a_{k+1} + \delta_{k+1} - \delta_k); \quad x_k = \phi_k g_k + \phi_{k+1} f_k + \delta_k + (\delta_{k+1} - \delta_k) \frac{c_k}{l_k}, \quad (3)$$

де $g_k = b_k(c_k/l_k - 1)$; $f_k = a_{k+1}c_k/l_k$; a_k, b_k, c_k, l_k - геометричні розміри важелів (див. рис. 2).

Кінетична енергія підшипника з урахуванням (3):

$$\begin{aligned} T = \frac{1}{2} m_1 \dot{\eta}^2 + \frac{1}{2} I_1 \omega^2 + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{z_n} m_{2k} (\dot{\phi}_k g_k + \dot{\phi}_{k+1} f_k)^2 + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{z_n} I_{3k} \left(\dot{\phi}_k \frac{b_k}{l_k} + \dot{\phi}_{k+1} \frac{a_{k+1}}{l_k} \right)^2 + \\ + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{z_n} m_{3k} (\dot{\phi}_k g_k + \dot{\phi}_{k+1} f_k)^2 + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{z_n} I_{4k} \dot{\phi}_k^2, \end{aligned} \quad (4)$$

де m_1 - маса ротора; I_1 - момент інерції ротора з насадженням на нього гребнем відносно осі обертання; m_{2k} - маса подушки; m_{3k} - маса k -го верхнього важеля; I_{3k} - момент інерції k -го верхнього важеля відносно осі, що проходить через центр мас перпендикулярно площині його руху; I_{4k} - момент інерції нижнього важеля.

Потенціальна енергія системи і дисипативна функція при заданому гармонічному законі (1) торцевого биття дзеркала гребеня

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{z_n} k_{\text{ж}} h_k^2; \quad \Phi = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{z_n} k_{\text{д}} \dot{h}_k^2, \quad (5)$$

де $h_k = x_k - \xi_k + \eta$ - зміна товщини мастильного шару під точкою опори k -ї подушки.

Після підстановки виразів (4) і (5) у рівняння Лагранжа (2) і лінійного перетворення координат, що дозволяє виключити з рівнянь складову перекосу корпусу, одержана система рівнянь, які описують рух упорного підшипника з важільним вимірювальним пристроєм в узагальнених координатах:

важільним вирівнювальним пристроєм в узагальнених координатах:

$$m_1 \ddot{\eta} + k_d z_n \dot{\eta} + k_z z_n \eta = 0; \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & I_{i-1} \ddot{\phi}_{i-1} + I_i \ddot{\phi}_i + I_{i+1} \ddot{\phi}_{i+1} + k_d [g_{i-1} f_{i-1} \dot{\phi}_{i-1} + (g_i^2 + f_{i-1}^2) \dot{\phi}_i + g_i f_i \dot{\phi}_{i+1} + (g_i + f_{i-1}) \dot{\eta}] + \\ & + k_z [g_{i-1} f_{i-1} \phi_{i-1} + (g_i^2 + f_{i-1}^2) \phi_i + g_i f_i \phi_{i+1} + (g_i + f_{i-1}) \eta] = \\ & = k_z (g_i \xi_i + f_{i-1} \xi_{i-1}) + k_d (g_i \dot{\xi}_i + f_{i-1} \dot{\xi}_{i-1}) \quad (i = \overline{1, z_n}). \end{aligned} \quad (7)$$

Рівняння (6) цієї системи описує поступальний рух ротора, а система із z_n рівнянь (7) - вимушені коливання важільної системи при торцевому битті гребеня.

Загальний аналіз структури одержаних рівнянь руху УПК з ВВП (6) і (7) показує, що поступальний рух ротора не пов'язаний з рухом важільної системи. Крім того, розв'язок рівняння (6) не залежить від биття. Тому ротор завжди стійкий за осьовим ступенем вільності, і будь-яке мале збурення його рівноважного стану згасатиме з часом.

Загальний розв'язок однорідних рівнянь лінійної системи (7) є аперіодичним рухом. Отже, важільна система також стійка за кутовими ступенями вільності Φ_i . Биття є вимушуючою функцією, тому воно впливає тільки на частинний розв'язок динамічних рівнянь важільного пристрою.

При торцевому битті гребеня інерційні ефекти вирівнювальної системи з приєднаними масами рідини породжують знакозмінні динамічні навантаження на подушки із зміщенням по фазі.

При гармонічному торцевому битті гребеня біля положення статичної рівноваги характер зміни параметрів системи може бути заданий у вигляді

$$\eta = \tilde{A}_p e^{j\omega t}; \quad \xi_i = \tilde{A}_r e^{j(\omega t - \gamma_i)}; \quad h_i = \tilde{H}_i e^{j\omega t}; \quad N_i = \tilde{P}_i e^{j\omega t}; \quad \phi_i = \tilde{\Phi}_i e^{j\omega t}, \quad (8)$$

де j – уявна одиниця; $N_k = k_d \dot{h}_k + k_z h_k$ – динамічна складова гідродинамічної реакції мастильного шару k -ї подушки. Хвиляста лінія позначає комплексну амплітуду.

