НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ

ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МОДЕЛЮВАННЯ В ЕНЕРГЕТИЦІ ІМ. Г.Є. ПУХОВА

ШЕВЧЕНКО СЕРГІЙ СТАНІСЛАВОВИЧ

УДК 004.942:519.876.5; 621.31

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ПРОЦЕСІВ В СИСТЕМАХ ГЕРМЕТИЗАЦІЇ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

Спеціальність 01.05.02 – математичне моделювання та обчислювальні методи

Реферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Київ – 2023

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Відцентрові машини широко використовуються в промисловості та побуті. На роботи, здійснювані насосами і компресорами, витрачається значна частка вироблюваної в світі енергії. Тому актуальним є питання підвищення їх ефективності, що досягається при використанні більш високих параметрів, таких як тиск ущільнюваного середовища і швидкість обертання ротора.

Потреби в відцентрових машинах з високими параметрами постійно зростають. Проте при підвищенні тиску та швидкості обертання ротора виникають вібрації, для зменшення яких використовують складні ущільнюючі системи з використанням різних типів ущільнень. Проектування таких складних систем засноване на досвіді конструкторів та дороговартісних експериментальних дослідженнях. Проте забезпечити повну герметичність роботи сучасного обладнання навіть застосуванням складних ущільнюючих систем неможливо, як неможливо повністю виключити тертя та виникаючі вібрації. Тому проблема герметизації роторів відцентрових насосів і компресорів, в яких перекачується рідке або газоподібне середовище під великим тиском є складною науково-прикладною проблемою сучасного машинобудування.

Дослідження і розробки, спрямовані на створення ефективних ущільнюючих систем виконуються науковими колективами і компаніями в усьому світі. Значний внесок у розвиток теорії моделювання ущільнюючих систем та систем ротор – ущільнення – система авторозвантаження внесли відомі вітчизняні та зарубіжні вчені: А.І. Бєлоусов, Я.З. Гафт, А.І. Голубєв, Б.М. Громико, Е.П. Кревсун, А.А. Ломакін, В.А. Марцинковський, Л.А. Кондаков, С.В. Фалалєєв, D. Childs, D. Denny, Y. Ishida, W. Jędral, A. Korczak, Cz. Kundera, A. Lebeck, E. Mayer, H. Mueller, J. Wang та ін.

Коливанням роторів відцентрових машин присвячено багато наукових робіт, однак методи розрахунку динаміки роторних систем або не враховували вплив сил і моментів в ущільненнях, або спиралися на емпіричні залежності і досвід експлуатації. На підставі натурних випробувань і експериментів було визначено, що ущільнення не тільки змінюють критичні частоти ротора, а й істотно впливають на амплітуди його коливань і на межу стійкості.

Специфіка відцентрових машин полягає в тому, що для надійного прогнозування їх вібраційного стану потрібно спільно вирішувати рівняння гідродинаміки нестаціонарних турбулентних течій в каналах складної форми і рівняння коливань роторів з розподіленими параметрами, схильних як до впливів власної неврівноваженості, так і системи гідродинамічних сил і моментів. Це досить складне завдання, проте його рішення дає широкі можливості вдосконалення конструкцій відцентрових машин, в тому числі за рахунок використання ущільнень в якості динамічних опор з високими несучими можливостями і, тим самим, визначати вібраційний стан ротора – найважливішого показника технічного стану машини.

При проектуванні ущільнюючих систем необхідно враховувати обсяги витікання ущільнюючого середовища через неминучі зазори між обертовим, вібруючим валом і нерухомим корпусом, втрати на тертя та вібрації, що можуть виникати. Для досягнення прийнятного балансу між втратами рідини через ущільнення, силою тертя в ущільненнях та вібраціями слід використовувати

багатоланкові гідромеханічні системи з ряду ступенів ущільнень. Для їх створення важливою є розробка методологічної бази, що передбачає розробку моделей різних типів ущільнень, на основі рішень яких можуть бути отримані характеристики втрат рідини, сили тертя та вібраційні характеристики, а також особливості їх конфігурування в складі складних герметизуючих систем з метою досягнення балансу (гармонізації) між герметизацією та вібраційною надійністю з урахуванням коливальних процесів, обумовлених гідродинамічними характеристиками ущільнень.

Виходячи із зазначеного, можна констатувати існування стійкого протиріччя, яке полягає у невідповідності зростаючих вимог до вирішення проблем ефективної герметизації ущільнюваних середовищ та зростання впливу ущільнювальних систем на вібраційну безпеку відцентрових машин, *з одного боку*, і наявним рівнем розвитку методологічної бази, яка включає моделі, методи та засоби створення ущільнень, як складових герметизуючих систем, на основі їх конфігурування з метою досягнення гармонізації між герметизацією та вібраційною надійністю з урахуванням коливальних процесів, обумовлених гідродинамічними характеристиками ущільнень, *з іншого боку*.

Таким чином, розробка моделей, методів розрахунку і конструювання ущільнень, як складових герметизуючих систем, на основі створення їх моделей і їх конфігурування (послідовного розміщення) з метою досягнення гармонізації між герметизацією і вібраційною надійністю з урахуванням коливальних процесів, обумовлених гідродинамічними характеристиками ущільнень, є актуальною науково-прикладною проблемою.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Роботи виконувались згідно цільової програми НАН України. Дослідження виконані відповідно НДР: «Методи та моделі для аналізу динамічних процесів в паливних системах сучасних літальних апаратів», шифр «Система», держ. реєстрація № 0117U005432, 2021 р. та, «Комп'ютерна технологія створення тренажерів насосного обладнання АЕС на основі 3D-моделей» шифр «ЮПАН», держ. реєстрація № 0122U002118, 2022 р., Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є. Пухова НАН України. У вказаних роботах автор був виконавцем етапів.

Мета та завдання дослідження. *Метою* дисертаційної роботи є розробка математичних моделей гідродинамічних, коливальних і вібраційних процесів в ущільнювальних системах та гідромеханічних системах «ротор – щілинні ущільнення» та «ротор – система авторозвантаження», методів та алгоритмів розрахунку їх вібраційних характеристик з урахуванням впливу параметрів ущільнень при проектуванні відцентрових машин.

Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі вирішено такі задачі:

1. Провести аналіз актуальних технічних та наукових проблем розробки та розрахунку сучасних ущільнюючих систем.

2. Створити математичні моделі контактних і безконтактних ущільнень з урахуванням впливу гідродинамічних характеристик герметизуючих пристроїв на динаміку ротора відцентрової машини.

3. Створити основи розрахунку контактних і безконтактних ущільнень, як складових ступенів ущільнюючих систем з метою досягнення гармонізації між герметичністю і вібраційною надійністю.

4. Створити математичні моделі і отримати аналітичні залежності для розрахунку герметизуючих пристроїв з автоматичним регулюванням параметрів.

5. Розробити моделі систем «ротор - ущільнення» і «ротор – система авторозвантаження», визначити їх динамічні характеристики з урахуванням конструктивних параметрів герметизуючих пристроїв.

6. Створити загальні підходи модельного конструювання ущільнювальних систем, включаючи оцінку впливу ущільнень на динаміку ротора відцентрової машини.

Об'єктом дослідження є гідродинамічні, коливальні і вібраційні процеси в системах герметизації роторів відцентрових машин.

Предметом дослідження є моделі, методи та засоби дослідження гідродинамічних, коливальних і вібраційних процесів в системах герметизації відцентрових машин з оцінкою межі динамічної стійкості.

Методи дослідження. Теоретичною основою роботи є методи математичного моделювання, прикладна теорія систем, обчислювальні методи алгебри, методи розв'язання нелінійних систем алгебри, трибомеханіки, теплопередачі, теорії пружності, гідрогазодинаміки, теорії коливань, гідроаероупругості, теорії оптимізації гідромеханічних систем та теорії функцій комплексних змінних – для дослідження режимів роботи гідромеханічних систем, які моделюють режими роботи ущільнюючих систем. Чисельне моделювання та експериментальні дослідження розроблених моделей, методів конструювання і засобів автоматизації ущільнюючих систем, оцінка адекватності моделей.

Наукова новизна одержаних результатів. У процесі вирішення визначених завдань у роботі отримано такі наукові результати:

1. Побудовано моделі контактних і безконтактних ущільнень, в яких, на відміну від відомих рішень, *вперше* враховано вплив гідродинамічних характеристик герметизуючих пристроїв на динаміку ротора відцентрової машини і отримано аналітичні залежності, які враховують вплив процесів, що відбуваються в ущільнюваному середовищі, в тому числі:
   - Контактних сальникових ущільнень, де, на відміну від відомих рішень, *вперше* враховані передвключена безконтактна і контактна ділянки, що дозволяє описати повний цикл функціонування, включаючи пусковий, базовий режими та зупинку відцентрової машини, на відміну від відомих моделей, де аналізується тільки базовий режим, що дозволяє цілеспрямовано впливати на характеристики ущільнень при проектуванні.
   - Контактних торцових ущільнень, де *вперше* враховано вплив гідродинамічних процесів, що відбуваються в ущільнюваному середовищі, і його взаємодію з елементами ущільнень, та, на відміну від відомих моделей, забезпечено аналіз ряду процесів при переході торцового ущільнення від стадії спокою аж до виходу на режим номінальної частоти обертання і навпаки, тобто від сухого до рідинного тертя, з визначенням умов виникнення рідинного тертя.
   - Безконтактних щілинних ущільнень, в яких *вперше* враховано вплив гідродинамічних характеристик ущільнень на динаміку ротора та отримано амплітудні і фазові характеристики з оцінкою межі динамічної стійкості системи.

- Імпульсних ущільнень, для яких *вперше* отримані амплітудні і фазові характеристики та межа стійкості, що дозволяє налаштовувати ущільнення на роботу у вібраційно безпечному режимі.

2. Для нового класу контактних ущільнень, заснованих на принципі саморегулювання, *вперше* побудовано модель гідромеханічних і теплових процесів в них та отримано аналітичні залежності для розрахунку характеристик ущільнень з системою саморегулювання.
3. *Вперше* отримано моделі, що описують гідродинамічні процеси в імпульсних ущільненнях як системі автоматичного регулювання торцового зазору і протікання. На їх основі: для розмірів торцового зазору і витрат ущільнюваного середовища отримано залежності від ущільнюваного тиску, частоти обертання ротора, коефіцієнта навантаження і зусилля попереднього стиснення пружин; визначено коефіцієнт гідростатичної жорсткості, умову статичної стійкості, діапазон допустимих ущільнюваних тисків; вирази для визначення власної частоти коливань аксіально-рухомого кільця; побудовано амплітудні і фазові частотні характеристики вимушених осьових коливань кільця під дією ущільнюваного тиску, що гармонічно змінюється, виконано аналіз динамічної стійкості.
4. *Вперше* запропоновано модель систем «ротор – ущільнення» – математичну модель гідродинамічних процесів в щілинних ущільненнях з урахуванням їх впливу на динаміку ротора. Визначено їх динамічні характеристики з урахуванням конструктивних параметрів герметизуючих пристроїв. Розроблено підхід та алгоритм розрахунку динамічних характеристик роторів, що дозволяє по амплітудним і фазовим частотним характеристикам визначати межі динамічної стійкості.
5. Запропоновано модель системи «ротор – система авторозвантаження», що виконує функції врівноваження сил, які діють на ротор, та одночасно функції кінцевого ущільнення з регульованими протіканнями. Комплексно така задача розглядається *вперше*. В моделі *вперше* дано опис осьових сил, що діють на ротор, через частоту обертання ротора. Визначено статичні та динамічні характеристики системи. Для рівнянь нестаціонарної течії в дроселюючих каналах вперше враховано як активний, так і інерційний опори та встановлено, що інерційний опір рідини в дроселюючих каналах врівноважуючих пристроїв надає демпфуючий вплив, суттєво (порядку на 50%) зменшуючи амплітуди резонансних коливань. При додатковому врахуванні радіальних коливань ротора відцентрового насоса з системою авторозвантаження отримано математичний опис спільних радіально-осьових коливань та амплітудні і фазові частотні характеристики.
6. *Отримала подальший розвиток* теорія математичного моделювання гідродинамічних процесів в ущільненнях відцентрових машин на основі розробки моделей контактних та безконтактних ущільнень, систем ущільнень, систем «ротор – ущільнення» та «ротор – система авторозвантаження».

Наукове використання і практичне застосування отримали наступні результати досліджень.

Математичні моделі та отримані аналітичні залежності, точність яких підтверджена даними експериментальних досліджень, використовуються при проектуванні та обслуговуванні ущільнюючих систем на підприємствах АТ

«Енергопроект», АТ Сумський завод «Енергомаш», що підтверджено відповідними актами впровадження. (№99/02 від 15.06.2021, №8 від 03.06.2021)

Методи проектування та розрахунку ущільнювальних систем відцентрових машин, розвинені у дисертаційній роботі, використовуються при створенні герметизуючих систем на підприємствах Конструкторське бюро «Укрспецмаш», ТОВ «Спецпромтранстехніка» та інших галузевих підприємствах (акти впровадження: №195 від 07.06.2021, №1/0206 від 02.06.2021).

Розроблені навчальні системи були впроваджені в НАЕК "Енергоатом" і використовуються при підготовці та підвищенні кваліфікації спеціалістів у навчально – тренувальному центрі ВП ЗАЕС. Монографії автора використовуються при підготовці спеціалістів для атомної енергетики у вищих навчальних закладах: Національному технічному університеті України «Київському політехнічному інституті ім. Ігоря Сікорського», Одеському національному політехнічному університеті, Національному університеті «Львівська політехніка» та у навчально – тренувальному центрі ВП ЗАЕС. (довідка впровадження №21 від 09.08.2021, акт впровадження №18 від 21.07.2021).

Публікації. Основний зміст дисертаційної роботи відображено у 36 публікаціях, а саме: чотирьох монографіях [1-4], 22 статтях у фахових наукових виданнях [5-26] (в тому числі 5 із них у міжнародних наукометричних базах Scopus), 11 доповідях та тезах доповідей в збірниках матеріалів конференцій [27-37] (з них 1 внесено до наукометричної бази Web of Science [29] та 1 до наукометричної бази Scopus [37]), одному авторському свідоцтві на винахід [38] та двох патентах на корисну модель [39, 40].

