

УДК 621.68 621.56/.59 621.001.63; 621.001.66; 621.001.24; 658.512 621.825
621.826; 621.888.4/.6; 62-27; 62-752.2

УКПШ

№ держреєстрації 0120U102004

Інв. №

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет(СумДУ)
40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2,
тел./факс (0542) 33-41-08

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
д-р фіз.-мат. наук, професор

_____ А.М. Черноус

З В І Т

ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ

Аналіз впливу гідродинамічних сил, які діють у вузьких зазорах ущільнень та опор, на підвищення енергоефективності та зниження шкідливих викидів і вібрацій відцентрових машин

ЧИСЛОВИЙ АНАЛІЗ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ТА РОТОРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМБІНОВАНИХ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИХ ТА ГІДРОДИНАМІЧНИХ ОПОР З КОЧЕННЯМ ДЛЯ ТУРБОНАСОСНИХ АГРЕГАТІВ РІДИННИХ РАКЕТНИХ ДВИГУНІВ (проміжний)

Керівник НДР

канд. техн. наук, доцент

А.В. Загорулько

2021

Рукопис закінчений 21 грудня 2021 р.

Результати роботи розглянуті науковою радою СумДУ, протокол від 23 грудня 2021 р. № 7

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР		А.В. Загорулько
Провідний науковий співробітник		
канд. техн. наук, доцент	22.12.2021	(розд.1-4, висновки)
Відповідальний виконавець		С.М. Гудков
Старший науковий співробітник		
канд. техн. наук, доцент	22.12.2021	(розд. 4, висновки)
Провідний науковий співробітник		В.Б. Тарельник
докт. техн. наук, професор	22.12.2021	(розд. 4, висновки)
Старший науковий співробітник		О.П. Гапонова
канд. техн. наук, доцент	22.12.2021	(розд. 4, висновки)
Молодший науковий співробітник		Я.І. Сапожников
	22.12.2021	(розд. 4)
Молодший науковий співробітник		О.О. Позовний
	22.12.2021	(розд. 3, висновки)
Лаборант		В.В. Іземенко
	22.12.2021	(розд. 3)
Лаборант		І.В. Таран
	22.12.2021	(розд. 3)
Лаборант		С.А. Борсук
	22.12.2021	(розд. 4)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 127 с., 80 рис., 11 табл., 82 джерела.

ОПОРА КОЧЕННЯ, КОМБІНОВАНА ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНА ОПОРА, БАГАТОШПАРИННЕ УЩІЛЬНЕННЯ, ЖОРСТКІСТЬ ТА ДЕМПФІРУВАННЯ, ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, ЕЛЕКТРОІСКРОВЕ ЛЕГІРУВАННЯ.

Об'єкт дослідження – гідродинамічні, трибологічні та динамічні процеси, що відбуваються у вузьких зазорах ущільнень-опор.

Мета роботи – встановлення загальних закономірностей впливу геометрії на гідродинамічні сили, витратні та ротородинамічні характеристики ущільнень-опор за допомогою комп'ютерного моделювання.

Методи досліджень – числові методи скінченних об'ємів елементів для розв'язання рівнянь гідродинаміки; методи експериментальних досліджень для перевірки ефективності роботи та визначення витратних, трибологічних та ротородинамічних характеристик багатошпаринних ущільнень-опор.

У зв'язку суттєвим збільшенням робочих тисків та швидкостей обертання ротора відцентрових машин підвищується складність проблеми герметизації та підвищення ротородинамічних характеристик шпаринних ущільнень та опор. В таких умовах дуже важливими є гідродинамічні сили, що виникають у вузьких зазорах, які можуть бути як стабілізуючими, так і дестабілізуючими. Отже, розвиток методів аналізу силових характеристик багатошпаринних ущільнень-опор, опор кочення, комбінованих гідростатодинамічних опор та методів покращення трибологічних характеристик поверхонь підшипників ковзання і ущільнень викликає значний науковий інтерес та має важливе наукове та практичне значення для отримання нових знань в таких галузях науки, як: галузеве машинобудування, авіаційна та ракетно-космічна техніка, енергетика та транспорт.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: числове розв'язання задачі гідродинамічного змащення кулькових підшипників, які змащуються рідиною, що перекачується (рідкий азот); числовий аналіз несучої здатності комбінованих гідростатодинамічних опор турбомашин; експериментальні дослідження статичних і динамічних характеристик, аналітичне та числове визначення динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування двох- та трьохшпаринних ущільнень-опор; розробка методів та проведення досліджень щодо покращення захисних та трибологічних характеристик поверхонь матеріалів пар тертя опор та ущільнень.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Числовий розрахунок опори кочення, яка змащується рідиною, що перекачується (рідкий азот).....	8
1.1 Вступ.....	8
1.2 Комп'ютерне моделювання та результати числових досліджень кріогенного кулькового підшипника	16
1.3 Висновки.....	25
2 Нова концептуальна технологія безвального насоса	26
2.1 Аналіз конструкцій герметичних і безвальних насосів.....	26
2.2 Нова конструкція карданного магнітного насоса.....	38
2.3 Висновки.....	43
3 Статичні та динамічні дослідження трьохшпаринних ущільнень.....	44
3.1 Експериментальні та розрахункові дослідження при не обертовому валу.....	44
3.1.1 Описання експериментального стенда та методики експерименту.....	45
3.1.2 Розрахункові дослідження при не обертовому валу.....	53
3.1.3 Аналіз результатів експериментальних та розрахункових досліджень.....	56
3.2 Експериментальні та розрахункові дослідження з обертовим валом...	67
3.2.1 Методика експериментальних досліджень.....	67
3.2.2 Результати експериментальних досліджень.....	70
3.2.3 Порівняння експерименту з результатами, отриманими за аналітичними залежностями.....	78
3.3 Розрахункове визначення гідродинамічних сил та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування.....	80
3.3.1 Аналіз течії в тьохшпаринному ущільнені.....	80
3.3.2 Ідентифікація динамічних коефіцієнтів.....	84
3.4 Числові дослідження нових конструкцій трьохшпаринних ущільнень	95
3.5 Висновки.....	104
4 Підвищення якості бабітових підшипників ковзання технологіями електроіскрового легірування.....	106
4.1 Вступ.....	106
4.2 Аналіз основних досягнень і публікацій. Постановка проблеми.....	106
4.3 Виклад основного матеріалу.....	111
4.4 Висновки.....	115
Висновки.....	117
Перелік джерел посилання.....	120

ВСТУП

Одним з найбільш енергоємних видів сучасного обладнання є динамічне обладнання, таке як турбокомпресорні агрегати або турбомашини з електродвигуном. Вібраційний стан роторів відцентрових компресорів визначається динамічними характеристиками безконтактних шпаринних ущільнень і опор. Динамічні властивості ущільнень та опор залежать від режимних і геометричних параметрів, змінюючи які можна впливати в потрібному напрямку на вібрації ротора. Таким чином, для успішного вирішення проблем динаміки ротора потрібно знати конструкції шпаринних ущільнень і опор та конструктивні способи підвищення їх жорсткісних характеристик і демпфіруючих властивостей.

Як відомо, витрата в ущільненнях обмежується за рахунок витрат потенційної енергії тиску на подолання місцевих опорів, і опору тертя по довжині каналу, а іноді і інерційного опору. Чим більше ці витрати, тим менша частка потенційної енергії переходить в кінетичну енергію потоку, тим менше середня швидкість рідини в каналі і її витрата. Таким чином, шпаринні ущільнення не усувають повністю, а лише обмежують витрати.

До ущільнень з дроселюючими щілинами можна віднести лабіринтні ущільнення, в яких переважають місцеві опори. Основною функцією лабіринтних ущільнень є забезпечення мінімальних витоків через ущільнювальні поверхні за умови мінімального гідроаеродинамічного впливу на ротор відцентрової машини. Однак в лабіринтних ущільненнях за рахунок потоку рідини в окружному напрямку, який захоплюється обертовим валом, виникають циркуляційні гідроаеродинамічні сили. Тому в практиці запропонований цілий ряд шпаринних ущільнень, які здатні знизити циркуляційні сили, що викликають зростання прецесії ротора і відповідно вібрацію.

Одним із способів зменшення об'ємних втрат відцентрових насосів є застосування в якості передніх ущільнень робочих коліс шпаринних ущільнень

з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами. Такі ущільнення створюються послідовно розташованими дроселями, коефіцієнт гідравлічних втрат яких приблизно дорівнює сумі коефіцієнтів втрат всіх дроселів. Багатошпаринні ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують об'ємні витрати, а й виконують функції гідродинамічних опор. Тому важливим завданням розрахунку, крім уточнення витратних характеристик, є визначення сил, що діють на ротор з боку рідини в дроселюючих каналах.

Актуальність та значимість проекту для отримання нових наукових знань полягає в тому, що у зв'язку з суттєвим збільшенням робочих тисків та швидкостей обертання ротора відцентрових машин підвищується складність проблеми герметизації та проблеми підвищення несучої здатності та ротородинамічних характеристик шпаринних ущільнень та підшипників ковзання. В таких умовах дуже важливими є гідродинамічні сили, що виникають у вузьких зазорах, які можуть бути як стабілізуючими, так і дестабілізуючими. Застосування комбінованих гідростатодинамічних опор дозволить значно підвищити швидкість обертання ротора та потужність турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів. Та буде запобігати можливим небезпечним контактам ротора з нерухомими частинами корпусу агрегату. Отже, розвиток методів аналізу силових характеристик шпаринних, та опорних і упорних підшипників ковзання викликає значний науковий інтерес та має важливе наукове та практичне значення для отримання нових знань в таких галузях науки, як: галузеве машинобудування, авіаційна та ракетно-космічна техніка, енергетика та транспорт. Актуальність спільного застосування експерименту та числового моделювання при дослідженні витратних, силових та ротородинамічних характеристик зумовлено потребою отримання полів тиску, а також температур для більш точного вивчення режимів течії та для оптимізації геометрії досліджуваних вузлів тертя.

Таким чином, метою даної роботи є встановлення загальних закономірностей впливу геометрії на гідродинамічні сили, витратні та

ротородинамічні характеристики ущільнень-опор за допомогою комп'ютерного моделювання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

- розробка конструкцій і методик досліджень опор кочення, комбінованих гідростатодинамічних опор та багатошпаринних ущільнень-опор;
- числове розв'язання задачі гідродинамічного змащення кулькових підшипників, які змащуються рідиною, що перекачується (рідкий азот);
- числовий аналіз несучої здатності комбінованих гідростатодинамічних опор турбомашин;
- числове та експериментальне визначення ротородинамічних сил в трьохшпаринних ущільненнях;
- розробка методів та проведення досліджень щодо покращення захисних та трибологічних характеристик поверхонь матеріалів пар тертя опор та ущільнень.

1 ЧИСЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ОПОРИ КОЧЕННЯ, ЯКА ЗМАЩУЮТЬСЯ РІДИНОЮ, ЩО ПЕРЕКАЧУЄТЬСЯ (РІДКИЙ АЗОТ)

1.1 Вступ

Завдяки розвитку обробної промисловості зростає попит на роторні машини, здатні функціювати в різних середовищах і в широкому діапазоні швидкостей. Динамічна поведінка та надійність кулькових підшипників, які підтримують обертовий вал є важливими факторами, що впливають на загальну ефективність та термін служби всієї роторної системи. Особливо, у спеціальних середовищах, таких як в рідинних ракетних насосах окислювача, в яких використання мастила та змащування неможливе через низькі умови експлуатації та обмежені умови. Таким чином, сепаратор з політетрафторетилену (ПТФЕ), діє у якості твердого мастила, єдиного способу змащення, який полегшує взаємодію між елементами кулькових підшипників. Змащувальні частинки утворюються головним чином при зіткненні між елементами шарикопідшипників (кульками та доріжками, тощо) та сепаратором передаються до кульки та доріжки, для забезпечення безперебійної роботи кулькових підшипників. Однак, якщо виникає надмірне зношування, міцність сепаратора може бути знижена, що призведе до руйнування структури сепаратора. Крім того, зміна форми сепаратора через ненормальне зношування знижує ефективність кулькового підшипника через зміну зазору між елементами кулькового підшипника і сепаратором. З іншого боку, на відміну від загальних методів змащення (тверде змащення, мастило тощо), коли сепаратор використовується у якості твердого змащення, змащувальні характеристики матеріалу, а також динамічна поведінка сепаратора можуть бути важливими факторами при визначенні робочих характеристик кулькових підшипників. Крім того, асиметрія окружної маси внаслідок часткового зношування, спричиненого періодичним зіткненням із залишковим масовим дисбалансом сепаратора, може зменшити термін служби і ефективність

кулькового підшипника за рахунок збільшення відцентрової сили сепаратора, який обертається з великою швидкістю. Отже, у випадку кулькових підшипників, використовуючих сепаратор у якості твердого мастила, термін служби сепаратора може бути безпосередньо пов'язаний із терміном служби кулькового підшипника.

Уолтерс [1] здійснив динамічний аналіз високошвидкісних кулькових підшипників для кожного елемента, використовуючи метод Рунге-Кутта четвертого порядку. Аналіз виконувався для різних умов контакту між кулькою і сепаратором. Результати аналізу порівнювали з тестовими даними, отриманими шляхом описання поведінки відносного руху з використанням обмежень для кожного контактного елемента. Кеннель та Бупара [2] повідомили, що в'язкість та якість мастила безпосередньо впливають на рух сепаратора. Більше того, вони пояснили, що нестійкий рух сепаратора можна пояснити тертям між елементами кочення та сепаратором. Вони зазначили, що нестійкий рух може збільшуватися зі збільшенням зазору між сепаратором та кулькою.

Парк та ін. [3] ввів мінімальний дисперсійний цепструм (МДЦ) для виявлення поломок кулькових підшипників з метою спостереження періодичних імпульсних сигналів в шумному середовищі, наприклад, дуже малі сигнали, що виникають при початковій несправності. Експериментальні результати показали, що МДЦ може послідовно надавати інформацію про несправності у вигляді періоду несправності без розгляду змінення частотного спектру внаслідок системи та умов вимірювання, таких як тип транспортного засобу, змінення інших деталей поблизу підшипників, місце помилки та місце вимірювання. Таким чином, результати дослідження демонструють, що МДЦ визначає час виходу з ладу чіткіше, ніж інші методи за певних умов. Вільям та ін. [4] проаналізували несправності підшипників за допомогою характеристик нульового перетину (НП) для раннього виявлення та виявлення одноточкових дефектів підшипників у роторних машинах, оскільки функція НП витягується безпосередньо з сигналу коливань у часовій області, використовуючи лише

тривалість між послідовними НП-інтервали. У цьому методі частоту обертання оцінювати не потрібно. Результати показали, що тренування нейронних мереж, що використовують функції, витягнуті з подій з більш серйозними несправностями, є більш вигідними при виявленні малих і великих дефектів підшипників. Крім того, було підтверджено, що функції НП у поєднанні зі штучною нейронною мережею (ШНМ) можуть демонструвати високу ефективність класифікації та низький рівень помилкових тривог у всіх класах. Каракай та Актурк [5] вивчали місцеві дефекти шарикопідшипників з використанням значення від піку до піку, середньоквадратичного значення, коефіцієнта гребеня та ексцентричності. Вони підтвердили, що величина і серйозність вібрації зростає зі збільшенням кількості дефектів, але експериментально доведено, що кореляції не існує між тяжкістю дефекту та амплітудою вібрації. Тому для прогнозування дефекту використовували спектральний аналіз розташування, оскільки характеристики вібрації частково залежать від системи. Вони також успішно проаналізували локальні дефекти кульових підшипників у системах з поганим вирівнюванням і підтвердили їх мікроскопічними фотографіями в кінці експерименту. Результати цих експериментів підкреслюють практичну придатність статистичного та спектрального аналізу. Саттан та ін. [6] експериментально досліджували крутний момент шарикопідшипників і поведінку відмов обойм з різними конструкціями кишень сепаратора. Конструкція з прямокутними кишнями демонструвала більш стабільні характеристики з незначним змащенням при температурах в екстремальних умовах, тоді як кругла кишень сепаратора демонструвала менший момент тертя порівняно з прямокутною кишнею сепаратора при надмірному змащенні. З іншого боку, двоступеневий прямокутний кишеньковий сепаратор показав найбільш стабільну загальну продуктивність при мінімальному змащенні при екстремальних температурах. Носака та ін. [7] оцінювали характеристики кульових підшипників для різних конструкцій карманів сепараторів у криогенному середовищі для рідинно-водневого ракетного турбонасоса. Форми кишень сепаратора були круглою та

еліптичною. Сепаратор з еліптичною кишенею продемонстрував кращі показники в кріогенному середовищі. При цьому, еліптичну кишеню можна було краще охолодити, збільшуючи кількість кріогенної охолоджуючої рідини, що забезпечувалось більшим розміром кишені. Це дозволило перенести стійку плівку ПТФЕ між обоймою та кульками та доріжками, і збільшити несучу здатність підшипника.

Халмінен та ін. [8] представили дві детальні моделі резервних підшипників з сепараторами та без них для динамічного аналізу ротора в активному магнітному підшипнику (АМП). В дослідженні застосовували теорію контакту Герца до дисипації сили при моделюванні сил, використовувалось нелінійне тертя для тангенціальних сил і застосовувалася методика багатотільної системи до розв'язання рівнянь руху. Автори зазначили, що, як правило, кульові підшипники часто пошкоджуються внаслідок виходу з ладу сепаратора. Крім того, робоча характеристика підшипника була покращена за рахунок змінення характеристик сепаратора, включаючи зазор між кулькою і сепаратором, інерційність та характеристики жорсткості/демпфування. Комба та ін. [9] досліджували деградаційні характеристики кулькових підшипників при великих вібраціях та одночасно при великих навантаженнях при змащенні і без змащення. Не змащені підшипники мали погіршення роботи, спричинене зношенням контактної пари, і мали низький термін служби. Крім того, аналіз показав, що крутний момент та відносне зміщення на стадіях зношування є більш складними у не змащених підшипниках, ніж у змащених. І навпаки, мастило захищає від надмірного пошкодження поверхні контакту підшипника, що значно збільшує термін служби підшипника. Захист, що пропонується мастилом, демонструє погіршення якості високонавантажених вібраційних підшипників обумовлених кулькою, на яку сильно впливає пластична деформація. В цих експериментальних результатах, автори запропонували етапи поверхневого зношування підшипників, які не утворені масляною плівкою. Ніу та співавтори [10] запропонували динамічну модель із шістьма ступенями вільності (СВ) для

дослідження динамічної та вібраційної реакції кулькових підшипників з кульовими дефектами. Дослідження показало, що ймовірність попадання кульки в доріжку залежить від початкового положення дефектів на доріжці та складної поведінки кульки. Крім того, коли підшипники знаходяться під дією осьових і радіальних навантажень частотна характеристика спектру огинаючої набагато складніша, ніж у радіальних кулькових підшипників, які навантажені тільки осьовими навантаженнями. Тендон та інш. [11] порівняли методи моніторингу стану для виявлення дефекту зовнішньої доріжки кулькового підшипника. Вимірювання проводили за допомогою різних методів (вібрації, струму статора, акустичної емісії (АЕ) та методу ударного імпульсу (МУІ)) при різних навантаженнях. Моніторинг АЕ виявився найкращим методом, яким слідував МУІ, коли збільшення рівнів вимірюваних параметрів порівнювали з показниками справних підшипників. Таким чином, автори довели, що моніторинг АЕ є найкращим методом, і відзначили, що моніторинг струму статора є відносно ефективним методом, оскільки це безсенсорний метод. Трендафілова [12] запропонувала автоматизовану процедуру виявлення та ідентифікації несправностей у кулькових підшипниках, яка базується на розпізнаванні образів (РО) та аналіз основних компонентів (АОК) вимірюваних вібраційних сигналів. Були розглянуті чотири типи сигналів, а саме відсутність несправності, несправність внутрішнього кочення, несправність зовнішнього кочення та сигнали про несправність тіла кочення. У цьому дослідженні було запропоновано модифікований АОК, який більше підходить для категорійних даних. Поєднання модифікованих методів АОК та РО забезпечує автоматичне виявлення дефектів, виявлених та класифікованих в одну з розглянутих категорій дефектів.

Гупта [13–16] дослідив динамічний рух сепаратора з незбалансованою масою, прикладеною при високій швидкості та з невеликим навантаженням, за допомогою аналітичних та експериментальних методів. Розглянуті як зовнішні, так і внутрішні конфігурації доріжок, а також загальна тенденція була по суті однаковою в обох випадках. Однак абсолютне значення норми зношування

сепаратора і загальні втрати потужності підшипника були значно більшими, коли сепаратор був наведений в контакт з обертовим внутрішнім кільцем. За стабільних умов швидкість зношування сепаратора мала постійне значення, тоді як в нестабільних умовах зношування з часом збільшувалося. Крім того, втрати потужності підшипника зросли за проектну межу, коли рух сепаратора був нестабільним і аналітично показано, що траєкторія перетворюється на спіраль, коли це відбувається.

Босигер та Уорнер [17] аналітично оптимізували конструкцію гіроскопа контролю моменту (ГКМ) з сепаратором за допомогою ADORE. Аналітичні результати перевірені експериментально. Вони враховували зазор, сили тертя, статичні навантаження та кількість кульок при оптимізації конструкції сепаратора підшипника. Манро та співавтори [18] проводили дослідження по вимірюванню крутного моменту у кулькових підшипниках з використанням бронзового сепаратора, покритого свинцем, як у вакуумі, так і в атмосферних умовах. Крутний момент на кульці підшипника зменшувався при невеликих навантаженнях через кулонівське тертя. З іншого боку, результати випробувань продемонстрували, що свинцеве покриття не давало явної переваги при великих навантаженнях. Сюхай та ін. [19] оцінили динамічну стійкість сепаратора з кутовим контактом кулькових підшипників з маслом у якості змащення на високих швидкостях із використанням моделі 6-ти ступенів вільності. Нестійкість сепаратора зменшувалася зі збільшенням швидкості внутрішньої доріжки. Коли швидкість була достатньо великою, ступінь геометричного зчеплення між сепаратором і кулькою також був високим. Таким чином, кількість зіткнень зменшилася, а зміна швидкості центру мас сепаратора стала невеликою. Коли співвідношення зазорів між кульками та напрямними були більшими за одиницю, нестабільність клітки збільшувалася, і траєкторія центру мас мала незвичайну форму. Маніва та ін. [20] експериментально порівняли робочу характеристику сепаратора у вакуумі та атмосферних умовах шляхом проведення динамічного аналізу для оптимізації конструкції сепаратора за допомогою методу Тагучі. Динамічну стійкість

сепаратора аналізували, використовуючи відношення сигнал/шум для двох типів конструкцій сепаратора. Результати показали відмінну робочу характеристику при високих співвідношеннях сигнал/шум. Хуанг та ін. [21] запропонував нову модель для прогнозування залишкового терміну служби кулькових підшипників на основі самоорганізуючого карти (СОК) і методу нейронної мережі зворотного поширення. Ця нова модель відрізняється від інших методів, які використовувалися в минулому, тим, що вона використовує отриманий показник мінімальної помилки квантування (МПК) від СОК. Крім того, результати дослідження були проаналізовані за допомогою шести вібраційних характеристик, включаючи нещодавно розроблений індекс погіршення робочої характеристики, для оцінки ефективності. Результати демонструють, що послідовні та практичні показники погіршення можуть бути успішно вилучені за допомогою індексу MQE, отриманого з підходу СОК, навіть на ранніх стадіях дефектів підшипників. Нарешті, було проведено прискорене випробування підшипників на герметичність. На основі прогнозованої тривалості життя підшипників L10, нещодавно запропонований метод, показав кращу продуктивність, ніж попередні методи. Мішра та ін. [22] запропонував метод використання відстеження порядку на огинаючій вейвлет-дешумованої оцінки короткочасних кутових синхронних усереднених сигналів для діагностики несправностей підшипників кочення, що працюють в особливих умовах. Послідовна обробка сигналу видаляла нерелевантний вміст і розмазування сигналу і виявляла лише гармоніки частоти та спектру несправностей. Байєсівський вейвлетовий підхід, розроблений для обробки зображень, підходить для вилучення детермінованого вмісту з вібраційних сигналів. Запропонована діагностична основа була розроблена та підтверджена за допомогою експериментальних даних. Рю та ін. [23] експериментально оцінювали нестабільність сепаратора, змінюючи конструкцію кишені сепаратора, зазор між кулькою та кишенею та витрати. нестабільність сепаратора оцінювали шляхом вимірювання та аналізу коефіцієнта тертя підшипників, їх величини зношування, і звукових вібрацій. Крім того, була

розрахована функція густини ймовірності (ФГЙ) для швидкості обертання сепаратора. Аналізуючи форму розподілу, отриманого з ФГЙ, було отримано висновок, що зіткнення відбувалися між сепаратором і елементами підшипника, коли розподіл містив більше двох піків, що призвело до прискорення та уповільнення. Рух клітки був стабільним при використанні достатньої кількості охолоджуючої рідини. Крім того, було виявлено, що еліптична кишенька перевершує круглу кишеньку по стабільності. Ян та ін. [24] досліджували вплив таких параметрів сепаратора, як схема потоку масла, форма кишеньки, метод направлення та показники втрат тепла в підшипниковій порожнині за допомогою точної чисельної моделі. При високих швидкостях обертання більша частина повітря надходить у підшипник через внутрішнє кільце, і аналітично було доведено, що схема потоку та потік, створений обертанням сепаратора, є стабільними, особливо на вході в зону контакту. Крім того, сферична кишенька сепаратора демонструє кращу робочу характеристику з точки зору тепловідведення та ефективності змащення порівняно з циліндричними кишеньками. Ці результати свідчать про те, що зазор сепаратора слід проектувати з урахуванням теплогенерації сепаратора.

Як обговорювалося вище, було проведено багато досліджень для оцінки динамічної поведінки обойм доріжок та сепараторів. Проте дослідження доріжок і сепаратора мали в основному теоретичні підходи, а експериментальні дослідження динамічної поведінки сепаратора проводяться дуже рідко. Особливо важко знайти дослідження сепараторів кулькових підшипників, які працюють при криогенних температурах, наприклад, у насосах рідкого ракетного окислювача та насосах для зрідженого природного газу (СПГ).

Власне, сепаратор кулькового підшипника, який використовується в турбонасосі для космічної ракети-носія, включає не тільки орбітальну вібрацію кульки, але і вібраційну складову, що створюється в камері згорання в результаті перехідної вібрації. Таким чином, перехідна вібрація, що впливає на сепаратор, може спричинити часткову втрату зношування, що збільшує дисбаланс маси сепаратора, тим самим збільшуючи радіальну силу сепаратора.

У цій роботі експериментально досліджено динамічну поведінку сепаратора відповідно до її швидкості обертання та дисбалансу маси шляхом аналізу сигналу прецесійного руху сепаратора, розподілу частоти прецесії сепаратора та втрат на зношування елементів кулькових підшипників у криогенному середовищі.

1.2 Комп'ютерне моделювання та результати числових досліджень криогенного кулькового підшипника

Схема кулькового підшипника з основними розмірами наведена на рисунку 1.1. Геометрія підшипника представлена в таблиці 1.1.

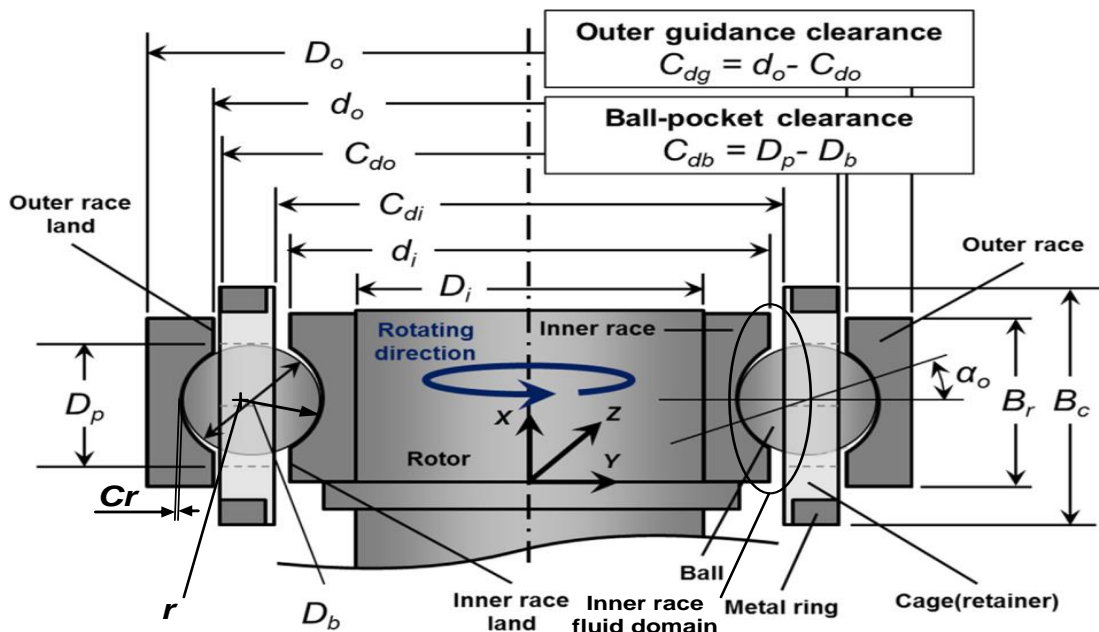


Рисунок 1.1 – Схема кулькового підшипника [25,26]

Моделювання течії рідини в підшипнику відбувалось за допомогою програми ANSYS CFX. Гібридна гекса-тетра сітка побудована в ANSYS Meshing (рис. 1.2). Розглядалось обертання рідинної області з частотою Ω навколо горизонтальної осі X в глобальній системі координат з обертанням кожної кульки навколо власної осі Z в локальній системі координат. Враховувалась кругова прецесія сепаратора в глобальній системі координат, в кишнях якого з зазорами знаходились 10 кульок (рис. 1.3). Граничні умови та параметри турбулентної течії наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.1 – Геометрія кулькового підшипника

Внутрішній діаметр внутрішньої обойми, D_i	70 мм
Зовнішній діаметр внутрішньої обойми, d_i	87,14 мм
Зовнішній діаметр зовнішньої обойми, D_o	125 мм
Внутрішній діаметр зовнішньої обойми, d_o	108,14 мм
Ширина зовнішньої доріжки, L_w	4 мм
Внутрішній діаметр сепаратора, C_{di}	89,2 мм
Зовнішній діаметр сепаратора, C_{do}	107, 107,1 мм
Діаметр кишені сепаратора, D_p	18,66 мм
Ширина сепаратора, B	33 мм
Кількість кульок, Z	10
Діаметр кульки, D_b	17,44 мм
Зовнішній направляючий зазор, C_{dg}	1,14, 1,04 мм
Зазор між кулькою і кишенею сепаратора, C_{db}	1,22 мм
Радіус окружних канавок внутрішньої і зовнішньої кільцевої канавки, r	9,0266 мм
Зазор між кулькою і доріжкою, C_r	58,6, 10 мкм
Гібридна сітка з гекса та тетраелементами	3114500

Таблиця 1.2 – Граничні умови і параметри турбулентної течії

Моделювання турбулентності	Стандартна k-ε модель з функцією масштабування стінки
Шорсткість стінок	Гладкі стінки
Y+ величини	30-300
Навколишнє середовище	Азот (низький тиск – від 10 кПа до 400 кПа, температура – від 50 К до 400 К)
Двофазний аналіз	Однорідна бінарна суміш (модель Redlich Kwong, Real Gas - Aungier Redlich Kwong)
Тепловий аналіз	Повна енергія з адіабатичними стінками
Область обертання рідини, глобальна вісь обертання X (швидкість обертання внутрішньої доріжки, кульок і стінок сепаратора)	5000, 8000, 11000 об/хв
Обертіві стінки кульок, локальна вісь обертання (швидкість обертання)	-5000, -8000, -11000 об/хв
Прецесія внутрішньої доріжки	Не розглядається
Прецесія сепаратора з круговою траєкторією (амплітуда обертання)	80, 100, 180 мкм
Вхід (середній масовий потік, без попереднього закручування)	0,1 кг/с
Вхід (температура)	93 К
Вхід (масова частка рідкого азоту)	1,0
Вихід (середній статичний тиск), відкрита гранична умова	2,5 атм

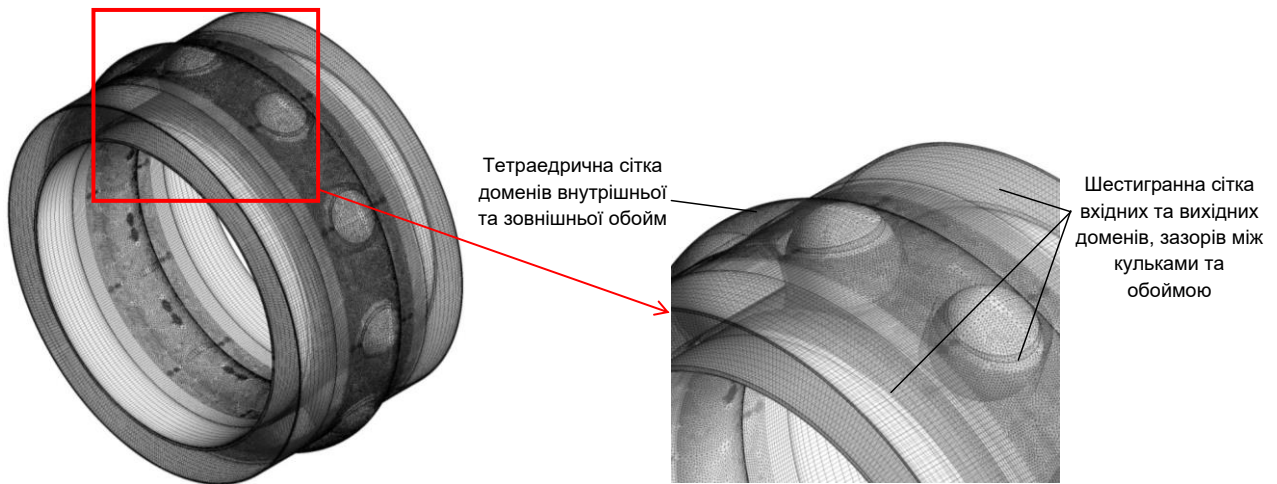


Рисунок 1.2 – Розрахункова сітка рідинної області кулькового підшипника
кочення

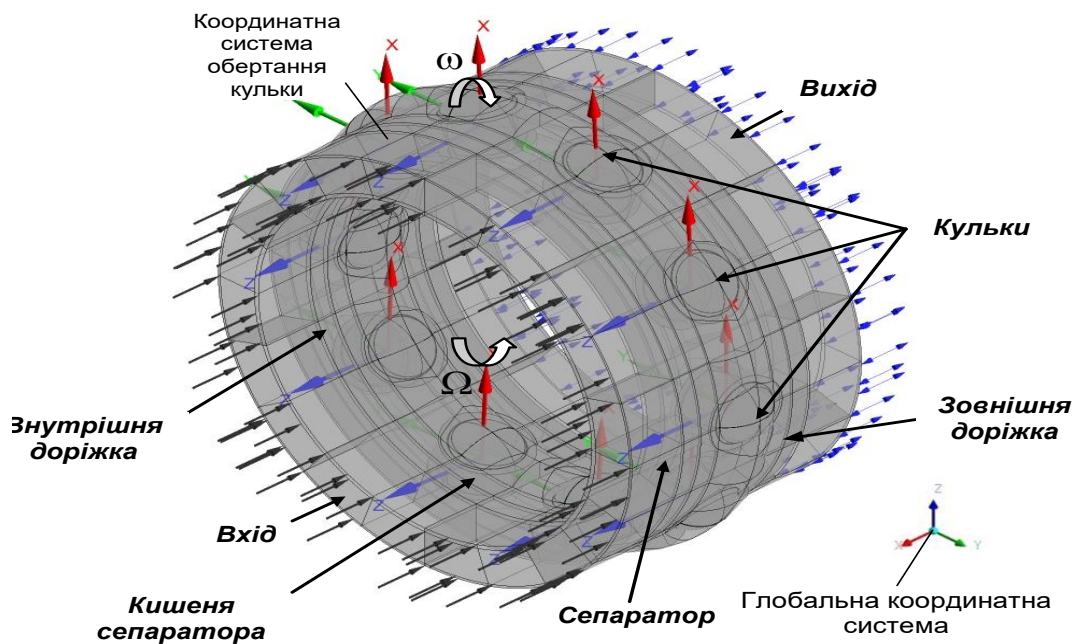


Рисунок 1.3 – Граничні умови

В дослідженні розглядалися лише гідродинамічні умови. На рисунку 1.4 показані результати розрахунку в перетині кулькових підшипників. Представлені розподіли тиску та температури між кульками, сепаратором, внутрішніми і зовнішніми доріжками в окружному напрямку. Напрямок обертання області рідини з кульками і сепаратором проти годинникової

стрілки. Кульки обертаються навколо своєї осі за годинниковою стрілкою. З картині течії видно, що максимальний тиск виникає в зоні збіжного зазору на напрямі обертання кульки між кульками та нерухомою зовнішньою стінкою. Відповідно до розподілу тиску можна сказати, що радіальна сила на сепаратор від зовнішньої бічної стінки кочення більша, ніж від внутрішньої стінки. Картина розподілу температури подібна до розподілу тиску. Більші температури виникають також при збіжному зазорі. Зі збільшенням швидкості обертання різниця тиску і температури збільшується.

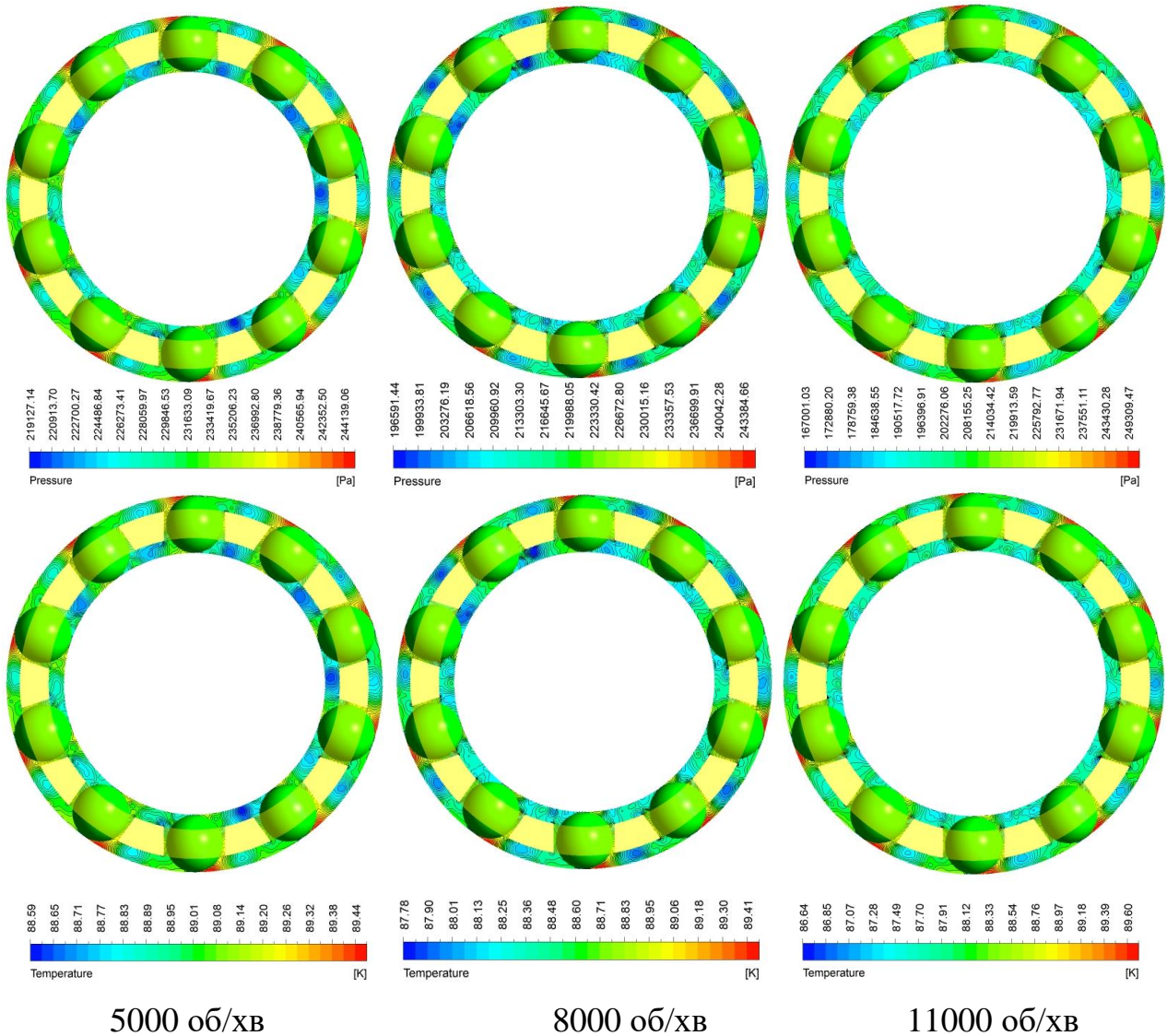


Рисунок 1.4 - Контури тиску та температури в окружному напрямку

З картини розподілу масової частки рідкого азоту (рис. 1.5) видно, що в розглянутій області співвідношення рідини і пари приблизно в рівних пропорціях становить близько 50 відсотків. Зі збільшенням швидкості обертання частка рідини дещо зменшується. Максимальні значення рідкої фракції знаходяться в зонах зазорів на лицьовій стороні кульок, а також на зовнішніх і внутрішніх стінках колодок у напрямку обертання підшипника. Між несучими частинами: кульками, сепаратором і кільцями утворюються вихрові зони. За задньою поверхнею кульок утворюються вихрові зони з мінімальною швидкістю течії, потік рідини сповільнюється. Зі збільшенням швидкості обертання збільшується і максимальна швидкість потоку.