Комплексна жорсткість масляної плівки $\tilde{C} = k_z + \omega k_d j$.

Система рівнянь для визначення динамічних навантажень на подушки в матричній формі

$$\begin{aligned} [A] \{\tilde{\Phi}\} &= \tilde{A}_r \{B\}; \\ \{\tilde{P}\} &= \tilde{C} ([G] \{\tilde{\Phi}\} - \tilde{A}_r \{\Gamma\}), \end{aligned} \quad (9)$$

де елементи матриць

$$\begin{aligned} a_{i,i-1} &= -I_{i-1} \omega^2 + g_{i-1} f_{i-1} \tilde{C}; \quad a_{i,i} = -I_i \omega^2 + (g_i^2 + f_i^2) \tilde{C}; \\ a_{i,i+1} &= -I_{i+1} \omega^2 + g_i f_i \tilde{C}; \quad b_i = \tilde{C} (g_i e^{-\gamma_i} + f_{i-1} e^{-\gamma_{i-1}}). \end{aligned}$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{1,1} & a_{1,2} & 0 & 0 & \dots & a_{1,z_n} \\ a_{2,1} & a_{2,2} & a_{2,3} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & a_{3,2} & a_{3,3} & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & a_{z_n-1,z_n} \\ a_{z_n,1} & 0 & 0 & 0 & \dots & a_{z_n,z_n} \end{bmatrix}; \quad G = \begin{bmatrix} g_1 & f_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & g_2 & f_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & g_3 & f_3 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & f_{z_n-1} \\ f_{z_n} & 0 & 0 & 0 & \dots & g_{z_n} \end{bmatrix};$$

$$\tilde{P} = \begin{bmatrix} \tilde{P}_1 \\ \tilde{P}_2 \\ \dots \\ \tilde{P}_{z_n} \end{bmatrix}; \quad \tilde{\Phi} = \begin{bmatrix} \tilde{\Phi}_1 \\ \tilde{\Phi}_2 \\ \dots \\ \tilde{\Phi}_{z_n} \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \dots \\ b_{z_n} \end{bmatrix}; \quad \Gamma = \begin{bmatrix} e^{-j\Omega_1} \\ e^{-j\Omega_2} \\ \dots \\ e^{-j\Omega_{z_n}} \end{bmatrix};$$

Розв'язок матричної системи (9) відносно вектора-стовпця комплексних амплітуд гідродинамічних реакцій подушок

$$\{\tilde{P}\} = \tilde{C}([G][A]^{-1}\{B\} - \{\Gamma\})\tilde{A}_r. \quad (10)$$

На прикладі упорного підшипника компресора високого тиску ГТД М-70 за складеною програмою виконані обчислення і побудовані залежності амплітуди динамічного навантаження $P_{\text{дин}}$ на подушки від різних параметрів підшипника. На рис. 3 наведені залежності розрахункових значень безрозмірної величини $P_{\text{дин}}/P_{\text{ст}}$ від амплітуди торцевого биття гребеня A_r при різних значеннях частоти обертання ротора n . Амплітуда динамічного навантаження для всіх подушок однакова.

Залежності є прямими лініями, оскільки модель лінійна. Під час збільшення A_r інерційне навантаження, яке діє на кожну подушку, збільшується, наближаючись до свого граничного значення, рівного статичному зусиллю, при якому відбувається руйнування мастильного шару.

Таким чином, інертність важільного вирівнювального пристрою з приєднаними масами рідини породжує знакозмінні навантаження на подушки підшипника при торцевому битті гребеня. Перекоси корпусу не впливають на динаміку вирівнювальної системи підшипника. Важільний пристрій не вирівнює навантаження по подушках, викликані торцевим биттям гребеня.

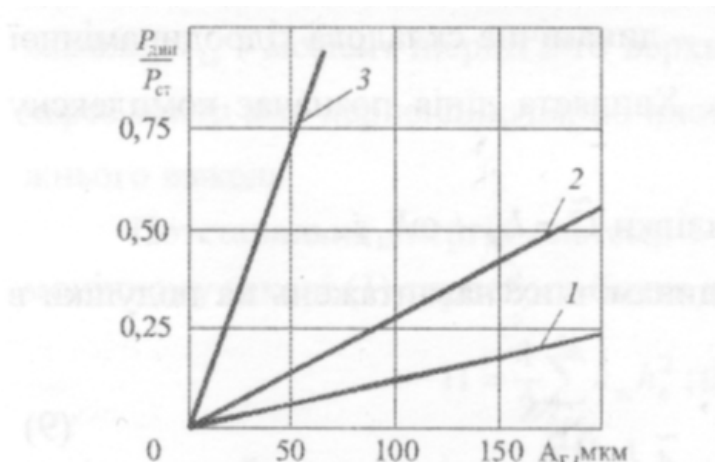


Рис. 3. Залежності амплітуди безрозмірного динамічного навантаження $P_{\text{дин}}/P_{\text{ст}}$ від амплітуди A_r торцевого биття гребеня при різних значеннях частоти обертання ротора:
1 – $n = 10000$ об/мин; 2 – 15000 об/мин;
3 – 30000 об/мин

