

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Беда Олександр Іванович

УДК 621.671

**ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОТОРА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА З
УРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В
ІСПАРИННИХ УЩІЛЬНЕННЯХ ДОВІЛЬНОЇ ДОВЖИНИ**

05.02.09 – Динаміка та міцність машин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Сумському державному університеті
Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
СИМОНОВСЬКИЙ Віталій Іович,
Сумський державний університет,
професор кафедри загальної механіки і динаміки машин.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
ФІЛІМОНІХІН Геннадій Борисович,
Кіровоградський національний технічний університет,
професор кафедри деталей машин і прикладної механіки;

кандидат технічних наук, доцент
ШИЙКО Олександр Миколайович,
Сумський національний аграрний університет,
доцент кафедри електротехнічних систем в АПК та фізики.

Захист відбудеться «02» жовтня 2015 р. о 13.00 на засіданні спеціалізованої
вченої ради К55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою:
40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2, ауд. ЛА 213.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Сумського державного
університету за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

Автореферат розісланий «27» липня 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
К 55.051.03, канд. техн. наук, доцент

Є.М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Відцентрові насоси знайшли широке застосування в багатьох галузях народного господарства. Основною особливістю таких машин є наявність ротора – обертового валу з закріпленими на ньому різного типу деталями. В процесі роботи на ротор діють гармонійні збудження у вигляді сил та моментів інерції неврівноважених мас, які обумовлюють його вимушені коливання. Таким чином, коливання ротора є неминучими супутниками роботи таких машин незалежно від їх розмірів і умов роботи та визначають вібраційний стан машини. В той же час сучасні технології потребують одночасного збільшення тиску та подачі різних рідин та газів. У відцентрових машинах необхідні параметри досягаються головним чином за рахунок росту частоти обертання роторів, внаслідок чого досягається також зниження габаритних та масових характеристик, що особливо важливо для турбонасосних агрегатів (ТНА) ракетних двигунів. Але з ростом частоти обертання з'являється проблема вібронадійності машини. Слід зауважити, що вібраційний стан швидкохідної відцентрової машини в значній мірі визначається гідродинамічними процесами, які відбуваються в заповнених рідиною під тиском кільцевих зазорах між обертовими та нерухомими елементами проточної частини (шпаринних ущільненнях): в залежності від конструкції та умов роботи ущільнення вони можуть або знижувати віброактивність ротора, або навпаки, спричиняти його динамічну нестійкість.

Це обумовлює необхідність подальшого поглибленого дослідження гідродинамічних процесів у шпаринних ущільненнях при спіральному русі рідини в шпарині (модель шпаринного ущільнення довільної довжини) з метою уточнення їх якісного і кількісного впливу на динамічні характеристики ротора відцентрового насоса. Результати таких досліджень, з одного боку, дадуть змогу вже на стадії проектування машини приймати конструктивні рішення, що забезпечать низький рівень вібрації, а з іншого – виявляти і по можливості усувати причини незадовільного вібраційного стану насосів, що знаходяться в експлуатації.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі загальної механіки та динаміки машин Сумського державного університету в рамках держбюджетної тематики відповідно до плану МОН України та реалізована при виконанні науково-дослідної роботи «Дослідження динаміки роторів відцентрових машин та розробка методів ідентифікації їх математичних моделей» (№0110U002621).

Мета досліджень – уточнення динамічних характеристик ротора відцентрового насоса на основі поглибленого дослідження спірального руху робочої рідини в шпаринних ущільненнях проточної частини.

Задачі досліджень.

Для досягнення зазначеної мети у роботі поставлені такі основні задачі:

- уточнити математичну модель шпаринного ущільнення зі спіральним рухом робочої рідини (модель шпаринного ущільнення довільної довжини);
- розробити аналітичний метод розрахунку радіальної сили, яка виникає у шпаринному ущільненні в лінійній постановці;

- провести аналіз нелінійності гідростатичної сили, обумовленої радіальним зміщенням валу.

- провести експериментальні дослідження гідростатичної сили у відносно довгому шпаринному ущільненні;

- проаналізувати вплив уточненої радіальної сили у шпаринному ущільненні на динаміку ротора відцентрового насоса.

Об'єкт досліджень - спіральна течія ущільнюваного середовища в шпаринному ущільненні.

Предмет дослідження – гідродинамічні сили у шпаринному ущільненні та оцінка їх впливу на динаміку ротора.

Методи дослідження: аналіз та наукове узагальнення даних літературних джерел, що дало можливість обґрунтувати актуальність наукової задачі і сформулювати завдання досліджень; математичне моделювання руху рідини в шпарині, що дозволило створити уточнену модель шпаринного ущільнення; аналітичними методами дослідження встановлені залежності складових радіальної сили від геометричних розмірів шпарини; чисельними методами дослідження при використанні програмного комплексу Mathcad дана оцінка нелінійності гідростатичної сили; методи фізичного експерименту, які підтвердили адекватність математичної моделі шпаринного ущільнення.

Наукова новизна одержаних результатів:

- в роботі дістало подальший розвиток дослідження гідродинамічних процесів у шпаринному ущільненні відцентрового насоса з урахуванням спірального руху рідини, обумовленого як обертанням ротора, так і полем тиску рідини в шпарині;

- вперше побудовані діаграми для безрозмірних коефіцієнтів лінеаризованих складових радіальної сили;

- вперше показано, що нелінійна гідростатична сила в шпаринному ущільненні, обумовлена радіальним зміщенням валу, має м'яку характеристику жорсткості;

- вперше експериментально виявлено явище самозбудження коливань валу, який не обертається, у відносно довгому ущільненні циліндричної форми;

- вперше дана експериментальна оцінка коефіцієнту кутової жорсткості гідростатичної сили, обумовленої перекосом валу в ущільненні.

Практичне значення одержаних результатів:

- розроблена методика для розрахунку складових радіальної сили, яка виникає у шпаринному ущільненні проточної частини відцентрового насоса;

- запропонований метод розрахунку нелінійної гідростатичної сили у шпаринному ущільненні;

- проведені експериментальні дослідження гідростатичної сили у відносно довгому шпаринному ущільненні.

Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень впроваджені на підприємстві ВАТ «ВНДІАЕН» (м. Суми), та використовуються в навчальному процесі Сумського державного університету, що підтверджується відповідними актами впровадження.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові та практичні результати отримані здобувачем самотійно. Постановка задач досліджень, аналіз та

обговорення одержаних результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником. У друкованих працях, опублікованих у співавторстві, автору належать:

[1] – чисельними методами досліджені динамічні характеристики модельного ротора;

[2,6] – побудована уточнена математична модель шпаринного ущільнення для дослідження спірального руху рідини в шпарині;

[5,7,8] – отримані аналітичні вирази для гідростатичної сили у шпаринному ущільненні з урахуванням спірального потоку рідини;

[9,11] – проведений аналіз нелінійності гідростатичної сили у шпаринному ущільненні та її впливу на динаміку ротора;

[3,4,10,12] – опубліковані одноосібно.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати роботи були представлені і обговорювались на: 13-й та 14-й Міжнародних науково-технічних конференціях «Герметичність, вібраційна надійність і екологічна безпека насосного та компресорного обладнання» - «ГЕРВІКОН», м. Суми, 2011, 2014 р.р.; 11-й Міжнародній науково-технічній конференції «Вибрація – 2014», м. Курськ, 2014р.; Всеукраїнських міжвузівських науково-технічних конференціях «Сучасні технології в промисловому виробництві», м. Суми, 2010, 2012, 2014 р.р.; науково-технічних конференціях викладачів, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві», м. Суми, 2011, 2013 р.р.; 5-й Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми динамики и прочности в турбомашиностроении» («Турбо-2014»), м. Київ, 2014р.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 18 наукових праць, серед яких 6 статей у фахових виданнях України, 3 статті у складі монографій та збірників, 3 статті у закордонних виданнях (2 обліковуються базою даних SCOPUS) та 6 тез доповідей на науково-технічних конференціях.

Структура та об'єм роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, 4 розділів, висновку, списку використаних джерел, що містить 128 найменувань та 2 додатків. Повний обсяг дисертації становить 140 сторінок, 52 рисунка, 5 таблиць. Обсяг основного тексту дисертації становить 121 сторінку.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовані мета й задачі досліджень, визначено об'єкт, предмет та методи дослідження, наукову новизну та практичну цінність роботи.

