

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ПАВЛЕНКО ІВАН ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК [621.671 + 621.515] – 541.7 – 52 (043.3)

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ
АВТОМАТИЧНИХ УРІВНОВАЖУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ
ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН**

05.02.09 - динаміка та міцність машин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми, 2014

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Сумському державному університеті

Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник –

доктор технічних наук, професор,
завідувач кафедри загальної механіки і динаміки машин
Сумського державного університету
МАРЦИНКОВСЬКИЙ Володимир Альбінович

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор кафедри
деталей машин та прикладної механіки
Кіровоградського національного технічного університету
ФІЛІМОНІХІН Геннадій Борисович

кандидат технічних наук, доцент кафедри
електротехнічних систем в АПК та фізики
Сумського національного аграрного університету
ШИЙКО Олександр Миколайович

Захист відбудеться 04.10.2014 р. об 11⁰⁰ годині на засіданні Спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 в Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Сумського державного університету (40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2)

Автореферат розісланий 03.09.2014 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради

Є. М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Високий рівень розвитку енергетики, нафтової, хімічної, гірничорудної, металургійної та інших галузей промисловості забезпечується за рахунок застосування різних типів насосів і компресорів широкого діапазону подач і тисків, найбільш поширеними з яких є багатоступінчаті машини. Інтенсифікація виробництва і поява нових процесів та виробництв передбачає створення новітнього обладнання, яке б відповідало міжнародним стандартам.

У сучасних високонапірних відцентрових машинах сумарна осьова сила має порядок 10^5 Н. Урівноваження таких сил призводить до ускладнення конструкцій існуючих урівноважуючих пристроїв. Перехід до модифікованих конструкцій систем осьового урівноваження має відповідати вимогам герметичності та надійності.

Осьові сили, що діють на ротор, сприймаються автоматичними системами осьового урівноваження (АСОУ – «гідроп'ятами»), які одночасно виконують функції упорного гідростатичного підшипника і комбінованого кінцевого ущільнення з саморегульованим торцевим зазором. Принцип роботи таких пристроїв заснований на тому, що врівноважуюча сила залежить від величини торцевого зазору. Від величини торцевого зазору також залежать витіки через АСОУ, що становлять близько 5% подачі насоса.

На зміну величини торцевого зазору АСОУ і витрат впливає випадкова зміна багатьох фізичних і геометричних параметрів. Проектні розрахунки автоматичних урівноважуючих пристроїв необхідно доповнювати імовірнісними розрахунками з метою визначення довірчих областей основних характеристик.

Одним з можливих шляхів підвищення герметичності та надійності АСОУ є застосування запірно-врівноважуючого пристрою (ЗВП) – гідромеханічної системи, яка одночасно виконує функції упорного підшипника і кінцевого ущільнення із саморегульованими торцевим зазором і витратами.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету при виконанні робіт з держбюджетної тематики відповідно до координаційного плану МОН України та реалізована при виконанні держбюджетних науково-дослідних робіт «Дослідження комбінованих опорно-ущільнювальних систем осьового урівноваження роторів відцентрових насосів і компресорів та розробка методів підвищення їх економічності і екологічної безпеки» (№ 0106U001937); «Розробка методів чисельного розрахунку та оптимізації гідродинамічних характеристик шпаринних і лабіринтних ущільнень та дослідження їх впливу на динаміку роторів відцентрових машин» (№ 0109U001385), де здобувачем були виконані окремі розділи.

Мета досліджень – підвищення герметичності та надійності автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин за рахунок використання запірно-врівноважуючих пристроїв.

Задачі досліджень.

Для досягнення поставленої у роботі мети сформульовані такі основні задачі:

- аналіз надійності традиційних конструкцій АСОУ за середнім напрацюванням до відмови в області допустимих витоків робочої рідини та розробка пропозиції до її підвищення;
- створення математичних моделей процесів, що перебігають у сучасних конструкціях автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин з урахуванням різних режимів руху середовища у дроселях;
- створення програми автоматизованого розрахунку запірно-врівноважуючих пристроїв роторів багатоступінчатих відцентрових машин;
- імовірнісна оцінка статичної, витратної і амплітудних частотних характеристик автоматичних систем урівноваження осьових сил;
- експериментальне визначення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині торцевого дроселя та оцінювання провідностей дроселів автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин.

Об'єкт дослідження – процес урівноваження осьових сил, що діють на ротор багатоступінчатих відцентрових машин, за допомогою АСОУ.

Предмет дослідження – моделі і закономірності процесу урівноваження осьових сил автоматичними системами осьового урівноваження роторів відцентрових машин з урахуванням різних режимів руху середовища у дроселях.

Методи досліджень: імовірнісні методи теорії надійності, які застосовувались для визначення напрацювання до відмови АСОУ у межах допустимих витоків робочої рідини за заданою імовірністю безвідмовної роботи; методи розв'язання систем диференціальних рівнянь гідроаеромеханіки, які використовувались для отримання розподілу тиску у шпаринних ущільненнях; методи теорії коливань і теорії стійкості, які дозволили проаналізувати вплив параметрів автоматичної системи осьового урівноваження на динамічні характеристики ротора і його стійкість; методи теорії ймовірностей і математичної статистики, за допомогою яких моделювались відхилення геометричних і фізичних параметрів ущільнень та визначались характеристики статистичного розподілу; експериментальні методи дослідження розподілу тиску по радіусу торцевого дроселя для визначення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині; методи теорії оцінювання, які використовувались для уточнення параметрів АСОУ.

Наукова новизна одержаних результатів.

– створена математична модель процесів, що перебігають у ЗВП роторів багатоступінчатих відцентрових машин за наявності регулятора перепаду тиску з урахуванням різних режимів руху запірного середовища у дроселях;

– набув подальшого розвитку метод розрахунку параметрів АСОУ роторів відцентрових машин, у результаті якого вперше отримані вирази для статичної, витратної і амплітудних частотних характеристик ЗВП;

– методами теорії ймовірностей визначені довірчі області статичних і динамічних характеристик ЗВП відцентрових машин;

– за результатами експериментальних досліджень встановлені залежності для оцінювання провідностей дроселів АСОУ.

Практичне значення одержаних результатів. У результаті теоретичних і експериментальних досліджень вирішена актуальна проблема підвищення надійності АСОУ роторів відцентрових машин. Створена програма автоматизованого розрахунку ЗВП відцентрових машин на основі розроблених методик:

– статичного і динамічного розрахунків ЗВП ротора відцентрового насоса і компресора;

– імовірнісного розрахунку ЗВП роторів відцентрових машин;

– оцінювання параметрів АСОУ за результатами експериментальних досліджень.

Запропоновано алгоритм розрахунку АСОУ роторів відцентрових машин і комп'ютерна програма імовірнісного розрахунку, що використовуються у процесі розробки і модернізації насосних агрегатів у ВАТ «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування «ВНДІАЕН» і ПАТ «Сумське машинобудівне НВО ім. М. В. Фрунзе». Результати роботи також використовуються у навчальному процесі в Сумському державному університеті студентами напряму «Механіка» та спеціальності «Комп'ютерна механіка».

Особистий внесок здобувача. Основні результати, викладені у дисертаційній роботі, належать здобувачеві. Серед них:

[1 – 3, 6, 7, 12, 14, 15, 18, 19] – розробка математичної моделі процесів, що перебігають в АСОУ і створення методики розрахунку характеристик АСОУ;

[9 – 11, 17, 20, 22, 26, 27] – розробка методики розрахунку ЗВП роторів відцентрових машин;

[4, 16, 23, 24] – розробка методики розрахунку середнього напрацювання до відмови АСОУ роторів відцентрових машин;

[5, 28] – розробка методики імовірнісного розрахунку АСОУ роторів відцентрових машин з урахуванням випадкової зміни параметрів;

[8, 13, 21] – розробка експериментального стенду, аналіз результатів експериментальних

досліджень АСОУ, у тому числі визначення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині торцевого дроселя;

[25] – розробка методики уточнення параметрів АСОУ за результатами експериментальних досліджень методами теорії оцінювання.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати роботи були представлені і обговорювались на міжнародних науково-технічних конференціях: «Герметичність, вібраційна надійність і екологічна безпека насосного та компресорного обладнання», м. Суми, 2005, м. Перемишль (Польща), 2008; 13-й і 15-й міжнародних конференціях «Технології 21 століття», м. Алушта, 2006, 2009 рр.; 7-й міжнародній конференції «Промислові насоси» в м. Шчирк (Польща), 2007 р.; 11-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові, 2013 р.; 1-й, 2-й, 3-й Всеукраїнських міжвузівських науково-технічних конференціях «Сучасні технології у промисловому виробництві», м. Суми, 2010, 2012, 2014 рр.; 1-й, 2-й, 3-й міжвузівських науково-технічних конференціях викладачів, співробітників і студентів «Інформатика, математика, механіка» у 2006, 2007, 2008 рр.; науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій «Сучасні технології у промисловому виробництві», м. Суми, 2009, 2011, 2013 рр.; на наукових семінарах кафедри загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету. У повному обсязі робота доповідалась на розширеному науковому семінарі кафедри загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету 7 травня 2014 р.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 28 наукових праць, серед яких 10 статей у фахових виданнях України, 2 – у закордонних виданнях, 1 патент на корисну модель, 4 доповіді та 11 тез доповідей на науково-технічних конференціях.