У четвертому розділі розроблена узагальнена модель динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП при гармонічному торцевому битті гребеня з урахуванням контактної жорсткості елементів в місцях контакту. Для опису динаміки системи (гребінь - масляна плівка - подушки - важелі) використаний підхід Лагранжа. Контактні деформації в місцях дотику елементів вирівнювальної системи розраховані за контактною теорією Герца, а коефіцієнти ефективної пружності і демпфірування масляної плівки - за методом, запропонованим М.Я. Хлопенко.

На рис. 4 зображена узагальнена розрахункова схема УПК з ВВП. Всі тіла цієї системи вважалися абсолютно жорсткими, крім областей в місцях контакту. Кожна подушка з приєднаною масою рідини з боку важелів верхнього ряду моделювалася зосередженою масою, а її несуча масляна плівка ідеальною в'язкопружною ланкою з коефіцієнтом жорсткості $k_{\text{ж}}$ і демпфірування $k_{\text{д}}$. Важелі верхнього і нижнього рядів вважалися однаковими і рівноплечими.

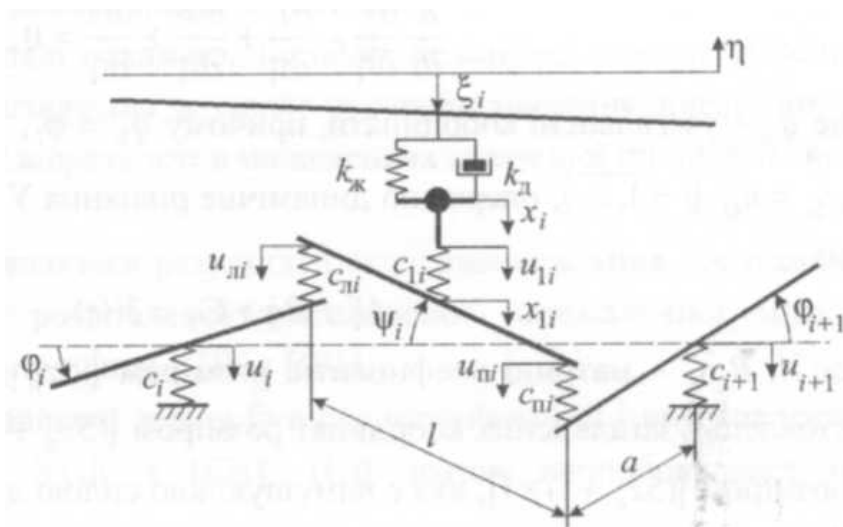


Рис. 4. Розрахункова схема узагальненої моделі УПК с ВВП

Деформівні тіла в зонах контакту ідеалізувалися пружними елементами з коефіцієнтами жорсткості c_i (контакт i -го нижнього важеля з обоймою), c_{li} , c_{pi} (контакт i -го верхнього важеля з двома нижніми важелями) і c_{1i} (контакт i -ї подушки і верхнього важеля). Відповідні цим характеристикам лінійні переміщення тіл, викликані контактними деформаціями, позначені u_i , u_{li} , u_{pi} , u_{1i} . Тертя в точках контакту і тертя опору рідини не враховувалися, а приєднані маси рідини вважалися сталими.

Узагальненими координатами було прийнято кути повороту нижнього ряду важелів ϕ_i ($i = \overline{1, z_n}$), лінійні контактні деформації тіл в місцях контакту u_i , u_{li} , u_{pi} , u_{1i} ($i = \overline{1, z_n}$) і осьове переміщення гребеня η . Відлік цих координат здійснюється від положення статичної рівноваги системи. Їх позитивні напрямки позначені на рис. 4 стрілками.

Кінетична, потенціальна енергії системи і дисипативна функція

$$T = \frac{1}{2} \left[m_1 \dot{\eta}^2 + I_1 \omega^2 + \sum_1^{z_n} (I_4 \dot{\phi}_i^2 + m_4 \dot{u}_i^2 + I_3 \dot{\psi}_i^2 + m_3 \dot{x}_{1i}^2 + m_2 \dot{x}_i^2) \right];$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{z_n} (k_{\text{ж}} h_i^2 + c_i u_i^2 + c_{\text{лi}} u_{\text{лi}}^2 + c_{\text{ш}} u_{\text{ш}}^2 + c_{\text{лi}} u_{\text{лi}}^2); \quad \Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{z_n} k_{\text{д}} h_i^2.$$

Після підстановки цих виразів в рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{ji}} - \frac{\partial T}{\partial q_{ji}} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_{ji}} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_{ji}} = 0;$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\eta}} - \frac{\partial T}{\partial \eta} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\eta}} + \frac{\partial \Pi}{\partial \eta} = 0,$$