В **першому розділі** наведено огляд науково-технічних публікацій, пов'язаних з дослідженням гідродинамічних процесів в шпаринних ущільненнях та впливу останніх на динамічні характеристики ротора. Шпаринні ущільнення, утворені спеціально виконаними поверхнями робочих коліс та валу з нерухомими елементами корпусу, використовують у проточній частині відцентрового насоса для усунення значних перетоків рідини із зон високого тиску в зони пониженого тиску, рисунок 1. Їх ущільнюючий ефект базується на використанні гідравлічного опору кільцевих дроселів з малим (0,1-0,45 мм) радіальним зазором. Довгий час

розрахунок шпаринних ущільнень зводився до визначення витрат рідини і їх розробка була основана на досвіді конструктора. Але в середині 50 років проф. Ломакін вперше звернув увагу на вплив конструкції шпаринного ущільнення на вібраційний стан ротора і показав, що в циліндричній шпарині при ексцентричному положенні вала виникає радіальна сила, яка направлена вздовж лінії центрів в протилежну сторону зміщенню вала. Він одержав формулу для її обчислення та показав, що ця сила, впливаючи на згинальну жорсткість ротора, може суттєво змінити його критичну швидкість. В подальшому суттєвий вклад в дослідження шпаринних ущільнень зробив В.А. Марцинковський. Його дослідження показали, що шпаринні ущільнення суттєво впливають на динамічні характеристики ротора: виникаючі в ущільненні гідродинамічні сили в залежності від конструкції та умов роботи ущільнення можуть або знижувати віброактивність ротора, або навпаки, обумовлювати його динамічну нестійкість.

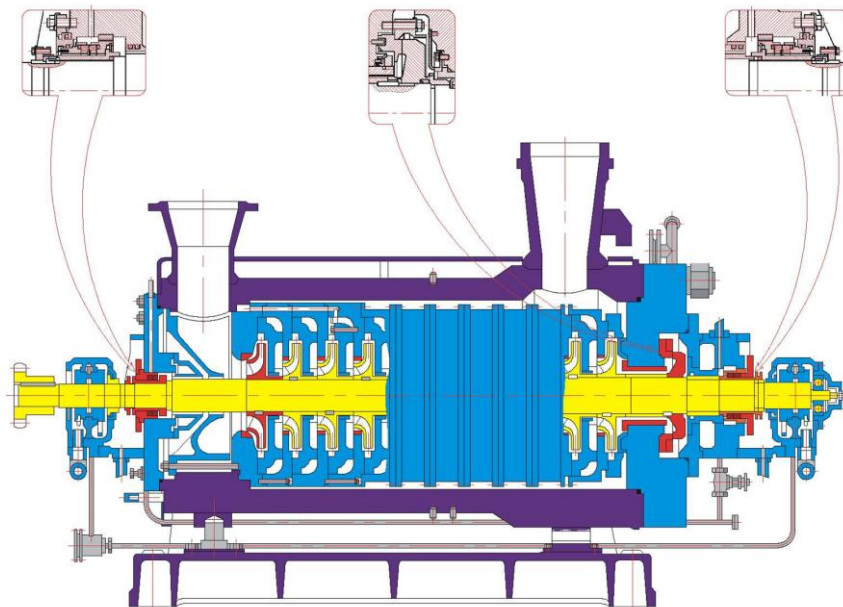


Рисунок 1 – Відцентровий насос

Нині існує чимала кількість теоретичних та експериментальних досліджень впливу шпаринних ущільнень на динаміку ротора як вітчизняних, так і зарубіжних дослідників. Але в більшості із них розглядаються моделі так званих коротких ущільнень, в яких окружною складовою швидкості руху рідини, обумовленої полем тиску, нехтують. При використанні ж ущільнень де окружна складова потоку порівнянна з осовою або навіть перевищує її динамічні характеристики ротора, як показують експериментальні дослідження, суттєво змінюються. Вказану розбіжність, обумовлену окружними перетоками рідини, ряд дослідників пропонують корегувати додатковими коефіцієнтами. Але єдиного підходу в цьому напрямку в даний час нема: ряд дослідників пропонують додатковий коефіцієнт вважати функцією від відношення довжини щілини до її радіуса, інші – від відношення довжини щілини до величини середнього радіального зазору. Недоліком таких підходів, на думку автора даної роботи, є те, що вони не можуть бути застосовані при дослідженні нелінійності радіальної сили, при визначенні якої

окожні перетоки рідини, обумовлені тиском рідини в шпарині, відіграють важливу роль. А тому дослідження впливу спірального руху рідини на гідродинамічні характеристики шпаринного ущільнення в даний час є актуальною задачею.

У другому розділі проведені теоретичні дослідження впливу окожних перетоків рідини в шпарині на її гідродинамічні характеристики (модель шпаринного ущільнення довільної довжини).

В основу досліджень характеристик шпаринного ущільнення покладені рівняння Рейнольдса турбулентної течії рідини

$$\rho \frac{d\bar{v}}{dt} = -grad p + \mu \nabla^2 \bar{v} + div (-\rho \overline{v'v'})$$

Застосувавши алгебраїчну модель турбулентної течії, виразимо турбулентне тертя квадратичною залежністю від усередненої швидкості спірального руху рідини та враховуючи умову нерозривності рідини, одержимо систему рівнянь з безрозмірними змінними в циліндричній системі координат, яка описує турбулентний рух рідини в шпарині

$$\begin{cases} \frac{\rho}{h} \int_0^h \frac{du}{dt} dy + \frac{\partial p}{\partial x} = -k_x \frac{\mu}{h^2} u(\bar{z}, \varphi), \\ \frac{\rho}{h} \int_0^h \frac{dw}{dt} dy + \frac{\partial p}{\partial z} = -k_z \frac{\mu}{h^2} w(\bar{z}, \varphi), \\ \frac{\partial (w(\bar{z}, \varphi) h(\bar{z}, \varphi))}{\partial \bar{z}} + \frac{lh_0}{r} \frac{\partial u(\bar{z}, \varphi)}{\partial \varphi} = l \cdot \left(\frac{u(h)}{r} \frac{\partial h(\varphi)}{\partial \varphi} - v(h) - \frac{u_0}{r} \frac{\partial h(\varphi)}{\partial \varphi} \right), \end{cases} \quad (1)$$

де

$$k_x = k_z = \frac{\lambda}{8} Re; \quad Re = \frac{2\rho hv}{\mu} \quad (2)$$

Граничними умовами для розв'язання даної системи рівнянь є тиск на вході шпаринного ущільнення та тиск на виході рідини із шпарини

$$\begin{cases} p(0, \varphi) = p_1 - \xi_1 \cdot \frac{\rho \cdot w^2(0, \varphi)}{2}, \\ p(1, \varphi) = p_2 - \xi_2 \cdot \frac{\rho \cdot w^2(1, \varphi)}{2} \end{cases}$$

Слід відмітити, що до системи (1) зводиться багато моделей шпаринних ущільнень незалежно від того, яка теорія турбулентного руху покладена в основу досліджень. Відмінність між ними визначається коефіцієнтами k_x, k_z .

Для перевірки правомірності проведених викладок та правильності вибору експериментальних сталих, які входять до рівняння руху, на рисунку 2 показані залежності коефіцієнтів від числа Рейнольдса.

Як видно, побудована модель шпаринного ущільнення не суперечить загальноприйнятим моделям.

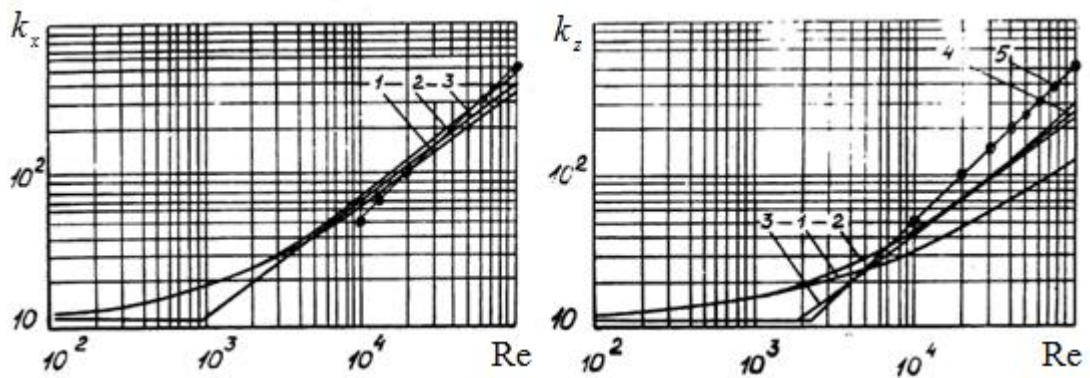


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнтів від числа Рейнольдса:
 1- теорія Константинеску; 2- теорія Нг і Пена; 3- теорія Хирса; 4, 5 – теорія Ю.Ямади для турбулентного режиму та його автомодельної області;
 ● – залежність (2)

В подальшому розглядається автомодельна область турбулентного режиму течії рідини без урахування інерційних членів.