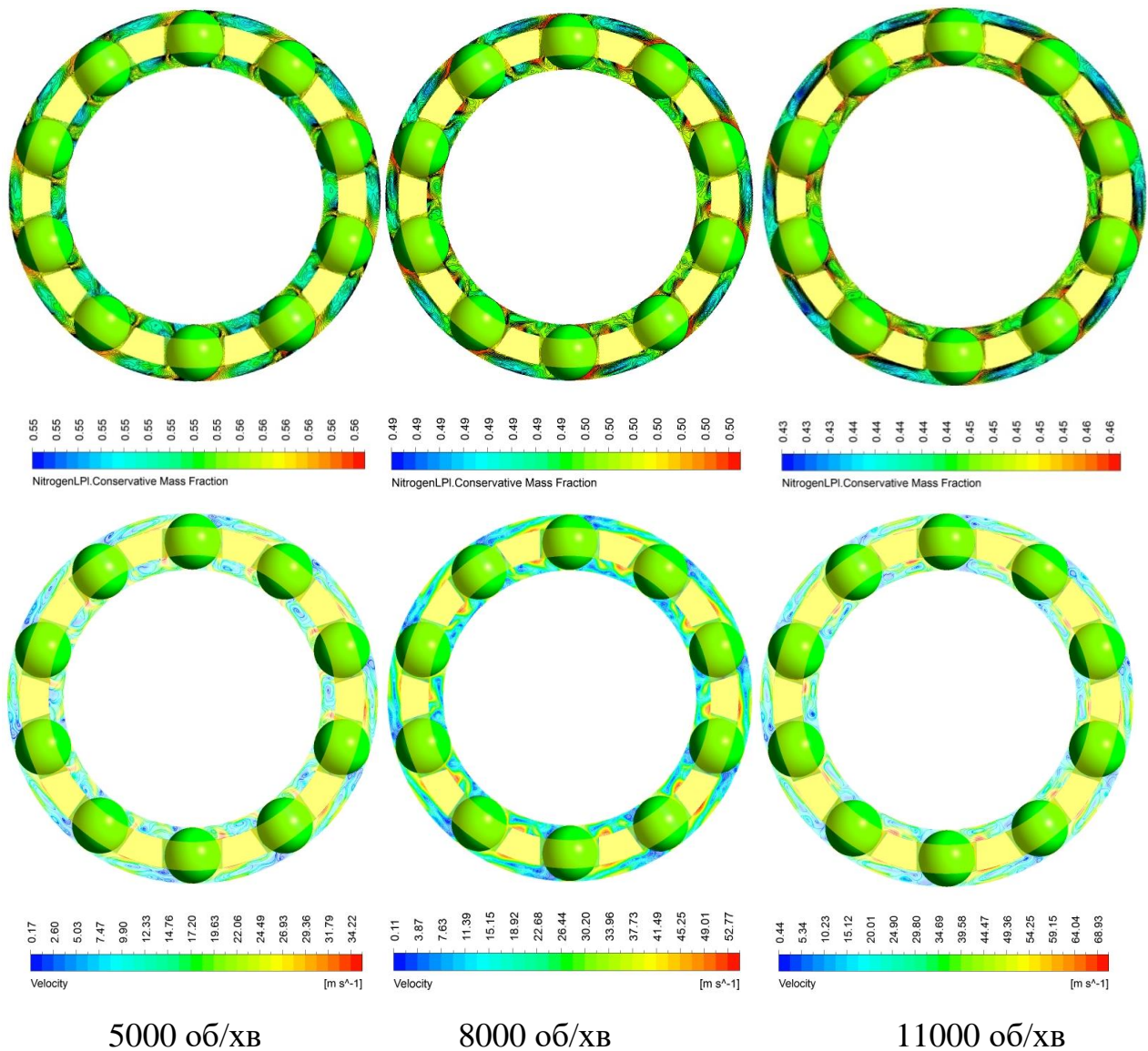


Рисунок 1.5 - Масова частка рідкого азоту та контур швидкості в окружному напрямку

У поздовжньому перетині підшипника (рис. 1.6) в напрямку потоку утворюються вихрові зони у вхідній зоні, потім потік також сповільнюється перед кульками і спостерігається максимальна швидкість потоку між сепаратором і внутрішнім і зовнішнім кільцями. Повна картина потоку рідини в шарикопадшипнику за допомогою ліній току представлена у ізометричному та бічному вигляді (рис. 1.7). Усі ілюстрації представлені для таких значень зазору: зазор між сепаратором та зовнішнім кільцем $C_{dg}=1,14$ мм, між сепаратором та кульками $C_{db}=1,22$ мм (зазор в кишені), між кульками та зовнішньою і внутрішньою доріжками $C_r=58,6$ мкм.

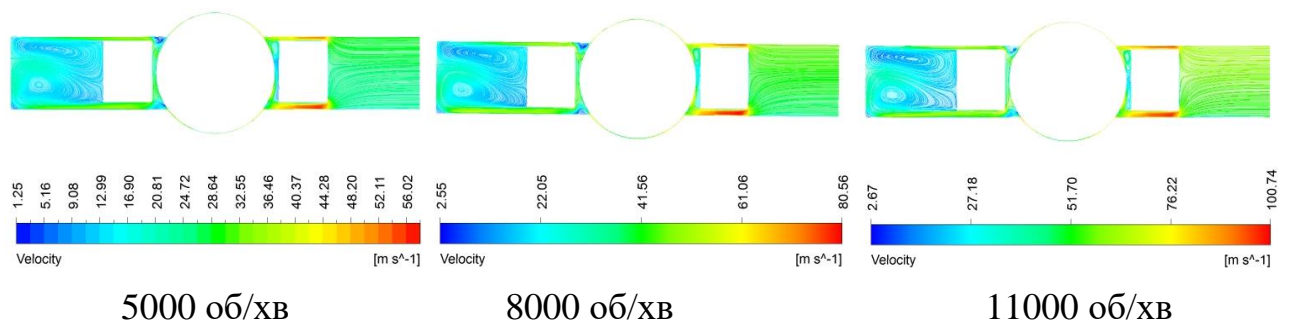


Рисунок 1.6 – Лінії току в поздовжньому перетині

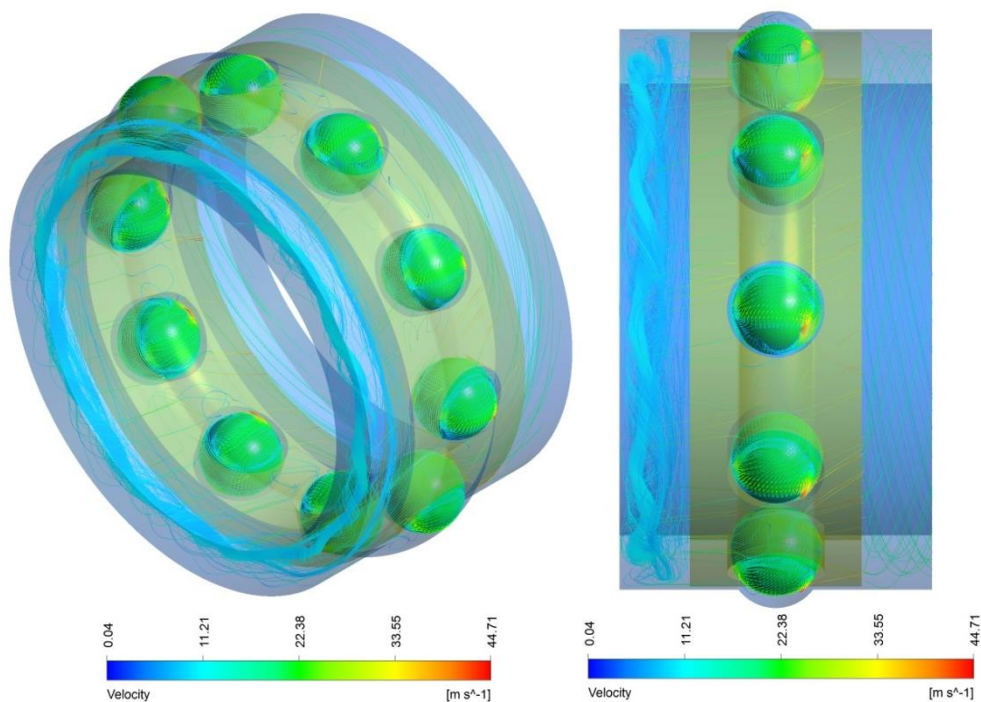
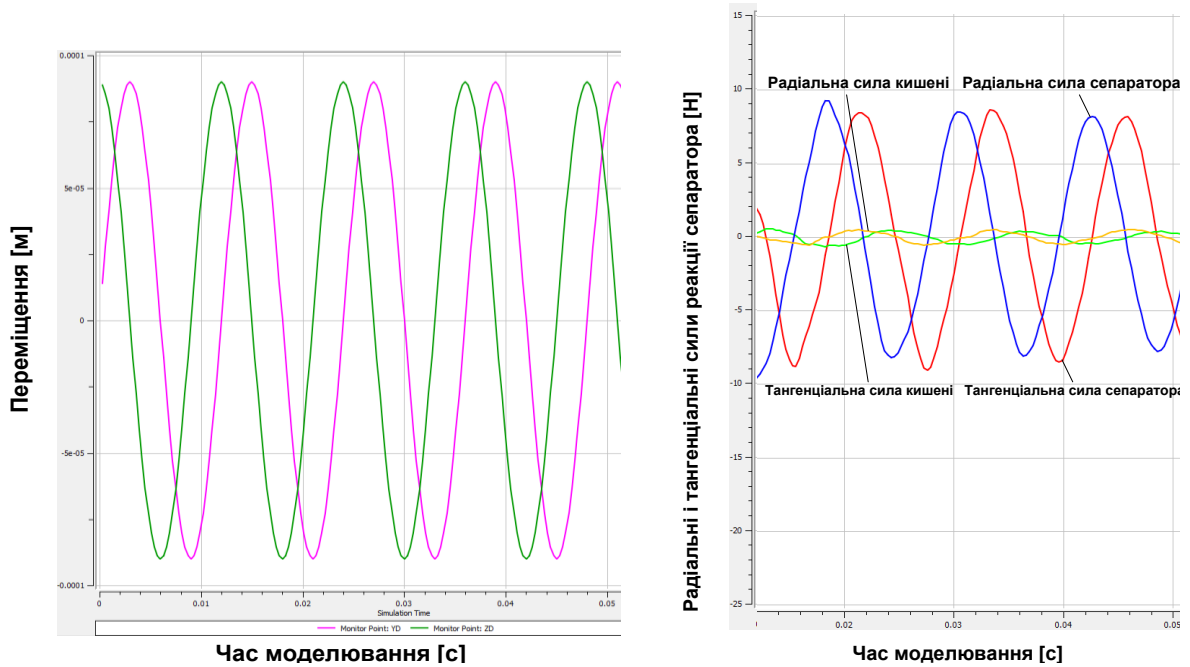
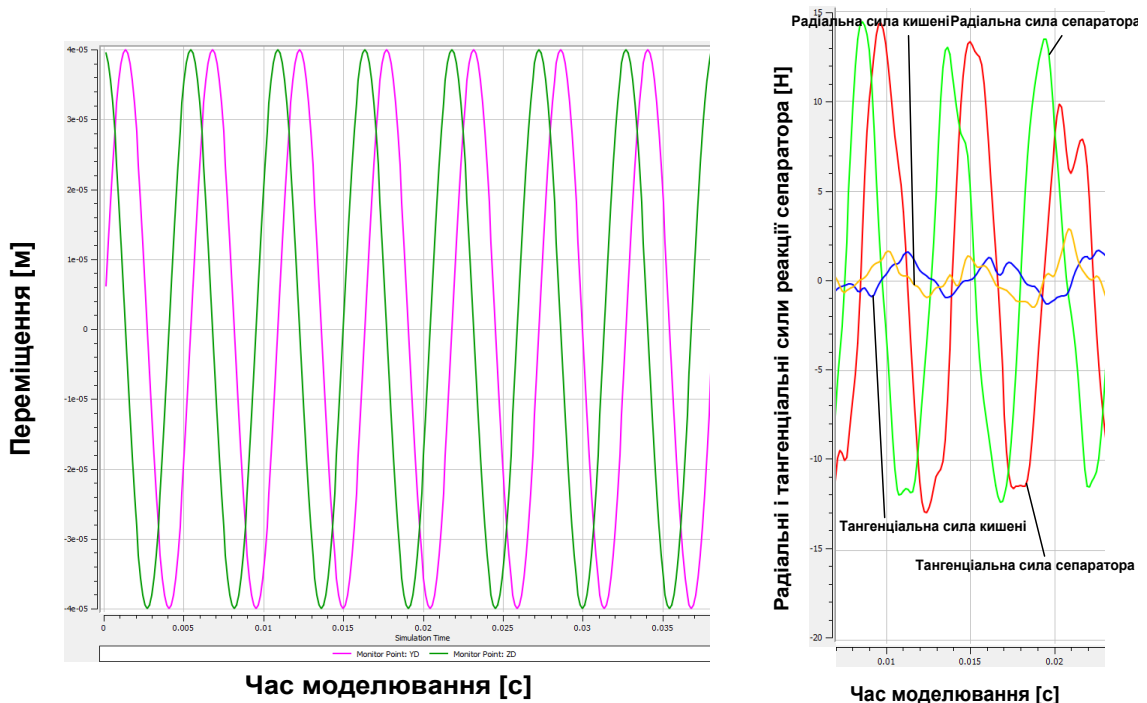


Рисунок 1.7 – Лінії току вздовж осі обертання X

11000 об/хв при прецесійному русі в часі. Загальні радіальні та тангенціальні сили, що діють на сепаратор, набагато більше, ніж сили, що діють на сепаратор в зазорах кишень. Зі збільшенням швидкості обертання ці сили також збільшуються (рис. 1.10 б).



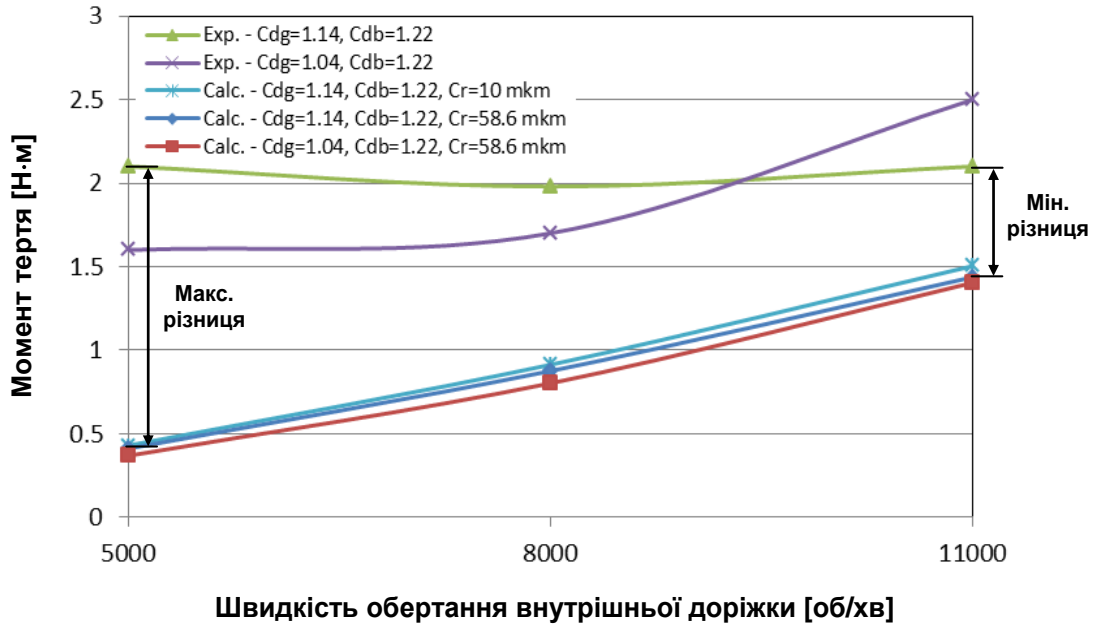
амплітуда прецесії - 180 мкм, 5000 об/хв.



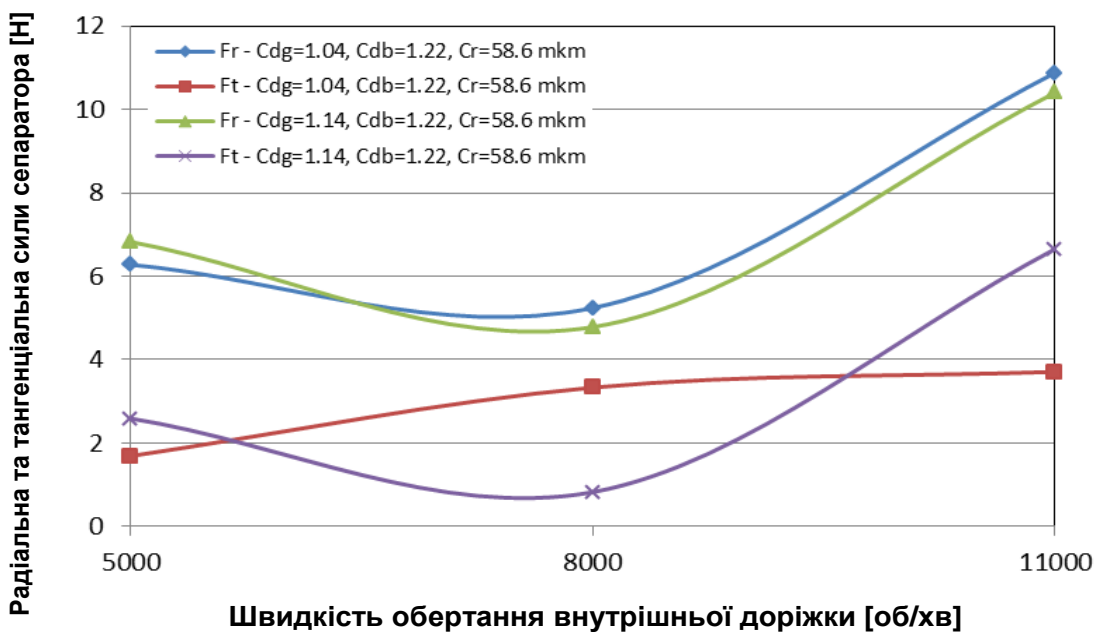
Амплітуда прецесії - 80 мкм, 11000 об/хв.

Рисунок 1.9 – Y і Z переміщення прецесійної траєкторії, радіальні та тангенціальні сили реакції сепаратора

Проведено порівняння результатів моделювання з експериментальними даними для моменту тертя при різних швидкостях обертання внутрішньої доріжки в умовах гідродинамічного змащення (рис. 1.10 а). Мінімальна різниця спостерігається при більших швидкостях обертання.



а)



б)

Рисунок 1.10 – Момент тертя (а), радіальна та тангенціальна сили сепаратора в залежності від швидкості обертання внутрішньої доріжки підшипника

1.3 Висновки

При CFD-моделюванні кулькових підшипників розглянуто турбулентну течію кріогенного середовища (однорідна бінарна суміш азоту, рідина-пар) у обертовій області з прецесійним рухом сепаратора та обертовими кульками при різних швидкостях обертання. Граничні умови: швидкість обертання; вхідна масова витрата, температура, тиск; та середня траєкторія прецесії сепаратора взята з існуючого експерименту [25,26]. Дослідження було зосереджено на аналізі динамічних сил рідини, які діють між обертаючимися кульками, і прецесуючим сепаратором, а також між прецесуючим сепаратором та обертовою внутрішньою та нерухомою зовнішньою доріжками кріогенного кулькового підшипника. В результаті проведено порівняння результатів моделювання та експерименту моменту тертя при різних швидкостях обертання в умовах гідродинамічного змащування. Тепловий аналіз проводився з адіабатичними стінками і не враховував теплообмін між рідиною і твердими тілами. Отримано розподіли ліній току, тиску, температури та масової частки рідкого азоту, що дає змогу краще зрозуміти явища гідродинамічного змащування кріогенним середовищем. Для більш кращого узгодження результатів розрахунку та експерименту необхідно розв'язувати задачу пружногідродинамічного змащення для неконформних контактів кульок із внутрішньою і зовнішньою доріжками.

2 НОВА КОНЦЕПТУАЛЬНА ТЕХНОЛОГІЯ БЕЗВАЛЬНОГО НАСОСА

2.1 Аналіз конструкцій герметичних і безвальних насосів

Основною проблемою відцентрових насосів, що перекачують надчисті, високотоксичні, стерильні або делікатні рідини, є ущільнення вала, які ущільнюють обертовий приводний вал з корпусом. На думку Барнарда з Exxon Chemical Ltd, 80% насосів, які використовуються у хімічній промисловості, виведені з експлуатації через несправності механічних ущільнень, а решта 20% знято внаслідок несправності підшипників, муфт та іншого. Ці насоси мають витрати на технічне обслуговування приблизно вдвічі більші їх вартості протягом перших п'яти років експлуатації [27].

Однією з відповідей на цю проблему є насоси з магнітною муфтою або моторні насоси. Останні мають герметичний кожух, що відокремлює обертові частини насоса від статора. В обох випадках крутний момент передається на ротор за допомогою магнітного поля, що обертається. У насосі з магнітною муфтою обертаюче поле генерується обертовими магнітами, в насосі з герметичним двигуном - електричними обмотками статора. Основною проблемою цих герметично закритих відцентрових насосів є підшипникові втулки ротора, які змащуються та охолоджуються технологічною рідиною. Ці підшипники негайно виходять з ладу, якщо в насосі відсутнє змащення. Також не всі рідини є хорошими мастилами. Рідини з низьким тиском пари випаровуються в підшипниках, а рідини, такі як суспензії СМР (хімічна механічна планаризація), що містять абразивні частини, спричиняють швидке зношування підшипників [27].

На відміну від магнітної муфти, в герметичному двигуні спостерігається більша генерація тепла через додаткові електричні втрати. Спільним для обох типів є те, що підшипники встановлені в просторі перекачуваного середовища повинні бути в змозі протистояти умовам, які присутні в перекачуваній рідині.

Зазвичай використовуються підшипники ковзання, хоча в деяких випадках також використовують роликові підшипники [28].

Підшипники герметично виконаних насосів повинні розташовуватися в барокамері, і тому вони занурені в робочу рідину. Особливі вимоги до цих підшипників вимагають використання гідродинамічних змащених підшипників або магнітних підшипників, за кількома винятками, коли можуть застосовуватися роликові підшипники. Тому важливе значення слід надавати проектуванню та вибору матеріалів. Рідина мастильно-охолоджуючої рідини рідко є мастилом у звичайному розумінні, але частіше рідиною, такою як кислота, їдка речовина, термічне масло (іноді при дуже високих температурах), вуглеводні, скраплений газ тощо з надзвичайно низькими або незначними мастильними властивостями; тобто надзвичайно низької в'язкості. Отже, не можна припустити, що гідродинамічне змащення буде здійснюватися завжди: це означає, що також слід очікувати змішаного тертя. Отже, матеріали, з яких виготовляються підшипники герметичних насосів, повинні мати хороші експлуатаційні властивості в аварійних ситуаціях. Особливе значення слід надавати якомога кращій шорсткості підшипників під час врівноваження навантаження в радіальному напрямку [28].

Радіальне зусилля на насосах обсадних колон може бути значно зменшено, використовуючи подвійний затвор в якості направляючого пристрою. Хоча радіальні сили не виключають одна одну повністю, досягнутого зменшення достатньо для забезпечення задовільних результатів у багатьох випадках. Можна припустити, що сили, що залишилися, знаходяться десь в районі між 15 і 20% відповідної радіальної сили одноступеневого насоса [28].

При перекачуванні хімічних речовин, кислот та їдких рідин, необхідно приділяти велику увагу типу насосів, коли іноді важко зробити вибір між герметичними насосами і насосами з ущільненнями [29].

Переваги приводних насосів типу MAG (герметичні насоси) (рис. 2.1):

1. Спеціальна герметична конструкція насоса запобігає витокам та викидам, оскільки у випадку хімічних речовин, агресивних рідин, вибухонебезпечних та легкозаймистих рідин може бути дуже небезпечними для обслуговуючого персонала, і особливо для навколишнього середовища. Отже, герметичні насоси дозволяють дотримуватися суворих вимог до безпеки навколишнього середовища, які вимагаються багатьма нормами. Не слід також забувати, що деякі рідини можуть бути дуже дорогими, і їх втрата через несправність ущільнень може спричинити великі зайві додаткові витрати.

2. Герметичні насоси дуже надійні і потребують дуже низького обслуговування завдяки своїй простій конструкції. За нормальних умов роботи ці насоси можуть експлуатуватися без будь-якого ремонту більше десяти років, тому їх термін дії значно знижується, якщо використовувати ущільнювальні та опорні вузли, і навіть якщо завжди перевіряти ущільнювальні кільця та підшипники кожні один/два роки, щоб просто переконатися про їх зношування.

3. Муфта в них має дуже просту конструкцію, оскільки немає необхідності в регулюванні положення двигуна/насоса.

Недоліки герметичних насосів (рис. 2.1):

1. При застосуванні навіть із невеликим відсотком твердих речовин герметична насосна система не є відповідним рішенням. Герметичні насоси насправді можуть працювати лише з чистими рідинами без твердих речовин у суспензії.

2. Насоси з магнітним приводом, як правило, дорожчі за насоси з механічним ущільненням. Однак, як зазначалося вище, витрати на технічне обслуговування дуже скорочуються протягом терміну служби насоса, і ці довгострокові фінансові переваги слід враховувати при виборі конструкції насоса.

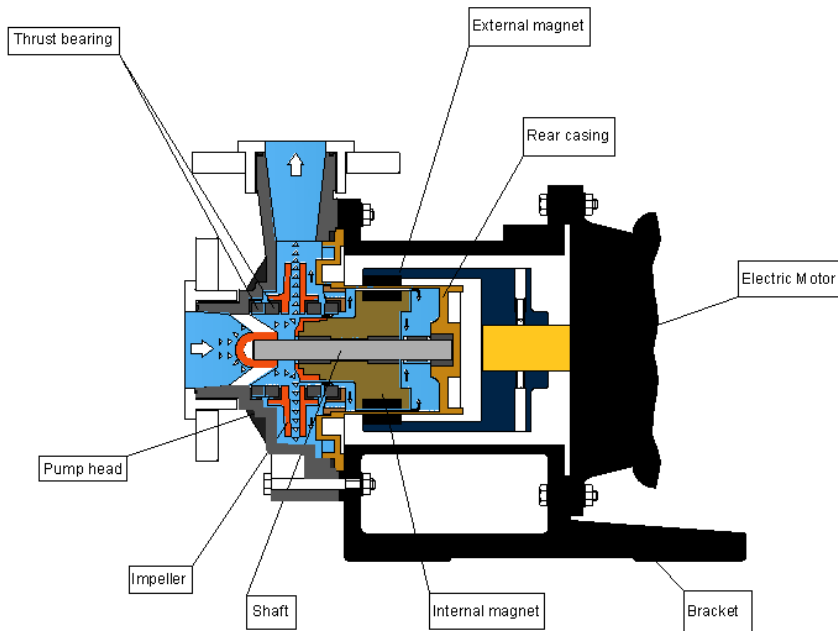


Рисунок 2.1 - MAG приводний насос [29]

Насоси типу MDH та MDH-D (рис. 2.2) розроблені з армованого скловолокневого поліпропілену або армованого вуглецевим волокном фторопласту (PVDF). MDH-D вказує на те, що насос має вуглецеву втулку і, отже, яка не пошкоджується при режимі без змащення. Ці насоси використовують центральну опорну систему з пластиковим покриттям, яка утримує кріплення двигуна на підлозі, щоб запобігти корозії двигуна, якщо насос іноді знаходиться у рідині [30].

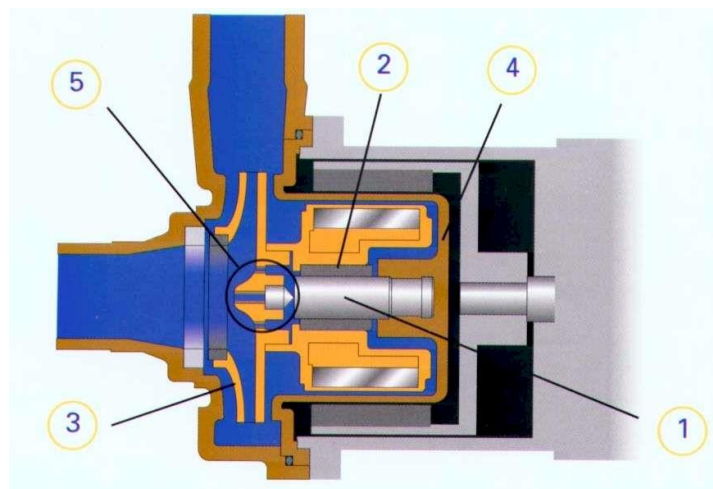


Рисунок 2.2 - MDH MAG приводний насос [30]

1 - керамічний шпиндель, 2 - вуглецевий підшипник, 3 - формоване робоче колесо, 4 - задній кожух, 5 - штифтовий підшипник

Насоси типу MAGNATEX - надійні, довговічні, мають змінні вкладиші, і є магнітними насосами. Вони є добрим рішенням при перекачуванні корозійної рідини з низькою та середньою течією. Ці насоси забезпечують тривалий термін експлуатації, який не потребує технічного обслуговування, з низькою початковою вартістю та низькою загальною вартістю використання. Змінні вкладиші роблять ремонт простим і недорогим без використання спеціальних інструментів [31-33].

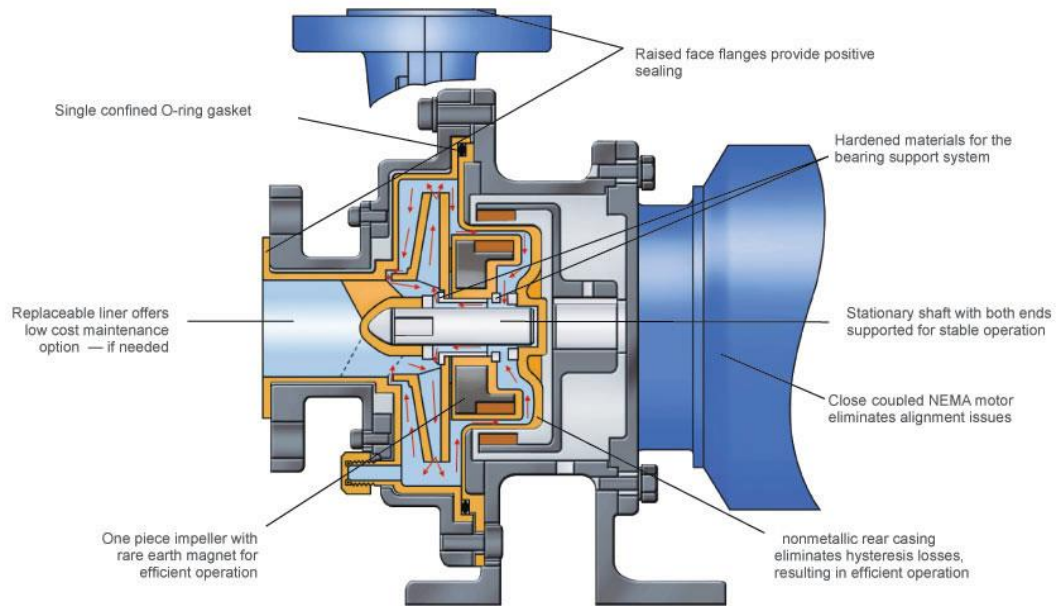


Рисунок 2.3 - Насос типу MAGNATEX [31]

Нагрівальні насоси з магнітним приводом (рис. 2.4) використовуються для перекачування розплавленої сірки протягом десяти років з дуже хорошими результатами. Через природу сірки ці насоси мають особливу конструкцію. У зоні магнітного зчеплення/ізоляції необхідний хороший теплообмін, щоб розсіювати тепло, спричинене магнітними втратами. Підшипникові втулки виготовлені з ерозійно стійкого карбиду кремнію та мають інтенсивне змащення, що також дозволяє функціонувати на менших потужностях. Проте насос має певну мінімально допустиму витрату, щоб уникнути генерації тепла всередині. Інтенсивна зона нагрівання навколо корпусу насоса та навколо ізоляційної зони забезпечує постійну температуру

під час роботи та безпечний пуск. За допомогою зливного кожуха насоса можна спорожнити насос без ризику кристалізації сірки після його відключення [34].

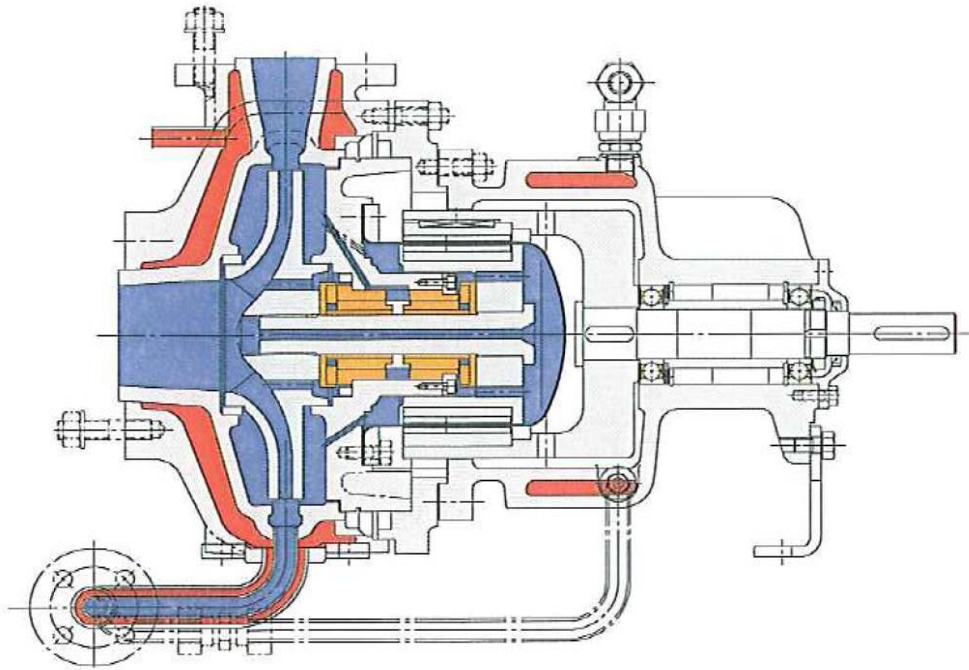


Рисунок 2.4 - Нагрівальний насос з магнітним приводом [34]

Відділ Rotos групи Gruppo Aturia розробив велику програму насосів для промисловості з новою повноцінною лінійкою насосів без магнітних приводів. Він спеціалізується на застосуванні, розробці та розподілі технічно вдосконалених, герметично закритих магнітних насосів (рис. 2.5) [35].

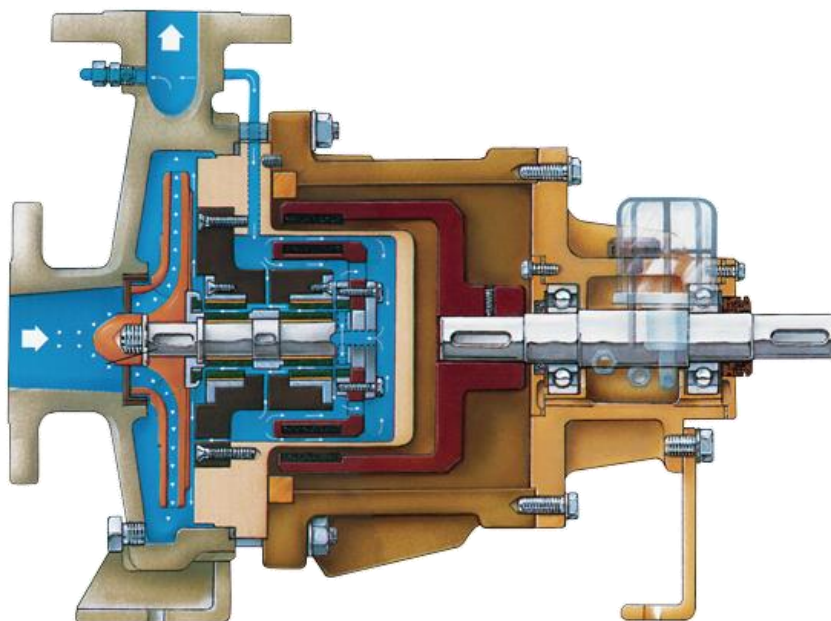


Рисунок 2.5 - Безущільнювальний магнітний приводний насос Gruppo Aturia [35]

Насоси Magnetic Drive (МД) (рис. 2.6) - це екологічно чисті насоси, які використовуються для максимального захисту від витоків. Насоси МД призначені для перекачування легкозаймистих, токсичних або забруднюючих ґрунтових вод рідин, при яких не може бути ризику витоків. Насоси МД зазвичай використовуються для перекачування ізоціанатів, розчинників таких як фенол та ксилол, гербіцидів, пестицидів, фунгіцидів, бензолу та інших небезпечних органічних рідин, включаючи слабоабразивні фарби та підсолоджувачі. Їх використання поширюється на програми, де витокі будуть дорогими, наприклад з високоочищеними хімічними речовинами або там, де потрібні тривалі інтервали до капітального ремонту, зменшуючи витрати на обслуговування [36].

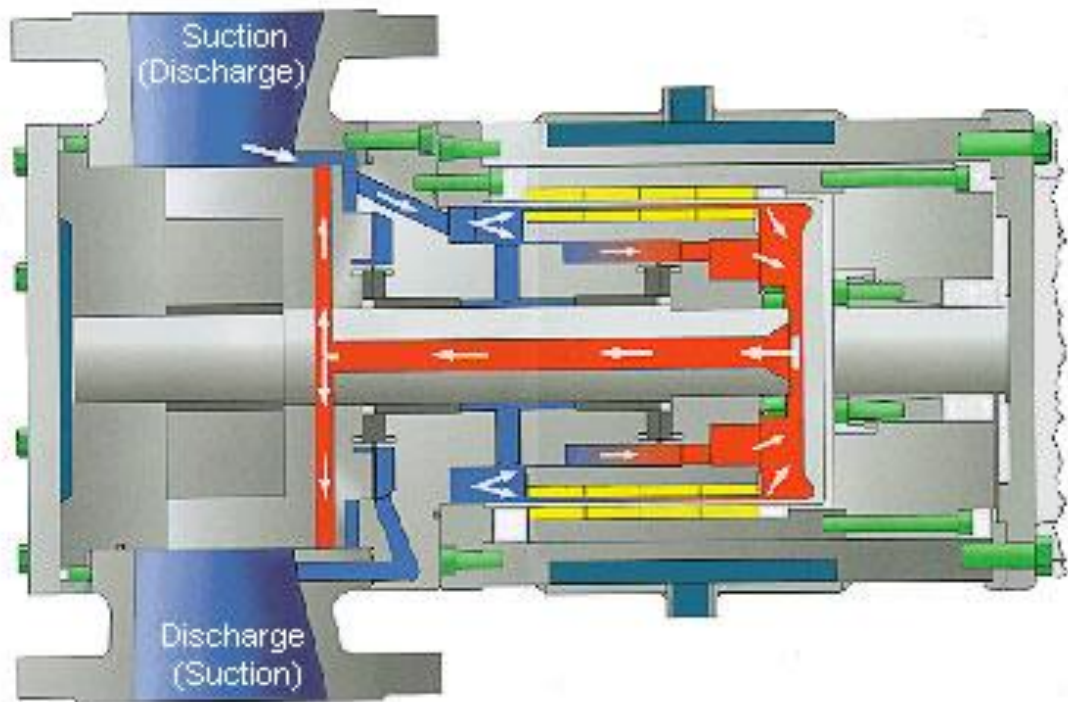


Рисунок 2.6 - Насоси з магнітним приводом від Flow-Tech [36]

Насоси без використання ущільнень, які в кінцевому підсумку можуть виходити з ладу, що вимагає дорогого обслуговування. Насоси Sundyne HMD Kontro без ущільнень із магнітним приводом (рис. 2.7) мають економічну надійну альтернативу традиційним конструкціям герметичних насосів [37].

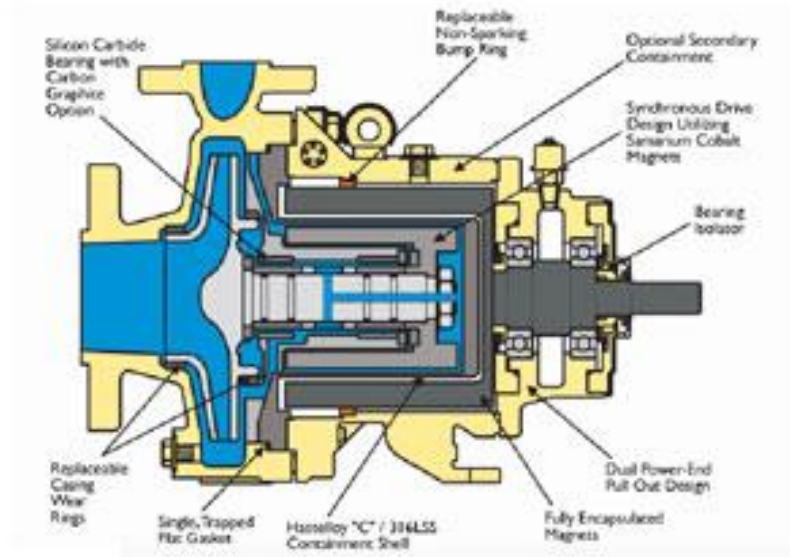


Рисунок 2.7 - Насос магнітного приводу Sundyne HMD Kontro [37]

Ключовою особливістю насоса Levitronix (рис. 2.8) (Технологія безпідшипникових двигунів), що відрізняє технологію безпідшипникових двигунів, є те, що він поєднує в собі один і інший двигун та магнітний підшипник [38].