де q_{ji} – узагальнені координати, причому $q_{1i} = \phi_i$, $q_{2i} = u_i$, $q_{3i} = u_{\text{лi}}$, $q_{4i} = u_{\text{ш}}$, $q_{5i} = u_{\text{лi}}$ ($i = \overline{1, z_n}$), одержано динамічне рівняння УПК з ВВП в матричній формі

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = F(t), \quad (11)$$

де A , B , C – матриці коефіцієнтів розміром $[(5z_n + 1) \times (5z_n + 1)]$; q – матриця-стовпець узагальнених координат розміром $[(5z_n + 1) \times 1]$; $F(t)$ – вектор-функція розміром $[(5z_n + 1) \times 1]$, яка є вимушуючою силою для системи.

При сталих вимушених гармонічних коливаннях системи компоненти вектора q_i ($i = 1, 2, \dots, 5$) можна записати у вигляді $q_i = \tilde{Q}_i e^{j\omega t}$.

Матричне рівняння (11) в комплексній формі має вигляд

$$[-\omega^2 A + j\omega B + C] \tilde{Q} = \tilde{F}.$$

Його розв'язок $\tilde{Q} = [-\omega^2 A + j\omega B + C]^{-1} \tilde{F}$.

Для визначення динамічних навантажень на подушки підшипника за компонентами цієї матриці визначалися амплітуди коливань товщини мастильного шару подушок H_i . Відповідні цим амплітудам гідродинамічні реакції, що врівноважують динамічні навантаження, розраховувалися за формулами $N_i = |\tilde{C}| H_i$ ($i = \overline{1, z_n}$; $|\tilde{C}|$ – модуль комплексної жорсткості масляної плівки). У рамках прийнятих припущень, ці реакції повинні бути однаковими для всіх подушок.

На базі контактної теорії Герца були отримані лінеаризовані коефіцієнти контактної жорсткості елементів важільної системи упорного підшипника при заданому статичному навантаженні на упорний гребінь.

Контактна жорсткість у разі точкового обпирання

$$c_1 = 1,22 \sqrt[3]{P_1 R_1 E^2},$$

де $P_1 = Q/z_n$ – зусилля в точці контакту; z_n – число подушок підшипника; E – модуль пружності матеріалу подушки; R_1 – радіус сфери опори подушки.

Контактна жорсткість лінійного контакту верхнього важеля з нижнім

$$c_2 = \frac{\pi L E}{2(1-\mu^2)} \left[\ln \left(\frac{e^{\frac{2}{3}} R_2 \pi L E}{2 P_2 (1-\mu^2)} \right) - 1 \right]^{-1},$$

де μ – коефіцієнт Пуассона; R_2 – радіус циліндра опори верхнього важеля; P_2 – зусилля в зоні контакту; L – довжина контактної лінії.

На конкретному прикладі показано, що облік нелінійної залежності контактної деформації від навантаження дозволяє уточнити значення лінеаризованого коефіцієнта контактної жорсткості в положеннях статичної рівноваги системи.

У *п'ятому розділі* наводяться результати експериментальних досліджень із перевірки адекватності розробленої узагальненої математичної моделі динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП.

Для розв'язання поставленої задачі був сконструйований і виготовлений експериментальний зразок УПК з ВВП. Цей зразок випробовувався на експериментальному стенді.

У процесі тривалих випробувань підшипника при торцевому битті гребеня на різних сталих частотах обертання вала за допомогою трансформаторного взаємоіндуктивного датчика безперервно вимірювалася товщина масляної плівки над ребром гойдання подушки і температура мастила на вході і на вході і виході із зазора.

На рис. 5 подана схема експериментального зразка УПК з ВВП. Подушки 1, встановлені в сепараторі 2, спираються на вирівнювальну систему, що складається з верхніх важелів 3, голок 4 і нижніх важелів 5, встановлених на жорсткій основі 6.