В цьому випадку система записується у вигляді

$$\begin{cases} \frac{\partial p(\bar{z}, \varphi)}{\partial \varphi} = -\frac{\lambda r}{2h_0} \frac{\rho w_0}{2} u(\bar{z}, \varphi), \\ \frac{\partial p(\bar{z}, \varphi)}{\partial \bar{z}} = -\frac{\lambda l}{2h} \frac{\rho w^2(\bar{z}, \varphi)}{2}, \\ \frac{\partial (w(\bar{z}, \varphi)h(\bar{z}, \varphi))}{\partial \bar{z}} = -\frac{lh_0}{r} \frac{\partial u(\bar{z}, \varphi)}{\partial \varphi} + lU_1 + l^2U_2\bar{z}. \end{cases} \quad (3)$$

Виразивши із першого рівняння системи $u(\bar{z}, \varphi)$, продиференціювавши даний вираз по φ , із третього рівняння знаходимо закон зміни осьової швидкості $w(\bar{z}, \varphi)$, підставивши який в друге рівняння системи та провівши лінеаризацію, одержимо закон розподілу тиску в шпарині

$$\begin{aligned} \frac{\partial p(\bar{z}, \varphi)}{\partial \bar{z}} + b_0 \int_0^{\bar{z}} \frac{\partial^2 p(t, \varphi)}{\partial \varphi^2} dt = -\xi_l \frac{\rho w_0^2}{2} - \left(\xi_l \frac{\rho w_0^2}{2} + \xi_l \rho w_0 \Delta w_1 \right) \varepsilon(x, y, \varphi) - \\ - \left(3\xi_l \frac{\rho w_0^2}{2} \bar{z} + \xi_l \rho w_0 \Delta w_2 \right) \theta(\vartheta_x, \vartheta_y) - \\ - \left(\xi_l \rho w_0 \Delta w_3 + \xi_l \rho w_0 \frac{l}{h_0} \bar{z} \right) \cdot U_1 - \left(\xi_l \rho w_0 \Delta w_4 + \xi_l \rho w_0 \frac{l^2}{h_0} \frac{\bar{z}^2}{2} \right) \cdot U_2. \end{aligned} \quad (4)$$

де

$$\varepsilon(x, y, \varphi) = \frac{x}{h_0} \cos \varphi + \frac{y}{h_0} \sin \varphi; \quad \theta(\vartheta_x, \vartheta_y, \varphi) = \frac{\vartheta_x l}{h_0} \cos \varphi + \frac{\vartheta_y l}{h_0} \sin \varphi$$

$$U_1 = \dot{x} \cos \varphi + \dot{y} \sin \varphi - 0,5\omega \cdot x \sin \varphi + 0,5\omega \cdot y \cos \varphi,$$

$$U_2 = \dot{\vartheta}_x \cos \varphi + \dot{\vartheta}_y \sin \varphi - 0,5\omega \cdot \vartheta_x \sin \varphi + 0,5\omega \cdot \vartheta_y \cos \varphi.$$

По виду правої частини рівняння (4) розв'язок рівняння будемо знаходити у вигляді суперпозиції розв'язків

$$p = \sum_{i=1}^4 p_i, \quad p_i = f_i(\bar{z}) \cdot g_i(\varphi),$$

де

$$g_1(\varphi) = \varepsilon(x, y, \varphi); \quad g_2(\varphi) = \theta(\mathcal{G}_x, \mathcal{G}_y, \varphi); \quad g_3(\varphi) = U_1(\dot{x}, \dot{y}, \varphi); \quad g_4(\varphi) = U_2(\dot{\mathcal{G}}_x, \dot{\mathcal{G}}_y, \varphi).$$

Для знаходження складових $f_i(z)$ приходимо до рівняння виду

$$f'(\bar{z}) + b_0 \int_0^{\bar{z}} f(t) dt = a_0 + a_1 \bar{z} + a_2 \bar{z}^2$$

Для знаходження функції $f(\bar{z})$, представимо її у вигляді степеневого ряду. Допускаючи, що даний ряд абсолютно збіжний, проведемо почленне диференціювання, інтегрування та прирівнявши коефіцієнти при однакових степенях при \bar{z} , одержимо

$$f(z) = -\frac{2a_2}{b_0} \left(z - \frac{sh(\sqrt{b_0}z)}{\sqrt{b_0}} \right) + C_0 ch(\sqrt{b_0}z) + a_0 \frac{sh(\sqrt{b_0}z)}{\sqrt{b_0}} + a_1 \frac{ch(\sqrt{b_0}z) - 1}{b_0} \quad (5)$$

Невідомі сталі, що входять в (5), знаходяться із граничних умов.

Аналіз гідростатичної сили, обумовленої радіальним зміщенням вала.

В цьому випадку складова $f_1(\bar{z})$ має вид

$$f_1(\bar{z}) = C_{01} ch(\sqrt{b_0} \bar{z}) + \left(-\xi_l \frac{\rho w_0^2}{2} - \xi_l \rho w_0 \Delta w_1 \right) \frac{sh(\sqrt{b_0} \bar{z})}{\sqrt{b_0}},$$

а тиск в щіліні розподілений по закону

$$p_1(\bar{z}, \varphi) = p_1 - \xi_l \frac{\Delta p}{\xi_0} - \xi_l \frac{\Delta p}{\xi_0} \bar{z} + \frac{\Delta p \xi_l}{\xi_0} \left(\frac{k_2}{k_1} ch(\sqrt{b_0} \bar{z}) - \left(1 - \frac{\xi_l k_2}{\xi_1 k_1} \right) \frac{sh(\sqrt{b_0} \bar{z})}{\sqrt{b_0}} \right) \cdot \varepsilon \cos \varphi.$$

Гідростатична сила виражається формулою

$$F_e = -rl \int_0^1 \int_0^{2\pi} p(\bar{z}) \cos \varphi d\varphi d\bar{z} = -\Delta p \pi r \cdot K_{0e} e,$$

де $K_{0e} = l_r r_h \frac{\xi_l}{\xi_0} \left[\frac{k_2}{k_1} \frac{1}{\sqrt{b_0}} sh \sqrt{b_0} - \left(1 - \frac{\xi_l k_2}{\xi_1 k_1} \right) \frac{1}{b_0} (ch \sqrt{b_0} - 1) \right]$ – безрозмірний коефіцієнт

радіальної жорсткості, $l_r = \frac{l}{r}$; $r_h = \frac{r}{h_0}$.

Приведена на рисунку 3 діаграма характеризує гідростатичну силу, обумовлену радіальним зміщенням валу, і дає можливість уникнути додаткових розрахунків при дослідженні впливу геометричних розмірів шпарин на дану силу.

Представимо вираз для F_e у вигляді

$$F_e = -K_0 K_{1e} e$$

де $K_0 = \frac{\Delta p r l \pi \xi_l (\xi_1 + \xi_2)}{2 \xi_0^2 h_0}$; $K_{1e} = \frac{2 \xi_0}{\xi_1 + \xi_2} \left[\frac{k_2}{k_1} \frac{1}{\sqrt{b_0}} sh \sqrt{b_0} - \left(1 - \frac{\xi_l k_2}{\xi_1 k_1} \right) \frac{1}{b_0} (ch \sqrt{b_0} - 1) \right]$.

K_0 - коефіцієнт жорсткості радіальної сили, обумовленої радіальним зміщенням вала, одержаний по методиці моделі короткого ущільнення; коефіцієнтом K_{1e} можна характеризувати вплив окружних перетоків рідини, обумовлених полем тиску.

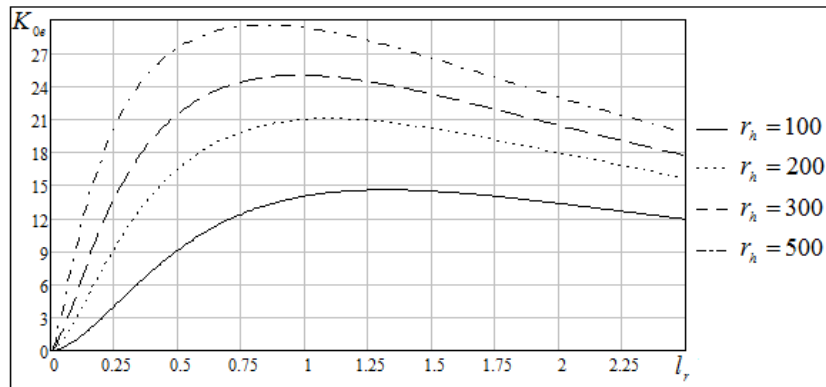


Рисунок 3 – Безрозмірна жорсткість шпаринного ущільнення.