Особистий внесок здобувача. Наукові положення і результати, що увійшли до дисертації, отримані здобувачем особисто. В друкованих працях, опублікованих у співавторстві, дисертанту належить: [5] – постановка задачі, розробка моделі врівноважуючого пристрою ротора багатоступеневої відцентрової машини. Аналіз динаміки системи. Формули для побудови амплітудних і фазових частотних характеристик; [6] – постановка задачі, розробка моделі ущільнення з системою саморегулювання. аналітичні залежності для розрахунку статичних характеристик саморегульованих ущільнень, втрат потужності на тертя в контакті та теплового розрахунку; [8] – постановка задачі, побудова розрахункової моделі імпульсного торцового ущільнення, розробка алгоритму аналітичного розрахунку статичних та динамічних характеристик імпульсних торцових ущільнень; [12] – постановка задачі, визначення найбільш поширених конструктивних рішень ущільнюючих вузлів ГЦН, тенденцій їх удосконалення з метою підвищення герметичності і екологічної безпеки роботи. Створення моделі імпульсного ущільнення як системи автоматичного регулювання. Розробка загального порядку його розрахунку; [15] – постановка задачі, можливості використання осьових і радіальних безконтактних ущільнень в якості статичних і динамічних опор ротора відцентрової машини. Побудова моделі гідромеханічної системи ротор – щілинні ущільнення. Аналітичні залежності, що описують радіально – кутові коливання ротора відцентрової машини в щілинних ущільненнях; [17] – постановка задачі, основні ідеї, описання процесів, що протікають на стику сполучених торцових поверхонь ущільнення в різних режимах роботи. аналіз ущільнень роторів насосів АЕС, розробка і реалізація алгоритма і програми розрахунку ущільнюючих систем насосного обладнання АЕС; [18] –постановка задачі, аналіз існуючих конструкцій вузлів ущільнення насосів

атомних електростанцій, побудова моделі і методики розрахунку торцового ущільнення як системи автоматичного регулювання торцового зазору і протікання; [20] – постановка задачі, основна ідея, побудування моделі безвального насоса, статичні та витратні характеристики насоса з ущільненнями-опорами. аналіз динаміки безвального консольного насоса з комбінованим опорно-врівноважуючим і ущільнюючим вузлом; [21] – постановка задачі, основна ідея, побудова моделей однодискових роторів, створення розрахункової схеми щілинного ущільнення з рухомою втулкою. Проведено оцінку радіальних сил і моментів у щілинних ущільненнях, отримано аналітичні залежності, що описують радіально – кутові коливання ротора відцентрової машини в щілинних ущільненнях; [26] – постановка задачі, основна ідея, запропоновано загальний підхід до аналізу безконтактних ущільнень, як систем автоматичного керування, та алгоритм побудови їх динамічних характеристик. Створено методику проектування ущільнюючих систем для високонавантажених роторних машин.

Апробація результатів дисертації. Основні положення й результати роботи апробовані в повному об'ємі, доповідалися й обговорювалися на:

- семінарах Наукової ради ІПМЕ ім. Г.Є. Пухова НАН України (2020–2023);
- Vorträge IX Int. Dichtungstagung. (Dresden, 1990);
- VI научно-технической конференции «Уплотнения и вибрационная надёжность центробежных машин». (Сумы, 1991);
- 16th International Conference on Fluid Sealing. (Brugge, Belgium, 2000);
- XII Internationales Dichtungskolloquium. Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen (Essen, 2001);
- IX International Conference. Seals and Sealing Technology in Machines and Devices. (Wroclaw-Polanica Zdroj, 2001);
- II Международной научно-технической конференции «Динамика, прочность и моделирование в машиностроении». (Харьков, 2020);
- VIII научно-практической конференции «Фундаментальные и прикладные исследования в современной науке». (Харьков, 2020);
- XXXIX науково-технічної конференції молодих вчених та спеціалістів ІПМЕ ім. Г.Є. Пухова НАН України. (Київ, 2021);
- International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (CAMPE-2021) Kharkiv, Ukraine.
- XL науково-технічної конференції молодих вчених та спеціалістів ІПМЕ ім. Г.Є. Пухова НАН України. (Київ, 2022).
- Interdisciplinary Conference on Mechanics, Computers and Electrics (ICMECE 2022), Barcelona, Spain.

Об'єм і структура роботи. Дисертація складається з анотації, вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел (182 бібліографічних найменувань) та 3 додатків. Загальний обсяг дисертації складає 407 сторінок, в тому числі 341 сторінка основного тексту, включаючи 85 рисунків (31 сторінка, повністю зайнята рисунками).

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дослідження, встановлений зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами, сформульована мета роботи, основні напрями досліджень і методи їх вирішення. Надані опис об'єкту і предмету досліджень, викладені наукова новизна і практичне значення отриманих результатів, наведені відомості про апробацію результатів роботи і публікації.

У першому розділі роботи розглядаються проблеми і принципи існуючих підходів до моделювання та розрахунку ущільнюючих пристроїв відцентрових машин.

Значні труднощі, що виникли при розробці теорії ущільнювальної техніки, були пов'язані з необхідністю комплексного підходу до питань, що вирішуються на стику декількох наук. Для ущільнень будь-якого виду необхідно було виявити закономірності фізичних процесів, що відбуваються в елементах ущільнень. Механізм ущільнювальної дії зазвичай обумовлений не тільки механічною взаємодією контактуючих поверхонь, процесами тертя в зоні контакту, а й впливом з боку ущільнюваного середовища. Це привело до створення різноманітних конструкцій несхожих ущільнюючих пристроїв, які об'єднує спільна, важко досяжна мета – усунення або обмеження перетоків рідких і газоподібних середовищ через канали, на яких дроселюються значні перепади тиску.

Ущільнення виконують виключно відповідальні функції. У ряді випадків за допомогою простих ущільнювальних пристроїв неможливо досить ефективно вирішити задачу герметизації, тому в особливо відповідальних об'єктах (наприклад, енергетичних установках, апаратах хімічних виробництв, авіаційній і космічній техніці) застосовують складні ущільнювальні комплекси, які крім ущільнень основного призначення включають різні системи (забезпечення, аварійні, дублюючі тощо).

З розвитком техніки проблеми герметизації безперервно ускладняються. Перш за все це відноситься до ущільнень рухомих з'єднань, зокрема, до ущільнень валів роторних машин: насосів, компресорів, водяних, парових і газових турбін, турбодетандерів, центрифуг, машин і апаратів хімічних виробництв і т. д.

Довгий час розробка ущільнень була заснована лише на досвіді і інтуїції конструкторів, які застосовували при виборі ущільнень загальні методи проектування деталей машин.

Для герметизації валів роторних машин в переважній більшості випадків використовуються контактні ущільнення – торцові і сальникові.

Сальникове ущільнення є вузлом з регульованим витоком, тобто перевищення рівня витоку може виправлятися переміщенням натискного пристрою. Відсутність теорії, що задовільно пояснює механізм герметизації в сальникових ущільненнях, призвела до розвитку чисто експериментального підходу до цієї проблеми. В основу таких робіт покладено вимірювання температурних полів і теплового балансу вузла, втрат на тертя, а також чисто ресурсні випробування для оцінки закономірностей зношування і герметичності.

Торцове ущільнення з притертою парою тертя є нерегульованим вузлом, ресурс якого однозначно визначається напрацюванням до досягнення неприйнятного витоку. Складністю процесів тертя і зношування обумовлені основні труднощі розрахунку механічних торцових ущільнень і прогнозування їх

експлуатаційних характеристик. В цьому випадку практика значно випереджає теорію: гострота проблеми герметизації роторів змушує часто на дотик шукати і знаходити правильні конструктивні і технологічні рішення для різних параметрів ущільнюваних рідин, їх тисків, окружних швидкостей, температур, вимог до надійності, довговічності та герметичності при економічно виправданій вартості.

У ряді робіт описуються конструкції безконтактних торцових ущільнень, принцип роботи, методики розрахунку і експериментальних досліджень безконтактних торцових ущільнень з динамічними канавками. У таких конструкціях ущільнювальні пояски розвантажені і працюють з невеликим зазором в режимах тертя, близьких до рідинного. До них відносяться гідродинамічні і термогідродинамічні ущільнення. При високих перепадах тиску і швидкостях обертання, коли потрібен великий ресурс і допускаються незначні витоки, все ширше застосовуються ущільнення з безперервною рідинною плівкою. До них відносяться гідростатичні ущільнення, що складаються з тих же елементів, що і звичайні торцові ущільнення.

Імпульсні торцові ущільнення відносяться до безконтактних ущільнень з саморегульованим зазором і як альтернатива гідростатичним і гідродинамічним безконтактним торцовим ущільненням з'явилися в процесі створення ущільнень роторів головних циркуляційних насосів АЕС. В імпульсних ущільненнях зі збільшенням частоти обертання торцовий зазор збільшується, в результаті чого втрати потужності на тертя практично не ростуть, тому їх застосування особливо ефективно для високооборотних машин.

Зростання одиничних параметрів відцентрових машин вимагає вирішення проблем ефективної герметизації ущільнюваних середовищ. Крім герметизації ущільнювальні системи впливають на вібраційну безпеку обладнання. Потреби теплової і атомної енергетики в поживних, головних циркуляційних та інших насосах на все більш високі параметри стимулювали детальне вивчення проблем гідродинаміки щілинних ущільнень і їх вплив на вібраційний стан роторів відцентрових машин. Роботи зі створення турбонасосних агрегатів ракетних двигунів великої потужності для космічних кораблів багаторазового використання ще більше підняли інтерес дослідників до динамічних характеристик щілинних ущільнень і до вібрацій роторів в ущільненнях.

Основним джерелом вібрацій відцентрових машин є ротор Підвищеними вібраціями супроводжується робота поблизу критичних частот, розрахунок котрих через відсутність достовірних даних про жорсткість опор і через вплив багатьох випадкових факторів не може гарантувати надійного відлаштування від резонансних режимів.

Ротор багатоступінчастої машини обертається в щілинних ущільненнях, які являють собою порівняно короткий кільцевий канал. Гідравлічний опір обумовлено тертям в'язкої рідини об стінки каналу. Вплив середовища особливо проявляється при наявності великих градієнтів швидкостей і тисків. Такі умови як раз і характерні для малих зазорів щілинних ущільнень, на яких дроселюються великі перепади тиску, а одна зі стінок належить вібруючому ротору, який обертається. У результаті потік в'язкої рідини в ущільненнях є трьохмірним, нестаціонарним. Розподіл швидкостей і тисків в потоці визначається узагальненими координатами, швидкостями і прискореннями центру вала. Відповідно на стінки каналу, що належать ротору, діють позиційні, дисипативні, гіроскопічні і інерційні радіальні

сили тиску і їх моменти. Динаміка ротора визначається цими силами і моментами, котрі, в свою чергу, залежать від характеру руху ротора. Таким чином, ротор і щілинні ущільнення представляють замкнуту гідромеханічну систему. Цим обумовлені основна особливість і складність проблем динаміки роторів відцентрових машин.

Ущільнення не тільки змінюють критичні частоти ротора, а й істотно впливають на амплітуди його вимушених коливань і на межі його стійкості.

Коливанням роторних машин присвячено багато монографій, довідників і журнальних публікацій. Створені методи розрахунку роторних систем. Однак проблемам динаміки роторів у щілинних ущільненнях не приділено достатньо уваги, оскільки для їх вирішення потрібно знання гідродинамічних характеристик щілинних ущільнень. А це окреме завдання гідродинаміки трьохмірних нестаціонарних течій в'язкої рідини в кільцевих каналах, стінки яких обертаються і одночасно здійснюють радіально-кутові коливання.

Оскільки завдання динаміки роторів без ущільнень в основному вирішені, в роботі більше уваги необхідно приділити аналізу коливальних процесів, обумовлених гідродинамічними характеристиками ущільнень. Метою є оцінка впливу геометричних і режимних параметрів щілинних ущільнень на власні і критичні частоти, на амплітуди вимушених коливань і на стійкість руху роторів.

Виявлено та сформульовано технічні і наукові проблеми побудови моделей різних ущільнювальних систем з метою гармонізації функцій герметизації і підвищення динамічної жорсткості роторів відцентрових машин.

Побудова моделей різних типів ущільнень дозволить оцінити вплив їх конструктивних особливостей на динамічні характеристики відцентрових машин. Розробка моделей гідромеханічних систем «ротор – ущільнення» і «ротор – урівноважуючий пристрій» дозволять знаходити рішення задачі підвищення вібраційної надійності відцентрових машин за рахунок вибору конструктивних параметрів ущільнень.

Проблема побудови моделей ущільнень відцентрових машин має наступні основні складові-підпроблеми: створення моделей контактних ущільнень – сальникових і торцових механічних для розуміння механізмів герметизації і подальшого аналітичного дослідження; побудова моделі ущільнення з саморегульованим моментом в парі тертя, що пояснює механізм регулювання моменту тертя в різних конструкціях контактних ущільнень; створення моделі імпульсного торцового ущільнення, як системи автоматичного регулювання; розробка моделі жорсткого ротора з автоматичним урівноважуючим пристроєм служить для подальшого аналізу вимушених коливань ротора, амплітуда яких залежить від віддаленості частоти обертання від власних частот системи «ротор-урівноважуючий пристрій»; розробка моделі динамічної системи «ротор – щілинні ущільнення» та подальшого математичного аналізу динаміки системи з метою врахування при виборі конструкцій щілинних ущільнень не тільки їх прямого призначення – зменшувати об'ємні втрати, але і не менш важливу їх функцію – забезпечувати необхідні вібраційні характеристики ротора.

Отже, розроблення теорії побудови моделей герметизуючих систем відцентрових машин і модельного конструювання ущільнювальних систем є важливою складовою інструментальних засобів для вирішення актуальної науково-

технічної проблеми – конструювання та розрахунку надійних ущільнюючих систем з врахуванням особливостей їх впливу на вібраційний стан роторних машин.