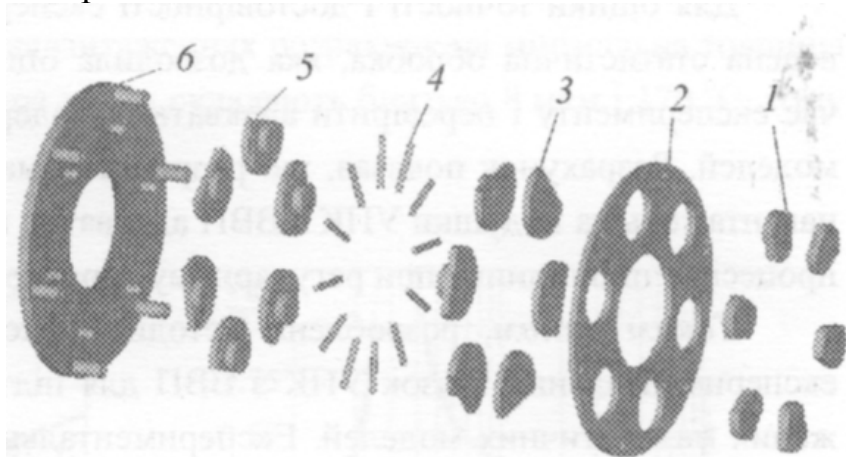


Рис. 5. Конструкція експериментального підшипника

На рис. 6 наведені результати експериментальних досліджень (символи) і розрахункові значення (суцільні лінії) статичної товщини масляної плівки (рис. 6, а) і амплітуд її вимушених коливань (рис. 6, б) при різних значеннях статичного навантаження на підшипник (1 - $P = 204$ Н; 2 - $P = 291$ Н; 3 - $P = 383$ Н) і частоти обертання гребеня n . Розрахунки проводилися за узагальненою моделлю динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП.

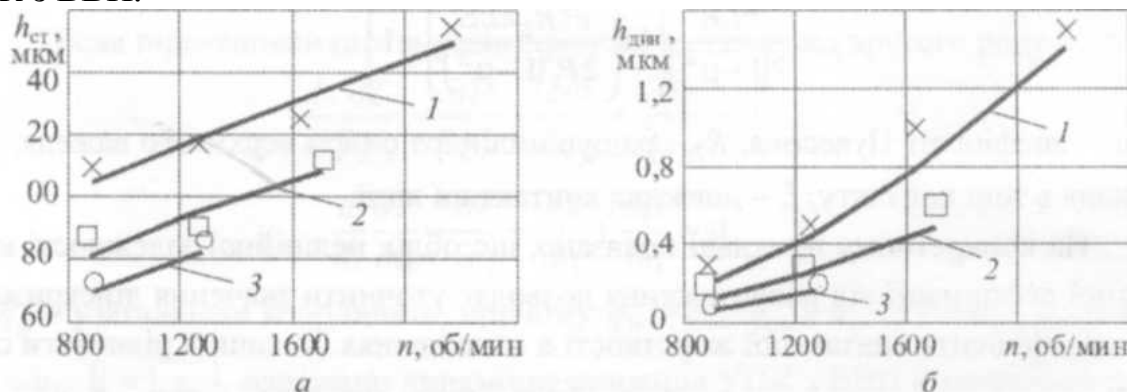


Рис. 6. Результати експериментальних досліджень (символи) і розрахункові значення (суцільні лінії) статичної товщини мастильної плівки (а) і амплітуд її вимушених коливань (б) від частоти обертання гребеня для статичного навантаження на підшипник: 1 - $P = 204$ Н; 2 - $P = 291$ Н; 3 - $P = 383$ Н

Статична товщина мастильного шару з зростанням частоти обертання збільшується, завдяки чому її динамічна жорсткість зменшується. Це призводить до зростання амплітуди вимушених коливань товщини шару при незмінній амплітуді регулярного биття дзеркала гребеня.

При збільшенні статичного навантаження на підшипник мастильний шар стає тоншим, а його динамічна жорсткість зростає. Тому амплітуда вимушених коливань товщини шару зменшується.

Для оцінки точності і достовірності експериментальних даних була проведена статистична обробка, яка дозволила оцінити похибку вимірювань під час експерименту і перевірити адекватність одержаних в роботі математичних моделей. Розрахунок показав, що розроблена математична модель динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП адекватно відображає перебіг динамічних процесів у підшипнику при регулярному торцевому битті дзеркала гребеня.

Таким чином, розроблена методика, сконструйований і виготовлений експериментальний зразок УПК з ВВП для підтвердження адекватності одержаних математичних моделей. Експериментально досліджений вплив навантаження на підшипник і частоти обертання ротора на амплітуду коливань товщини мастильного шару, викликаних торцевим биттям упорного гребеня. Результати статистичної обробки результатів експерименту дозволяють рекомендувати розроблену математичну модель динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП в практику проектування вібростійких вузлів тертя судових турбомашин різного призначення.

У шостому розділі проведений аналіз і узагальнення одержаних у роботі математичних моделей і методик розрахунку динамічних навантажень на подушки УПК з ВВП, а також описано впровадження одержаних результатів у промисловість.

На базі розроблених методик виконано розрахунок ефективності роботи УПК з ВВП компресора високого тиску судового ГТД М-70. У процесі обчислень вивчався вплив конструктивних і експлуатаційних факторів, а також приєднаних мас мастила до важелів і звернених до них сторін подушок на амплітуди динамічних навантажень, що врівноважують гідродинамічні реакції масляних плівок. Розрахунки показали, що ці навантаження однакові для всіх подушок.

На рис. 7, а наведені залежності безрозмірного навантаження $P_{\text{дин}}/P_{\text{ст}}$ від амплітуди торцевого биття гребеня, як без урахування (крива 1), так і з урахуванням (крива 2) приєднаних мас мастила. Видно, що в практично цікавих випадках вплив цих мас на амплітуди динамічних навантажень вельми істотний.