Аналіз коефіцієнта K_{1e} показує, що він залежить тільки від безрозмірних параметрів l_r та r_h , які визначаються геометричними розмірами шпарини. На рисунку 4 наведена залежність K_{1e} від вказаних параметрів. Видно, що з ростом параметра l_r значення коефіцієнта K_{1e} зменшується (вплив окружних перетоків рідини зростає). Так, наприклад, при $l_r = 2,25$ його значення становить майже 0,5, тобто величина гідростатичної сили шпаринного ущільнення, розрахована по методиці короткого ущільнення, та по методиці, яка враховує обумовлені перепадом тиску окружні перетоки, відрізняється майже вдвічі. Таким чином, методика короткого ущільнення може застосовуватись тільки для шпарин з певними параметрами.

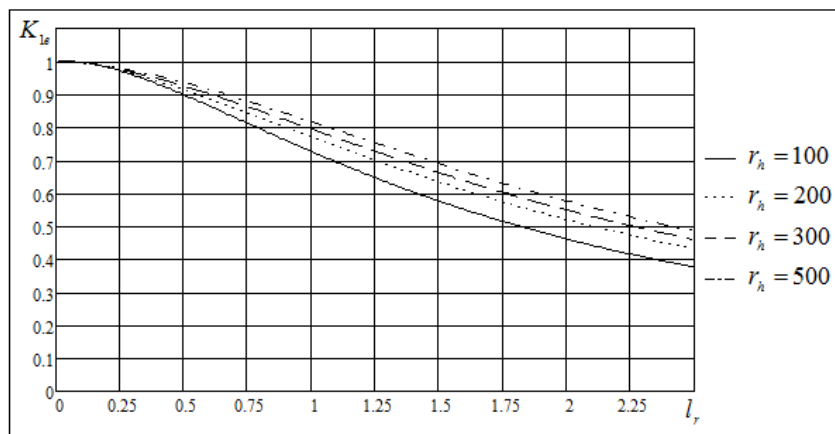


Рисунок 4 – Залежність коефіцієнту K_{1e} від геометричних розмірів ущільнення

На рисунках 5 та 6 наведені порівняння одержаних теоретичних результатів з відомими експериментальними даними інших авторів.

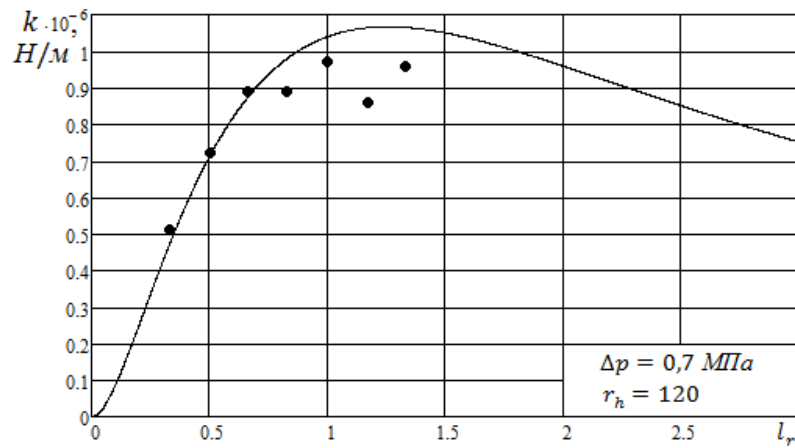


Рисунок 5 – Порівняння коефіцієнта радіальної жорсткості з відомими експериментальними даними

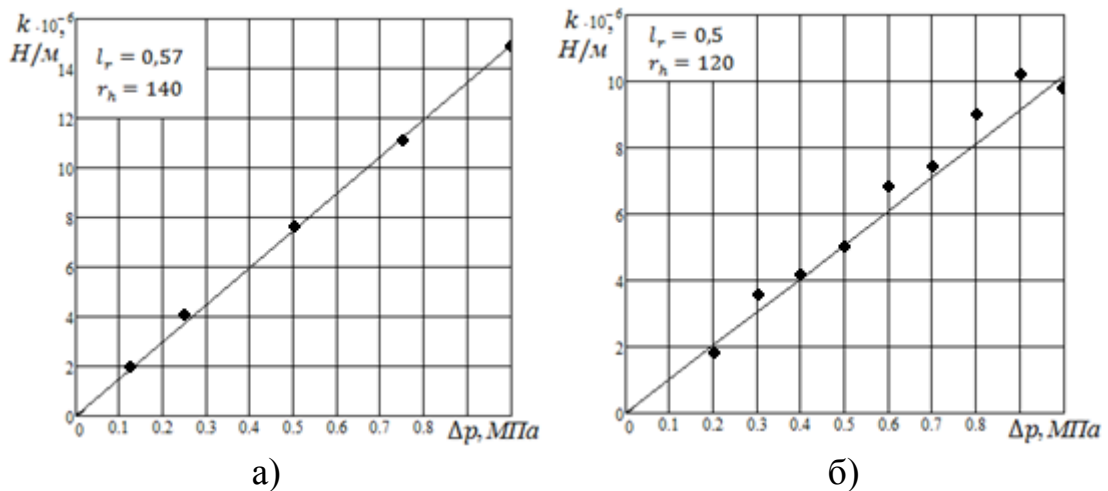


Рисунок 6 – Порівняння коефіцієнта радіальної жорсткості з відомими експериментальними даними

Аналіз гідростатичної сили, обумовленої кутовим зміщенням вала.

Складова тиску $p_2(\bar{z}, \varphi)$, обумовлена кутовим зміщенням вала, має вид

$$p_2(\bar{z}, \varphi) = \frac{\Delta p \xi_l}{\xi_0} \left(\frac{s_1}{s_2} \frac{\xi_{11}}{\xi_l} \operatorname{ch}(\sqrt{b_0} \bar{z}) + \frac{s_1}{s_2} \frac{\operatorname{sh}(\sqrt{b_0} \bar{z})}{\sqrt{b_0}} - 3 \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{b_0} \bar{z}) - 1}{b_0} \right) \cdot \theta \cos \varphi$$

Гідростатична сила виражається формулою

$$F_\theta = -rl \int_0^1 \int_0^{2\pi} p_2(z) \cos \varphi d\varphi dz = -r^2 \Delta p \pi K_{0\theta} \cdot \vartheta$$

де

$$K_{0\theta} = \frac{l_r^2 r_h \xi_l}{\xi_0} \left(\frac{s_1}{s_2} \cdot \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{b_0}) - 1}{b_0} + \frac{\xi_l}{\xi_l} \frac{s_1}{s_2} \frac{\operatorname{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - 3 \cdot \frac{1}{b_0} \left(\frac{\operatorname{sh}(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - 1 \right) \right) -$$

безрозмірний коефіцієнт кутової жорсткості, залежність від безрозмірних параметрів l_r та r_h якого приведена на рисунку 7.

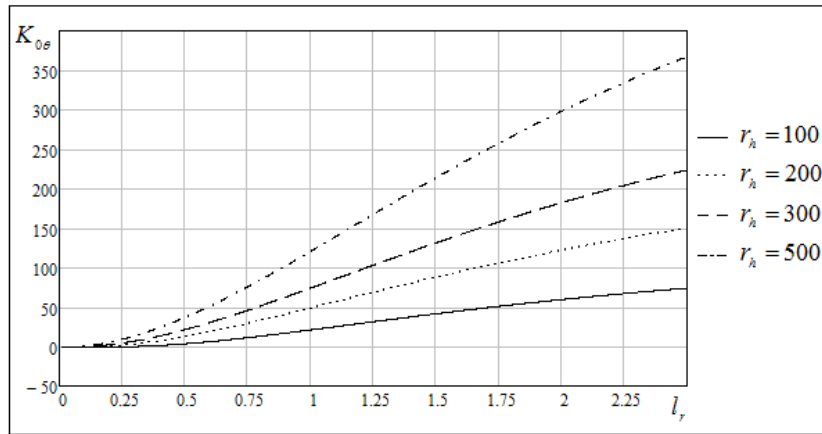


Рисунок 7– Залежність коефіцієнта $K_{0\theta}$ від параметрів l_r, r_h

На рисунку 8 приведений вплив окружних перетоків рідини в шпарині на коефіцієнт кутової жорсткості гідростатичної сили, обумовленої перекосом осей вала і втулки.

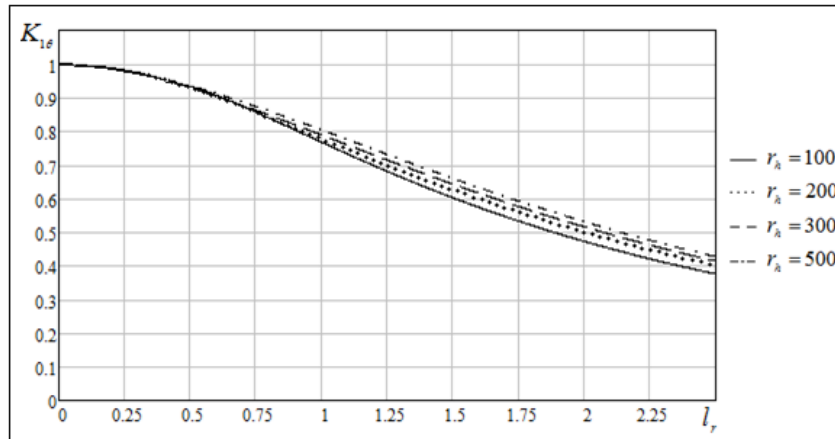


Рисунок 8 – Залежність коефіцієнту $K_{1\theta}$ від параметрів l_r, r_h

Аналіз гідродинамічної сили, обумовленої радіальним рухом вала.