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 4-х розділів, висновків, переліку використаних джерел, що містить 120 найменувань, 2-х додатків. Загальний обсяг дисертації становить 176 сторінок, 259 формул, 63 рисунки і 7 таблиць по тексту. Обсяг основного тексту дисертації становить 152 сторінки.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми, визначені мета і задачі дослідження та викладені основні положення, що мають наукове і практичне значення; наведена загальна характеристика роботи, яка виноситься на захист.

У **першому розділі** розглянуті сучасні конструкції пристроїв урівноваження осьових сил, які діють на ротори відцентрових машин, та сучасний стан теорії і методів розрахунку гідромеханічних характеристик дроселів шпаринних ущільнень як основних елементів АСОУ.

Традиційна конструкція АСОУ є джерелом додаткових втрат при роботі насоса (рис. 1).

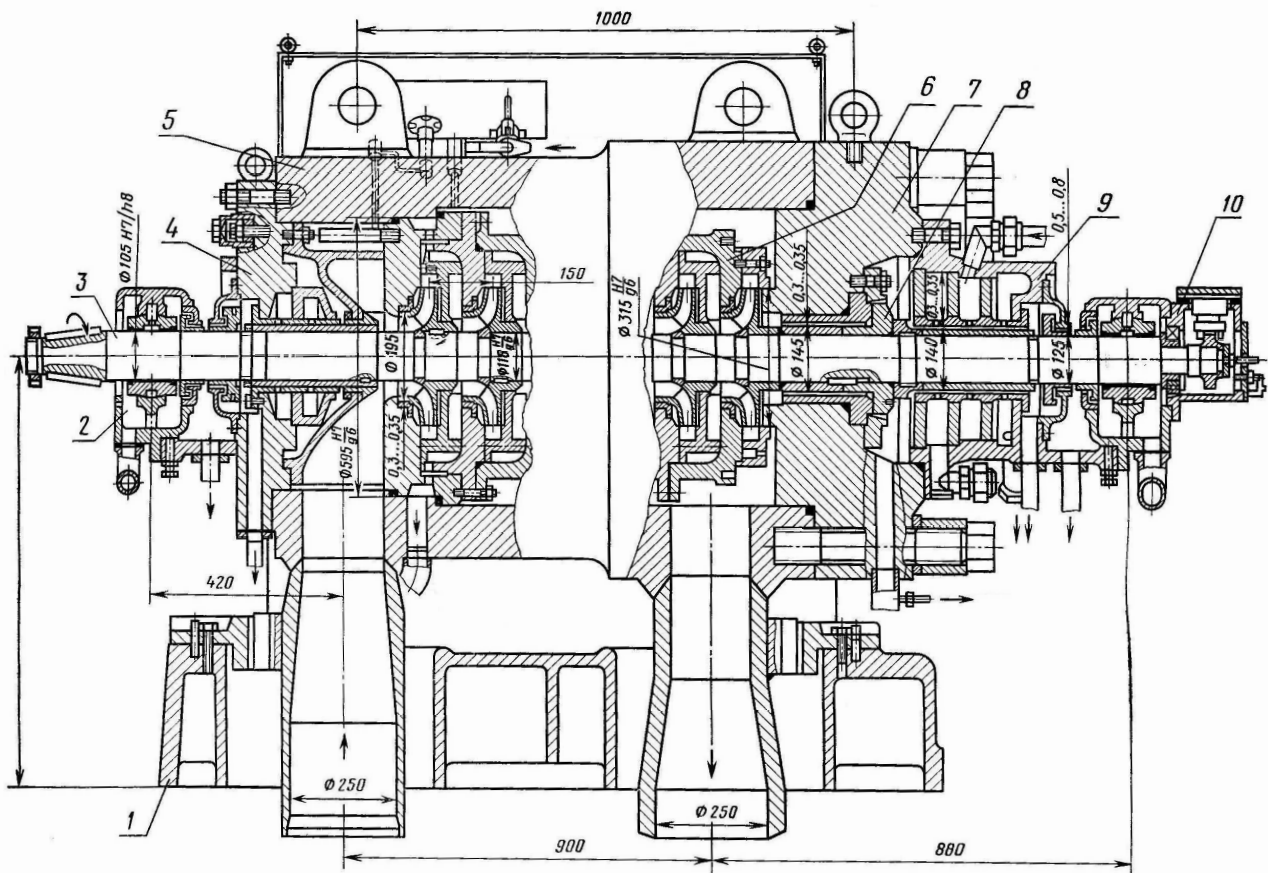


Рисунок 1 – Живильний насос ПЭ 600-300

До надійності та безпеки відцентрових машин повинні висуватись підвищені вимоги, що обумовлено існуючими статистичними даними з причин виходу з ладу насосів (рис. 2).

На підставі проведеного огляду можна зробити висновок про необхідність застосування нових конструкцій АСОУ роторів відцентрових машин, а також створення методик їх статичного та динамічного розрахунків.

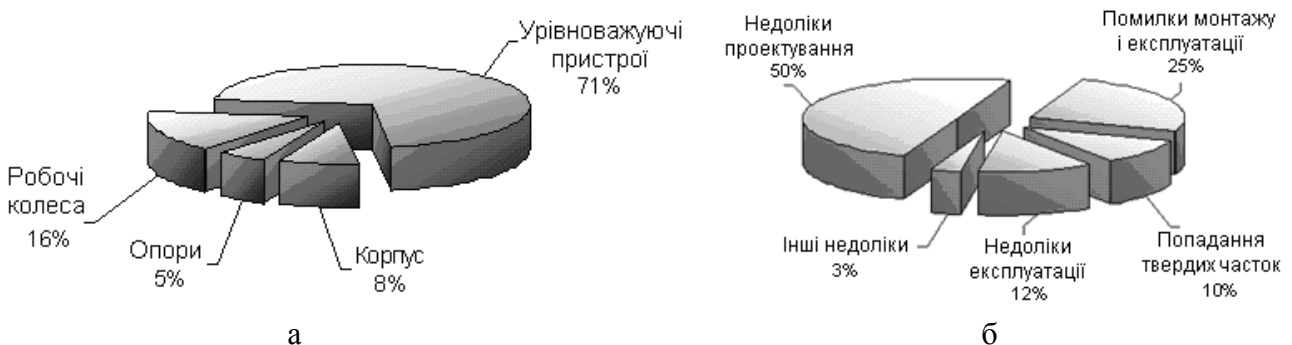


Рисунок 2 – Діаграма несправностей насосів (а) і помилок, що спричинили ушкодження АСОУ (б)

Поступова відмова АСОУ традиційного виконання є наслідком зношення циліндричних шпарин і, як наслідок, зміни величини торцевого зазору. При досягненні торцевим зазором значення нижче нижньої межі підвищується імовірність задирання робочого торця

розвантажуючого диска; збільшення торцевого зазору вище верхньої межі призводить до збільшення об'ємних витрат.

Для оцінювання надійності АСОУ традиційного виконання введена кількісна характеристика – напрацювання до відмови – час, за якого АСОУ зберігає значення торцевого зазору у встановлених межах (рис. 3).

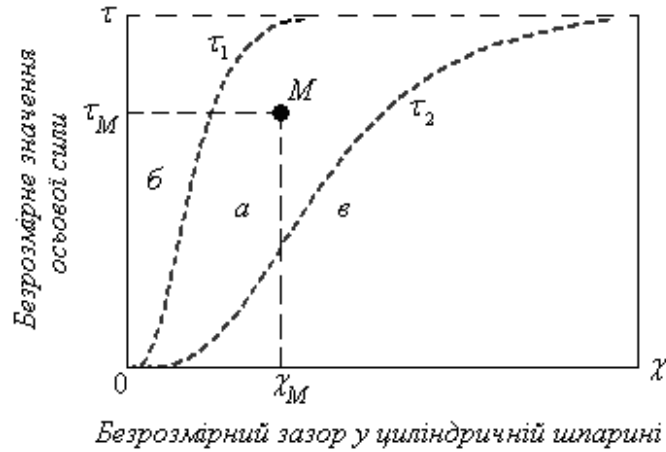


Рисунок 3 – Области нормального функціонування АСОУ (а) та роботи при недопустимому зменшенні (б) або збільшенні (в) торцевого зазору

Математична модель надійності АСОУ базується на визначенні імовірності безвідмовної роботи

$$P(t) = \int_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} [F_{\chi}(\chi_2, t) - F_{\chi}(\chi_1, t)] \frac{\partial F_{\tau}(\tau, t)}{\partial \tau} d\tau \quad (1)$$

за характеристиками зносу шпацинного ущільнення (рис. 4).