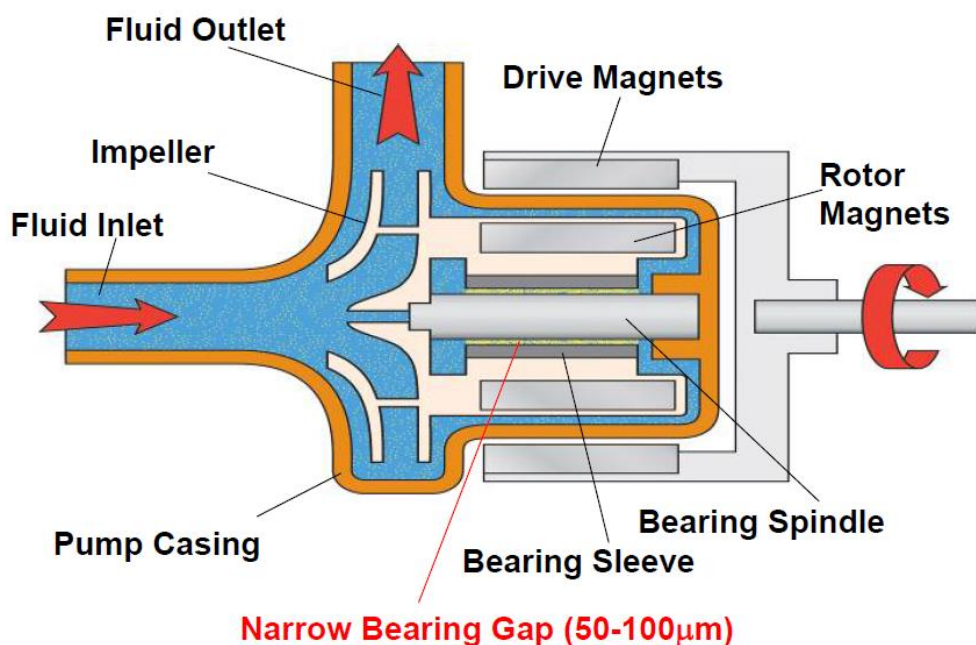


Рисунок 2.8 – Насос типу Levitronix [38]

Конструкція підшипника насоса HVAD HeartWare (рис. 2.9) забезпечується гідродинамічним змащенням та пасивним магнітом. Ротор

отримує несучу здатність від сили рідини в тонких, рідких плівках крові, що розділяють корпус ротора і насоса, на основі відносного руху поверхонь [39,40].

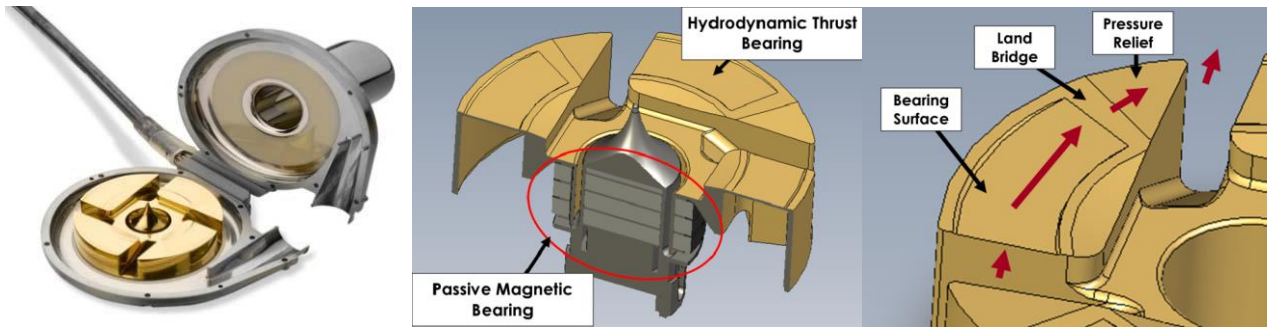


Рисунок 2.9 – Конструкція підшипника насоса HeartWare HVAD [40]

Bosch Mahle Turbo Systems використовує два окремих плаваючих підшипника (рис. 2.10). Підшипники поєднують в собі низьке тертя та надзвичайну довговічність. Це має вирішальне значення, особливо для використання на комерційних автомобілях. З метою задоволення дедалі жорсткіших вимог щодо викидів на сторонах компресора та турбіни використовуються подвійні ущільнювальні кільця валів [41-44].

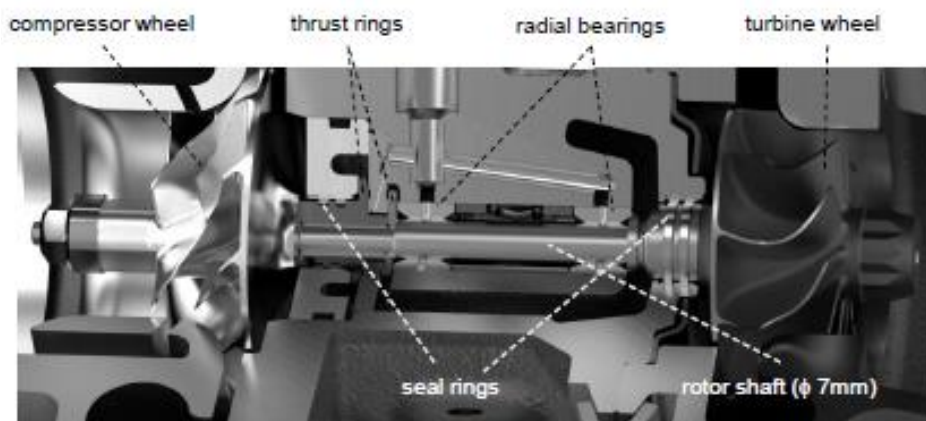


Рисунок 2.10 – Конструкція ротора автомобільного турбокомпресора [41]

Поперечний перетин горизонтального багатоступінчастого насосу високого тиску HGM (KSB Aktiengesellschaft), представлений на рисунку 2.11, забезпечує безперебійну роботу завдяки підшипникам з внутрішнім

змащенням, і не потребує допоміжних систем та технічного обслуговування. Осьовий пристрій розвантаження осьової сили: комбінація радіально-опорного підшипника з внутрішнім змащенням та запатентованого інтегрованого упорного підшипника [45].

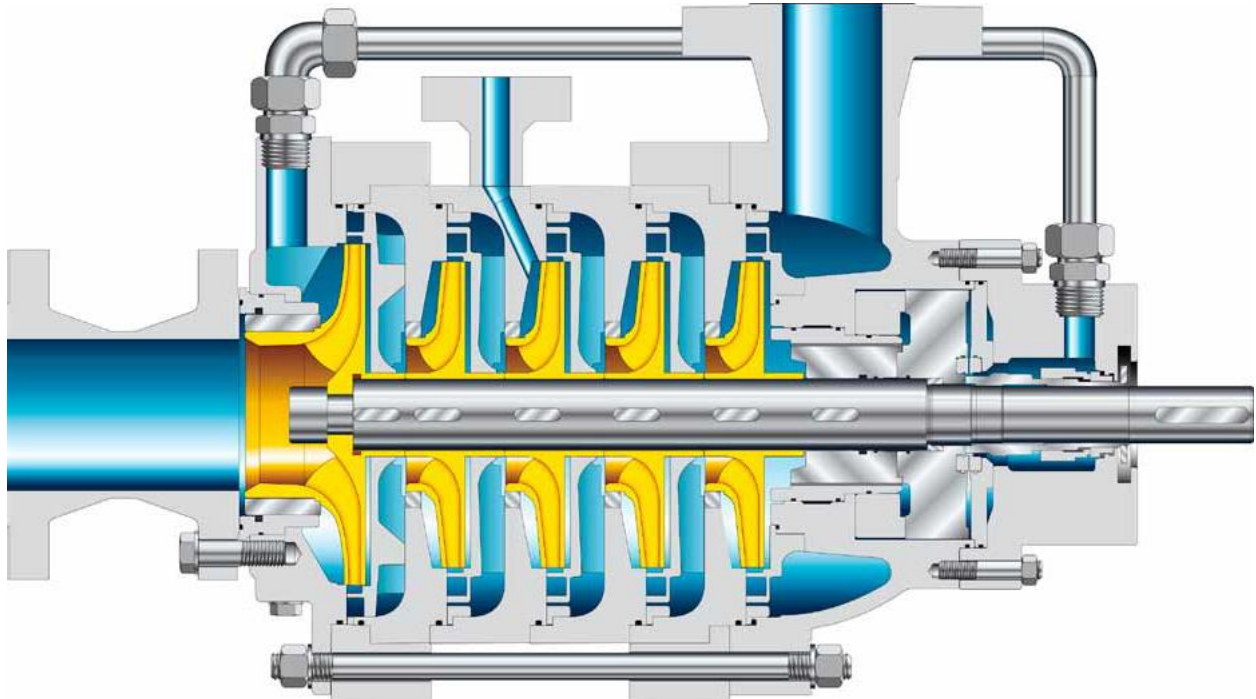


Рисунок 2.11 – HGM насос [45]

Консольний одноступінчастий насос [46], у якого торцеве та шпаринне ущільнення мають функцію радіально-осьового підшипника. Схема одноступінчастого насоса представлена на рис. 2.12. Робоче колесо 4 з'єднане з гнучким ротором 13 через сферичне шлицеве з'єднання 14. Діаметр ротора оцінюється з умови забезпечення міцності ротора для заданого крутного моменту. Передні 1 та 9 задні ущільнення виконують роль радіальних гідростатичних підшипників. Система, що складається з кільцевого дроселя 9, торцевого дроселя 11 і камери 10, виконує роль саморегулюючого радіально-осьового гідростатичного підшипника. Радіальні лопаті 7 корпусу 5 уповільнюють окружний потік у задній кишені 6. Високий тиск у задній кишені 6 регулюється задньою прокладкою, покращуючи несучу здатність радіального підшипника 9. Завдяки гнучкості ротора, робоче колесо має свободу радіального, осьового та кутового рухів. Тому робоче колесо здійснює

самоцентрувальну дію під впливом гідростатичних сил і моментів у кільцевих ущільненнях і самого гіроскопічного моменту. В результаті амплітуда вимушених коливань зменшується. Кінцеве ущільнення 12 герметизує малий тиск на вході, і завдяки малому діаметру крутильного ротора ущільнення працює з низькою окружною швидкістю. В якості торцевих ущільнень можуть бути використані прості конструкції контактних торцевих ущільнень, запірні газові безконтактні імпульсні ущільнення з радіальним розташуванням ступенів і подачею технологічного повітря, а також магніторідинні ущільнення.

Як і в автоматичних системах врівноваження осьових зусиль, кільцевий дросель 9, камера 10 зі змінним тиском і регулюючий кінцевий дросель 11 утворюють регулятор осьового положення ротора.

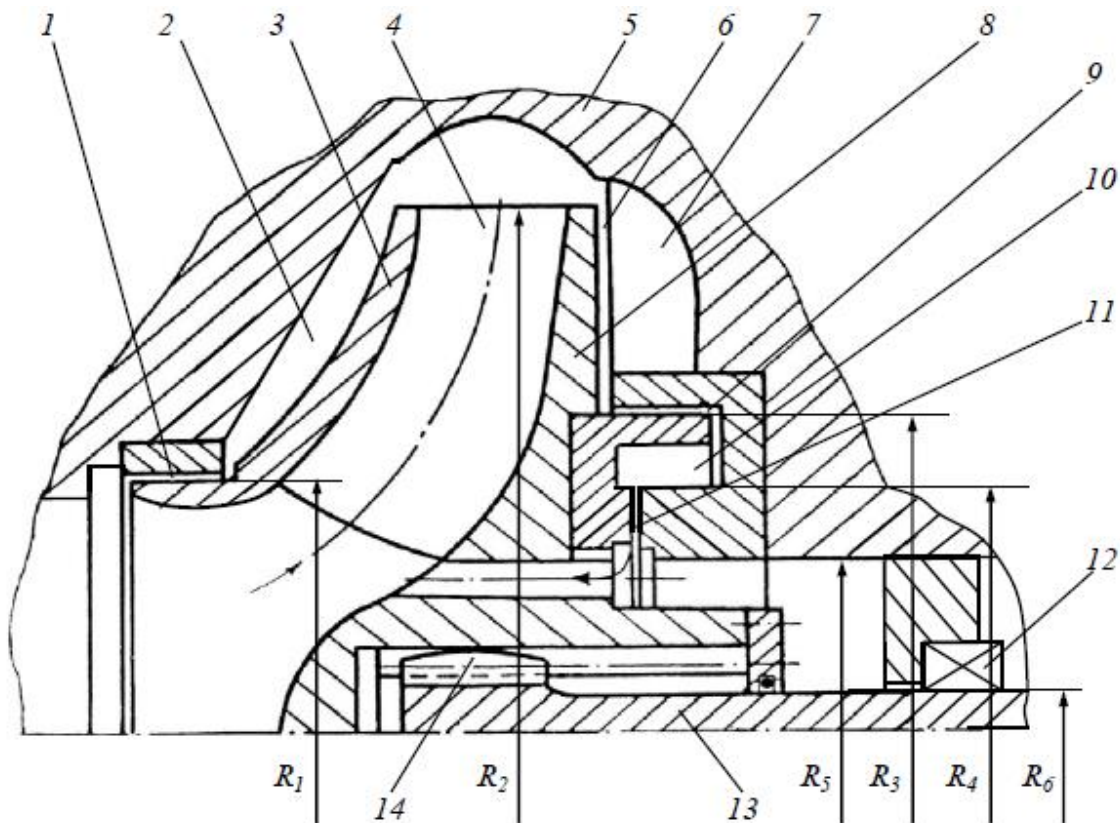


Рисунок 2.12 – Схема карданного насоса без підшипників

Експериментальні дослідження та досвід експлуатації карданних насосів без підшипників підтвердили їх суттєві переваги порівняно з традиційними конструкціями наступним чином (рис. 2.13 а, б):

- зменшені параметри ваги та розміру за рахунок усунення дистанційних підшипників та блоку торцевого ущільнення вала;

- поліпшені вібро-акустичні характеристики агрегату: насос працює майже безшумно і нечутливий до розцентрування опорних осей втулок і корпусу кільцевих ущільнень;

- підвищена надійність та термін служби за рахунок зменшення вібрації та полегшення умов роботи ущільнення вала (зменшена швидкість навантаження);

- спрощене обслуговування, монтаж та регулювання.

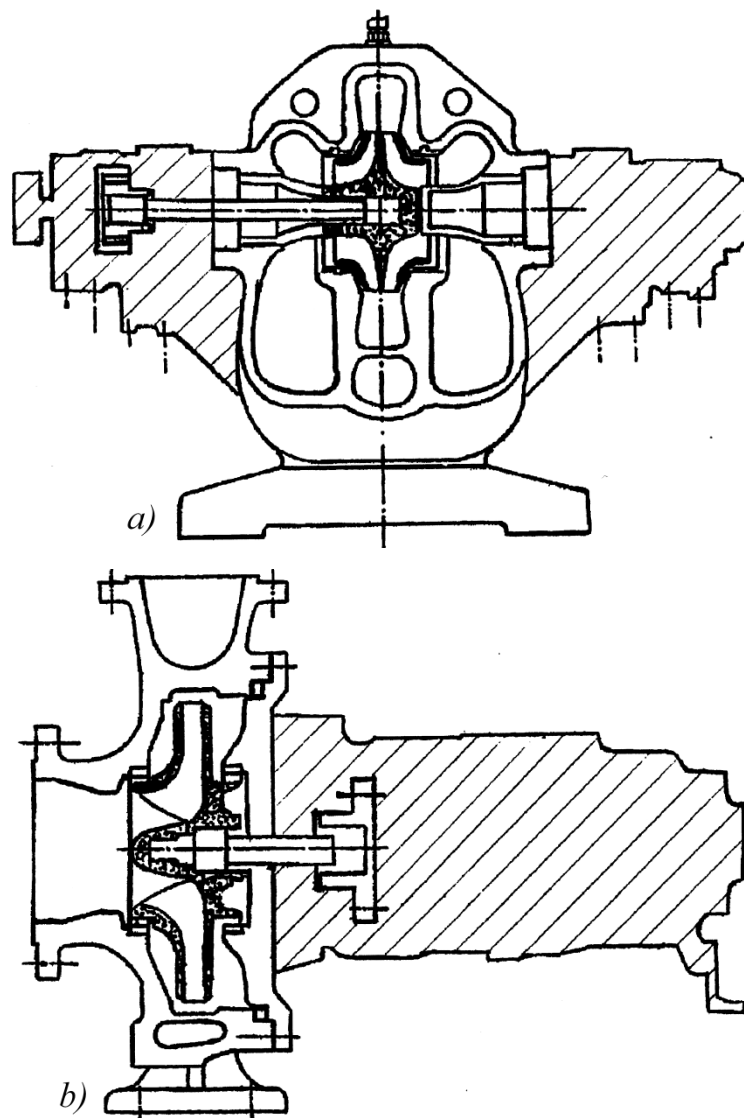


Рисунок 2.13 – Порівняння розмірів карданного насоса без підшипників та їх традиційних аналогів

Проте виникають наступні проблеми, які необхідно вирішувати:

1. Дослідження несучої здатності ущільнення-опори, гідродинамічних сил та здатності осьового врівноваження.
2. Проектування конструкції торцевого ущільнення.
3. Перебачення необхідності гідростатичного врівноваження радіальних сил при пуску насоса.
4. Підбір пари тертя для ущільнень-опор.

2.2 Нова конструкція карданного магнітного насоса

В результаті запропонована нова конструкція карданного магнітного насоса (рис. 2.14), відмінною особливістю якого є те, що торсіон б приводиться в обертання електромагнітом 4. Радіальні сили врівноважуються комбінованим гідростатодинамічним ущільненням 3 і кільцевими ущільненнями 1 робочого колеса 5 за рахунок ефекту Ломакіна. Осьове врівноваження відбувається за допомогою осьового гідростатичного врівноважувального пристрою 2. Під час пуску насоса, ущільнення-опора 3 виконує функції повноохоплюючого гідродинамічного підшипника. При роботі в окружну канавку ущільнення подається тиск з нагнітання насоса. Конструкційний зазор між валом і втулкою становить 0,1 мм. Деталі підшипників повинні бути виготовлені з антифрикційних матеріалів. Торсіонне з'єднання з робочим колесом може виконуватися як за допомогою карданної шестерні, так і за допомогою сферичного з'єднання. З'єднання повинно мати достатню осьову та радіальну рухливість, забезпечуючи самоцентрування робочого колеса в ущільненнях-опорах. Торсіон використовується лише для передачі крутного моменту. Для зменшення конструктивного зазору та поліпшення динамічних характеристик, ущільнення може мати плаваючу або напівплаваючу конструкцію.

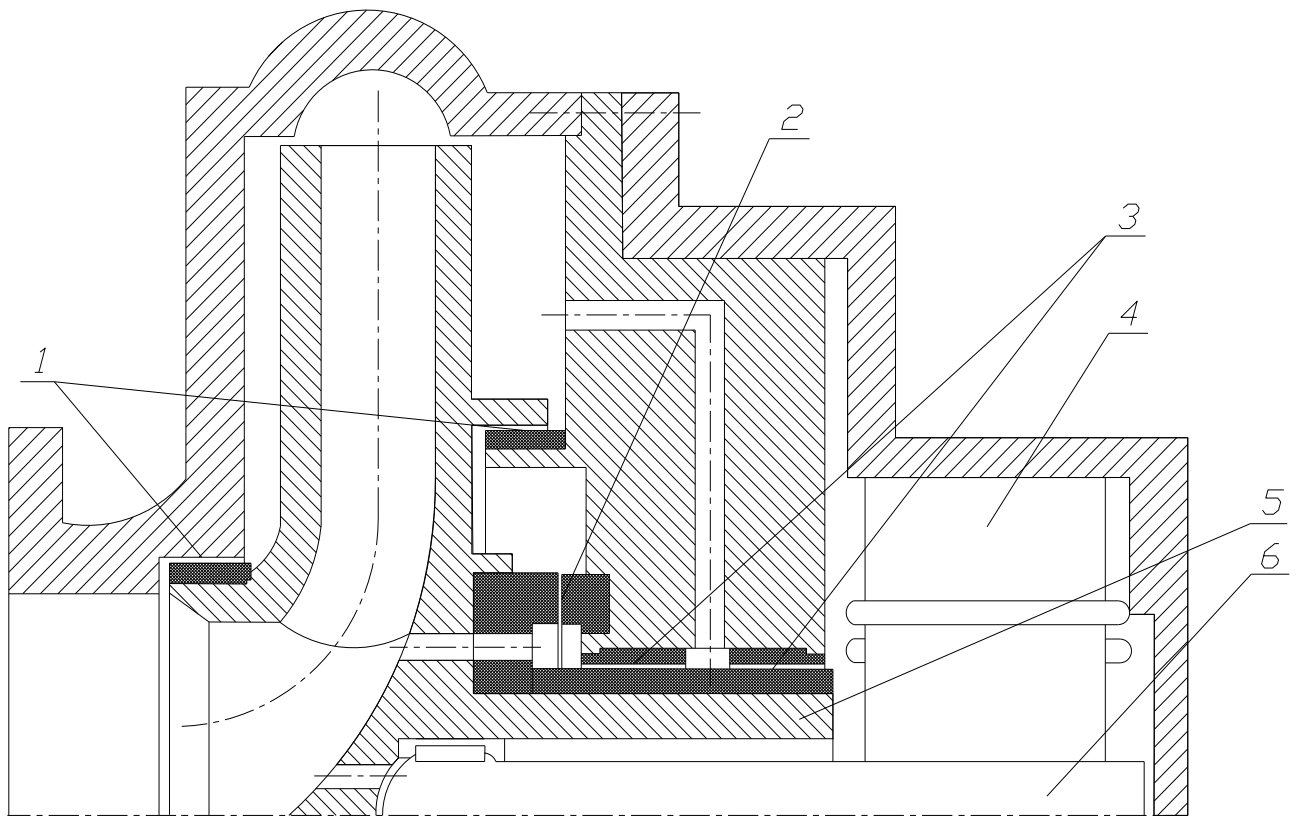


Рисунок 2.14 – Схема карданного магнітного насоса

1 - кільцеві ущільнення робочого колеса, 2 - осьовий врівноважувальний пристрій, 3 - комбіноване гідростатодинамічне кільцеве ущільнення, 4 - електромагніт, 5 - робоче колесо, 6 - торсіон

На рисунку 2.15 а, б наведено приклад розрахунку робочого колеса насоса в програмі Ansys CFX (контури тиску та лінії току) із наступними параметрами та розмірами:

Частота обертання $n = 3500$ об/хв,

Об'ємна втрата - 135 м³/год,

Напір - 153 м,

Кількість лопаток - 6,

$N_q = 16,2$,

Потужність (кВт) - 69,9,

$D_2 = 279,1$ мм,

$b_2 = 11,9$ мм.

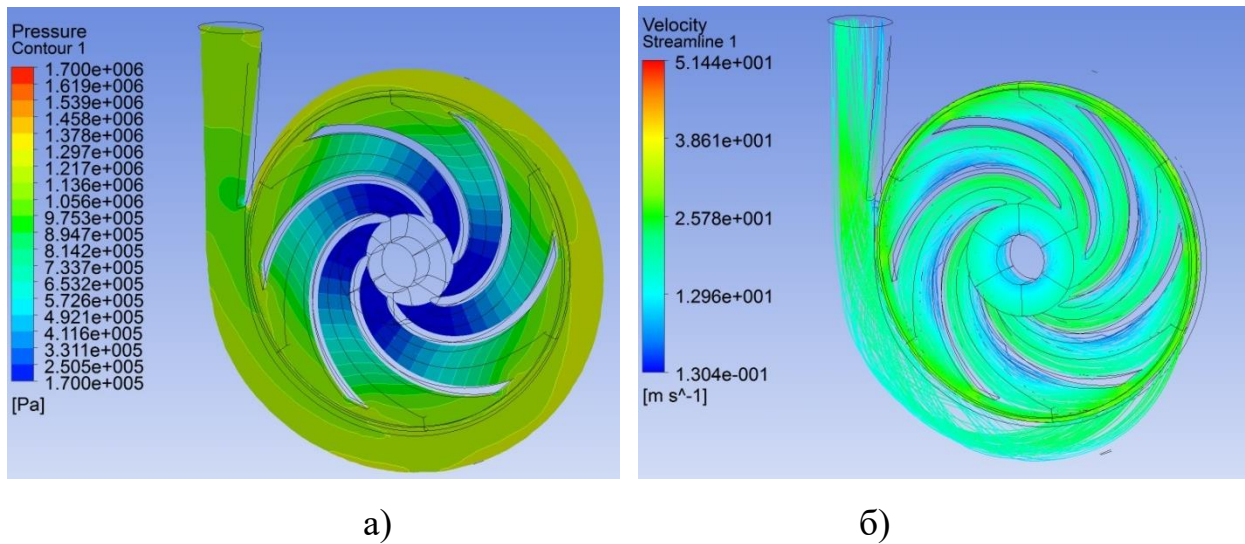


Рисунок 2.15 – Поле тиску а) та лінії швидкості б) в насосі

Радіальне зусилля F_r для насосів зі спіральним корпусом розраховане за формулами

$$F_r = K_r \cdot b_2 \cdot D_2 \cdot p_t \quad (1)$$

де: K_r - коефіцієнт радіальної сили,

b_2 - ширина робочого колеса, включаючи кришки дисків на виході,

D_2 - діаметр робочого колеса,

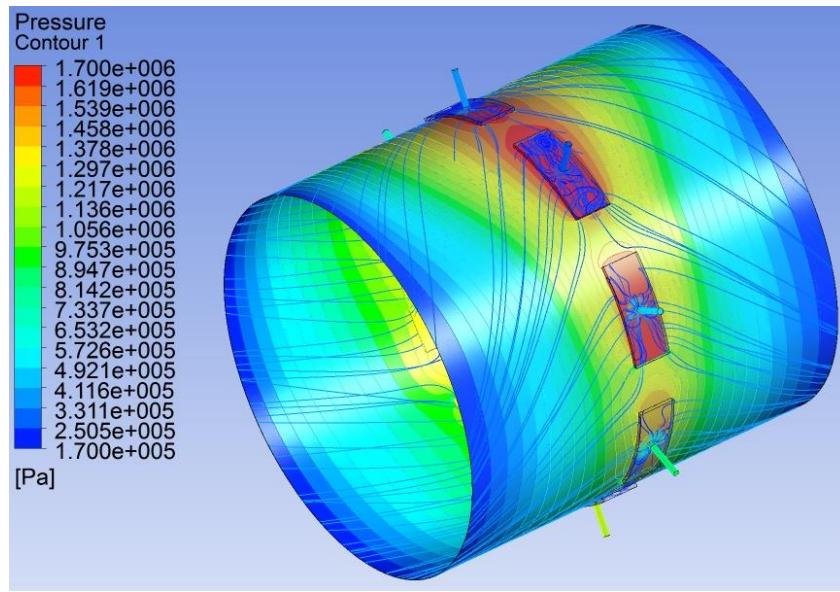
p_t - тиск подачі робочого колеса.

F_r - результуюча сила, що діє вертикально відносно валу, що виникає внаслідок змінного тиску по окружності робочого колеса проектованої вихідної поверхні робочого колеса, включаючи покривні диски. Радіальна сила може бути в межах від 600 до 2200 Н.

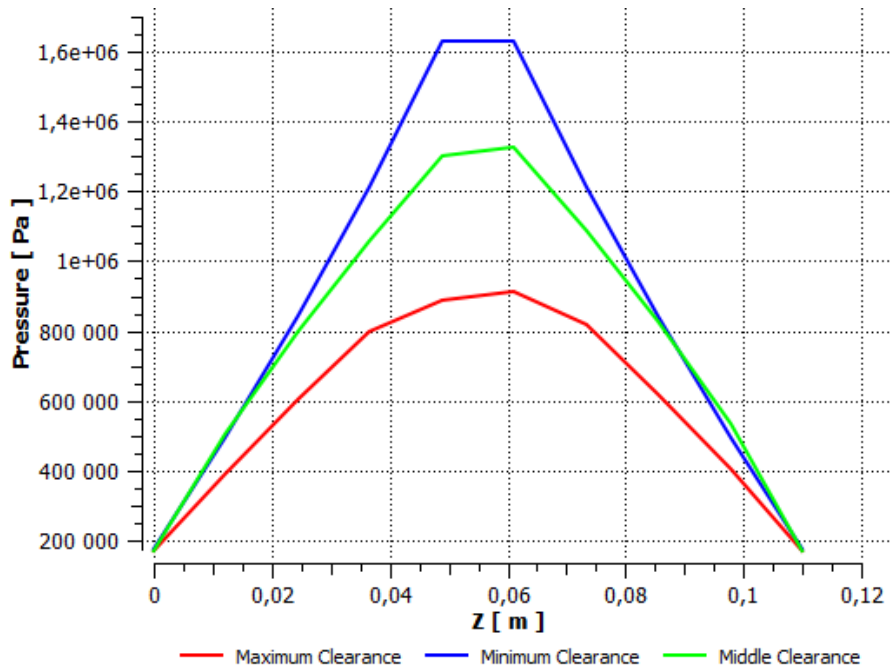
Результат розрахунку радіального гідростатодинамічного ущільнення-опори, показаний на рисунку 2.16. На рисунку 2.16 а показані профілі тиску та лінії току в зазорі. На рисунку 2.16 б показано розподіл тиску по довжині в різних частинах ущільнення-опори. Завдяки наявності дроселів тиск у місті максимального зазору в гідростатичних кишнях зменшується, виникає результуюча сила, яка компенсує радіальне несиметричне навантаження на робоче колесо. Отже, коли зазор в ущільненні-опорі дорівнює 30 мкм, а діаметр

дроселя 1,6 мм, результуюча сила при роботі насоса дорівнює 2985 Н. При пуску з зазором в ущільненні-опорі рівним 10 мкм, результуюча сила дорівнює 1291 Н.

Геометричні розміри: діаметр втулки $D = 100$ мм, довжина ущільнення-опори $L = 110$ мм, радіальний зазор $h = 0,1$ мм, ширина гідростатичних кишень $b = 10$ мм, глибина гідростатичних кишень $H = 2$ мм, кількість кишень $N = 8$.



a)

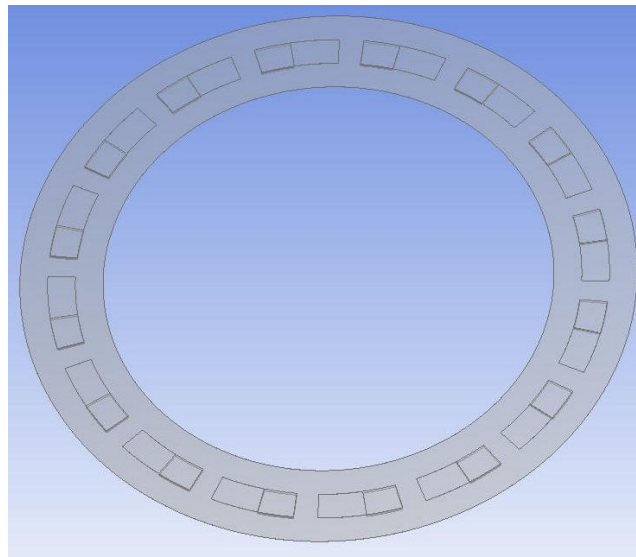


b)

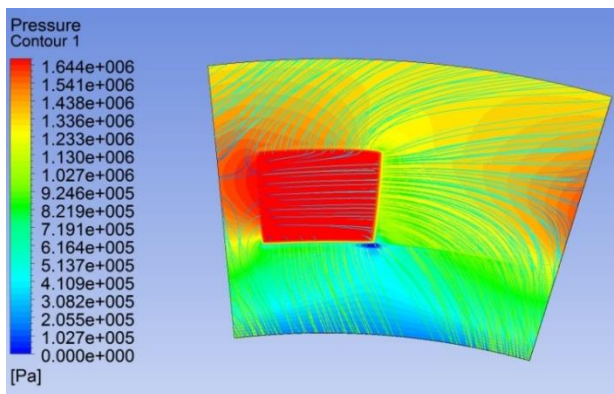
Рисунок 2.16 – Поле тиску і лінії швидкості (а) та профілі тиску (б) у комбінованому гідростатодинамічному кільцевому ущільненні-опорі

Геометрія торцевої поверхні та результати гідродинамічного розрахунку пристрою осьового врівноваження представлені на рис. 2.17, а, б, в. Поле тиску при осьовому зазорі 100 мкм і 10 мкм показано на рис. 2.17 б і в, відповідно. Осьова сила в зазорі дорівнює 13430 Н і 16940 Н відповідно.

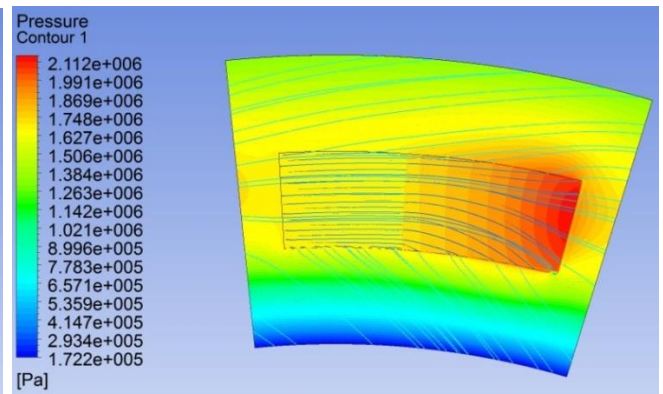
Геометричні розміри: внутрішній діаметр $D_i = 130$ мм, зовнішній діаметр $D_o = 178$ мм, кількість кішень та канавок $N = 16$, внутрішній діаметр кішень та канавок $D_{ipg} = 146$ мм, зовнішній діаметр кішень та канавок $D_{opg} = 164$ мм.



а)



б)



в)

Рисунок 2.17 – Геометрія (а) і поле тиску з лініями току в комбінованому гідростатодинамічному осьовому ущільненні-опорі з зазором 100 мкм (б) і 10 мкм (в)

2.3 Висновки

Проведено аналіз існуючих конструкцій герметичних насосів та безвальних насосів. Велика кількість дослідницьких груп та компаній проводять роботи в галузі герметичних та безвальних насосів, а також комбінованих гідростатодинамічних підшипників та підшипників на перекачуваному середовищі. Представлена оригінальна концепція карданного насоса без підшипників. Основними недоліками цієї конструкції є зовнішній двигун, конструкція торцевого ущільнення та недостатні сили врівноважування та моменти, що виникають у кільцевих ущільненнях при пуску. Запропоновано нову конструкцію безвального насоса, таку як карданний магнітний насос з гібридними гідростатодинамічними кільцевими ущільненнями-опорами для осового та радіального врівноважування робочого колеса. Наявність комбінованих гідростатодинамічних кільцевих ущільнень-опор дозволяє компенсувати невривноважені навантаження, які діють на робоче колесо. Конструкція насоса і гібридні ущільнення-опори мають патентну перспективу.

3 СТАТИЧНІ ТА ДИНАМІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТРЬОХШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ

3.1 Експериментальні та розрахункові дослідження при не обертovому валу

Як вже вище зазначено, основною задачею аналізу системи ротор-ущільнення є розрахунок гідродинамічних сил в кільцевих дроселях, які визначають вібраційний стан ротора. Існує необхідність розв'язання спільних рівнянь, що описують гідродинамічні процеси в ущільненнях і коливання вала з розподіленими параметрами, математичне описання яких представляє великі складнощі. При цьому складність задачі математичного описання фізичних процесів в шпаринних ущільненнях змушує йти на ряд спрощень математичної моделі.

Найбільш надійну оцінку правильності введених спрощень можна отримати на основі результатів експериментальних та розрахункових досліджень. Експериментальні дослідження є критерієм правильності запропонованих методів розрахунків [47]. При чому, розрахунковий аналіз гідродинамічних процесів в багатошпаринному ущільненні потребує розв'язання задачі в трьохмірній постановці за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки з відповідною верифікацією отриманих результатів досліджень шляхом порівняння їх з результатами експерименту.

Для визначення впливу радіальної та тангенціальної сил, процес досліджень можна поділити на дві основні частини:

1. Дослідження з не обертovим валом. Задачею експериментальних досліджень є вимірювання розподілу гідростатичного тиску по довжині першої шпарини в верхній і нижній частинах (в площині радіального прогину вала) для двох варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення (з однаковими шпаринами та з вдвічі збільшеною другою шпариною при осьових розмірах з'єднувальних камер – 1 та 3 мм), а також величини витоків в залежності від

ущільнювального тиску та радіального зміщення вала. Задачею розрахункових досліджень є отримання розподілу гідростатичного тиску по довжині циліндричних зазорів та розподілу сумарної швидкості по довжині і окружності трьохшпаринного ущільнення двох варіантів конструкцій. І як результат, верифікація числової моделі та аналіз впливу конструкції та окремої шпарини трьохшпаринного ущільнення на величину та напрямок радіальної гідростатичної сили.

Треба відзначити, що гідростатична радіальна сила створюється тиском напірної течії і значно впливає на згинальну жорсткість вала [48]. Така сила має першочергове значення для правильної оцінки критичних швидкостей обертання вала [49,50].

2. Дослідження з обертовим валом. Задачею експериментальних досліджень є отримання амплітудно-частотних характеристик (АЧХ), траєкторій руху стінки вала та витоків в залежності від ущільнювального тиску та частоти обертання вала. Необхідно визначити критичні швидкості обертання та критичні амплітуди коливань вала. А також вплив двох варіантів конструкцій на динамічну стійкість вала та витоків в трьохшпаринних ущільненнях. Задачею розрахункових досліджень є аналіз гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах трьохшпаринного ущільнення при прецесії вала за циліндричною траєкторією та ідентифікація динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфірування.

3.1.1 Описання експериментального стенда та методики експерименту

У відповідності до задач, пов'язаних з дослідженнями багатошпаринних ущільнень на базі проблемної лабораторії гермомеханіки та вібродіагностики кафедри комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського Сумського державного університету було вдосконалено експериментальний стенд, який дозволяє проводити дослідження шпаринних ущільнень, як в статичному (з не обертовим валом), так і в динамічному (з обертовим валом) режимах. Загальна схема експериментального стенда наведена на рис. 3.1.

Експериментальна установка з консольним валом (рис. 3.2) дуже проста в процесі збирання-розбирання ущільнювального вузла, при зміні роторних та статорних втулок немає необхідності демонтажу опорного вузла ротора і тому досліджувані елементи потрібні в одному екземплярі. Мінусом такої конструкції є неминучі кутові коливання обертової втулки ущільнення, що несе за собою виникнення додаткових гідродинамічних сил та моментів. Крім того, досвід попередніх робіт [51] показав, що вплив гіроскопічних моментів, а також моментів та сил, що виникають при перекосах осей деталей ущільнювального вузла, які утворюються кутовими коливаннями вала, приводить до похибок експерименту. Проте, дію перерахованих факторів в діапазоні частот обертання вала від 0 до 8000 об/хв та гідродинамічних параметрів ущільнення (величині ущільнювального тиску від 1,25 до 10 атм) можна звести до низького рівня за допомогою правильного підбору конструктивних розмірів вала та втулки.

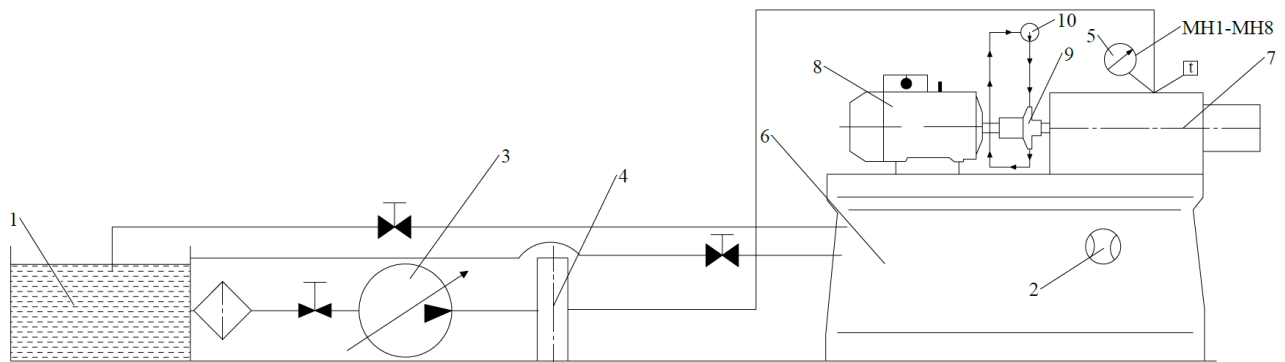


Рисунок 3.1 – Схема експериментального стенда:

- 1 - бак; 2 - мірна ємність; 3 - плунжерний насос; 4 - гасник пульсацій;
 5 - манометри; 6 - корпус установки; 7-досліджуваний вузол; 8 – двигун;
 9 – мультиплікатор; 10 – відцентровий маслонасос

Необхідні умови для роботи установки забезпечуються спеціальною системою підготовки і підведення ущільнюваного середовища - рідини (води). Для забезпечення ефективності експериментальних досліджень, використовується сучасна електронно-обчислювальна техніка.

Експериментальна установка (рис. 3.4) включає в себе досліджувану головку, керуючу інформаційно-вимірювальну систему, систему гідравлічного забезпечення, масло систему та блок живлення приводного двигуна.