Складова тиску $p_3(\bar{z}, \varphi)$, обумовлена радіальним рухом вала, має вид

$$p_3(\bar{z}, \varphi) = \sqrt{\frac{2\rho\Delta p}{\xi_0}} l_r r_h \xi_l \left(\frac{\xi_1 l_1}{\xi_l l_2} \cdot ch(\sqrt{b_0} \bar{z}) + \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{sh(\sqrt{b_0} \bar{z})}{\sqrt{b_0}} - \frac{ch(\sqrt{b_0} \bar{z}) - 1}{b_0} \right) U_1.$$

Гідродинамічні сили виражаються формулою

$$F_x = -rl \int_0^1 \int_0^{2\pi} p(\bar{z}) \cos \varphi d\varphi d\bar{z} = -b_\varepsilon \cdot (\dot{x} + 0,5\omega y),$$

$$F_y = -rl \int_0^1 \int_0^{2\pi} p(\bar{z}) \sin \varphi d\varphi d\bar{z} = -b_\varepsilon \cdot (\dot{y} - 0,5\omega x),$$

$b_\varepsilon = r^2 \pi \sqrt{2\rho\Delta p} \cdot b_{0e}$ - коефіцієнт демпфування;

$$b_{0e} = \frac{l_r^2 r_h}{\sqrt{\xi_0}} \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot \left[\xi_l \frac{ch(\sqrt{b_0}) - 1}{b_0} + \xi_l \frac{sh(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - \xi_l \frac{1}{b_0} \frac{l_2}{l_1} \left(\frac{sh(\sqrt{b_0})}{\sqrt{b_0}} - 1 \right) \right] - \text{безрозмірний}$$

коефіцієнт демпфування, залежність від безрозмірних параметрів l_r та r_h якого приведена на рисунку 9.

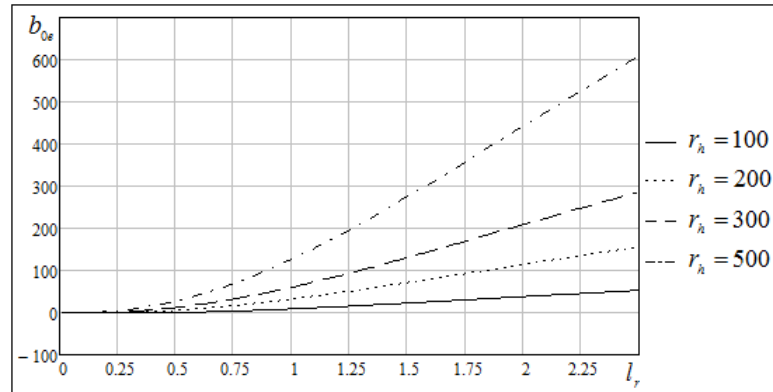


Рисунок 9 – Залежність коефіцієнта b_{oe} від параметрів l_r, r_h

Рисунок 10 характеризує розбіжність даного коефіцієнта, одержаного різними методиками.

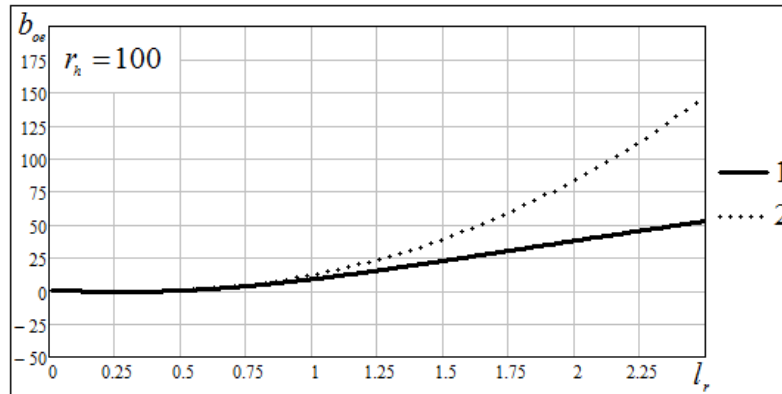


Рисунок 10 – Залежність коефіцієнта b_{oe} від параметра l_r :

1 – методика ущільнення довільної довжини; 2 – методика короткого ущільнення

Аналіз нелінійності гідростатичної сили, обумовленої радіальним зміщенням вала.

Для аналізу нелінійності гідростатичної сили систему рівнянь руху рідини (3) запишемо у вигляді

$$\frac{(1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi)^2}{2 \cdot l_r^2} \cdot \frac{\partial^2 \bar{p}(\bar{z}, \varphi)}{\partial \bar{z}^2} + \sqrt{\frac{-(1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi) \cdot \xi_0}{\xi_1} \cdot \frac{\partial \bar{p}(\bar{z}, \varphi)}{\partial \bar{z}}} \cdot \frac{\partial^2 \bar{p}(\bar{z}, \varphi)}{\partial \varphi^2} = 0 \quad (6)$$

з граничними умовами

$$\begin{cases} \bar{p}(0, \varphi) = \bar{p}_1 + \xi_1 \cdot \frac{1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi}{\xi_1} \cdot \frac{\partial \bar{p}(0, \varphi)}{\partial \bar{z}}, \\ \bar{p}(1, \varphi) = \bar{p}_2 + \xi_2 \cdot \frac{1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi}{\xi_1} \cdot \frac{\partial \bar{p}(1, \varphi)}{\partial \bar{z}}, \\ \bar{p}(\bar{z}, 0) = \bar{p}(\bar{z}, 2\pi), \end{cases}$$

де $\bar{p}(\bar{z}, \varphi) = \frac{p(\bar{z}, \varphi)}{\Delta p}$, Δp - перепад тиску рідини на шпаринному ущільненні.

Для розв'язання рівняння (6) використовуємо метод сіток із застосуванням методу послідовних наближень. В якості початкового наближення беремо розподіл тиску в шпарині в лінійній постановці. На кожній наступній ітерації знаходиться значення тиску рідини у вузлах сітки при заданому відносному ексцентриситеті. Ітераційний процес закінчується, коли відносна зміна тиску в кожному вузлі не перевищує заданої точності. Після інтерполювання вузлових значень двовимірним кубічним сплайном отримуємо розподіл тиску в шпарині. Гідростатичну силу, обумовлену радіальним зміщенням валу, знаходимо по формулі

$$F(\varepsilon) = -r \cdot l \cdot \int_0^{2\pi} \int_0^1 p(z, \varphi) \cdot \cos \varphi dz d\varphi$$

Після апроксимації табличних значень $F(\varepsilon)$ поліномами Лежандра, отримаємо аналітичний вираз залежності нелінійної гідростатичної сили від відносного ексцентриситету у вигляді

$$F(\varepsilon) = -k_c(0) \cdot h_0 \cdot \varepsilon \cdot \alpha(\varepsilon)$$

де $k_c(0)$ - коефіцієнт жорсткості лінеаризованої гідростатичної сили;

$\alpha(\varepsilon) = 1 + \alpha_1 \varepsilon + \alpha_2 \varepsilon^2 + \dots + \alpha_n \varepsilon^n$ - безрозмірний коефіцієнт її нелінійності.

Залежність даного коефіцієнту для деяких типорозмірів шпаринного ущільнення наведена на рисунку 11. Як видно із рисунка, з ростом ексцентриситету величина пружної сили зменшується. При цьому вплив параметра r_h несуттєвий.

Аналітичний вираз для жорсткості гідростатичної сили в залежності від зміщення валу визначається формулою

$$k_c(\varepsilon) = \frac{dF(\varepsilon)}{de} = k_c(0) \cdot \beta(\varepsilon),$$

де $\beta(\varepsilon) = 1 + 2\alpha_1 \varepsilon + 3\alpha_2 \varepsilon^2 + \dots + (n+1)\alpha_n \varepsilon^n$ - безрозмірний коефіцієнт нелінійної жорсткості.

Залежність коефіцієнта $\beta(\varepsilon)$ приведена на рисунку 12. Легко бачити, що із збільшенням зміщення вала жорсткість гідростатичної сили зменшується, таким чином, дана система має м'яку характеристику жорсткості. А це, як відомо, погіршує вібраційні характеристики ротора.