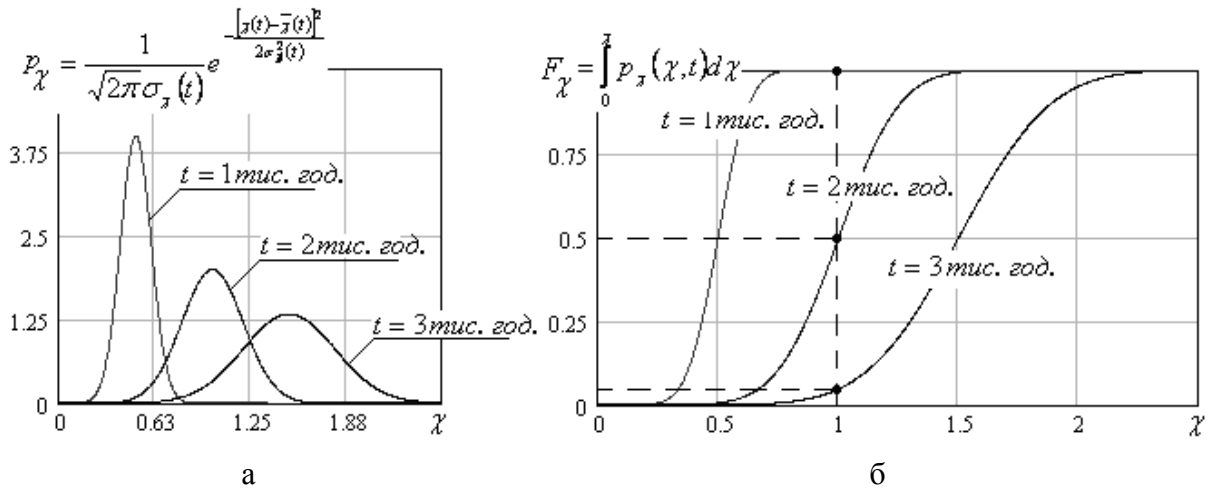


Рисунок 4 – Густина (а) та інтегральна функція (б) розподілу безрозмірного зносу шпацинного ущільнення

Середнє напрацювання до відмови АСОУ традиційного виконання має порядок 10^4 годин.

У другому розділі проведені дослідження нової конструкції АСОУ відцентрових машин – запірно-врівноважуючого пристрою (рис. 5) як складної гідромеханічної системи автоматичного регулювання, яка складається з двох підсистем – традиційної АСОУ і регулятора перепаду тиску (РПТ) – і одночасно виконує функції кінцевого ущільнення та гідростатичного підшипника з саморегульованими торцевим зазором і витратами запірного середовища. РПТ використовується для забезпечення незмінної різниці тиску запірного і робочого середовищ. Пристрій запатентований науковим керівником здобувача.

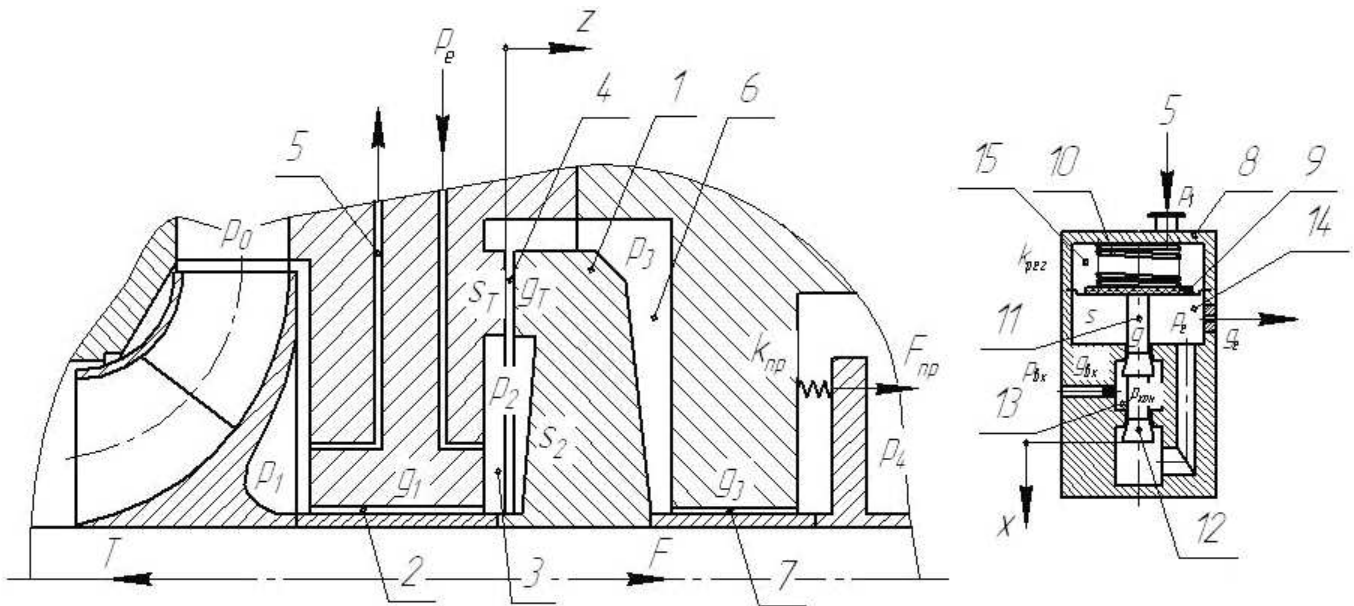


Рисунок 5 – Запірно-врівноважуючий пристрій:

1 – розвантажуючий диск; 2, 4, 7 – дроселі; 3, 6 – камери гідроп’яти; 5 – підведення робочої рідини до надмембранної камери РПТ; 8-15 – конструктивні елементи та камери РПТ

Перевагами ЗВП є відсутність кінцевих ущільнень і упорного підшипника, а також відсутність витоків робочого середовища. Робочий діапазон застосування ЗВП значно розширений порівняно із застосуванням АСОУ традиційного виконання.

Статичний розрахунок ЗВП дозволяє на стадії проектування обирати основні геометричні параметри гідромеханічної системи так, щоб у заданому діапазоні зміни осьової сили торцевий зазор і витрати не перевищували допустимих меж. Статичний розрахунок заснований на спільному розв’язанні рівнянь осьової рівноваги ротора відцентрової машини і штока РПТ, а також рівнянь балансу витрат через дроселі (рис. 6 а).

ЗВП насоса:

$$\begin{cases} s_e(p_2 - p_3) = T - F_{np}; & s_m(p_e - p_1) = F_{pez}; \\ g_{ax}(p_{ax} - p_{кам}) = g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e} = g_e(p_e - p_2) = g_1(p_2 - p_1) + g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3}; \\ g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3} = g_3 \sqrt{p_3 - p_4}; \end{cases} \quad (2)$$

ЗВП компресора:

$$\begin{cases} s_e(p_2 - p_3) = T - F_{np}; & s_m(p_e - p_1) = F_{pez}; \\ g_{ax}(p_{ax} - p_{кам}) = g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e} = g_e(p_e - p_2) = g_1(p_2 - p_1) + g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2^2 - p_1^2}; \\ g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2^2 - p_1^2} = g_3 \sqrt{p_3^2 - p_4^2}, \end{cases}$$

де p_1, p_e – тиски робочого і запірного середовищ, p_{ax} – вхідний тиск у РПТ, $p_{кам}, p_2, p_3$ – тиски у камерах; p_4 – тиск на виході ЗВП; $u = z/z_B$, $\xi = x/x_B$ – безрозмірні значення зазорів; g_{ax}, g_e – провідності вхідного і вихідного дроселів РПТ; g_B, g_{TB} – провідності дроселів при базовому значенні зазорів $x = x_B, z = z_B$; g_1, g_3 – провідності циліндричних дроселів; s_e, s_m – ефективна площа і площа поверхні мембрани РПТ; T – осьова сила; F_{np}, F_{pez} – сили деформації пружних елементів.