Становить інтерес конструкція упорного підшипника компресора високого тиску ГТД М-70, в якій нижні важелі опираються на пружні пластини, що забезпечують захист масляних плівок подушок від вібраційного руйнування при торцевому битті гребеня.

На рис. 7, б подано графік зміни безрозмірної амплітуди динамічного навантаження $P_{\text{дин}}/P_{\text{ст}}$ залежно від коефіцієнта жорсткості підкладної пластини $c_{\text{пл}}$. При заданому значенні коефіцієнта жорсткості підкладної пластини $c_{\text{пл}} = 6,92 \cdot 10^6$ Н/м підшипник працює в білярезонансному режимі при амплітудах динамічних навантажень, що становлять близько 50 % від статичного зусилля. При таких підвищених навантаженнях розрахункові мінімальна товщина шару і максимальна температура масла складають близько 8 мкм і 170 °С, тому УПК може виходити з ладу.

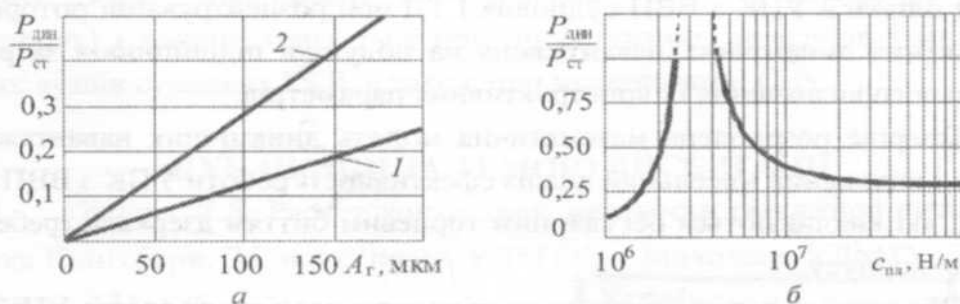


Рис. 7. Залежності безрозмірного динамічного навантаження $P_{\text{дин}}/P_{\text{ст}}$ на подушку від амплітуди A_r торцевого биття гребеня (а) та від коефіцієнта жорсткості підкладної пружної пластини $c_{\text{пл}}$ (б)

Зображена на рис. 7, б залежність може бути рекомендована для визначення раціонального значення коефіцієнта жорсткості пружної підкладної пластини. У даному випадку для нормальної роботи підшипника значення цього коефіцієнта повинне бути не менше $c_{пл} = 5 \cdot 10^7$ Н/м. Крім того, оскільки ці пластини, призначені для вирівнювання нерівномірності навантаження подушок, призводять до зниження динамічної несучої здатності підшипника, то можна рекомендувати відмовитися від їх установки в даному УПК. Знизити нерівномірність навантаження подушок можна за допомогою використання вдосконаленої важільної системи в якій точки контакту нижнього ряду важелів з жорсткою основою і верхнім рядом важелів лежать в одній площині.

Таким чином, розроблена методика розрахунку ефективності роботи УПК з ВВП. Під час аналізу ефективності роботи встановлено, що запас динамічної навантажувальної здатності підшипника ГТД М-70 практично вичерпаний внаслідок білярезонансного режиму роботи ВВП. Дані рекомендації щодо підвищення динамічної несучої здатності УПК за рахунок відстройки ВВП від білярезонансного режиму. Рекомендації дозволяють на стадії проектування знизити динамічні навантаження на упорні подушки підшипника, і забезпечити працездатність підшипника та істотно скоротити витрати на його доведення і експериментальні дослідження. Практична цінність проведених у даному розділі досліджень, направлених на підвищення ефективності роботи УПК з ВВП судових ГТД, підтверджується відповідними актами впровадження.

ВИСНОВКИ

Наукова задача, якій присвячена дисертаційна робота, полягає в підвищенні ефективності роботи УПК з ВВП судових ГТД при торцевому битті гребенів і перекосах корпусів, обумовлених конструктивними, технологічними і експлуатаційними факторами.

1. Вперше розв'язана актуальна задача підвищення ефективності роботи масляної плівки в УПК з ВВП судових ГТД при розцентруванні роторів шляхом зниження динамічних навантажень на подушки підшипників за рахунок раціонального визначення їх конструктивних параметрів.

2. Вперше розроблена математична модель динамічних навантажень на подушки і виконаний чисельний аналіз ефективності роботи УПК з ВВП судових ГТД, які викликаються регулярним торцевим биттям дзеркала гребеня при перекосах корпусу.

3. Виконані експериментальні дослідження дослідного зразка УПК з ВВП показали, що математична модель динамічних навантажень адекватно описує динамічну поведінку УПК з ВВП при торцевому битті гребеня. Розбіжність між теоретичними і експериментальними даними знаходиться в межах похибки безперервних вимірювань товщини масляної плівки, що становить близько 20 %.