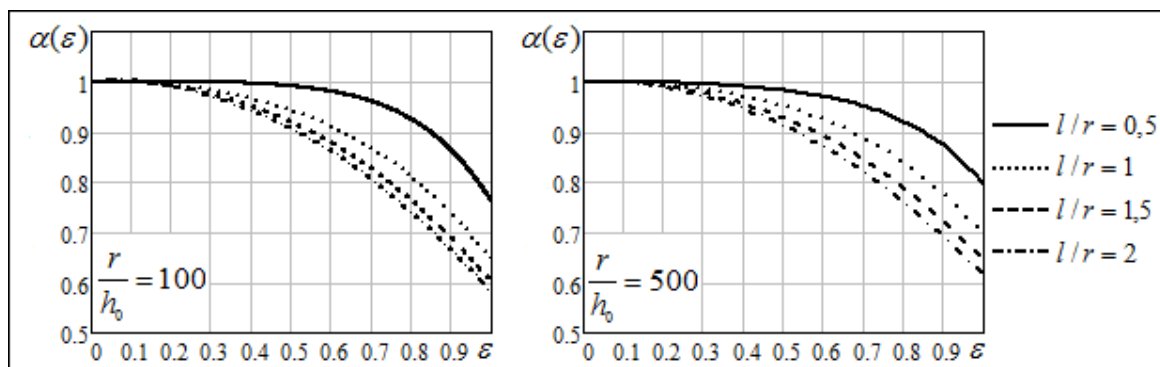


Рисунок 11 – Залежність коефіцієнта нелінійності гідростатичної сили

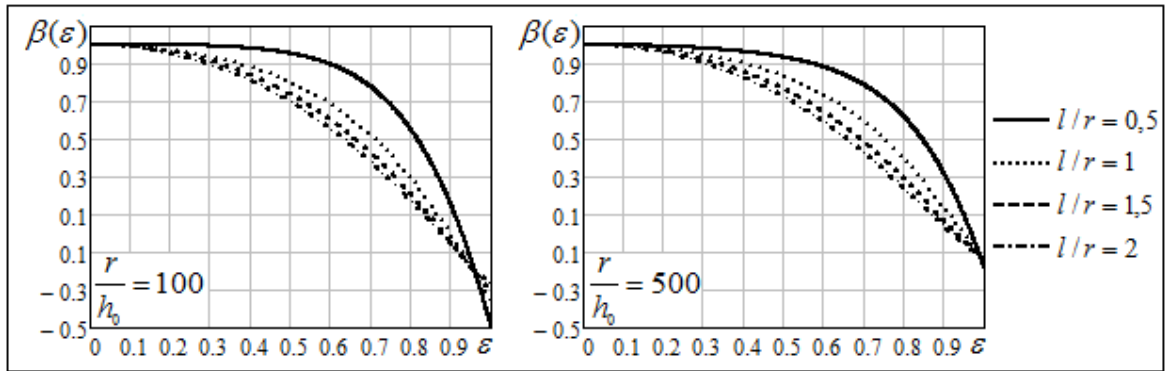


Рисунок 12 – Залежність коефіцієнта нелінійності жорсткості

В третьому розділі наведені результати експериментальних досліджень коефіцієнта жорсткості гідростатичної сили, обумовленої як радіальним зміщенням валу в шпарині, так і його перекосом.

У відповідності до поставлених задач досліджень був спроектований та виготовлений експериментальний стенд, схема якого приведена на рисунку 13.

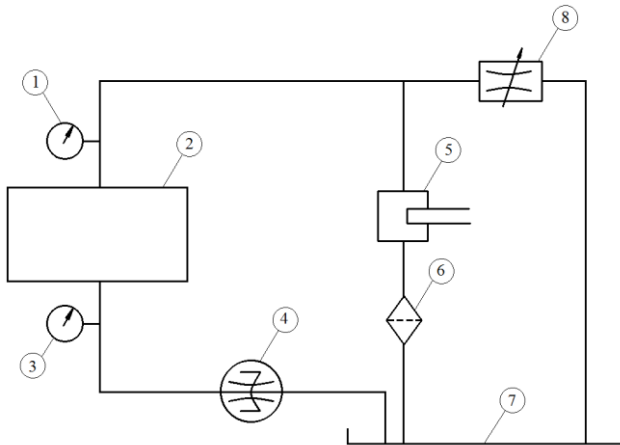


Рисунок 13 – Схема стенда:

1,3 – манометр; 2 – випробувальний вузол;
4 – витратомірний пристрій;
5 – насос; 6 – фільтр; 7 – бак; 8 - дросель

Основою експериментального стенду є випробувальний вузол, фото і схема якого наведені на рисунках 14 та 15

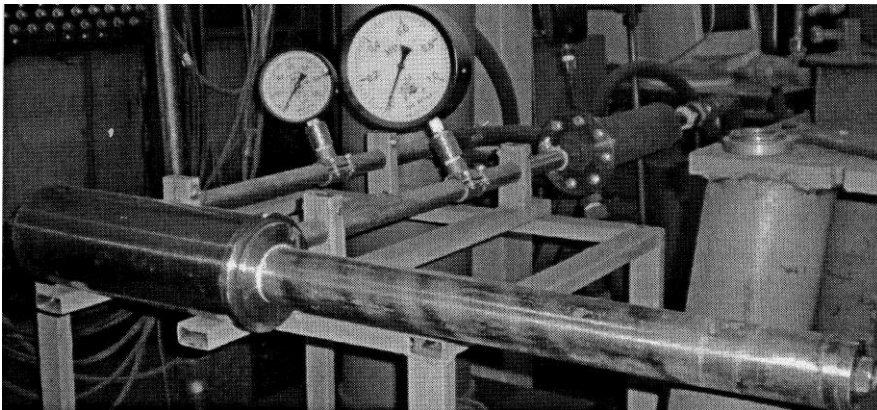


Рисунок 14 –
Випробувальний вузол
експериментального стенда

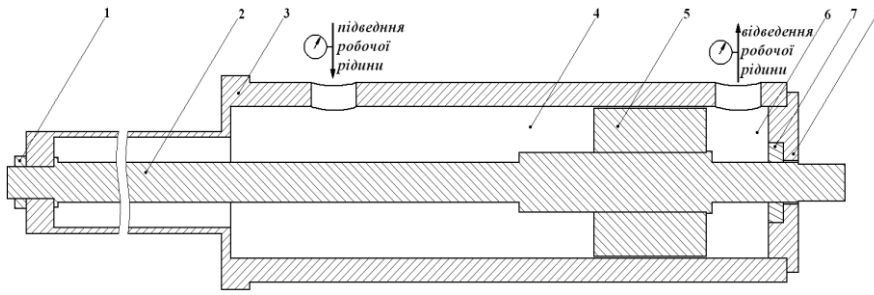


Рисунок 15 – Схема випробувального вузла:

1 – жазимна гайка; 2 – вал; 3 – корпус; 4, 6 – камери перед та за ущільненням; 5 – втулка; 7 – ущільнююча манжета; 8 – кришка.

Експериментальне визначення коефіцієнта жорсткості гідростатичної сили шпаринного ущільнення проводилося методом ідентифікації параметрів, суть якого полягає в тому, щоб по результатам вхідних та вихідних даних в процесі роботи системи «пружний вал - шпаринне ущільнення» одержати якісні та кількісні оцінки шуканих параметрів.

Гідростатична радіальна сила шпаринного ущільнення визначалась як реакція шпарини на статичне навантаження на вал. Типові характеристики навантаження валу при різних перепадах тиску робочої рідини на шпарині наведені на рисунку 16.

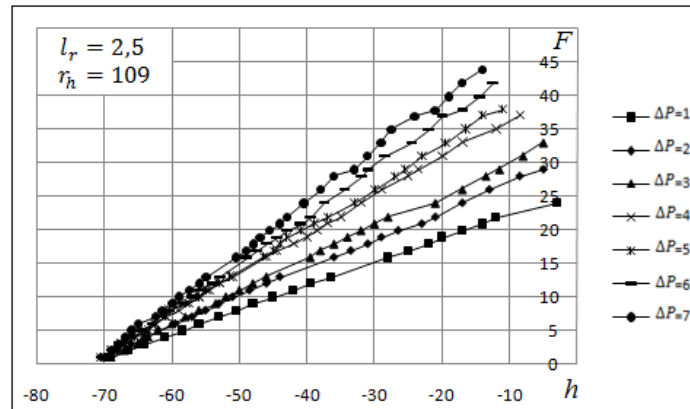


Рисунок 16 – Характеристики навантаження валу

По результатам обробки характеристик навантаження валу одержані характеристики жорсткості системи «вал – шпаринне ущільнення» (маркер 4, рисунок 17), коефіцієнта жорсткості гідростатичної сили, обумовленої радіальним зміщенням валу (маркер 3). На рисунку показані також теоретичні значення вказаного коефіцієнта, розрахованого по методиці короткого ущільнення (лінія 1) та методиці ущільнення довільної довжини (лінія 2).

