

УДК 621.67: 621.51
УКПП
№ держреєстрації 0117U002249
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
23.12.2019

З В І Т
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
„ПІДВИЩЕННЯ ТРИБОЛОГІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОРЦЕВИХ
УЩІЛЬНЕНЬ І УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ
ВИСОКООБЕРТОВИХ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН”

(остаточний)

Керівник НДР
провідний науковий співробітник
канд. техн. наук, доцент

А.В. Загорулько

2019

Рукопис закінчений 23 грудня 2019 р.
Результати роботи розглянуті науковою радою університету, протокол
від 26.12.2019 р. № 6

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР		А.В. Загорулько
Провідний науковий співробітник		
канд. техн. наук, доцент	23.12.2019	(розд. 1-5, висновки)
Відповідальний виконавець		С.М. Гудков
Старший науковий співробітник		
канд. техн. наук	23.12.2019	(розд. 4,5, висновки)
Провідний науковий співробітник		В.А. Марцинковський
засл. діяч науки і техніки України		
докт. техн. наук, професор	23.12.2019	(розд. 4,6, висновки)
Молодший науковий співробітник		С.О. Міщенко
	23.12.2019	(розд. 4,6)
Молодший науковий співробітник		Д.О. Кайота
	23.12.2019	(розд. 1,2)
Молодший науковий співробітник		О.О. Позовний
	23.12.2019	(розд. 6)
Лаборант		Я.І. Сапожников
	23.12.2019	(розд. 5)
Лаборант		Д.О. Стремоухов
	23.12.2019	(розд. 6)
Лаборант		Д.І. Лобас
	23.12.2019	(розд. 6)
Лаборант		А.Є. Міщенко
	23.12.2019	(розд. 6)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 190 с., 112 рис. , 6 табл. , 47 джерел.

ТЕРМОПРУЖНЬОГІДРОДИНАМІЧНА ЗАДАЧА, УПОРНИЙ ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ, УЩІЛЬНЕННЯ – ЗАПІРНІ ІМПУЛЬСНІ, ТОРЦЕВІ САЛЬНИКОВІ.

Об'єкт дослідження – гідро-газодинамічні та теплові процеси, що відбуваються в мастильному шарі торцевих ущільнень та упорних підшипників ковзання високооберткових відцентрових машин.

Мета роботи – встановлення закономірностей між трибологічними характеристиками і геометрією та робочими параметрами вузлів тертя за допомогою комп'ютерного моделювання та експериментальних досліджень.

Методи досліджень – числові методи скінченних об'ємів і скінченних елементів для розв'язання рівнянь гідрогазодинаміки, тепломасообміну, теорії пружності та контактної взаємодії; числові методи планування експерименту та оптимізації для визначення теоретичних залежностей між трибологічними характеристиками та геометрією вузлів тертя; методи експериментальних досліджень для перевірки ефективності роботи та визначення трибологічних характеристик торцевих ущільнень та упорних підшипників ковзання, методи теорії коливань для аналізу динамічних характеристик аксіально-рухомого кільця запірного імпульсного ущільнення.

При створенні високооберткових відцентрових машин різного призначення, одні з головних проблем, полягають в розробці надійних і достатньо герметичних торцевих ущільнень та упорних підшипників ковзання, які повинні надійно утримувати незбалансовані осьові сили, що виникають при будь-яких можливих умовах експлуатації. Задовільні герметичність та тепловий стан торцевих ущільнень забезпечується тонкою плівкою рідини або газу в декілька мікрометрів,

яка утворюється в зазорі між обертовою та нерухомою поверхнями, та зменшує контакт і зношення. Мінімальна товщина мастильного шару та величина несучої здатності упорних підшипників ковзання також значною мірою залежать від їх теплового стану. Тому проект спрямовано на дослідження термопружньогідродинамічного стану торцевих ущільнень і підшипників ковзання та підвищенню їх трибологічних характеристик за рахунок текстурування поверхонь кілець та застосування скребків та охолодження термонавантаженої зони колодки.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: розробка конструкцій і методик експериментальних досліджень торцевих імпульсних і сальникових ущільнень, а також упорних підшипників ковзання; розробка методики комп'ютерного моделювання задачі термогідропружності для торцевого імпульсного ущільнення і упорного гідродинамічного підшипника зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони; розробка методики комп'ютерного моделювання та аналітичного розв'язання задачі пружньогідродинамічного змащення для торцевого сальникового ущільнення з податливим дном; числова оцінка впливу багатощпаринних кільцевих каналів.

ЗМІСТ

Вступ.....	8
1 Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання.....	11
1.1 Експериментальні дослідження теплового стану упорного підшипника ковзання	11
1.2 Числовий розрахунок теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання	15
1.2.1 Розрахункова модель та граничні умови.....	15
1.2.2 Результати числового розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними.....	17
1.3 Висновки.....	21
2 Дослідження упорного підшипника ковзання з підвищеною несучою здатністю	23
2.1 Способи збільшення несучої здатності.....	23
2.2 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання	37
2.3 Висновок	45
3 Дослідження запірних імпульсних ущільнень для компресорів високого тиску	46
3.1 Актуальність теми.....	46
3.2 Принцип роботи вузла ЗІТУ.....	48
3.3 Розрахунок характеристик ЗІТУ.....	51
3.4 Випробування вузлів ЗІТУ.....	55
3.5 Статичний і динамічний розрахунок ущільнення з регулятором перепаду тиску.....	59
3.5.1 Конструкція і принцип роботи.....	59

3.5.2	Статичний розрахунок.....	63
3.5.3	Динамічний розрахунок.....	68
3.6	Висновки.....	75
4	Дослідження робочих характеристик імпульсних запірних торцевих ущільнень для насосів.....	76
4.1	Способи підвищення якості торцевих імпульсних ущільнень.....	76
4.2	Теоретичні та експериментальні дослідження запірних імпульсних ущільнень з безперервним підведенням.....	88
4.2.1	Вступ.....	88
4.2.2	Опис конструкції ущільнення і її статичний розрахунок.....	89
4.2.3	Результати випробувань.....	96
4.2.4	Динаміка ущільнення.....	100
4.3	Теоретичні та експериментальні дослідження торцевих запірних імпульсних ущільнень з дискретним підведенням.....	106
4.3.1	Принцип роботи саморегульованого імпульсного запірного ущільнення.....	107
4.3.2	Запис спрощеного рівняння балансу витрат.....	110
4.3.3	Осереднений тиск в камерах, регулюючий вплив і коефіцієнт гідростатичної жорсткості.....	113
4.3.4	Виведення залежності торцевого зазору від ущільнювального і запірних тисків.....	115
4.3.5	Випробування запірних імпульсних ущільнень з дискретним підведенням.....	118
4.4	Розв'язання нестационарної задачі течії газу у запірному торцевому імпульсному ущільненні.....	123
4.4.1	Обґрунтування досліджень.....	123
4.4.2	Конструкція і принцип роботи запірних імпульсних ущільнень.....	124

4.4.3	Результати числового моделювання і обчислювального експерименту.....	127
4.4.4	Термопружногазодинамічна задача торцевого імпульсного газового ущільнення.....	131
4.5	Висновки.....	134
5	Розрахунок торцевого сальникового ущільнення з податливим дном і гідродинамічним розвантаженням пари тертя.....	136
5.1	Аналітичне розв'язання задачі гідропружності сальникової набивки з податливим елементом.....	136
5.2	Числове розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя.....	142
5.3	Числове розв'язання задачі гідропружності торцевого сальникового ущільнення.....	152
5.3.1	Комп'ютерна модель торцевого сальникового ущільнення (ТСУ)	152
5.3.2	Результати розв'язання задачі.....	159
5.4	Висновки.....	164
6	Розрахунок динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень....	165
6.1	Актуальність проблеми. Постановка задачі.....	165
6.2	Проекції сил в нерухомій системі координат і їх складання.....	169
6.3	Рівняння радіальних коливань одномасового невірноваженого ротора.....	174
6.4	Чисельна оцінка вібраційних характеристик.....	178
6.5	Висновки.....	182
	Висновки.....	183
	Перелік джерел посилання	186

ВСТУП

У зв'язку з суттєвим збільшенням робочих тисків та швидкостей обертання ротора відцентрових машин підвищується складність проблеми герметизації та проблеми підвищення несучої здатності упорних підшипників ковзання. В таких умовах товщина мастильного шару та тепловий стан вузлів тертя значно впливають на їх трибологічні характеристики. Одним з основних методів підвищення ефективності торцевих механічних ущільнень, що вивчаються і обговорюються в літературі з трибології, є текстурування поверхні, зокрема створення імпульсів тиску у зазорі та гідродинамічних структур на податливій поверхні контакту. Також суттєві переваги в покращенні теплового стану та підвищенні несучої здатності упорних підшипників ковзання має застосування скребоків та охолодження термонавантаженої зони колодки. Отже, розвиток методів аналізу трибологічних характеристик торцевих ущільнень та 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 трибологічних характеристик зумовлено потребою отримання полів тиску і температур для більш точного вивчення режиму термопружногідродинамічного змащення та для оптимізації геометрії досліджуваних вузлів тертя.

Запропоновані гіпотези та розвинута теорія будуть підтверджені шляхом аналізу результатів числового моделювання, експериментальних досліджень та порівнянням з існуючими з літературних джерел даних для традиційних торцевих механічних ущільнень та упорних підшипників ковзання.

Основною ідеєю є використання методів обчислювальної механіки (теорії пружності та гідро-газодинаміки), тепломасообміну, планування експерименту, оптимізації та експериментальних досліджень для аналізу режиму термопружногідродинамічного мащення в зазорі торцевих ущільнень та мастильному шарі упорних підшипників ковзання високооберткових відцентрових машин, отримання теоретичних залежностей між трибологічними характеристиками і геометричними параметрами, та оптимізації геометрії вузлів тертя, що забезпечують підвищені трибологічні характеристики.

Теорія та методика торцевих ущільнень та упорних підшипників ковзання з підвищеними трибологічними характеристиками ґрунтуються на гіпотезах про застосування текстурування поверхонь кілець для створення імпульсів тиску у зазорі торцевих ущільнень та про застосування податливого дна з спеціальними прорізами, які за рахунок податливості набивки, формують на контактній поверхні торцевого сальникового ущільнення гідродинамічні структури, що забезпечують зниження тертя, зношування та витоків; гіпотезі про покращення теплового стану та підвищення несучою здатності робочої сторони колодок упорних підшипників за рахунок застосування спеціальної форми маслороз'ємних скребків та охолодження термонавантаженої зони колодки; гіпотезі стисливості газу та рідини в камерах торцевих імпульсних ущільнень, контактної взаємодії мікрошорсткостей та проникності контактного шару, нестисливої ламінарної рідини в підшипниках ковзання.

Таким чином, **метою** даної роботи є встановлення закономірностей між трибологічними характеристиками (моментом тертя, температурою та товщиною мастильного шару, несучою здатністю) і геометрією та робочими параметрами вузлів тертя за допомогою комп'ютерного моделювання та експериментальних досліджень.

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

– розробка конструкцій торцевих імпульсних і сальникових ущільнень, а також упорних підшипників ковзання;

– розробка методики комп'ютерного моделювання задачі термогідропружності для торцевого імпульсного ущільнення і упорного гідродинамічного підшипника зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони;

– розробка методики комп'ютерного моделювання задачі пружньогідродинамічного змащення для торцевого сальникового ущільнення з податливим дном;

– числова оцінка впливу багатошпаринних кільцевих каналів та розрахунок динамічних характеристик багатошпаринних ущільнень.

1 АНАЛІЗ ТЕПЛОВОГО СТАНУ УПОРНОГО КОЛОДКОВОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ

1.1 Експериментальні дослідження теплового стану упорного підшипника ковзання

Випробування упорного підшипника проводилися на спеціалізованому модернізованому стенді випробувань дослідних модельних відцентрових ступенів відповідно до програми і методики випробувань. Перед складанням дослідного вузла був виконаний обмір колодок підшипника, в ході якого були виміряні товщина і шорсткість колодок [1].

На рисунку 1.1 зображено схему експериментальної установки. Дослідний вузол підшипника складається з корпусу 2, в якому встановлені колодки 1 та упорного диску 3. Упорний диск 3 закріплений на валу 5 і обертається разом з ним. Під час роботи установки диск 6 за рахунок сили тиску в навантажувальній камері 4 передає навантаження на колодки 1 упорного підшипника. Для створення мастильного клину та режиму гідродинамічного змащення між колодками і опорним диском організоване незалежне підведення мастила 8 до кожної колодки, які мають можливість повертатися на необхідний кут та самовстановлюватися в залежності від осьового навантаження та частоти обертання валу.

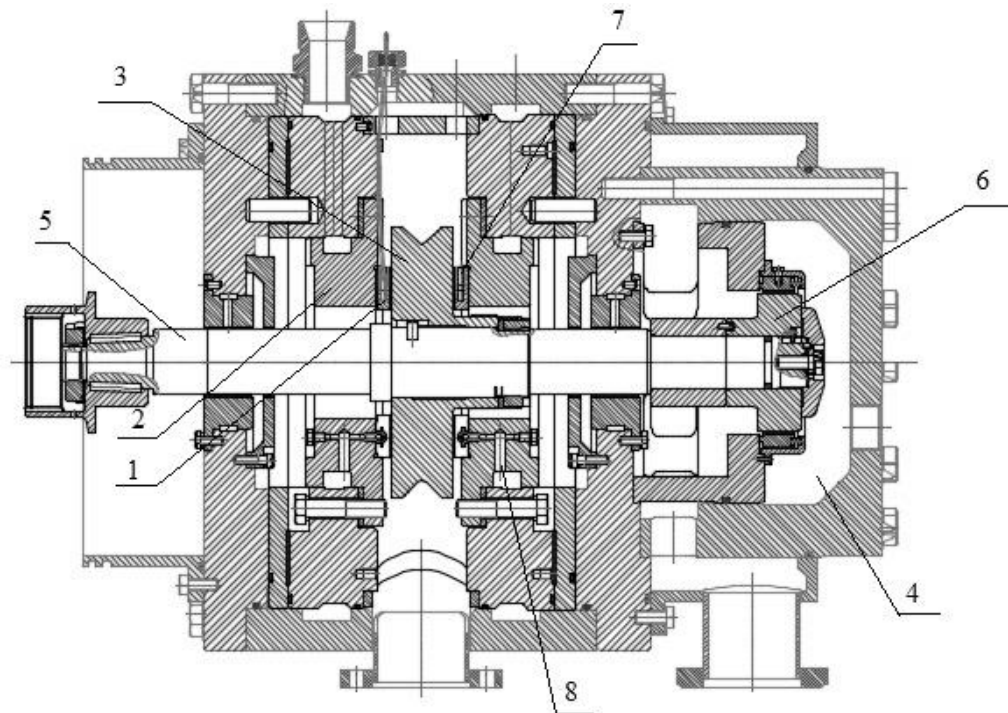
На рисунку 1.2 а показано дослідний вузол упорного підшипника. Підшипник складається з 8 колодок, які мають бабітове покриття товщиною 1 мм. На рисунку 1.2 б окремо показано колодки з встановленими в них термопарами, на рисунку 1.1 а місце 7 встановлення термопар.

Експериментальне дослідження конструкції упорного восьми колодкового підшипника ковзання проводилось на спеціальній установці з метою перевірки працездатності та визначення основних робочих характеристик на наступних режимах:

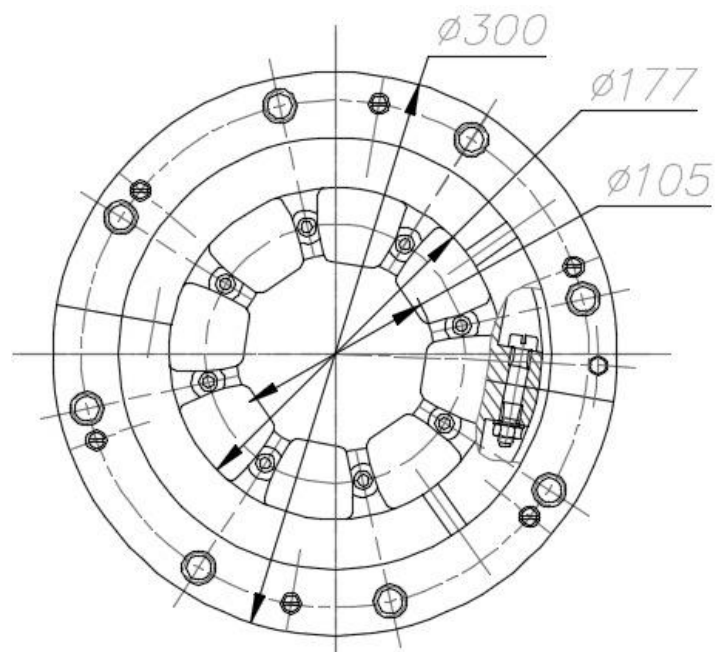
1) Тиск мастила в навантажувальній камері пристрою змінювався в межах від 0,05 до 3,1 МПа (при цьому осьова сила варіювалася в межах від 1082 Н до 41257 Н) при постійному тиску мастила на вході в підшипник 0,15 МПа для частот обертання валу від 1000 до 9500 об/хв.;

2) Тиск мастила на вході в підшипник змінюється в діапазоні від 0,05 до 0,15 МПа при постійній частоті обертання ротора 9500 об/хв. для тиску мастила в навантажувальній камері 1,0 і 3,1 МПа (осьова сила змінювалася в межах від 12986 Н до 41257 Н).

В ході експериментального дослідження фіксувалися значення обертального моменту при стабілізованому режимі на блоці вимірювання крутильного моменту (БВКМ), встановленому на приводі стенду, в момент пуску вала при різних тисках в навантажувальній камері. Крім того, датчиками температури (термопарами), встановленими в кожній колодці, вимірювалася величина середньої температури та витратоміром (ротаметром) фіксувалася витрата мастила через підшипник. За допомогою датчиків вібропереміщення вимірювалось вібропереміщення вала. Після завершення випробувань проводилась ревізія підшипника, в ході якої були виміряні маса, товщина і шорсткість колодок підшипника.

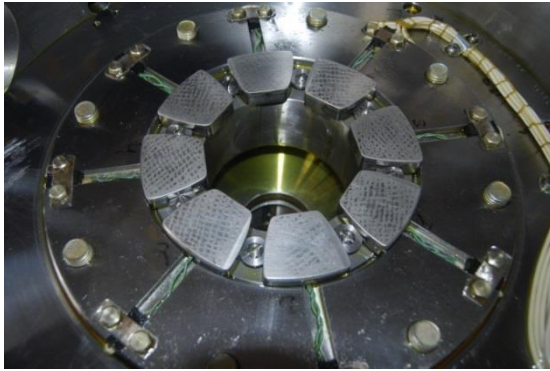


a)



б)

Рисунок 1.1 – Схема експериментальної установки (а) та упорного підшипника (б) (1 – колодки; 2 – корпус підшипника; 3 – упорний диск; 4 – навантажувальна камера, 5 – вал, 6 – навантажувальний диск, 7 – місце встановлення датчиків температури, 8 – підведення мастила)



а)



б)

Рисунок 1.2 – Дослідний вузол упорного підшипника (а) та колодки з встановленими в них термопарами (б)

В результаті експериментального дослідження отримані залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу 9500 об/хв (рис. 1.3) та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході в підшипник 0,15 МПа та в навантажувальній камері 3,1 МПа (табл. 1.1).

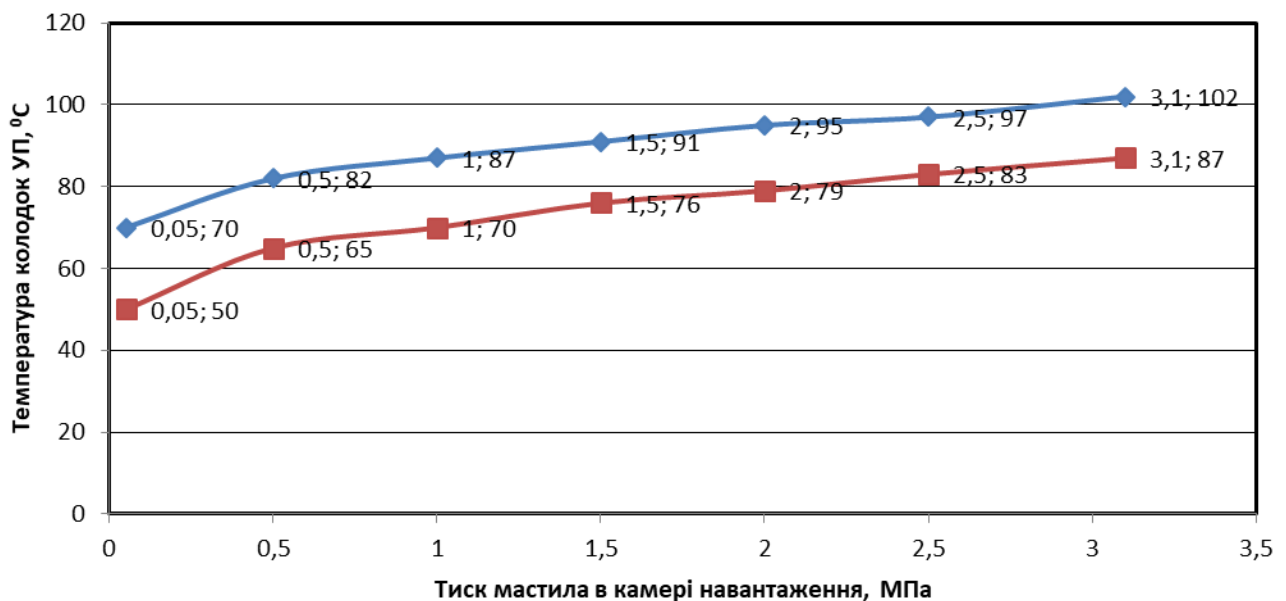


Рисунок 1.3 – Залежність між середньою температурою колодок УП і тиском мастила в камері навантаження при частоті обертання валу 9500 об/хв. і температурах мастила на вході в підшипник від 39 до 41 °С і 65 °С

Таблиця 1.1 – Результати вимірювання параметрів упорного підшипника при тиску навантаження в камері 3,1 МПа, тиску подачі масла 0,15 МПа, температури масла на вході в підшипник 60°C для частот обертання валу 1000 - 9500 об/хв

Назва параметра	Частота обертання валу, об/хв				
	1000	3000	5000	7000	9500
Тиск мастила в напірному колекторі, МПа	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
Тиск мастила на вході в упорний підшипник, МПа	0.15	0.15	0.16	0.16	0.15
Тиск мастила в системі навантаження, МПа	3.03	3.01	3.04	3.05	3.04
Частота обертання валу, об/хв	1041.7	3003.5	5069.4	7037	9467.6
Осьове зрушення вала випробувального стенду, мм	0.14	0.14	0.14	0.14	0.13
Температура масла в маслоблоці, °С	61.98	61.75	61.4	60.94	60.19
Температура робочих колодок УП т6, °С	73.00	83.00	90.00	95.00	98.00
Витрати мастила (сумарні), л/хв	31.91	31.89	31.91	32.12	31.94
Осьове навантаження, Н	40986.9	40716.3	41122.1	41257.4	41122.1

1.2 Числовий розрахунок теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання

1.2.1 Розрахункова модель та граничні умови

В ході розрахункового дослідження за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX спільно розв'язувалися задачі гідродинамічного змащення у рідинному мастильному шарі (ламінарна течія), конвективного теплообміну між рідиною та твердими деталями підшипника, теплопровідності та теплопередачі між твердими деталями підшипника. Розглядався сектор величиною 45°, який включав: опорний диск, мастильний шар, колодку та корпус підшипника

(рис. 1.4). Розрахункову сітку (рис. 1.4) було створено в програмі ANSYS Meshing за допомогою методу MultiZone, який дозволяє побудувати структуровану гексаедричну сітку. По товщині мастильного шару було задано 10 елементів. В результаті розрахункова сітка складалася приблизно з 1,5 млн. гексаедричних елементів.