4. Встановлено, що торцеве биття гребеня викликає динамічні навантаження на подушки УПК з ВВП, обумовлені інертністю вирівнювального пристрою. При амплітудах торцевого биття в межах нормативних значень ці навантаження складають близько 20...30 % від статичного зусилля, а при розцентровці ротора можуть викликати руйнування упорних вузлів судових ГТД.

5. Показано, що перекося корпусу не впливають на динаміку поведінки УПК з ВВП і повністю ліквідуються вирівнювальним пристроєм при використанні вдосконаленої конструкції ВВП.

6. Вперше виявлений білярезонансний режим роботи УПК з ВВП компресора високого тиску судового ГТД М-70, при якому динамічні навантаження на подушки підшипника сягають 75 % від статичного зусилля, а мак-

симальна температура масла - 160 °С, при обпиранні нижніх важелів вирівню-вальної системи на пружні пластини.

7. Показано, що здійснення відстройки від білярезонансного режиму УПК з ВВП суднового ГТД М-70 за рахунок раціонального вибору коефіцієнта жорсткості пружних пластин дозволяє зменшити динамічні навантаження на 50 % і знизити максимальну температуру масла до 140 °С, забезпечуючи цим підвищення ефективності роботи опори

8. На основі теоретичних і експериментальних досліджень розроблені методика і пакет обчислювальних програм, призначених для розрахунку ефективності роботи УПК з ВВП при розцентруванні роторів швидкісних турбомашин суднового і загального машинобудування.

9. Результата проведених досліджень з динаміки УПК з ВВП ротора компресора високого тиску суднового ГТД М-70 впроваджені на підприємствах

ДП НВКГ „Зоря”-„Машпроект” (м. Миколаїв), НТП „Тренажерний центр” (м. Севастополь) і використовуються при проектуванні, доведенні і модернізації упорних вузлів судових ГТД, а також при моделюванні СЕУ.

ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Кошкин Д.Л. Расчет контактной жесткости рычажной системы подшипника Кингсбери: Зб. наук, праць УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2001. - № 3 (375). - С. 131-136.

2. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я., Кошкин Д.Л. Динамические уравнения упорного подшипника с рычажным выравнивающим устройством: Зб. наук, праць УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2000 - № 2 (368). - С. 33-39

3. Влияние торцовых биений гребня на работоспособность масляной пленки упорных подшипников / Г.Ф. Романовский, Н.Я. Хлопенко, Д.Л. Кошкин, А.В. Мельник // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). - 2000. - № 1. - С. 80-88 (замен, к статье опубли. в сб. „Проблемы трибологии (Problems of Tribology)”. - 2001. - № 1 (17). - С. 166).

4. Хлопенко Н.Я., Кошкин Д.Л. Обобщенная модель динамических нагрузок на подушки подшипника Кингсбери при торцовых биениях гребня: Зб. наук, праць УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2001. - № 4 (376). - С. 139-152.

5. Хлопенко Н.Я., Кошкин Д.Л. Экспериментальные исследования опытного образца подшипника Кингсбери при торцовых биениях гребня // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). - 2003. - № 1. - С. 57-61.

6. Романовский Г.Ф., Хлопенко Н.Я., Кошкин Д.Л. Динамика упорных подшипников скольжения с рычажным выравнивающим устройством судовых ГТД // Материалы конф. „Кораблебудування: освіта, наука, виробництво”. - Миколаїв, 2002. - Т. 2. - С. 122-123.

Авторська участь у роботах, опублікованих спільно полягає в наступному: виведення рівнянь руху УПК з ВВП при участі співавторів [2]; розв'язок комплексної матричної системи рівнянь руху УПК з ВВП і розрахунок його характеристик [3]; отримання матричної форми рівнянь руху УПК з ВВП спільно з науковим керівником, визначення елементів матриць а також розрахунок і аналіз характеристик - особисте [4]; розробка і виготовлення експериментального зразка УПК з ВВП, вимірювання і обробка результатів [5].

АНОТАЦІЯ

Кошкин Д.Л. Підвищення ефективності роботи упорних підшипників ковзання з важільним вирівнювальним пристроєм судових ГТД. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.08.05 - "Суднові енергетичні установки". Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, 2004.

Дисертація присвячена розв'язанню актуальної задачі підвищення ефективності роботи упорних підшипників ковзання з важільним

вирівнювальним пристроєм суднових ГТД шляхом вдосконалення конструкції вирівнювальної системи на базі розробленої моделі динамічних навантажень на подушки, які викликані розцентруванням роторів суднових ГТД.

Показано, що динамічні навантаження на подушки підшипника, викликані торцевим биттям гребеня, зумовлені інертністю вирівнювального пристрою. Розроблені методика та пакет обчислювальних програм, призначених для розрахунку ефективності роботи упорних підшипників з важільним вирівнювальним пристроєм при розцентруванні роторів турбомашин. Вперше виявлені резонансні явища у вирівнювальному пристрої упорних підшипників суднових ГТД. Розроблені рекомендації щодо підвищення динамічної несучої спроможності підшипника, які дозволяють на стадії проектування знизити динамічні навантаження на упорні подушки підшипника, і забезпечити цим працездатність підшипника та суттєво зменшити витрати на його доведення та експериментальні дослідження.