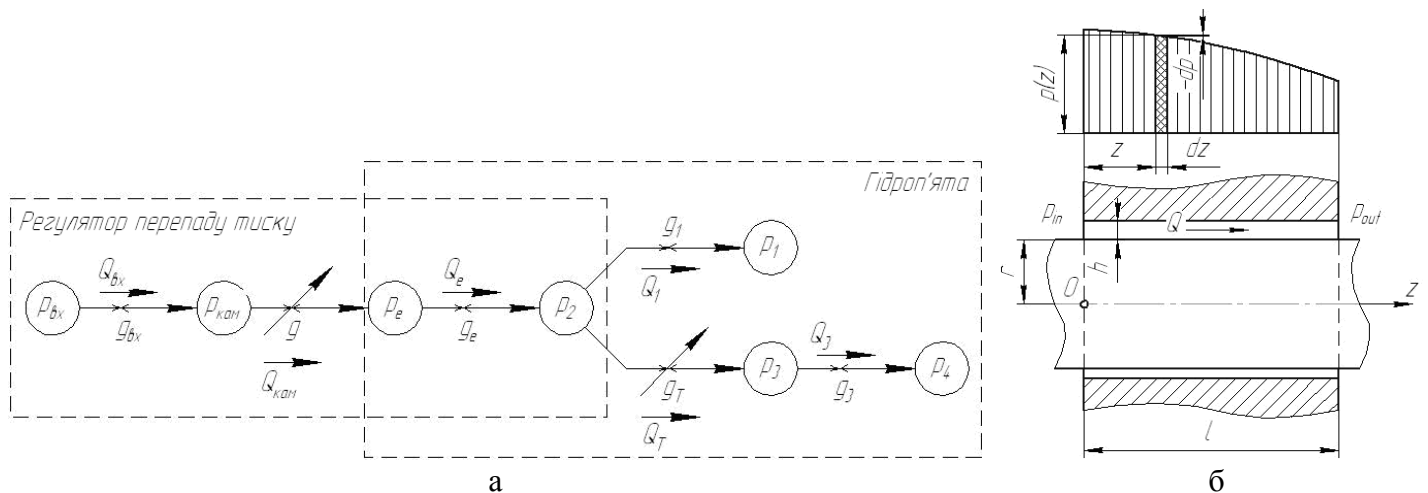


Рисунок 6 – Схема гідравлічного тракту ЗВП (а)

і розрахункова схема для визначення провідностей дроселів (б)

На підставі розгляду руху запірного середовища у шпаринному ущільненні (рис. 6 б) встановлені вирази для витрат і провідностей дроселів (табл. 1).

Таблиця 1 – Витрати запірного середовища і провідності дроселів гідравлічного тракту

Середовище	Режим руху	Витрати	Коефіцієнт провідності
Рідина	Ламінарний	$Q = g_1 \Delta p$	$g_1 = \pi r h^3 / (6 \mu l)$
	Турбулентний	$Q = g_2 \Delta p^{1/2}$	$g_2 = [2 f^2 / (\rho \zeta)]^{1/2}$
Газ	Ламінарний	$Q = g_3 (p_{in}^2 - p_{out}^2)$	$g_3 = \pi r h^3 \rho_n / (12 \mu l p_n)$
	Турбулентний	$Q = g_4 (p_{in}^2 - p_{out}^2)^{1/2}$	$g_4 = [\rho_n f^2 / (p_n \zeta)]^{1/2}$

У результаті статичного розрахунку побудовані характеристики ЗВП (рис. 7):

ЗВП насоса:

$$\begin{aligned}
 u &= \{\alpha_{31}^2 / \alpha_{ТБ1}^2 [(1-b/\sigma)\psi_1 + \alpha_{e1}/(1+\alpha_{e1})\delta\psi + \chi/\sigma - \psi_4] / (b\psi_1 - \chi)\}^{1/3}; \\
 \psi_e &= \psi_1 + \delta\psi; \quad \delta\psi > (1+\alpha_{e1})\alpha_{31} / \alpha_{e1} [1 - (b-\chi)/\sigma]^{1/2}; \quad \psi_2 = \psi_1 + \delta\psi\alpha_{e1} / (1+\alpha_{e1}); \\
 \psi_3 &= \psi_1 + \delta\psi\alpha_{e1} / (1+\alpha_{e1}) - (b\psi_1 - \chi) / \sigma; \\
 q_e &= 1; \quad q_T = (1+\alpha_{e1})\alpha_{31} / \alpha_{e1} [\psi_1 + \delta\psi\alpha_{e1} / (1+\alpha_{e1}) - (b\psi_1 - \chi) / \sigma]^{1/2} / \delta\psi; \\
 q_1 &= 1 - (1+\alpha_{e1})\alpha_{31} / \alpha_{e1} [\psi_1 + \delta\psi\alpha_{e1} / (1+\alpha_{e1}) - (b\psi_1 - \chi) / \sigma]^{1/2} / \delta\psi; \\
 \text{ЗВП компресора:} & \tag{3}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 u &= (\alpha_{31}^2 / \alpha_{ТБ1}^2 \{[(\alpha_{e1} + \alpha_{31}b/\sigma)\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi - \alpha_{31}\chi/\sigma]^2 / [\alpha_{e1}(1-b/\sigma)\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi + \alpha_{31}\chi/\sigma]^2 - 1\}^{-1})^{1/3}; \\
 \psi_e &= \psi_1 + \delta\psi; \quad \delta\psi > \alpha_{31} / \alpha_{e1} [1 - (b-\chi)/\sigma]; \quad \psi_2 = [(\alpha_{e1} + \alpha_{31}b/\sigma)\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi - \alpha_{31}\chi/\sigma] / (\alpha_{e1} + \alpha_{31}); \\
 \psi_3 &= [\alpha_{e1}(1-b/\sigma)\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi + \alpha_{31}\chi/\sigma] (\alpha_{e1} + \alpha_{31}); \\
 q_e &= [(1-b/\sigma)\psi_1 + \delta\psi/\alpha_{31} + \chi/\sigma] / [1 - (b-\chi)/\sigma + \delta\psi/\alpha_{31}]; \\
 q_T &= [(1+\alpha_{e1})(1-b/\sigma)\psi_1 + \delta\psi\alpha_{e1}(\alpha_{31}-1)/\alpha_{31} + (\alpha_{e1}-1)\chi/\sigma] / \{\alpha_{e1}[1 - (b-\chi)/\sigma + \delta\psi]\}; \\
 q_1 &= [\delta\psi\alpha_{e1}/\alpha_{31} - (1-b/\sigma)\psi_1 - \chi/\sigma] / \{\alpha_{e1}[1 - (b-\chi)/\sigma + \delta\psi]\}.
 \end{aligned}$$

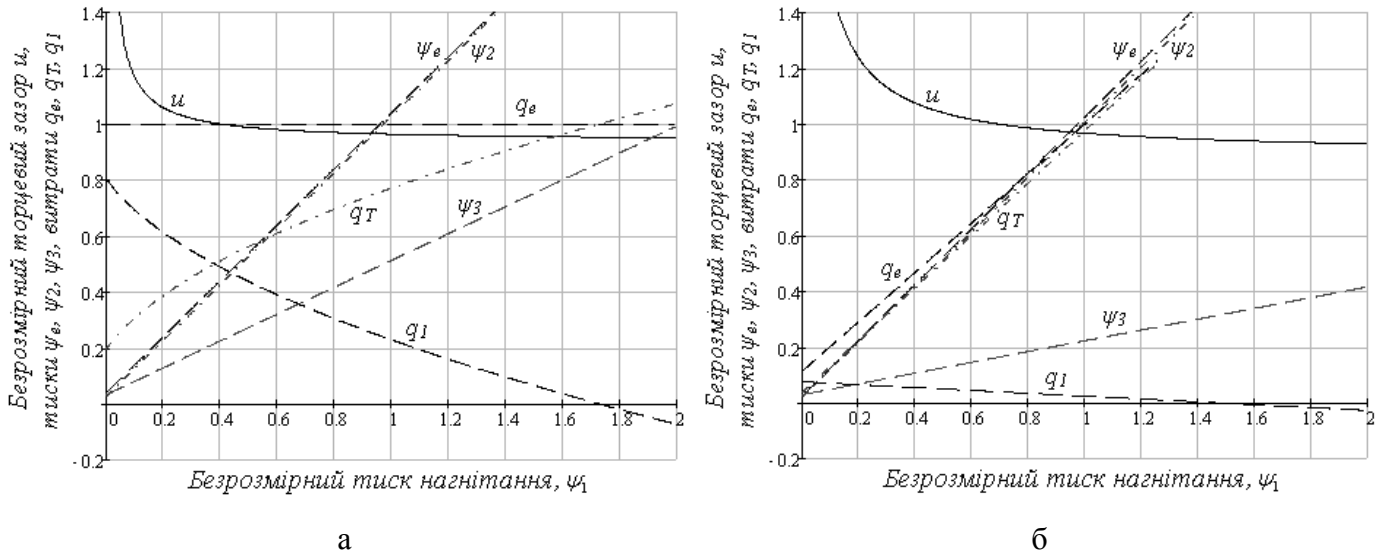


Рисунок 7 – Статичні характеристики ЗВП ротора насоса ПЭ 600-300 (а) і компресора К 180-131 (б)

Встановлено, що у діапазоні відхилень тиску нагнітання $\pm 50\%$ від номінального значення торцевий зазор змінюється на 7%.