Було задано відкриті граничні умови на вході і виході (Opening), температура подачі масла, яка дорівнює 60°C , тиск подачі масла 0,15 МПа, тиск на виході з підшипника 0 МПа. На бічних частинах сектору моделі задані граничні умови обертальної періодичності. Між мастильним шаром і опорним диском та колодкою задані граничні умови конвективного теплообміну. Між колодкою і корпусом підшипника граничні умови теплопередачі. Задавалась обертальна швидкість від 1000 об/хв до 9500 об/хв на стінці мастильного шару зі сторони опорного диску. Протилежна стінка була нерухомою та мала постійним кут нахилу колодки, який становив $0,01^{\circ}$. Під час розрахунку змінювалась мінімальна товщина мастильного шару від 4 до 20 мкм в залежності від частоти обертання валу при постійному навантаженні. Основні термодинамічні властивості мастила: питома теплоємність, коефіцієнт динамічної в'язкості та густина змінювалися в залежності від тиску та температури та задавались емпіричними залежностями. Для спрощення розрахункової моделі та розрахунків на зовнішніх стінках опорного диску та корпусу підшипника були задані граничні умови адіабатної стінки.

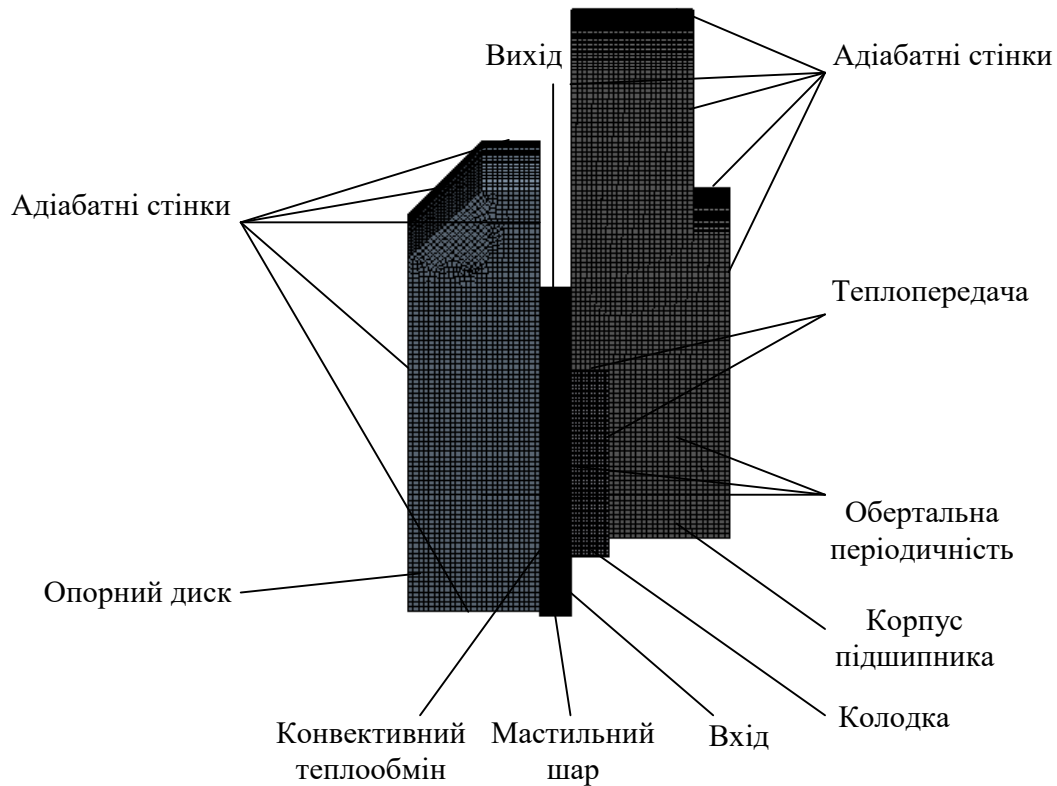


Рисунок 1.4 – Розрахункова сітка та граничні умови

1.2.2 Результати числового розрахунку та їх порівняння з експериментальними даними

Тепловий стан мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання представлено на рисунку 1.5 а,б. Як видно з результатів, зі збільшенням частоти обертання валу значно підвищується максимальна та середня температура нагріву колодки, поле температур дещо зміщується і нагріває також мастило в міжколодковому просторі. Таким чином, мастило в міжколодковому просторі не встигає охолоджуватися і на вхід наступної колодки поступає вже достатньо перегрітим, що не дозволяє підвищити несучу здатність підшипника.

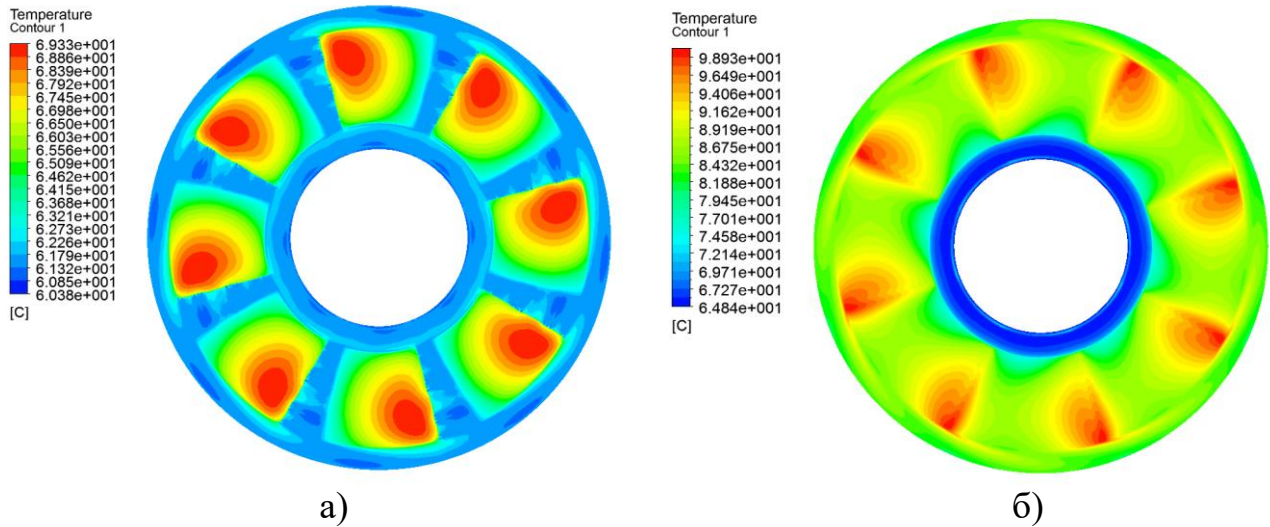


Рисунок 1.5 – Поле температур мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

Максимальний тиск на поверхні колодки (рис. 1.6 а,б) зі збільшенням частоти обертання валу навпаки зменшується, це пов'язано зі збільшенням мінімальної товщини мастильного шару (рис. 1.7), але площа максимального поля тиску збільшується (наповненість епюри мастильного клину), що забезпечує підтримання постійного осевого навантаження.

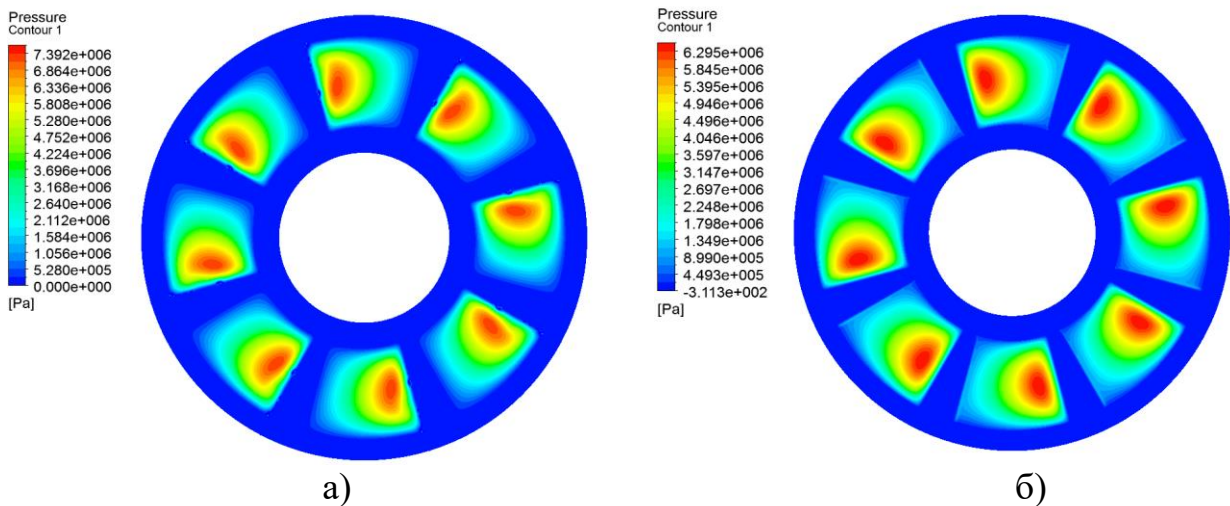


Рисунок 1.6 – Поле тиску мастильного шару упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання валу: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

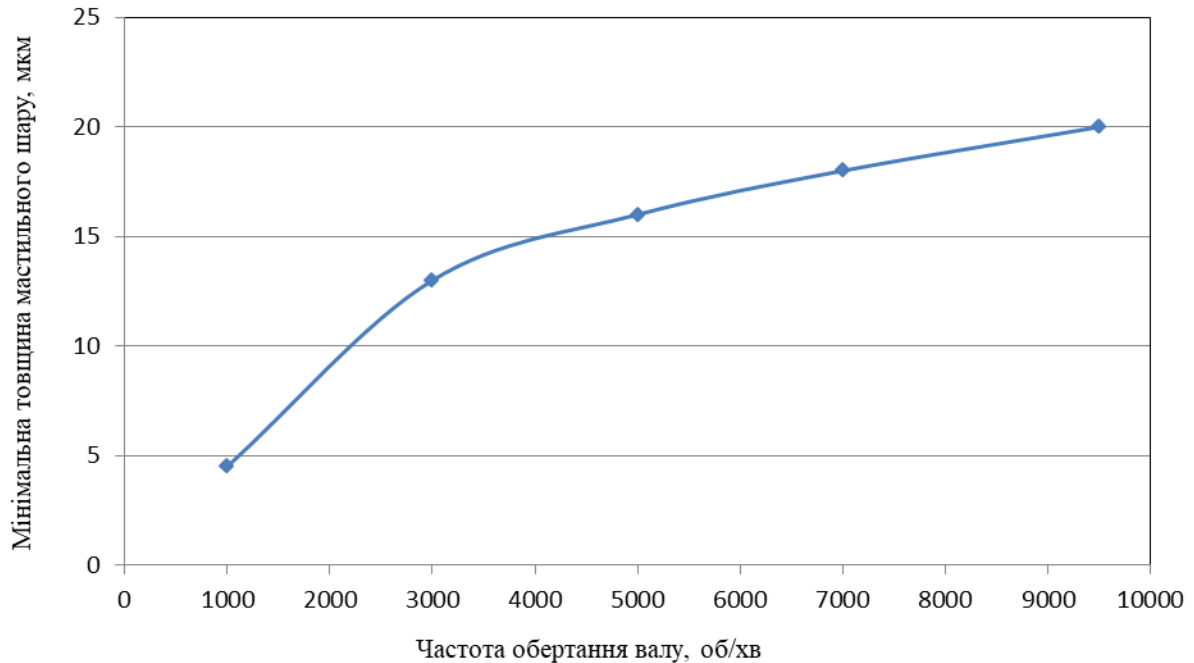


Рисунок 1.7 – Залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу

Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання представлений на рисунку 1.8 а,б. Очевидно, що нагрівання підшипника відбувається за рахунок нагріву мастила у мастильному шарі. Чим більше частота обертання валу, тим більше прогриваються опорний диск, колодка і корпус підшипника. Конвективного охолодження за рахунок подачі свіжого мастила у міжколодковий простір недостатньо для зменшення температури нагріву підшипника. Необхідно застосовувати інші конструктивні заходи по охолодженню поверхні колодок підшипника.

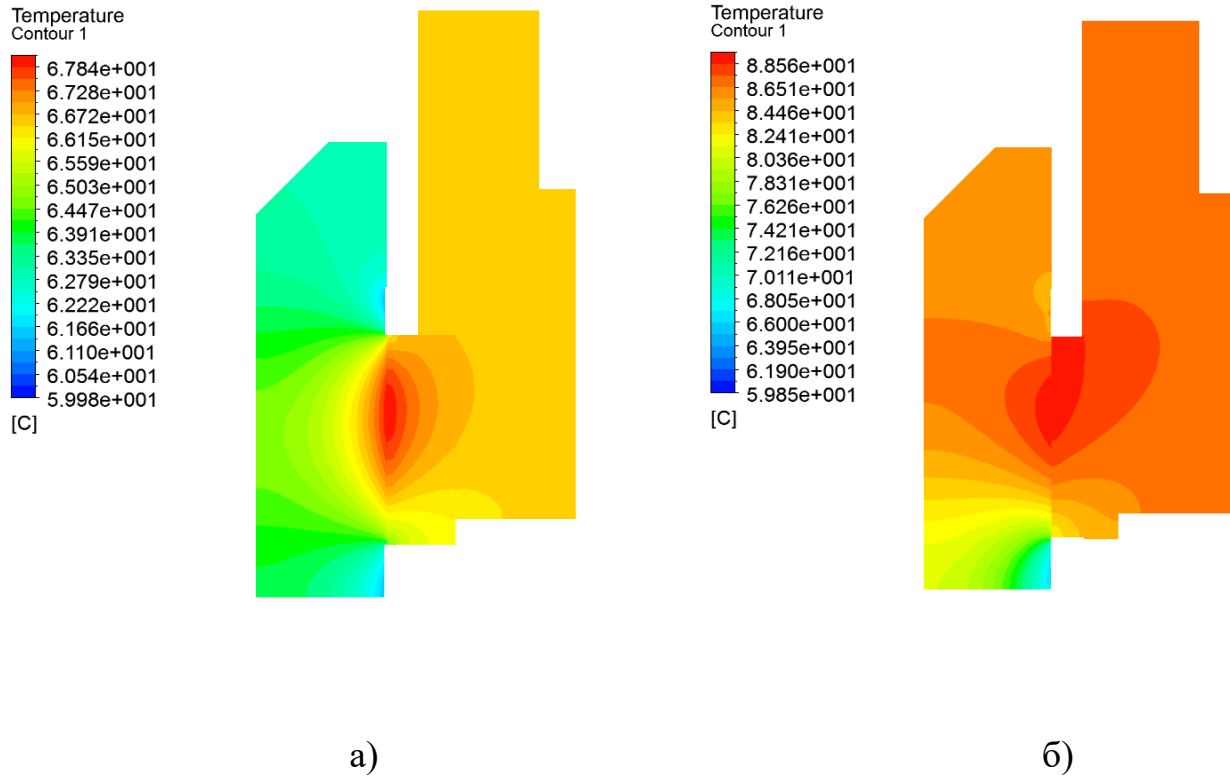


Рисунок 1.8 – Тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при частотах обертання: 1000 об/хв (а), 9500 об/хв (б)

Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними (рис. 1.9) показало достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%.

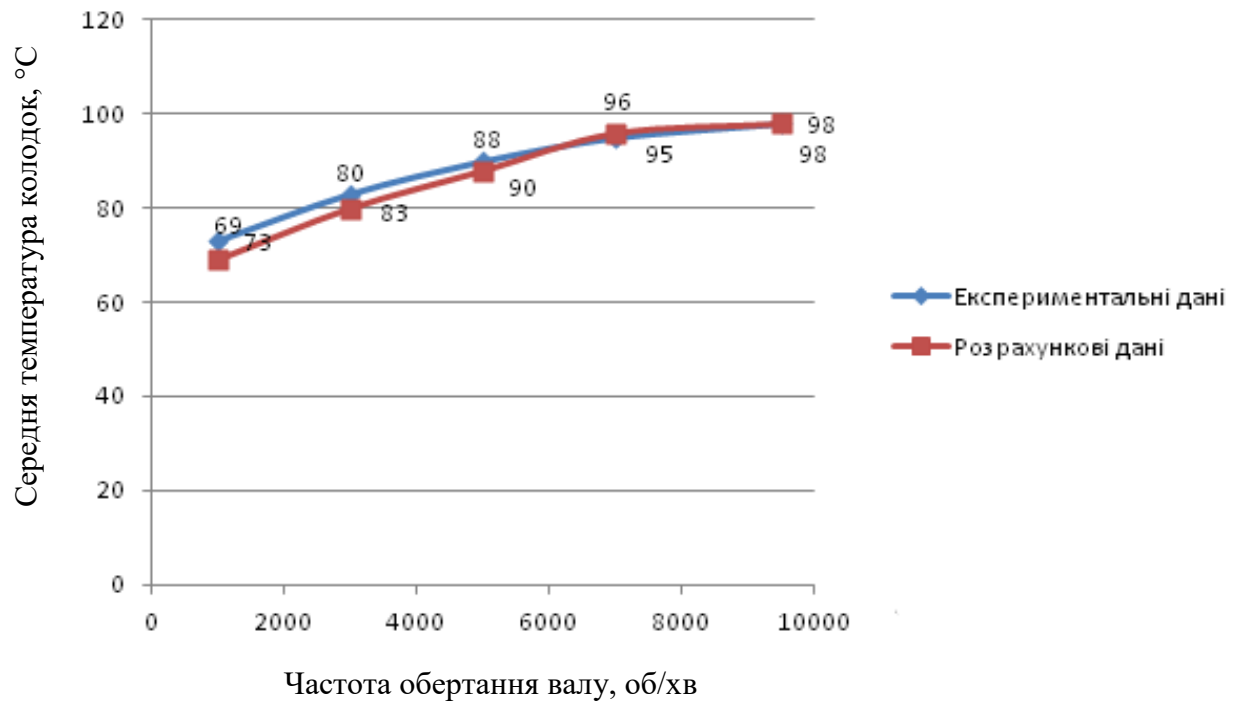


Рисунок 1.9 – Залежність середньої температури колодок від частоти обертання валу

1.3 Висновки

1. Проведено експериментальне та числове дослідження теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Отримано залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході та в навантажувальній камері; поля температур і тиску мастильного шару та тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при різних частотах обертання; залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу.

Визначено максимальну несучу здатність підшипника, яка при допустимій температурі 98°C дорівнює 41000 Н.

2. Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними показало їх достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%.

3. Аналіз результатів досліджень показав, що існує можливість підвищення несучої здатності упорного колодкового підшипника ковзання за рахунок покращення його теплового стану.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ УПОРНОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З ПІДВИЩЕНОЮ НЕСУЧОЮ ЗДАТНІСТЮ

Помилки конструювання, недосконалі технології виготовлення, зміни технологічних режимів експлуатації турбокомпресорів газової, нафтогазової, хімічної та нафтохімічної промисловості приводили до осьових здвигів роторів. Тому поряд з ефективним урівноваженням роторів, методиками розрахунку осьових сил з урахуванням можливих експлуатаційних режимів, вдосконалення системи зняття статичної електрики, систем захисту і моніторингу осьового зсуву завдання створення високоефективних і надійних упорних підшипників актуальне і сьогодні.

2.1 Способи збільшення несучої здатності

Способи збільшення несучої здатності і надійності роботи упорних підшипників ковзання:

1. Два кола циркуляції мастила.