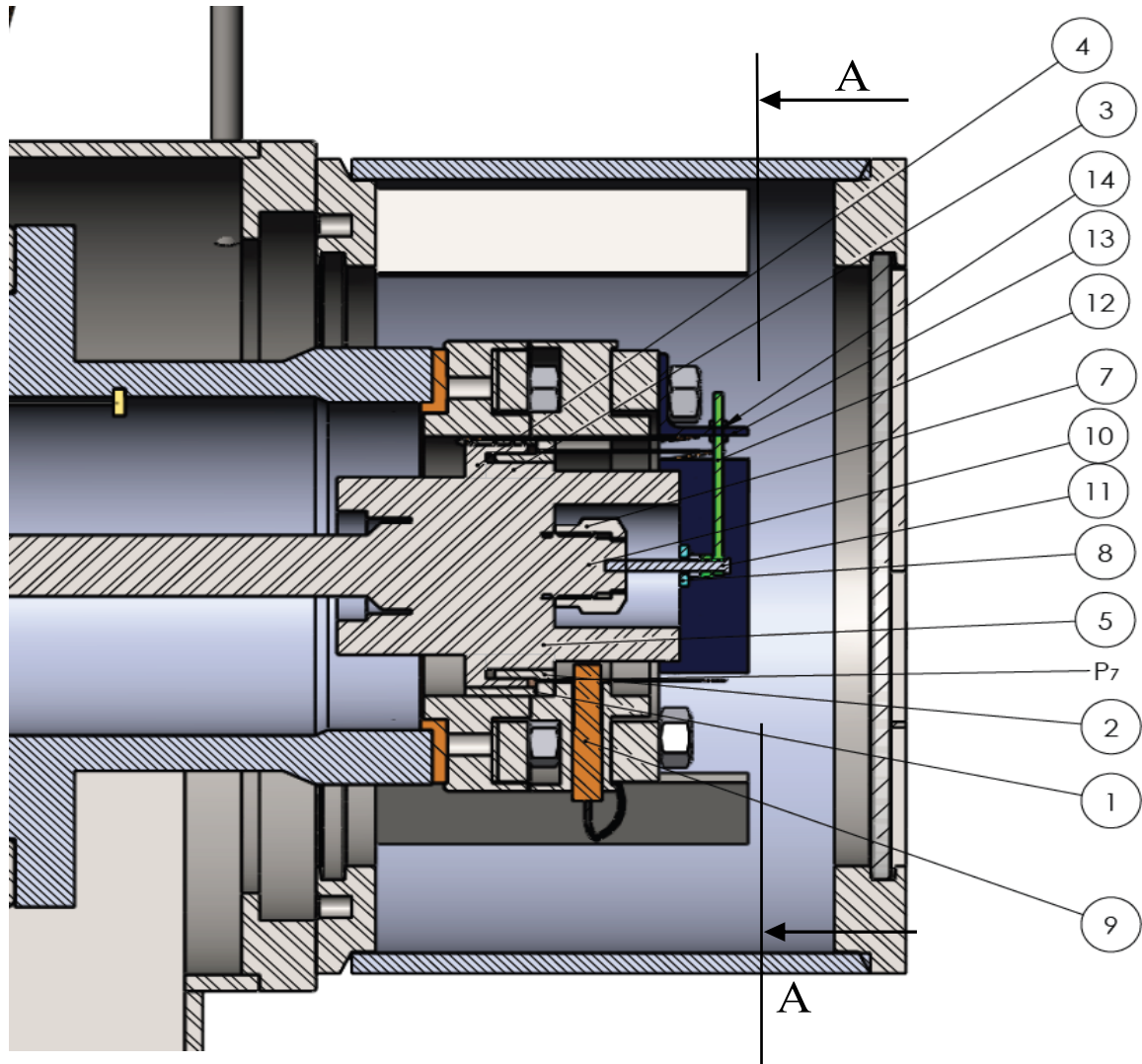


Рисунок 3.2 - Досліджуваний вузол трьохшпаринного ущільнення

Оснoву гідравлічної системи стенда (рис. 3.1) представляє трьохплунжерний електронасосний агрегат 3 (ПТІ-10/40), який забезпечує подачу води $2,8 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ при максимальному тиску 5 МПа. Для вирівнювання тиску рідини застосовувався гасник пульсацій 4, виконаний у вигляді повітряного ковпака. Тиск регулюється за допомогою засувки, яка пропускає частину потоку робочої рідини через байпасний трубопровід.

Підведення робочого середовища до ущільнення здійснюється системою отворів у втулці (рис.3.4) 18, звідки рідина подається на шпаринне ущільнення 17 та досліджуване ущільнення. Витоки з досліджуваного ущільнення збираються в захисному кожусі 22 звідки вони потрапляють до витрато-мірального пристрою 26.

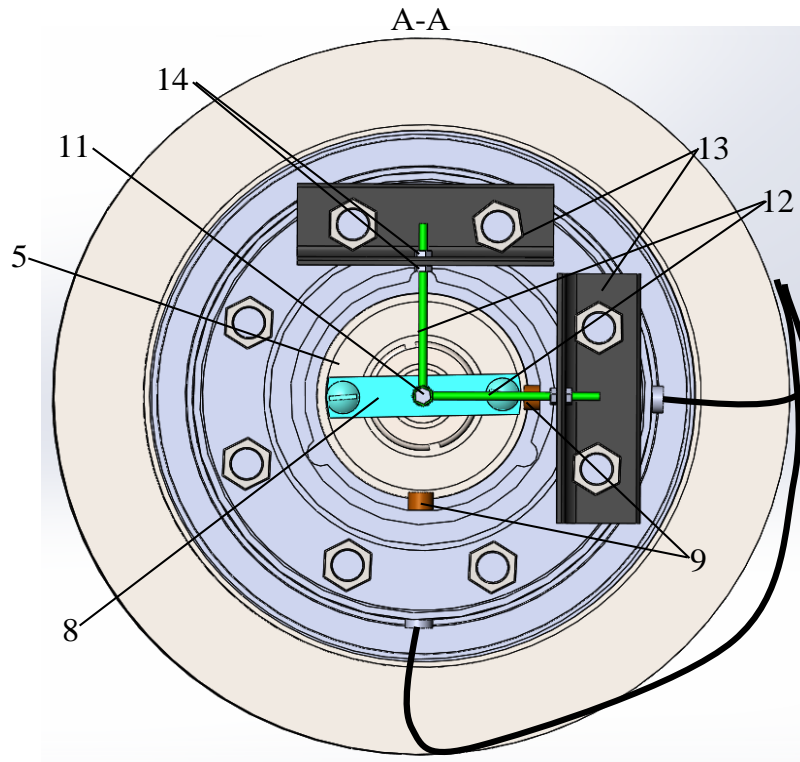


Рисунок 3.3 - Досліджуваний вузол ущільнення, вигляд спереду А-А

Центральною частиною стенда є досліджуваний вузол (рис. 3.2). Ущільнювальну пару утворюють два кільця 1,2 що нерухомо закріплені в статорній парі 6 та кільця 3,4, що з'єднані з обертовою роторною втулкою 5 за допомогою посадки з натягом, яка в свою чергу закріплена гайкою 7 на гнучкому валу 10. На рисунку 3.3 приведена роторна втулка 5, яка має на торцях різьбові отвори для закріплення важків, що дозволяють створювати штучний дисбаланс, для забезпечення зміщення центру мас вала, а при не обертовому валу для закріплення планки 8 використовується болт 11, в яку закріплені прутки 12 та приєднанні до кутників 13 за допомогою гайок М3 14, за

допомогою яких можна регулювати розмір радіального переміщення роторної втулки трьохшпаринного ущільнення. Контроль величини радіального зміщення вала відбувається за допомогою вихрового перетворювача переміщення 9, який передає інформацію на осцилограф (рис 3.6).

Коефіцієнт жорсткості, це один із параметрів динамічних сил, котрий можна отримати експериментально та чисельно при постійному перепаді тиску, вимірюючи змінення тиску по довжині шпарини в залежності від величини радіального зміщення e . Цей параметр можливо використовувати для перевірки методів оцінювання гідродинамічних параметрів ущільнень, отриманих за допомогою числового розрахунку статичних та динамічних коефіцієнтів.

Для вимірювання тиску перед ущільненням використовується манометр 15 (рис. 3.4), для вимірювання гідростатичного тиску по довжині ущільнення використовувалася система манометрів 16 (мінімальний клас точності манометра - 2,5%). Система манометрів з'єднана капілярними трубками з місцями вимірювання гідростатичного тиску, які розміщені по довжині першої шпарини (рис. 3.5) та в протилежно направлених частинах першої камери. Розподіл гідростатичного тиску вимірюється в залежності від радіального зміщення вала в нижній частині першої шпарини ущільнення (в місці мінімального зазору $h-e$) та в верхній частині першої шпарини ущільнення (в місці максимального зазору $h+e$). Місця розташування отворів на кільцях статорної частини ущільнення показані на рис. 3.7. Вимірювання гідростатичного тиску в камері проводились з метою перевірки адекватності зміщення роторної втулки в протилежно направлені сторони.

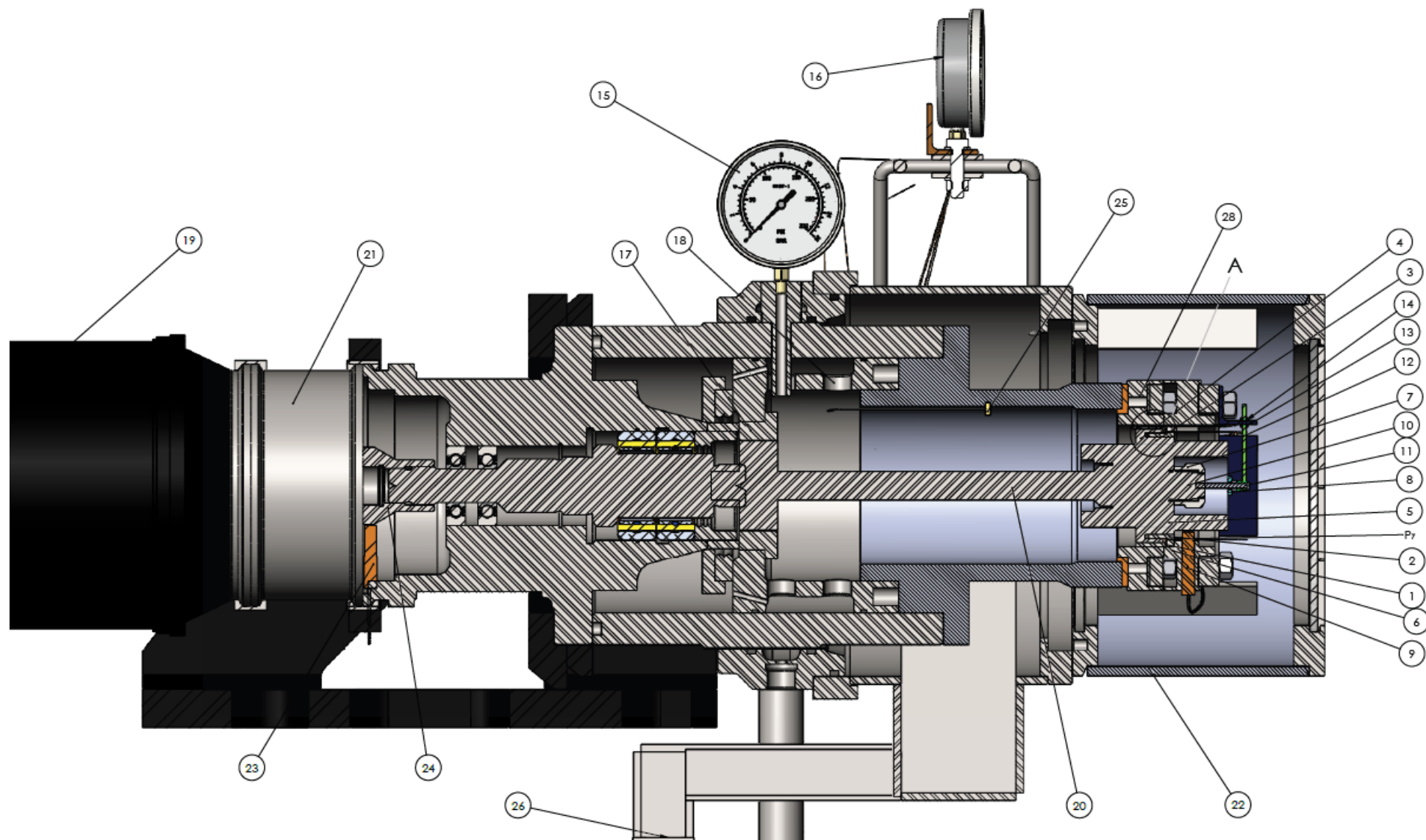


Рисунок 3.4 - Експериментальна установка

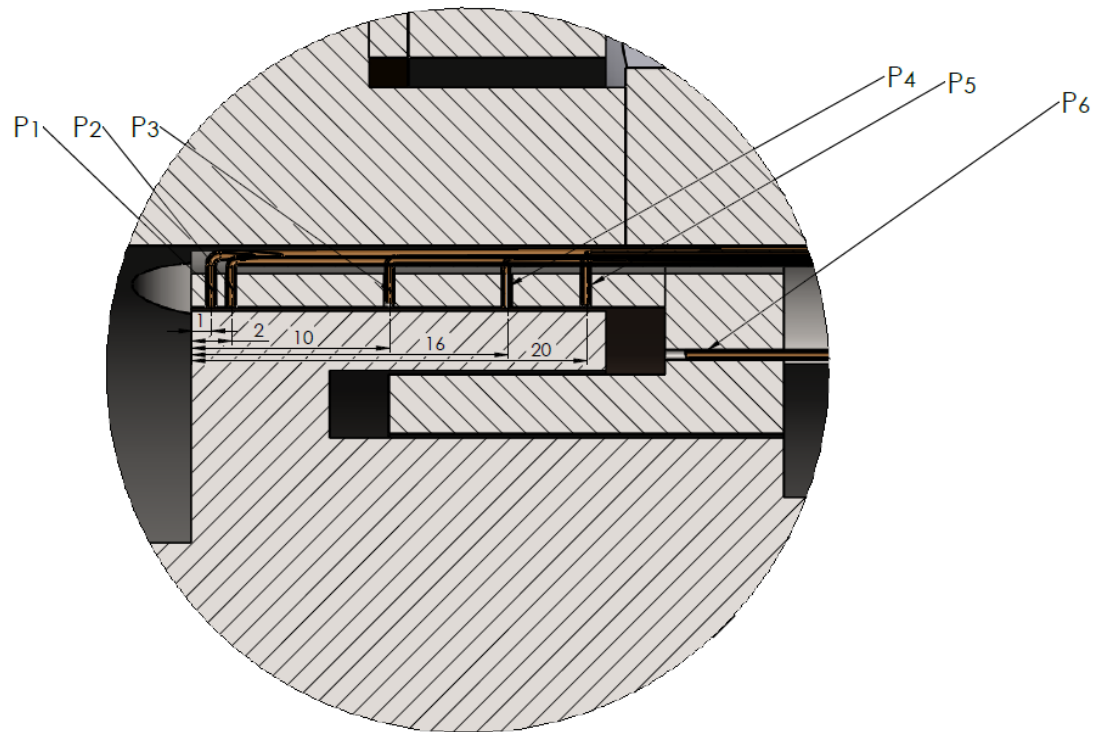


Рисунок 3.5 - Досліджуваний вузол, вигляд А (рис. 3.4)

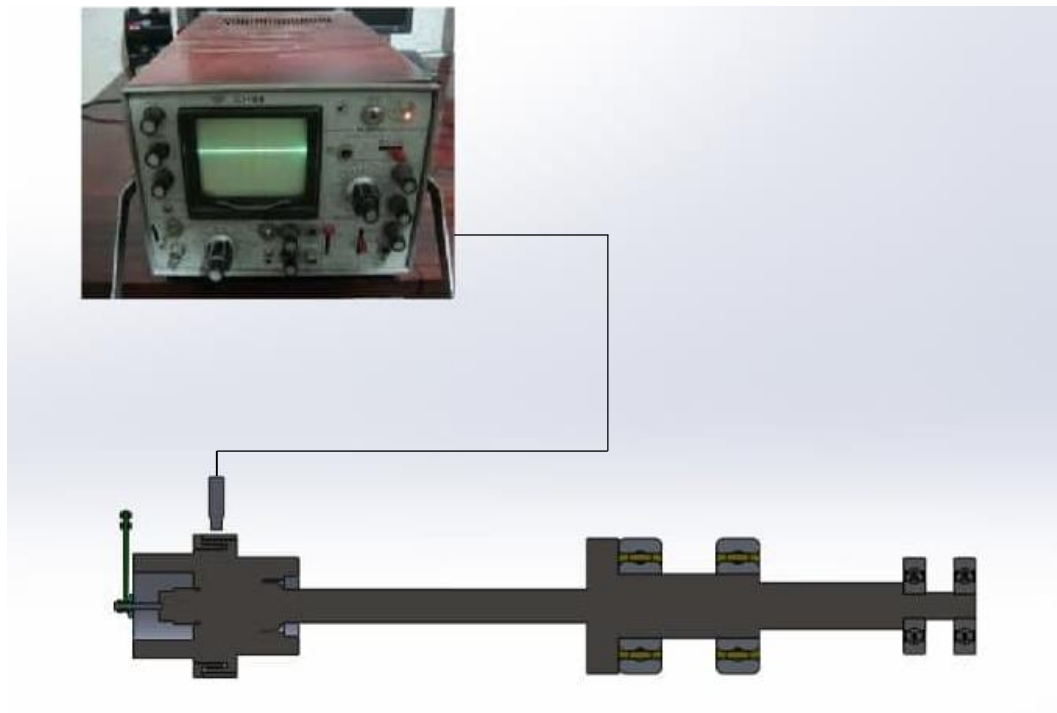


Рисунок 3.6 – Модель експериментального вузла з трьохшаринним ущільненням

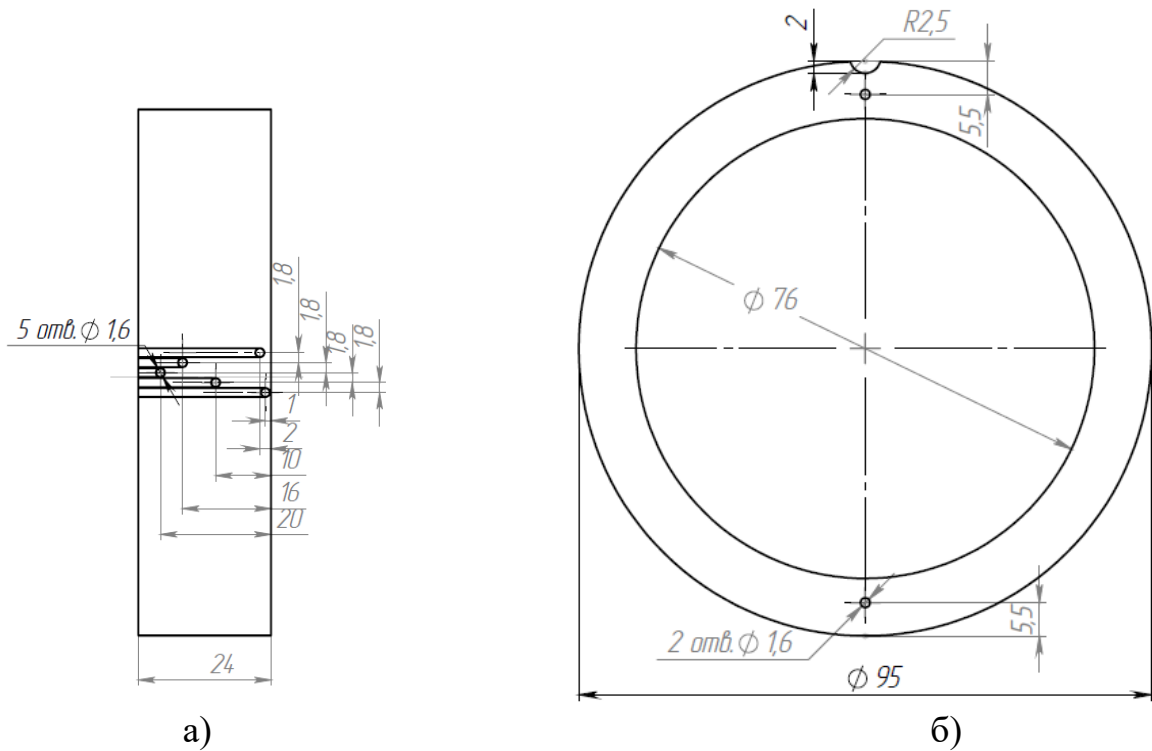


Рисунок 3.7 – Креслення місць розташувань отворів в нерухомо закріплених в статорній парі кільцях:
зовнішнє кільце 2 (а) та середнє кільце 1 (б) (рис. 3.2)

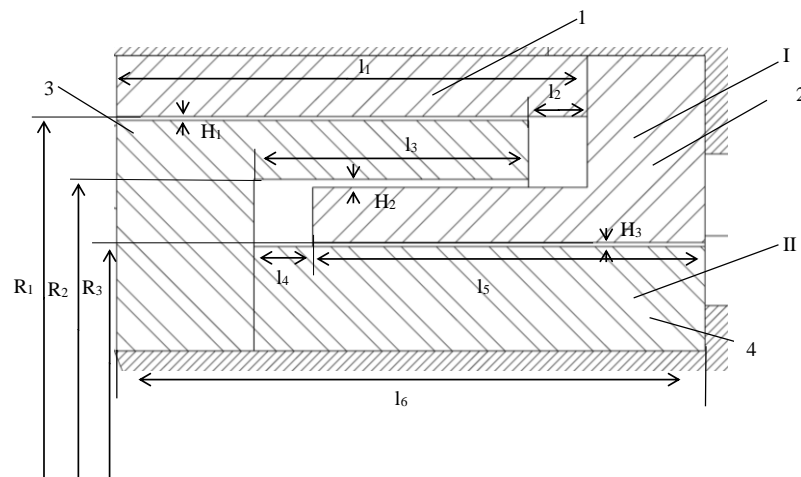


Рисунок 3.8 – Схема ущільнення (I- стінка статора, II- стінка вала)
 $l_1=21\text{мм}$; $l_2=l_4=3\text{ мм, }1\text{ мм}$ $l_3=14\text{мм}$; $l_5=20\text{мм}$; $l_6=30\text{мм}$; $R_1=44.4\text{мм}$; $R_2=41.2\text{мм}$;
 $R_3=38\text{ мм}$; $H_1=0.2\text{ мм}$; $H_2=0.2\text{ мм, }0.4\text{ мм}$; $H_3=0.2\text{ мм}$

Перед збиранням досліджуваного вузла виконувався контроль геометричних розмірів ущільнення (рис 3.8) та приєднувались капілярні трубки. Досліджуваний вузол ущільнення показаний на рис. 3.8, де I – стінка статорної частини складається з двох кілець $1, 2$, кільце 1 встановлюється в статорну частину при посадці з натягом, а кільце 2 піджимається до нього за допомогою фіксуючої втулки 6 (рис.3.4), II – стінка вала, також складається з двох кілець $3, 4$, які встановлені на вал 5 (рис. 3.4) при посадці з натягом. Змінювався зовнішній діаметр кільця 2 з метою змінення розміру радіального зазору H_2 . Також існує можливість змінювати осьовий розмір камер l_2, l_4 (рис. 3.8) шляхом зміщення роторної втулки 5 (рис. 3.4). Дослідження проводились на воді (температура $20^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C}$) при перепадах ущільнювального тиску $0 - 1$ МПа. На робочі перепад накладалися також обмеження по витокам (до $2 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), в результаті чого довелось обмежитись перепадами тиску до 1 МПа.

Вимірювані параметри: температура робочого середовища; величина гідростатичного тиску; витoki в ущільненні, радіальне зміщення вала.

Експериментальні характеристики - залежність витоків рідини та розподілу гідростатичного тиску по довжині першої шпарини ущільнення від величини ущільнювального тиску та радіального зміщення вала.

Шорсткість ущільнювальних поверхонь статорних кілець $R_a=1,6$ (токарна обробка) та роторної втулки $R_a=1,25$ (шліфування абразивним кругом).

3.1.2 Розрахункові дослідження при не обертовому валу

Внаслідок розвитку комп'ютерних програм разом з можливістю візуалізації та інтерактивним тривимірним керуванням моделями, покращено процес створення CFD моделей та аналізу результатів, зробивши цей процес набагато менш трудомістким, скоротивши час а, отже і вартість. Сучасні комп'ютерні програми містять алгоритми, які дозволяють знаходити надійні розв'язання поставлених задач за розумний час.

Внаслідок цього, методи обчислювальної гідродинаміки зараз є визнаним інструментом промислового проектування, який допомагає скоротити час проектування та покращити процеси у світі інженерії. CFD стає хорошою альтернативою експериментальним дослідженням, при цьому різні варіанти моделювання виконуються достатньо швидко, пропонуючи очевидні переваги.

Для дослідження гідродинаміки течії рідини у циліндричних каналах трьохшпаринного ущільнення (рис. 3.8) використовувався програмний комплекс ANSYS CFX, в якому за допомогою метода скінченних об'ємів елементів розв'язувалися рівняння Нав'є-Стокса осереднені за Рейнольдсом турбулентної течії нестисливої рідини, які замикались $k-\varepsilon$ моделлю турбулентності. Розглядалась ізотермічна течія рідини (води). Точність використання вищенаведеної моделі турбулентної течії підтверджується наявними в літературі результатами розрахунків шпаринних ущільнень. В стаціонарній постановці розглядалось радіальне зміщення валу без урахування його власного обертання.

Розрахункова сітка створювалась в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу Sweep, який дозволяє побудувати розгорнуту сітку на моделі, яка обертається навколо осі, де вихідні і цільові межі мають загальну топологію (рис. 3.9) [52-54]. По товщині зазору було задано 30 елементів. Для перевірки якості сітки, для однієї з конструкцій ущільнення виконувалась перевірка сіткової незалежності величини витоків та радіальної гідростатичної сили від кількості елементів N сітки (рис. 3.10). В результаті розрахункова сітка складалась приблизно з 7,5 млн. елементів. Проводилося згущення розрахункової сітки в пристінкових шарах. Якість сітки контролювалась по розподілу безрозмірного параметра Y^+ уздовж стінок проточної частини, який змінювався від 20 до 50, а також візуальному контролю, з метою недопущення наявності надмірно витягнутих або перекошених елементів. Як вже було сказано вище, при розрахунку використовувалася високореїнольдсова $k-\varepsilon$ модель турбулентності з інтенсивністю на вході 5% [55]. Ця модель є напівемпіричною і використовується

для замикання рівнянь Рейнольдса. Вона представляє собою два диференціальних рівняння, які описують перенос кінетичної енергії турбулентності k і швидкість дисипації турбулентної енергії ϵ .

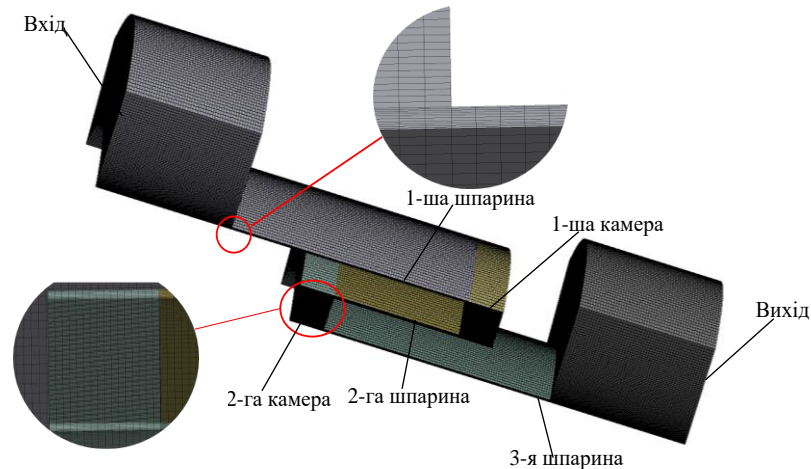


Рисунок 3.9 - Розрахункова сітка трьохшпаринного ущільнення

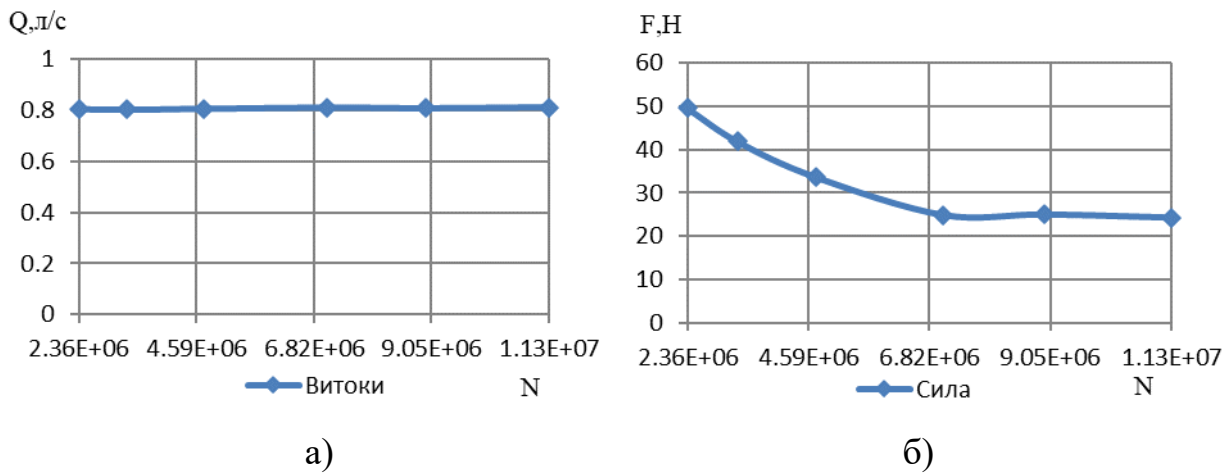


Рисунок 3.10 – Залежність величини витоків Q (а) та радіальної гідростатичної сили F (б) від кількості елементів N сітки

Задавалися граничні умови: температура води на вході – $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, величина вхідного тиску рідини до 1 МПа, величина тиску на виході з ущільнення 0 МПа. Гранична умова стінок - стаціонарні стінки з відсутністю ковзання. Під час розрахунку змінювався осьовий розмір з'єднувальних камер (рис. 3.8, $l_2=l_4$) від 0,5 мм до 4 мм та радіальні зміщення вала 0,04-0,16 мм [56]. Основні термодинамічні властивості води: температура, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина приймаються постійними [57,58].

3.1.3 Аналіз результатів експериментальних та розрахункових досліджень

В ході експериментальних та числових досліджень спочатку була розглянута модель трьохшпаринного ущільнення з однаковими радіальними розмірами шпарин I- варіант ($H_1 = H_2 = H_3$, рис. 3.8) при осьовому розмірі камер $K = l_2 = l_4 = 3$ мм та $K = 1$ мм. Потім проаналізовано II-варіант конструкції ($H_2 = 2H_1 = 2H_3$, рис. 3.8) зі збільшеним в два рази радіальним зазором H_2 другої шпарини при $K = 1$ мм та $K = 3$ мм.

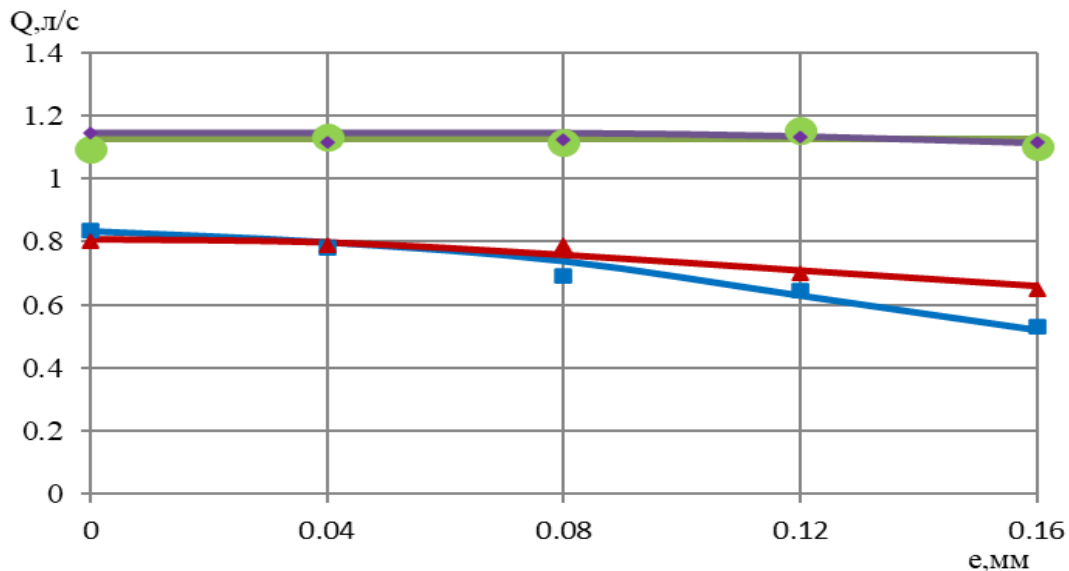
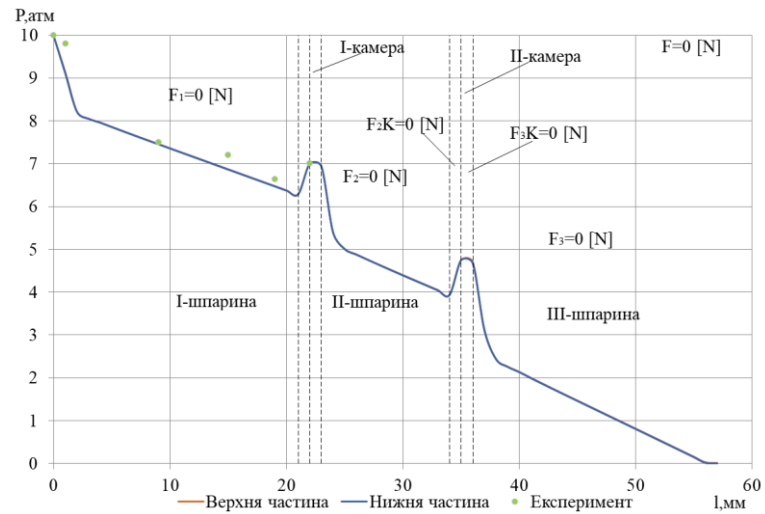


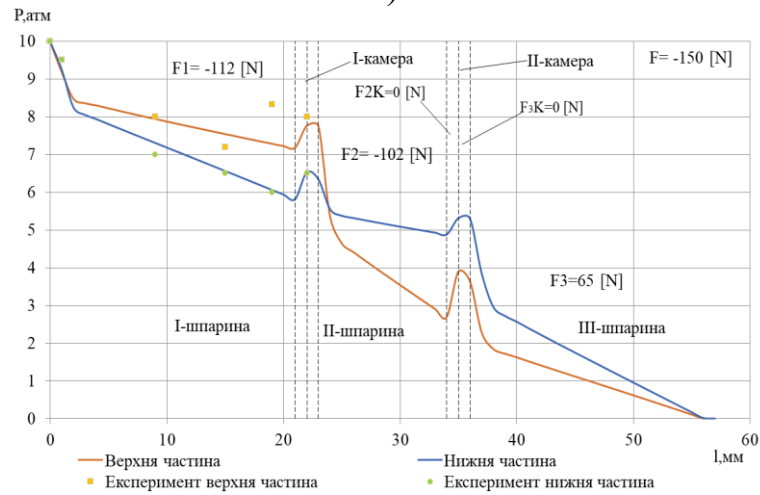
Рисунок 3.11 – Експериментальна залежність величини витоків від радіального зміщення вала для різних варіантів конструкцій при не обертовому валу:

- I-варіант $K=1$ мм, розрахунок; — I-варіант $K=3$ мм, розрахунок;
- II-варіант $K=1$ мм, розрахунок; — II-варіант $K=3$ мм розрахунок;
- I-варіант $K=1$ мм, експеримент; ▲ I-варіант $K=3$ мм, експеримент;
- II-варіант $K=1$ мм, експеримент; ◆ II-варіант $K=3$ мм, експеримент

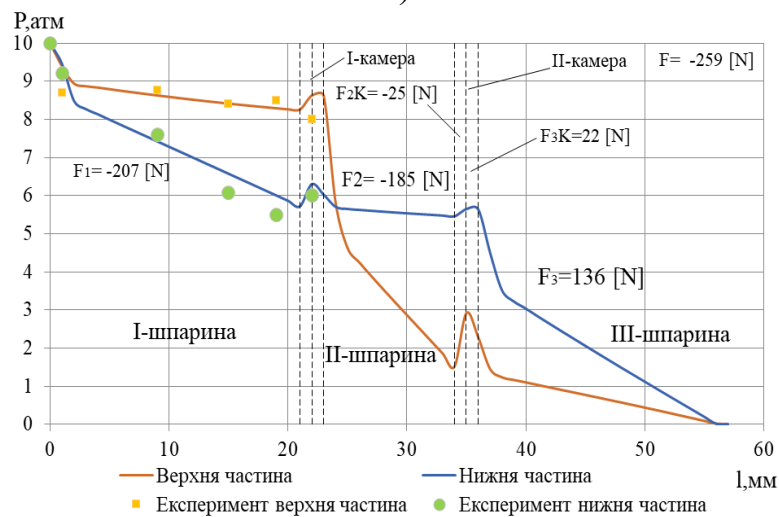
Отримано експериментальні залежності величини витоків (рис. 3.11) та розрахункові залежності розподілу тиску (рис. 3.12) від радіального зміщення вала e . На рис. 3.12 вказані сумарні значення гідростатичних радіальних сил, отриманих в розрахункових дослідженнях. Наведені величини гідростатичних сил для кожної окремої шпарини.



а)



б)



в)

Рисунок 3.12 – Розподіл тиску в трьохшаринному ущільненні з однаковими шаринами при $K=1$ мм: $e=0$ мм (а), $e=0,04$ мм (б), $0,08$ мм (в)

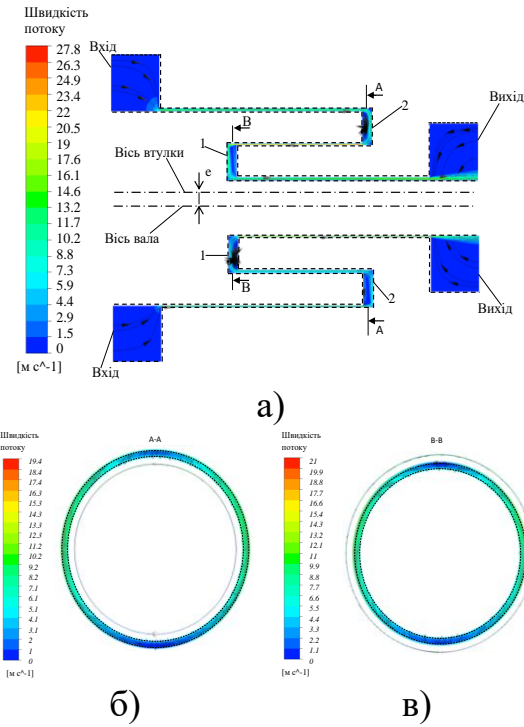


Рисунок 3.13 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах ущільнення з однаковими шпаринами при $K=1$ мм, $e=0,08$ мм

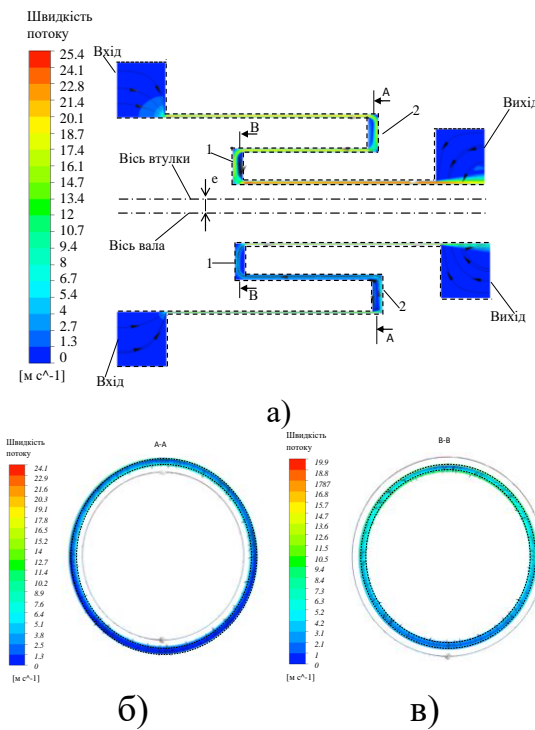


Рисунок 3.14 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах ущільнення з здовоною другою шпариною при $K=1$ мм, $e=0,08$ мм

На рис. 3.12 наведено порівняння розподілу гідростатичного тиску по довжині трьохшпаринного ущільнення, отримане за результатами розрахункових досліджень, з розподілом гідростатичного тиску по довжині першої шпарини, отриманим з експерименту. Максимальна відносна похибка склала 12,4 %. Із рисунків 3.12 а,б,в видно, що для першого варіанту конструкції з однаковими шпаринами і осьовим розміром камери 1 мм при збільшенні радіального зміщення вала e зменшується місцеве падіння тиску на вході верхньої частини та незначно збільшується місцеве падіння тиску на вході нижньої частини першої шпарини. Також зменшується падіння тиску по довжині верхньої частини та збільшується падіння тиску по довжині нижньої частини першої шпарини. Відновлення тиску на виході дещо зменшується. Таким чином, збільшалася децентруюча сила. Збільшується падіння тиску на вході та падіння по довжині верхньої частини другої шпарини, збільшується відновлення тиску на виході, та зменшується падіння тиску на вході, падіння тиску по довжині та відновлення тиску на виході нижньої частини другої шпарини. Збільшується також децентруюча сила на другій шпарині. Також збільшується центруюча сила на третій шпарині більше за рахунок зменшення тиску на вході верхньої частини в третю шпарину. Тобто більше змінення швидкості відбувається в частині трьохшпаринного ущільнення з більшим зазором. Числові розрахунки добре підтверджуються експериментальними результатами і підтверджують той факт, що трьохшпаринному ущільненні з невеликим осьовим розміром з'єднувальної камери виникає децентруюча сумарна радіальна сила, яка збільшується зі збільшенням радіального зміщення вала.

Порівняння полів швидкості і ліній току в повздовжньому та поперечному перетинах для двох варіантів конструкцій з осьовим розміром з'єднувальних камер $K=1$ мм (рис. 3.13 а,б,в і 3.14 а,б,в) показує, що при збільшенні радіального зазору у другій шпарині збільшилась сумарна швидкість у верхній частині першої та третьої шпарини ущільнення. При цьому, окружний потік у камерах майже

відсутній. Спостерігається радіальний потік від першої до другої, та від другої до третьої шпарини у серединному поперечному перетині камер ущільнення. В останньому випадку течія має невелике закруглення. При збільшенні осевого розміру з'єднувальних камер до 3 мм для другого варіанту конструкції ущільнення (рис. 3.15 а,б,в) відбувається додаткове збільшення сумарної швидкості у верхній частині першої та третьої шпарин, та зменшення сумарної швидкості на другій шпарині. У поперечному перетині центральної частині першої камери рух рідини має радіальний напрямок, але у поперечному перетині центральної частини другої камери течія рідини приймає здебільшого окружний характер.