Створена математична модель динаміки ЗВП із РПТ у вигляді системи нелінійних диференціальних рівнянь восьмого порядку, що описують осьовий рух ротора відцентрової машини і штока РПТ, а також рівняння балансу витрат запірного середовища з урахуванням режимів течії:

ЗВП насоса:

$$\begin{cases} m_p \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_{np} z = s_e (p_2 - p_3) - T + k_{np} \Delta; & m_0 \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_{pez} x = k_{pez} \Delta_{pez} - s_m (p_e - p_1); \\ g_{ex} (p_{ex} - p_{кам}) = g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e} + V_{кам} \dot{p}_{кам} / E + s_c \dot{x} = g_e (p_e - p_2) + V_m \dot{p}_e / E + s_m \dot{x} = \\ = g_1 (p_2 - p_1) + g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3} + V_2 \dot{p}_2 / E + s_e \dot{z}; \\ g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3} + V_2 \dot{p}_2 / E + s_e \dot{z} = g_3 \sqrt{p_3 - p_4} + V_3 \dot{p}_3 / E + s_e \dot{z}; \end{cases} \quad (4)$$

ЗВП компресора:

$$\begin{cases} m_p \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_{np} z = s_e (p_2 - p_3) - T + k_{np} \Delta; & m_0 \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_{pez} x = k_{pez} \Delta_{pez} - s_m (p_e - p_1); \\ g_{ex} (p_{ex} - p_{кам}) = g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e} + V_{кам} \dot{p}_{кам} / E + s_c \dot{x} = g_e (p_e - p_2) + V_m \dot{p}_e / E + s_m \dot{x} = \\ = g_1 (p_2 - p_1) + g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2^2 - p_3^2} + V_2 \dot{p}_2 / E + s_e \dot{z}; \\ g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2^2 - p_3^2} + V_2 \dot{p}_2 / E + s_e \dot{z} = g_3 \sqrt{p_3^2 - p_4^2} + V_3 \dot{p}_3 / E + s_e \dot{z}, \end{cases}$$

де m_p, m_0 – маси ротора і штока РПТ; $\Delta, \Delta_{pez}, k_{np}, k_{pez}$ – деформації і коефіцієнти жорсткості пружних елементів; c_z, c_x – коефіцієнти демпфірування; E – модуль пружності середовища; $V_{кам}, V_m, V_2, V_3$ – об'єми порожнин; s_c – площа контактної поверхні сідла РПТ. Системи рівнянь (4) в операторній формі після лінеаризації для безрозмірних параметрів має наступний вигляд:

$$\begin{bmatrix} K_1(T_1^2 p^2 + 2\zeta_1 T_1 p + 1) & 0 & 0 & 0 & -\sigma & \sigma \\ 0 & K_2(T_2^2 p^2 + 2\zeta_2 T_2 p + 1) & 0 & \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & K_4(T_4 p + 1) & T_3 p + 1 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & -K_6(T_6 p + 1) & -K_5(\tau_3 p + 1) & T_5 p + 1 & -K_7 & 0 \\ K_8(T_8 p + 1) & \tau_6 p & 0 & -K_9(\tau_5 p + 1) & T_7 p + 1 & -K_{10} \\ -K_{12} & 0 & 0 & 0 & -K_{13}(\tau_7 p + 1) & T_9 p + 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta u \\ \delta \xi \\ \delta \psi_{кам} \\ \delta \psi_e \\ \delta \psi_2 \\ \delta \psi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -b \\ \sigma_m \\ 0 \\ 0 \\ K_{11} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

У результаті динамічного розрахунку побудовані амплітудні частотні характеристики ротора насоса ПЭ 600-300 (рис. 8 а) і компресора К 180-131 (рис. 8 б).

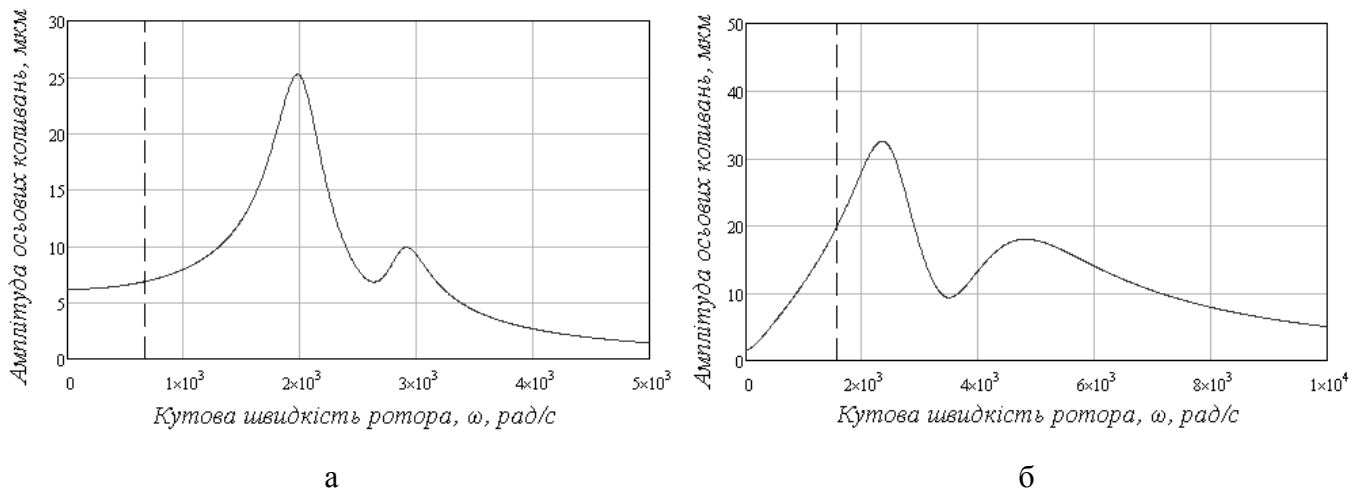


Рисунок 8 – Амплітудні частотні характеристики ротора насоса (а) і компресора (б)

Резонансні частоти осьових коливань ротора значно перевищують їх робочі частоти. Значення амплітуд на робочому режимі відповідають безаварійному режиму роботи.

У третьому розділі викладена методика імовірного розрахунку ЗВП, яка дозволяє визначати вплив випадкової зміни параметрів на величину торцевого зазору, витрати, амплітуду осьових коливань ротора. Побудовані довірчі області основних характеристик (рис. 9).

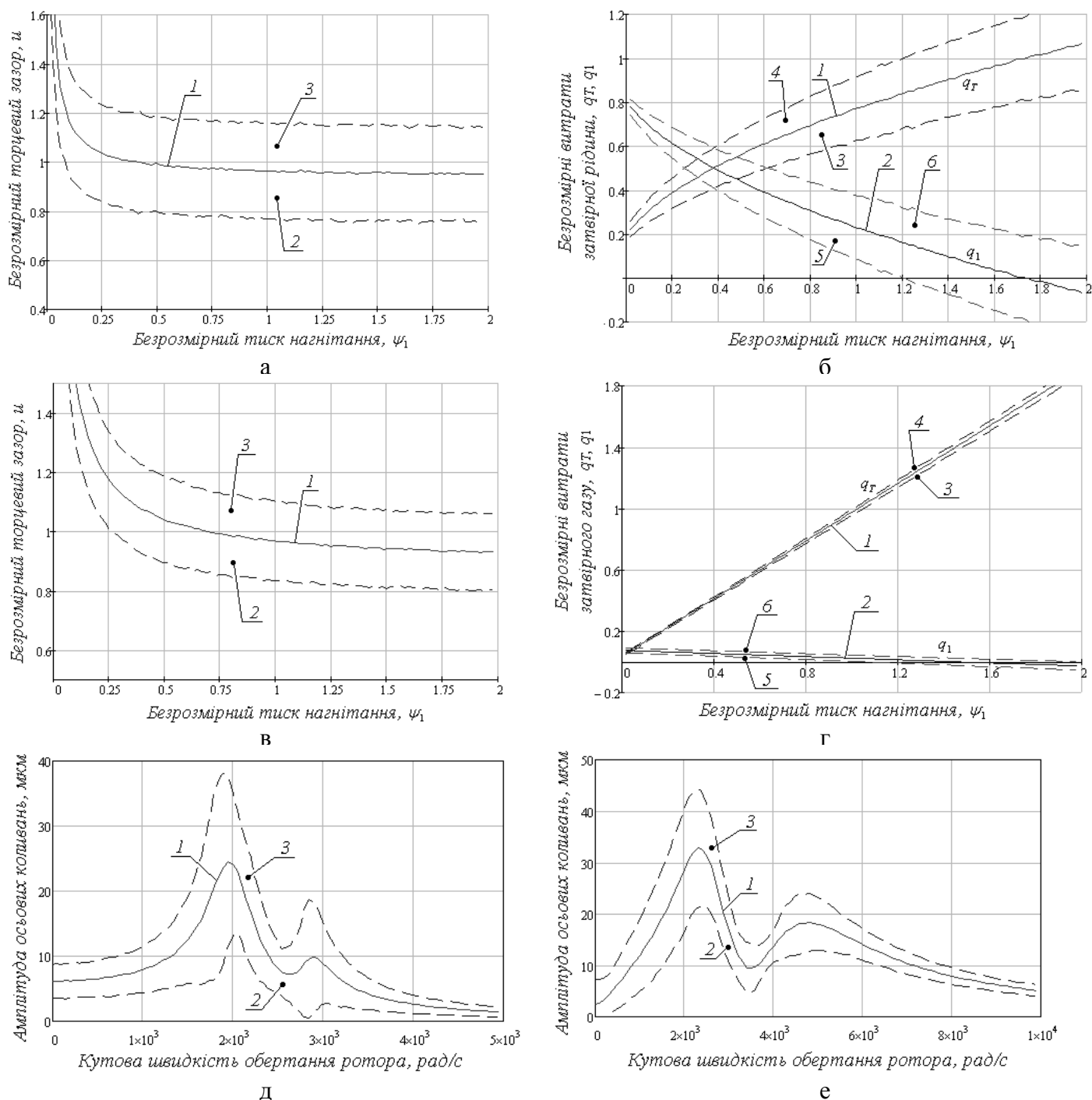
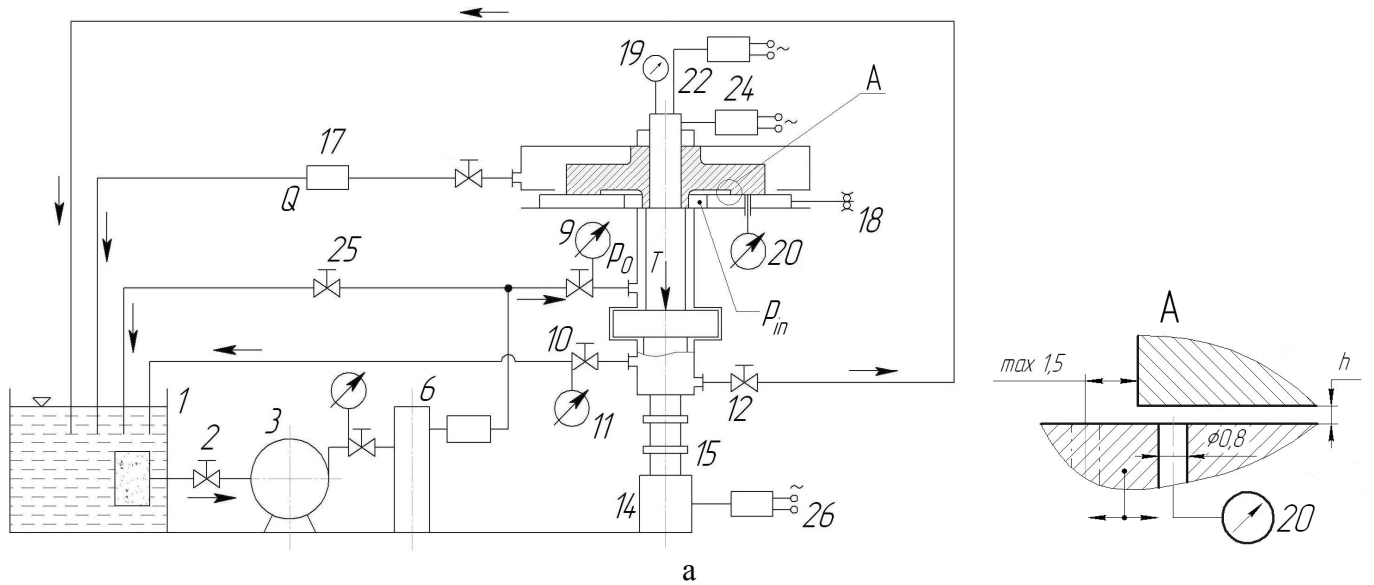