В існуючих конструкціях упорних підшипників мастило розподіляється, як правило, рівномірно на обидві сторони підшипника - робочу і неробочу. Конструкція упорних підшипників з двома колами циркуляції (рис. 2.1) фірми ТРІЗ дозволяє подавати свіже мастило спочатку в зону робочих колодок в кількості, необхідній для їх охолодження (1-е коло циркуляції), потім, підігріте масло, через канали в корпусі підшипника переводиться на неробочу сторону (2-е коло циркуляції). Така схема подачі дозволяє скоротити до 50% витрати мастила через упорні підшипники [2].

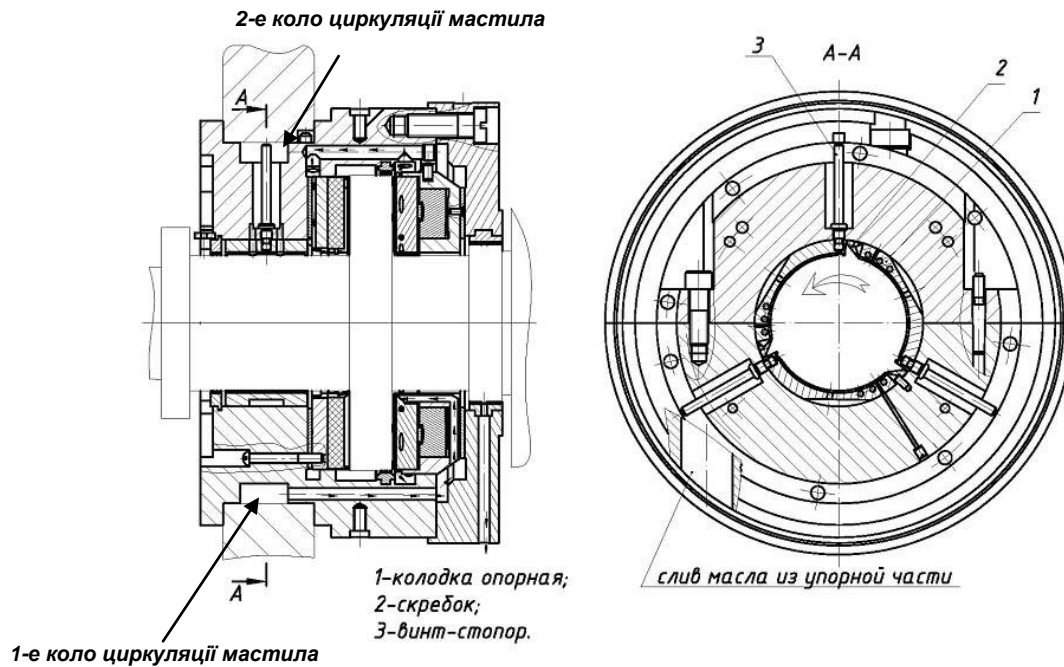


Рисунок 2.1 - Підшипник опорно-упорний з двома колами циркуляції мастила

На неробочій стороні масло додатково нагрівається значно менше через зменшення в'язкості мастила, розігрітою після проходження через робочу сторону. При цьому до 20% зростає несуча здатність упорних підшипників. Цьому сприяє зниження реакції неробочої сторони на робочу, гідростатичне розвантаження і зменшення деформації упорного гребеня завдяки вирівнюванню температурних полів по обидві його сторони.

2. Вирівнююча система кочення для збільшення несучої здатності.

Нерівномірне навантаження колодок може привести до лавиноподібного руйнування колодок упорних підшипників. При використанні традиційних важільних вирівнюючих систем, різниця температури між максимально навантаженої і мінімально навантаженої колодкою досягає 40°C [3]. Таким чином, при температурі мінімально навантаженої колодки 110 °С (максимально допустима для колодок з антифрикційним бабітовим шаром) температура максимально навантаженої колодки складе 150°C.

Для забезпечення рівномірного розподілу навантаження між упорними колодками в підшипнику розроблена важільна вирівнююча система кочення фірми ТРІЗ з високими компенсаційними властивостями (рис. 2.2), в якій тертя ковзання між важелями замінено тертям кочення [4], [5]. Максимальна різниця температур між колодками в підшипниках, оснащених такою вирівнюючою системою знижується з 40°C до 6°C .

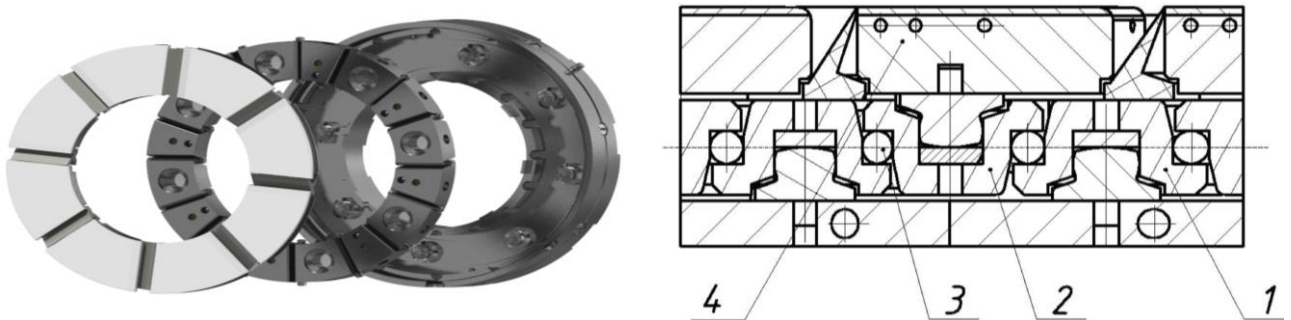


Рисунок 2.2 - Важільна вирівнююча система кочення з високими компенсаційними властивостями

1 - нижній важіль, 2 - верхній важіль, 3 - ролик, 4 - упорна колодка

3. Гідростатичний компенсуючий підвіс.

Більшість упорних підшипників працюють з перекосами. Причинами перекоосу є температурна розцентровка агрегату, викликана нерівномірним подовженням фундаментних колон і різними силовими і тепловими розширеннями ротора і статора, неточності при виготовленні деталей підшипника, а також неточності збірки при монтажі та ремонті. Існуючі способи вирівнювання не ефективні.

Для компенсації температурних і силових деформацій, які призводять до не паралельності несучих упорних поверхонь ротора і підшипника, розроблені різні варіанти упорних підшипників з гідростатичним підвісом фірми ТРІЗ (рис. 2.3). Масло з маслосистеми подається до опорно-упорного підшипника. Через канал в

корпусі підшипника і розподільні канали масло підводиться до кожної опорної колодки. Між обертовим валом і колодкою утворюється мастильний шар. Частина мастила із зони максимального гідродинамічного тиску через отвір потрапляє в карман на спинці колодки, де створюється гідростатичний тиск. Колодка опорна спливає, а тиск мастила дроселюється по спинці колодки.

З кармана з гідростатичним тиском частина мастила через отвори в корпусі підшипника надходить на границю сферичних поверхонь. В результаті цього між зовнішньою сферою сепаратора і сферою корпусу утворюється масляна плівка.

Завдяки наявності плівки на границі сферичних поверхонь забезпечується рівномірне сприйняття упорною частиною осьової сили при виникненні будь-яких перекосів в системі: «ротор-упорний диск-підшипник».

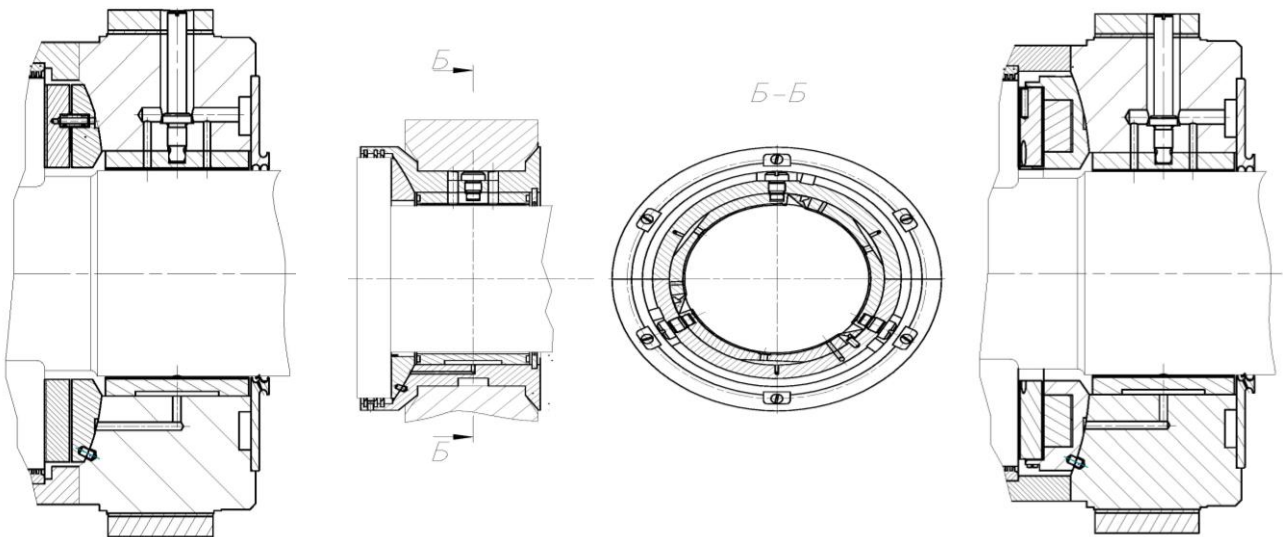


Рисунок 2.3 - Варіанти упорного підшипника з гідростатичним компенсуючим підвісом

4. Багатофункціональні маслоз'ємні скребки.

Установка в міжколодковому просторі упорного підшипника багатофункціональних маслоз'ємних скребок (рис. 2.4.) [6]:

- перешкоджає переносу гарячої масляної плівки з однієї колодки на іншу;

- забезпечує індивідуальне підведення масла в колодки;
- забезпечує індивідуальне відведення масла з колодки;
- збільшує коефіцієнт ефективного заповнення колодками з 0,6 до 0,9;
- забезпечує стікання статичного заряду оберігаючи електроерозійне руйнування несучих поверхонь підшипників.

Завдяки такій конструкції знижується температура несучого масляного клина, підвищується несуча здатність підшипника, запобігається електроерозійний знос колодок.

5. Індивідуальне підведення мастила.

Потік масла організований таким чином, що за рахунок спеціальної форми маслосистеми скребка 12 (рис. 2.4), що утворює в міжколодковому просторі дві нез'єднані між собою порожнини, здійснюється індивідуальне підведення масла до упорних колодок. Таким чином, масло з маслосистеми надходить безпосередньо в колодку, не змішуючись з гарячим маслом.

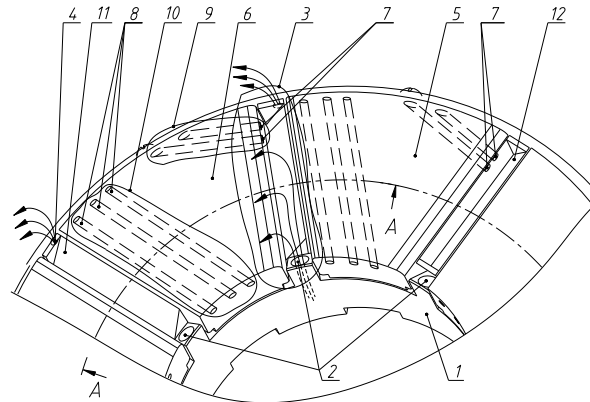
6. Індивідуальне відведення мастила.

Завдяки спеціальній формі маслосистеми скребка, гаряче масло, що знімається скребком з упорного диска, відводиться в канали для зливу масла 4 (рис. 2.4) після кожної колодки, не змішуючись з маслом, що надходить з маслосистеми.

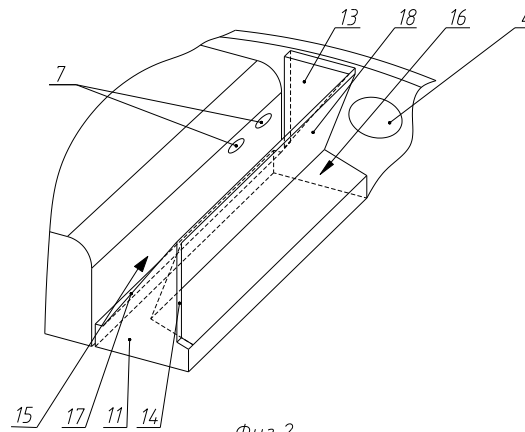
7. Розширення діапазону коефіцієнта заповнення несучими колодками.

Коефіцієнт заповнення (k) представляє собою відношення робочої площі упорних колодок до площі кільця, обмеженого внутрішнім і зовнішнім діаметром колодок, і має суттєвий вплив на несучу здатність упорних підшипників. Підшипники традиційної конструкції витримують найбільше навантаження при значенні $k = 0,6$ [3]. Встановлені в міжколодковому просторі маслосистеми скребки перешкоджають переносу упорним диском гарячого масла з колодки на колодку, тому в таких упорних підшипниках зі збільшенням площі колодок несуча здатність підшипника продовжує збільшуватися. При установці маслосистеми

скребоків між колодками коефіцієнт заповнення несучої поверхні колодок збільшується з $k = 0,6$ до значення до $= 0,9$, за рахунок чого на 50% збільшується несуча здатність підшипника в тих же габаритах. Цю зміну ілюструють графіки на рис. 2.5.



Фиг. 1



Фиг. 2

Рисунок 2.4 - Упорний підшипник з самоустановлюючими колодками:

1 - корпус; 2 - канали підведення масла; 3 - міжколодковий простір; 4 - канали відводу масла на злив; 5, 6 - самоустановлюючі упорні колодки; 7 - канали охолоджуючого масла вхідної кромки; 8 - канали охолоджуючого масла термонавантаженої зони; 9 - зона входу в колодку; 10 - термонавантажена зона; 11, 12 - багатфункціональні маслоз'ємні скребки, 13 - перемичка скребка на ділянці зливу, 14 - перемичка скребка на ділянці підведення охолоджуючого масла, 15 - порожнина, що сполучається з каналами підведення охолоджуючого масла, 16 - порожнина, що сполучається з каналами відведення масла на злив, 17 - спинка скребка, 18 - передня поверхня скребка.

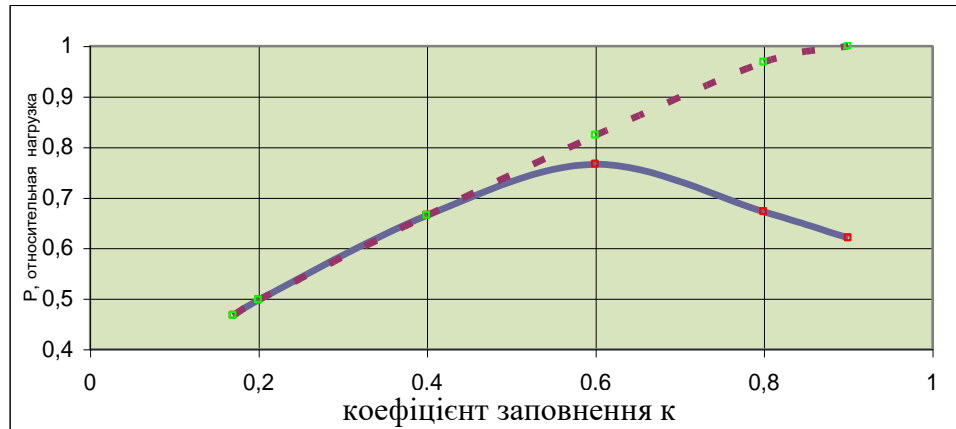


Рисунок 2.5 - Залежність найбільшого навантаження P , яке витримує підшипник, від коефіцієнта заповнення k :

- для підшипників без маслороз'ємних скребків
- - - для підшипників з маслороз'ємними скребками

8. Протектори електроерозійного руйнування.

Для запобігання електроерозійного руйнування підшипників ковзання традиційно застосовуються струмознімачі різної конструкції. Додатково до існуючих систем захисту в якості протекторів електроерозійного руйнування використовуються маслороз'ємні скребки, що встановлюються в підшипниках між колодками. Конструкція скребка розроблена таким чином, що він постійно контактує з корпусом підшипника і ротором машини, навіть якщо зношується в процесі роботи. Тому для запобігання електроерозійного зносу несучих поверхонь використовуються електропровідні маслороз'ємні скребки (рис. 2.6).

9. Гідростатичне розвантаження упорного диска.

Гідростатичне розвантаження упорного диска здійснюється за рахунок різниці епюр тиску на робочій і неробочій стороні підшипника. Для цього весь потік

мастила подається під тиском на робочу сторону підшипника, а потім дроселюється в ущільненні над упорним диском зі спеціально підібраним зазором, що гарантує необхідну для охолодження витрату мастила, і надходить на вільний злив. При використанні схеми підведення з двома колами циркуляції (рис. 2.1) частина

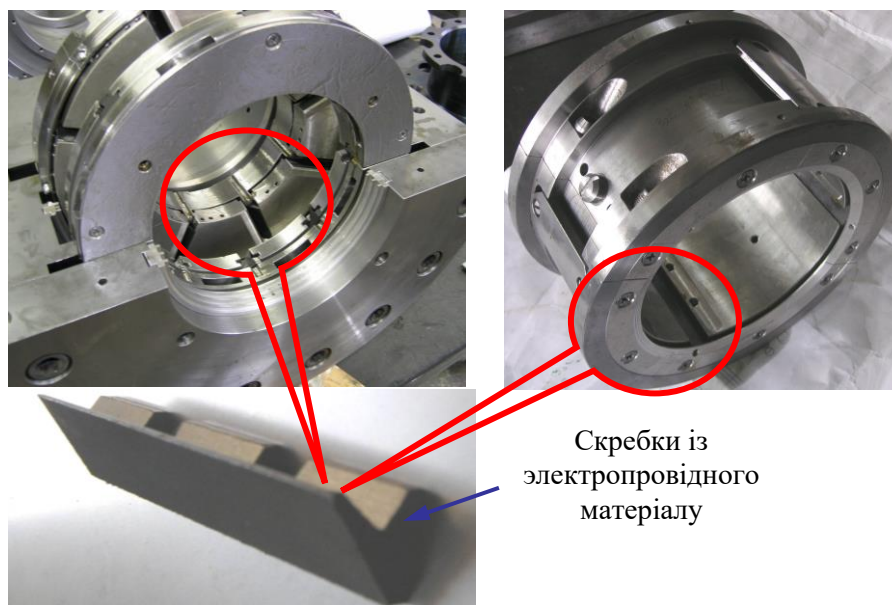


Рисунок 2.6 - Підшипники зі встановленими скребками-протекторами для запобігання електроерозійного зносу

мастила перекладається на неробочу сторону через дросельні отвори. В інших випадках мастило на неробочу сторону подається з опорної частини підшипника, через ущільнення між опорною і упорною частинами опорно-упорного підшипника. Зазор в ущільненні підбирається таким чином, щоб, з одного боку, забезпечити охолодження неробочої сторони, а з іншого, в значній мірі знизити на ній тиск. Таким чином, при експлуатації робоча сторона упорного підшипника працює під тиском, близьким до тиску подачі мастила, який забезпечує маслосистема, а неробоча - під тиском вільного зливу. За рахунок цієї різниці

тисків і реалізується гідростатичне розвантаження упорного диска, що знижує залишкову осьову силу i , в кінцевому підсумку, підвищує несучу здатність підшипника.

10. Радіальне охолодження термічно навантаженої зони колодки.

Індивідуальне підведення масла до упорної колодки організоване таким чином, що частина масла проходить через спеціальні канали 8 у упорній колодці під бабітовим шаром для охолодження термічнонавантаженої зони колодки (рис. 2.4). Завдяки цьому знижується температура несучого гідродинамічного клину і підвищується несуча здатність підшипника.

11. Охолодження упорного диска.

Ще одним конструктивним рішенням, що підвищує несучу здатність, є додаткове охолодження упорного диска. В середині диска виконуються канали, прилеглі до його робочих сторін. При обертанні диска відцентровими силами холодне масло через підвідні канали 4 захоплюється в охолоджуючі канали 2 (рис. 2.7), і через них виходить на периферію диска. Масло, що протікає в каналах 2, охолоджуючи несучу поверхню упорного диска, знижує температуру гідродинамічного шару, тим самим підвищує несучу здатність підшипника.

12. Тангенціальне охолодження периферії колодки для збереження ламінарного режиму течії.

У гідродинамічному шарі упорних підшипників, що працюють в умовах високих температур і частот обертання, може виникати турбулентний режим течії мастила через зниження в'язкості масла і високих окружних швидкостей, особливо на периферії колодки. Відомо, що при турбулентному режимі течії значно знижується несуча здатність гідродинамічних підшипників, зростають втрати потужності і тепловиділення.

Для збереження ламінарного режиму течії масла на вході в гідродинамічний клин на вхідний кромці упорної колодки виконується гіперболічна західна поверхня, що запобігає вихроутворенню. Крім того, спеціально передбачено

додаткове охолодження верхньої зони вхідної кромки за рахунок протока частини підводного холодного масла через тангенціальні канали 7 (рис. 2.4), що запобігає зниженню в'язкості масла на вході в колодку і, тим самим, сприяє збереженню ламінарного режиму течії.