Ключові слова: судові енергетичні установки, упорні підшипники ковзання, важільний вирівнювальний пристрій.

АННОТАЦИЯ

Кошкин Д.Л. Повышение эффективности работы упорных подшипников скольжения с рычажным выравнивающим устройством судовых ГТД. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.08.05 - „Судовые энергетические установки“. Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, 2004.

Диссертация посвящена решению актуальной задачи повышения эффективности работы упорных подшипников скольжения (УПС) с рычажным выравнивающим устройством (РВУ) судовых ГТД путем совершенствования конструкции выравнивающей системы на базе созданной модели динамических нагрузок на подушки, вызванных расцентровкой роторов судовых ГТД.

На основе анализа существующих конструкций выравнивающих устройств упорных узлов судовых ГТД, а также конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, приводящих к возникновению динамических нагрузок на подушки подшипников, выработаны основные пути повышения эффективности их работы.

В настоящей работе впервые построена математическая модель динамических нагрузок на подушки УПС с РВУ, вызываемых торцовыми биениями гребня в условиях перекоса корпуса подшипника. Модель описывает динамическое поведение механической системы „упорный гребень - смазочный слой - подушки - РВУ - корпус подшипника“ и позволяет на стадиях проектирования, доводки и модернизации прогнозировать эффективность работы упорных узлов судовых ГТД и других технических средств. Для вывода уравнений движения использован подход Лагранжа с привлечением динамических коэффициентов жесткости и демпфирования масляного слоя. Уравнения контактной теории Герца применялись при определении линеаризованных коэффициентов контактной жесткости элементов выравнивающей системы. Также производился учет присоединенных масс смазочной жидкости к движущимся телам РВУ.

Получено решение уравнений возмущенного движения УПС с РВУ для регулярных торцовых биений упорного гребня. Показано, что динамические нагрузки на подушки УПС с РВУ, вызванные торцовыми биениями гребня, обусловлены инертностью выравнивающего устройства. При амплитудах торцовых биений в пределах нормативных значений эти нагрузки составляют около 20...30 % от статического усилия, а при расцентровке ротора могут вызывать разрушение упорных узлов судовых ГТД.

На основе теоретических и экспериментальных исследований разработаны методика и пакет вычислительных программ, предназначенные для расчета эффективности работы УПС с РВУ при расцентровке роторов высокооборотных турбомашин судового и общего машиностроения.

Впервые обнаружены резонансные явления в РВУ подшипников судовых ГТД. Выработаны рекомендации по повышению динамической несущей способности УПС за счет отстройки РВУ от окolorезонансного режима. Рекомендации позволяют на стадии проектирования снизить динамические нагрузки на упорные подушки подшипника, тем самым обеспечить работоспособность подшипника и существенно сократить затраты на его доводку и экспериментальные исследования.

Результаты проведенных исследований по динамике УПС с РВУ ротора компрессора высокого давления судового ГТД М-70 внедрены на предприятиях ГП НПКГ „Зоря“-„Машпроект“ (г. Николаев), НТП „Тренажерный центр“ (г. Севастополь) и используются при проектировании доводке и модернизации упорных узлов судовых ГТД, а также при моделировании СЭУ.

Ключевые слова: судовые энергетические установки, упорные подшипники скольжения, рычажное выравнивающее устройство.

SUMMARY

Koshkin D.L. Increasing the efficiency of thrust bearings of sliding with lever leveling system of ship gas turbine. - Manuscript.

The dissertation for a scientific degree of the candidate of technical sciences on specialty 05.08.05 - „marine power plants“. - National University of Shipbuilding named after admiral Makarov, Mikolayiv, 2004.

The dissertation is dedicated to the solving of an actual problem of increasing the efficiency of thrust bearings of sliding with lever leveling system, by the improvement of their design, based on the developed dynamical model of the thrust pads loads, caused by the gas turbine thrust plate torsion beating.

The dynamical loads on bearings' thrust pads are shown to be caused by the lever leveling system inertia. Calculation methodic and programs for the bearing efficiency estimation and analysis are worked out. Resonance phenomenon is first found in the lever leveling system of the marine gas turbines. The recommendations developed on the increasing of the thrust bearings efficiency allow reduce the dynamical loads on the thrust bearing pads during the design process.

Key words: marine power plants, thrust bearing of sliding, lever leveling system.

Видавництво НУК, 54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5 Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 1150 від 12.12.2002 р.

Підписано до друку 13.04.04. Формат 60x84/16. Папір офсетний. Ум. друк. арк. 0,9. Обл.-вид. арк. 1,0. Тираж 100 прим. Зам. № 136. Ціна договірна
Видавництво НУК. 54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5.