Рисунок 9 – Статичні (а, в), витратні (б, г) і амплітудні частотні (д, е) характеристики ЗВП насоса (а, б, д) і компресора (в, г, е): математичне очікування 1 і довірчі області 2, 3

Четвертий розділ присвячений експериментальним дослідженням АСОУ. У роботі використаний запатентований здобувачем експериментальний стенд, розроблений у проблемній лабораторії гермомеханіки та вібродіагностики відцентрових машин кафедри загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету (рис. 10). Основні параметри стенду: внутрішній і зовнішній діаметри досліджуваного ущільнення – 149 мм і 227 мм відповідно,

кутова швидкість ротора – 0 – 314 рад/с, робочий тиск – 0 – 4 МПа, робоче середовище – вода.



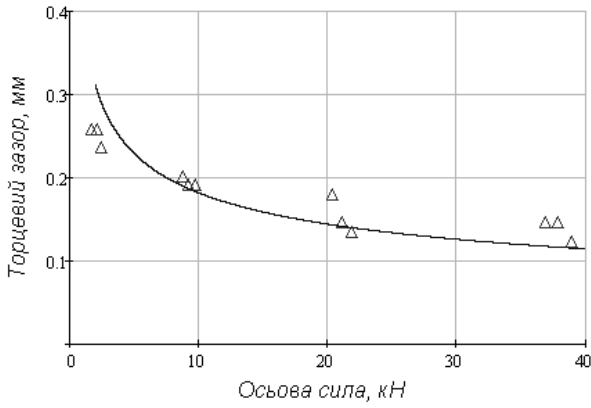
б

Рисунок 10 – Експериментальний стенд:

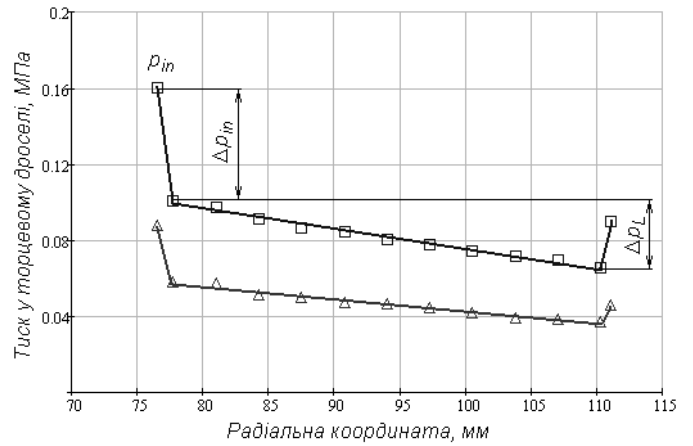
а – принципова схема; б – зовнішній вигляд

Експериментально встановлені залежності торцевого зазору від осьової сили (рис. 11 а) і розподілу тиску рідини у торцевому дроселі (рис. 11 б) дозволяють визначати коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат (рис. 12 а) і втрат на тертя по довжині торцевого дроселя (рис. 12 б):

$$\zeta_{in} = 2\pi^2 d_{in}^2 h^2 \Delta p_{in} / (\rho Q^2); \quad \lambda = 16\pi^2 r_m^2 h^3 \Delta p_l / (\rho Q^2 l_2). \quad (6)$$

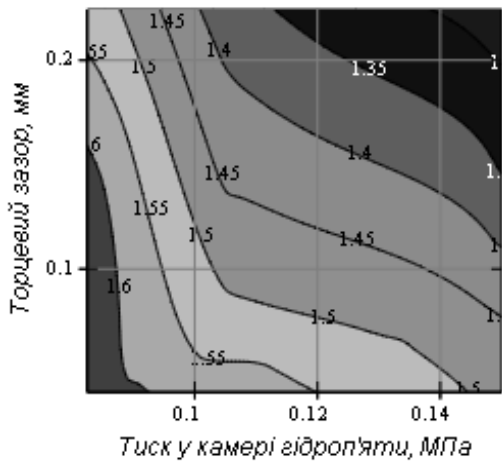


а

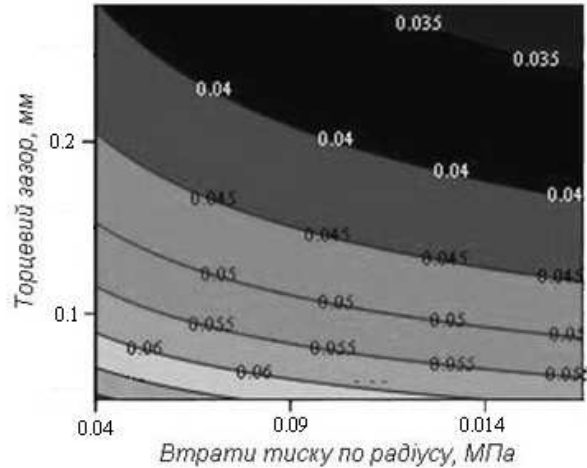


б

Рисунок 11 – Залежність величини торцевого зазору від осьової сили (а) і розподіл тиску по радіусу торцевого дроселя (б)



а



б

Рисунок 12 – Коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат (а) і втрат на тертя (б)

Методи теорії оцінювання дозволяють уточнювати параметри АСОУ шляхом апроксимації результатів експериментальних досліджень, зведених до безрозмірної форми (рис. 13):

$$\begin{aligned}
 u &= [(\sigma/\tau - 1)/\alpha^2]^{1/3}; \\
 \alpha &= \{(\Sigma \tau_i \Sigma u_i^3 \tau_i^2 - n \Sigma u_i^3 \tau_i^2) / [n \Sigma u_i^6 \tau_i^2 - (\Sigma u_i^3 \tau_i)^2]\}^{1/2}; \\
 \sigma &= (\Sigma \tau_i \Sigma u_i^6 \tau_i^2 - \Sigma u_i^3 \tau_i \Sigma u_i^3 \tau_i^2) / [n \Sigma u_i^6 \tau_i^2 - (\Sigma u_i^3 \tau_i)^2].
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

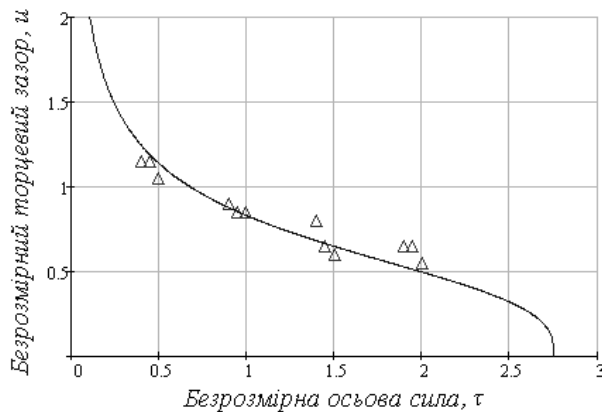


Рисунок 13 – Залежність безрозмірного торцевого зазору від безрозмірної осьової сили

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена розв'язанню актуальної науково-практичної задачі – підвищення герметичності та надійності АСОУ роторів відцентрових машин за рахунок застосування ЗВП. Практичну цінність складають розроблені методики: статичного і динамічного розрахунків ЗВП відцентрових машин; імовірнісного розрахунку характеристик ЗВП; уточнення параметрів АСОУ методами теорії оцінювання.