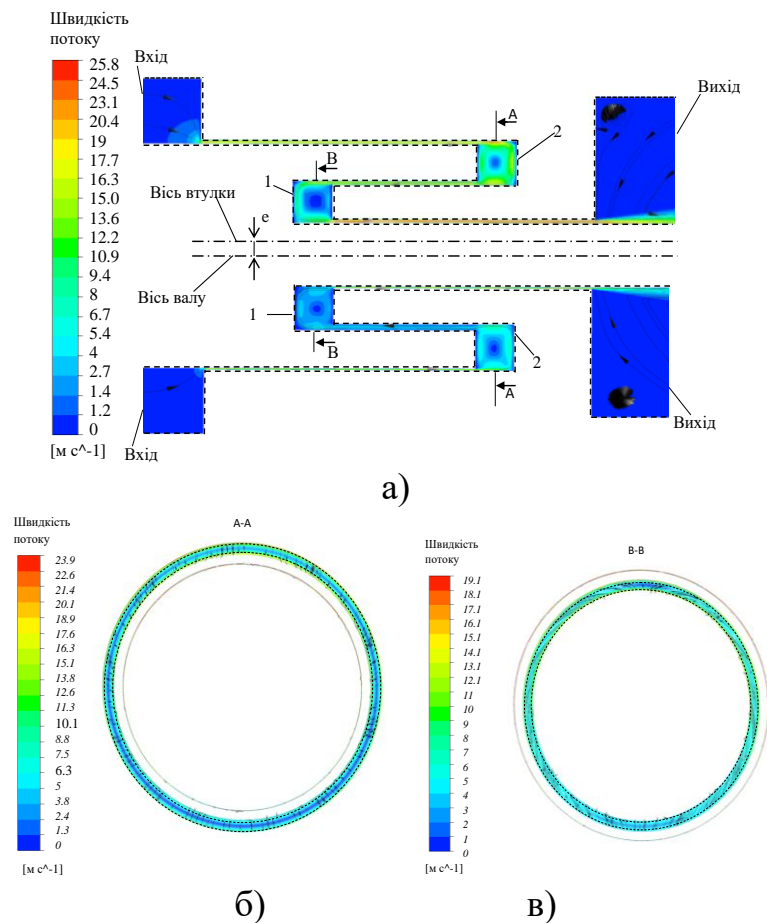
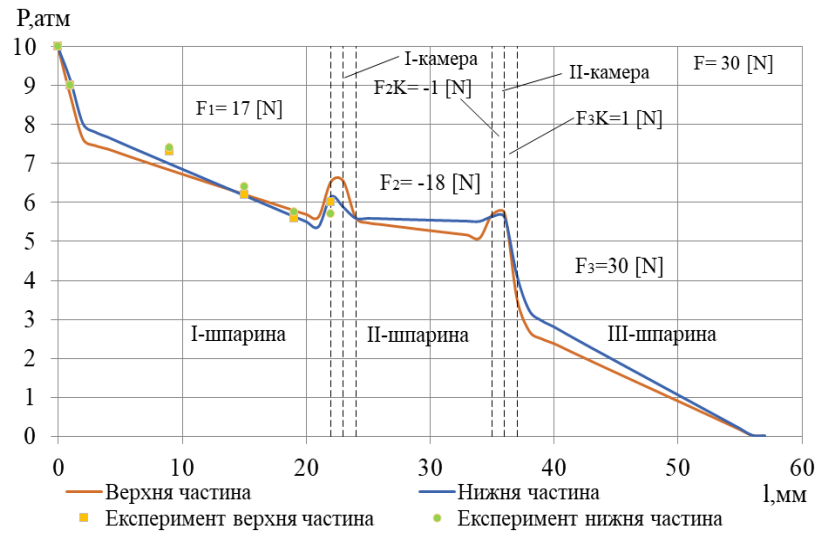
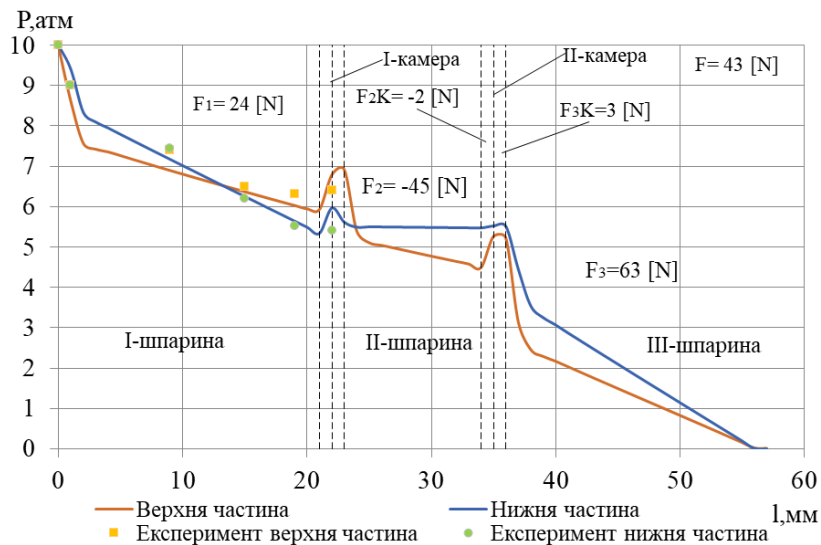


Рисунок 3.15 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах ущільнення з здвоєною другою шпариною при $K=3$ мм, $e=0,08$ мм



а)

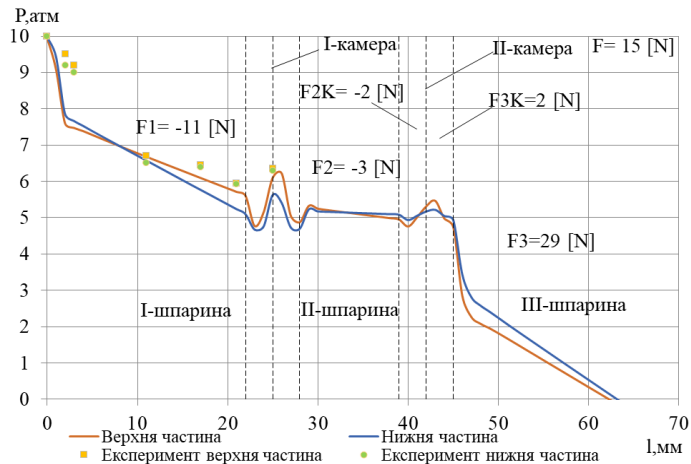


б)

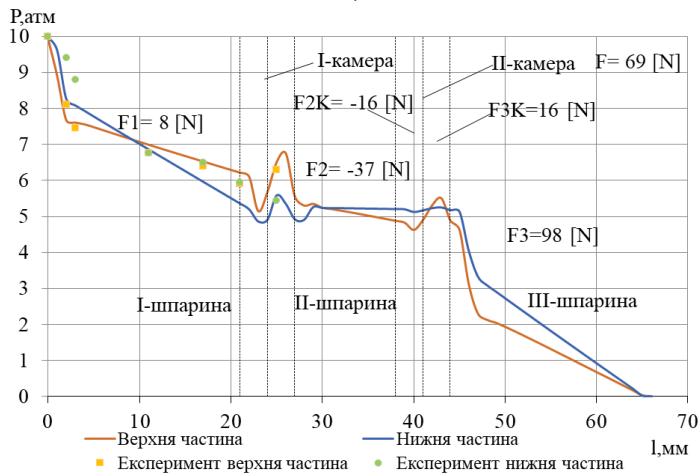
Рисунок 3.16 – Розподіл тиску в трьохшаринному ущільненні з зведеною другою шариною при $K=1$ мм: $e=0,04$ мм (а), $e=0,08$ мм (б)

Збільшення в два рази величини радіального зазору другої шпарини (рис. 3.16 а, б) дещо збільшує падіння місцевого тиску на вході верхньої частини першої шпарини, а також падіння тиску по довжині як верхньої, так і нижньої частини першої шпарини. Таким чином, децентруюча сила змінюється на центруючу. На другій шпарині зменшується падіння тиску на вході, по довжині та відновлення тиску на виході шпарини, що призводить до значного зменшення децентруючої сили. На третій шпарині зменшується різниця між розподілами тиску у нижній та верхній частинах в першу чергу за рахунок збільшення тиску на

вході в верхню частину третьої шпарини, що на жаль в два рази зменшує центруючу силу. Але сумарна радіальна сила в зазорі трьохшпаринного ущільнення є центруючою. При збільшенні радіального зміщення вала e (рис. 3.16 б) дещо ще збільшується падіння тиску на вході та зменшується падіння по довжині верхньої частини першої шпарини, при цьому трохи збільшується центруюча сила. Збільшується падіння на вході та по довжині, що дещо збільшує децентруючу силу, але за рахунок зменшення тиску на вході в верхню частину третьої шпарини збільшується центруюча сила. Сумарна сила також є центруючою. Видно, що більший вклад має змінення розподілу тиску в верхній частині з більшим радіальним зазором.



а)



б)

Рисунок 3.17 – Розподіл тиску в трьохшпаринному ущільненні з здвоєною другою шпариною при $K=3 \text{ мм}$: $e=0,04 \text{ мм}$ (а), $e=0,08 \text{ мм}$ (б)

Зі збільшенням осьового розміру з'єднувальних камер до 3 мм (рис. 3.17 а, б) дещо зменшується центруюча сила на першій шпарині, але збільшується центруюча сила на третій шпарині за рахунок зменшення падіння на вході в нижню частину третьої шпарини. Результируюча сила дещо збільшується і є центруючою. При даній геометрії ущільнення більший вплив на змінення радіальної сили в зазорі трьохшпаринного ущільнення має збільшення радіального зазору другої шпарини. Це може пояснюватися тим, що недостатньо збільшено осьовий розмір з'єднувальних камер.

Експерименти без обертання вала показали, що в першому варіанті конструкції з однаковими шпаринами при осьовому розмірі з'єднувальних камер $K=3$ мм виникали автоколивання при не обертовому валу, що підтверджується траєкторіями руху не обертового вала, які фіксувалися за допомогою двох координатного осцилографа (рис. 3.18 а-г). Початкове зміщення центру вала і траєкторії, пов'язано з прогином вала під дією власної ваги втулки, що призводить до виникнення початкової радіальної децентруючої сили, яка при незначному горизонтальному зміщенні вала призводить до виникнення тангенціальної сили та коливанням в горизонтальному напрямку, а при збільшенні вхідного тиску до повороту та зміщення центру траєкторії та центру прецесуючого вала на кут майже 150 градусів проти часової стрілки в перший квадрант розмірної сітки (рис. 3.18 г). При максимальному ущільнювальному тиску на вході - 10 атм амплітуда радіальних і тангенціальних коливань збільшується і стінка вала торкається нерухомих стінок корпуса. При меншому тиску на вході - 1,25 атм (рис. 3.18 а) амплітуда горизонтальних коливань значно більша, ніж амплітуда вертикальних коливань, при збільшенні тиску збільшується амплітуда вертикальних коливань, а при максимальному тиску величини амплітуд вертикальних і горизонтальних коливань становляться близькими за значеннями. Базуючись на попередніх дослідженнях [51] можливо зробити припущення, що частота прецесії близька до частоти власних коливань, а сили що виникають в зазорі шпарин ущільнення за

величиною еквівалентні силам пружності вала. Як вже було сказано, вертикальні коливання пов'язані з радіальною децентруючою силою, горизонтальні – з тангенціальною силою, яка виникає за рахунок негативного за величиною демпфірування.

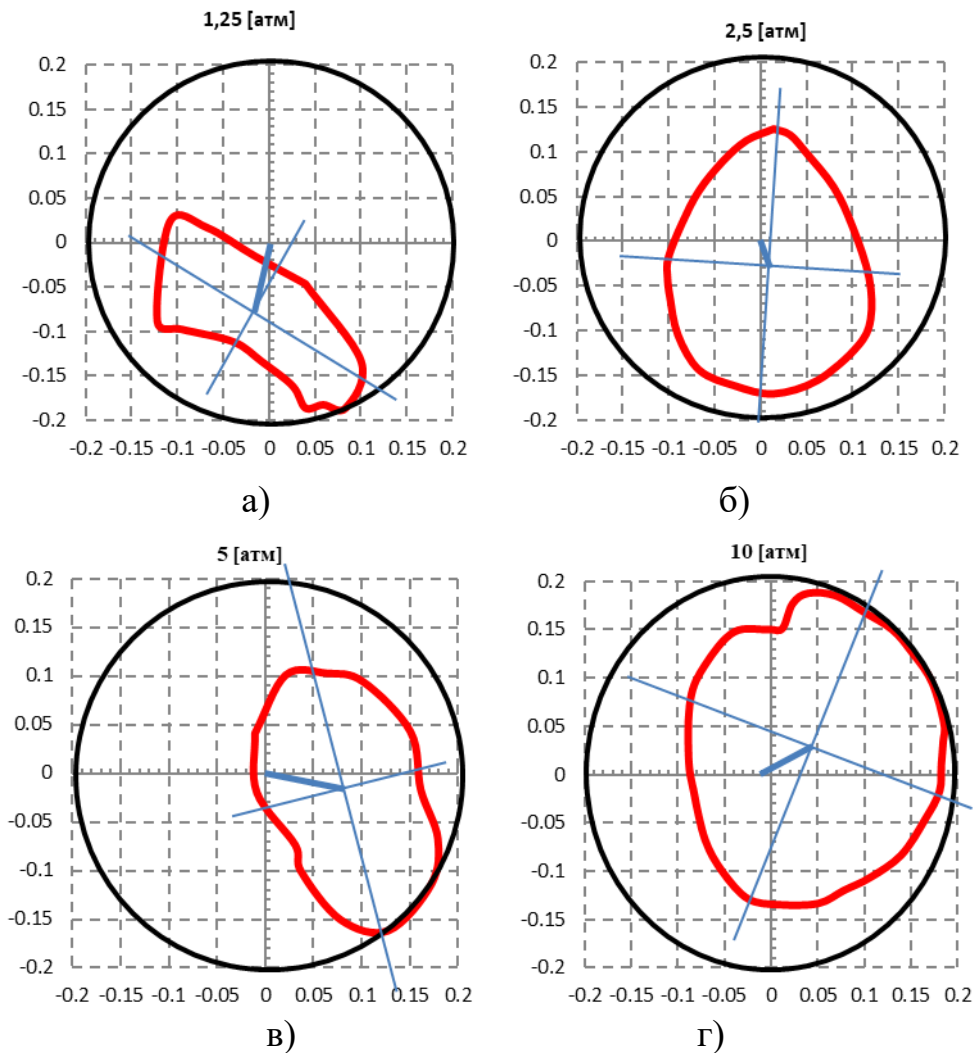
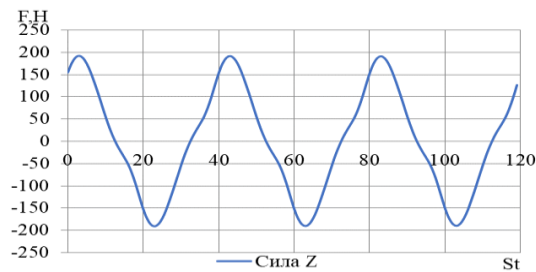


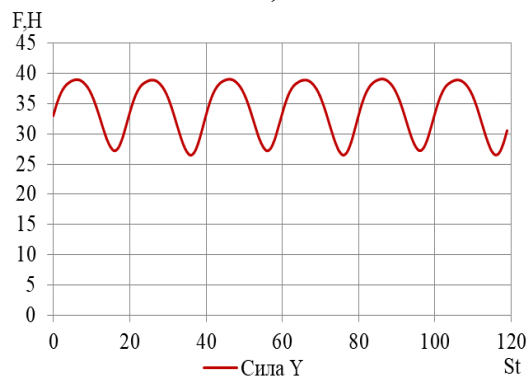
Рисунок 3.18 – Траєкторії прецесії вала при різних тисках для першого варіанту конструкції при $K=3$ мм

Для пояснення природи виникнення прецесійного руху вала при відсутності його власного обертання виконані числові дослідження першого варіанту конструкції з однаковими радіальними зазорами шпарин при осьовому розмірі з'єднувальних камер $K=3$ мм, величина тиску на вході в ущільнення дорівнювала 10 атм, частота прецесії була еквівалентна частоті власних коливань вала і

дорівнювала 310 рад/с. Дослідження виконувалось наступним чином. За однією з осей, наприклад вертикальною (радіальний напрямок руху вала) задавались вимушені коливання по гармонічному закону $z=e*\cos(\omega*t)$ з наперед заданим зміщенням вала $e=0,12$ мм, а по горизонтальній осі – мінімальне постійне зміщення $-y=0,02$ мм, яке дорівнювало 10 % від величини зазора. Результати числового розрахунку показали, що радіальні коливання вала вздовж осі Z (рис. 3.19 а), навіть при мінімальному випадковому його зміщенні у перпендикулярному напрямку вздовж осі Y призводять до виникнення радіальної сили, яка діє в сторону зміщення вала. Додавання двох взаємоперпендикулярних радіальних коливань дає траєкторію руху вала. Радіальні сили є децентруючими, тобто збільшують прецесію вала. Це підтверджується розподілом сил (рис. 3.20), які діють в зазорах ущільнення. Тільки радіальні сили на третій шпарині є центруючими. Сумарна результуюча сила діє в сторону кута 290 градусів і траєкторія руху вала має представляти еліпс з кутом нахилу вертикальної осі приблизно 20 градусів.



а)



б)

Рисунок 3.19 – Змінення радіальних сил, направлених вздовж осі Z (а) та вздовж осі Y (б), St – крок за часом

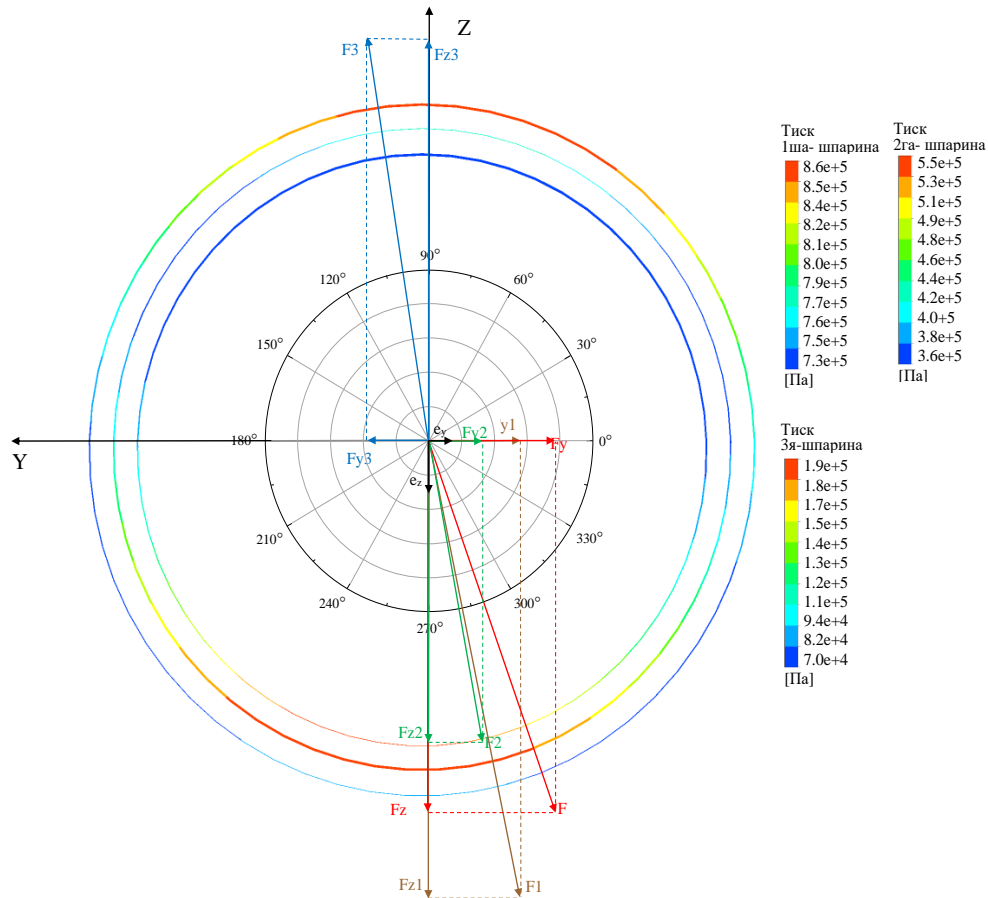


Рисунок 3.20 - Розподіл тиску та сил в серединному перетині кожної шпари

Таблиця 3.1 – Величина витоків в залежності від радіального зміщення вала

I-варіант при $K=1$ мм	e [мм] (ексцентриситет)	0	0,04	0,08	0,12	0,16
	Q [л/с] (Розрахунок)	0,84	0,8	0,74	0,63	0,52
	Q [л/с] (Експеримент)	0,84	0,76	0,74	0,63	0,61
	Похибка [%]	0,4	5	0,5	0,8	15
II-варіант при $K=1$ мм	e [мм] (ексцентриситет)	0	0,04	0,08	0,12	0,16
	Q [л/с] (Розрахунок)	0,93	0,93	0,93	0,92	0,9
	Q [л/с] (Експеримент)	0,93	0,92	0,92	0,91	0,91
	Похибка [%]	0,2	1	1,1	1,1	1,1

В таблиці 3.1 представлені результати розрахунків величини витоків в залежності від радіального зміщення вала для двох варіантів конструкцій при осьовому розмірі з'єднувальних камер $K=1$ мм. Максимальна величина відносної похибки в порівнянні результатів розрахунку та експерименту склала 15 % при максимальному радіальному зміщенні вала.

3.2 Експериментальні та розрахункові дослідження з обертовим валом

Експериментальні дослідження течії в шпаринних ущільненнях, при розгляді системи з декількома шпаринами з урахуванням обертання роторної частини, визначення коефіцієнтів гідродинамічних сил стає задачею, яку складно вирішити. Гідродинамічні параметри ущільнень (коефіцієнти гідродинамічних сил) оцінюються опосередковано за динамічними характеристиками коливальної системи. Значення таких коефіцієнтів отримують шляхом опрацювання амплітудних та фазових частотних характеристик вимушених коливань такої системи [59].

Основними вихідними даними для розрахунків вібраційного стану відцентрових насосів є динамічні параметри шпаринних ущільнень, такі як коефіцієнти жорсткості, демпфування та циркуляційних сил [60].

3.2.1 Методика експериментальних досліджень

Вал експериментальної установки (рис 3.4) приводиться до руху за допомогою електродвигуна постійного току 19 типу ГС-24а потужністю 16 кВт через мультиплікатор 21, котрий має передаточне співвідношення 1:3. Змащення мультиплікатора та шарикопідшипників – вимушене, здійснюється за допомогою циркуляційної маслосистеми. Живлення двигуна здійснюється за допомогою тиристорного перетворювача напруги з системою електронного регулювання та стабілізації частоти обертання за допомогою тиристорного блоку живлення, яким

керується приводний двигун, що забезпечує напругу на виході до 60 В при струмі навантаження до 300 А.

Циліндр 28 з нерухомими втулками ущільнення встановлені в корпусі стенда через ізоляційні втулки та прокладки, що дає можливість електричним методом реєструвати можливі дотики ротора і статора ущільнення. Для запобігання вібрацій корпусу, понижуючих точність замірів, досліджувана головка жорстко встановлена на масивній чавунній плиті, яка розташована в бетонному фундаменті.

Консольний вал має власну згинальну жорсткість $0,29 \times 10^6$ Н/м, обертається в двох опорних вузлах, кожний із яких представляє здвоєний радіально-опорний підшипник, зібраний для виключення люфту з осьовим натягом, що досягається шляхом підгонки дистанційних кілець. Перва власна частота ротора в повітрі складає 310 рад/с (замірне значення); друга 1800 рад/с (розраховане методом початкових параметрів), та лежить за границями робочих частот обертання. Згідно розрахунковим та експериментальним даним, конструкція вала дозволяє достатньо точно оцінювати гідродинамічні параметри ущільнень, якщо їх жорсткість не перевищує 2×10^6 Н/м.

Для вимірювання віброзміщення використано 3 канали перетворювачів зазор-напруга з струмовихровими датчиками переміщення. Струмовихрова апаратура, на відміну від ємнісних, нечуттєва до діелектричної проникності робочого середовища, яка заповнює зазор між датчиком та ротором, на відміну від індуктивної – має більш високу стабільність та широкий діапазон частот вимірювання вібрацій. Переміщення роторної втулки 5 (рис. 3.4) реєструється двома розміщеними взаємно перпендикулярними датчиками. Роздільна здатність каналів віброзміщень складає 1 мкм по амплітуді та ексцентриситету, діапазон вимірювання відповідно ± 500 мкм. Сигнал з вібродатчиків виходить на VIBROPORT (універсальний вібровимірювальний прилад), який призначений для вимірювання амплітуд, їх форма виводиться на приєднаний самописець.

Також сигнал паралельно аналізується на екранах двох електронно променевих осцилографів СІ-8.

В каналі частоти обертання використовується струмовихровий датчик, який виробляє розрахункові імпульси при обертанні муфти 23 (рис. 3.4) з шістьма прорізами-мітками. Інформація про частоту обертання ротора передається на вібропорт.

В вимірювальному каналі температури використаний напівпровідниковий діодний датчик 25 (рис. 3.4).

В якості джерела напруги для всієї системи використовується блок живлення типу Б5-21. Напруга контролюється за допомогою числового вольтметра типу В2-19.

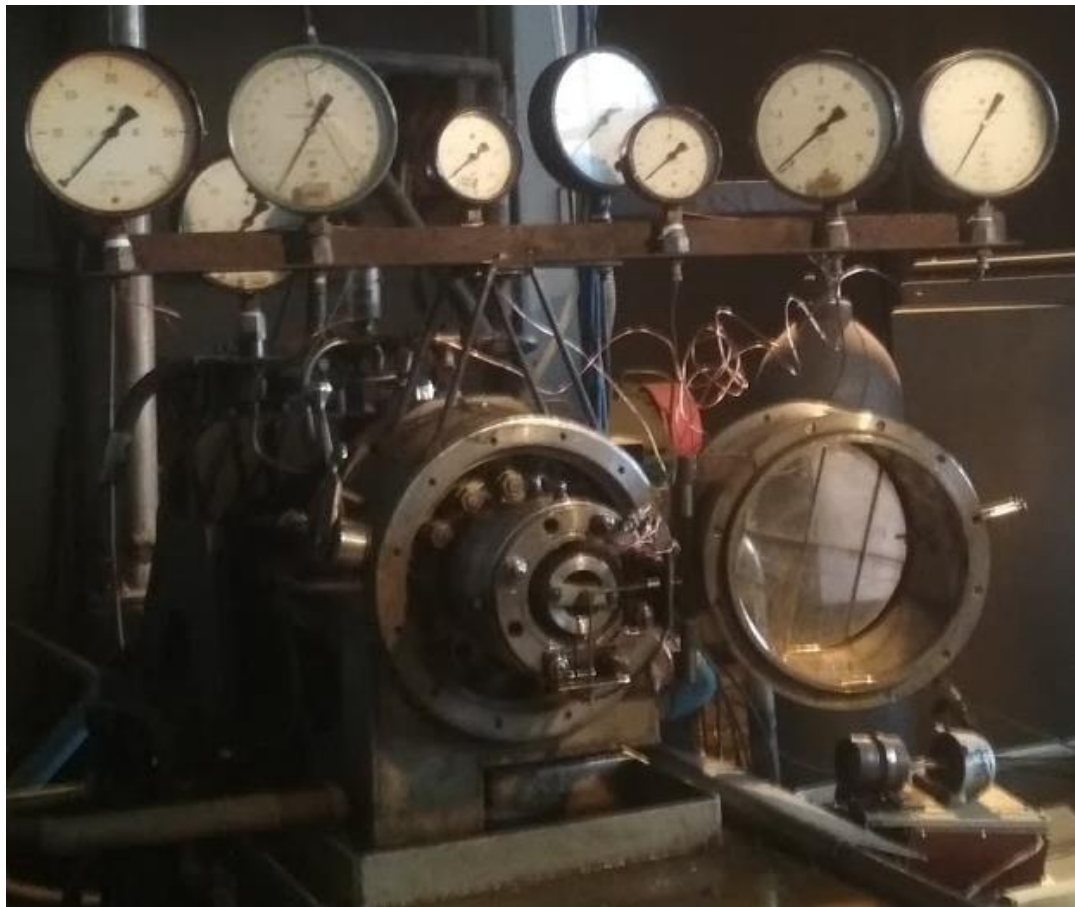


Рисунок 3.21 – Зовнішній вигляд експериментальної установки

За допомогою вище наведеної установки (рис. 3.21) можна отримати наступні дані:

- Отримання величини витоків через ущільнення в залежності від частоти обертання вала.
- Зняття АЧХ вимушених коливань ротора у всьому діапазоні обертання вала.
- Виведення результатів АЧХ на двохкоординатний самописець.

При побудові АЧХ одночасно простежувалось положення валу за допомогою двохкоординатного осилографа та під'єднаних до нього датчиків зміщення. Для даної конструкції відстежувалось декілька варіантів поведінки валу:

Порядок проведення експерименту [61]:

1. Подання насосом рідини в вузол ущільнення.
2. Установка необхідного тиску.
3. Пуск двигуна, плавне збільшення частоти обертання до робочої.
4. Випробування проводяться при різних тисках і частотах обертання.
5. Огляд кілець ущільнення.

3.2.2 Результати експериментальних досліджень

Хотілось би відмітити, що спочатку експериментальні дослідження проводились без мультиплікатора 21 (рис. 3.4) для першого варіанту конструкції з однаковими шпаринами при $K=3$ мм, внаслідок виникнення автоколиваний при не обертовому валу, помірно збільшувалась частота обертання роторної втулки 5 (рис. 3.4) до 50 об/хв., вал втрачав динамічну стійкість до величини зазору ущільнення, що спричиняло дотики до статорної втулки. Під час проведення подібного експерименту з першим варіантом конструкції при $K=1$ мм роторна втулка прижималась до статорної частини при подачі високого тиску (понад 10 атм) і тим самим не давала змоги обертатися при даних умовах, проте дане явище вдалось владнати встановленням мультиплікатора та більш швидкого початку

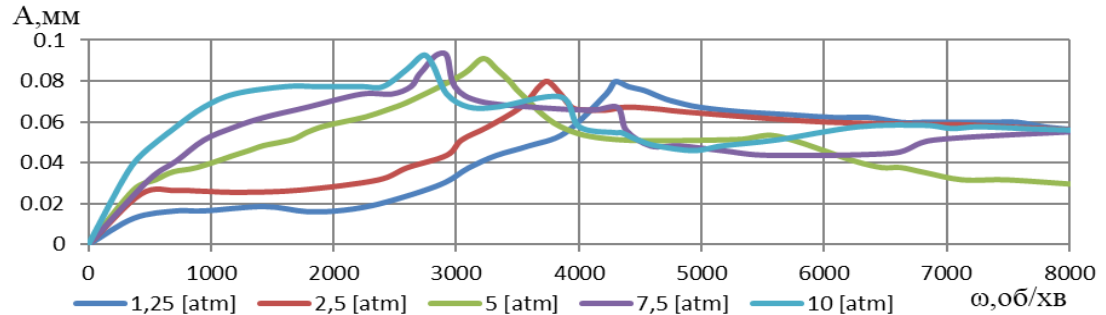
розкручування вала при менших значеннях тиску (1,25; 2,5; 5 атм), а потім при збільшенні обертання підвищували величину тиску.

Дослідження трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу проводились на експериментальній установці і включали в себе побудову АЧХ вимушених коливань вала та визначення його динамічної стійкості. Дисбаланс роторної втулки підбирався таким чином, щоб амплітуда вимушених коливань не перевищувала половини зазору. Вал здійснює вимушені коливання у вигляді прямої синхронної прецесії, викликані відцентровою силою від дисбалансу.

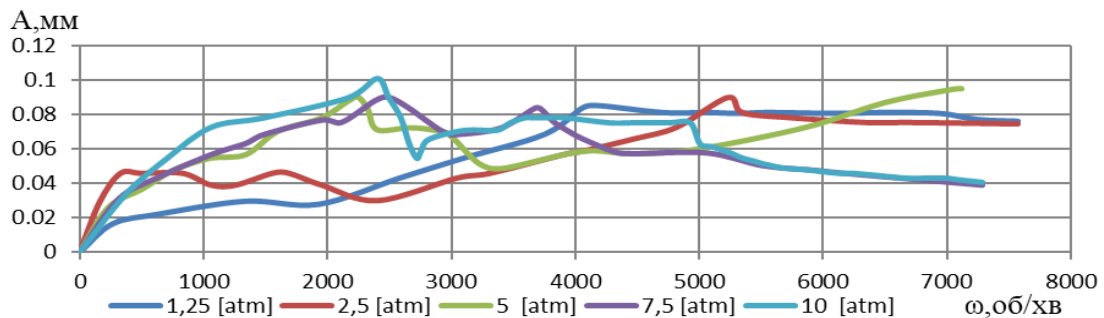
В результаті проведення експериментальних досліджень з обертовим валом отримані амплітудно частотні характеристики (АЧХ) для двох варіантів конструкції та двох різних осьових розмірів з'єднувальних камер трьохшпаринного ущільнення – 1 та 3 мм (рис. 3.22 а-г). Аналіз АЧХ (залежності амплітуди коливань від швидкості обертання вала) при різних вхідних ущільнювальних тисках показує, що для першого варіанту конструкції з однаковими радіальними зазорами шпарин ущільнення і осьовим розміром камер $K=1$ мм (рис. 3.22 а) при збільшенні частоти обертання, як і в будь якій коливальній системі, відбувається збільшення амплітуди коливання і перехід через першу критичну швидкість. У подальшому амплітуда дещо зменшується, або встановлюється її постійне значення. При збільшенні вхідного тиску зменшуються критичні швидкості та збільшується критична амплітуда коливань вала від 4300 об/хв та 0,08 мм до 2740 об/хв та 0,094 мм. Перша критична швидкість власних коливань вала установки у повітрі дорівнює 2960 об/хв. Тому, при більших ущільнювальних тисках відбувається деяке зменшення жорсткості системи вал-підшипники-ущільнення. Загалом зі збільшенням вхідного тиску відбувається як зменшення жорсткості, так і демпфірування обертового вала.

При збільшенні осьового розміру з'єднувальних камер до 3 мм для першого варіанту конструкції (рис. 3.22 б) відбувається ще більше зменшення критичних швидкостей коливань в діапазоні 2250-2500 об/хв при більших вхідних тисках 5-

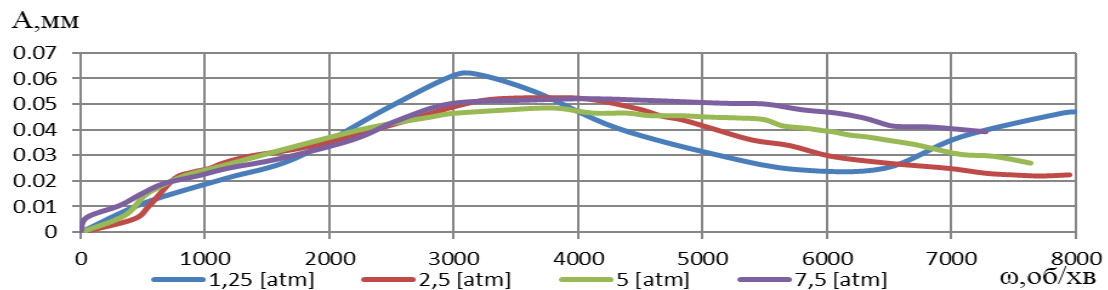
10 атм. А при менших вхідних тисках має присутні більші значення критичних швидкостей коливань 4130-5290 об/хв. Критична амплітуда також дещо збільшується і стає 0,84-0,102 мм.



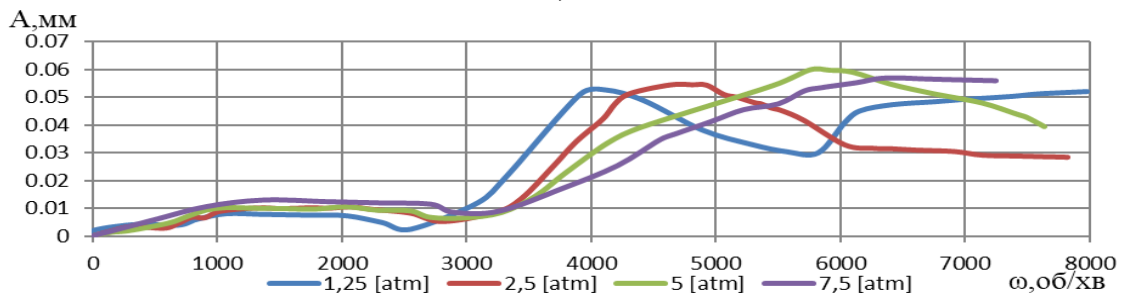
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.22 – АЧХ вала в трьохшпаринному ущільненні:

I-варіант конструкції при $K=1$ мм (а), I-варіант конструкції при $K=3$ мм (б),
II-варіант конструкції при $K=1$ мм (в), II-варіант конструкції при $K=3$ мм (г)

Збільшення в два рази зазору другої шпарини (рис. 3.22 в) призводить до зменшення критичної швидкості коливань при мінімальному вхідному тиску 1,25 атм до 3110 об/хв, але і збільшенню критичної швидкості при максимальному вхідному тиску 7,5 атм приблизно до 4100 об/хв. Для всіх ущільнювальних тисків критична амплітуда зменшилась до 0,049-0,062 мм.

Збільшення осьового розміру з'єднувальних камер до 3 мм для другого варіанту конструкції ущільнення (рис. 3.22 г) значно збільшило критичні швидкості в діапазоні від 4050 до 6400 об/хв при тисках від 1,25 до 7,5 атм. Критична амплітуда при вхідному тиску 1,25 атм дещо зменшилась до величини 0,053 мм, а при інших вхідних тисках дещо збільшилась максимум до 0,06 мм.

За результатами аналізу АЧХ можливо зробити наступні висновки щодо впливу осьового розміру з'єднувальних камер та радіального зазору другої шпарини трьохшпаринного ущільнення:

1. Збільшення осьового розміру з'єднувальних камер більшою мірою впливає на критичні швидкості коливання;
2. Збільшення радіального зазору другої шпарини однаково впливає як на змінення (більшою мірою збільшення) критичних швидкостей, так на зменшення критичних амплітуд коливання.

На рисунках 3.23 а-в та 3.24 а-в показані осцилограми траєкторії стінки вала, які відстежувалися на екрані електропроменевого осцилографа. Розглядалися траєкторії на 3-х швидкостях обертання: на 2000 об/хв, на критичній частоті обертання і на 8000 об/хв. Порівнювались три варіанти геометрії ущільнення: І-варіант конструкції при $K=1$ мм, І-варіант конструкції при $K=3$ мм, ІІ-варіант конструкції при $K=3$ мм при двох вхідних тисках $P=1,25$ атм і $P=7,5$ атм. Із рисунків можна зазначити, що найменшу величину ексцентриситету коливань має ІІ-варіант конструкції при $K=3$ мм як при $P=1,25$ атм (рис. 3.23 а-в), так і $P=7,5$ атм (рис. 3.24 а-в). Найбільшу величину ексцентриситету має І-варіант конструкції

при $K=1$ мм при $P=7,5$ атм (рис. 3.24 а-в). Стінка вала має торкання зі стінкою корпусу.