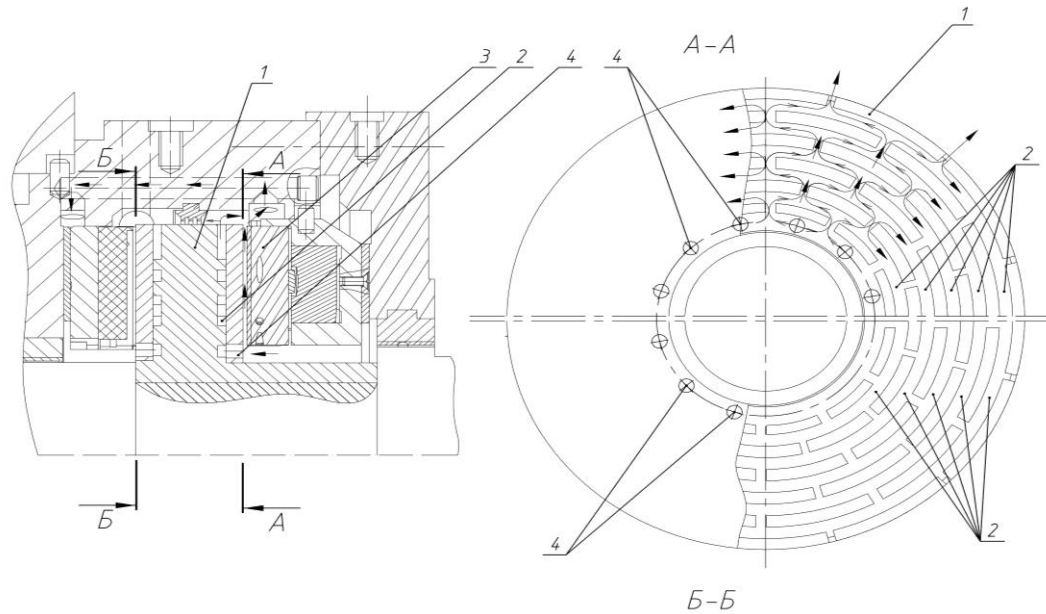


Рисунок 2.7 - Осьовий підшипник з внутрішнім охолодженням упорного диска:

1 - упорний диск; 2 - охолоджуючі канали; 3 - колодка; 4 - підвідні канали

13. Упорний підшипник з реверсивними і неревверсивними колодками.

На практиці нерідко зустрічаються випадки, коли ротор турбомашини розкручується у зворотний бік, і це тягне за собою необхідність використання реверсивних упорних колодок. Однак не завжди несучої здатності підшипника, яка складається тільки з реверсивних колодок, досить для сприйняття навантаження в робочому напрямку обертання.

Як відомо, неревверсивні упорні колодки мають більшу несучу здатність у порівнянні з реверсивними упорними колодками, однак при цьому вони мають практично нульову несучу здатність при зворотному (нерозрахованому) напрямку обертання ротора і не здатні в цьому режимі забезпечити сприйняття осьової сили. Виходом зі сформованої ситуації є проектування упорного підшипника

комбінованого типу [6], в якому по черзі встановлені нереверсивні і реверсивні колодки (рис. 2.8).

У такій конструкції при робочому напрямку обертання ротора нереверсивні і реверсивні колодки працюють спільно один з одним, і несуча здатність такого підшипника вище, ніж у аналогічного підшипника з реверсивними колодками. При зворотному обертанні працюють тільки реверсивні колодки, створюючи необхідну для цієї нештатної ситуації несучу здатність. Наведений на рис. 2.8 упорний підшипник має чотири реверсивні колодки і чотири нереверсивні.

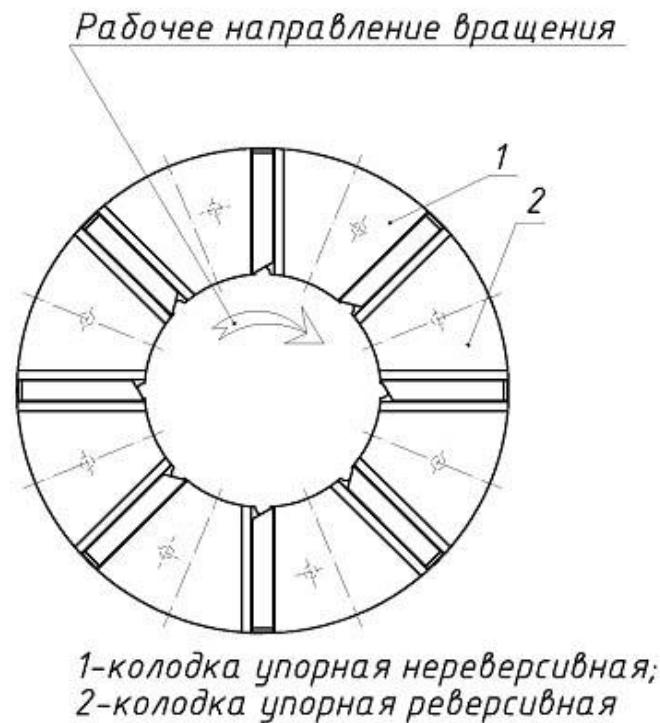


Рисунок 2.8 - Упорний підшипник з реверсивними і нереверсивними колодками

Таким чином, спільна установка в упорному підшипнику нереверсивних і реверсивних колодок дозволяє отримати підшипник, що поєднує високу несучу здатність при прямому напрямку обертання на робочому режимі з необхідною несучою здатністю при зворотному обертанні на нештатних режимах роботи.

14. Реверсивні підшипники з нереверсивними властивостями фірми ТРІЗ.

Іншим способом підвищення несучої здатності реверсивних упорних підшипників є використання реверсивних підшипників з нереверсивними властивостями (рис. 2.9). У таких підшипниках упорні колодки 1 виготовляються з металофторопластової стрічки, які спираються на сепаратор 2, в якому за кожною з колодок виконано по 3 симетрично розташовані кармани 3. Кармани з'єднані з лицьовою стороною колодок отворами 4, через які в процесі роботи в кармани надходить масло з гідродинамічного шару. Тиск в карманах підвищується, і колодка спливає, спираючись в процесі роботи на гідростатичну масляну плівку. Таким чином, на тильній стороні колодки формується епюра гідростатичного тиску, що врівноважує тиск гідродинамічного шару, а точка прикладання рівнодіючої цієї

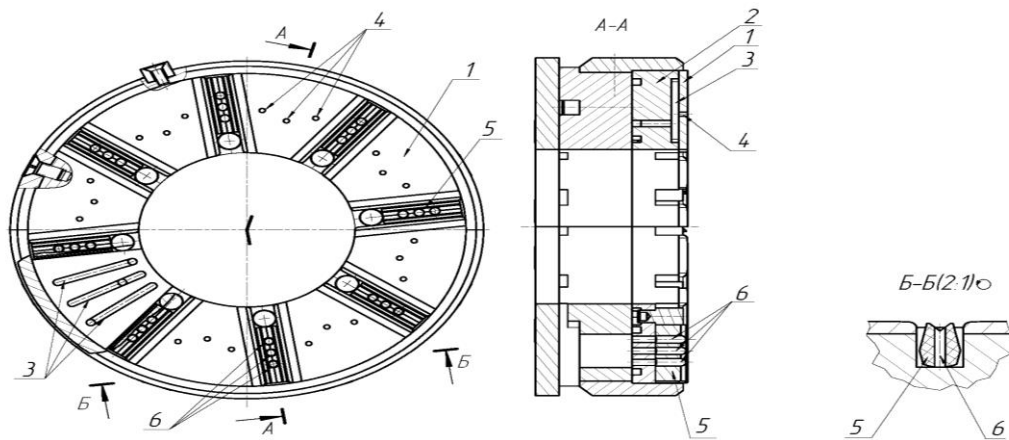


Рисунок 2.9 - Реверсивний упорний підшипник з нереверсивними властивостями
 1 - упорна колодка; 2 - сепаратор; 3 - гідростатичні кармани; 4 - отвори підведення мастила в гідростатичні кармани; 5 - реверсивний маслос'ємний скребок; 6 - канали індивідуального підведення мастила

епюри є точкою опори колодки. Так як кармани і отвори підведення в них мастила розподілені симетрично вздовж довжини колодки, тиску, що передаються в кармани з епюри гідродинамічного тиску, в різних карманах будуть різними і будуть зростати по ходу руху мастила, в результаті чого координата рівнодіюча

епюри гідростатичного тиску буде зміщена в окружному напрямку в бік виходу з колодки на відносну величину 0,55 ... 0,6, що відповідає відносній координаті опори нереверсивній колодки. Завдяки цьому підшипник має високу несучу здатність, властиву нереверсивним колодкам. При зміні напрямку обертання за рахунок симетричного розташування карманів епюри гідродинамічного і гідростатичного тиску відповідно перерозподіляться, координата опори колодки зміститься в протилежну сторону, і несуча здатність підшипника збережеться на колишньому рівні. Таким чином, дане рішення дозволяє поєднувати реверсивність підшипника з високою несучою здатністю нереверсивними колодок в обох напрямках.

15. Реверсивні маслороз'ємні скребки.

Для забезпечення реверсивної роботи підшипника між колодками встановлюються реверсивні маслороз'ємні скребки 5 (рис. 2.9), конструкція яких дозволяє їм виконувати свої функції незалежно від напрямку обертання ротора.

16. Регулярний профіль несучої поверхні.

В [7] запропоновано новий спосіб формування методом електроерозійного легування (ЕЕЛ) на поверхнях тертя вкладишів підшипника спеціального рельєфу, що підвищує надійність роботи за рахунок збільшення несучої здатності. Для чого на несучу поверхню вкладишів підшипників ковзання методом ЕЕЛ наносять за допомогою електрода-інструменту шари в різних напрямках. Крім того, на бічних і вихідному краях формуються смуги додаткового мікрорельєфу (рис. 2.10). Слід зазначити, що формування регулярного мікрорельєфу забезпечується самим процесом ЕЕЛ.

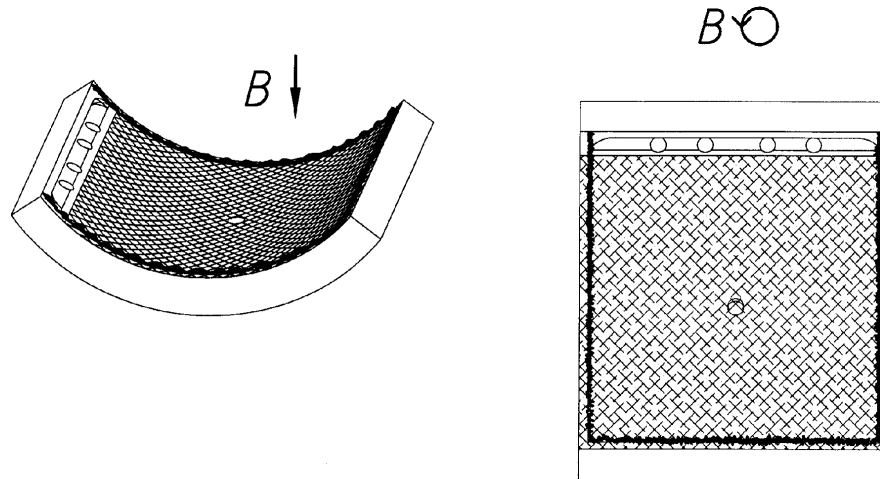


Рисунок 2.10 - Вкладиш підшипника з мікрорельєфом і додатковими смугами мікрорельєфу поверхні

17. Периферійний ущільнювальний пояс.

Периферійний ущільнювальний пояс (рис. 2.11) формується на внутрішньому, зовнішньому і вихідному краях упорної колодки за допомогою методу ЕЕЛ. Такий ущільнювальний пояс скорочує бічні витіки масла з гідродинамічного клину як в радіальному, так і в окружному напрямі. Це сприяє наповненню епюри гідродинамічного тиску, внаслідок чого підвищується несуча здатність масляної плівки.



Рисунок 2.11 - Колодка підшипника з периферійним ущільнюючим поясом

Застосування технологій фірми TPIЗ дозволили істотно збільшити несучу здатність упорних підшипників і знизити питомі витрати мастила при збереженні габаритних розмірів.

2.2 Комп'ютерне моделювання задачі термогідродинамічного змащення упорного підшипника ковзання

Задача розв'язувалася за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Для моделювання упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони було створено 4 домени (сектор - 1/8 частина упорного підшипника): рідинний домен - проточна частина підшипника з урахуванням скребків і отворів для охолодження, домени твердих тіл - обертального диску, бабітового покриття, колодки.

В розрахунку використані наступні матеріали: обертальний диск, колодка – сталь, проточна частина – масло ТП22, бабітове покриття – Б83.

Розв'язувалася задача гідродинамічного змащення з теплопередачею через тверді тіла. На вільних поверхнях твердих тіл задавався коефіцієнт тепловіддачі $25 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Побудована структурована гекса сітка проточної частини і тетра сітка для твердих тіл.

На рисунку 2.12 представлено поле тисків, температур та ліній течії в упорному підшипнику ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони.

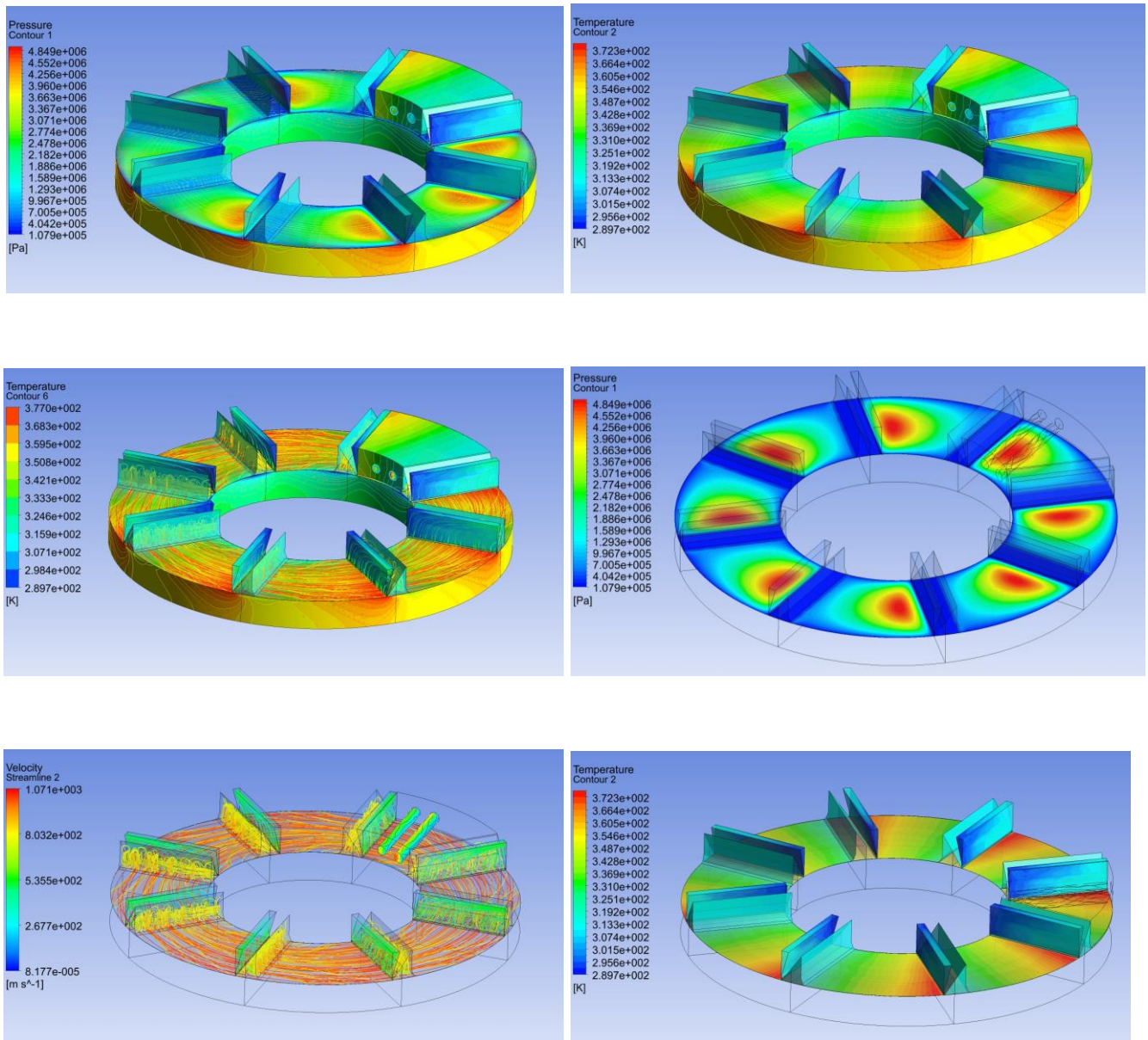
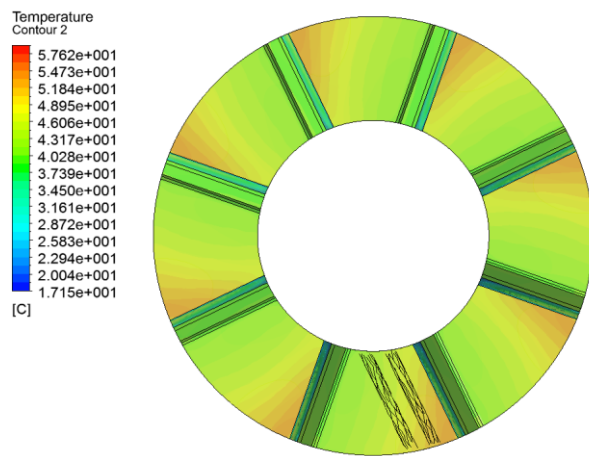
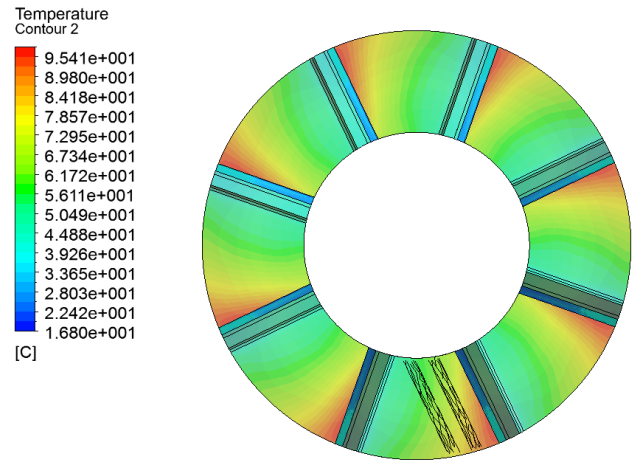


Рисунок 2.12 – Поле тисків, температур і ліній течії в упорному підшипнику ковзання

Поле температур, тисків та лінії току упорного колодкового підшипника ковзання зі скребками та охолодженням масляної плівки при двох частотах обертання валу (2000 і 10000 об/хв) приведені на рис. 2.13-2.15. Зі збільшенням частоти обертання в п'ять разів, максимальна температура збільшується на 37 °С (до 95 °С), а максимальний тиск на колодці збільшується з 3,76 МПа до 6.56 МПа.

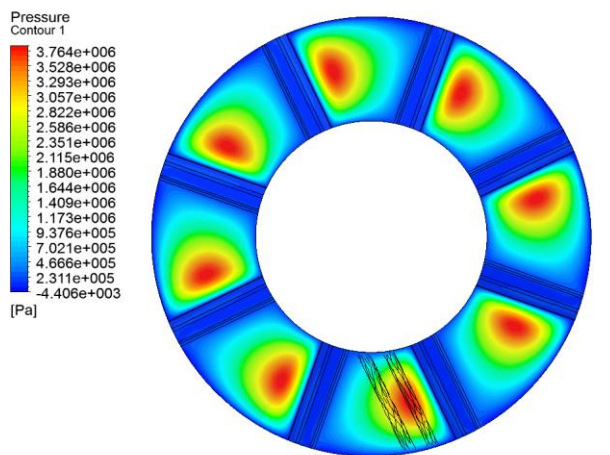


2000 об/хв

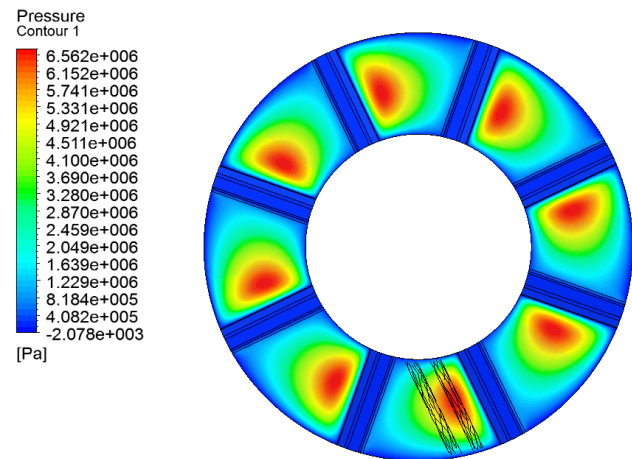


10000 об/хв

Рисунок 2.13 – Поле температур упорного підшипника з охолодженням масляної плівки



2000 об/хв



10000 об/хв.