Основні результати роботи полягають у наступному:

1. Визначений кількісний показник надійності традиційних конструкцій АСОУ – середнє напрацюванням до відмови в області допустимих витоків робочої рідини, – що має порядок 10^4 годин. Запропоновано використання ЗВП, що запобігає витокам робочого середовища.

2. Створена математична модель процесів, що перебігають у ЗВП відцентрових машин за наявності регулятора перепаду тиску з урахуванням різних режимів руху запірного середовища у дроселях, яка дозволяє досліджувати статичні і витратні характеристики пристрою, визначати резонансні частоти осьових коливань ротора і перевіряти стійкість.

3. Розроблена методика автоматизованого розрахунку ЗВП відцентрових машин, яка дозволила виявити залежності між основними параметрами: тиском нагнітання і величиною торцевого зазору та витратами запірного середовища, частотою обертання ротора і амплітудою його осьових коливань. Зокрема, встановлено, що у діапазоні відхилень тиску нагнітання на 50% від номінального значення торцевий зазор змінюється у межах 7%, витрати запірного середовища через торцевий дросель – у межах 25%; амплітуда осьових коливань ротора становить 20% від величини торцевого зазору.

4. Проведена імовірнісна оцінка статичної, витратної та амплітудної частотної характеристик ЗВП відцентрових машин. Встановлено, що на зміну величини торцевого зазору, витрати і амплітуду осьових коливань ротора суттєво впливає випадкова зміна фізичних і геометричних параметрів АСОУ: зокрема, при коефіцієнті варіації 0,05 для випадково змінних параметрів величина торцевого зазору може змінюватись на 20%, витрати через торцевий дросель – на 25%, амплітуда осьових коливань ротора – на 40%.

5. Проведені експериментальні дослідження АСОУ. Побудовані статична характеристика, крива розподілу тиску по довжині торцевого дроселя, визначені коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат і втрат по його довжині, які зменшуються при збільшенні торцевого зазору. Створена методика оцінювання параметрів АСОУ за результатами експериментальних досліджень, яка дозволяє уточнювати значення провідностей дроселів.

6. Результати роботи впроваджені у процес розробки і модернізації насосних агрегатів у ВАТ «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування «ВНДІАЕН» і ПАТ «Сумське машинобудівне НВО ім. М. В. Фрунзе», а також використовуються у навчальному процесі в Сумському державному університеті студентами напряму «Механіка» та спеціальності «Комп'ютерна механіка».

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Корчак А. Решение задачи гидроупругости диска гидравлической пяты / А. Корчак, И. В. Павленко // Вісник СНАУ: науковий журнал. – 2005. – серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – № 11(14). – С. 141 – 145.
2. Павленко І. В. Аналіз статичних характеристик гідравлічної п'яти з урахуванням податливості конструктивних елементів / І. В. Павленко, А. Корчак, І. Б. Карінцев // Вісник СНАУ: науковий журнал. – 2006. – Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – № 9(15). – С. 204 – 205.
3. Павленко І. В. Анализ динамики гидропяты с податливым упорным кольцом / И. В. Павленко, А. Корчак // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки»: науковий журнал. – 2007. – № 1. – 205 с. – С. 45 – 53.
4. Павленко І. В. Оценка средней наработки до отказа автоматических уравнивающих устройств центробежных машин / И. В. Павленко, А. Корчак // Вісник Сумського державного університету: науковий журнал. Серія «Технічні науки». – 2007. – № 2. – 166 с. – С. 5 – 12.
5. Павленко І. В. Статистичне моделювання динаміки автоматичних врівноважувальних пристроїв багатоступеневих відцентрових насосів / І. В. Павленко // Вібрації в техніці та технологіях. – Дніпропетровськ. – 2007. – № 3 (48) – С. 14 – 17.
6. Павленко І. В. Вплив деформації розвантажувального диска на характеристики гідроп'яти при турбулентному режимі руху рідини / І. В. Павленко, А. Корчак. – Львів : Машинознавство. – 2007. – № 5. – С. 26 – 29.
7. Павленко І. В. Нестационарное движение жидкости в торцовом зазоре с колеблющейся стенкой / И. В. Павленко // Вісник СНАУ: науковий журнал. – 2008. – Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – № 2(18). – С. 20 – 25.
8. Павленко І. В. Експериментальні дослідження автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин / І. В. Павленко // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки : Науковий журнал. – серія «Технічні науки». – Суми: СумДУ, 2012. – № 4. – 205 с. – С. 64 – 73.
9. Павленко І. В. Аналіз динаміки запірно-врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса для турбулентного режиму руху рідини / І. В. Павленко. – Львів: Машинознавство, 2013. – № 9-10, С. 14-19.
10. Павленко І. В. Статичний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора / І. В. Павленко // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки», 2013. – № 4. – С. 70 – 86.

11. Pavlenko I. Dynamic analysis of the locking automatic balancing device of the centrifugal pump / I. Pavlenko // Journal of mechanical engineering "Strojnícky časopis". – Bratislava: Institute of Materials and Machine Mechanics, Slovak Academy of Science. – 2009. – 2 (60), p. 75 – 86.
12. Pavlenko I. Investigation of nonlinear rotor oscillations of the multistage centrifugal compressor with the automatic balancing device / I. Pavlenko // Journal of manufacturing engineering. – Prešov: Slovak Republic, 2013. – Vol. 12, No. 3-4. – P. 35-39.
13. Стенд для дослідження пристроїв осевого урівноваження роторів відцентрових машин: Патент на корисну модель / І. В. Павленко, В. А. Марцинковський, О. М. Гулий, Є. І. Сиволап.– Україна. № 56307, МПК F09D 29/04, заявл. 14.06.10, опубл. 10.01.11, бюл. № 1.– 4 с.
14. Павленко И. В. Анализ динамики гидропята с податливым упорным кольцом / И. В. Павленко, А. Корчак // Праці 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН-2005». – В 3 т. – Суми : Вид-во СумДУ, 2005. – Т. 2. – 340 с. – С. 203 – 212.
15. Павленко И. В. Напорно-сдвиговое течение в торцовом канале малой конусности / И. В. Павленко, А. Корчак // Технологии XXI века: Сборник научных статей по материалам 13-й международной научно-методической конференции. – Сумы : СНАУ, 2006. – 323 с. – С. 91 – 93.
16. Pawlenko I. Ocena pracy tarczy odciążającej pompy odśrodkowej wielostopniowej ze względu na dopuszczalne drgania osiowe zespołu wirującego / I. Pawlenko // 7 Międzynarodowa Konferencja «Wentylatory i Pompy Przemysłowe». – Szczyrk. – 2007. – S. 201 – 208.
17. Pavlenko I. Static analysis of the locking automatic balancing device of the centrifugal pumps / I. Pavlenko // Hermetic sealing, vibration reliability and ecological safety of pump and compressor machinery : 12th International Scientific and Engineering Conference. – Kielce-Przemysł, 9-12 September 2008. – Vol. 2. – Kielce : Świętokrzyska, 2008. – 340 p. – P. 165 – 172.
18. Павленко И. В. Решение стационарной задачи гидроупругости диска гидропята в первом приближении / И. В. Павленко // Перша міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів : програма і тези доповідей, 17-21 квітня 2006 р. – Суми: СумДУ, 2006. – 220 с. – С. 111 – 112.
19. Павленко И. В. Влияние деформации разгрузочного диска на характеристики гидропята при турбулентном режиме движения жидкости / И. В. Павленко // Інформатика, математика, механіка : II Міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів, 16-20 квітня 2007 р. – Суми: СумДУ. – 2007. – С. 130 – 131.
20. Павленко И. В. Статический расчёт затворно-уравновешивающего устройства / И. В. Павленко // Інформатика, математика, механіка : III Міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів. – 14-19 квітня 2008 р. – Суми : СумДУ. – 2008. – 231 с. – С. 69.