У другому розділі роботи описується класифікація конструкцій ущільнюючих систем роторних машин, виконано побудову фізичних та математичних моделей контактних ущільнень, отримано аналітичні залежності для розрахунку контактних ущільнень.

Аналіз існуючих ущільнюючих систем відцентрових машин показав, що вони, як правило, складаються з різних типів ущільнень. Виникла необхідність сформувати систему класифікації ущільнень, що дозволило виділити об'єкти для досліджень, а також, створивши та вивчивши моделі кожного типу ущільнень, дати обґрунтовані рекомендації щодо формування складних ущільнюючих систем з елементів, регулювати взаємовплив між елементами.

В результаті було закладено підґрунтя для створення порядку побудови моделей герметизуючих систем і модельного конструювання ущільнювальних систем відцентрових машин, включаючи оцінку впливу ущільнень на динаміку ротора відцентрової машини.

Запропонована класифікація ущільнень відцентрових машин приведена на рисунку 1.

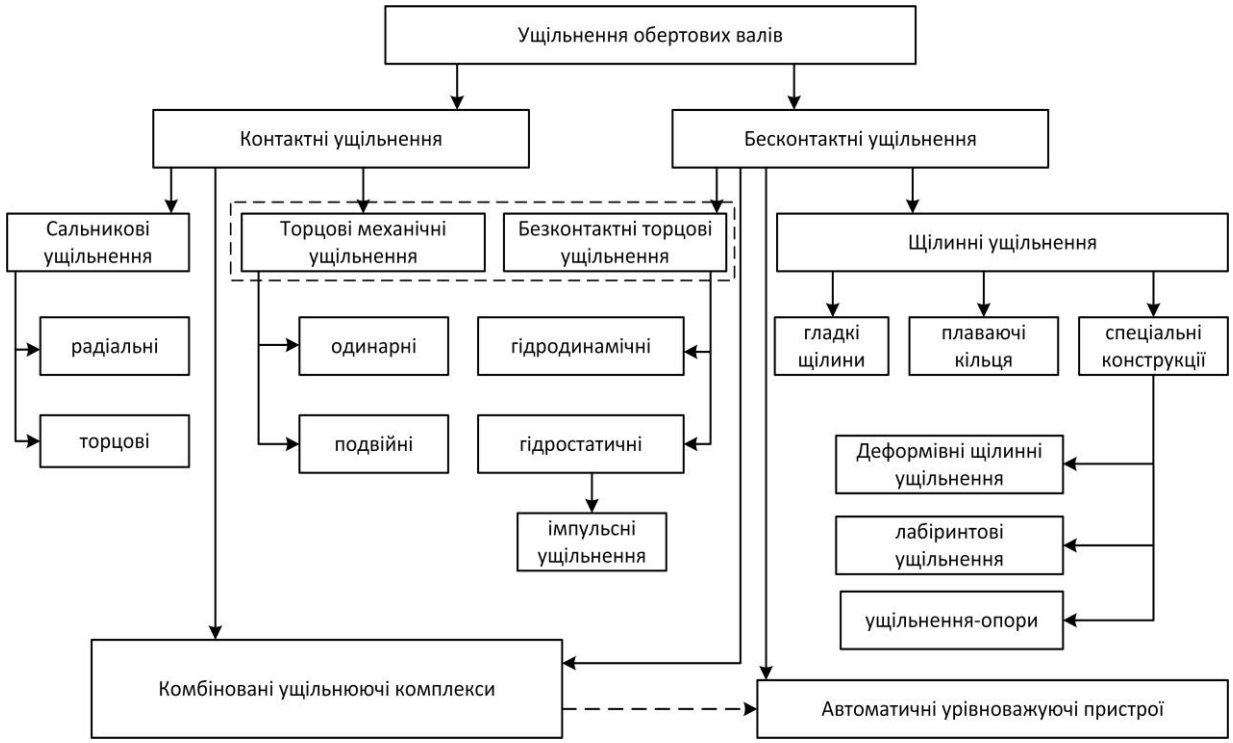

Рисунок 1 – Класифікація ущільнень роторних машин

Розроблено модель механізму герметизації сальникового ущільнення. Сальниковий пристрій є найбільш поширеним типом ущільнень роторів насосів, оскільки є регульованим і періодично поновлюваним в процесі експлуатації вузлом. На підставі вивчення фізичних процесів сформована модель механізму герметизації сальникового пристрою, як поєднання двох послідовно розташованих гідравлічних ущільнень – передвключеного ущільнення, аналогічного щілинному дроселю, і контактного ущільнення, де відбувається безпосередня герметизація вала (рис. 2).

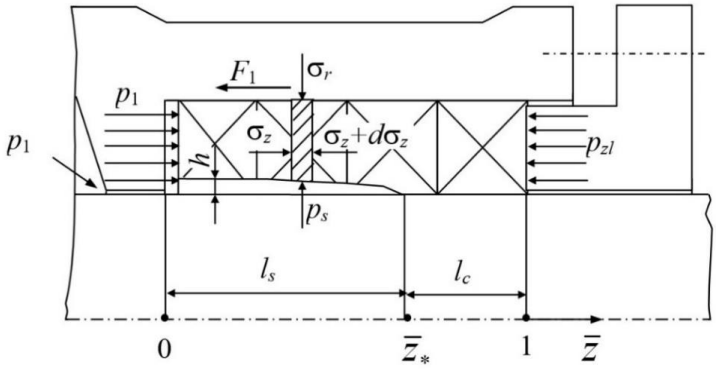

Рисунок 2 – Механізм герметизації сальникового ущільнення

Контакт набивки з валом є системою мікроучастків, на яких виникає контактний тиск.

Запропоновано метод розрахунку напруженого стану набивки шляхом вирішення задачі гідропружності.

Умови осьової та радіальної рівноваги кільцевого елементу набивки:

$$A\sigma_z^{(2)} - \left(A + dA\right)\left(\sigma_z^{(2)} + d\sigma_z^{(2)}\right) - F_1 = 0,$$

$$\text{де } A = \pi\left[R^2 - \left(r+h\right)^2\right], dA = -2\pi\left(r+h\right)dh, F_1 = 2\pi R f_1 \sigma_y^{(2)} dz.$$

$$2\pi R dz\sigma_y^{(2)} = 2\pi r dz p_s, \quad \sigma_y^{(2)} = p_s\, r/R.$$

Нехтуючи множенням диференціалів, а також відношенням h/r в порівнянні з одиницею, приведемо рівняння рівноваги до виду

$$\frac{d\sigma_z^{(2)}}{\sigma_z^{(2)}} = -a_2 d\bar{z}, \quad a_2 = -\frac{r}{r_m}\left(nf_{1`}\frac{p_s}{\sigma_z^{(2)}} - \frac{1}{b}\frac{dh}{d\bar{z}}\right).$$

Відносна радіальна деформація набивки з модулем пружності E, в якій вже є радіальні напруги, знаходиться за формулою

$$\frac{h}{b} = \frac{p_s - p_c}{E}.$$

Підставивши значення зазору у рівняння нерозривності потоку

$$q = -\frac{\pi r h^3}{6\mu}\frac{dp_s}{dz} = \text{const},$$

отримаємо рівняння

$$qd\bar{z} = -\frac{\pi r b^3}{6\mu l E^3}\left(p_s - p_{c*}\right)^3 dp_s,$$

рішення якого повинно відповідати умовам:

якщо $\bar{z} = \bar{z}_*, \quad p_s = p_{c*}$; якщо $\bar{z} = 0, \quad p_s = p_1$.

Інтегруючи останнє рівняння по довжині зазору, отримаємо

$$q\left(\bar{z}-\bar{z}_*\right)=\frac{B}{E^3}\left(p_s-p_{c*}\right)^4,\quad q\bar{z}_*=\frac{B}{E^3}\left(p_1-p_{c*}\right)^4,\ B=\pi r b^3/24\mu l\,.$$

Після ряду перетворень знайдемо розподіл гідростатичного тиску по довжині зазору і його градієнт:

$$p_s=p_{c*}+\left(p_1-p_{c*}\right)\left(1-\bar{z}/\bar{z}_*\right)^{1/4},\quad \frac{dp_s}{d\bar{z}}=-\frac{p_1-p_{c*}}{4\bar{z}_*}\left(1-\frac{\bar{z}}{\bar{z}_*}\right)^{-3/4},$$

отримаємо відносну довжину ділянки зазору

$$\bar{z}_*=\frac{a_0+\ln\left(\dfrac{b}{r}\dfrac{p_1}{p_{z1}}\right)}{a_0+a_1},$$

розподіл тиску рідини, що герметизується, по довжині радіального сальникового пристрою

$$p_s=p_{c*}+\left(p_1-p_{c*}\right)\left(1-\bar{z}/\bar{z}_*\right)^{1/4},\quad \frac{dp_s}{d\bar{z}}=-\frac{p_1-p_{c*}}{4\bar{z}_*}\left(1-\frac{\bar{z}}{\bar{z}_*}\right)^{-3/4},$$

а також її витоки через ущільнення

$$q=\frac{B}{\bar{z}_*E^3}\left(p_1-p_{c*}\right)^4.$$

Розроблено структурну схему моделі торцового механічного ущільнення як динамічної системи, яка дає уявлення про взаємодію основних її елементів (рис. 3).

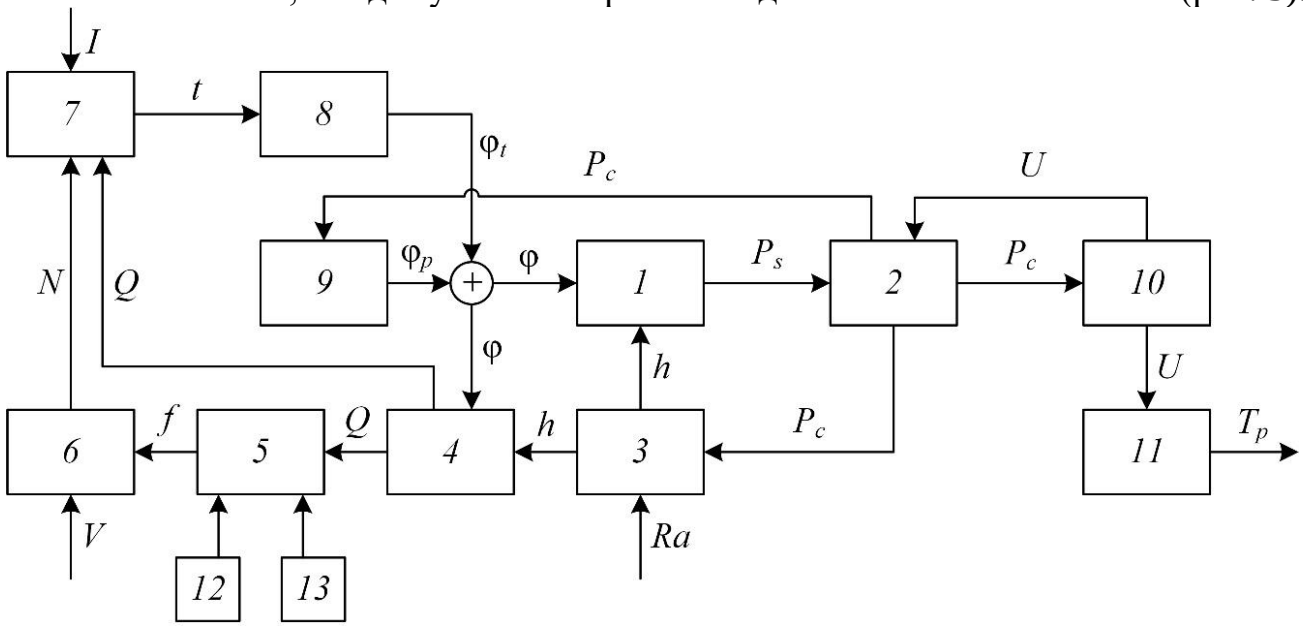

Рисунок 3 – Структурна схема моделі торцового механічного ущільнення:
1 – гідростатичний тиск в зазорі; 2 – контактний тиск; 3 – торцовий зазор; 4 – витоки; 5 – режим тертя; 6 – втрати на тертя; 7 – тепловий стан; 8 – температурні деформації; 9 – силові деформації; 10 – знос; 11 – ресурс; 12 – антифрикційні властивості матеріалів; 13 – характеристики ущільнюваного середовища

Математична модель ущільнення ґрунтується на спільному вирішенні системи диференціальних рівнянь руху робочого тіла, нерозривності течії, стану і енергії, що

описують гідро-і термодинамічні процеси в ущільнювальному тракті і зміни параметрів руху системи.

Запропоновано методи розрахунку навантажень в парі тертя торцового ущільнення, протікання ущільнюваної рідини, втрат потужності на тертя в торцовій парі, а також деформацій кілець ущільнень. Це дозволяє враховувати експлуатаційні фактори, що впливають на роботу ущільнення, на етапі його проектування.

Розроблені модель та методика розрахунку контактних ущільнень з системами автоматичного регулювання (рис. 4)

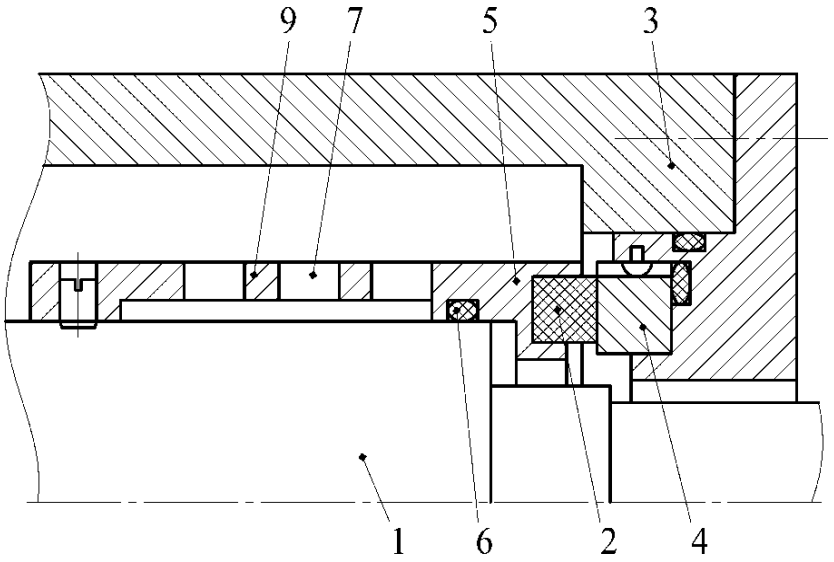

Рисунок 4 – Саморегульоване торцове ущільнення

Побудовано статичні характеристики саморегульованих ущільнень, отримано аналітичні залежності для розрахунку втрат потужності на тертя в контакті та теплового розрахунку.