Рисунок 2.14 – Поле тиску упорного підшипника з охолодженням масляної плівки

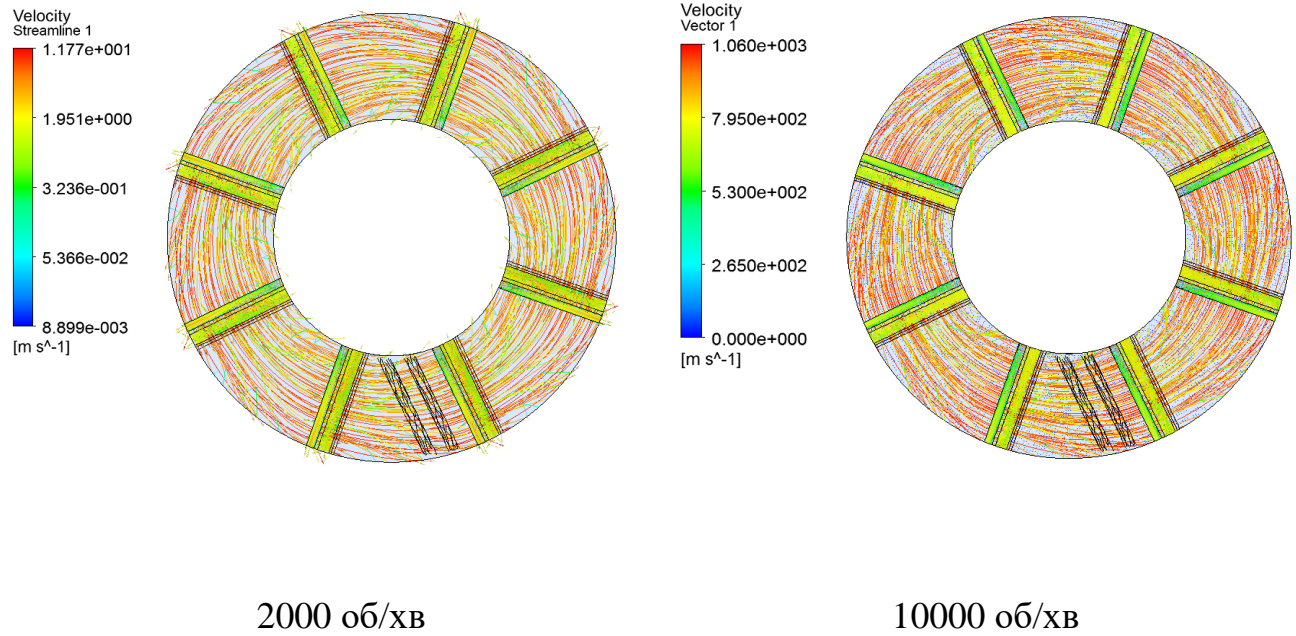


Рисунок 2.15 – Лінії току упорного підшипника з охолодженням масляної плівки

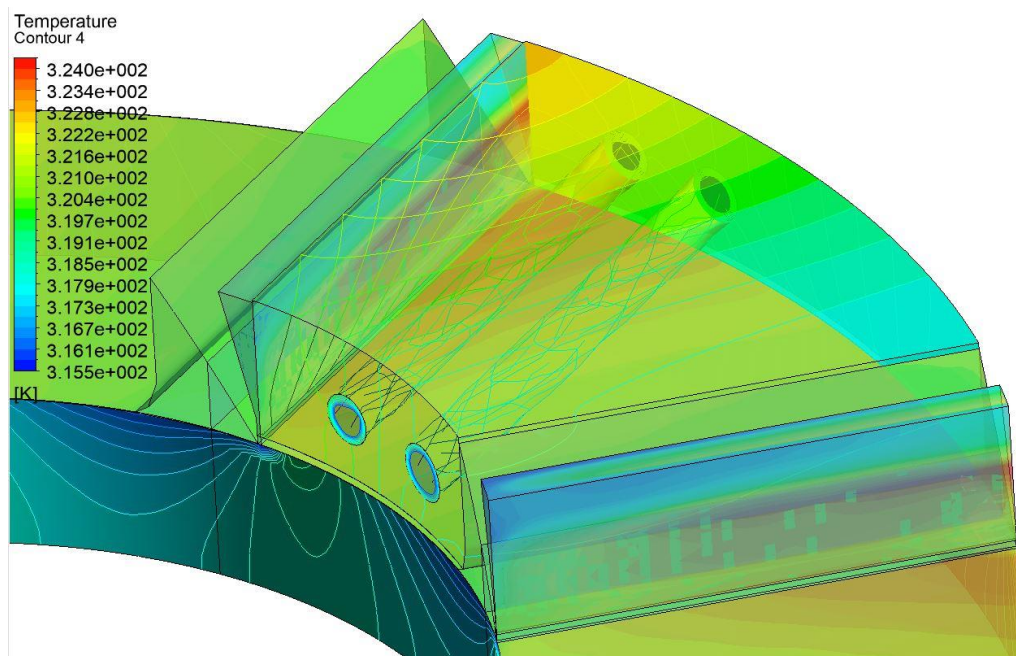


Рисунок 2.16 – Охолодження масляної плівки

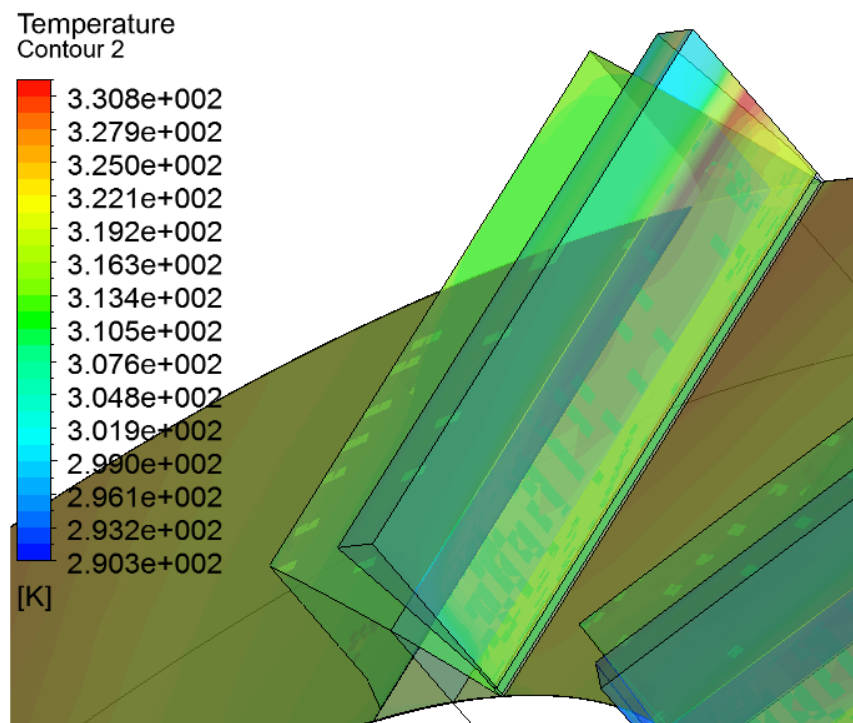
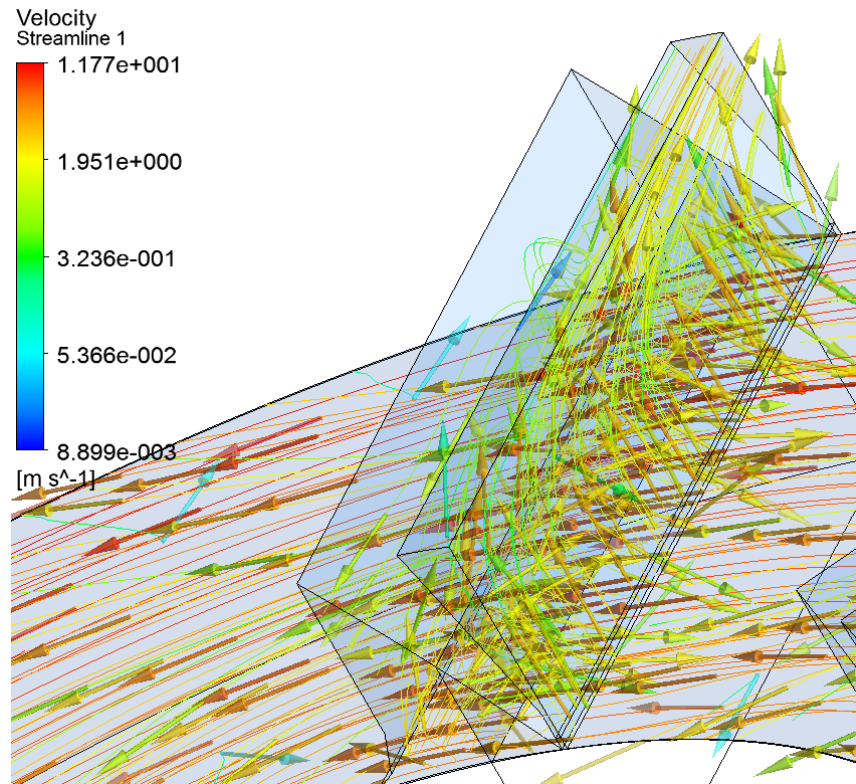
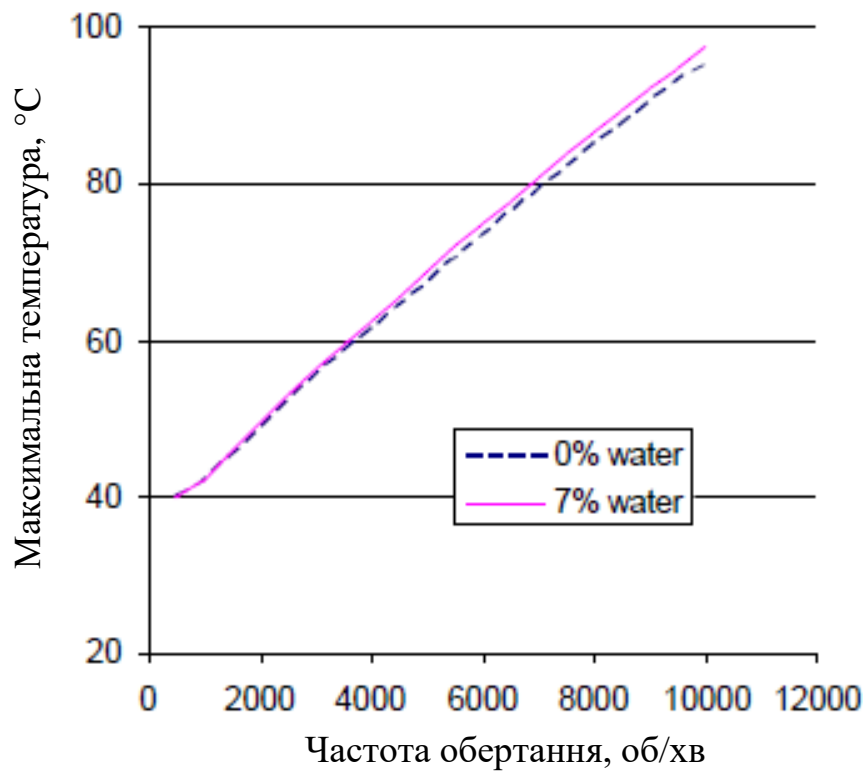
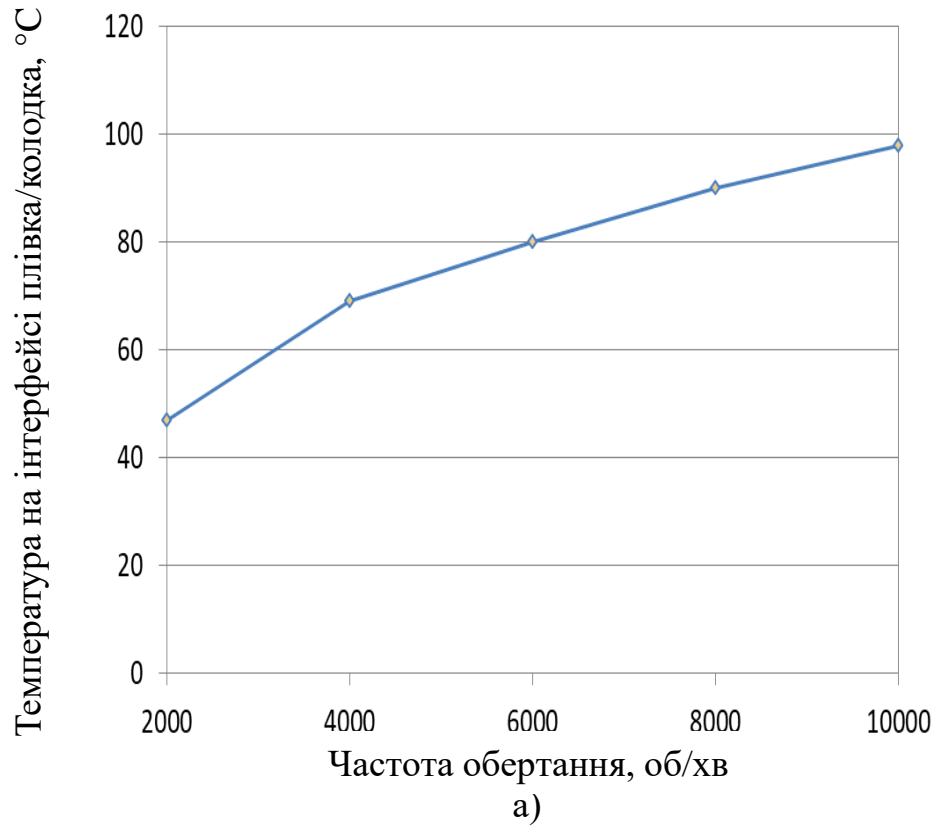


Рисунок 2.17 – Лінії току і розподіл температури на скребку



б) [37]

Рисунок 2.18 – Залежність між температурою колодки і частотою обертання

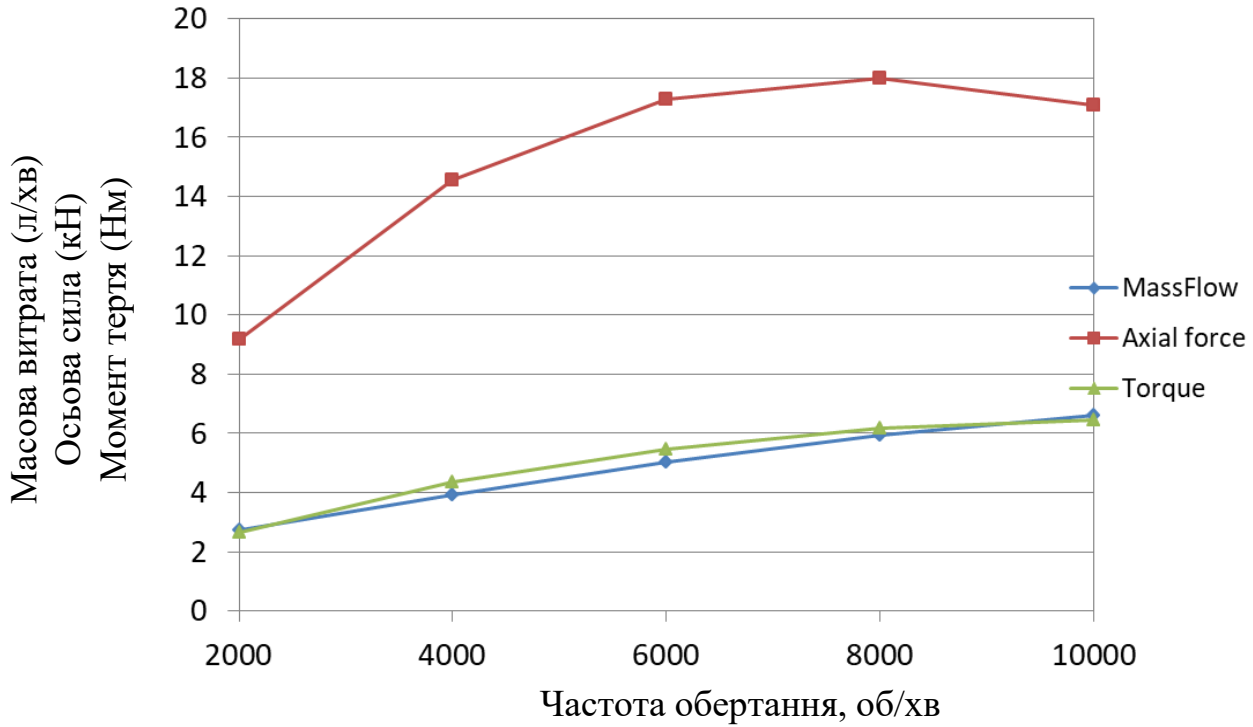


Рисунок 2.19 – Залежність між масовою витратою, осьовою силою, моментом тертя та частотою обертання

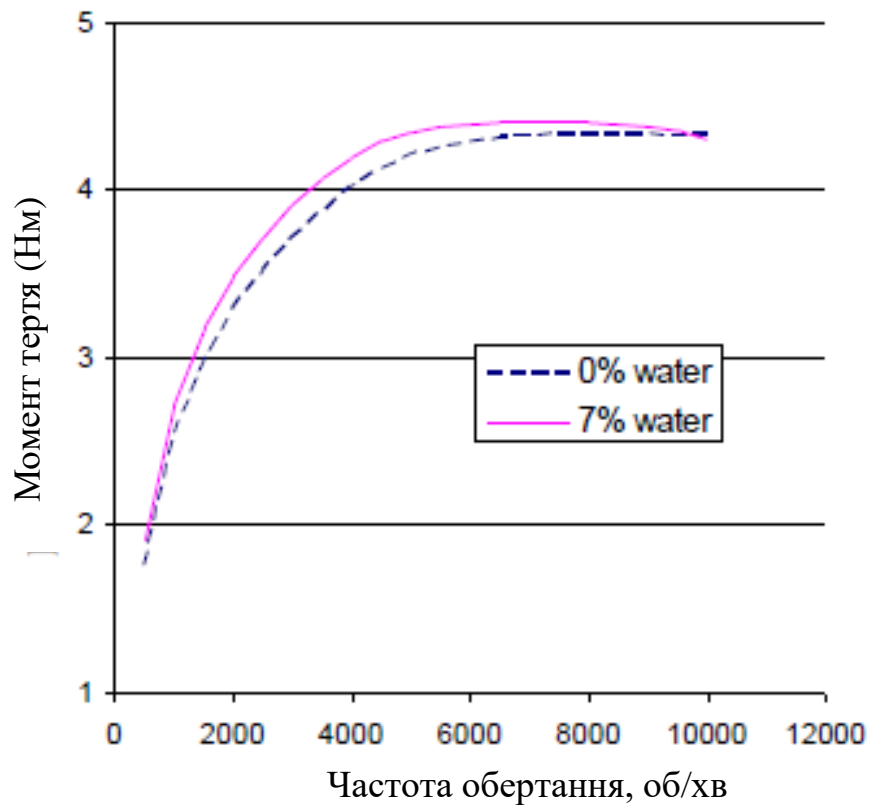


Рисунок 2.20 – Залежність між моментом тертя та частотою обертання [37]

Охолодження масляної плівки відбувалось за допомогою двох охолоджуючих отворів, виконаних у тілі колодки (Рис. 2.16) та маслороз'ємних скребків (Рис. 2.17). З рисунку 2.17 видно, що частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки. На рисунках 2.18 а,б і 2.19, 2.20 наведено порівняння максимальної температури підшипника від частоти обертання для підшипника з охолодженням масляної плівки та для традиційної конструкції 8 колодкового підшипника ковзання з наявністю 0; 7 % води в маслі (осьова сила на підшипнику дорівнює 8 кН, результати експерименту). Так при частоті обертання валу 2000 об/хв в традиційній конструкції підшипника спостерігається дещо більший момент тертя при меншому осьовому навантаженні і подібній максимальній температурі. При збільшенні частоти обертання валу значно збільшується осьова сила в підшипнику зі скребками та охолодженням термонавантаженої зони, максимальне значення якої сягає 18 кН при частоті обертання – 8000 об/хв. При цьому момент тертя становить 6-6,2 Нм, а максимальна температура сягає 90 °С (8000 об/хв) та 98 °С (10000 об/хв). Для порівняння в традиційній конструкції підшипника при частоті обертання валу 8000 об/хв, максимальна температура на колодці дорівнює 82 °С, момент тертя приблизно 4,4 Нм, але в 2,25 рази меншій осьовій несучій здатності. Що підтверджує ефективність конструкції досліджуваного підшипника. При збільшенні частоти обертання з 8000 об/хв до 10000 об/хв момент тертя має незначне змінення для обох конструкцій підшипників ковзання.

Залежності максимальної температури колодки, масової витрати, осьової сили, моменту тертя упорного колодкового підшипника від частоти обертання валу отримані за допомогою числових методів планування експерименту.

2.3 Висновок

Дослідження конструкції упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки показало, що завдяки скребкам частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки, що дозволило 2,25 рази збільшити несучу здатність досліджуваного підшипника при подібній максимальній температурі (різниця 8 °С, 9 %) та моменті тертя (різниця 1,6 Нм, 27 %) в порівнянні з традиційною конструкцією підшипника при однакових геометричних розмірах.

З ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПІРНИХ ІМПУЛЬСНИХ УЩІЛЬНЕНЬ ДЛЯ КОМПРЕСОРІВ ВИСОКОГО ТИСКУ

3.1 Актуальність теми

На підприємстві ПАТ «Азот» (м. Черкаси) в технологічному процесі виробництва карбаміду для стиснення вуглекислого газу використовується мультиплікаторний (багатовальний) компресор поз. К-105 (рис. 3.1). Він був введений в експлуатацію в рамках реконструкції цеху №6 виробництва карбаміду з метою збільшення потужності з 1000 до 1600 т на добу. Компресор представляє собою чотирьохвальну восьмиступінчасту машину, що приводиться електродвигуном. Кожна ступінь складається з вхідного пристрою, улітки з дифузором і робочого колеса. За робочим колесом встановлено торцеве газодинамічне ущільнення для запобігання витоків вуглекислого газу в машинний зал.