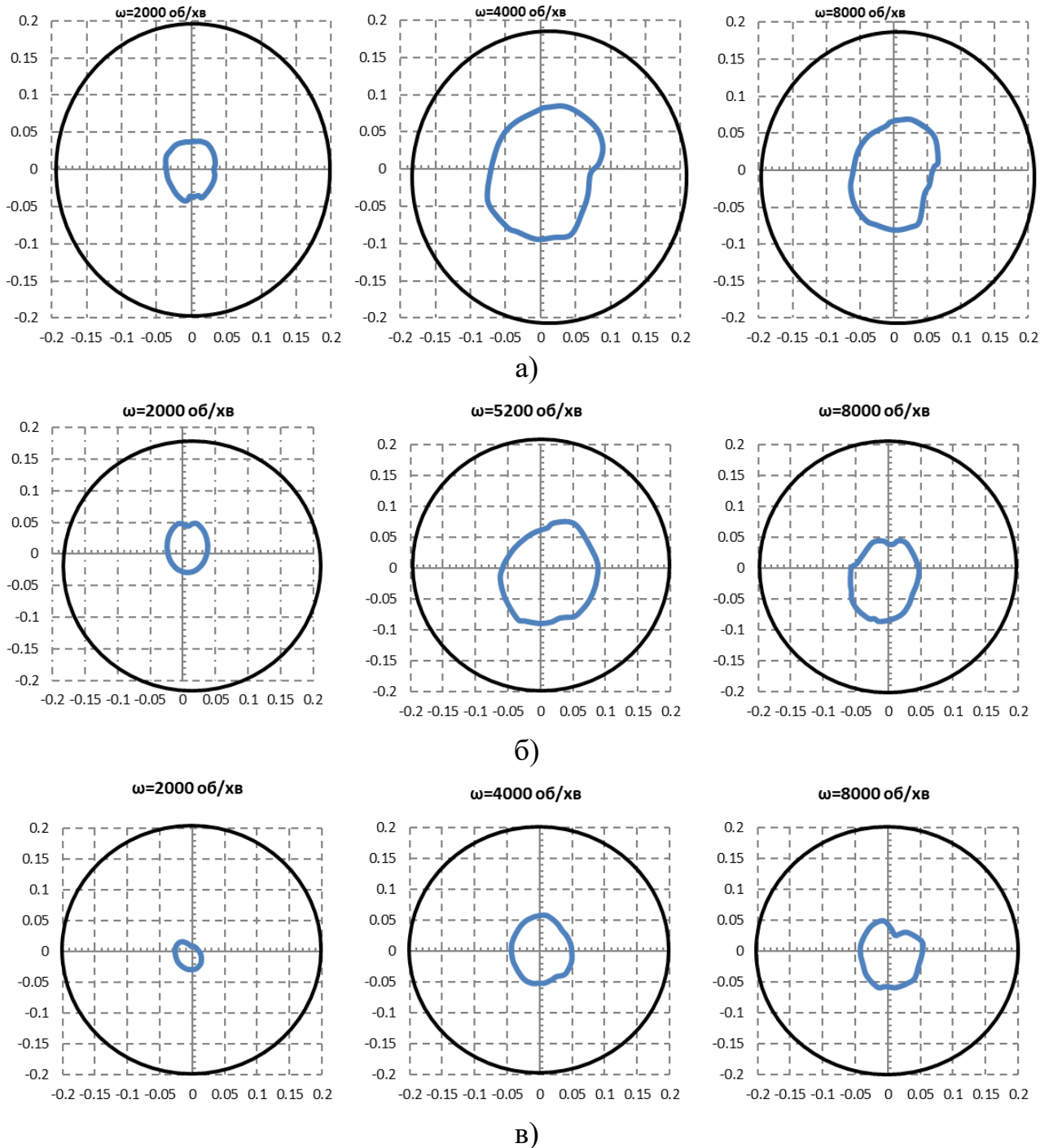


Рисунок 3.23 - Траєкторії руху стінки вала при $P=1,25$ атм:

I-варіант конструкції при $K=1$ мм (а), I-варіант конструкції при $K=3$ мм (б),

II-варіант конструкції при $K=3$ мм (в)

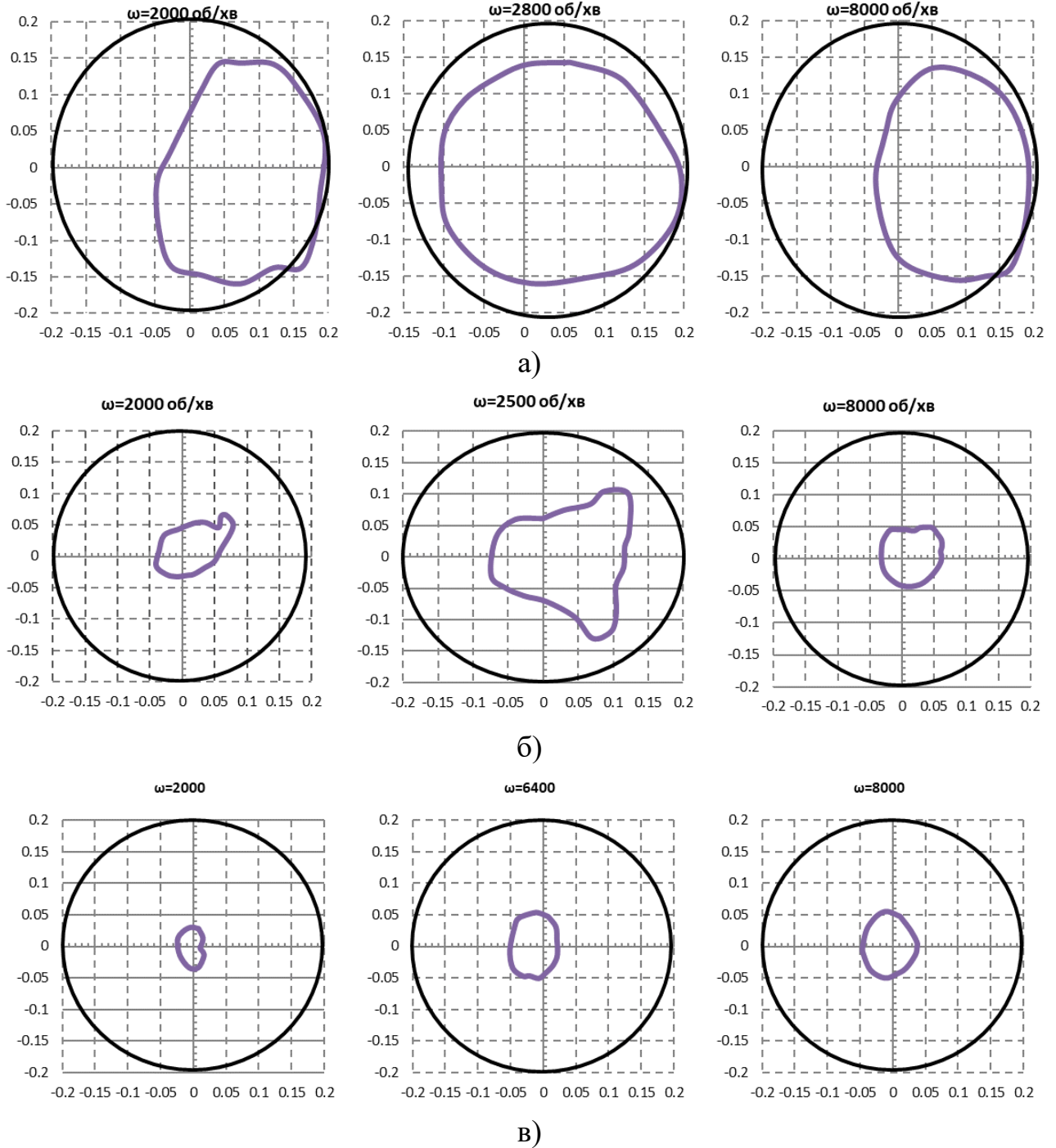


Рисунок 3.24 - Траекторії руху стінки вала при $P=7,5$ атм:

I-варіант конструкції при $K=1$ мм (а), I-варіант конструкції при $K=3$ мм (б),

II-варіант конструкції при $K=3$ мм (в)

При чому обертання вала відбувається за часовою стрілкою, а зміщення центру траєкторії у даному випадку відбулось навпаки проти часової стрілки. Це може свідчити про те, що тангенціальна сила направлена проти напрямку власного обертання вала.

Порівняння траєкторій руху стінки вала без обертання (рис. 3.18) і при швидкості обертання 8000 об/хв. (рис. 3.25) для першого варіанту конструкції при $K=3$ мм показало, що суттєво зменшується амплітуда коливань і при більших вхідних тисках 7,5 та 10 атм центр траєкторії зміщується проти напрямку власного обертання вала.

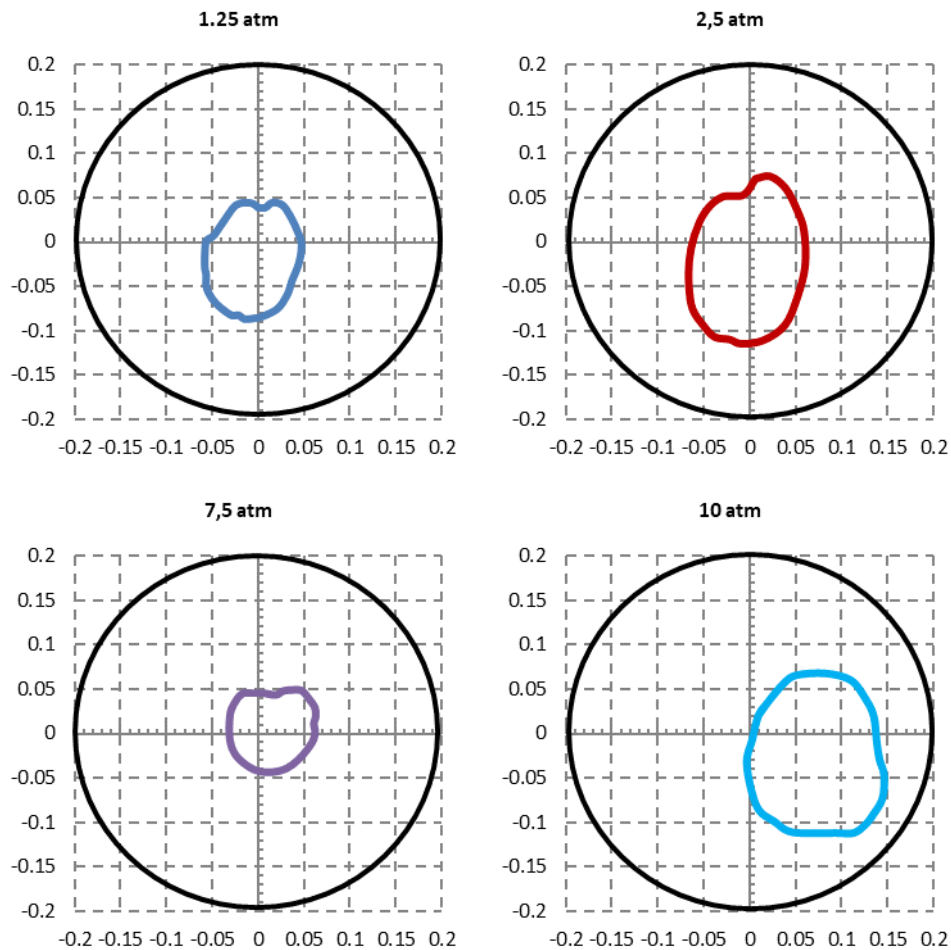
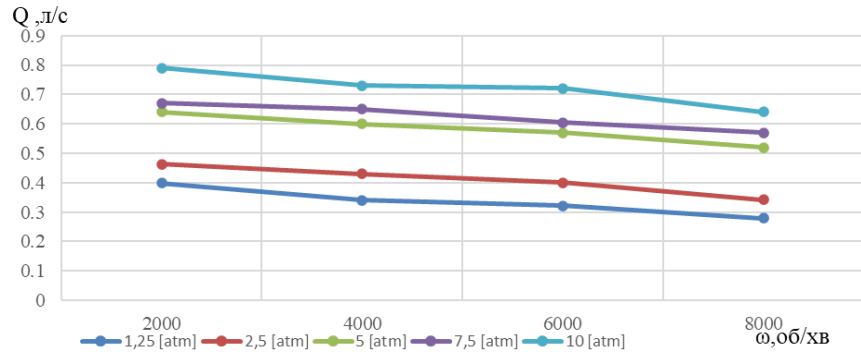
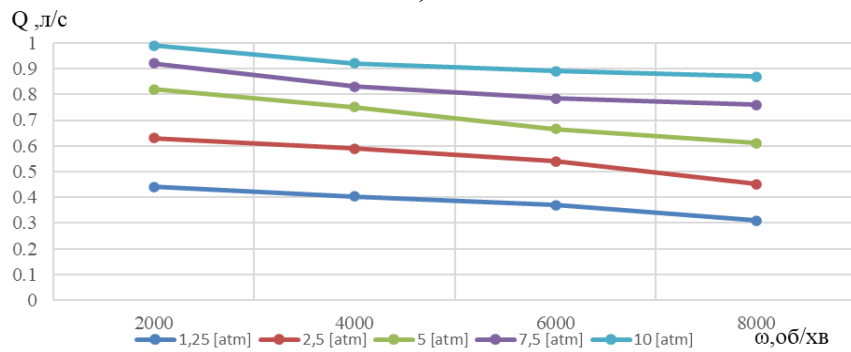


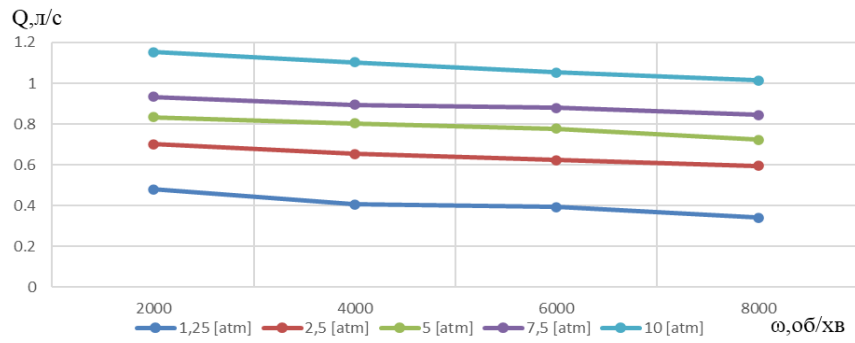
Рисунок 3.25 - Траєкторії руху стінки вала при різних вхідних тисках та швидкості обертання $\omega=8000$ для I-варіанту конструкції при $K=3$ мм



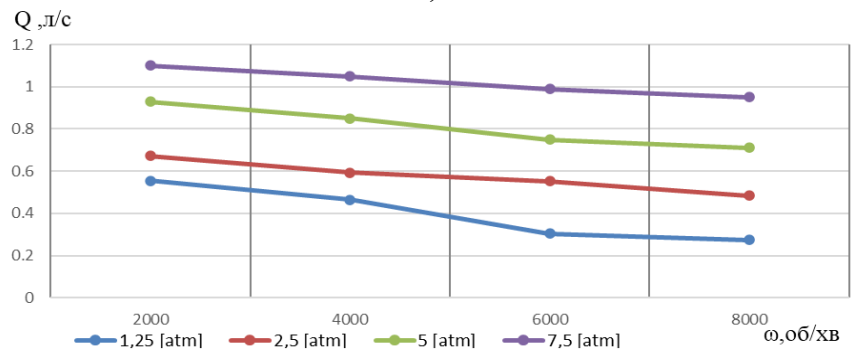
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.26 – Величина витоків в залежності від частоти обертання та ущільнювального тиску:

I-варіант конструкції при $K=1$ мм (а), I-варіант конструкції при $K=3$ мм (б), II-варіант конструкції при $K=1$ мм (в), II-варіант конструкції при $K=3$ мм (г)

В ході експериментальних досліджень були отримані значення витоків при різних величинах вхідних тисків в залежності від швидкості обертання вала (рис. 3.26 а-г). Для всіх варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення, досліджуваних в експерименті, величина витоків фактично лінійно зменшується зі швидкістю обертання вала. При збільшенні осьової величини з'єднувальних камер для першого варіанту конструкції (рис. 3.26 б) дещо збільшується величина витоків при всіх вхідних тисках, для другого варіанту конструкції при більшій величині з'єднувальних камер (рис. 3.26 г) величина витоків також збільшується при менших швидкостях обертання і зменшується при більших швидкостях обертання, окрім вхідного тиску $P=7,5$ атм. Очевидно, що при дворазовому збільшенні радіального зазору другої шпарини (рис. 3.26 в) відбувається збільшення рівня витоків в трьохшпаринному ущільненні.

3.2.3 Порівняння експерименту з результатами, отриманими за аналітичними залежностями

Порівнювались результати аналітичного розрахунку з експериментом для конструкції з здвоєною другою шпариною та збільшеним осьовим розміром з'єднувальної камери. Інші варіанти конструкції не розглядались оскільки вони мали відносно малі з'єднувальні камери.

При порівнянні аналітичної та експериментальної АЧХ для другого варіанту конструкції при $K=3$ мм за величиною критичної швидкості обертання максимальна похибка складала 15%. При аналітичному розрахунку інших варіантів конструкцій вважається, що течія рідини в з'єднувальних камерах не впливає на гідродинамічні сили в ущільненні.

Порівняння значень витоків отриманих за допомогою аналітичних формул (2.34) з експериментальними даними для другого варіанту конструкції склало максимальну похибку $\frac{1,117-1,154}{1,117} * 100\% = 3,3\%$, що підтверджує адекватність

обраної теоретичної моделі. Проте при визначенні значень витоків для першого варіанту конструкції навіть при мінімальних радіальних зміщеннях вала теоретична модель дає похибку до 20%, що пов'язано з неврахуванням радіального зміщення вала. Тому для конструкцій з однаковими шпаринами потрібно застосовувати формулу провідності [62], яка дає задовільні результати з урахуванням радіального зміщення вала.

$$g_i = 2\pi R_i h_i \left[0,5\rho \left(\xi_{11} + \xi_{12} + \frac{\lambda l_i}{2H_i} \right) \right]^{-0.5} \cdot \left(1 - 0.19 \frac{e}{h_i} \right) \quad (3.1)$$

На рисунку 3.27 а-в наведені АЧХ трьохшпаринного ущільнення при різних величинах вхідного тиску, отриманих в експериментальних та розрахункових дослідженнях.

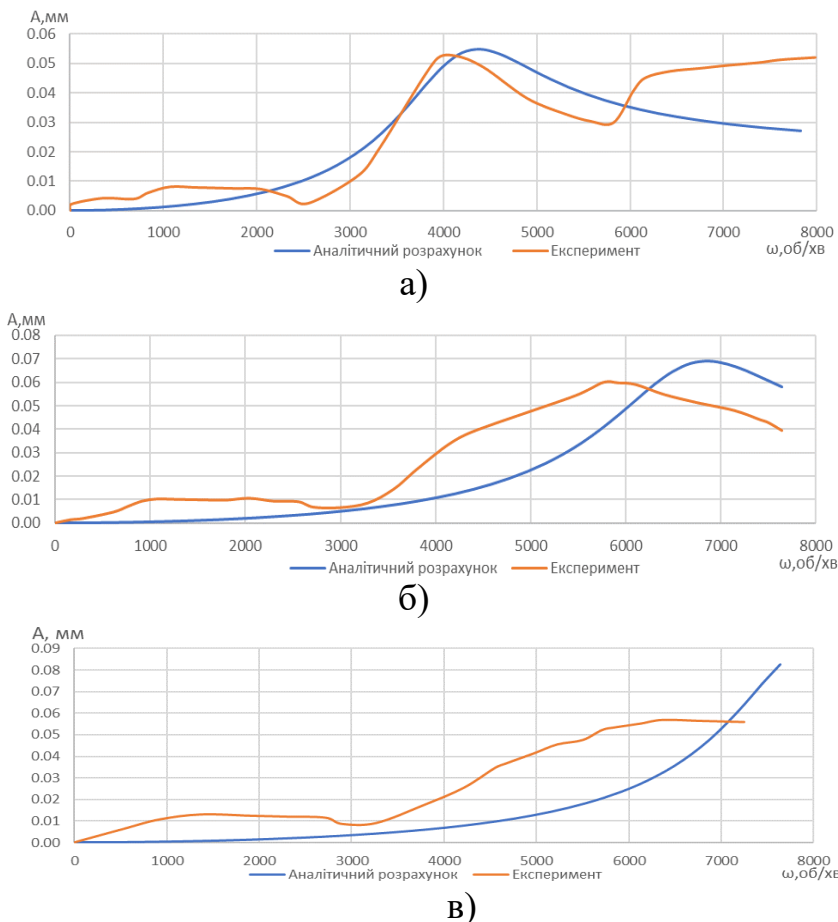


Рисунок 3.27 - Порівняння АЧХ отриманих в експерименті та в теоретичному розрахунку для другого варіанту конструкції трьохшпаринного ущільнення при $K=3$ мм, величина вхідного тиску: $P=1,25$ атм (а), $P=5$ атм (б), $P=7,5$ атм (в)

3.3 Розрахункове визначення гідродинамічних сил та динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування

Добре відомо, що багатошпаринні ущільнення мають значний вплив на динамічну стійкість ротора, як і одношпаринні ущільнення. Для визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфірування в шпаринних ущільненнях використовують числові розрахунки методом скінченних об'ємів [63], знаходять гідродинамічні сили в зазорі, за якими оцінюють динамічні коефіцієнти [64,65]. Розв'язуються осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса в поєднанні з k-ε моделлю турбулентності [66]. Моделюється прецесійний рух вала навколо центрального положення. Після розрахунку полів течії та розподілів тиску визначаються динамічні коефіцієнти ущільнень.

3.3.1 Аналіз течії в тьохшпаринному ущільненні

Течія в ущільненні оцінюється за допомогою визначення числа Рейнольдса (Re) в вітчизняних джерелах використовують діаграму Нікурадзе [67] в якій наведені числа Рейнольдса для ламінарного потоку ($Re < 2300$), визначено перехідний режим від ламінарного до турбулентного ($2300 < Re < 4000$), всі вище наведені значення взяті для турбулентного потоку, або автотельної області турбулентності ($Re > 4000$). Проте наведені значення отримані при експериментальних дослідженнях для гладких та шорстких труб. На даний час є велика кількість досліджень проведених саме для шпаринних ущільнень [68,69]. При визначенні числа Рейнольдса для ламінарної течії ($Re < 1000$), перехідний режим ($1000 < Re < 3000$), при більших числах Рейнольдса відбувається турбулентна течія ($Re > 3000$). При визначенні загального числа Рейнольдса (3.4) визначаються осьове Re_z (3.2) та окружне Re_θ (3.3) числа Рейнольдса.

$$Re_z = \frac{\dot{Q} C_r \rho}{A \mu} \quad (3.2)$$

$$Re_{\theta} = \frac{R\omega C_r \rho}{2\mu} \quad (3.3)$$

$$Re = \sqrt{Re_z^2 + Re_{\theta}^2} \quad (3.4)$$

В рівняннях використовуються $A = 2\pi R C_r \rho + \pi C_r^2 \rho$ – площа зазору ущільнення, μ – в'язкість, ρ – густина, \dot{Q} – об'ємна втрата, C_r – радіальний зазор, ω – частота обертання, R – радіус ущільнення.

Спираючись на вище зазначені залежності визначено режим течії в багатошпаринних ущільненнях на основі результатів експерименту для чотирьох конструкцій при різних значеннях тисків та частоти обертання.

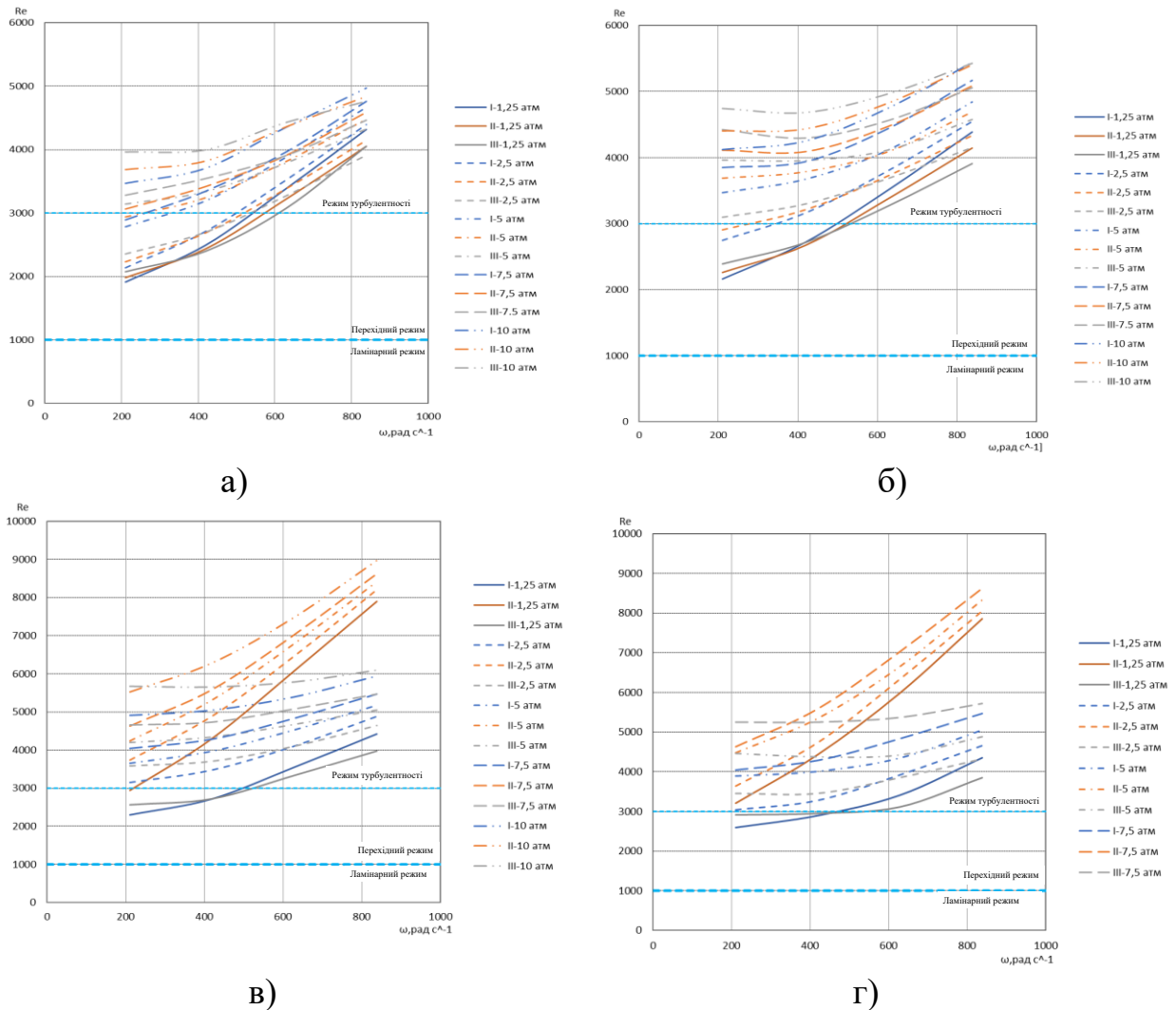


Рисунок 3.28 – Режим течії для трьох шпарин трьохшпаринного ущільнення:

I-варіант конструкції, $K=1$ мм (а), I-варіант конструкції, $K=3$ мм (б),
II-варіант конструкції, $K=1$ мм (в), II-варіант конструкції, $K=3$ мм (г)

Оскільки в більшості випадків режим течії турбулентний, лише в деяких випадках, при мінімальному тиску (1,25 атм) та відносно не високих частотах обертання спостерігався перехідний режим, саме тому при моделюванні розглядалась турбулентна течія.

При аналізі структури потоку, включаючи аналіз швидкості та тиску, враховувались значення чисел Рейнольдса. Дуже широко використовуються моделі турбулентності з двома рівняннями, оскільки вони пропонують хороший компроміс експерименту та забезпечують достатню точність розрахунків. Проте моделі з двома рівняннями є більш складними, ніж моделі з нульовим рівнянням [58]. На сьогоднішній день найпопулярнішими моделями турбулентності з двома рівняннями є k - ϵ та k - ω моделі [55].

Обидві k - ϵ та k - ω моделі використовують гіпотезу градієнтної дифузії, щоб зв'язати напруження Рейнольдса з градієнтами середньої швидкості та турбулентною в'язкістю. Турбулентна в'язкість моделюється як добуток турбулентної швидкості та масштаб турбулентної течії в двох моделях. Масштаб швидкості турбулентності оцінюється з кінетичної енергії турбулентності, яка забезпечується з розв'язку її рівняння переносу. Масштаб турбулентної довжини оцінюється з двох властивостей поля турбулентності: зазвичай кінетичної енергії турбулентності та швидкості її розсіювання.

У цьому дослідженні була обрана стандартна k - ϵ модель для розв'язання турбулентного течії, а для опису швидкості біля стінки використовувалася масштабована логарифмічна функція стінки. Критерій y^+ відповідає майже всій області стінки.

k - ϵ модель вводить дві нові змінні в систему рівнянь. k - кінетична енергія турбулентності і визначається як дисперсія коливань швидкості. Він має розмірність ($L^2 T^{-2}$). ϵ - вихрова дисипація турбулентності (швидкість, з якою розсіюються флуктуації), і має розміри k за одиницю часу ($L^2 T^{-3}$).

Течія в'язкої ньютонівської рідини описується системою диференціальних рівнянь Навьє - Стокса (3.5, 3.6). Для рідини, що не стискається, система має наступний вигляд:

$$\frac{d}{dt}(\rho u_i) + \frac{d}{dx_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{dp'}{dx_i} + \frac{d}{dx_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} \right) \right] + f_i, \quad (3.5)$$

$$\frac{d\rho}{dt} + \frac{d}{dx_j}(\rho u_j) = 0 \quad (3.6)$$

Тут використано скорочений запис рівнянь, $i, j=1\dots 3$, передбачається підсумовування за однаковими індексами, x_1, x_2, x_3 – осі координат. Член f_i виражає дію масових сил, t – час, μ_{eff} – ефективна в'язкість з урахуванням турбулентності, p — модифікований тиск, визначається як:

$$p = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu_{eff} \frac{du_k}{dx_k} \quad (3.7)$$

У цій системі із 4 рівнянь незалежними шуканими параметрами є 3 компоненти швидкості u_1, u_2, u_3 та тиск p . Густина ρ рідини, а також газу при швидкостях до 0,3 числа Маха, вважається постійною величиною.

Течія рідини у робочих органах гідромашин, що обертаються, розглядається у відносній системі відліку, при цьому член f_i у правій частині рівнянь (3.5) виражає дію відцентрових і Кариолісових сил:

$$\vec{f}_i = -\rho(2\vec{\omega} \cdot \vec{u} + \vec{\omega} \cdot (\vec{\omega} \cdot \vec{r})),$$

де ω – кутова швидкість обертання, r – радіус-вектор (модуль якого дорівнює відстані від цієї точки до осі обертання). Течія у гідромашинах, як правило, є турбулентною. К-ε модель заснована на концепції вихрової в'язкості, тому

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (3.8)$$

де μ_t - динамічна в'язкість. К- ϵ модель передбачає, що динамічна в'язкість пов'язана з кінетичною енергією турбулентності та дисипацією через співвідношення:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (3.9)$$

де C_μ — стала константа; значення k і ϵ отримують безпосередньо з диференціальних рівнянь перенесення для кінетичної енергії турбулентності та швидкості розсіювання турбулентності:

$$\frac{d(\rho k)}{dt} + \frac{d}{dx_j} (\rho u_j k) = \frac{d}{dx_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{dk}{dx_j} \right] + P_k - \rho \epsilon + P_{kb}, \quad (3.10)$$

$$\frac{d(\rho \epsilon)}{dt} + \frac{d}{dx_j} (\rho u_j \epsilon) = \frac{d}{dx_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{d\epsilon}{dx_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 1} P_{\epsilon b}), \quad (3.11)$$

де $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$, σ_k та σ_ϵ — константи. P_{kb} та $P_{\epsilon b}$ представляють вплив сил плавучості. P_k - вираження турбулентності через в'язкі сили, яке моделюється за допомогою:

$$P_k = \mu_t \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} \right) \frac{du_i}{dx_j} - \frac{2}{3} \frac{du_k}{dx_k} \left(3\mu_t \frac{du_k}{dx_k} + \rho k \right), \quad (3.12)$$

3.3.2 Ідентифікація динамічних коефіцієнтів

В даній роботі для визначення витратних та динамічних характеристик різних конструкцій багатошпаринних ущільнень відцентрових насосів виконувався числовий розрахунок на складних тривимірних моделях в середовищі ANSYS CFX. При розрахунку задачі в нестационарній постановці моделювалась пряма синхронна прецесія вала за циліндричною траєкторією, розглядалися чотири повних обертання вала для визначення величини гідродинамічних сил в ущільненні. На рис. 3.29 схематично показаний прецесійний рух вала та сили, які виникають в рідині при циліндричній прецесії.

Ротородинамічні коефіцієнти представляють собою компоненти сил реакції в ущільненні F_r , F_t при малих збуреннях відносно положення рівноваги в наступній вигляді:

$$-\begin{Bmatrix} F_r \\ F_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

де Δx , Δy ; $\Delta \dot{x}$, $\Delta \dot{y}$; і $\Delta \ddot{x}$, $\Delta \ddot{y}$ - відносні компоненти переміщення,

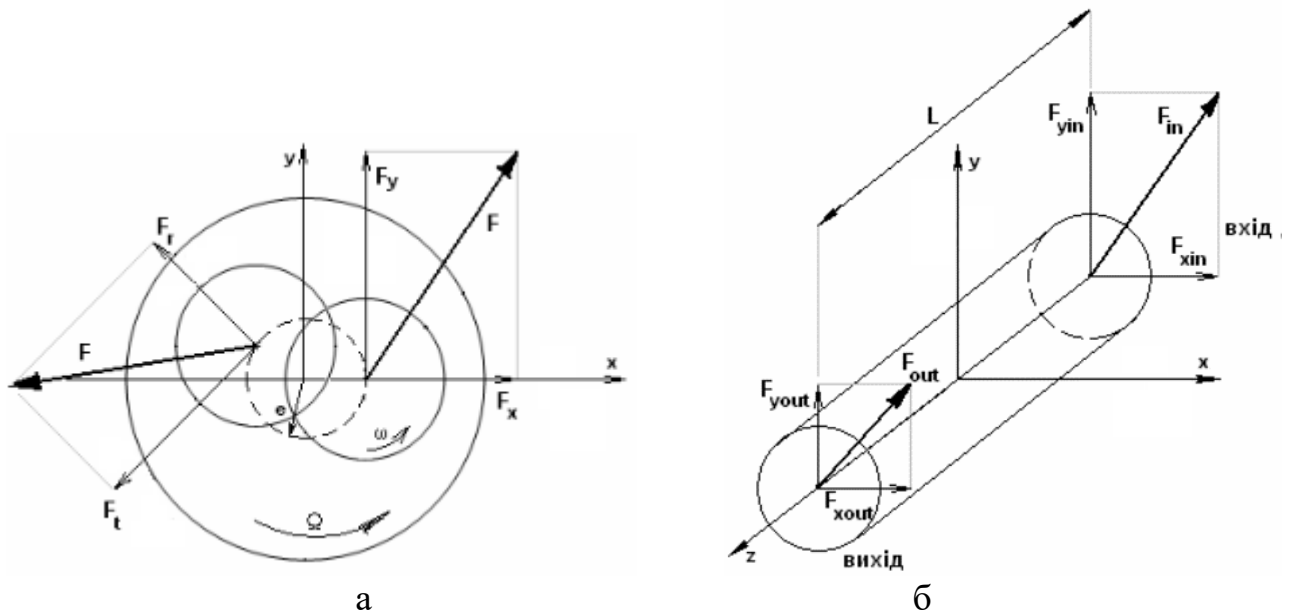


Рисунок 3.29 – Траекторія руху вала в шпаринному ущільненні: сили (а) та моменти реакції рідини (б)

швидкості та прискорення, відповідно, між ущільненням і валом у відповідних напрямках x та y . Крім того, коефіцієнти K_{ij} , C_{ij} і M_{ij} є функцією e . Для малого прецесійного руху вала навколо центра, модель рівняння, що залежить від ексцентриситету рівняння (3.13) часто замінюється такою спрощеною моделлю для сил реакції:

$$-\begin{Bmatrix} F_r \\ F_t \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (3.14)$$

де F_r і F_t - сили реакції ущільнення, K - пряма жорсткість, k - перехресна жорсткість, C - пряме демпфірування, c - перехресне демпфірування. Терміни ΔX і ΔY є відносними переміщеннями ротора-статора. Модель враховує інерцію рідини через прямий віртуальний масовий член M і перехресний віртуальний масовий член m . Рішення виконується для невеликих зміщень відносно центрального положення з нульовим ексцентриситетом. Модель використовується для відносного ексцентриситету $\varepsilon = 0,1$ за умови, що динамічні коефіцієнти відносно незалежні від статичного ексцентриситету.

$$\begin{aligned} x &= e \cdot \cos(\Omega t) \\ y &= e \cdot \sin(\Omega t) \end{aligned} \quad (3.15)$$

Для визначення коефіцієнтів жорсткості та демпфування ущільнення виконувалось чотири розрахунки циліндричної прецесії вала при різних частотах прецесії Ω і з ексцентриситетом e (3.15). За результатами розрахунків проведена апроксимація радіальної сили F_r – поліномом другого порядку відносно частоти прецесії, та тангенціальної сили F_t – поліномом першого порядку. Коефіцієнти цих поліномів є динамічними характеристиками ущільнення. Схематичний рух вала, а також сили та моменти в ущільненні при циліндричній прецесії представлені на рис.3.51.

Застосовуючи методикку оцінки значень динамічних характеристик ущільнень [Ошибка! Источник ссылки не найден.] та використовуючи відповідні рівняння визначають коефіцієнти жорсткості та демпфірування.

$$\begin{cases} \frac{F_r}{e} = -K - \Omega c + \Omega^2 M \\ \frac{F_t}{e} = -k - \Omega C \end{cases}, \quad (3.16)$$

За допомогою системи рівнянь (3.16) можна визначити величини коефіцієнтів жорсткості та демпфірування багатошпаринного ущільнення.

Таблиця 3.2 – Незмінні геометричні параметри трьохшпаринного ущільнення

$l_1, (\text{мм})$	21
$l_2, (\text{мм})$	11
$l_3, (\text{мм})$	20
$R_1, (\text{мм})$	44,4
$R_2, (\text{мм})$	41,2
$R_3, (\text{мм})$	38
$h_1=h_2=h_3; 2h_1=h_2=2h_3 (\text{мм})$	0,2;0,4
ексцентриситет(e), (мм)	0,02

За представленою вище методикою визначені динамічні характеристики ущільнень. Всі розрахунки проводились при однакових граничних умовах. У якості робочої рідини використовується вода, яку можна вважати нестисливою з постійними властивостями: густина - 997 кг/м^3 , динамічна в'язкість - $8.899 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Граничні умови, які використовувалися при розрахункових дослідженнях, представлені в таб. 3.3. Геометричні параметри трьохшпаринного ущільнення наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.3 - Граничні умови

$P_{\text{вх}}, [\text{атм}]$	$P_{\text{вих}}, [\text{атм}]$	$\omega, [\text{об/мин}]$	$t, ^\circ\text{C}$
10	0	3000	25

Аналіз полів швидкості і ліній току в повздовжньому та поперечному перетинах для двох варіантів конструкцій показує, що у повздовжньому перетині другого варіанту конструкції збільшується інтенсивність вихрового потоку у камерах у нижній частини ущільнення порівняно з першим варіантом конструкції. Також збільшується максимальна швидкість потоку. З поперечних перетинів А і В для кожної конструкції видно, що в другому варіанті конструкції зменшується швидкість окружного потоку і змінення її по окружності камер.

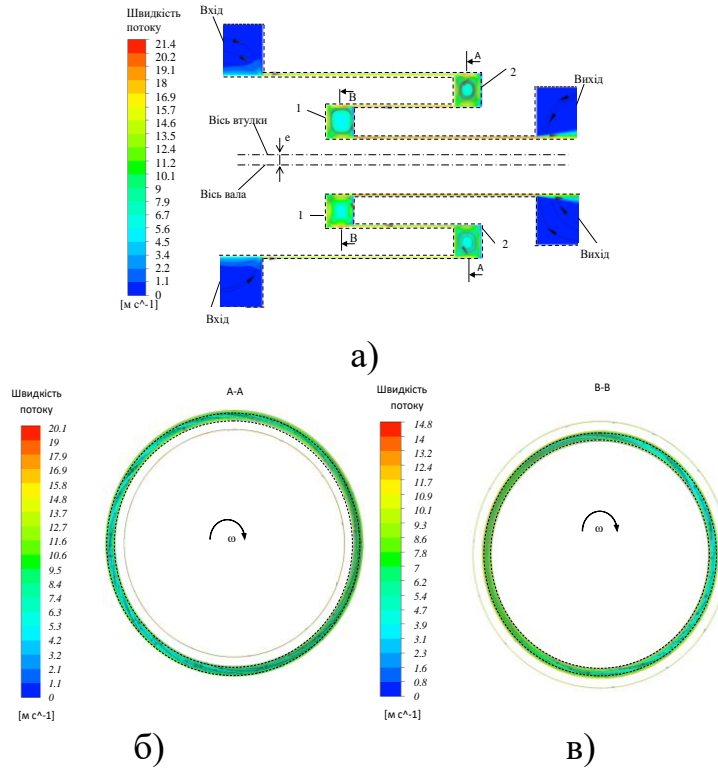


Рисунок 3.30 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах для першого варіанту конструкції при $K=3$ мм

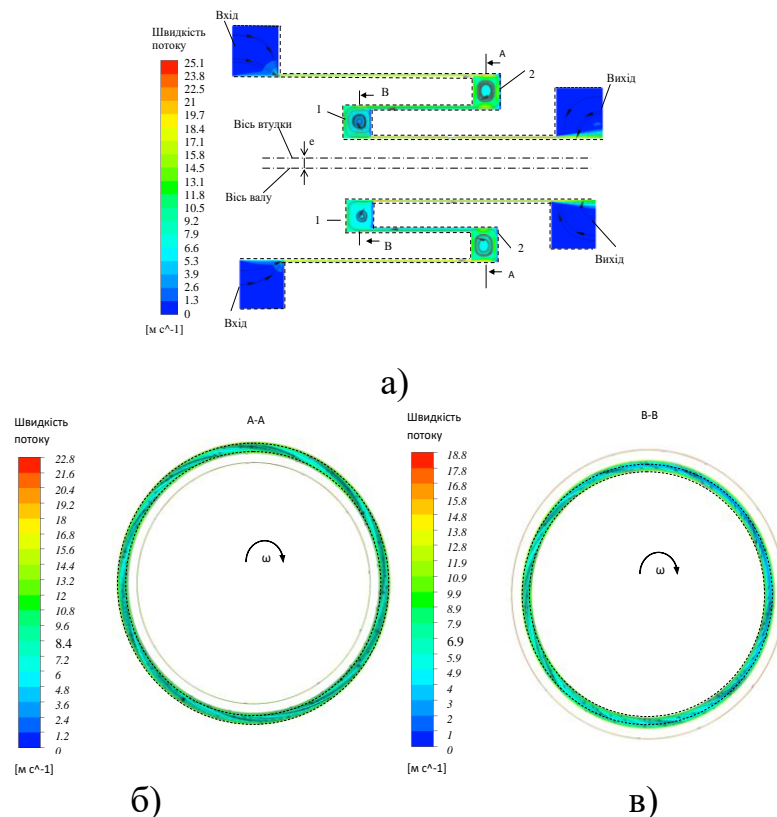


Рисунок 3.31 - Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах для другого варіанту конструкції при $K=3$ мм

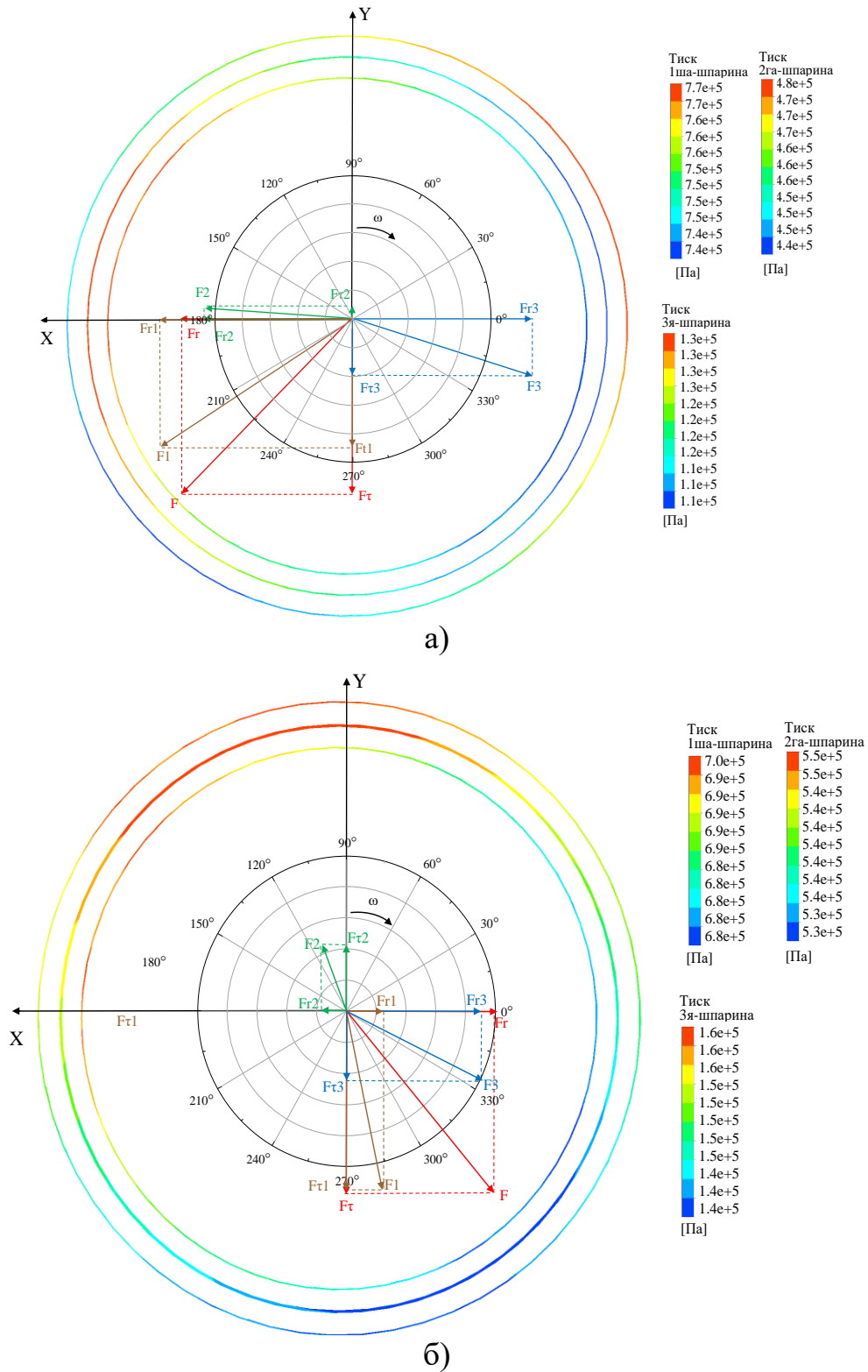
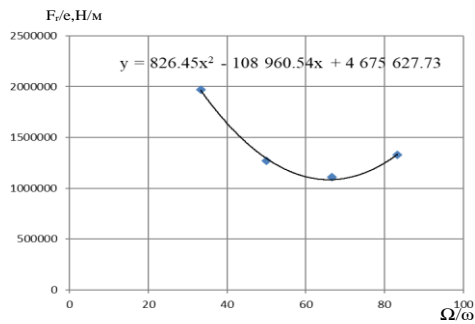


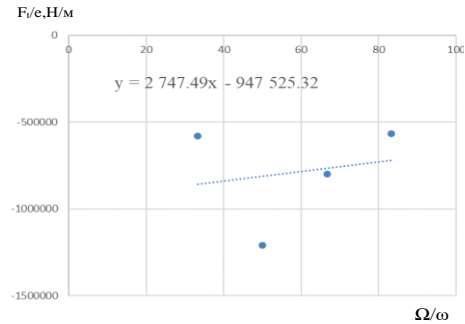
Рисунок 3.32 - Розподіл тиску в середній площині шпарин ущільнення та вклад сил кожної шпарини: I-варіант конструкції ущільнення при $K=3$ мм (а), II-варіант конструкції ущільнення при $K=3$ мм

Таблиця 3.4 – Динамічні коефіцієнти для I-варіанту конструкції при $K=3$ мм

	M [кг]	c[H/м]	K[H/м]	C[c/м]	k[H/м]
Сумарно	25.8	108961	-4676018	-2748	-947525
I-шпарина		86939	-4114570	-14287	-1281486
II-шпарина		16900	-1749277	-6327	-57589
III-шпарина		4087	1225254	18727	383143
Камера		1052	-37425	-861	8406



а)

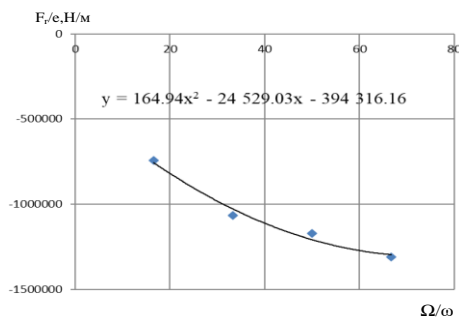


б)

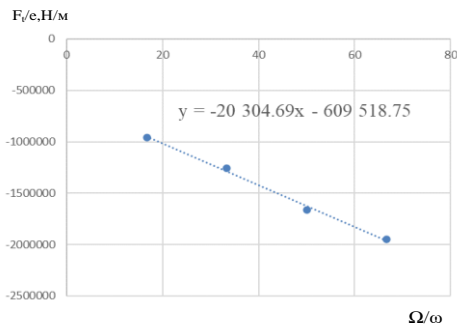
Рисунок 3.33 – Залежності радіальних (а) та тангенціальних (б) сил від відносної частоти прецесії

Таблиця 3.5 – Динамічні коефіцієнти для II-варіанту конструкції при $K=3$ мм

	M [кг]	c[H/м]	K[H/м]	C[c/м]	k[H/м]
Сумарно	12,8	24529	394316	20305	-609519
I-шпарина		29784	-550092	15058	-696475
II-шпарина		-10539	123408	-5261	265288
III-шпарина		5865	799515	10666	-190768
Камера		-581	21485	-158	12436



а)



б)

Рисунок 3.34 – Залежності радіальних (а) та тангенціальних (б) сил від відносної частоти прецесії

Аналіз радіальних і тангенціальних сил, які діють у зазорах трьохшпаринного ущільнення двох варіантів конструкції (рис. 3.32 а, б) показує, що для першого варіанту конструкції (рис. 3.32 а) сумарна результуюча радіальна гідростатична сила є децентруючою, однак сумарна результуюча тангенціальна сила має стабілізуючу дію. Тільки радіальна сила на третій шпарині є центруючою, а тангенціальна сила на другій шпарині є дестабілізуючою. В другому варіанті конструкції (рис. 3.32 б) сумарна результуюча радіальна сила змінює свій знак і стає центруючою. Дещо меншою за величиною ніж децентруюча сила в першому варіанті конструкції ущільнення. Тангенціальна сила є стабілізуючою, як і у першому варіанті конструкції. Тільки радіальна та тангенціальна сили на другій шпарині є децентруючою та дестабілізуючою відповідно.