У **третьому розділі** розглядаються принцип роботи та призначення щілинних ущільнень і їх вплив на динаміку ротора відцентрової машини.

Щілинні ущільнення розглядаються як гідростатодинамічні опори, здатні ефективно демпфувати коливання ротора. Для визначення динамічних характеристик розглянута модель системи «ротор – щілинні ущільнення» (рис. 5).

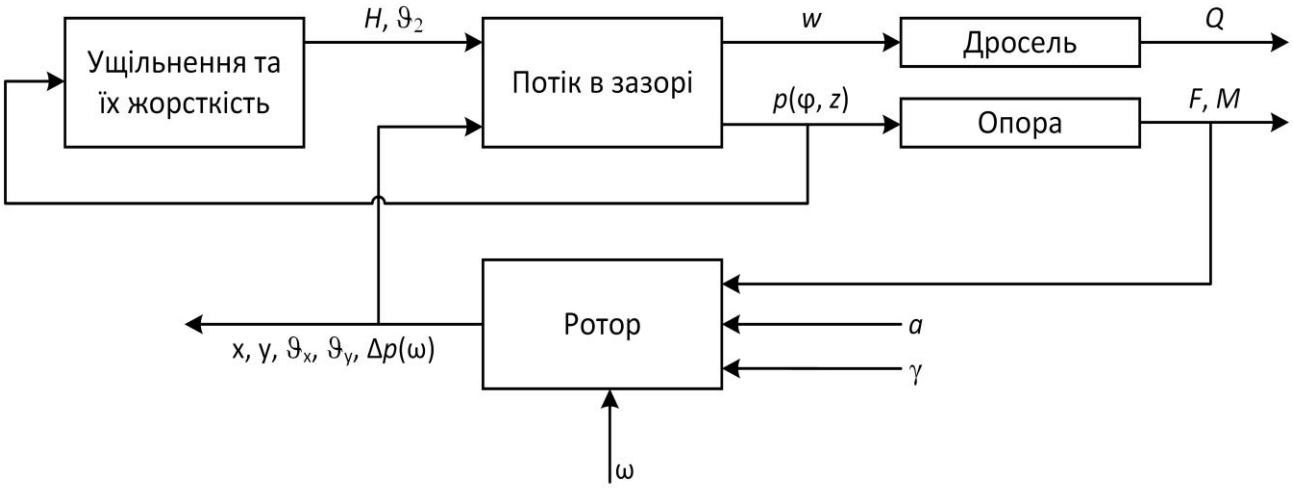

Рисунок 5 – Структура моделі гидромеханічної системи «ротор – щілинні ущільнення»

Побудована розрахункова схема щілинного ущільнення (рис. 6)

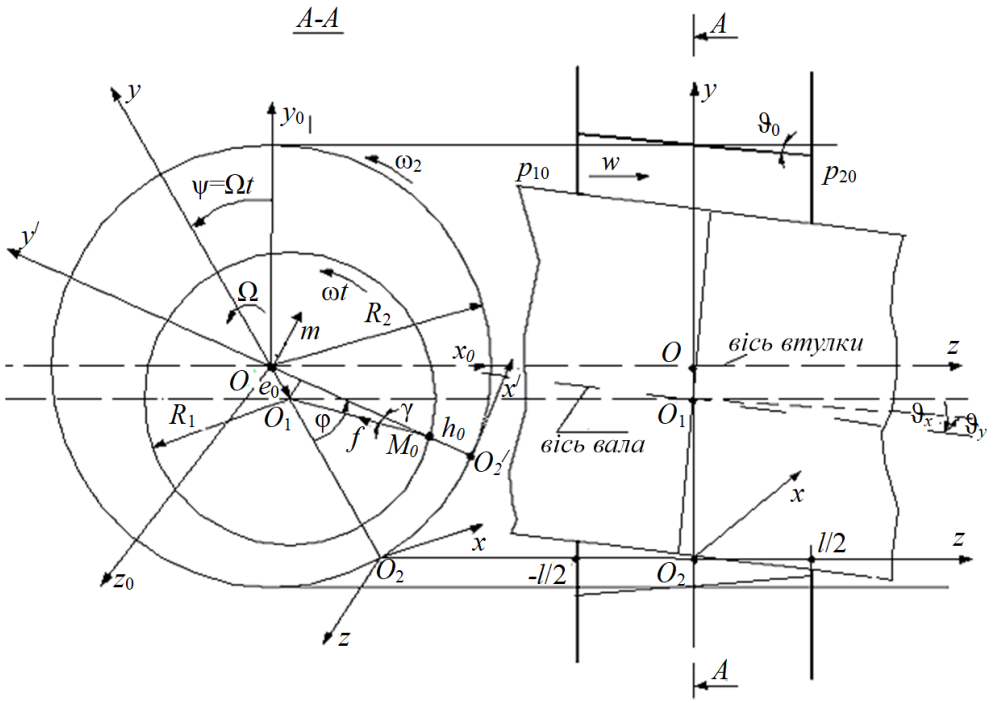

Рисунок 6 – Розрахункова схема щілинного ущільнення з рухомою втулкою

Проведено оцінку радіальних сил і моментів в щілинних ущільненнях.

У відомих моделях не враховувалося те, що радіальні гідродинамічні сили, що виникають при перекосах осі ротора щодо осі ущільнень, відрізняються за величиною через відмінність ексцентриситетів, радіальних швидкостей і прискорень та створюють додатковий момент щодо центру робочого колеса; При виведенні рівнянь радіально-кутових коливань ротора не враховувались додаткові моменти від пружних сил (інерційних, дисипативних та гіроскопічних).

Було отримано вирази відносних сил і моментів для двох щілинних ущільнень:

$$-F_{1x}^{*}=a_{11}\ddot{u}_x,\ -F_{1y}^{*}=a_{11}\ddot{u}_y,\ -M_{1x}^{*}=a_{11}j\ddot{\theta}_x,\ -M_{1y}^{*}=a_{11}j\ddot{\theta}_y$$

$$-F_{2x}^{*}=a_{21}\dot{u}_x+a_{41}\dot{u}_y-\alpha_2\dot{\theta}_x+\alpha_4\dot{\theta}_y,\ -F_{2y}^{*}-a_{41}\dot{u}_x+a_{21}\dot{u}_y-\alpha_4\dot{\theta}_x-\alpha_2\dot{\theta}_y,$$

$$-M_{2x}^{*}=j\left[15\alpha_2\dot{u}_x+15\alpha_4\dot{u}_y+2k_d\dot{\theta}_x+a_{41}\dot{\theta}_y\right],$$

$$-M_{2y}^{*}=j\left[-15\alpha_4\dot{u}_x+15\alpha_2\dot{u}_y-a_{41}\dot{\theta}_x+2k_d\dot{\theta}_y\right];$$

$$-F_{3x}^{*}=a_{31}u_x+a_{51}u_y-\alpha_3\theta_x+\alpha_5\theta_y,\ -F_{3y}^{*}=-a_{51}u_x+a_{31}u_y-\alpha_5\theta_x-\alpha_3\theta_y,$$

$$-M_{3x}^{*}=j\left(-15\alpha_3u_x+5\alpha_5\frac{N\Delta\chi}{1+2\Delta\chi}u_y-10a_{31}\frac{\chi_m}{\theta_0+N\chi_m}\theta_x+a_{51}\theta_y\right)$$

$$-M_{3y}^{*}=j\left(-5\alpha_5\frac{N\Delta\chi}{1+2\Delta\chi}u_x-15\alpha_3u_y-a_{51}\theta_x-10a_{31}\frac{\chi_m}{\theta_0+N\chi_m}\theta_y\right).$$

В роботі отримані вирази коефіцієнтів a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_{11}, a_{21}, a_{31}, a_{41}, a_{51}, які залежать від параметрів ущільнень.

Розглянуто принцип функціонування однодискового ротора: з диском, розташованим між жорсткими опорами (рис. 7, *а*) несиметричного (модель Р-1),

симетричного (модель Р-1с) і консольного (рис. 7, *б*, модель Р-2). По обидва боки диска (робочого колеса) розташовані однакові щілинні ущільнення.

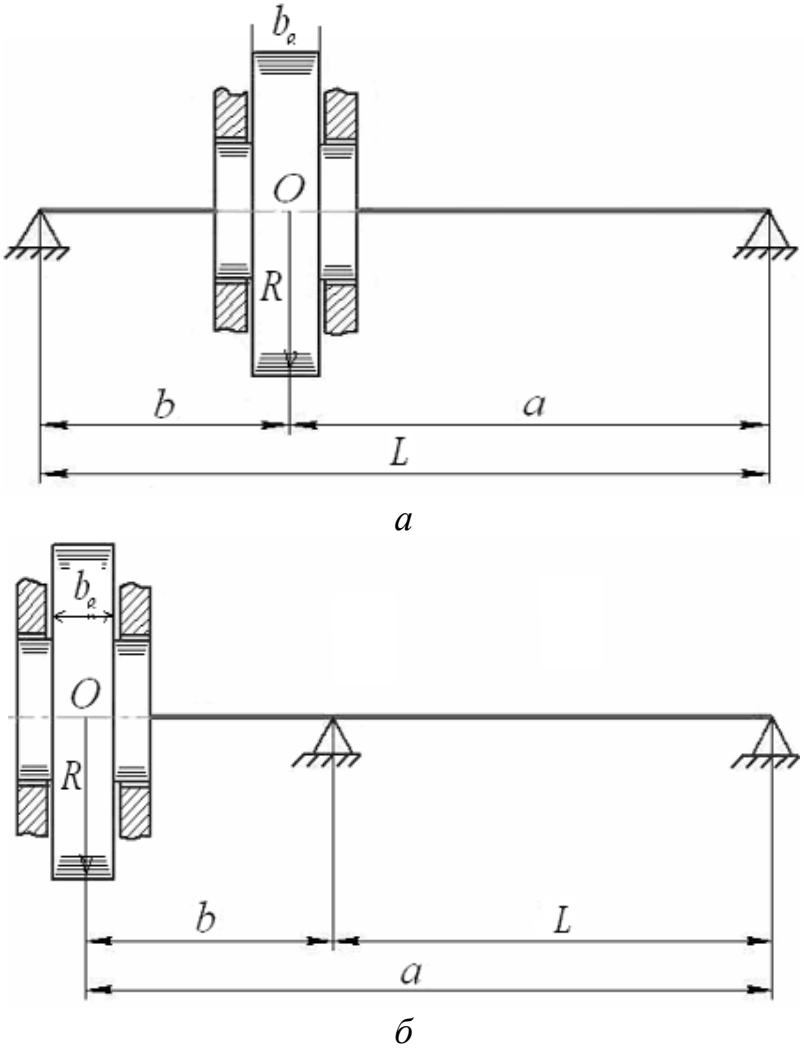

Рисунок 7 – Принцип функціонування однодискового ротора в щілинних ущільненнях:
а – з диском між опорами (моделі Р-1, Р-1с); *б* – консольного (модель Р-2)

Отримані вирази спільних радіально-кутових коливань ротора в щілинних ущільненнях.

$$\left[-a_1\omega^2 + a_3 + a_4'\omega^2 + i\left(a_2 - a_5'\right)\omega\right]\tilde{u} - \left[\left(\alpha_3' - \alpha_4\right)\omega + i\left(\alpha_2'\omega^2 + \alpha_5 - \alpha_0\right)\right]\tilde{\theta} = \mathrm{A}\omega^2$$

$$\left[-\left(\beta_3' - \beta_4\right)\omega + i\left(\beta_2'\omega^2 - \beta_5 - \beta_0\right)\right]\tilde{u} + \left[-b_1\omega^2 + b_3 + b_4'\omega^2 + i\left(b_2 - b_5'\right)\omega\right]\tilde{\theta} = \Gamma\omega^2.$$

Після переходу до безрозмірних частот і введення ряду позначень рівняння набувають вигляду:

$$\left(U_{11} + iV_{11}\right)\tilde{u} + \left(U_{12} + iV_{12}\right)\tilde{\theta} = \mathrm{A}\bar{\omega}^2,$$
$$\left(U_{21} + iV_{21}\right)\tilde{u} + \left(U_{22} + iV_{22}\right)\tilde{\theta} = \Gamma\bar{\omega}^2.$$

$U_{11} + iV_{11}, U_{22} + iV_{22}$ – власні оператори незалежних радіальних та кутових коливань відповідно. Перехресні оператори $U_{12} + iV_{12}, U_{21} + iV_{21}$ характеризують вплив кутових коливань на радіальні та радіальних на кутові, тобто взаємопов'язаність цих коливань.