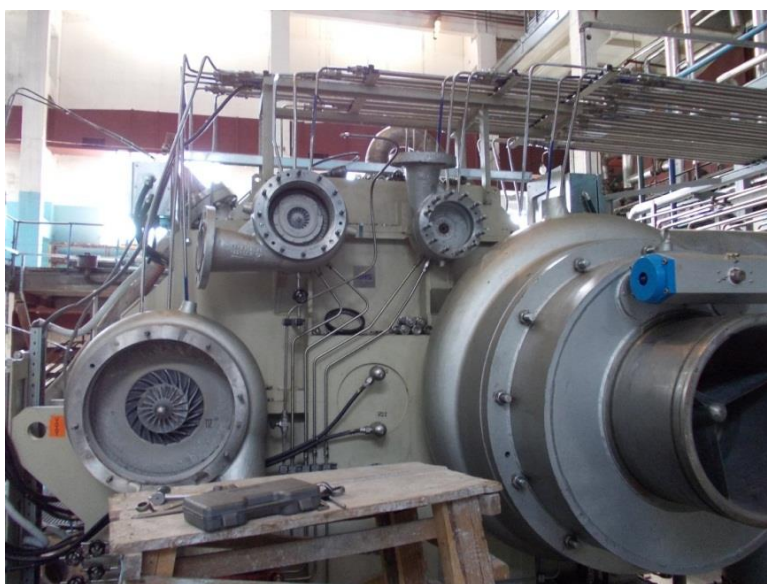


Рисунок 3.1 – Мультиплікаторний компресор поз. К-105

Основною проблемою при експлуатації компресора поз. К-105 є випадки відмови штатних ущільнень на 5-й і 6-й ступені стиснення і, як наслідок, позапланові зупинки компресора. Для усунення цієї проблеми і забезпечення надійної роботи компресорної установки розроблено запірне імпульсне торцеве ущільнення (ЗІТУ) (рис. 3.2).

Ущільнення спроектовані на робочі параметри 5-ої, 6-ої ступені компресора поз. К-105, зазначені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Параметри експлуатації ущільнення

Параметр	Значення
Ущільнювальний газ	CO ₂ , O ₂ , N ₂ , H ₂
Ущільнювальний тиск, бар	26,8/51
Температура газу в порожнині ущільнення, °C	39...100
Максимальна частота обертання, об/хв	32045
Буферний газ	CO ₂
Бар'єрний газ	повітря
Тиск бар'єрного газу, бар	0,15

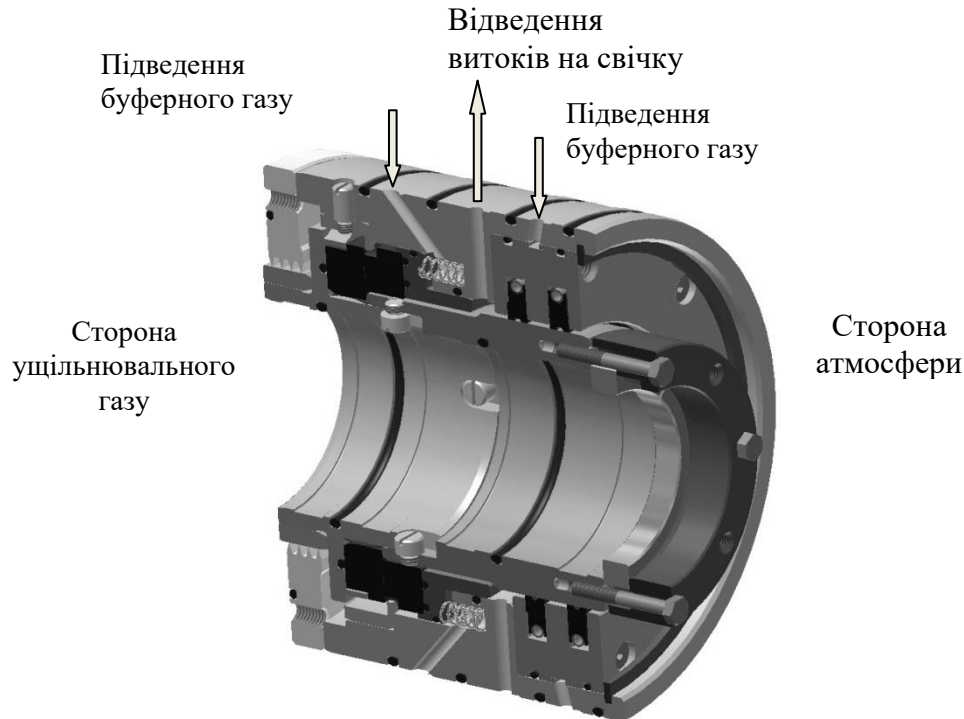


Рисунок 3.2 – Запірне імпульсне торцеве ущільнення

3.2 Принцип роботи вузла ЗІТУ

Конструкція ущільнення (рис. 3.3) компактна і, завдяки імпульсному принципу створення зазору в торцевій парі, здатна зберігати працездатність в широкому діапазоні ущільнювальних тисків.

Вузол ЗІТУ складається з обертового кільця 2, закріпленого на валу за допомогою втулки 1, і рухомого в осьовому напрямку кільця 3, закріпленого в обоймі 4. Кільця 2 і 3 складають пару тертя, початкове стискання якої здійснюється пружинами 5, встановленими в отворах внутрішнього корпусу 6. Кінцеве ущільнення 7 є додатковим ущільнювальним ступенем і призначене для герметизації валу в місці виходу його з корпусу. Це ущільнення, яке самовстановлюється з сегментними графітовими кільцями, стягнутими браслетною пружиною.

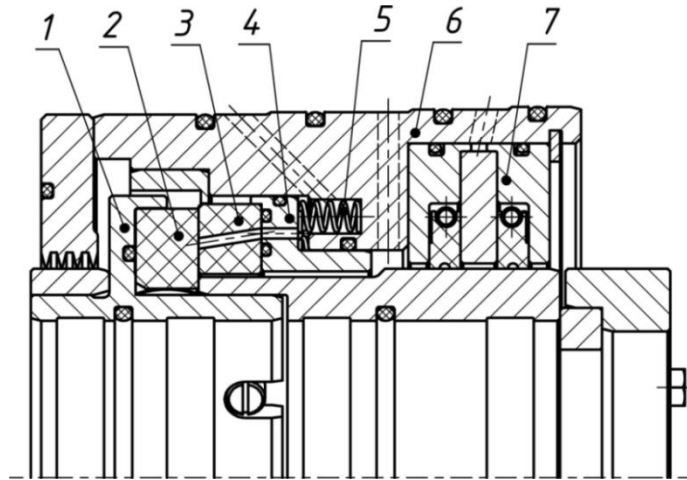


Рисунок 3.3 – Конструкція ЗІТУ

1 – внутрішня втулка, 2 – кільце, що обертається, 3 – аксіально-рухоме кільце, 4 – обойма, 5 – пружина, 6 – внутрішній корпус, 7 – кінцеве ущільнення

Ущільнююча дія відбувається між торцевими поверхнями пари тертя (рис. 3.4) [8]. На робочій торцевій поверхні обертового кільця виконані камери, а в необертальному аксіально-рухомому кільці на радіусі розташування камер виконані підвідні канали (отвори).

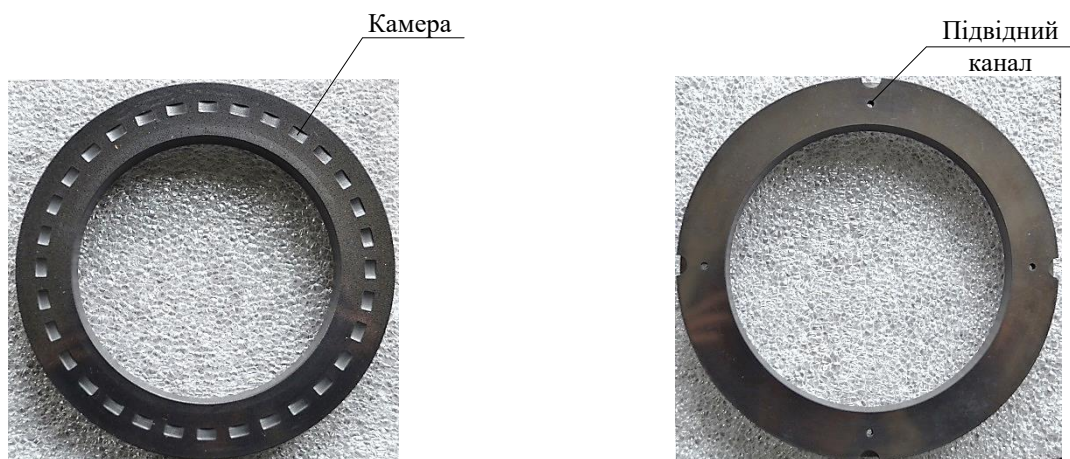


Рисунок 3.4 – Пара тертя ЗІТУ

При обертанні ротора підвідні канали періодично живлять камери, підводячи в ущільнювальну пару буферний газ, тиск якого перевищує тиск ущільнювального газу. Внаслідок цього змінюється баланс осьових сил, що діють на аксіально-рухоме кільце, і робочі поверхні торцевої пари розділяються шаром газу, який запобігає зношенню ущільнюючих кілець під час роботи. Таким чином, між робочими поверхнями пари тертя утворюється торцевий зазор, величина якого залежить від тиску буферного газу і частоти обертання ротора. При сталому тиску і частоті обертання величина зазору підтримується автоматично, так як його збільшення призводить до зменшення тиску в камерах і порушенню балансу сил, які діють на аксіально-рухоме кільце. В результаті цього зазор зменшується до тих пір, поки тиск в камерах не зросте настільки, щоб відновилася рівновага сил, які діють на аксіально-рухоме кільце.

Коли ротор не обертається, тиск зберігається тільки в тих камерах, які збігаються з підвідними каналами, торцевий зазор закривається і ущільнення працює як стоянкове.

Основною перевагою ЗІТУ є відсутність жорстких вимог до фізичних властивостей робочого середовища. Виходячи з досвіду експлуатації, основною причиною відмови штатних ущільнень є наявність рідини в робочому середовищі, що виключається у пропонованій конструкції ущільнення. Радіальні габаритні розміри ЗІТУ менше штатних, що не тільки дозволяє модернізувати компресорну установку без зміни установчих розмірів в корпусі компресора, але і забезпечує менші деформації ущільнювальних кілець і є додатковою перевагою при мікронних зазорах в ущільнюючих парах. ЗІТУ більш прості у виготовленні, ніж газодинамічні ущільнення, у яких профілювання торцевих поверхонь є складною і трудомісткою операцією.

3.3 Розрахунок характеристик ЗІТУ

На сьогоднішній день здійснено чисельне моделювання роботи ЗІТУ. Розроблено математичну модель, методика і програма розрахунку ЗІТУ, заснована на спільному розв'язанні рівнянь балансу витрат через торцевий зазор і балансу сил, що діють на аксіально-рухоме кільце ущільнення. У розрахунку враховуються силові і теплові деформації пар тертя. Метою розрахунку є підбір геометричних параметрів ущільнення, при яких на робочому режимі забезпечується створення гарантованого торцевого зазору в кілька мікрон і мінімальні витоки буферного газу. Оскільки величина торцевого зазору підтримується саморегулюванням, при розрахунку важливо домогтися того, щоб у всьому діапазоні експлуатації ущільнення не відбувалося як повне розкриття і втрата герметичності ущільнення, так і закриття торцевого зазору, що також може привести до виходу з ладу ущільнення. Розрахункові характеристики ЗІТУ наведені в таблиці 3.2. Результати комп'ютерного моделювання газодинамічної задачі в зазорі запірною імпульсного ущільнення та силові і температурні деформації кільця наведені на рисунках 3.5 і 3.6.

Таблиця 3.2 - Розрахункові характеристики ЗІТУ 5-ї і 6-ї ступені компресора поз. К-105

Початкові дані	
Параметр	Величина
Частота обертання, об/хв	32045
Газова стала середовища, Дж/кг	188,80
Показник адіабати	1,31
Температура газу, К	351
Зовнішній діаметр ущільнення, мм	102

Продовження таблиці 3.2

Зовнішній діаметр камер, мм	92	
Внутрішній діаметр камер, мм	86	
Діаметр розташування живильників, мм	89	
Діаметр резинового ущільнення, мм	86	
Внутрішній діаметр ущільнення, мм	82	
Діаметр живильника, мм	1,5	
Кількість живильників	4	
Глибина камери, мм	0,3	
Ширина камери, мм	4	
Кількість камер	24	
Сила стискання пружин, Н	171,6	
Ступінь компресора	5-я	6-я
Ущільнювальний тиск, МПа	2,78	5,2
Тиск на виході з ущільнення, МПа	0,12	0,11
Динамічна в'язкість, Па·с	$0,185 \cdot 10^{-4}$	$0,196 \cdot 10^{-4}$
Результати розрахунку		
Максимальний тиск в камері, МПа	2,6	4,87
Середній тиск в камері, МПа	2,39	4,37
Мінімальний тиск в камері, МПа	2,19	3,87
Торцевий зазор, мкм	5,3	4,9
Витоки газу через ущільнення, нл/хв	44,6	111
Втрати потужності на тертя, Вт	240	275

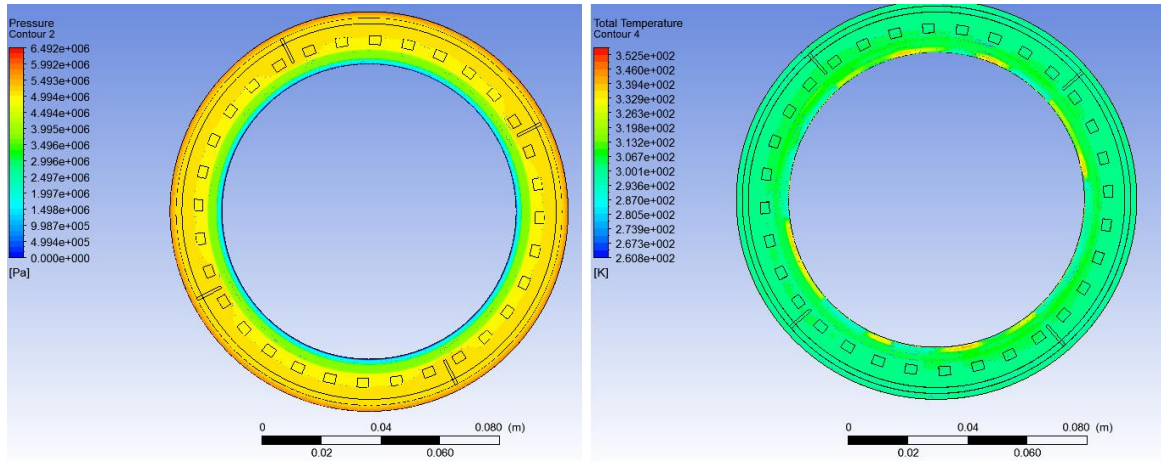
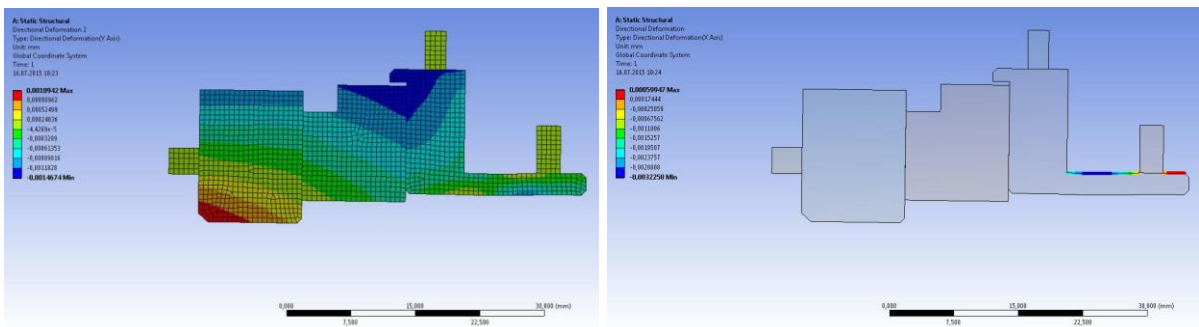
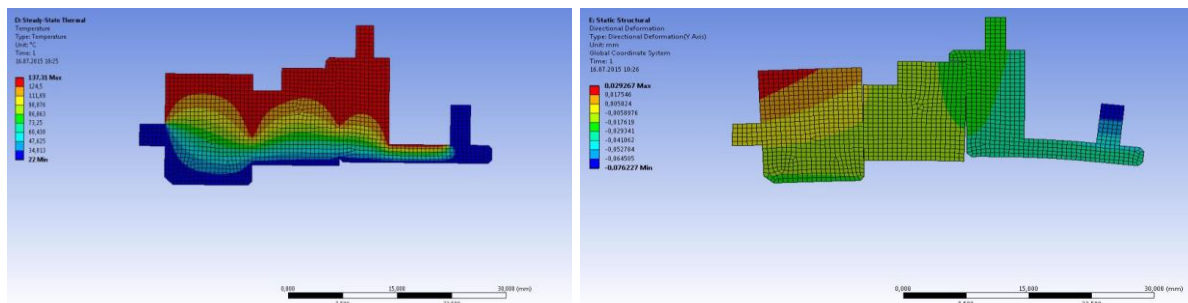


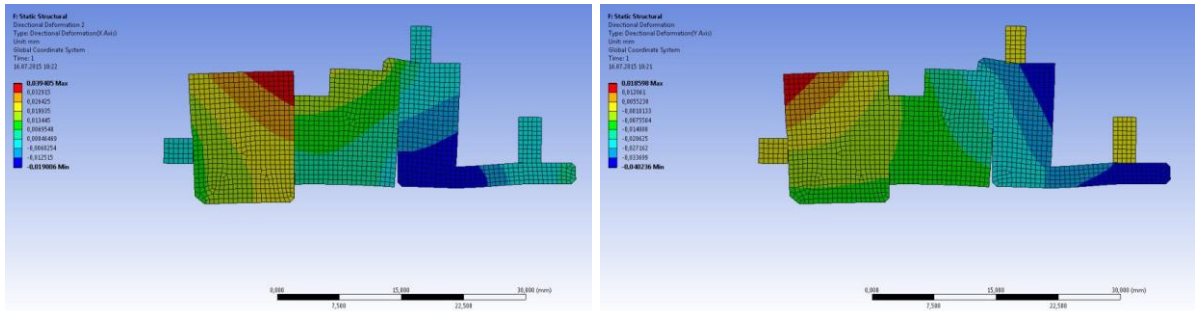
Рисунок 3.5 – Поля тиску і температур на торцевій поверхні запірного імпульсного ущільнення



a)

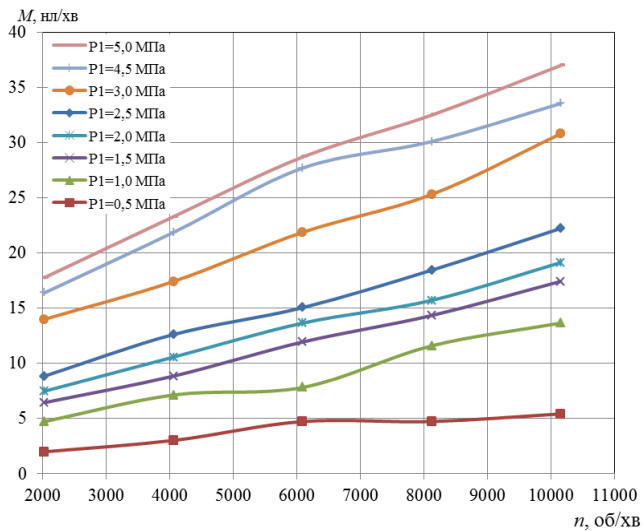


b)

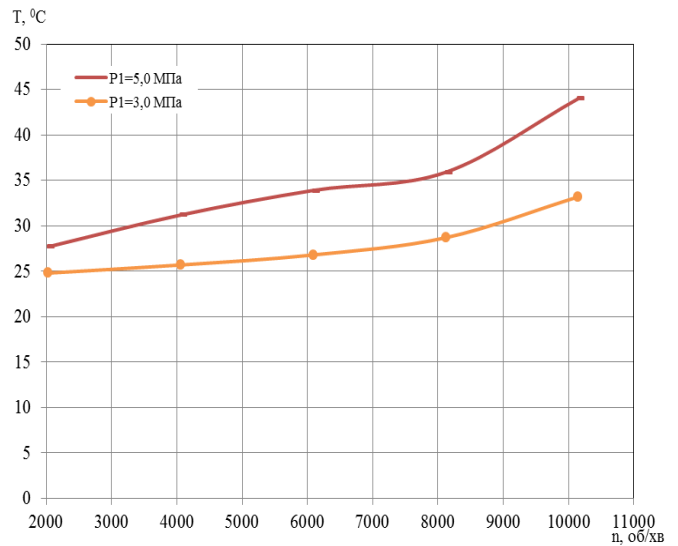


с)

Рисунок 3.6 – Осьові і радіальні деформації кільця запірною імпульсного ущільнення: (а) силиві деформації, (б) поле температур і осьові температурні деформації, с) сумарні силиві і температурні деформації



а)



б)

Рисунок 3.7 – Залежність зовнішніх витоків та середньої температури аксіально рухомого кільця від частоти обертання валу

3.4 Випробування вузлів ЗІТУ

На даний момент проведені попередні відпрацювання та випробування імпульсного ущільнення на експериментальному стенді [9] при наступних робочих параметрах: частота обертання валу - до 10000 об/хв, тиск робочого середовища (повітря) - 5 МПа. Результати досліджень показали, що протягом усього експерименту забезпечується достатня герметичність ущільнюючого вузла (витоки становлять 37 нл/хв), а температура в парі тертя не перевищує 45 °С (матеріали пари тертя: вуглеграфіт – сталь 30Х13). Порівняння результатів експерименту (рис. 3.7) за величиною середньої температури аксіально рухомого кільця і витоками через ущільнення дає добре співпадіння з результатами числового розрахунку (рис. 3.5).

Запірне імпульсне торцеве ущільнення має подібну герметичність (рис. 3.8) з конструкціями газодинамічних ущільнень фірми «Бургманн» (Німеччина), але за рахунок зведеної конструкції, відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити к.к.д відцентрового компресора [9].

Для визначення фактичних характеристик імпульсного ущільнення в зоні високого тиску і частот обертання, підтвердження матеріалів пар тертя, перевірки основних теоретичних положень розрахунку фірмою ТРІЗ розроблений стенд натурних випробувань ЗІТУ.