В таблицях 3.4 та 3.5 зведені значення динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфірування і приєднаної маси, а на рисунках 3.33 та 3.34 приклади апроксимації та визначення відповідних динамічних коефіцієнтів для двох варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення. Аналіз показав, що для першого варіанту конструкції (табл. 3.4) сумарна пряма жорсткість є негативною, також негативними є сумарне пряме демпфірування і сумарна перехресна жорсткість. Це говорить про те, що радіальна сила є децентруючою, напрямок тангенцильної сили залежить від співвідношення прямого демпфірування і перехресної жорсткості. В другому варіанті конструкції (табл. 3.5) основні сумарні динамічні коефіцієнти мають позитивне значення, тільки сумарна перехресна жорсткість має негативне значення, але в цьому випадку це однозначно свідчить про стабілізуючу дію сил, які діють на обертовий вал.

Змінення напрямлення дії сили з децентруючою на центруючу показано на рисунках 3.35 а,б, з яких видно, що збільшення величини радіального зазору другої шпарини призводить до більших місцевих втрат на вході в першу шпарину, але більше падіння гідростатичного тиску на вході відбувається верхній частині з

Відновлення тиску на виході не має більш менш суттєвого впливу на величину сумарної радіальної сили в ущільненні. У другій шпарині значно зменшується падіння гідростатичного тиску як на вході, так і по довжині ущільнення, що збільшує величину вхідного тиску на вході у третю шпарину. Однак за рахунок більшого падіння тиску на вході і по довжині, дещо зменшується центруюча сила на третій шпарині. За рахунок центруючою дії першої шпарини, а також суттєвого зменшення децентруючої дії третьої шпарини, сумарна радіальна сила у другому варіанті конструкції ущільнення (рис. 3.35 б) стає центруючою. Негативний знак жорсткості на першій шпарині може свідчити про вплив не тільки осьової, але і окружної швидкості, так як і позитивний знак прямої жорсткості на другій шпарині. Гідродинамічні процеси в третій шпарині подібні до одношпаринного ущільнення з витіканням ущільнювального середовища безпосередньо в атмосферу.

Лінії току демонструють траєкторію течії рідини у трьохшпаринному ущільненні двох варіантів конструкцій (рис. 3.36 а,б), які були зазначені вище. Порівняння двох варіантів конструкцій показує, що в першій шпарині другого варіанту конструкції (рис. 3.36 б) збільшується осьова швидкість (зменшується кут нахилу ліній току). В другій шпарині навпаки збільшується кут нахилу ліній току, тобто зменшується осьова швидкість та збільшується окружна швидкість течії. В третій шпарині відбувається збільшення значень як осьової, та і окружної швидкостей, тому кут нахилу ліній току майже не змінюється.

Для аналізу динамічних характеристик, приведених двох варіантів конструкцій трьохшпаринних ущільнень з відносно короткими шпаринами ($l/D < 0,5$) та збільшеними осьовими розмірами з'єднувальних камер, були проведені числові розрахунки при різних ущільнювальних тисках та отримані значення коефіцієнтів жорсткостей, демпфірування та приєднаних мас (рис. 3.37 а-д). Аналіз прямих жорсткостей і демпфірувань показує, що для обох варіантів

конструкцій при збільшенні вхідного тиску збільшується у першому варіанті негативна пряма жорсткість, у другому варіанті позитивна пряма жорсткість.

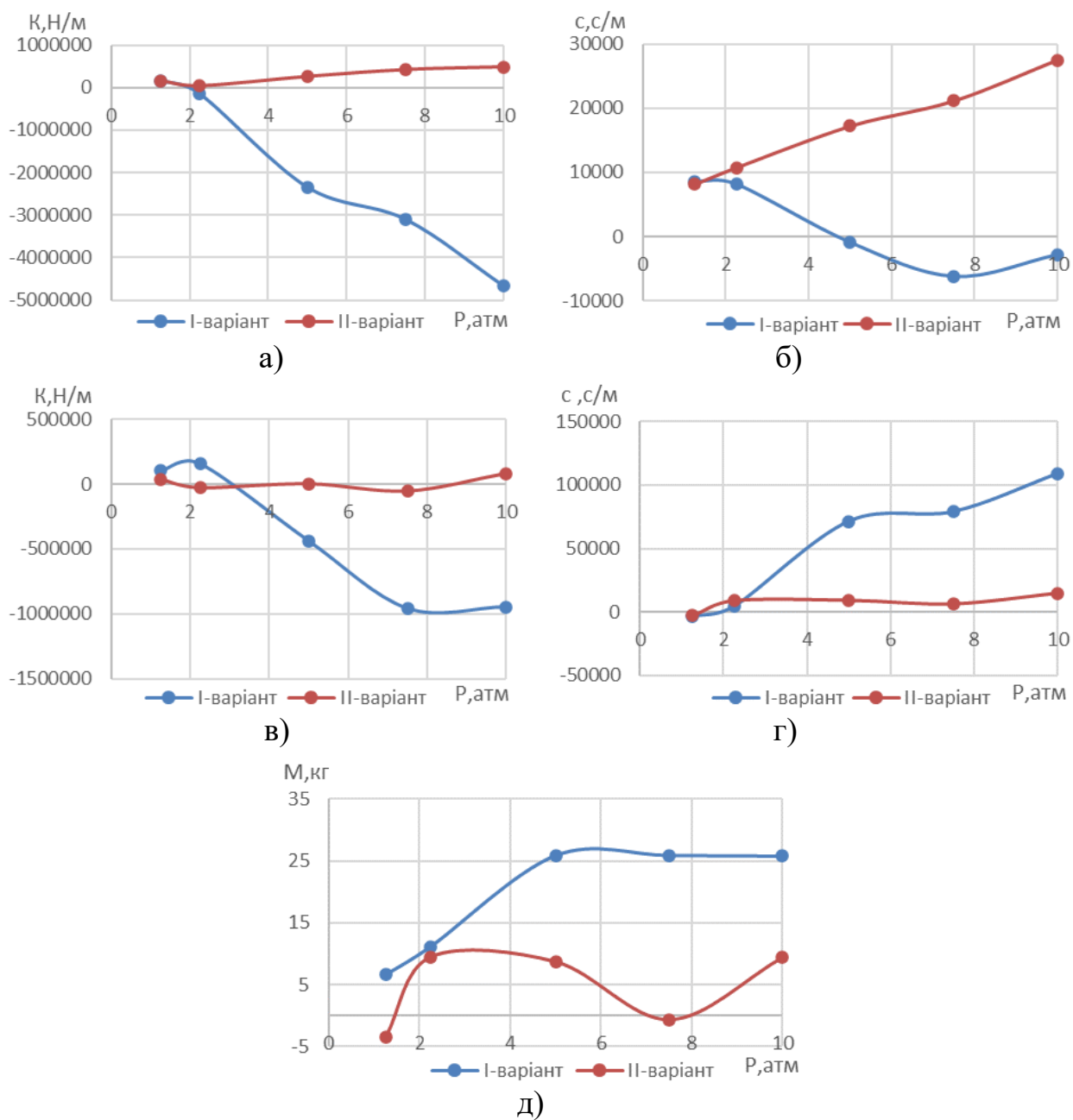


Рисунок 3.37 – Залежність коефіцієнтів жорсткості та демпфірування від ущільнювального тиску: а) пряма жорсткість; б) пряме демпфірування; в) перехресна жорсткість; г) перехресне демпфірування; д) приєднана маса

Для першого варіанту конструкції ущільнення негативна пряма жорсткість збільшується більш суттєво. При мінімальному вхідному тиску перший варіант конструкції має ще позитивну пряму жорсткість, при підвищенні тиску пряма жорсткість стає негативною. Пряме демпфірування також збільшується при підвищенні вхідного тиску. Так при менших ущільнювальних тисках 1,25; 2,5 атм для першого варіанту конструкції пряме демпфірування є позитивним, при збільшенні тиску пряме демпфірування стає негативним. Для другого варіанту конструкції величини прямого демпфірування є завжди позитивними. Перехресна жорсткість та перехресне демпфірування для першого варіанту конструкції збільшуються в негативному та позитивному значеннях відповідно змінюючи знак при менших значеннях вхідного тиску 1,25; 2,5 атм. Перехресна жорсткість та демпфірування для другого варіанту конструкції мають відносно не великі значення. Менші величини приєднаної маси має конструкція зі збільшеним радіальним зазором другої шпарини.

3.4 Числові дослідження нових конструкцій трьохшпаринних ущільнень

З результатів досліджень стає зрозумілим, що основний вплив на роботу ущільнення мають торцеві камери, тому було прийняте рішення розглянути вплив гальм та лопаток, встановлених в з'єднувальних камерах рис. 3.38 а-в та 3.39 а-в. Всі геометричні параметри залишались подібними до першого варіанту конструкції при $K=3$ мм. При встановленні лопаток були збільшені осьові розміри з'єднувальних камер z_1, z_2 на величину їх осьового розміру.

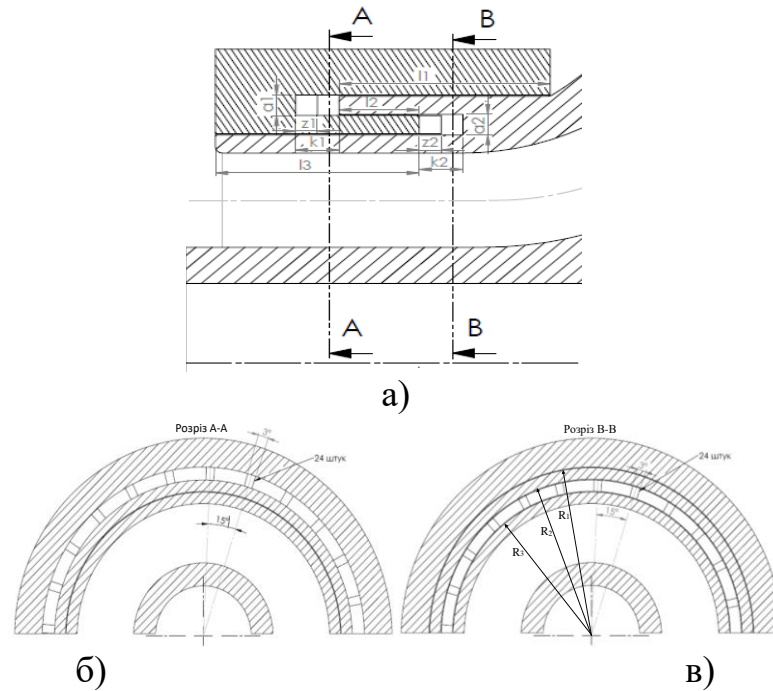


Рисунок 3.38 – I-варіант конструкції при $K=3$ мм з гальмами в камерах $l_1=21$ мм, $l_2=11$ мм, $l_3=20$ мм, $k_1, k_2=6$ мм, $z_1, z_2=3$ мм, $R_1=44.4$ мм, $R_2=41.2$ мм, $R_3=38$

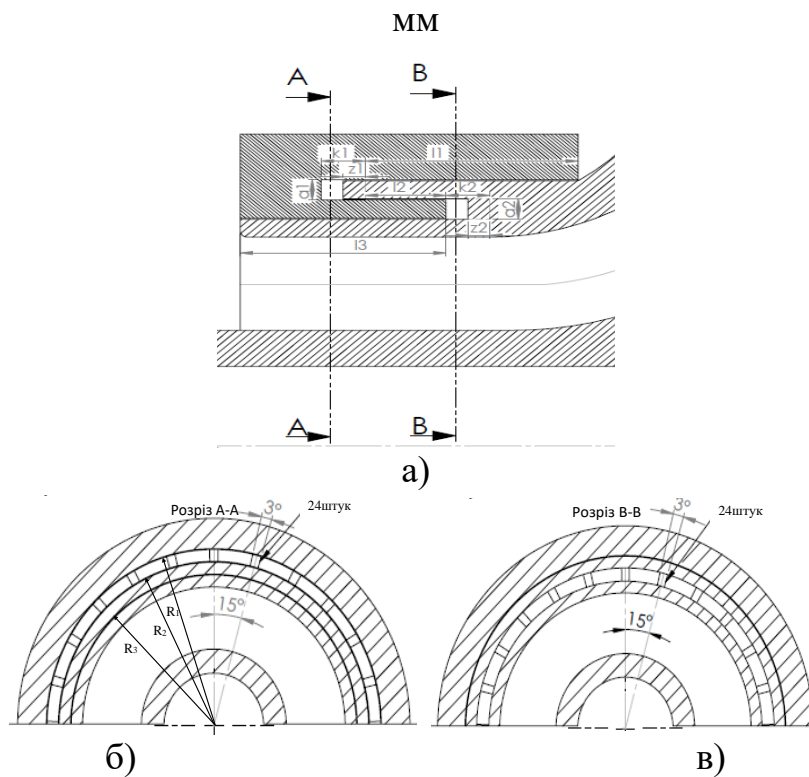


Рисунок 3.39 – I-варіант конструкції з обертовими лопатками в камерах $l_1=21$ мм, $l_2=11$ мм, $l_3=20$ мм, $k_1, k_2=6$ мм, $z_1, z_2=3$ мм, $R_1=44.4$ мм, $R_2=41.2$ мм, $R_3=38$ мм

Порівняння трьох нових варіантів конструкцій трьохшпаринного ущільнення (рис. 3.38, 3.39) показує, що в конструкції з гальмами (рис. 3.40, 3.41) стримується потік в окружному напрямку і переходить в потік в радіальному напрямку. В варіанті конструкції з лопатками збільшується окружний потік (рис. 3.42 а,б,в), але зменшується радіальний потік. Загалом такого роду потік гальмує перетикання рідини від частини шпарини з більшим зазором до частини шпарини з меншим зазором, що не призводить до перерозподілу швидкостей і відповідному зміненню гідростатичної сили з децентруючої на центруючу (рис. 3.43 а-в). А навпаки децентруюча сила збільшується, але разом з тим збільшується тангенціальна стабілізуюча сила (рис. 3.43 б,в), що поряд зі змінням знаку на позитивний та збільшенням величини перехресної жорсткості конструкції ущільнень мають збільшену величину прямого демпфірування (табл. 3.6-3.8). Пряма жорсткість має негативну величину для трьох конструкцій ущільнення. Присутність гальм та лопаток в з'єднувальних камерах не зменшує, а навпаки збільшує перехресну жорсткість в конструкції трьохшпаринного ущільнення. Рівняння регресії, за якими знаходяться динамічні коефіцієнти приведені на рисунках 3.44-3.46. Основний суттєвий вплив на сумарні величини гідродинамічних сил має перша шпарина, друга шпарина має децентруючу і дестабілізуючу дію, а третя шпарина навпаки центруючу та стабілізуючу дію (рис. 3.43). Розподіли гідростатичного тиску в верхній та нижній частинах для трьох конструкцій ущільнення мають схожий вигляд (рис. 3.47 а-в), з різницею лиш в тому, що при менших осьових розмірах з'єднувальних камер відбувається не відновлення, а зменшення величини тиску на виході з першої та другої шпарин ущільнення.

Із рисунків 3.48 а-в видно, що найбільше закручення потоку (найбільший нахил ліній току) відбувається у трьохшпаринному ущільненні з обертовими лопатками (рис. 3.48 в), найменший нахил ліній току відбувається в ущільненні з гальмами та зменшеною камерою (рис. 3.48 б).

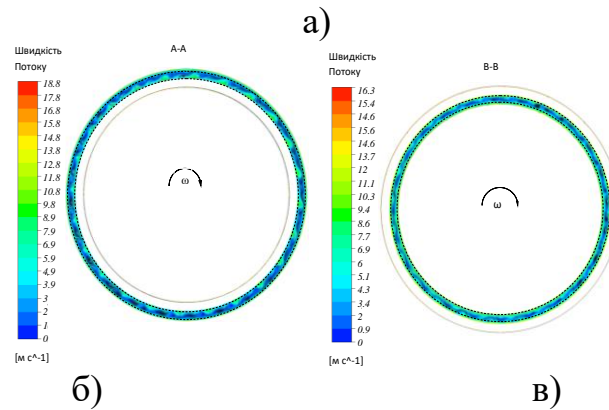
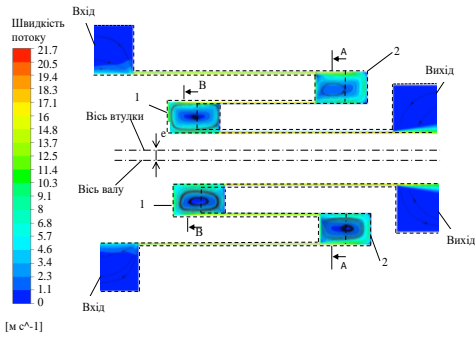


Рисунок 3.40 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах І-варіанту конструкції ущільнення з гальмами при $k_1, k_2=6$ мм

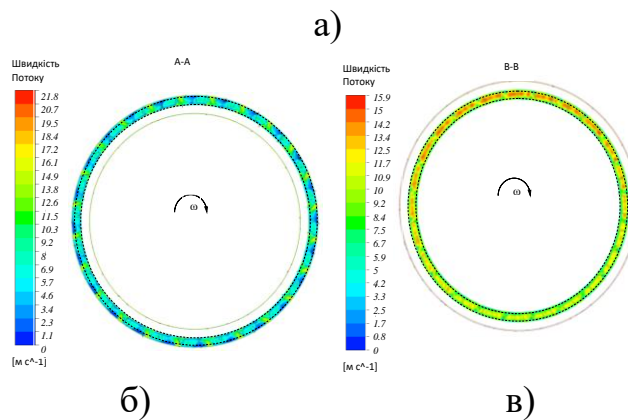
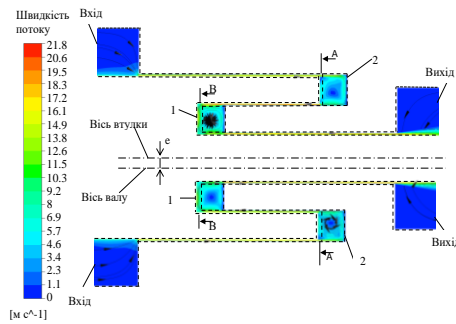


Рисунок 3.41 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перетинах І-варіанту конструкції ущільнення з гальмами при $k_1, k_2=3,2$ мм

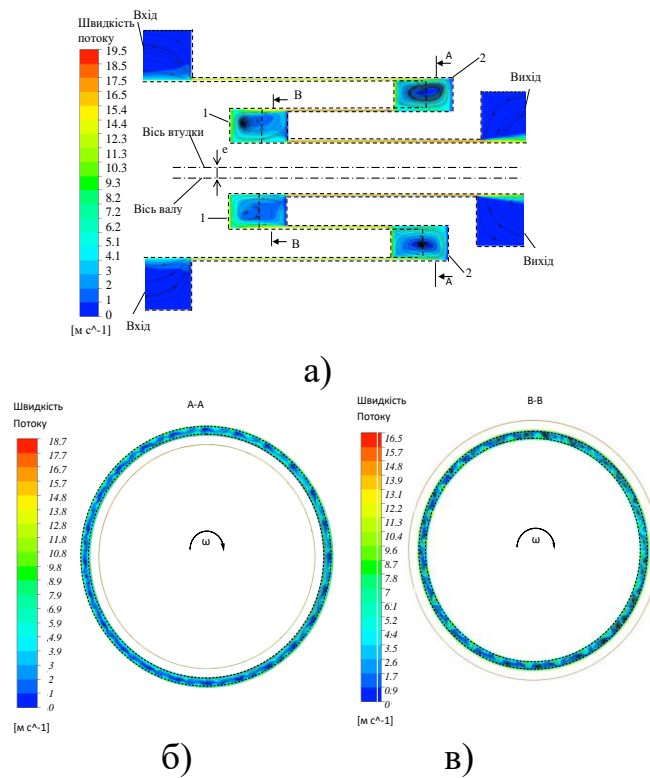
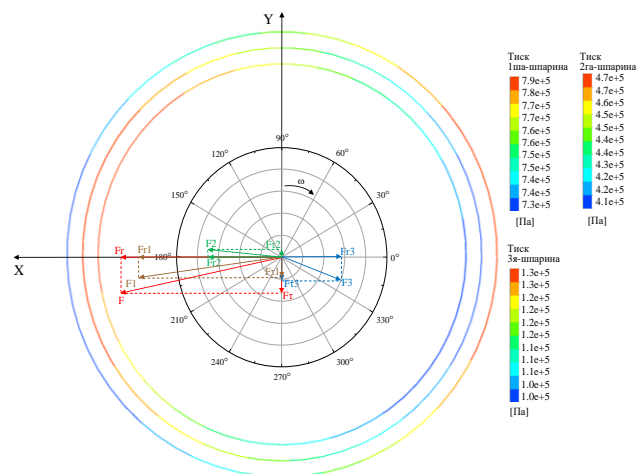


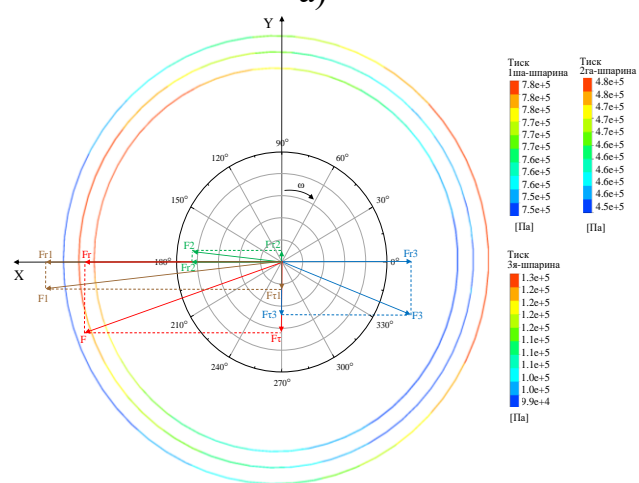
Рисунок 3.42 – Поля швидкості та лінії току у поздовжньому та поперечному перерізах II-варіанту конструкції ущільнення з обертовими лопатками при $k_1, k_2 = 6 \text{ мм}$

В конструкціях з гальмами потік гальмується в камерах (рис. 3.48 а,б), а в конструкції з обертовими лопатками навпаки закручується в камерах, створюючи додатковий вихровий потік (рис. 3.48 в).

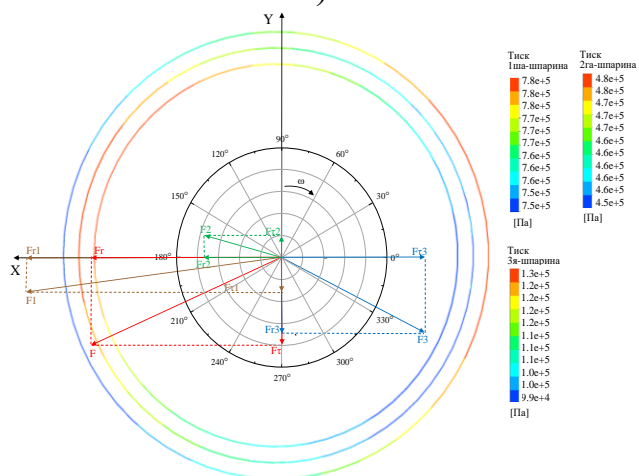
До вище сказаного можна додати те, що зменшення осьового розміру з'єднувальних камер призвело до суттєвого збільшення негативної жорсткості, тобто збільшення децентруючої сили, що суттєво впливає на згинальну жорсткість вала. А також до збільшення демпфірування і перехресної жорсткості. Позитивна перехресна жорсткість негативно впливає на вібраційний стан вала, але достатньо суттєва величина прямого демпфірування може невілювати дестабілізуючу дію в розглянутих конструкціях ущільнень з гальмами і обертовими лопатками. Конструкція з гальмами і збільшеною камерою є переважною, тому що має достатньо велике значення перехресного демпфірування, яке може значно покращити центруючу дію ущільнювального шару.



а)



б)



в)

Рисунок 3.43 – Розподіл тиску по окружності кожної шпарини зі сторони входу для конструкції: з гальмами при $k_1, k_2 = 6$ мм (а), з гальмами при $k_1, k_2 = 3,2$ мм (б), з обертовими лопатками при $k_1, k_2 = 6$ мм (в)

Таблиця 3.6 – Динамічні коефіцієнти конструкції з гальмами при $k_1, k_2=6$ мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	11	14397.24	-2594297	27006.7	483061
I-шпарина		2806.01	-2582987	14542.33	370182.2
II-шпарина		4943.25	-973598	-3442.55	-74684.9
III-шпарина		6384.1	1043478	16293.17	184095.9
Камера		263.88	-81190.5	-386.25	3467.45

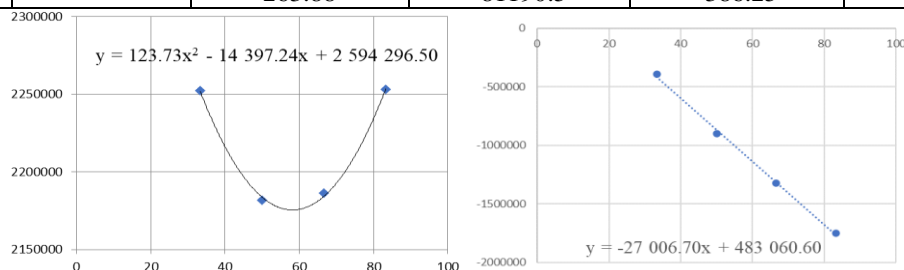


Рисунок 3.44 – Радіальні та окружні сили від відносної частоти прецесії

Таблиця 3.7 – Динамічні коефіцієнти конструкції з гальмами при $k_1, k_2=3,2$ мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	10,5	9162	-4697143	35472	849541
I-шпарина		4561	-4072555	18107	397801
II-шпарина		-5088	-1910610	-2069	65372
III-шпарина		8974	1399312	19423	358167
Камера		715	-113290	12	28202

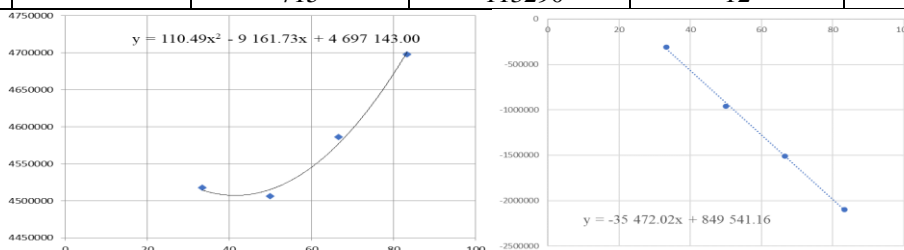
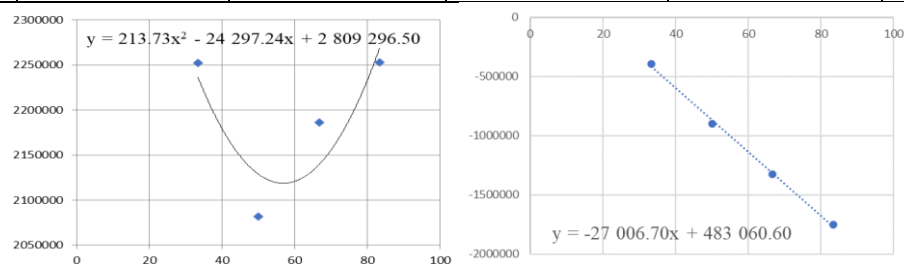
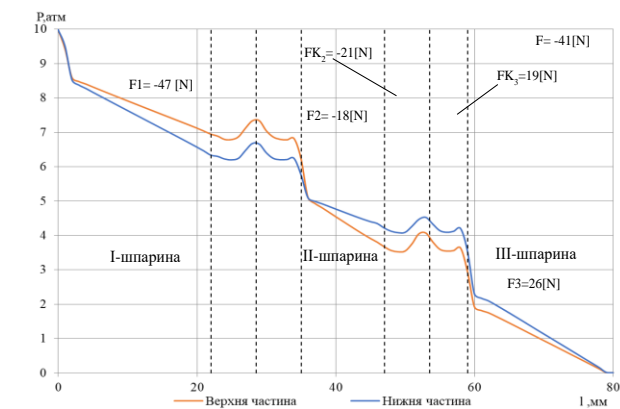


Рисунок 3.45 – Радіальні та окружні сили від відносної частоти прецесії

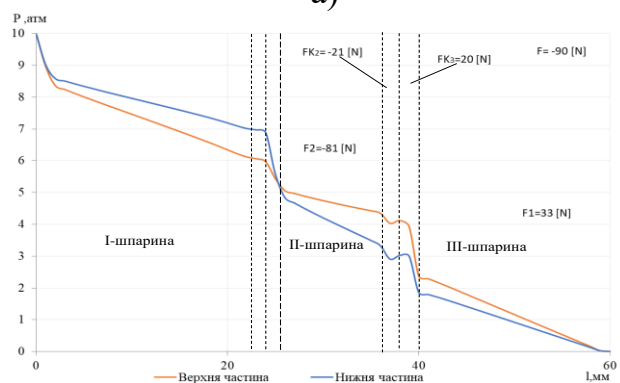
Таблиця 3.8 – Динамічні коефіцієнти конструкції з лопатками при $k_1, k_2=6$ мм

	M	c	K	C	k
Сумарно	4,7	1624	-1956163	16766	43225
I-шпарина		8031	-2720032	3725	-138570
II-шпарина		-8809	-458674	-663	177153
III-шпарина		2648	1276259	14097	345
Камера		-246	-53717	-394	4297

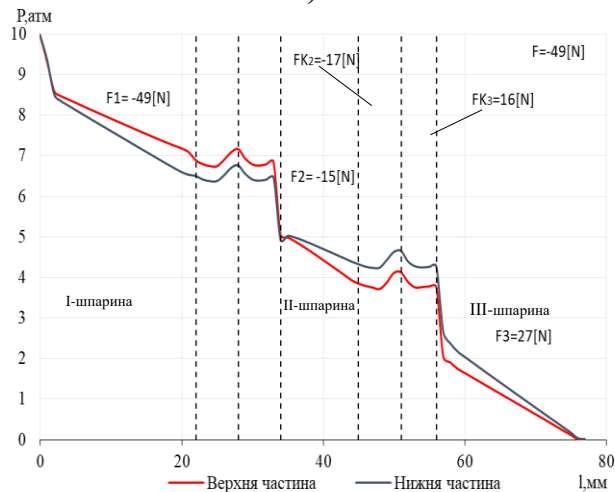
Рисунок 3.46 – Залежності радіальних та окружних сил від відносної частоти прецесії для конструкції з обертовими лопатками при $k_1, k_2=6$ мм



а)

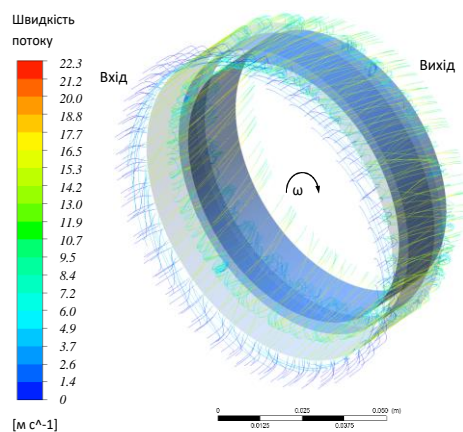


б)

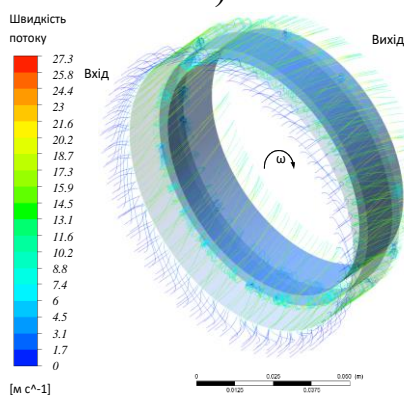


в)

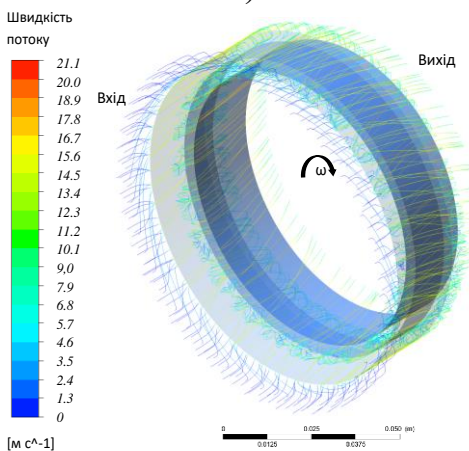
Рисунок 3.47 – Розподіл тиску по довжині верхньої та нижньої частини ущільнення для конструкції: з гальмами при $k_1, k_2 = 6$ мм (а), з гальмами при $k_1, k_2 = 3,2$ мм (б), з обертовими лопатками при $k_1, k_2 = 6$ мм (в)



а)



б)



в)

Рисунок 3.48 – Лінії току, що демонструють гідродинаміку течії рідини в трьохшпаринному ущільненні для конструкції: з гальмами при $k_1, k_2 = 6$ мм (а), з гальмами при $k_1, k_2 = 3,2$ мм (б), з обертовими лопатками при $k_1, k_2 = 6$ мм (в)

3.5 Висновки

Достовірність отриманих наукових положень і результатів забезпечується: достатнім узгодженням розрахункових та експериментальних даних та використанням методики і засобів вимірювання, що забезпечують допустиму похибку експериментального визначення основних величин.

Результати експериментальних та розрахункових досліджень трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу показали більшу динамічну стійкість другого варіанту конструкції ущільнення зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Експерименти показали, що в цій конструкції на 36 % менша максимальна критична амплітуда та при збільшенні ущільнювального тиску спостерігається суттєве збільшення критичних швидкостей коливань вала. Як і традиційні конструкції шпаринних ущільнень, багатощпаринні ущільнення мають зменшення величини витоків зі збільшенням частоти обертання вала, та їх збільшення при підвищенні ущільнювального тиску. При порівнянні аналітичних та експериментальних амплітудно-частотних характеристик для другого варіанту конструкції зі збільшеними з'єднувальними камерами максимальна відносна похибка дорівнювала 15 %. Розрахункові дослідження також підтвердили, що максимальні сумарні значення динамічних коефіцієнтів має другий варіант конструкції зі збільшеною камерою. Динамічні коефіцієнти – прями жорсткості і демпфірування та перехресне демпфірування мають позитивне значення, негативне значення перехресної жорсткості лише покращує динамічну стійкість вала в цьому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення. Подальше намагання покращити динамічні характеристики вала в трьохшпаринних ущільненнях за рахунок використання нових конструкцій з гальмами та обертовими лопатками не дало очікуваного результату. Так, пряма жорсткість мала негативну, а перехресна жорсткість позитивну величину. Крім того,

проаналізовано внесок кожної шпарини на величину результуючої гідродинамічної сили для двох варіантів конструкцій трьохшпаринних ущільнень зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Для першого варіанту конструкції приблизно однаковий вплив на величину результуючої радіальної сили мають всі три шпарини ущільнення, а на тангенціальну силу найбільше впливає перша, а найменше впливає друга шпарина. Для другого варіанту конструкції за рахунок двократного збільшення радіального зазору суттєво зменшується вплив другої шпарини, радіальна сила на першій шпарині змінює знак на центруючу. При чому, для обох варіантів конструкцій третя шпарина має центруючу та стабілізуючу дію, а друга шпарина – навпаки.

4 ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ БАБІТОВИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ТЕХНОЛОГІЯМИ ЕЛЕКТРОІСКРОВОГО ЛЕГІРУВАННЯ

4.1 Вступ

Руйнування та зношування деталей машин і механізмів починається, як правило, з поверхні, тому поліпшення її якості нерозривно пов'язане з вирішенням проблеми підвищення експлуатаційних характеристик їх роботи. Найбільш ефективно підвищення якості поверхні, відповідно і експлуатаційних властивостей деталей досягається технологічними методами. Поліпшення захисних та трибологічних властивостей поверхонь деталей можна досягти нанесенням спеціальних покриттів. Таким чином, проведення досліджень, спрямованих на створення спеціальних покриттів, що володіють вищими показниками, що характеризують якість поверхні деталі, а також розробка нових, екологічно чистих та менш енерговитратних технологій їх формування є резервом для підвищення надійності і довговічності вузлів тертя.

4.2 Аналіз основних досягнень і публікацій. Постановка проблеми

Для пар тертя найбільше застосування знайшли бабітові підшипники ковзання (ПК), у яких бабітове покриття може наноситися як на криволінійні (рис. 4.1, а, б), так і на плоскі поверхні (рис. 4.1, в).

Значною мірою надійність ПК, за інших рівних умов, залежить від якості виготовлення, а також проведення монтажних і ремонтних робіт, виконання всіх вимог конструкторської та технологічної документації.