З системи неоднорідних алгебраїчних рівнянь після ряду перетворень отримаємо амплітуди і фази, виражені через зовнішні збурення:

$$u_a = \bar{\omega}^2 \sqrt{\frac{\left(\mathrm{A}U_{22} - \Gamma U_{12}\right)^2 + \left(\mathrm{A}V_{22} - \Gamma V_{12}\right)^2}{U_0^2 + V_0^2}},$$

$$\theta_a = \bar{\omega}^2 \sqrt{\frac{\left(\Gamma U_{11} - \mathrm{A}U_{21}\right)^2 + \left(\Gamma V_{11} - \mathrm{A}V_{21}\right)^2}{U_0^2 + V_0^2}},$$

$$\phi_u = -\mathrm{arctg}\frac{\left(\mathrm{A}U_{22} - \Gamma U_{12}\right)V_0 - \left(\mathrm{A}V_{22} - \Gamma V_{12}\right)U_0}{\left(\mathrm{A}U_{22} - \Gamma U_{12}\right)U_0 + \left(\mathrm{A}V_{22} - \Gamma V_{12}\right)V_0},$$

$$\phi_\vartheta = -\mathrm{arctg}\frac{\left(\Gamma U_{11} - \mathrm{A}U_{21}\right)V_0 - \left(\Gamma V_{11} - \mathrm{A}V_{21}\right)U_0}{\left(\Gamma U_{11} - \mathrm{A}U_{21}\right)U_0 + \left(\Gamma V_{11} - \mathrm{A}V_{21}\right)V_0}.$$

Також отримано умову динамічної стійкості ротора в ущільненнях

$$\omega_u^2 < \frac{a_{21}^2 \Omega_{u0}^2}{a_1 a_5^2 - a_{21}^2 a_{31} - a_{21} a_4 a_5}$$

Наведено приклади розрахунку динамічних характеристик ротора відцентрової машини (рис. 8).

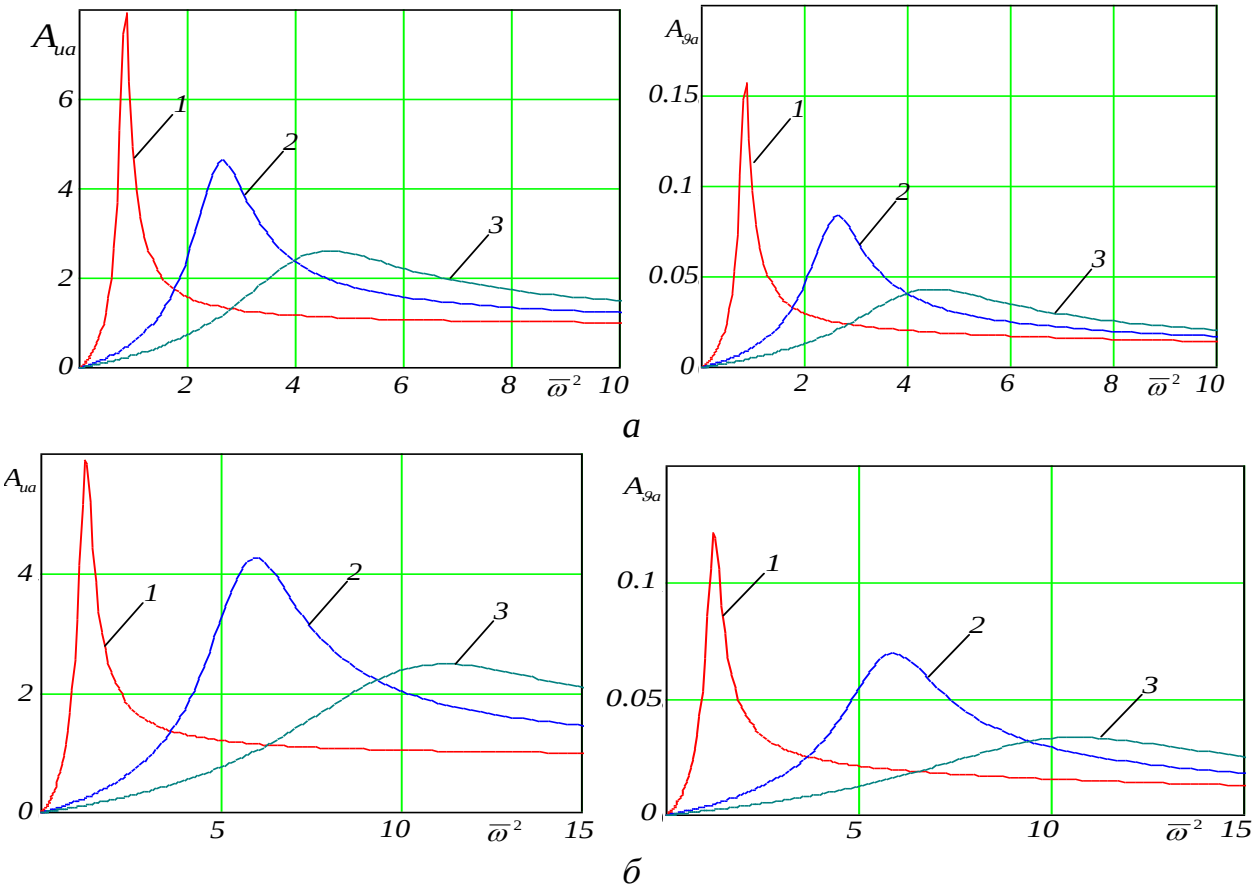

Рисунок 8 – Амплітудні частотні характеристики як реакції на статичну неврівноваженість, модель Р-1: *а* – $\Delta p_0 = 1{,}5\text{МПа} = \text{const}$, *б* – $\Delta p_0 = 4\text{МПа} = \text{const}$

Розроблена методика підвищення вібраційної стійкості відцентрових машин за рахунок зміни конструктивних параметрів щілинних ущільнень.

В четвертому розділі розглядається моделювання гідродинамічних процесів в імпульсних торцових ущільненнях.

Розглянуто принцип функціонування та побудовано розрахункову модель імпульсного торцового ущільнення (рис. 9, 10)

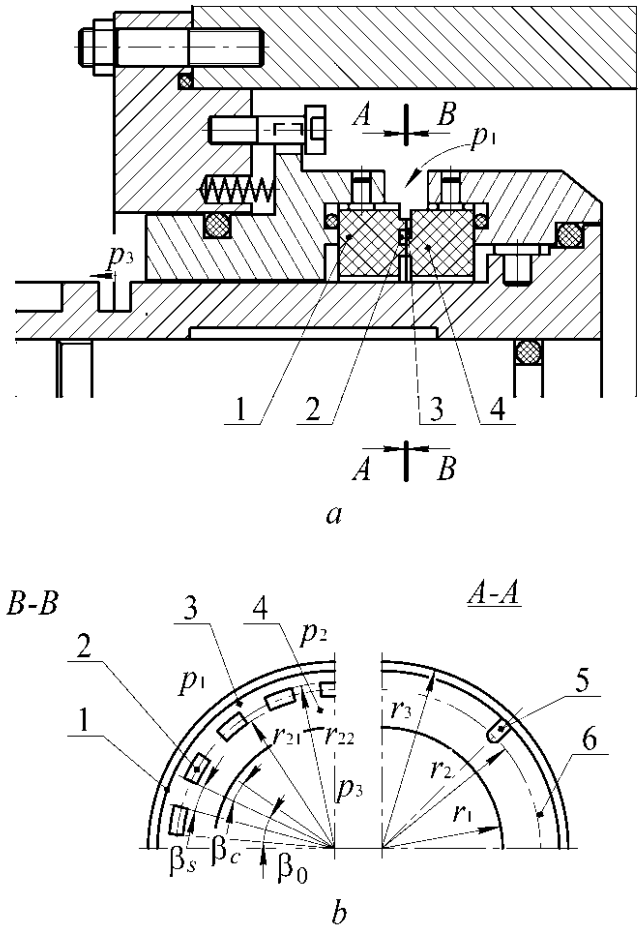

Рисунок 9 – Схема імпульсного торцового ущільнення

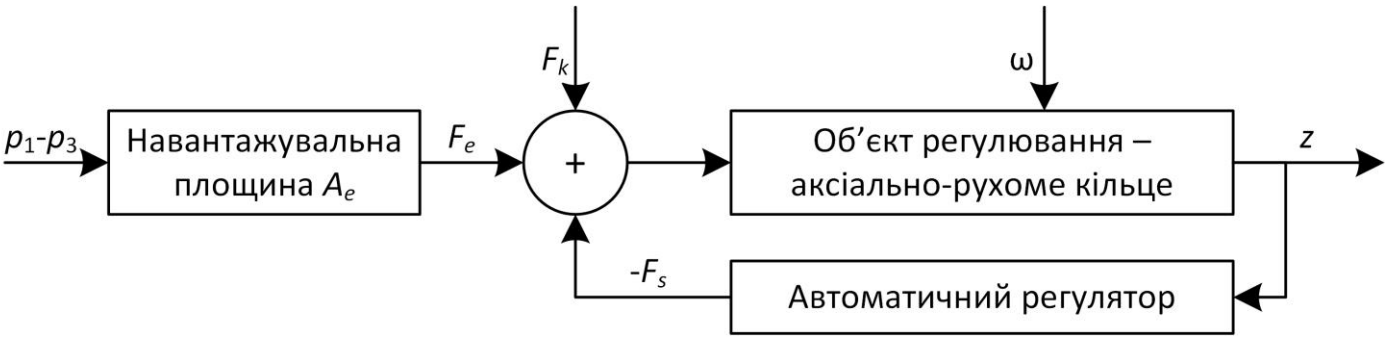

Рисунок 10 – Принцип функціонування імпульсного ущільнення як системи автоматичного регулювання

Досліджено статичні характеристики імпульсного ущільнення. Отримані залежності торцового зазору і протікання від ущільнюваного тиску і частоти обертання ротора (зовнішніх впливів).

$$u=\left\{\frac{\alpha_{e1}\dfrac{\overline{T}_p}{T_n}\Omega}{\dfrac{\chi}{\Omega^2-\psi_3}+K_n-\alpha_{e3}-\alpha_{e1}\dfrac{t_{cn}-\overline{T}_c\Omega_c}{T_n}}\right\}^{1/3}$$

$$\overline{Q}=u^3\left(\Omega^2-\psi_3\right)\alpha_{e3}\left[1+\alpha_{31}\frac{t_{cn}/\Omega-\overline{T}_c+\overline{T}_p/u^3}{T_n}\Omega\right]$$

Вивчено вплив параметрів імпульсного ущільнення на його статичні характеристики. Проведений аналіз статичних характеристик дозволив виявити вплив конструктивних параметрів імпульсного ущільнення на величину торцового зазору і витоків ущільнюваної рідини. Зроблено висновки про вплив коефіцієнта навантаження і зусилля попереднього стиснення пружин на статичні характеристики імпульсного ущільнення. Статичний розрахунок дозволяє визначити коефіцієнт гідростатичної жорсткості, умови статичної стійкості, діапазон допустимих ущільнюваних тисків.

Отримано динамічні характеристики імпульсного ущільнення, які містять оцінку власної частоти коливань аксіально-рухомого кільця. Визначено фактори, що впливають на динамічні характеристики ущільнення. Проведено оцінку розмірних значень амплітуд вимушених осьових коливань кільця на будь-якій частоті обертання. Отримані вирази амплітудних і фазових частотних характеристик, що дозволяють виявити небезпечні області частот обертання і підібрати параметри ущільнення так, щоб амплітуди вимушених осьових коливань не виходили за межі динамічної стійкості. Проведено аналіз динамічної стійкості імпульсного ущільнення.

$$A\left(\omega\right)=\sqrt{\frac{b_1^2+\omega^2b_0^2}{U^2+\omega^2V^2}},\phi=-\operatorname{arctg}\omega\frac{b_0U-b_1V}{b_1U+\omega^2b_0V}.$$

$$V_0<\frac{A_sEz_0g_{s0}}{3(1+n_i)(k_1g_{30}-k_3g_{10})(p_{10}-p_{30})}.$$

Виявлено, що область стійкості розширюється за рахунок зменшення обсягу камер і зменшення коефіцієнта гідростатичної жорсткості.

Запропоновано методику аналітичного розрахунку імпульсних торцових ущільнень, яка дозволяє з достатньою для практики точністю розраховувати геометрію ущільнення на етапі його проектування. Визначення основних параметрів імпульсних ущільнень забезпечує оптимальне значення торцового зазору, необхідну величину витоків та втрат потужності в парі тертя в широкому діапазоні ущільнюваних тисків і частот обертання ротора.

В **п’ятому розділі** дисертації розглядаються питання моделювання гідродинамічних процесів у щілинних ущільненнях систем авторозвантаження та безвальних насосів.

Здійснено моделювання системи «ротор – автоматичний врівноважуючий пристрій». Запропоновано модель і розрахункову схему врівноважуючого пристрою ротора багатоступеневої відцентрової машини, який виконує функції гідравлічного затвора і радіально-осьового підшипника (рис. 11, 12).