Стенд включає в себе: випробувальний блок 1; блок керування 2 (забезпечення регулювання і вимірювання необхідних параметрів, система підготовки буферного газу); система трубної обв'язки з запірною арматурою 3 (рис. 3.9). Привід валу стенда здійснюється від електродвигуна ЕД 200.

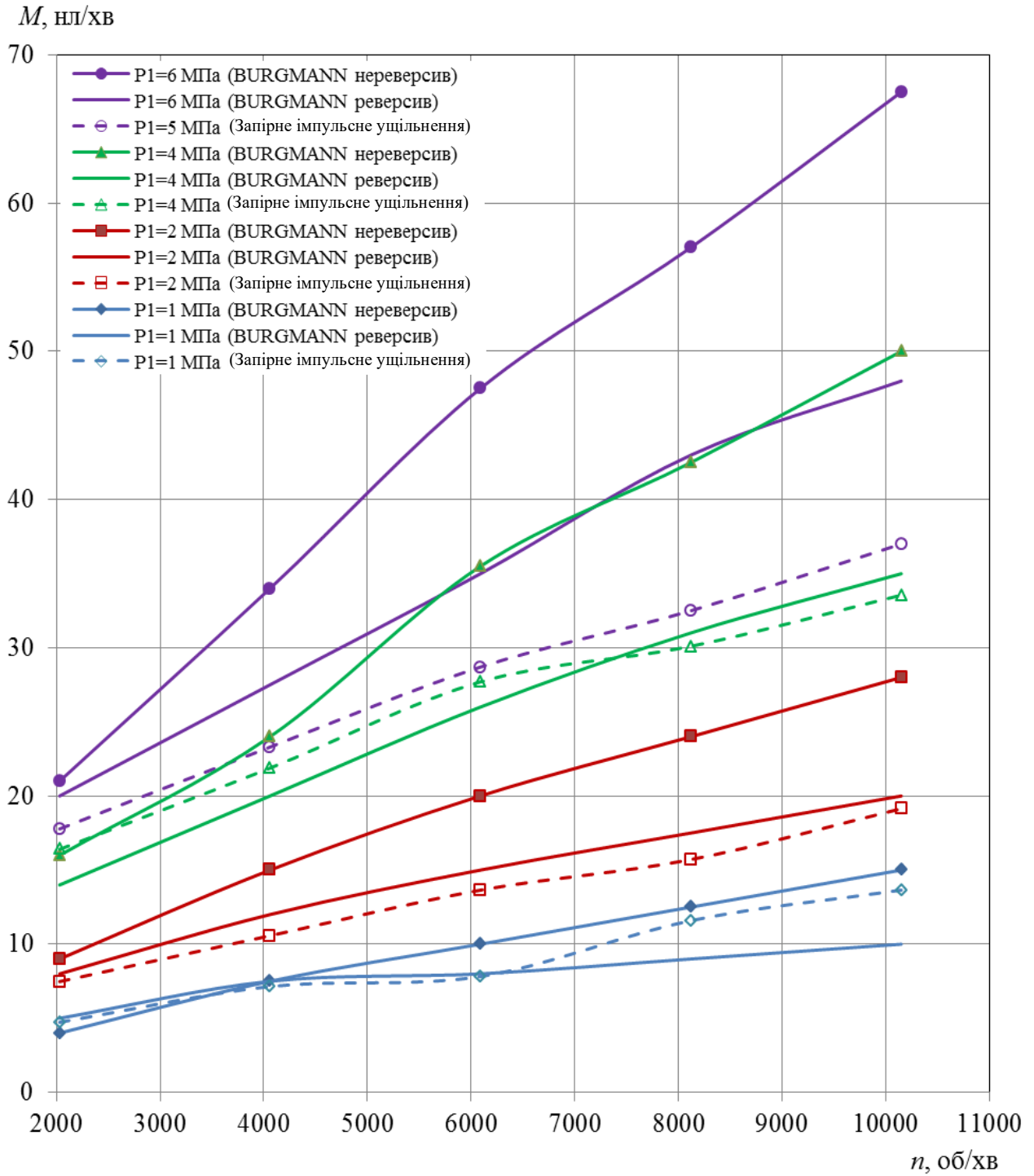


Рисунок 3.8 – Порівняння витратних характеристик ущільнень

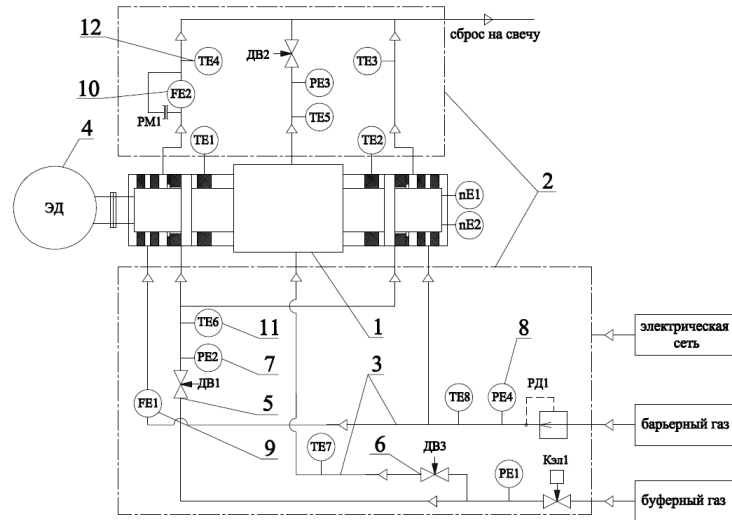


Рисунок 3.9 - Принципова схема випробувального стенду ЗІГУ

Загальний вигляд випробувального блоку показаний на рисунку 3.10 і являє собою встановлений на рамі зовнішній корпус, в якому знаходяться дві випробувальні камери для вузлів ЗІГУ. Камери утворені внутрішніми корпусами, торцевими кришками і валом, який встановлений в зовнішньому корпусі на радіальному і радіально-упорному підшипниках кочення.

Необхідні умови роботи випробовуваних ущільнень забезпечуються системою підготовки газу. Для її функціонування використовується газ, відібраний з лінії нагнітання компресора (вуглекислий газ). Вентиллями 5 і 6 задаються тиски, що імітують ущільнювальний і буферний тиск працюючого компресора (рис. 3.9). Очищений газ після вентилля 5 під тиском, який контролюється за допомогою манометра 7, надходить в торцеві пари випробовуваних ущільнень. В кінцеві ущільнення випробовуваних вузлів під потрібним тиском, який контролюється манометром 8, надходить бар'єрний газ (повітря). Витрати бар'єрного газу, що підводиться вимірюється за допомогою ротаметра 9. Сумарні витрати бар'єрного та буферного газу вимірюється ротаметром 10 і відводяться на свічку. Контроль температури буферного газу, що

подається в випробовуванні ущільнення, проводиться за допомогою датчика температури 11. Температура витоків газу фіксується датчиком 12.

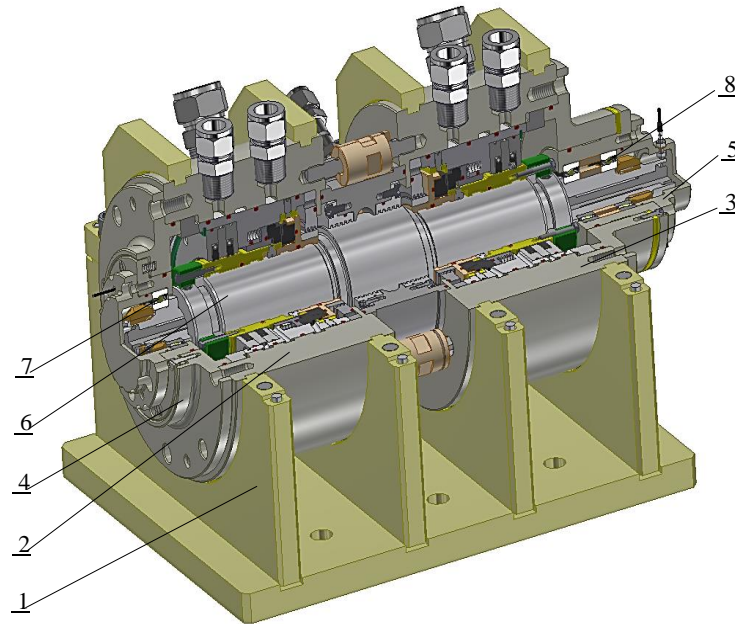


Рисунок 3.10 - Випробувальний блок стенду

1 - зовнішній корпус, 2, 3 - внутрішній корпус, 4, 5 - кришки,
6 - вал, 7, 8 - підшипники

Блок управління (рис. 3.11) дозволяє плавно регулювати тиск, що подається на ущільнення, контролювати вимірювані параметри в реальному часі, а також забезпечує захист обладнання при критичних параметрах.



Рисунок 3.11 - Блок управління стенду

Контрольовані в ході випробувань параметри виводяться на екран панельного програмованого логічного контролера (рис. 3.12). За допомогою контролера здійснюється запис параметрів на зовнішній носій.

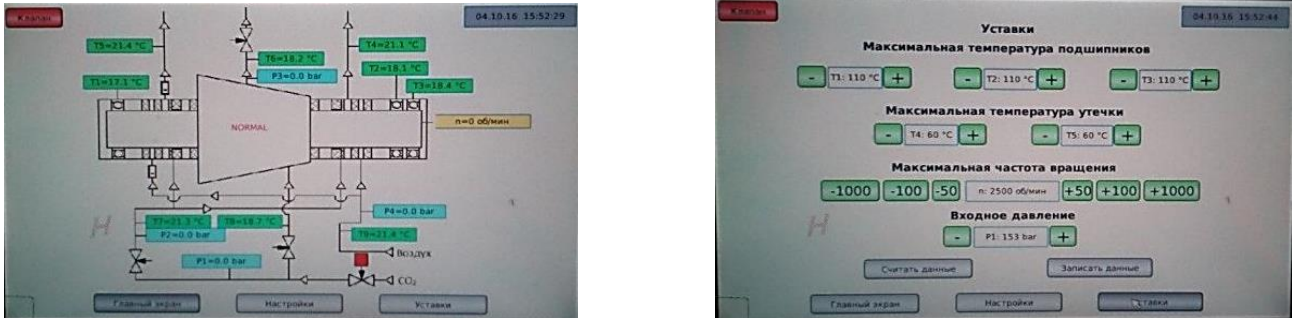


Рисунок 3.12 - Показання логічного контролера

Заплановані випробування на ПАТ «Азот» (м. Черкаси) при робочих параметрах експлуатації компресорного агрегату. Результати випробувань дозволять визначити оптимальні геометричні співвідношення основних елементів конструкції ЗІТУ і провести доведення ущільнень для багатовального компресора.

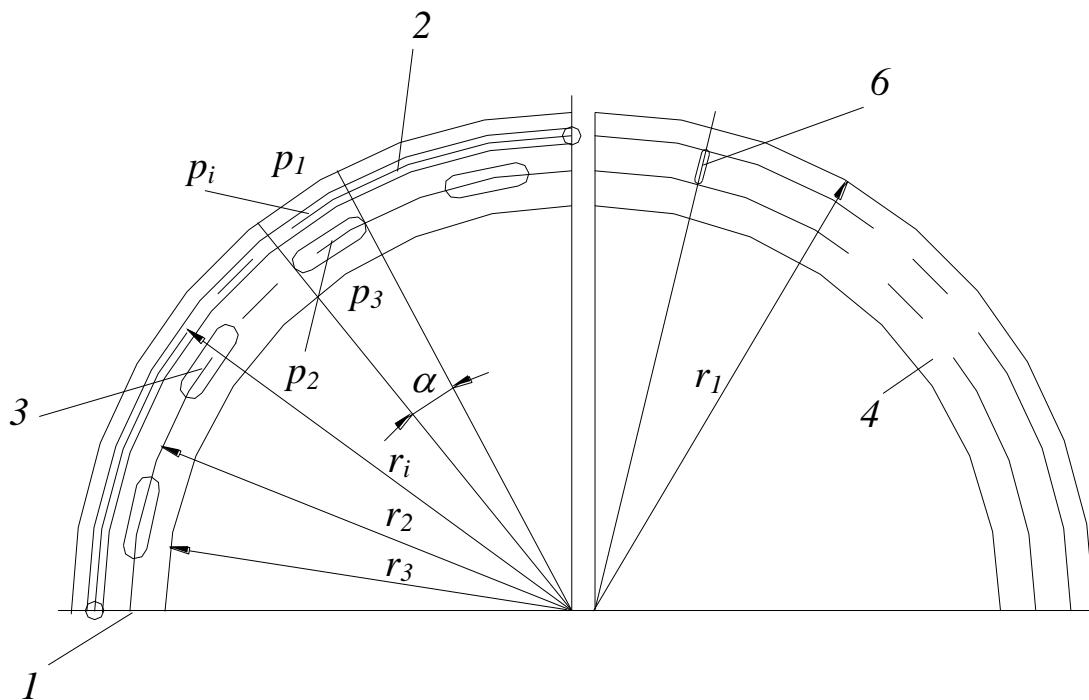
3.5 Статичний і динамічний розрахунок ущільнення з регулятором перепаду тиску

3.5.1 Конструкція і принцип роботи

Імпульсне здвоєне ущільнення з підведенням запираючої рідини або газу показано на рисунку 3.13. На опорному кільці 1 ущільнення розташовані замкнуті камери 3, і кільцева буферна канавка 2, до якої через декілька зовнішніх живильників 5 підводиться запираюче середовище з тиском p_e . На обертовому диску 4 зроблено декілька (2-4) замкнутих радіальних каналів 6. За короткий час $t_1 = \alpha/\omega$, протягом якого радіальний живильник 6, який обертається, проходить

повз окремої камери, в ній стрибкоподібно підвищується тиск до значення p_{2max} . Імпульс тиску на часовому відрізку t_1 викликає стиснення запираючого середовища в камері. Протягом часу $t_2 = T - t_1$ ($T = 2\pi/(i\omega)$, (i - число обертових живильників б) камера 3 ізольована від кільцевої канавки 2 і від тиску запірною середовища. За цей час стиснуте в камері середовище порівняно повільно витікає через малий (2 ...4 мкм) торцевий зазор, і тиск в камері зменшується до мінімальної величини, яка тим менше, чим більше торцевий зазор. В результаті, осереднений за період тиск в камерах 3 і, відповідно, розкриваюча зазор сила тиску тим менше, чим більше зазор.

Таким чином, між зазором і розкриваючою зазор силою існує негативний зворотний зв'язок. Тому ущільнення можна розглядати як статичну систему автоматичного регулювання.



a)

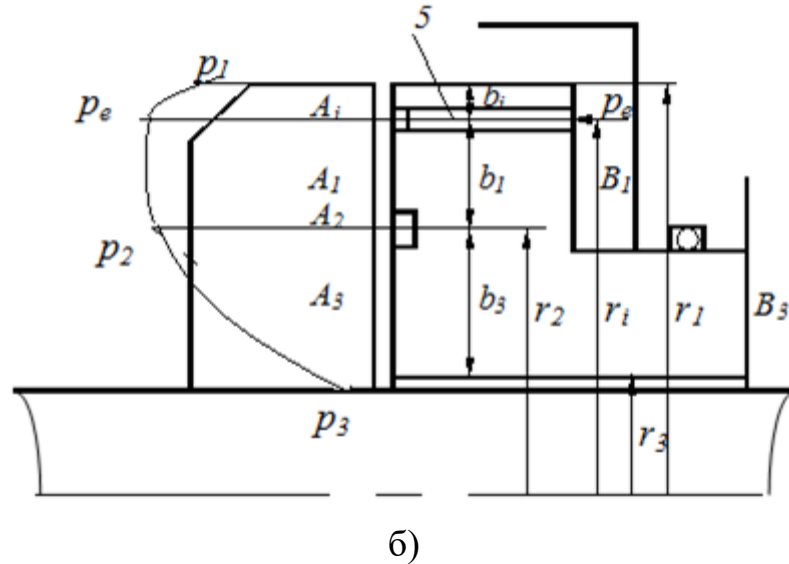


Рисунок 3.13 - Запірне імпульсне ущільнення з внутрішніми живильниками:
торцева пара (а) і схема розподілу тисків (б)

На рисунку 3.14 представлена розрахункова схема модернізованої односідельної конструкції регулятора перепаду тиску. Принцип його роботи полягає в наступному. На вхід регулятора перепаду тиску подається очищене запірне середовище з тиском p_{ex} . У верхню камеру 1 підводиться технологічний газ з тиском p_1 . Налаштування на заданий перепад тиску dp здійснюється регулюванням зусилля пружини 2. При рівності сил діючих з боку верхньої 1 і нижньої камер 4 рухома частина регулятора 5 знаходиться в рівновазі, забезпечуючи необхідний робочий перепад тиску dp . При підвищенні, наприклад, вхідного тиску p_{ex} , який дроселюється на прохідному перерізі сідла золотника 6. У нижній камері 4 підвищується тиск і збільшується зусилля, що діє на чутливий елемент (мембрану) 3. Рухома частина золотника переміщується вгору в осьовому напрямку, зменшуючи прохідний перетин. Збільшення гідравлічного опору прохідного перетину сідла золотника призводить до зниження редукованого тиску p_k до заданого. При цьому знову відновлюється осьова рівновага рухомої частини

регулятора. Таким чином, між неврівноваженою силою $F_s = F_i - F_1$, що діє на мембрану, яка змінює розмір прохідного перерізу золотника, і величиною осевого переміщення h рухомої частини регулятора існує негативний зворотний зв'язок.

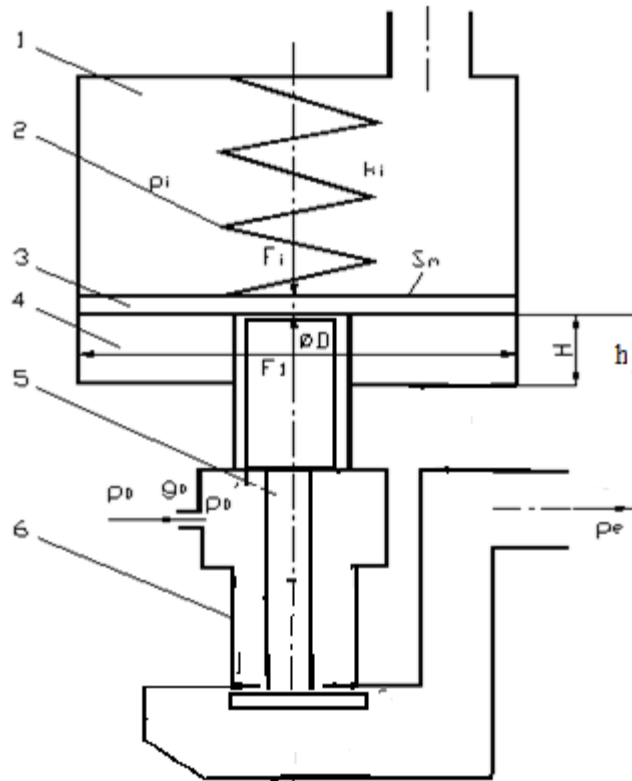


Рисунок 3.14 - Розрахункова схема модернізованої конструкції односідельного регулятора перепаду тиску

Таким чином, затворне імпульсне ущільнення з регулятором перепаду тиску можна розглядати як систему автоматичного регулювання, для якої торцевий зазор - регульована величина, сила $F_s(x)$, яка розкриває зазор - регулюючий вплив. Ущільнювальний тиск p_1 , тиск на виході p_3 , тиск запираючого середовища на вході в регулятор p_{ex} і частота обертання ω - зовнішні впливи.

3.5.2 Статичний розрахунок

Статичні характеристики ущільнення - залежності торцевого зазору та внутрішніх і зовнішніх витрат - визначаються з рівняння рівноваги аксіально-рухомого кільця. При цьому тиск в камерах, від якого залежить сила тиску на внутрішню торцеву поверхню, визначається з рівнянь балансу масових витрат. Для газового тракту, показаного на рисунку 3.15,

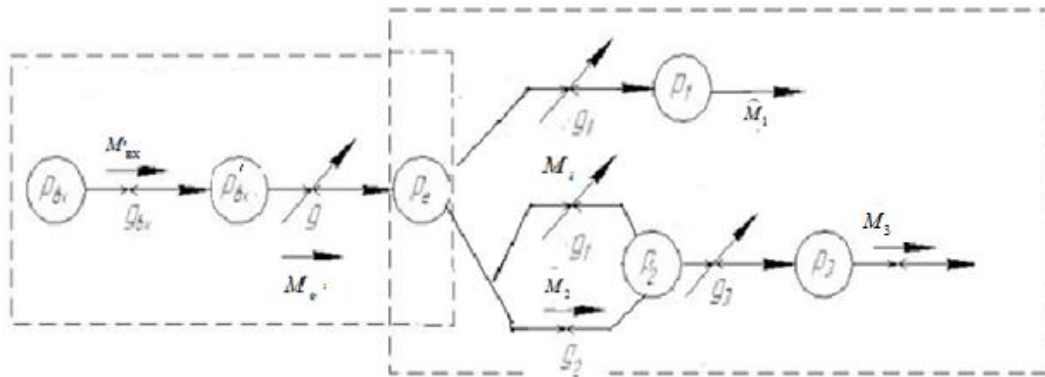


Рисунок 3.15 – Схема газового тракту

$$M_e = M_i + M_1, \quad M_1 + M_2 = M_3, \quad M_{\text{вх}} = M_e \quad (3.1)$$

де для ламінарних режимів течії

$$M_e = g_e(p_e'^2 - p_e^2), \quad M_i = g_i(p_e^2 - p_1^2), \quad M_1 = g_1(p_e^2 - p_2^2), \quad M_3 = g_3 p_2^2, \quad M_{\text{вх}} = g_{\text{вх}}(p_e^2 - p_e'^2) \quad (3.2)$$

$M_2 = g_2(p_e^2 - p_2^2)$ - витрата стиснення в камерах при стрибкоподібному збільшенні в них тиску до $p_e = p_{2\text{max}}$, тобто до тиску на виході з живильників. Умовна провідність стиснення при номінальній частоті обертання

$$g_{2n} = \frac{Vi\omega_n}{\pi kRT}, \quad g_2 = g_{2n}\Omega, \quad V = bH, \quad (3.3)$$

де i – число живильників, що обертаються,
 V – об'єм камери,
 b – площа основи,
 H – глибина камери.