21. Павленко І. В. Експериментальний стенд для дослідження комбінованих опорно-ущільнюючих автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин / І. В. Павленко // *Технології XXI века: Сборник тезисов по материалам 15-й Международной научно-методической конференции.* – Суми: СНАУ, 2009. – 92 с. – С. 19 – 20.
22. Павленко І. В. Методика расчёта затворно-уравновешивающего устройства центробежного насоса / І. В. Павленко // «Сучасні технології у промисловому виробництві»: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій.– Суми: СумДУ, 2009.– Ч. 2.– С. 35.
23. Павленко І. В. Підвищення надійності автоматичних систем осьового урівноважування відцентрових машин / І. В. Павленко // *Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, 19-23 квітня 2010 р.* – Суми: СумДУ. – 2010. – Ч. 2. – 214 с. – С. 40.
24. Павленко І. В. Підвищення надійності автоматичних урівноважуючих пристроїв відцентрових машин / І. В. Павленко // *Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, 18-22 квітня 2011 р.*– Суми: СумДУ, 2011.– Ч. 2.– 182 с. – С. 31 – 32.
25. Павленко І. В. Оцінювання геометричних і гідромеханічних параметрів автоматичної системи осьового урівноваження ротора відцентрового насоса / І. В. Павленко, С. С. Крючков // *Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, 17-20 квітня 2012 р.* – Суми: СумДУ, 2012. – Ч. 2. – 230 с. – С. 173.
26. Павленко І. В. Аналіз динаміки запірно-врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса для турбулентного режиму руху рідини / І. В. Павленко // *11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей.*– Львів.: КІНПАТРИ ЛТД.– 2013.– С. 80-81.
27. Павленко І. В. Методика розрахунку запірно-врівноважуючого пристрою багатоступінчатих відцентрових машин для турбулентного режиму руху середовища / І. В. Павленко // *Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, 23-26 квітня 2013 р.* – Суми: СумДУ, 2013. – Ч. 1. – 199 с. – С. 124.
28. Савченко Г. І. Імовірнісний розрахунок характеристик запірно-урівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса / Г. І. Савченко, І. В. Павленко // *Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, 22-25 квітня 2014 р.* – Суми: СумДУ, 2014. – Ч. 1. – 188 с. – С. 155.

АНОТАЦІЇ

Павленко І. В. Підвищення надійності автоматичних урівноважуючих пристроїв відцентрових машин. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Сумський державний університет, м. Суми, 2014.

Дисертаційна робота присвячена розв'язанню актуальної науково-практичної задачі підвищення герметичності та надійності автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин за рахунок застосування запірно-врівноважуючого пристрою як складної гідромеханічної системи автоматичного регулювання, яка складається з двох підсистем – гідроп'яти і регулятора перепаду тиску – і одночасно виконує функції кінцевого ущільнення та гідростатичного підшипника з саморегульованими торцевим зазором і витратами.

У роботі проаналізована надійність традиційних конструкцій автоматичних систем осьового урівноваження за середнім напрацюванням до відмови в області допустимих витоків робочої рідини, а також розроблена пропозиція до її підвищення шляхом застосування запірно-врівноважуючого пристрою. Створені математичні моделі процесів, що перебігають у сучасних конструкціях автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин з урахуванням різних режимів руху середовища у дроселях. Розроблені методика і програма автоматизованого розрахунку запірно-врівноважуючих пристроїв роторів багатоступінчатих відцентрових насосів і компресорів, які дозволяють виявити залежності між основними параметрами: тиском нагнітання і величиною торцевого зазору та витратами запірного середовища, частотою обертання ротора і амплітудою його осьових коливань. Проведена імовірнісна оцінка статичної, витратної і амплітудних частотних характеристик автоматичних систем урівноваження осьових сил та побудовані довірчі області. Експериментально визначені коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині торцевого дроселя, а також уточнені провідності дроселів автоматичної системи осьового урівноваження методами теорії оцінювання.

У цілому, отримані теоретичні та експериментальні результати досліджень дозволяють створювати нові автоматичні системи осьового урівноваження роторів відцентрових машин – запірно-врівноважуючі пристрої, – що можуть використовуватись підприємствами насосного і компресорного машинобудування.

Результати роботи впроваджені у процес розробки і модернізації насосних агрегатів у ВАТ «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування «ВНДІАЕН» і ПАТ «Сумське машинобудівне НВО ім. М. В. Фрунзе», а також використовуються у навчальному процесі в Сумському державному університеті студентами напряму «Механіка» та спеціальності «Комп'ютерна механіка».

Ключові слова: насос, компресор, ротор, сила, урівноваження, дросель, витрати, характеристика, коливання, амплітуда, надійність.

Павленко И. В. Повышение надежности автоматических уравнивающих устройств центробежных машин. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин.– Сумский государственный университет, г. Сумы, 2014.

Диссертационная работа посвящена решению актуальной научно-практической задачи повышения герметичности и надежности автоматических систем осевого уравнивания роторов центробежных машин за счет применения затворно-уравнивающего устройства как сложной гидромеханической системы автоматического регулирования, которая состоит из двух подсистем – гидропята и регулятора перепада давления – и одновременно выполняет функции концевой уплотнения и гидростатического подшипника с саморегулирующимися торцовым зазором и расходом затворной среды.

В работе проанализирована надежность традиционных конструкций автоматических систем осевого уравнивания по средней наработке до отказа в области допустимых протечек рабочей среды, а также разработано предложение к её повышению путем применения затворно-уравнивающего устройства. Созданы математические модели процессов, протекающих в современных конструкциях автоматических систем осевого уравнивания роторов центробежных машин с учетом различных режимов движения среды в дросселях. Разработаны методика и программа автоматизированного расчёта затворно-уравнивающих устройств роторов многоступенчатых центробежных насосов и компрессоров, которые позволяют выявить зависимости между основными параметрами: давлением нагнетания и величиной торцового зазора и расходом затворной среды, частотой вращения ротора и амплитудой его осевых колебаний. Проведена вероятностная оценка статической, расходной и амплитудных частотных характеристик автоматических систем уравнивания осевых сил, а также построены доверительные области. Экспериментально определены коэффициенты местных гидравлических потерь и потерь на трение по длине торцового дросселя; уточнены проводимости дросселей автоматической системы осевого уравнивания методами теории оценивания.

В целом, полученные теоретические и экспериментальные результаты исследований позволяют создавать новые автоматические системы осевого уравнивания роторов центробежных машин – запорно-уравнивающие устройства,– которые могут использоваться предприятиями насосного и компрессорного машиностроения.

Результаты работы внедрены в процесс разработки и модернизации насосных агрегатов в ОАО «Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения «ВНИИАЭН» и ПАО «Сумское машиностроительное НПО им. М. В. Фрунзе», а также используются в учебном процессе в Сумском государственном университете студентами направления «Механика» и специальности «Компьютерная механика».

Ключевые слова: насос, компрессор, ротор, сила, уравнивание, дроссель, расход, характеристика, колебания, амплитуда, надёжность.

Pavlenko I. V. Rising the reliability of the automatic balancing devices of the centrifugal machines.– Manuscript.

Thesis for technical sciences candidate degree in speciality 05.02.09 – dynamics and strength of machines.– Sumy State University, Sumy, 2014.

Thesis deals with scientific and technical problem of increase tightness and reliability of the automatic axial rotor-balancing devices of the centrifugal machines by applying the locking automatic balancing device as a complex hydromechanical automatic control system, which consists of two subsystems – traditional design and the regulator of pressure difference – and simultaneously performs the functions of the end seal and the hydrostatic bearing with self-adjusting gap and leakage.

The reliability of traditional designs of automatic axial rotor-balancing systems was analyzed by mean time to failure for allowable leakages of the working environment, and developed a proposal to its increase by using the locking automatic balancing device. Mathematical models of the processes occurring in the modern designs of automatic axial rotor-balancing systems of centrifugal machines taking into account different modes of fluid flow in throttles are created. A technique and computer aided design program for locking automatic rotor balancing devices of multistage centrifugal pumps and compressors are designed to identify the relationship between the main parameters: the discharge pressure and the mechanical gap value and flow leakage, angular velocity and the amplitude of axial vibration of the rotor. Carried out a probabilistic analysis of the static, flow and amplitude frequency characteristics of automatic balancing systems and trusting areas were built. Experimentally determined coefficients of local hydraulic losses and friction losses along the length of the axial gap; conductivities of throttles by methods of the estimation theory were refined.

In general, theoretical and experimental results of the research allow to creating new automatic axial rotor-balancing system of centrifugal machines – the locking automatic balancing device – which can be used by enterprises of pump and compressor engineering.

Methods and computer program are used to designing of automatic balancing devices on practice of JSC “Research and design institute of atomic and power pump building “VNIIAEN””; PJSC “Sumy Frunze machine-building research and production association”, and also on educational process of the Department of general mechanics and dynamics of machines of Sumy State University in the direction “Mechanics” and specialty “Computer mechanics”.

Keywords: pump, compressor, rotor, force, unloading, gap, leakage, characteristics, oscillations, amplitude, reliability.