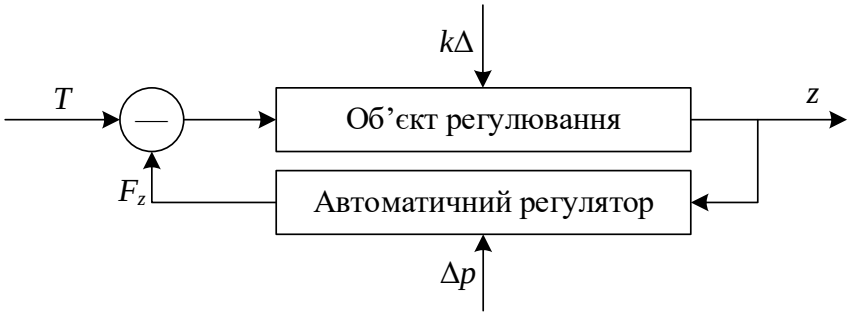

Рисунок 11 – Структурна схема моделі врівноважуючого пристрою

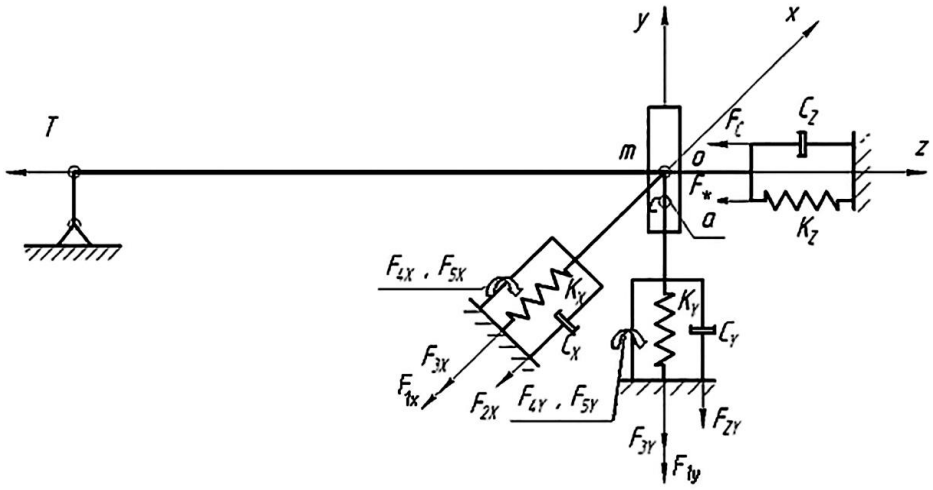

Рисунок 12 – Розрахункова схема для моделі жорсткого ротора з автоматичним урівноважуючим пристроєм

Проведений аналіз динаміки системи. Отримано рівняння спільних радіально-осьових коливань ротора відцентрового насоса з системою автоматичного розвантаження.

$$a_1\ddot{u}_r + a_{20}\dot{u}_r + a_{30}u_r - i\omega\left(a_4'\dot{u}_r + a_5'u_r\right) + \frac{a_{30}u_{r0}}{\sigma\Delta\psi_{10}}\left(\sigma\psi_1 - \phi\right) = \omega^2\frac{a}{H_2}e^{i\omega t},$$

$$a_1\ddot{u}_r + a_{2\text{т}0}\dot{u}_r + a_{3\text{т}0}u_r - i\omega\left(a_4'\dot{u}_r + a_5'u_r\right) - \frac{a_{3\text{т}0}u_{r\text{т}0}}{\sigma\Delta\psi_{10}}\left(\sigma\psi_1 - \phi_\text{т}\right) = \omega^2\frac{a}{H_2}e^{i\omega t}.$$

Отримано формули для побудови амплітудних і фазових частотних характеристик, а також розрахунку межі стійкості:

$$A_\tau(\omega) = \sqrt{U_\tau^2 + \omega^2 V_\tau^2} = \sqrt{\frac{U_p^2 + \omega^2 V_p^2}{U^2 + \omega^2 V^2}},\ \phi = \operatorname{arctg}\omega\frac{UV_p - VU_p}{UU_p + \omega^2 VV_p}$$

$$V < \frac{A_e HEg_s^2 z_0}{3Q_0^2}$$

На рисунку 13 проілюстровано приклад амплітудних і фазових частотних характеристик ротора з системою авторозвантаження.

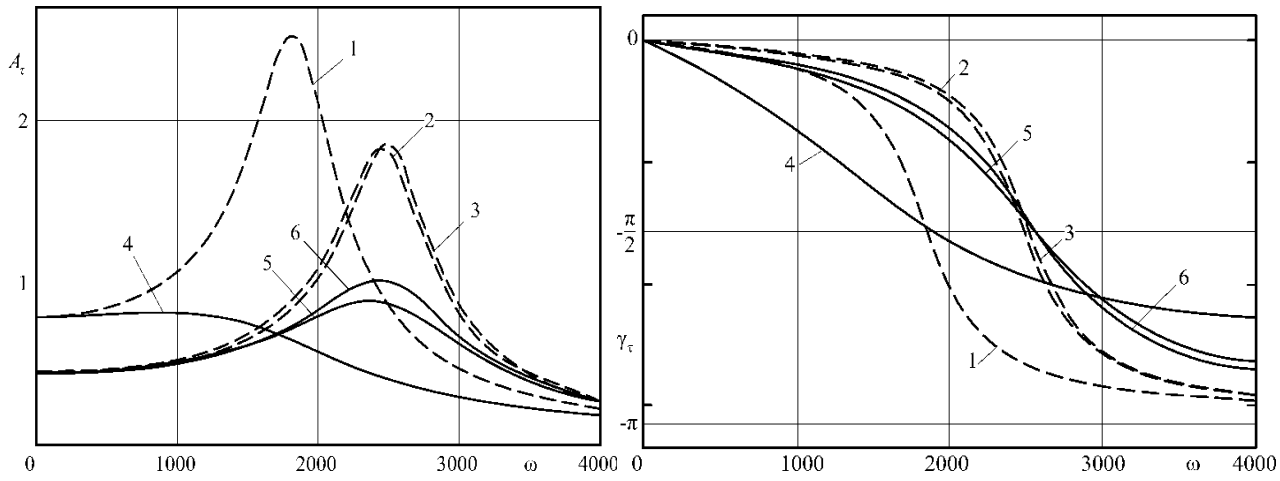

Рисунок 13 – Частотні характеристики по зовнішньому впливу
1, 2, 3 – без врахування інерції для тисків P_1 = 10, 16, 18 МПа;
4, 5, 6 – при тих же тисках с урахуванням інерції рідини.

Розроблено методику моделювання ущільнень-опор і безвальних насосів (рис. 14).

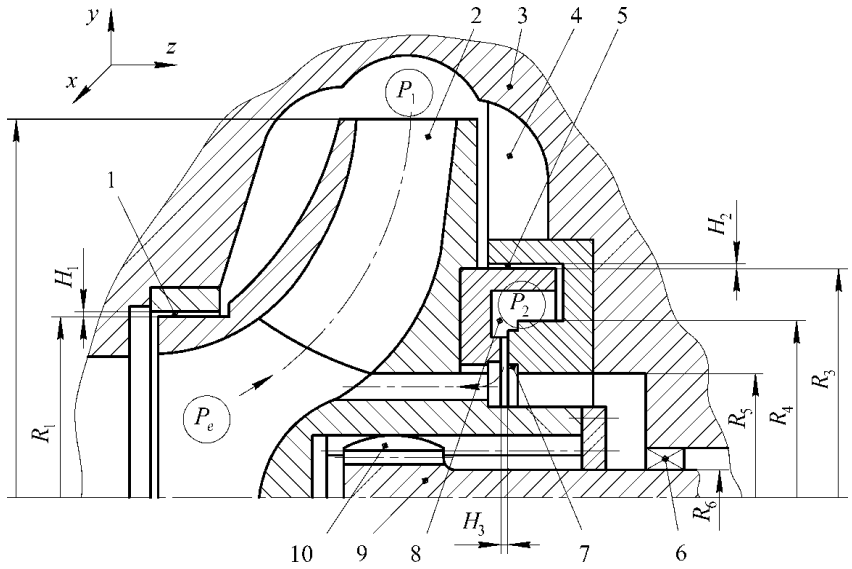

Рисунок 14 – Розрахункова схема для моделі безвального насоса

Переваги безвальних насосів полягають у відсутності контактів робочого колеса з нерухомим корпусом. Отримано статичні та витратні характеристики насоса з ущільненнями-опорами.

$$u = \left\{ \alpha'_{23}\left(1+0{,}19\varepsilon^2\right)^2 \frac{\left(\bar{A}_2-\bar{A}_1\right)\psi_1-\bar{A}_e\psi_e+\left(K_1-K_2-\bar{A}_2K_2\,A_A/A_B\right)\Omega^2}{\bar{A}_1\psi_1-\left(\bar{A}_2-\bar{A}_e\right)\psi_e-\left(K_1-K_2\right)\Omega^2} \right\}^{1/3}$$

$$\bar{Q} = \left\{ \frac{\alpha_{23}}{\bar{A}_2}\left[\left(\bar{A}_2-\bar{A}_1\right)\psi_1-\bar{A}_e\psi_e+\left(K_1-K_2-\bar{A}_2K_2\frac{\bar{A}_A}{\bar{A}_B}\right)\Omega^2 \right] \right\}^{0,5}$$

Безвальні насоси є прикладом використання щілинних ущільнень як опор, крім їх основного призначення – обмежувати перетоки між порожнинами з різним тиском. Проведено аналіз динаміки безвального консольного насоса з комбінованим

опорно-врівноважуючим і ущільнюючим вузлом, результати якого засвідчили, що насос має достатній запас вібронадійності.

$$A(\omega)=\sqrt{\frac{U_e^2+\omega^2V_e^2}{U_0^2+\omega^2V_0^2}},\quad \phi(\omega)=\operatorname{arctg}\omega\frac{U_0V_e-U_eV_0}{U_0U_e+\omega^2V_0V_e};$$

$$H<\frac{Ez_0}{3p_n}\cdot\frac{\Delta\psi_{s0}}{\Delta\psi_{20}\Delta\psi_{c0}}$$

В **шостому розділі** дисертації розглядаються питання модельної організації створення ущільнюючих комплексів.

Наведено приклади моделювання складних ущільнюючих систем роторних машин з високими параметрами.

Ущільнення ротора – один з найбільш складних і відповідальних вузлів головного циркуляційного насоса АЕС (ГЦН), що визначає надійність всього агрегату. Це пояснюється важкими умовами роботи ущільнень в поєднанні з високими вимогами до герметичності та вібронадійності на номінальних, перехідних і аварійних режимах роботи насоса.

На рисунку 15 показана ущільнювальна система головного циркуляційного насоса АЕС, а на рисунку 16 зображена одна з схем турбонасосного агрегата рідинного ракетного двигуна.

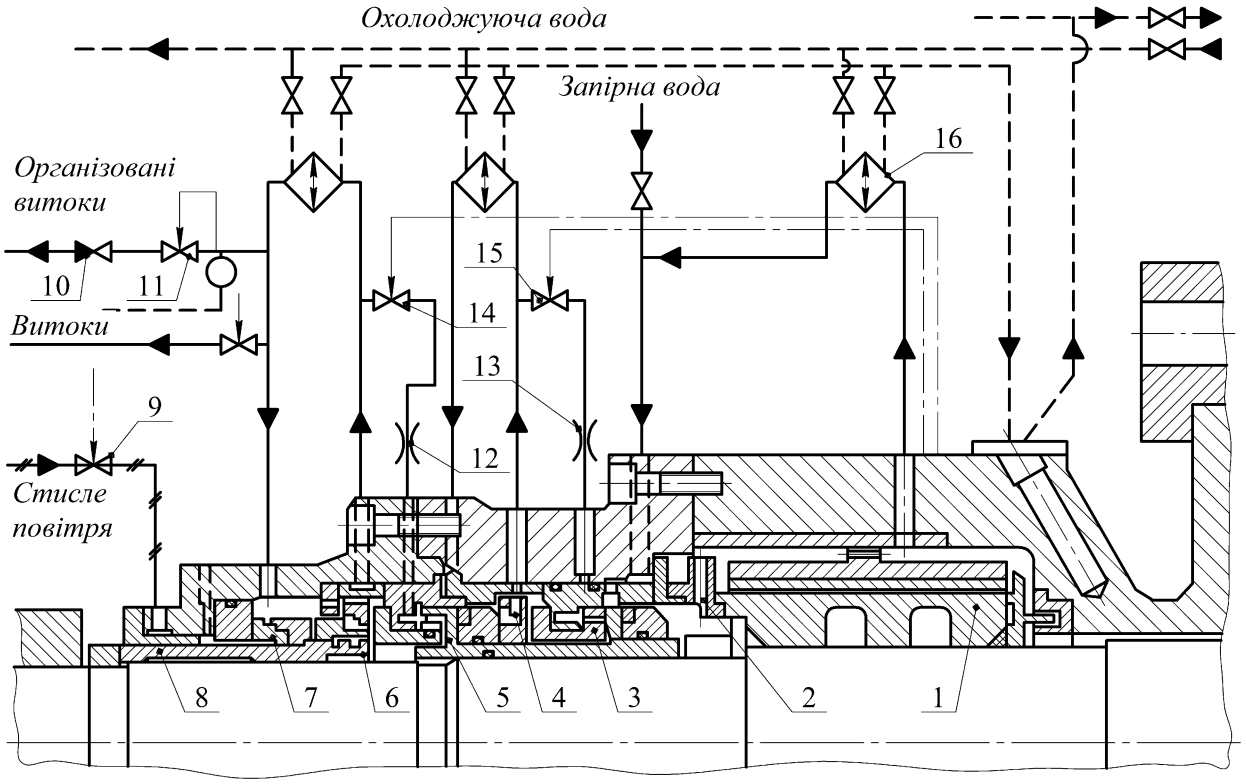

Рисунок 15 – Ущільнювальна система ГЦН АЕС

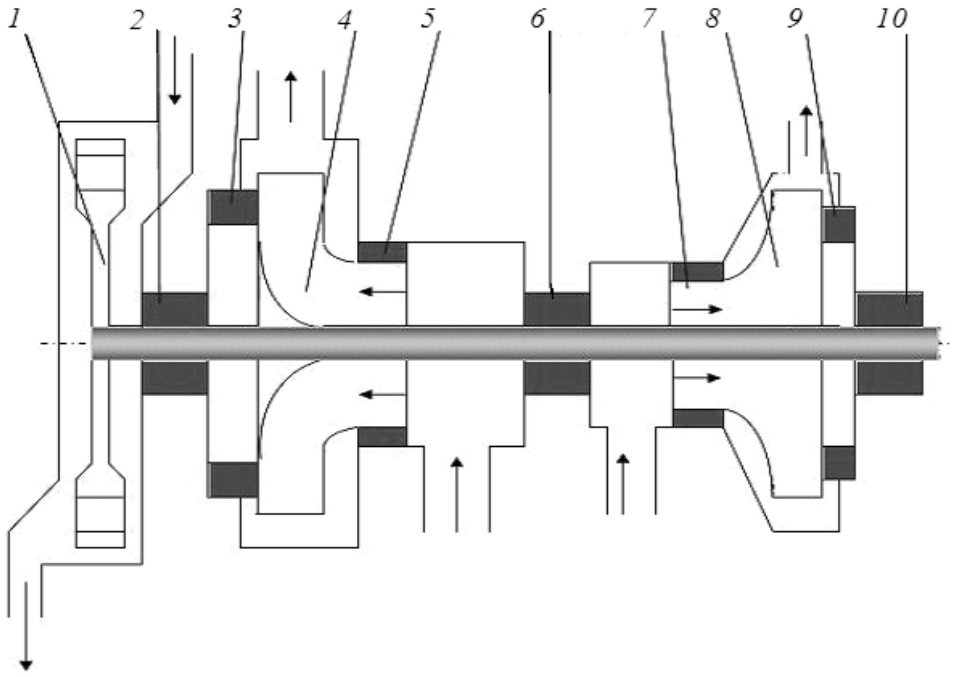

Рисунок 16 – Схема турбонасосного агрегату і місця розташування основних вузлів ущільнень ротора

На схемі показані місця розміщення ущільнень; 5,7 – передні щілинні ущільнення насосів окиснювача 4 і пального 8; 3, 9 – задні ущільнення робочих коліс; 10 – кінцеве ущільнення насоса пального; 6 – проміжне ущільнення, що запобігає змішуванню різнорідних, часто самозаймистих рідких робочих середовищ насосів окиснювача і пального; 2 – ущільнення, що обмежує потрапляння окиснювача, який може бути кріогенною рідиною, в порожнину газової турбіни 1 (температура газу може сягати півтори тисячі градусів). На показаному прикладі добре видно, що ущільнення розташовані досить щільно по всій довжині ротора, тому вони істотно впливають на вібраційний стан ротора і агрегата в цілому.