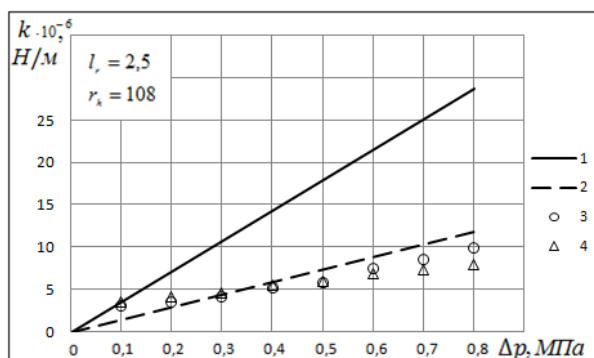


Рисунок 17 – Радіальна жорсткість

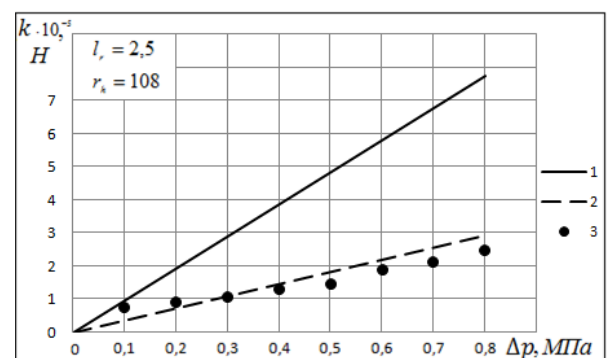


Рисунок 18 – Кутова жорсткість

На рисунку 18 наведені експериментальні (маркер 3) та теоретичні дані (лінія 1 методика короткого ущільнення, лінія 2 – методика ущільнення довільної довжини) для коефіцієнта кутової жорсткості радіальної сили, обумовленої перекосом осей втулки і вала.

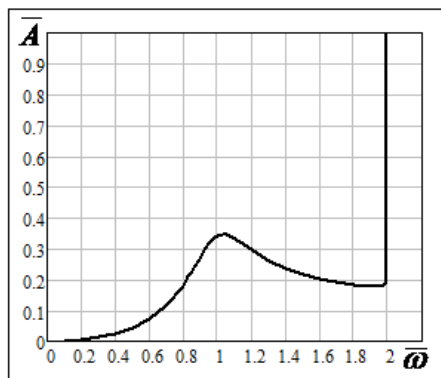
Як видно із рисунків, вплив окружних перетоків робочої рідини у шпарині, обумовлених полем тиску, на гідростатичну силу у відносно довгих шпаринних ущільненнях суттєво зростає.

Слід відмітити, що при перепадах тиску більше 0,4 МПа спостерігалась втрата стійкого положення вала у шпаринному ущільненні циліндричної форми поблизу стінки каналу, яка переходила у самозбуджені автоколивання необертового вала при перепаді тиску більше 0,6 МПа.

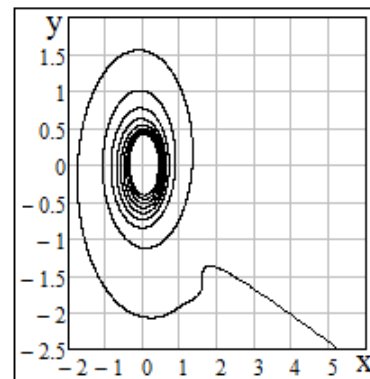
Четвертий розділ. На модельному роторі досліджені динамічні характеристики вала з урахуванням гідродинамічних процесів у шпаринному ущільненні довільної довжини. Рух вала описується системою рівнянь (7), записаною у безрозмірному вигляді.

$$\begin{cases} \ddot{x} + \bar{b}\dot{x} + x \left(1 + \frac{k_c(0)}{c_b + k_c(0)} (\alpha_1 r + \dots + \alpha_9 r^9) \right) + 0,5\bar{b}\bar{\omega}y = \bar{e}\bar{\omega}^2 \cos(\bar{\omega}\tau) \\ \ddot{y} + \bar{b}\dot{y} + y \left(1 + \frac{k_c(0)}{c_b + k_c(0)} (\alpha_1 r + \dots + \alpha_9 r^9) \right) - 0,5\bar{b}\bar{\omega}x = \bar{e}\bar{\omega}^2 \sin(\bar{\omega}\tau) \end{cases} \quad (7)$$

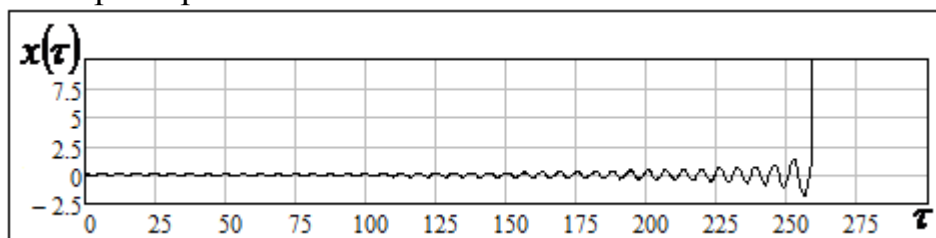
За результатами досліджень були отримані амплітудно-частотна характеристика та орбіта руху центра вала і амплітуда його коливань в нестійкій області руху, рисунок 19.



Амплітудно - частотна характеристика



Орбіта центру руху вала



Амплітуда коливань вала

Рисунок 19 – Динамічні характеристики модельного ротора

Проведено аналіз впливу шпаринних ущільнень на критичні частоти ротора відцентрового насоса типу ПЕ 400-185.

Результати розрахунків за програмою, що реалізує метод скінченних елементів наведені у таблиці 1.

Із таблиці видно, що урахування окружних перетоків робочої рідини та кутової жорсткості суттєво уточнює величини критичних частот обертання (в бік зменшення). Зменшення першої критичної частоти досягає -8%, другої – до -18%.

Таблиця 1

Критичні частоти ротора

Номер критичної частоти	Критичні частоти ротора у повітрі, c^{-1}	Критичні частоти ротора у шпаринах ($h_0 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$), c^{-1}			Відносна похибка, %	
		Методика короткого ущільнення	Методика ущільнення довільної довжини		З урахуванням кутової жорсткості	Без урахування кутової жорсткості
			З урахуванням кутової жорсткості	Без урахування кутової жорсткості		
1	115,4	519,1	480,9	504,8	-7,9	-2,8
2	512,6	802,6	637,3	727,4	-18,0	-9,1

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача прогнозування динамічних характеристик ротора відцентрового насоса з урахуванням спірального руху робочої рідини в шпаринному ущільненні, який обумовлений як обертанням валу так і полем тиску рідини в шпарині (модель шпаринного ущільнення довільної довжини).

Основні результати роботи полягають в наступному:

- уточнено математичну модель шпаринного ущільнення зі спіральним рухом робочої рідини, яка дозволяє проводити як аналіз впливу геометричних параметрів шпарини на складові радіальної сили, так і досліджувати вплив окружних перетоків робочої рідини, обумовлених полем тиску у шпарині, на нелінійність радіальної сили;

- розроблено аналітичний метод розрахунку в лінійній постановці складових радіальної сили з урахуванням окружних перетоків робочої рідини, обумовлених полем тиску у шпарині, та показано, що урахування окружних перетоків робочої рідини у шпарині призводять до зменшення величини радіальної сили;

- проведено аналіз нелінійності гідростатичної сили, обумовленої радіальним зміщенням валу, показано, що дана сила має м'яку характеристику жорсткості, а це, як відомо, погіршує вібраційні характеристики ротора;

- для експериментального дослідження гідростатичної сили у відносно довгому шпаринному ущільненні був спроектований та розроблений експериментальний стенд, на якому було встановлено, що з ростом параметра l_r величина радіальної сили зменшується, а у відносно довгих шпаринах можуть з'являтися явища самозбудження коливань необертового ротора.