При виготовленні корпусів та вкладишів підшипників (ВП), а також підшипникових шийок (цапф) роторів компресорів та насосів завжди є відхилення від їхньої ідеальної геометричної форми, які називаються похибками. Додаткові

неточності додаються при установці ротора. Накопичення похибок значно знижує реальну площу контакту цапфи та ВП, що є причиною перенапруження антифрикційного шару, особливо в період опрацювання. Крім того, в місцях незадовільного прилягання, поверхні вкладиша та «ліжка» можуть піддаватися щілинній та фреттинг корозії.

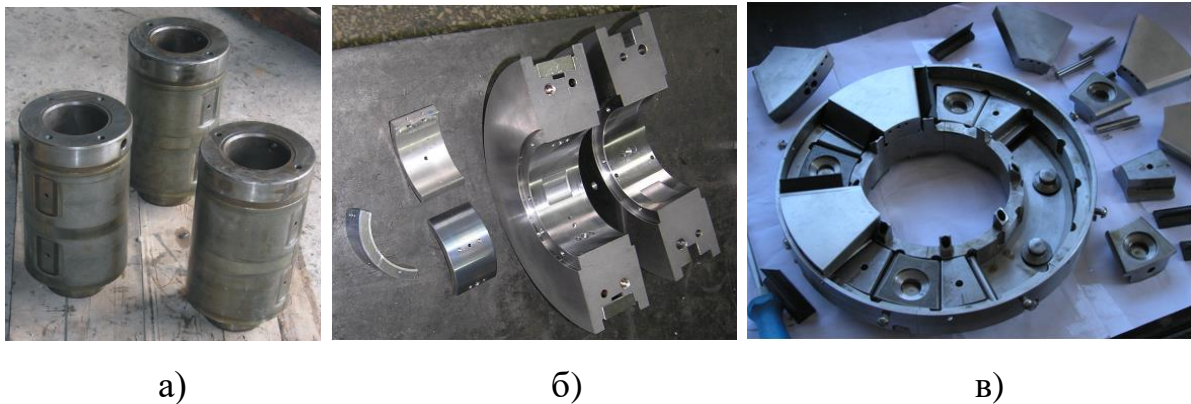


Рисунок 4.1 – Конструктивні елементи ПК з бабітовим покриттям:

а – зовнішня поверхня опорних пальців зубчастих коліс, б – внутрішня поверхня вкладишів опорних ПК, в – плоска поверхня упорного ПК

Недостатня жорсткість валу може стати причиною перекосів цапф щодо підшипників та концентрації навантаження біля країв. Результатом підвищеного тиску кромки може бути тріщиноутворення або пластичний зсув м'якого сплаву.

Збільшення податливості однієї з деталей сполученого вузла може сприятливо проводити його довговічність. Самовстановлюючий опорний підшипник є найпростішим прикладом конструкції, що має деталь вільної податливості у вигляді вкладиша, що має кутову рухливість.

Полегшення умов приробітку та поліпшення режиму роботи в післяприробітному періоді можна забезпечити за рахунок збільшення податливості ВП та більш щільного прилягання до «ліжка», шляхом нанесення на одну або обидві контактуючі поверхні методом електроіскрового легірування

(ЕІЛ) м'яких металів (позиції 9 і 10, рис. 4.2), як правило, міді чи олова. М'який метал, деформуючись під впливом високих питомих навантажень, забезпечить самоустановку ВП, компенсуючи похибки виготовлення ПК [70].

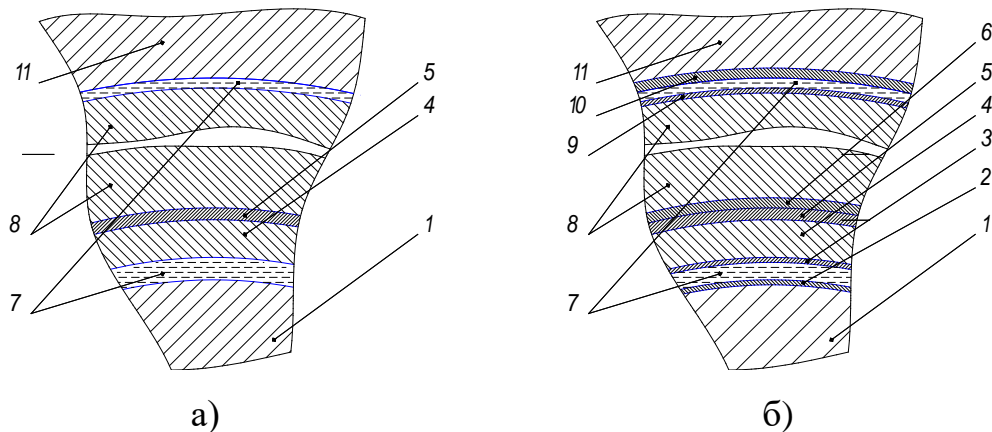


Рисунок 4.2 – Схема ПК, виготовлених: а – за традиційною технологією; б – технології фірми «ТРИЗ»:

1 – вал ротора; 2 – приборітне покриття з міді або олова на цапфі валу;
3 - приборіткове покриття з індію або олова на поверхні бабіту; 4 - шар бабіта (Б83 або Б88); 5 - лудіння оловом; 6 – перехідний шар із міді; 7 – робоча рідина (масло);
8 - вкладиш ПК (Сталь 20); 9, 10 – м'яке, антифрикційне покриття з міді або олова на поверхні вкладиша (8) та (або) корпусу (10) ПК; 11 – корпус ПК

Формування якісного поверхневого шару значною мірою залежить від міцності зчеплення антифрикційного бабітового шару зі сталеву підкладкою. Так, причиною виходу з ладу ПК може бути неякісна заливка бабіта, яка проявляється у відшаруванні бабітового шару (рис. 4.3, а), фарбуванні окремих ділянок (рис. 4.3, б), руйнуванні в процесі експлуатації (рис. 4.3, в).

Причиною виходу з ладу ПК на стадії експлуатації є вплив різних видів зношення: кавітація, абразивне зношування, зношування внаслідок пластичної деформації, втомне зношування та ін, а також вплив навколишнього середовища (рис. 4.3).

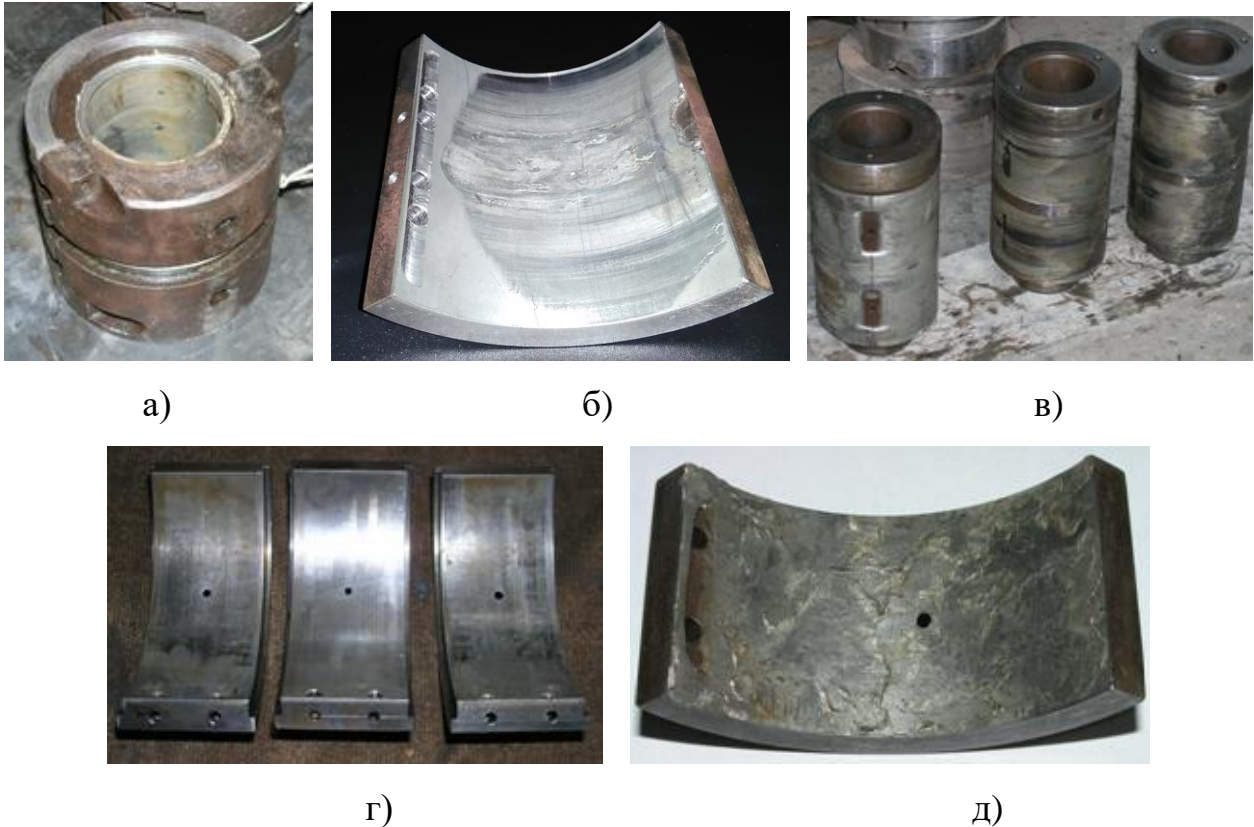


Рисунок 4.3 – Руйнування бабітового шару ПС внаслідок його неякісної заливки (а, б, в), абразивного зношування та утворення натирів (г), кавітації та втомного зношування (д)

Прискорення зношування та розвитку ушкоджень, поверхонь тертя в післяпробітному періоді, залежить від наявності на поверхні тертя невіправних мікро-, а іноді і макроушкоджень, що утворилися в процесі пробітку. До таких пошкоджень відносяться локальні руйнування структурних складових у результаті навантажень. У металі у разі розвиваються ушкодження внаслідок малоциклової втоми, причому уражаються найбільш слабкі структурні складові. Так, при використанні в тонкошарових підшипниках бабіта Б83, у кубічних кристалах SnSb утворюються мікротріщини, які згодом стають джерелом розвитку тріщин вже в обсязі всього шару [71].

Для припрацювання бабітових підшипників ковзання запропонований спосіб, який полягає в ЕІЛ поверхні бабіта Б83 індієм і оловом, що дозволяє

сформувати поверхневий шар (позиція 3, рис. 4.2, б) товщиною відповідно до 130 і 100 мкм, мікротвердість якого нижче мікротвердості основи. Металографічний аналіз показав, що у структурі сформованого шару тверді включення відсутні, тому такі покриття можуть покращити умови припрацювання ВП [72].

Дослідженнями було встановлено, що технологічніше захистити бабітовий шар від руйнування можна шляхом нанесення приробітного покриття (позиція 2, рис. 4.2, б) не на бабітовий шар, а на цапфу валу [73]. На рис. 4.4 зображено процес ЕІЛ цапфи валу ротора відцентрового компресора.



Рисунок 4.4 – Нанесення методом ЕІЛ на підшипникову шийку валу відцентрового компресора приробітного покриття

Найбільш відомі способи нанесення бабіту на основу вкладишів ПС, це: ручне заливання, відцентрове заливання, під тиском, газотермічне напилення. Як правило, у всіх випадках основою для напилення є сталь 20 (ГОСТ 1050-88), хоча можуть використовуватися інші матеріали, що мають хорошу адгезію з оловом, такі, як сталі 10, 15, бронза, латунь.

В [74] запропоновано новий спосіб обробки вкладишів підшипників, що підвищує міцність зчеплення бабітового шару зі сталеву підкладкою за рахунок формування методом ЕІЛ проміжного шару (позиція 6, рис. 4.2 б) з міді. Спосіб може застосовуватися як ПК, так плаваючих ущільнень, опорних пальців планетарних мультиплікаторів та інших.

У [75] наведено порівняльні результати якісних характеристик антифрикційних бабітових шарів, сформованих традиційною технологією, та з підшаром міді. Випробування на стиск за ГОСТом ІСО 4386-2-99 показали, що застосування перехідних шарів з міді, сформованих методом ЕІЛ у захисному середовищі (аргон), підвищує міцність з'єднання бабітового шару з підкладкою на 35 % порівняно з традиційною технологією (сталь 20 + Олово + Бабіт).

Як видно з вищесказаного, останніми роками при виготовленні та ремонті ПС дедалі ширше використовується метод ЕІЛ [76]. При цьому важко, без проведення порівняльних випробувань, віддати перевагу тому або іншому матеріалу легуючого електрода, що забезпечує найбільш міцне зчеплення з поверхнею, що легується.

Таким чином, метою роботи є підвищення якості бабітових ПК, шляхом розробки методики визначення сили зчеплення між металами та, завдяки цьому, покращенню технології нанесення методом ЕІЛ на окремі елементи корпусу, вкладиша та цапфи спеціальних покриттів з м'яких антифрикційних матеріалів.

4.3 Виклад основного матеріалу

У порівнянні з іншими видами з'єднання металів, такими як газотермічне напилення, металізація, заливка, фізичне та хімічне осадження та ін., тільки при ЕІЛ електроди в точці контакту миттєво нагріваються до температури плавлення (і навіть випаровування металу). Метал у цих точках механічно та хімічно реагує між собою та навколишнім середовищем і остигає до кімнатної температури. І все це відбувається за частки секунди. Тому цілком природно, що за цей час в сплавах або хімічних сполуках, що утворилися, не встигають відбутися фазові перетворення, що відповідають рівноважній діаграмі стану. При ЕІЛ швидкість охолодження мікрочастинки знаходиться в межах 150-200 тисяч градусів за секунду, а нагрівання ще швидше. Подібні швидкості інших технологічних процесах

невідомі [77].

Схеми формування антифрикційного бабітового шару з використанням традиційної та запропонованої технологій, а також відповідне розташування при цьому електронів у металах показано на рис. 5.

У даній роботі для визначення величини сили зчеплення атомів між парами металів «Fe+Cu», «Cu+Sn» та «Fe+Sn» межа стику між металами представлена як модель конденсатора, обкладками якого є метали, що з'єднуються, розділені проміжком рівним величині параметра постійної ґрати.

Як відомо [78] між двома обкладками плоского конденсатора, що містить заряд Q , сила тяжіння F між обкладками визначається за формулою:

$$F = \frac{Q^2}{2\varepsilon_0 \cdot A}, \quad (1)$$

де A – площа кожної обкладинки, ε_0 – електрична стала.

Для подальшого аналізу сполук цих металів методом ЕІЛ, визначимо густину електронів провідності, користуючись співвідношенням [79]:

$$n = 0,6022 \cdot 10^{24} \frac{Z \cdot \rho_m}{A_r}, \quad (2)$$

де $n = N/V$ – кількість електронів провідності в одиниці об'єму, ρ_m – масова густина, A_r – відносна атомна маса, Z – кількість валентних електронів.

Концентрація електронів провідності для кожного з металів, що визначається співвідношенням (2), дорівнює:

$$N/V(\text{Fe}) = 17,0 \cdot 10^{22} \text{ 1/см}^3,$$

$$N/V(\text{Cu}) = 8,45 \cdot 10^{22} \text{ 1/см}^3,$$

$$N/V(\text{Sn}) = 14,48 \cdot 10^{22} \text{ 1/см}^3.$$

Знаючи концентрацію вільних електронів провідності для Fe, Cu та Sn обчислюємо енергію Фермі E_f для кожного з металів за формулою [80]:

$$E_f = \frac{\hbar^2}{2m_e} \sqrt[3]{(3\pi^2)^2} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{N}{V}\right)^2}, \quad (3)$$

де \hbar – стала Планка, m_e – маса спокою електрона.

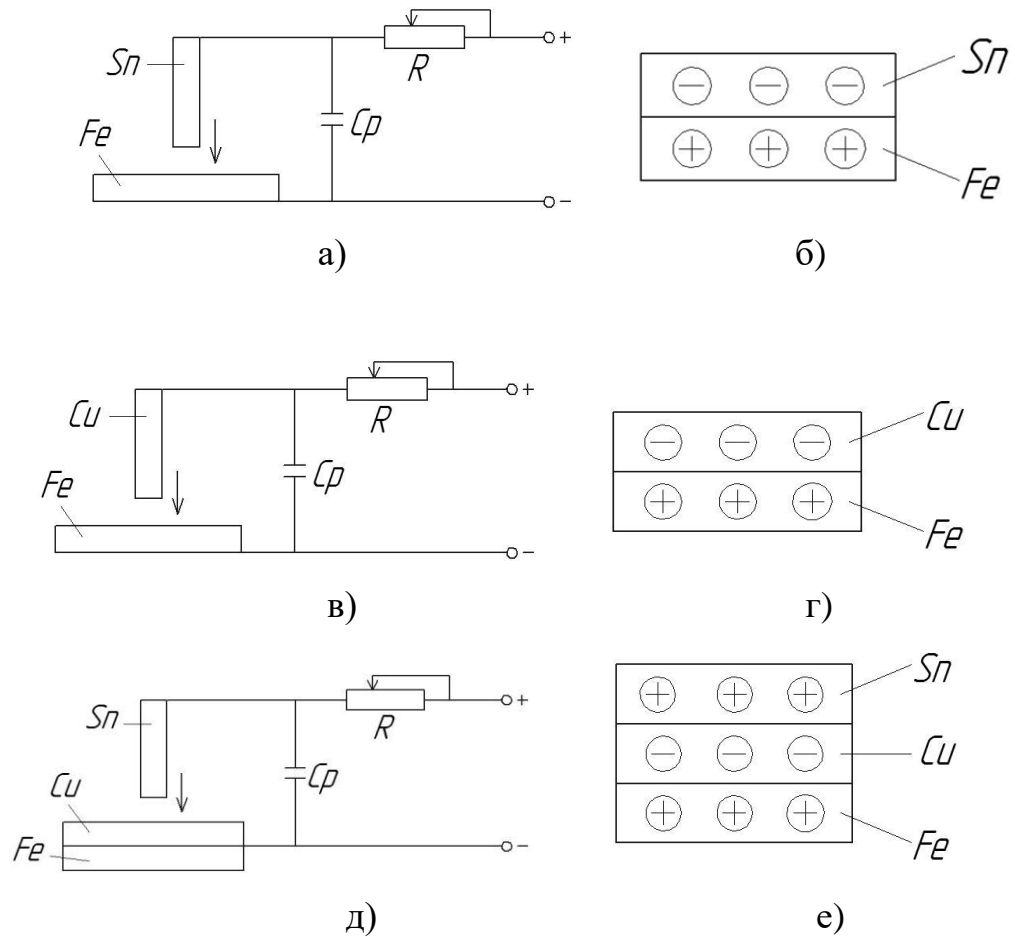


Рисунок 4.5 – Схеми процесу електроіскрового легування (а, в, д) та розташування при цьому електронів у металах, що з'єднуються за схемами Fe-Sn, Fe-Cu та Fe-Cu-Sn (б, г, е)

Знайдені за формулою (3) енергії Фермі для металів Fe, Cu та Sn дорівнюють:

$$E_f(\text{Fe}) = 17,89 \cdot 10^{-19} \text{ Дж},$$

$$E_f(\text{Cu}) = 11,21 \cdot 10^{-19} \text{ Дж},$$

$$E_f(\text{Sn}) = 16,06 \cdot 10^{-19} \text{ Дж}.$$

Використовуючи отримані значення E_f кожного з металів, визначаємо величину хімічного потенціалу μ , який за температури $T=0$ дорівнює енергії Фермі, тобто. $F=\mu$, а при відмінних температурах від нуля визначається

співвідношенням:

$$\mu = E_f \left(1 - \frac{\pi^2 (kT)^2}{12E_f} \right), \quad (4)$$

де k - Постійна Больцмана.

Внутрішню контактну різницю між парами металів, що з'єднуються, визначаємо за формулою [81]:

$$V_K = \frac{\mu_1 - \mu_2}{e}, \quad (5)$$

де μ_1 – хімічний потенціал одного металу, μ_2 – хімічний потенціал іншого металу, e – заряд електрона.

Враховуючи незначні зміни хімічного потенціалу зі зміною температури, можна використовувати вираження, у якому внутрішня контактна різниця потенціалів визначається через енергію Фермі за формулою [82]:

$$V_K = \frac{E_{F1} - E_{F2}}{e}. \quad (6)$$

Зазначена внутрішня контактна різниця потенціалів утворюється внаслідок перетікання електронів провідності, що мають різні концентрації та потенційні енергії в металах, зближених до відстані постійної параметра кристалічної решітки.

Якщо дві площини різних металів, що мають різні рівні Фермі і розділені проміжком d , що дорівнює більшому параметру постійної кристалічної решітки, то дану систему можна розглядати як плоский конденсатор, в якому частина електронів провідності перетекла з однієї обкладки конденсатора на іншу.

Маючи в своєму розпорядженні отримані величини внутрішньої контактної різниці потенціалів, визначаємо величину заряду Q , яка припадає на одиницю площі, утвореного перетеклими електронами з виразу:

$$\frac{Q}{A} = C \cdot V_K = \frac{\varepsilon_0}{d} \left(\frac{E_{f1} - E_{f2}}{e} \right), \quad (7)$$

де V_K – внутрішня контактна різниця потенціалів, C – ємність конденсатора.

Величини заряду Q , які припадають на одиницю площі, а також сили тяжіння між поверхнями з'єднаних металів в залежності від більшого параметра постійної кристалічної ґрати зведені в табл. 1.

Таблиця 4.1 - Розрахункові величини сил зчеплення атомів для різних пар металів

№	Назва пари	d , м	Q/A , Кл/м ²	F , Н·м ²
1	Fe + Cu	$3,6 \cdot 10^{-10}$	$10,25 \cdot 10^{-2}$	$5,93 \cdot 10^6$
2	Cu + Sn	$5,8 \cdot 10^{-10}$	$4,63 \cdot 10^{-2}$	$1,21 \cdot 10^6$
3	Fe + Sn	$5,8 \cdot 10^{-10}$	$1,74 \cdot 10^{-2}$	$0,17 \cdot 10^6$

При розрахунках слід враховувати, що при з'єднанні пари металів Fe + Cu величина більшого параметра постійної кристалічної ґрат належить залізу з ГЦК решіткою, що утворюється при нанесенні міді методом ЕІЛ. При з'єднанні пар Cu + Sn і Fe + Sn величина більшого параметра постійної кристалічної ґрат належить олову.

4.4 Висновки

1. На підставі проведених досліджень розроблено методику визначення сили зчеплення між металами при ЕІЛ анодом (легуючим електродом) і катодом (деталлю), що дозволило полегшити вибір найбільш кращих матеріалів електродів.

2. Визначено числові значення сили зчеплення між поверхнями з'єднаних

методом ЕІЛ металів при формуванні на сталевій підкладці антифрикційного бабітового шару, які становлять для традиційної технології (Fe+Sn) $0,17 \cdot 10^6$ Н•м² та для запропонованої (Fe+Cu) + (Cu+Sn) $5,93 \cdot 10^6$ та $1,21 \cdot 10^6$ Н • м² відповідно.

3. Теоретично підтверджено доцільність формування методом ЕІЛ проміжного шару з міді, що підвищує, порівняно з традиційною технологією, силу зчеплення антифрикційного бабітового шару зі сталеву підкладкою, а також нанесення її на зовнішню поверхню вкладиша ПК для покращення податливості.

4. Удосконалено модель процесу ЕІЛ, яка полягає у наступному. При вплив заряду у проміжку між металами за її контакті виникає іонізаційний заряд, і через місце контакту протікає електричний струм. Він розігріває метали, що контактують, до високих температур і тим самим сприяє зближенню атомів металів на відстань постійної решітки. Все це дає можливість електронам з високим рівнем Фермі перетікати на метал із нижчим рівнем Фермі. Таким чином, заряд перетікає з одного металу на інший.

ВИСНОВКИ

При CFD-моделюванні кулькових підшипників розглянуто турбулентну течію кріогенного середовища (однорідна бінарна суміш азоту, рідина-пар) у обертовій області з прецесійним рухом сепаратора та обертовими кульками при різних швидкостях обертання. Дослідження було зосереджено на аналізі динамічних сил рідини, які діють між обертаючимися кульками, і прецесуючим сепаратором, а також між прецесуючим сепаратором та обертовою внутрішньою та нерухомою зовнішньою доріжками кріогенного кулькового підшипника. В результаті проведено порівняння результатів моделювання та експерименту моменту тертя при різних швидкостях обертання в умовах гідродинамічного змащування.

Проведено аналіз існуючих конструкцій герметичних та безвальних насосів. Представлена оригінальна концепція карданного насоса без підшипників. Основними недоліками цієї конструкції є зовнішній двигун, конструкція торцевого ущільнення та недостатні сили врівноважування та моменти, що виникають у кільцевих ущільненнях при пуску. Запропоновано нову конструкцію безвального насоса, таку як карданний магнітний насос з гібридними гідростатодинамічними кільцевими ущільненнями-опорами для осьового та радіального врівноважування робочого колеса. Наявність комбінованих гідростатодинамічних кільцевих ущільнень-опор дозволяє компенсувати неврівноважені навантаження, які діють на робоче колесо.

Результати експериментальних та розрахункових досліджень трьохшпаринних ущільнень при обертовому валу показали більшу динамічну стійкість другого варіанту конструкції ущільнення зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Експерименти показали, що в цій конструкції на 36 % менша максимальна критична амплітуда та при збільшенні ущільнювального тиску спостерігається суттєве збільшення критичних швидкостей коливань вала.

Розрахункові дослідження також підтвердили, що максимальні сумарні значення динамічних коефіцієнтів має другий варіант конструкції зі збільшеною камерою. Динамічні коефіцієнти – прямі жорсткості і демпфірування та перехресне демпфірування мають позитивне значення, негативне значення перехресної жорсткості лише покращує динамічну стійкість вала в цьому варіанті конструкції трьохшпаринного ущільнення. Подальше намагання покращити динамічні характеристики вала в трьохшпаринних ущільненнях за рахунок використання нових конструкцій з гальмами та обертовими лопатками не дало очікуваного результату. Так, пряма жорсткість мала негативну, а перехресна жорсткість позитивну величину. Крім того, проаналізовано внесок кожної шпарини на величину результуючої гідродинамічної сили для двох варіантів конструкцій трьохшпаринних ущільнень зі збільшеним осьовим розміром з'єднувальних камер. Для першого варіанту конструкції приблизно однаковий вплив на величину результуючої радіальної сили мають всі три шпарини ущільнення, а на тангенціальну силу найбільше впливає перша, а найменше впливає друга шпарина. Для другого варіанту конструкції за рахунок двократного збільшення радіального зазору суттєво зменшується вплив другої шпарини, радіальна сила на першій шпарині змінює знак на центруючу. При чому, для обох варіантів конструкцій третя шпарина має центруючу та стабілізуючу дію, а друга шпарина – навпаки.

Розглянуто способи підвищення якості бабітових підшипників ковзання (ПК) шляхом нанесення на окремі елементи поверхні методом електроіскрового легірування (ЕІЛ) м'яких антифрикційних металів. Визначено числові значення сил зчеплення між металами при формуванні антифрикційного бабітового шару з використанням традиційної (Fe-Sn) та запропонованої технології (Fe-Cu та Fe-Cu-Sn), а також доцільність застосування міді або олова при нанесенні їх на поверхню корпусу та (або) вкладиша ПК збільшення площі прилягання, і навіть для прироботки пари тертя «вкладиш підшипника – шийка вала» при нанесенні на

цапфу вала. Удосконалено модель процесу ЕІЛ, яка полягає в тому, що контактуючі метали розігріваються до високих температур, що сприяє зближенню їх атомів на відстань постійної ґрати та перетіканню електронів із високим рівнем ферми на метал із нижчим рівнем ферми.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. C.T. Walters, The dynamics of ball bearings, *J. Lubrication Tech.* 93 (1) (1971) 1–10.
2. J.W. Kannel, S.S. Bupara, A simplified model of cage motion in Angular contact bearings operating in the EHD lubrication regime, *J. Lubrication Tech.* 100 (3) (1978) 395–403.
3. C.S. Park, Y.C. Choi, Y.H. Kim, Early fault detection in automotive ball bearings using the minimum variance cepstrum, *Mech. Syst. Signal Process.* 38 (2013) 534–548.
4. P.E. William, M.W. Hoffman, Identification of bearing faults using time domain zero-crossings, *Mech. Syst. Signal Process.* 25 (2011) 3078–3088.
5. T. Karacay, N. Akturk, Experimental diagnostics of ball bearings using statistical and spectral methods, *Tribol Int.* 42 (2009) 836–843.
6. K. Sathyan, K. Gopinath, S.H. Lee, H.Y. Hsu, Bearing retainer designs and retainer instability failures in spacecraft moving mechanical systems, *Tribol. Trans.* 55 (4) (2012) 503–511.
7. M. Nosaka, M. Oike, M. Kikuchi, K. Kamijo, M. Tajiri, Tribo-characteristics of self-lubricating ball bearings for the LE-7 liquid hydrogen rocket-turbopump, *Tribol. Trans.* 36 (3) (1993) 432–442.
8. O. Halminen, J.F. Aceituno, J.L. Escalona, J. Sopenan, A. Mikkola, Models for dynamic analysis of backup ball bearings of an AMB-system, *Mech. Syst. Signal Process.* 95 (2017) 324–344.
9. E.H. Komba, F. Massi, N. Bouscharain, G. LeJeune, Y. Berthier, Y. Maheo, Experimental damage analysis in high loaded oscillating bearings, *Tribol Int.* 102 (2016) 507–515.
10. L. Niu, H. Cao, X. Xiong, Dynamic modeling and vibration response simulations of angular contact ball bearings with ball defects considering the three-dimensional motion of balls, *Tribol Int.* 109 (2017) 26–39.
11. N. Tandon, G.S. Yadava, K.M. Ramakrishna, A comparison of some condition

monitoring techniques for the detection of defect in induction motor ball bearing, *Mech. Syst. Signal Process.* 21 (2007) 244–256.

12. I. Trendafilova, An automated procedure for detection and identification of ball bearing damage using multivariate statistics and pattern recognition, *Mech. Syst. Signal Process.* 24 (2010) 1858–1869.

13. P.K. Gupta, Cage unbalance and wear in ball bearings, *Wear* 147 (1) (1991) 93–104.

14. P.K. Gupta, Cage unbalance and wear in roller bearings, *Wear* 147 (1) (1991) 105–118.

15. P.K. Gupta, Dynamic loads and cage wear in high–speed rolling bearings, *Wear* 147 (1) (1991) 119–134.

16. P.K. Gupta, Ball bearing response to cage unbalance, *J. Tribol.* 108 (3) (1986) 462–466.

17. E.A. Boesiger, M.H. Warner, Spin bearing retainer design optimization, in: *Proceedings of the 25th aerospace mechanisms symposium*, NASA conference publication, 3113 (1991) 161–78.

18. G.J. Munro, R.B. Watters, E.W. Roberts, The impact of cage design on ball bearing torque behaviour, in: *Proceedings of the 12th European Space Mechanisms & Tribology Symposium – ESMATS 2007*.

19. L. Xiuhai, D. Sier, T. Hongfei, Dynamic stability analysis of cages in high–speed oil–lubricated angular contact ball bearings, *Trans. Tianjin Univ.* 17 (1). (2011) 20–27.

20. K. Maniwa, T. Nogi, K. Natori, S. Obara, Optimal design of ball bearing retainers using Taguchi methods and bearing dynamic analysis, in: *Proceedings of the 14th European Space Mechanisms & Tribology Symposium – ESMATS 2011*.

21. R. Huang, L. Xi, X. Li, C.R. Liu, H. Qiu, J. Lee, Residual life predictions for ball bearings based on self–organizing map and back propagation neural network methods, *Mech. Syst. Signal Process.* 21 (2007) 193–207.

22. C. Mishra, A.K. Samantaray, G. Chakraborty, Rolling element bearing defect

diagnosis under variable speed operation through angle synchronous averaging of wavelet de-noised estimate, *Mech. Syst. Signal Process.* 72–73 (2016) 206–222.

23. S.J. Ryu, B.S. Choe, J.K. Lee, Y.B. Lee, Correlation between friction coefficient and sound characteristics for cage instability of cryogenic deep groove ball bearings, in: *Proc. IFToMM 9th International Conf. on Rotor dynamics*, Milan, Italy.

24. K. Yan, Y. Wang, Y. Zhu, J. Hong, Q. Zhai, Investigation on heat dissipation characteristic of ball bearing cage and inside cavity at ultra high rotation speed, *Tribol. Int.* 93 (2016) 470–481.

25. Bokseong Choe, Jeonkook Lee, Doyoung Jeon, Yongbok Lee. Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments, Part I: Effects of cage guidance and pocket clearances. *Mechanical Systems and Signal Processing* 115 (2019) 545–569.

26. Bokseong Choe, Wonil Kwak, Doyoung Jeon, Yongbok Lee. Experimental study on dynamic behavior of ball bearing cage in cryogenic environments, Part II: Effects of cage mass imbalance, *Mechanical Systems and Signal Processing* 116 (2019) 25-39.

27. Reto Schöb. Centrifugal pump without bearings or seals. *World Pumps*, July 2002, pp. 2-5.

28. Robert Neumaier. *Hermetic pumps: the ecological solution, centrifugal pumps and rotary displacement pumps*. Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1994. 593 p.

29. <http://magdrivepumps.org/advantages-disadvantages-mag-drive-mechanical-seal-pumps/>

30. <http://www.kthsales.com/website/vendors/iwaki/mdh-desc.htm>

31. <http://www.magnatexpumps.com/me.htm>

32. Mike Clark, Magnatex Pumps, Inc. The great debate: sealed vs. Sealless. *Pumps & systems*. February 2006. 3 p.

33. B. Zhuang, X. Luo, Y. Zhang, X. Wang, H. Xu and M. Nishi. Design optimization for a shaft-less double suction mini turbo pump. 25th IAHR Symposium on hydraulic

machinery and systems IOP publishing IOP conf. Series: earth and environmental science 12 (2010). 7 p.

34. J. Weinerth. Centrifugal Pumps for Molten Sulphur and Sulphuric Acid Production. Friatec-Rheinhütte GmbH & Co. KG, Wiesbaden, Germany. 9 p.

35. Magnetic Drive. Seal-Less Pumps. Rotos Division of Gruppo Aturia. <http://gruppواتوريا.com/applications/process/magnetic-drive-seal-less-pumps/>

36. http://flow-tech.com/magnetic_drive_pumps.php

37. <http://www.sundyne.com/Products/Pumps/Legacy-Brands/HMD-Kontro/Sealless-Magnetic-Drive-Pump-Facts>

38. Levitronix Company Brochure.

39. Dan White. CFD Analysis of the HeartWare® VAS Blood Pump. International ANSYS Conference, 2008. 31 p.

40. Francis D. Pagani. Cardiothoracic Transplant and Mechanical Circulatory Support of Heart and Lung Failure, Review of Current Technologies, Types of Flow, Pump Parameters, April 26, 2014. 39 p.

41. Hung Nguyen-Schäfer. Nonlinear Rotordynamic Computations of Automotive Turbochargers Using Rotating Floating Ring Bearings at High Rotor Speeds, SIRM 2013 – 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Berlin, Germany, 25–27 February 2013, 10 p.

42. Dellis Polichronis, Retzios Evangelos, Geralis Alcibiades, Gasparakis Elias, Pesiridis Apostolos, Turbocharger Lubrication - Lubricant Behavior and Factors That Cause Turbocharger Failure, International Journal of Automotive Engineering and Technologies, Vol. 2, Issue 1, pp. 40 – 54, 2013.

43. Edgar j. Gunter, Wen Jeng Chen. Dynamic analysis of a turbocharger in floating bushing bearings. Iscorma-3, Cleveland, Ohio, 19-23 September 2005. 10 p.

44. Erik Sjöberg. Friction characterization of turbocharger bearings. Master of Science Thesis. Stockholm, Sweden 2013. 61 p.

45. HGM – horizontal, multistage high-pressure. Ring-section pump. KSB.

46. V. Martsynkovsky, S. Demin, A. Gulyi, A. Bashkina. Centrifugal pump. Patent RF 1771248. BI, N2, 1995.
47. Pozovnyi, O., Zahorulko, A., Krmela, J., Artyukhov, A., Krmelová, V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump in dependence on the chambers' sizes (2020) *Manufacturing Technology*, 20 (3) 361-367.
48. Simon F., Frene J. Analysis for Incompressible Flow in Annular Pressure Seals. *Journal of Tribology*. 1992. 114(3). 431. P. 431-438. doi:10.1115/1.2920902.
49. Марцинковский В. А. Щелевые уплотнения: Теория и практика. СумГУ. Сумы, 2005. 416 с.
50. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. *Машиностроение*: Ленинград. 1966. 364 с.
51. Гулый А. Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений: дисертація кандидата технічних: 01.02.06 динаміка та міцність машин, приладів та апаратів/ СумДУ. Суми. 1988. 217 с.
52. Korczak, A., Martsynkovskyy, V., Gudkov, S. Estimating influence of inertial resistance of throttle for hydraulic balancing device on rotor axial vibration. International Scientific and Engineering Conference on Hermetic Sealing, *Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery*, HERVICON 2011, *Procedia Engineering*. 2012, V. 39, P. 261-274, doi: 10.1016/j.proeng.2012.07.033
53. Загорулько А. В., Герасимива К. П., Алтынцев Е. И., Гудков С. Н. Компьютерное моделирование пространственного течения в кольцевом канале щелевого уплотнения-опоры. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2009. Вып. 6. 7 (42). С. 22-26.
54. Pozovnyi O., Deineka A., Lisovenko D. Calculation of Radial Forces of Multi-Gap Seals and Its Dependence on Geometrical Parameters. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II*, Springer International Publishing, 2020. P. 661-670.

55. Wilcox, D. C., 2000, Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc.
56. Pozovnyi O., Zahorulko A., Krmela J., Artyukhov A., Krmlova V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump, in dependence on the chambers' sizes. *Manufacturing Technology*. 2020. 20(3). P. 361-367.
57. Martsynkovskyy V.A., Deineka A., Kovalenko, V. Evaluation of rotor axial vibrations in a turbo pump unit equipped with an automatic unloading machine. IOP Conference Series: *Materials science and Engineering*. 2017, Vol. 233 (1), 012057. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012057
58. Gao, R. Computational Fluid Dynamic and Rotordynamic Study on the Labyrinth Seal. *Ph.D. Dissertation in Mechanical Engineering: Virginia Polytechnic Institute and State University*, 2012, P. 123.
59. Симоновський В.І. Оцінювання параметрів динамічних моделей роторів: навчальний посібник / В.І. Симоновський, В.А. Хворост.- Суми: СумДУ, 2002.- 143 с.
60. Зубахін О. М. Використання гідродинамічних ефектів у шпаринних ущільненнях для підвищення технічного рівня відцентрових насосів: дисиртація кандидата технічних наук: 05.05.17. Суми. 2011. 164 с.
61. Позовний О. О. Пристрій для кспериментальних досліджень багатошпаринних ущільнень. *Сучасні технології у промисловому виробництві: Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій*. Суми, 2018. С. 111.
62. Марцинковский В. А. Динамика роторов центробежных машин: монография. Сумы: Сумский государственный университет, 2012. 562 с.
63. Childs D.W. Finite-length Solutions for the Rotordynamic Coefficients of Constant Clearance and Convergent-Tapered Annular Seals. *3rd Int. Conf. Vibr. Rotat. Mach Int. Conf. Heslington 11-13 Sept. 1984. London*. P. 223-231.

64. Nelson C., Nguyen D. Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 1 - A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Force. *Journal of Tribology*. 1988. 110. P. 354-359.
65. Nelson C., Nguyen D. Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals: Part 2 – Effects of Eccentricity on Rotordynamic Coefficients. *Journal of Tribology*. 1988. 110. P. 361-366.
66. Dietzen F.J., Nordmann R. Calculating Rotordynamic Coefficients of Seals by Finite- Difference Techniques. *ASME J. of Tribology*. July. 1987. Vol. 109. P. 388-393.
67. Марцинковский В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. Москва: Машиностроение, 1970. 272 с.
68. Zirkelback, N., San Andrés, L. Bulk-Flow Model for the Transition to Turbulence Regime in Annular Seals. *STLE Tribology Transactions*. 39. P. 835-842.
69. Black H.F., Allaire, P., and Barret, L. Inlet Flow Swirl in Short Turbulent Annular Seal Dynamics. *In Ninth International Conference on Fluid Sealing*. Noordwijkerhout, Netherlands. 1981. P. 141-152.
70. В. С. Марцинковский, В. Б. Тарельник, Н. В. Тарельник, Способ сборки подшипников скольжения, Патент 2422690 RU. МПК F16C17/02, F16C33/04.
71. А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др., Трение, износ и смазка (Москва: Машиностроение: 2003), 575 с.
72. В. С. Марцинковский, В. Б. Тарельник, Способ обработки вкладышей подшипников, Патент 2404378 RU. МПК B23H9/00.
73. В. Б. Тарельник, В. С. Марцинковский, О. В. Дзюба, Спосіб поліпшення припрацьовуваності пари тертя «вкладиш підшипника-шийка вала», Патент 105422 UA. МПК (2014.01), B23H 1/00, B23H 5/00.
74. В. С. Марцинковский, В. Б. Тарельник, Спосіб обробки вкладишів підшипників ковзання. Патент 64663A UA. МКВ B23H1/00.
75. В. Б. Тарельник, В. С. Марцинковский, Б. Антошевский, Компрессорное и энергетическое машиностроение, № 1 (3): (2006), С. 15-22.

76. V. Tarel'nyk, V. Martsynkovskyy, A. Dziuba, Applied Mechanics and Materials, Vol. 630: (2014), P. 388-396.
77. Н. И. Лазаренко, Б. Р. Лазаренко, Электронная обработка материалов, №3: (1977), С. 12-16.
78. Р. Фейман, Р. Леймон, М. Сендс, Феймановские лекции по физике. Электричество и магнетизм (Москва: Мир: 1966), 292 с.
79. Н. Ашкрофт, Н. Мермин, Физика твердого тела (Москва: Мир: 1979), 399 с.
80. Ч. Киттель, Введение в физику твердого тела (Москва: Наука: 1978), 790 с.
81. В. Е. Кузьмичев, Законы и формулы физики (К: Наук. Думка: 1989), 864 с.
82. И. В. Савельев, Курс общей физики, том 2. Электричество (Москва: Наука: 1970), 442 с.