Також продемонстрована практична реалізація методів створення ущільнюючих систем відцентрових компресорів, авіа та ракетних двигунів та інших роторних машин з високими параметрами.

Проведені дослідження та аналіз принципів формування складних ущільнюючих систем дозволили розробити науково обґрунтовану методику їхнього створення.

Ущільнювальна система складається з основного і допоміжних (одного або декількох) ущільнень і системи забезпечення (тиску, температури і інших параметрів), що створює оптимальні умови для роботи основного ущільнення. Основне ущільнення виконує функції герметизації робочого середовища. Так, в подвійному торцовому ущільненні основним є внутрішнє торцове ущільнення, яке контактує з робочим середовищем. Допоміжні ущільнення – це ущільнення щілинного або контактного типу, що встановлюються в залежності від їх призначення або перед основним ущільненням, або після нього.

Функціональне призначення систем забезпечення визначається областю застосування основного ущільнення. Так, якщо ущільнення працює в високотемпературних рідинах, ця система забезпечує зниження температури в зоні основного ущільнення. В ущільнювальних комплексах, які працюють в середовищах

з високим вмістом твердих включень, ця система забезпечує зниження концентрації твердих включень перед основним ущільненням. В агресивних середовищах система забезпечення дозволяє знизити або виключити вплив агресивного середовища на деталі основного ущільнення.

Порядок побудови складної ущільнюючої системи наступний.

1. Оцінка величини тиску ущільнюваного середовища:
   - при тиску ущільнюваного середовища до 10 МПа допускається застосування контактних (сальникових, торцових сальникових або механічних торцових) ущільнень;
   - при тиску ущільнюваного середовища понад 10 МПа у схему слід закладати передвключене щілинне ущільнення та/або кілька ступенів плаваючих кілець (залежно від вимог до надійності обладнання).
2. Оцінка швидкості ковзання в ущільнювальній парі:
   - оскільки, зазвичай, високий тиск середовища досягається високими частотами обертання ротора, доцільно використання чинника *Pv*;
   - при *Pv* менше 150 МПа м/с доцільне використання контактних ущільнень;
   - при *Pv* більше 150 МПа м/с використання контактних ущільнень без передвключених ущільнень неефективно. Контактні ущільнення можна використовувати як замикаючі для герметизації запірної або охолоджуючої рідини. Як основні ущільнення слід використовувати безконтактні ущільнення (щілинні, плаваючі кільця, імпульсні ущільнення або їх комбінації) залежно від інших умов експлуатації. При цьому фактор *Pv* знижується за рахунок зниження тиску на передвключених ущільненнях.
3. Оцінка температури ущільнюваного середовища:
   - при температурі середовища, що ущільнюється, менше 80°С використання як контактних, так і безконтактних ущільнень допускається без спеціальної системи охолодження;
   - при температурі ущільнюваного середовища більше 80°С у схему системи ущільнення слід закладати систему охолодження, яка забезпечує подачу охолоджуючого середовища в зону тертя контактних ущільнень, або між ступенями безконтактних ущільнень.
4. Випадок ущільнення агресивного середовища:
   - застосовується система подачі затворного середовища між основним та допоміжним ущільненнями. Матеріали допоміжного ущільнення повинні бути стійкими до агресивного середовища, що ущільнюється.
5. Випадок ущільнення середовища з абразивними включеннями:
   - застосовуються передвключене допоміжне безконтактне ущільнення та система, що забезпечує зниження концентрації твердих включень перед основним ущільненням.
6. Ущільнюване середовище радіоактивне або екологічно небезпечне:
   - ущільнювальна система формується з одного або декількох (залежно від величини тиску, що ущільнюється) ступенів передвключених безконтактних ущільнень, основного, замикаючого і кінцевого ущільнень. Система повинна містити лінію подачі замикаючого середовища між внутрішніми передвключеними і основним(и)

ущільненнями. Замикаюче середовище може одночасно використовуватися як охолоджувальне (див. п.3).

Для різних відцентрових машин значення показників герметичності та вібраційної надійності є різними та вибираються згідно технічних умов їх використання. Отримані наукові результати та рекомендації дозволяють цілеспрямовано впливати на формування таких характеристик, де покращення однієї з них призводить до погіршення показників для іншої.

Після формування остаточної схеми ущільнювальної системи виконується розрахунок кожного ступеня як окремого ущільнення. За результатами вноситься коригування в остаточну конструктивну схему системи ущільнення з метою узгодження параметрів ступенів ущільнень між собою.

Крім того, необхідно провести оцінку впливу ущільнень на динаміку ротора відцентрової машини шляхом побудови амплітудної та фазової частотних характеристик та розрахунку меж стійкості. У разі незадовільних результатів слід внести зміни до геометричних параметрів ущільнень з метою відбудови гідромеханічної системи від резонансних режимів роботи. Таким чином досягається максимальна гармонізація між герметизацією та вібраційною надійністю.

В додатках наведені результати експериментальних досліджень, що підтверджують адекватність побудованих математичних моделей, акти впровадження результатів роботи в «НАЕК «Енергоатом» та інших промислових підприємствах та навчальних закладах, список публікацій здобувача за темою Дисертації.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну проблему створення моделей ущільнень з урахуванням гідродинамічних процесів в кільцевих каналах в'язкої рідини, стінки яких обертаються, прецесують і одночасно здійснюють радіально-кутові коливання, що вирішує протиріччя між вимогами до герметичності та вібраційної безпеки і рівнем розвитку методологічної бази та технічну проблему конструювання герметизуючих систем на основі конфігурування зі складових ущільнень з метою досягнення гармонізації між герметичністю та вібраційною надійністю. У межах запропонованого напрямку досліджень отримані такі наукові результати:

1. Побудовано моделі контактних і безконтактних ущільнень, в яких вперше враховано вплив гідродинамічних характеристик герметизуючих пристроїв на динаміку ротора відцентрової машини і отримано аналітичні залежності, які враховують вплив процесів, що відбуваються в ущільнюваному середовищі, в тому числі:
   – Контактних сальникових ущільнень, де вперше враховані передвключена безконтактна і контактна ділянки, що дозволяє описати повний цикл функціонування, включаючи пусковий, базовий режими та зупинку відцентрової машини, на відміну від відомих моделей, де аналізується тільки базовий режим. Математична модель ґрунтується на спільному вирішенні системи рівнянь руху рідини і напружено-деформованого стану елементів ущільнення, тобто вирішено задачу

гідропружності. Це дозволяє цілеспрямовано впливати на характеристики ущільнень при проектуванні.

- Контактних торцових ущільнень, де вперше враховано вплив гідродинамічних процесів, що відбуваються в ущільнюваному середовищі, і його взаємодію з елементами ущільнень. Математична модель ґрунтується на спільному вирішенні системи диференціальних рівнянь руху робочого тіла, нерозривності течії, стану і енергії, що описують гідро- і термодинамічні процеси в ущільнювальному тракті і зміни параметрів руху системи, що дозволило отримати аналітичні залежності для розрахунку параметрів ущільнень на стадії конструювання. Запропонована модель, на відміну від відомих, забезпечує аналіз ряду процесів при переході торцового ущільнення від стадії спокою аж до виходу на режим номінальної частоти обертання і навпаки, тобто від сухого до рідинного тертя, та визначено умови виникнення рідинного тертя.
- Безконтактних щілинних ущільнень, в яких вперше враховано вплив гідродинамічних характеристик ущільнень на динаміку ротора. Математична модель ґрунтується на спільному вирішенні системи нелінійних рівнянь нестаціонарних тривимірних (спіральних) течій рідини для визначення гідродинамічних сил і моментів, що виникають в ущільнюючих зазорах. Це дозволяє будувати амплітудні і фазові характеристики і оцінювати межу динамічної стійкості системи.
- Імпульсних ущільнень, для яких вперше отримані амплітудні і фазові характеристики та межа стійкості, що дозволяє налаштовувати ущільнення на роботу у вібраційно безпечному режимі.

2. Для нового класу контактних ущільнень, заснованих на принципі саморегулювання, вперше побудовано модель гідромеханічних та теплових процесів в них. Отримано аналітичні залежності для розрахунку характеристик ущільнень з системою саморегулювання, що дає можливість враховувати експлуатаційні параметри на етапі їх проектування.
3. Вперше отримано моделі, що описують гідродинамічні процеси в імпульсних ущільненнях як системах автоматичного регулювання торцового зазору і протікання. На їх основі отримано статичні та динамічні характеристики, а саме: для розмірів торцового зазору і протікання отримано залежності від ущільнюваного тиску, частоти обертання ротора, коефіцієнта навантаження і зусилля попереднього стиснення пружин; визначено коефіцієнт гідростатичної жорсткості, умову статичної стійкості, діапазон допустимих ущільнюваних тисків; вирази для визначення власної частоти коливань аксіально-рухомого кільця; побудовано амплітудні і фазові частотні характеристики вимушених осьових коливань кільця під дією ущільнюваного тиску, що гармонічно змінюється, виконано аналіз динамічної стійкості.
4. Вперше запропоновано модель системи «ротор – ущільнення» – математичну модель гідродинамічних процесів в щілинних ущільненнях з урахуванням їх впливу на динаміку ротора. Визначено їх динамічні характеристики з урахуванням конструктивних параметрів герметизуючих пристроїв. Розроблено підхід та алгоритми розрахунку динамічних

характеристик роторів, що на практиці дозволяє по амплітудним і фазовим частотним характеристикам визначати межі динамічної стійкості і забезпечувати відлаштування від небезпечних вібраційних зон з використанням аналітичних залежностей, які враховують параметри герметизуючих пристроїв.

5. Запропоновано модель системи «ротор – система авторозвантаження», що виконує функції врівноваження сил, які діють на ротор, та одночасно функції кінцевого ущільнення з регульованими протіканнями. Комплексно така задача розглядається вперше. В моделі дано опис осьових сил, що діють на ротор через частоту обертання ротора, що дозволяє оцінювати їх і для перехідних режимів та особливо важливо при частотному регулюванні тиску нагнітання. Визначено статичні та динамічні характеристики системи. Для рівнянь нестаціонарної течії в дроселюючих каналах вперше враховано як активний, так і інерційний опори. Встановлено, що інерційний опір рідини в дроселюючих каналах врівноважуючих пристроїв надає демпфуючий вплив, суттєво (порядку на 50%) зменшуючи амплітуди резонансних коливань, що підтвердило важливість його врахування при дослідженні динамічних характеристик систем авторозвантаження. При додатковому врахуванні радіальних коливань ротора відцентрового насоса з системою авторозвантаження отримано математичний опис спільних радіально-осьових коливань та амплітудні і фазові частотні характеристики.
6. Отримала подальший розвиток теорія математичного моделювання гідродинамічних процесів в ущільненнях відцентрових машин на основі розробки моделей ущільнень, систем ущільнень, систем «ротор – ущільнення» та «ротор - авторозвантаження», способів їх перетворень та отримання аналітичних розв’язків та засобів забезпечення гармонізації між герметичністю та вібраційною надійністю для використання при конструюванні відцентрових машин.

Досягнута мета дослідження, яка полягала в створенні комплексу математичних моделей гідродинамічних, коливальних і вібраційних процесів в ущільнювальних системах та гідромеханічних системах «ротор – щілинні ущільнення» та «ротор – система авторозвантаження», як інструмент для розрахунку вібраційних характеристик при проектуванні відцентрових машин, що дозволяє враховувати вплив параметрів ущільнень. Результати роботи використовуються в САПР при проектуванні ущільнюючих комплексів, що відображено у листах впровадження.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії:

1. Марцинковский В.А., Шевченко С.С. Насосы атомных электростанций: расчет, конструирование, эксплуатация: монография / под общ. ред. С.С. Шевченко. Сумы: Университетская книга, 2018. 472 с.
ISBN 978-966-680-866-3.
2. Шевченко С.С. Насосы АЭС: Монтаж, эксплуатация, обслуживание, ремонт. Сумы: Университетская книга, 2019. 196 с. ISBN 978-966-680-898-4.