- проаналізовано вплив уточненої гідродинамічної сили у шпаринному ущільненні на динаміку ротора відцентрового насоса, показано, що розбіжність між розрахунками динамічних характеристик ротора за методиками короткого ущільнення та ущільнення довільної довжини можуть носити не тільки кількісний, але й якісний характер, крім того, показано, що для моделі ротора з м'якою характеристикою жорсткості автоколивальний режим має місце лише на границі стійкості, а потім спостерігається різке зростання радіального зміщення вала.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у фахових виданнях :

1. Симоновский В.И. Исследование влияния диффузорности щелевых уплотнений ротора центробежного насоса на его колебания / В.И. Симоновский, А.И. Беда // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки», 2010. – №3. – С. 136-141.
2. Беда І.М. Рух рідини в кільцевих каналах шпарових ущільнень / І.М. Беда, О.І. Беда// Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки», 2011. – № 4. – С. 26-33.
3. Беда О.І. Аналіз гідростатичної сили у шпаринному ущільненні довільної довжини / О.І. Беда // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки», 2012. – № 2. – С. 50-59.
4. Беда О.І. Аналіз демпфувальної та циркуляційної сил у шпаринному ущільненні довільної довжини / О.І. Беда // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки», 2013. – № 1. – С. 25-34.
5. Беда А.И. Влияние вращения вала на упругую силу в щелевом уплотнении центробежного насоса / А. И. Беда, В. И. Симоновский, В. В. Калашников // Вісник СевНТУ. Серія «Механіка, енергетика, екологія»: збірник наукових праць, 2014. – Вип. 148. - С. 76-82.
6. Беда А.И. Исследование гидродинамических сил в щелевом уплотнении и анализ их влияния на динамику ротора центробежной машины / А.И. Беда, И.Н. Беда, В.И. Симоновский // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях», 2015, № 1 (77). –С. 71-75.

Статті у складі монографій та збірників:

7. Беда І.М. Вплив спірального потоку у шпаровому ущільненні на гідростатичну силу / І. М. Беда, О. І. Беда // Вибронадежность и герметичность центробежных машин: монография / Под ред.: В.А. Марцинковского, А.В. Загорулько. — Сумы : СумГУ, 2011. — С. 113-121.
8. Беда А.И. Влияние конусности щелевого уплотнения конечной длины на упругую силу / Беда А.И., Беда И.Н., Калашников В.В., Симоновский В.И // Проблемы теории и практики центробежных машин: монография / Под ред.: И.Б.

Твердохлеба, А.В. Загорулько, С.Н. Гудкова. – Сумы: ООО «Печатный дом «Папирус», 2014. – С. 214-219.

9. Беда А.И. Исследование нелинейной упругой силы в щелевом уплотнении конечной длины / А. И. Беда, В. И. Симоновский // Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования «Гервикон+насосы-2014»: сборник докладов участников XIV Международной научно-технической конференции. — Сумы : ООО "Печатный дом "Папирус", 2014. — С. 182-190.

Статті у закордонних виданнях :

10. Беда А.И. Влияние частоты вращения вала на демпфирующую силу в щелевом уплотнении центробежного насоса / А.И. Беда // Вестник машиностроения, 2014. – № 11. – С. 24-27. (*обліковується базою даних SCOPUS*).

11. Beda A.I. Analysis of a Nonlinear Elastic Force in a Relatively Long Annular Seal and its Impact on the Dynamics of the Rotor / A.I. Beda, V.I. Symonowsky // Applied Mechanics and Materials. Vol. 630. – 2014. – p. 240-247. (*обліковується базою даних SCOPUS*).

12. Беда А.И. Влияние упругой силы в щелевом уплотнении на динамику ротора центробежной машины / А.И. Беда // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: сборник научных статей. – В 2 т. – Курск: Изд-во ЮЗГУ, 2014. – Т. 2. – С. 339-344. (*за матеріалами 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Вибрація – 2014»*).

Тези доповідей:

13. Беда А. И. Исследование влияния конусности щелевых уплотнений на устойчивость и нелинейные колебания ротора центробежного насоса / А. И. Беда, В. И. Симоновский // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19 - 23 квітня 2010 року) / Редкол.: О.Г.Гусак, В.Г.Євтухов. — Сумы : СумДУ, 2010. — Ч.П. — С. 22.

14. Беда О. І. Вплив спірального потоку у шпаруватому ущільненні на динамічні характеристики ротора / О. І. Беда, В. І. Симоновський // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Сумы : СумДУ, 2011. — Ч.2. — С. 54.

15. Симоновський В. І. Демпфуюча сила у шпаринному ущільненні довільної довжини / В. І. Симоновський, О. І. Беда // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2012 р.: у 3-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Сумы : СумДУ, 2012. — Ч.2. — С. 172.

16. Симоновський В. І. Вплив конфігурації шпарини на характеристики ущільнення / В. І. Симоновський, О. І. Беда // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Сумы : СумДУ, 2013. — Ч.1. — С. 136.

17. Беда О. І. Аналіз впливу пружної сили на динаміку ротора / О. І. Беда, В. І. Симоновський // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2014. — Ч.1. — С. 176.

18. Беда А.И. Исследование гидродинамических сил в щелевом уплотнении и анализ их влияния на динамику ротора центробежной машины / А.И. Беда // Проблемы динамики и прочности в турбомашиностроении: тезисы докладов пятой Международной научно-технической конференции «Турбо-2014», Киев: Ин-т проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, 2014. – С. 9-10.

АНОТАЦІЯ

Беда О.І. Динамічні характеристики ротора відцентрового насоса з урахуванням гідродинамічних процесів в шпаринних ущільненнях довільної довжини. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Сумський державний університет, суми, 2015.

У дисертаційній роботі виконано уточнення математичної моделі шпаринного ущільнення з урахуванням спірального руху робочої рідини, обумовленого як обертанням валу так і полем тиску рідини в шпарині. Розроблено аналітичний метод розрахунку в лінійній постановці складових радіальної сили. Проведено аналіз нелінійності гідростатичної сили, обумовленої радіальним зміщенням валу. Отримано, що дана сила має м'яку характеристику жорсткості. Проведений фізичний експеримент, який дав змогу оцінити вплив окружних перетоків рідини на величину гідростатичної сили. У відносно довгих шпаринах експериментально отримано явище самозбудження коливань необертового ротора. На модельному та натурному роторах проведено аналіз впливу шпаринних ущільнень на динамічні характеристики ротора.

Ключові слова: відцентровий насос, ротор, шпаринне ущільнення, гідростатична сила, гідродинамічна сила, радіальна сила, динамічні характеристики, нелінійність гідростатичної сили.

АННОТАЦИЯ

Беда А.И. Динамические характеристики ротора центробежного насоса с учетом гидродинамических процессов в щелевых уплотнениях конечной длины. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин, Сумы, 2015.

В диссертационной работе предложена уточненная модель щелевого уплотнения с учетом спирального движения рабочей жидкости (модель щелевого уплотнения конечной длины), на основе которой разработан аналитический метод расчета возникающей в щелевом уплотнении радиальной силы. Проанализировано

влияние окружных перетоков рабочей жидкости, обусловленных полем давления жидкости в щели, на величину составляющих радиальной силы в зависимости от геометрических размеров уплотнения.

Построены диаграммы для безразмерных коэффициентов линейризованных составляющих радиальной силы, которые дают возможность анализировать влияние геометрии щели на радиальную силу без дополнительных расчетов.

В работе исследована нелинейность гидростатической силы, обусловленная радиальным смещением вала в щели. Показано, что данная сила имеет мягкую характеристику жесткости, что ухудшает динамические характеристики ротора.

Проведены экспериментальные исследования гидростатической силы у относительно длинных ($l/r \geq 1,5$) щелевых уплотнениях. Сопоставление данных эксперимента и расчетов свидетельствует о хорошем совпадении результатов.

Проведен анализ влияния щелевых уплотнений на критические частоты ротора центробежного насоса типа ПЭ. Расчеты показывают, насколько велико влияние щелевых уплотнений на критические частоты ротора и насколько существенно они снижаются из-за окружных перетоков рабочей жидкости в щели и угловой жесткости гидростатической силы в относительно длинном щелевом уплотнении, которым является цилиндрическая щель системы авторазгрузки.

Ключевые слова: центробежный насос, ротор, щелевое уплотнение, гидростатическая сила, гидродинамическая сила, динамические характеристики ротора, нелинейность гидростатической силы.

ABSTRACT

Beda A.I. Dynamic characteristics of a rotor of a centrifugal pump taking into consideration hydrodynamic processes in a relatively long clearance seal.- Manuscript.

Ph.D. thesis in Engineering Science in specialty 05.02.09. – Dynamics and strength of machines. – Sumy State University, Sumy, 2015.

The dissertation Project offers advanced model of the clearance seal with spiral movement of the fluid. Based on that model, author demonstrates new method to calculate radial force that arises in the seal.

The work contains diagrams for dimensionless coefficients of linearized components of the radial force, which allow to analyze an influence of the geometrical shape on the radial force without additional calculus.

Next, non linear hydrostatic force analysis is presented. Such forces appear due to radial dislocation of the rotor in the seal, and it is shown that such forces have low hardness's characteristics, thus lowering dynamic characteristics of the rotor.

The work presents experimental results of the nonlinear resilience force in relatively long clearance seals ($l/r \geq 1,5$). Comparison of the theoretical and experimental parts proves the consistence of the model.

Keywords: centrifugal pump, rotor, clearance seal, hydrostatic force, hydrodynamic force, dynamic characteristics of the rotor, non linear hydrostatic force.