3. Шевченко С.С., Гафт Я.З. Сальниковые уплотнения динамических насосов: монография /под общ. ред. С.С. Шевченко. Сумы: Университетская книга, 2020. 215 с. ISBN 978-966-680-954-7.
4. Шевченко С.С., Моделирование уплотнительных систем роторов центробежных машин: монография/ Сумы: Университетская книга, 2021. 545 с. ISBN 978-966-680-990-5.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації у фахових виданнях:

5. Шевченко С.С., Шевченко А.С. Определение собственных частот ротора центробежной машины с системой автоматического уравновешивания осевых сил. Электронное моделирование. Том 42, № 2 (2020). С. 41–58. https://doi.org/10.15407/emodel.42.02.041
6. Шевченко С.С., Шевченко М.С. Методика расчета параметров контактных уплотнений с системами автоматического регулирования. Электронное моделирование. Том 42, № 3 (2020). С. 99–110. https://doi.org/10.15407/emodel.42.03.099
7. Shevchenko, S. S. (2020). Design Improvement of Stuffing Box Seals of Centrifugal Pump Shafts, Based on the Study of the Sealing Mechanism Physical Model. Journal of Mechanical Engineering, vol. 23, no. 2, pp. 41–52. https://doi.org/10.15407/pmach2020.02.041
8. Shevchenko, S., & Chernov, A. (2020). Development of pulse mechanical seal calculation methods on the basis of its physical model construction. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3(2 (105)), pp. 58–69. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.206721 (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази SCOPUS – Q3*).
9. Shevchenko, S. S. (2020). Computational method for mechanical seal as a dynamic system. Electronic Modeling. 2020. V. 42. No 5, c. 66—81. https://doi.org/10.15407/emodel.42.05.066
10. Shevchenko S. S. (2020). Physical Model and Calculation of Face Packing Seals. Journal of Mechanical Engineering, vol. 23, no. 4, pp. 45–51. https://doi.org/10.15407/pmach2020.04.045
11. Shevchenko S. Analysis of the impact of special constructions of gap seals on the dynamics of centrifugal machines. ScienceRise. 2020. No. 5. P. 3–13. https://doi.org/10.21303/2313-8416.2020.001485
12. Shevchenko S., Shevchenko O. Improvement of Reliability and Ecological Safety of NPP Reactor Coolant Pump Seals. Nuclear and Radiation Safety. 2020. No. 4(88). pp. 47–55. https://doi.org/10.32918/nrs.2020.4(88).06 (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази SCOPUS – Q3*).
13. Шевченко С.С. Моделі процесів функціонування сальникових ущільнень для вдосконалення механізмів герметизації. Електронне моделювання. 2020. Т. 42. No 6, с. 91–107. https://doi.org/10.15407/emodel.42.06.091

14. Шевченко С.С. Разработка математических моделей уплотнительных систем. Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки. Том 31 (70) Ч. 1, № 6, 2020, с. 165–172. https://doi.org/10.32838/TNU-2663-5941/2020.6-1/27
15. Шевченко С. С., Шевченко М. С. Математическое моделирование уплотнений роторов центробежных машин как динамических систем. Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Серия "Информатика и моделирование". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2020. – № 2 (4). С. 85–102. ISSN 2079-0031.
16. Шевченко С.С. Модель і розрахунок гідромеханічної системи ротор - щілинні ущільнення // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: сб. наук. праць. Дніпро: Ліра. 2020. Вип. 32. С.95–111. https://doi.org/10.15421/4220019
17. Шевченко С.С., Шевченко О.С. Підвищення герметичності і екологічної безпеки ущільнень насосів АЕС. Вісник Вінницького політехнічного інституту. No 5(152), 2020. С. 89–96. https://doi.org/10.31649/1997-9266-2020-152-5-89-96
18. Шевченко О.С., Шевченко С.С. Шляхи удосконалення ущільнень для підвищення експлуатаційної безпеки насосів АЕС. Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. №41 (2020), с. 145-154. https://doi.org/10.31498/2225-6733.41.2020.226199
19. Шевченко С.С. Принцип роботи та методика розрахунку ущільнень з плаваючими кільцями. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів, 2020, Вип. 1 (39) с. 49-53. ISSN: 2708-4892
20. Шевченко С.С., Шевченко О.С. Математична модель і методика розрахунку безвального насоса з ущільненнями-опорами для підвищення екологічної безпеки насосного обладнання АЕС. Електронне моделювання. Том 43, № 1 (2021). С. 3–16. https://doi.org/10.15407/emodel.43.01.003
21. Shevchenko S., Shevchenko O., Vynnychuk S. Mathematical Modelling of Dynamic System Rotor-Groove Seals for the Purposes of Increasing the Vibration Reliability of NPP Pumps. Nuclear and Radiation Safety. No. 1(89), 2021. pp. 80–87. https://doi.org/10.32918/nrs.2021.1(89).09 (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази SCOPUS – Q3*).
22. Shevchenko, S. S. Mathematical modeling of centrifugal machines rotors seals for the purpose of assessing their influence on dynamic characteristics. "Mathematical Modeling and Computing" Lviv Polytechnic National University. Vol. 8, № 3 (2021) pp. 422 – 431. https://doi.org/10.23939/mmc2021.03.422 (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази SCOPUS – Q3*).
23. Shevchenko, S. S. Mathematical modelling of dynamic system rotor - groove seals. Electronic Modeling. 2021. V. 43. No 3, pp.17 – 35. https://doi.org/10.15407/emodel.43.03.017

24. Shevchenko, S. S. (2022). General Approach to Modeling of Non-Contact Seals and their Effect on the Dynamics of a Centrifugal Machine Rotor. Journal of Mechanical Engineering, 25(1), 32–39. https://doi.org/10.15407/pmach2022.01.032
25. Шевченко С.С. Загальні принципи та методика моделювання складних ущільнювальних систем. Електронне моделювання. 2022. Т. 44. No 2, с. 15–25. https://doi.org/10.15407/emodel.44.02.015
26. Yu Z, Shevchenko S, Radchenko M, Shevchenko O, Radchenko A. Methodology of Designing Sealing Systems for Highly Loaded Rotary Machines. Sustainability. 2022; 14(23):15828. https://doi.org/10.3390/su142315828 (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази SCOPUS – Q1*)

Праці апробаційного характеру:

27. Марцинковский В.А., Шевченко С.С. Теоретические и экспериментальные исследования сальниковых уплотнений с повышенным ресурсом. Vorträge IX Int. Dichtungstagung. Dresden, 1990.
28. Шевченко С.С. Саморегулируемые сальниковые уплотнения. Труды 6 научно-технической конференции «Уплотнения и вибрационная надёжность центробежных машин». Сумы, 1991. С. 99–107.
29. Gaft J. Z., Zahorulko A., Martsynkovskyy V. A., Shevchenko S. S. Face packing seals: new opportunities for pump rotor hermetic sealing. Proc. of 16th International Conference on Fluid Sealing. Brugge, Belgium, 2000. P. 335–349. (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Web of Science*).
30. W. Marzinkovski, J. Gaft, S. Schewtschenko. Konstruktionen und Berechnung der Dichtungen mit Schwimmringen // Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen: XII Internationales Dichtungskolloquium. – Vulkan-Verlag, Essen, 2001. S. 147–155.
31. V. Martsynkovskyy, J. Gaft, S. Shevchenko. Calculation of Flow and Power Losses to Friction in Radial Stuffing Box Seal // Seals and Sealing Technology in Machines and Devices: Proc. IX International Conference. – Wroclaw-Polanica Zdroj, 2001. – P. 108–115.
32. Шевченко С.С. Модель и расчет динамической системы «ротор – щелевые уплотнения». Доклад на II Международной научно-технической конференции «Динамика, прочность и моделирование в машиностроении». Харьков, 2020. С. 302-306.
33. Шевченко С.С. Анализ влияния специальных конструкций щелевых уплотнений на динамику центробежных машин. Доклад на 8 научно-практической конференции «Фундаментальные и прикладные исследования в современной науке». Харьков, 2020.
34. Shevchenko S.S. Centrifugal machines dynamic system "rotor –groove seals" mathematical model development. Зб. тез XXXIX науково-технічної конференції молодих вчених та спеціалістів ІПМЕ ім. Г.Є. Пухова НАН України. – 2021. – с. 29-31.

35. Shevchenko S., Shevchenko O. General Approach to Modeling of Non-Contact Seals and their Effect on the Dynamics of a Centrifugal Machine Rotor and Environmental Safety. International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (CAMPE-2021) Kharkiv, Ukraine.
36. Shevchenko S.S. General approach to modeling non-contact seals of centrifugal machines. Зб. тез XL науково-технічної конференції молодих вчених та спеціалістів ІПМЕ ім. Г.Є. Пухова НАН України. – 2022. – с. 6-10.
37. Shevchenko S., Shevchenko O., Radchenko M. Assessment of Sealing Systems Impact on the Vibration and Environmental Safety of Rotary Machines. Proc. of the Interdisciplinary Conference on Mechanics, Computers and Electrics (ICMECE 2022), Barcelona, Spain, ID 427.

Винаходи:

38. Шевченко С. С. и др. Торцовое уплотнение. А. с. 1712717. 1991.
39. Шевченко С. С. Сальникове ущільнення валу. Патент UA 151398 U; F16J 15/18 опубл. 13.07.2022 р., бюл. №28 – заяв. u 2022 00856, 23.02.2022 р.
40. Шевченко С. С. Сальникове ущільнення валу. Патент UA 152297 U; F16J 15/18 опубл. 11.01.2023 р., бюл. №2 – заяв. u 202202341, 6.07.2022 р.

АНОТАЦІЯ

Шевченко С.С. Математичні моделі процесів в системах герметизації відцентрових машин – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 01.05.02 – математичне моделювання та обчислювальні методи. – Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є. Пухова НАН України, Київ, 2023.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної проблеми, яка полягає в подальшому розвитку теорії створення надійних ущільнюючих систем з врахуванням особливостей їх впливу на вібраційний стан роторних машин на основі розроблення математичних моделей, які описують вібраційні, гідро- і термодинамічні процеси в ущільнювальному тракті і зміни параметрів руху систем та надають можливість отримати залежності для контактного тиску, моменту тертя і витоків від герметизованого тиску для контактних ущільнень та залежності динамічних характеристик роторів від параметрів безконтактних ущільнень, а також методики конструювання герметизуючих систем при послідовному розміщенні ущільнень.

Побудовано моделі процесів в контактних і безконтактних ущільненнях з урахуванням впливу гідродинамічних характеристик герметизуючих пристроїв на динаміку ротора відцентрової машини і отримано аналітичні залежності, які враховують вплив процесів, що відбуваються в ущільнюваному середовищі, що взаємодіє з елементами ущільнень.

Побудовано математичні моделі та отримано аналітичні залежності для розрахунку герметизуючих пристроїв з автоматичним регулюванням параметрів:

контактних ущільнень з саморегулюванням моменту тертя і безконтактних імпульсних ущільнень з саморегулюванням зазору.

Розглянуто і вирішено проблему моделювання безконтактних щілинних ущільнень з урахуванням впливу гідродинамічних характеристик ущільнень на динаміку ротора, на підставі чого отримані амплітудні і фазові характеристики і межа стійкості.

Запропоновано моделі систем «ротор - ущільнення» і «ротор - авторозвантажувальний пристрій» та визначено їх динамічні характеристики з урахуванням конструктивних параметрів герметизуючих пристроїв. Розроблено підхід та алгоритми розрахунку динамічних характеристик роторів відцентрових машин, що на практиці дозволяє по амплітудним і фазовим частотним характеристикам визначати межі динамічної стійкості і виконувати відлаштування від небезпечних вібраційних зон з використанням аналітичних залежностей, які враховують параметри герметизуючих пристроїв.

На основі отриманих аналітичних рішень для запропонованих моделей створені та впровадженні в практику конструкторських робіт засоби дослідження гідродинамічних, коливальних і вібраційних процесів в системах герметизації відцентрових машин з оцінкою межі динамічної стійкості та отримано рішення низки прикладних задач.

Таким чином досягнута мета дослідження, яка полягала в створенні комплексу математичних моделей гідродинамічних, коливальних і вібраційних процесів в ущільнювальних системах та гідромеханічних системах «ротор – щілинні ущільнення» та «ротор – система авторозвантаження», як інструмент для розрахунку вібраційних характеристик при проектуванні відцентрових машин, що дозволяє враховувати вплив параметрів ущільнень.

Ключові слова: математична модель, ущільнююча система, контактні ущільнення, безконтактні ущільнення, система ротор – ущільнення, система ротор – пристрій авторозвантаження, автоматичне регулювання, динаміка ротора, вібраційна надійність.

ABSTRACT

Shevchenko S.S. Mathematical models of processes in centrifugal machines sealing systems – As the manuscript.

Thesis for a Doctor of Technical Sciences degree in specialty 01.05.02 - Mathematical Modeling and Computational Methods. - G.E. Pukhov Institute for Modelling in Energy Engineering, National Academy of Sciences of Ukraine, Kiev, 2023.

The dissertation is devoted to solving an actual scientific and technical problem to further progress the theory of developing reliable sealing systems with consideration of their influence on the vibration state of machines. The theory is based on the building of mathematical models that describe vibration, hydro- and thermodynamic processes in the sealing channels and changes in the parameters of systems' movement. This allows to obtain dependencies of contact pressure, frictional moment, and leakage on sealed pressure for contact seals and the dependence of the dynamic characteristics of rotors on the parameters of non-contact seals, as well as a method for designing sealing systems for sequential placement of seals.

Models of contact and non-contact seals are constructed, considering the influence of the hydrodynamic characteristics of sealing devices on the dynamics of the rotor of a centrifugal machine, and analytical dependences are obtained, considering the influence of processes occurring in a sealed medium interacting with the elements of the seals.

Mathematical models have been built and analytical dependences have been obtained for computing sealing devices with automatic adjustment of parameters: contact seals with self-regulation of the friction torque and non-contact impulse seals with self-regulation of the gap.

The problem of modeling non-contact gap seals is considered and solved taking into account the influence of the hydrodynamic characteristics of the seals on the rotor dynamics, on the basis of which the obtained amplitude and phase characteristics and the stability boundaries.

Models of the systems "rotor–seals" and "rotor–auto-unloading device" are proposed, and their dynamic characteristics are determined taking into account the design parameters of the sealing devices. A method for computing the dynamic characteristics of rotors of centrifugal machines has been developed, which in practice allows determining the boundaries of dynamic stability by amplitude and phase frequency characteristics and performing detuning from hazardous vibration zones using analytical dependencies that consider the parameters of sealing devices.

As a result of the research, a method was developed for constructing models of sealing systems of centrifugal machines and model design of sealing systems, including an assessment of the impact of seals on the dynamics of the rotor of a centrifugal machine.

Key words: mathematical model, sealing system, contact seals, non-contact seals, rotor–seals system, rotor–auto-unloading system, automatic regulation, rotor dynamics, vibration reliability.