Провідності торцевих дроселів

$$g_i = g_{in} u^3, \quad g_l = g_{ln} u^3, \quad g_3 = g_{3n} u^3, \quad u = x/x_n, \quad (3.4)$$

$$g_{in} = \frac{\alpha r_1 x_n^3}{12 \mu b_i}, \quad g_{ln} = \frac{\alpha r_i x_n^3}{12 \mu b_l}, \quad g_{3n} = \frac{\alpha r_2 x_n^3}{12 \mu b_3}; \quad g_e = \frac{\pi r_e^4}{8 \mu l_e};$$

де x_n - оптимальне, бажане значення торцевого зазору,
 g_e - провідність ламінарних трубчастих (довжина l_e , радіус r_e) дроселів
 [8].

Запишемо рівняння осової рівноваги рухомої частини регулятора перепаду тиску

$$S_m(p_1 - p_e) - k_r(\Delta_1 + h) = 0, \quad (3.5)$$

де S_m - площа мембрани,
 p_e - тиск на виході і в нижній камері регулятора,
 p_1 - тиск у верхній камері регулятора,
 h - осове переміщення золотника,
 Δ_1 - початкове стискання пружин.

Лінеаризуємо рівняння (3.1) з урахуванням виразів витрат (3.2), наведемо до виду (для скорочення запису будемо опускати знак варіації, пам'ятаючи про те, що в якості змінних розглядаються малі відхилення від їх значень, що відповідають рівноважному стану)

$$\begin{aligned}
 g_b(2p_{b0}p_b - 2p'_{b0}p'_b) &= g_{en}(p_{e0}^2 - p_{e0}^2)3h_0^2\left(\frac{S_m}{k_r}(p_1 - p_e) + \Delta_1\right) + \\
 &+ g_{en}h_0^3(-2p_{e0}p_e + 2p'_{b0}p'_b), \\
 g_{en}(p_{e0}^2 - p_{e0}^2)3h_0^2\left(\frac{S_m}{k_r}(p_1 - p_e) + \Delta_1\right) &+ g_{en}h_0^3(-2p_{e0}p_e + 2p'_{b0}p'_b) = \beta_1u + \quad (3.6) \\
 &+ u_0^3(2g_{in}(p_{e0}p_e - p_{10}p_1) + 2g_{1n}(p_{e0}p_e - p_{20}p_2)), \\
 3u_0^2g_{1n}(p_{e0}^2 - p_{20}^2)u + g_{2n}(p_{e0}^2 - p_{20}^2)\Omega &+ (g_{1n}u_0^3 + g_{2n}\Omega_0)2(p_{e0}p_e - p_{20}p_2) = \\
 = 3u_0^2g_{3n}p_{20}^2u + g_{3n}u_0^32p_{20}p_2
 \end{aligned}$$

З цієї системи рівнянь, користуючись формулами Крамера, знайдемо запірний тиск і осереднений за період між двома послідовними вприсками тиск в камерах, коефіцієнти чисельно знаходимо за допомогою програми MathCAD:

$$\begin{aligned}
 p_e &= a_1p_1 + b_1p_b + c_1u + d_1\Omega \\
 p_2 &= a_2p_1 + b_2p_b + c_2u + d_2\Omega,
 \end{aligned} \quad (3.7)$$

Тепер можна вчислити регулюючий вплив, тобто силу, що розкриває торцевий зазор:

$$F_s = \frac{1}{2}(A_i + 2A_e + A_1)p_e + \frac{1}{2}(A_1 + 2A_2 + A_3)p_2 + \frac{1}{2}A_i p_1.$$

Останній доданок не залежить від торцевого зазору. Введемо позначення

$$S_e = \frac{1}{2}(A_i + 2A_e + A_1), \quad S_2 = \frac{1}{2}(A_1 + 2A_2 + A_3), \quad (3.8)$$

$$F_s = F_u + \frac{1}{2}A_i p_1, \quad F_u = S_e p_e + S_2 p_2;$$

де F_u - складова розкриваючої зазору сили, яка залежить від торцевого зазору.

Наведемо вираження сили до безрозмірного вигляду, розділивши почленно на $A_n p_n$, де $A_n = B_1 + B_3$, а p_n - середнє робоче (номінальне) значення ущільнювального тиску:

$$\varphi_s = \frac{F_s}{A_n p_n} = \varphi_u + \frac{A_i}{2A_n} \psi_1, \quad \varphi_u = \bar{S}_e \psi'_e + \bar{S}_2 \psi_2; \quad (3.9)$$

$$\bar{S}_e = \frac{S_e}{A_n}, \quad \bar{S}_2 = \frac{S_2}{A_n}, \quad \psi_m = \frac{p_m}{p_n}.$$

Підставивши тиски (3.7) с урахуванням (3.4), отримаємо безрозмірний регулюючий вплив

$$\varphi_u = \bar{S}_e \left(a_1 p_1 + b_1 p_b + \frac{c_1}{p_n} u + \frac{d_1}{p_n} \Omega \right) + \bar{S}_2 \left(a_2 p_1 + b_2 p_b + \frac{c_2}{p_n} u + \frac{d_2}{p_n} \Omega \right) \quad (3.10)$$

Користуючись виразом сили, яка залежить від зазору (3.10) можна вчислити коефіцієнт гідростатичної жорсткості

$$\kappa_s = \frac{\partial \varphi_s}{\partial u} = \frac{\partial \varphi_u}{\partial u} = \bar{S}_e \frac{c_1}{p_n} + \bar{S}_2 \frac{c_2}{p_n}. \quad (3.11)$$

Ущільнення є статично стійким, тобто в заданому діапазоні змінення ущільнювального і запірного тиску торцевий зазор зберігає близьке до оптимального значення, так як $c_1 < 0$ і $c_2 < 0$, то і $\kappa_s < 0$.

Для визначення статичної характеристики (рис. 3.16) - залежності величини торцевого зазору від ущільнюється тиску - запишемо рівняння осьової рівноваги аксіально-рухомого кільця, тобто рівність нулю сумарної осьової сили

$$F = F_u - F_c - F_k, \quad F_c = -\frac{1}{2}A_1 p_1 + B_1 p_1, \quad F_k = k(\Delta + x). \quad (3.12)$$

Оскільки $x \ll \Delta$, в статичному розрахунку будемо приймати $F_k = k\Delta$.

В безрозмірному вигляді $\varphi = \varphi_u - \varphi_c$ або з урахуванням (3.10)

$$\varphi = \bar{S}_e \left(a_1 p_1 + b_1 p_b + \frac{c_1}{p_n} u + \frac{d_1}{p_n} \Omega \right) + \bar{S}_2 \left(a_2 p_1 + b_2 p_b + \frac{c_2}{p_n} u + \frac{d_2}{p_n} \Omega \right) + \bar{B}_1 \psi_1 + k_1 = 0, \quad (3.13)$$

де

$$\varphi_c = \bar{B}_1 \psi_1, \quad (3.14)$$

$$\bar{B}_1 = \frac{1}{A_n} \left[\left(B_1 - \frac{A_i}{2} \right) \right], \quad \kappa_1 = \frac{k\Delta}{A_n p_n}.$$

З останнього рівняння знаходимо

$$u = -p_n \frac{(a_1 \bar{S}_e + a_2 \bar{S}_2 + \bar{B}_1) \psi_1 + (b_1 \bar{S}_e + b_2 \bar{S}_2) \psi_b + \frac{1}{p_n} (d_1 \bar{S}_e + d_2 \bar{S}_2) \Omega + k_1}{c_1 \bar{S}_e + c_2 \bar{S}_2}. \quad (3.15)$$

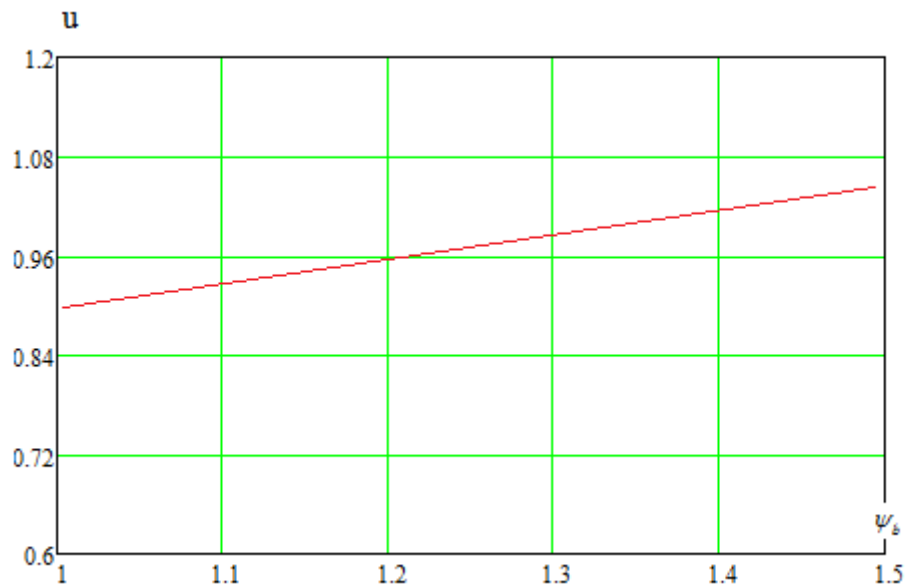


Рисунок 3.16 – Статичні характеристики

3.5.3 Динамічний розрахунок

В цьому випадку друге рівняння (3.1) балансу масових витрат доповнюється витратою витіснення M_v і умовною витратою стиснення M_p , обумовленою коливаннями середнього тиску в камерах через осьові коливання аксіально-рухомого кільця:

$$M_1 + M_2 = M_3 + M_v + M_p, \quad M_v = A_n \dot{x} = A_n x_n \dot{u}, \quad M_p = \frac{V}{kRT} \dot{p}_2. \quad (3.1')$$

Виразивши витрати через перепади тиску (3.2), приведемо рівняння балансу до вигляду

$$\frac{V}{kRT} \dot{p}_2 + [(g_{1n} + g_{3n})u^3 + g_{2n}\Omega]p_2^2 = (g_{1n}u^3 + g_{2n}\Omega)p_e^2 - A_n x_n \dot{u}. \quad (3.2')$$

Отримано нелінійне диференціальне рівняння першого порядку відносно усередненого тиску в камерах. Лінеаризуємо його, переходячи до рівняння в варіаціях:

$$\frac{V}{kRT} \delta \ddot{p}_2 + 2g_{s0} p_{20} \delta \dot{p}_2 = -A_n x_n \delta \dot{u} - \frac{3}{u_0} [(g_{10} + g_{30}) p_{20}^2 - g_{10} p_{e0}^2] \delta u + \\ + (g_{10} + g_{20}) 2p_{e0} \delta p_e + g_{2n} (p_{e0}^2 - p_{20}^2) \delta \Omega,$$

де $g_{s0} = g_{10} + g_{20} + g_{30}$, $g_{10} = g_{1n} u_0^3$, $g_{30} = g_{3n} u_0^3$, $g_{20} = g_{2n} \Omega_0$.

Для скорочення запису будемо опускати знак варіації, пам'ятаючи про те, що в якості змінних розглядаються малі відхилення від їх значень, що відповідають рівноважному стану. Ці значення відзначені нульовими індексами і визначаються статичним розрахунком. З огляду на зроблене зауваження, переходячи до безрозмірних тисків і вводячи оператор диференціювання за часом $p = \frac{d}{dt}$,

отримаємо лінеаризоване рівняння

$$(\mathbb{T}_2 p + 1) \psi_2 = -(\tau_2 p + \kappa_2) u + k_e \psi_e + k_2 \Omega, \quad (3.16)$$

де сталі часу і коефіцієнти передачі мають вигляд:

$$\mathbb{T}_2 = \frac{V}{2kRT p_{20} g_{s0}}, \quad \tau_2 = \frac{A_n x_n}{2p_{20} p_n g_{s0}}, \quad \kappa_2 = \frac{3g_{20} g_{30} p_{e0}}{2p_{20} u_0 g_{s0}^2} (\psi_{e0}), \quad (3.17)$$

$$k_e = (g_{10} + g_{20}) \frac{p_{e0}}{p_{20}}, \quad k_2 = g_{2n} \left(\frac{p_{e0}}{p_{20}} \psi_{e0} - \psi_{20} \right).$$

Лінеаризоване рівняння руху золотника односідельного регулятора перепаду тиску в осьовому напрямку з урахуванням зміни тиску за рахунок стиснення або розрядження газу у верхній і нижній камерах записується у вигляді

$$mh_0\Delta\ddot{H} + k_r h_0 \cdot \Delta H = S_m \Delta p_1 - S_m \Delta p_e \quad (3.18)$$

де h_0 і H - початкове і безрозмірне переміщення золотника;
 $\Delta p_e, \Delta p_1$ - прирощення тиску у верхній і нижній камерах.

Рівняння руху золотника в стандартній символічній формі

$$(T_0^2 p^2 + \chi_1) \cdot \Delta H = -\Delta \varphi, \quad (3.19)$$

де $T_0^2 = mh_0/S_m p_n$ - інерційна постійна часу об'єкта регулювання,
 $\chi_1 = k_1 h_0/S_m p_n$ - ступінь нерівномірності,

$$\Delta \varphi = \frac{S_m \Delta p_e}{S_m p_n} - \frac{S_m \Delta p_1}{S_m p_n} - \text{безрозмірна осьова сила, що діє на рухому частину}$$

регулятора.

Підставимо в перше рівняння (3.1) ΔH із формули (3.19). Отримаємо в результаті:

$$(T_{0e} p + \chi_{1e}) \psi_e = -\beta_2 (T_0 p + \chi_1) u + k_{21} (T_0 p + \chi_1) \psi_2 + k_{b1} (T_0 p + \chi_1) \psi_b + k_{11} \psi_1. \quad (3.20)$$

Рівняння динаміки автоматичного регулятора отримаємо, підставивши у вираз (3.10) для сили φ_u тиск ψ_2 , який визначається диференціальним рівнянням (3.16). В результаті

$$(T_2 p + 1)\varphi_u = -\bar{S}_2(\tau_2 p + \kappa_2)u + [\bar{S}_e(T_2 p + 1) + k_e \bar{S}_2] \psi_e + k_2 \bar{S}_2 \Omega. \quad (3.21)$$

З рівняння (3.21) знайдемо безрозмірну динамічну жорсткість системи, що представляє собою передаточну функцію регулятора за помилкою:

$$W_2(p) = \frac{\varphi_u}{u} = -\bar{S}_2 \frac{\tau_2 p + \kappa_2}{T_2 p + 1}. \quad (3.22)$$

У сталому стані $p = \frac{d}{dt} = 0$, $W_2(0) = -\bar{S}_2 \kappa_2 = \kappa_s$. Для гармонійно змінних процесів $p = i\omega$, тому частотна передаточна функція регулятора є комплексним числом

$$W_2(i\omega) = U_2(\omega) + i\omega V_2(\omega),$$

де

$$U_2(\omega) = \bar{S}_2 \frac{\kappa_2 + T_2 \tau_2 \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2}, \quad V_2(\omega) = \bar{S}_2 \frac{\tau_2 - T_2 \kappa_2}{1 + T_2^2 \omega^2}. \quad (3.23)$$

Дійсна частина U_2 представляє пружну, а уявна частина V_2 демпфуючу складову регулюючого впливу або динамічної жорсткості. Динамічну жорсткість можна використовувати для оцінки власної частоти осьових коливань аксіально рухомого кільця, а також для перевірки його динамічної стійкості. Зокрема, якщо немає зовнішнього демпфірування ($c = 0$), то умова $V_2 > 0$ або $\tau_2 > T_2 \kappa_2$ є необхідною умовою стійкості.

Рівняння осьових коливань аксіально-рухомого кільця має вигляд

$$m\ddot{x} = F_u - F_c - F_k - c\dot{x},$$

а переходячи до рівняння в варіаціях і до безрозмірною операторної формі ($\delta F_k = k\delta(\Delta + x) = kx_n\delta u$, $\Delta = \text{const}$, $\delta\Delta = 0$; знак варіації опускаємо),

$$(T^2 p^2 + 2\xi T p + \kappa_1)u = \varphi_u - \varphi_c, \quad (3.24)$$

де c – коефіцієнт зовнішнього в'язкого тертя,

$$\kappa_1 = \frac{kx_n}{A_n p_n}, \quad T^2 = \frac{mx_n}{A_n p_n}, \quad 2\xi = \sqrt{\frac{c^2 x_n}{mA_n p_n}}. \quad (3.25)$$

Підставивши в рівняння (3.24) значення φ_u із (3.21) і φ_c , отримаємо рівняння динаміки системи

$$D(p)u = [\bar{S}_b(T_2 p + 1) + k_b \bar{S}_2] \psi_b - \bar{B}_1(T_2 p + 1) \psi_1 + k_2 \bar{S}_2 \Omega; \quad (3.26)$$

власний оператор системи

$$D(p) = d_0 p^3 + d_1 p^2 + d_2 p + d_3, \quad (3.27)$$

де

$$d_0 = T^2 T_2, \quad d_1 = T^2 + 2\xi T T_2, \quad d_2 = 2\xi T + \bar{S}_2 \tau_2 + \kappa_1 T_2, \quad d_3 = \kappa_1 + \kappa_2 \bar{S}_2. \quad (3.28)$$

За рівнянням (3.28) можна побудувати частотні передаточні функції ущільнення за всіма зовнішніми впливами ψ_b, ψ_1, Ω :

$$W_b(i\omega) = \frac{u}{\psi_b} = \frac{\bar{S}_b(T_2 i\omega + 1) + k_b \bar{S}_2}{D(i\omega)}, \quad W_1(i\omega) = \frac{u}{\psi_1} = -\bar{B}_1 \frac{T_2 i\omega + 1}{D(i\omega)},$$

(3.29)

$$W_{\Omega}(i\omega) = \frac{u}{\Omega} = \frac{k_2 \bar{S}_2}{D(i\omega)};$$

$$D(i\omega) = U + i\omega V, \quad U = d_3 - d_1 \omega^2, \quad V = d_2 - d_0 \omega^2. \quad (3.30)$$

Розділивши дійсні і уявні частини частотних передаточних функцій, знайдемо відповідні амплітудні $A_i(\omega)$ і фазові $\varphi_i(\omega)$ частотні характеристики (рис. 3.17):

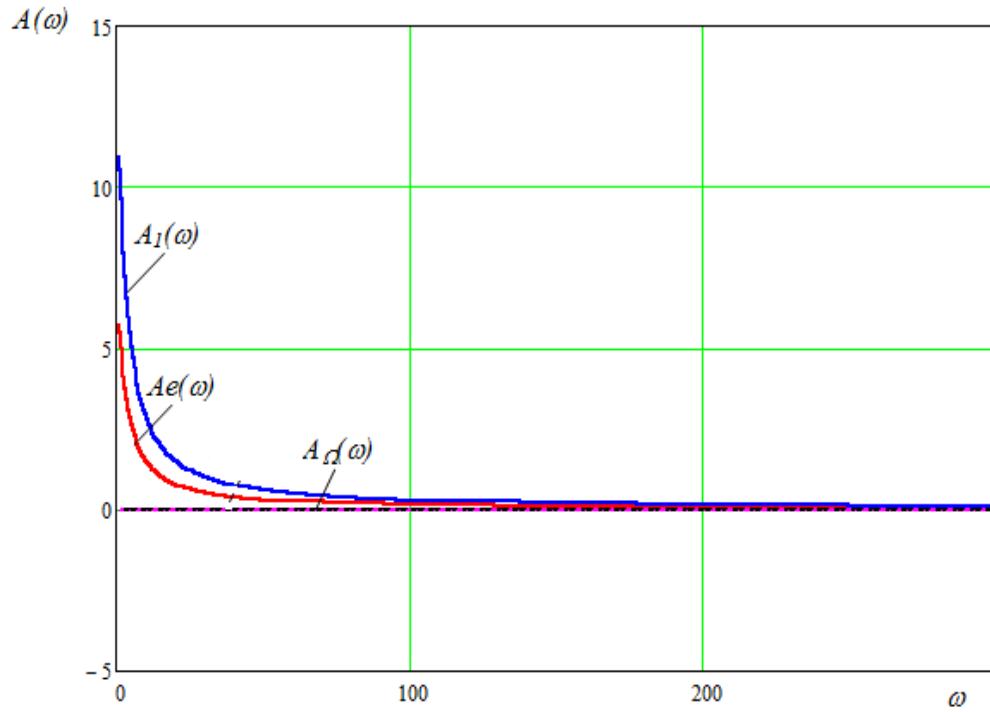
$$A_b(\omega) = \sqrt{\frac{(\bar{S}_b + k_b \bar{S}_2)^2 + \omega^2 \bar{S}_b^2 T_2^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \varphi_b(\omega) = \arctg \omega \frac{U \bar{S}_b T_2 - V(\bar{S}_b + k_b \bar{S}_2)}{U(\bar{S}_b + k_b \bar{S}_2) + \omega^2 V \bar{S}_b T_2};$$

$$A_1(\omega) = \sqrt{\frac{1 + \omega^2 T_2^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \varphi_1(\omega) = -\arctg \omega \frac{U T_2 - V}{U + \omega^2 V T_2};$$

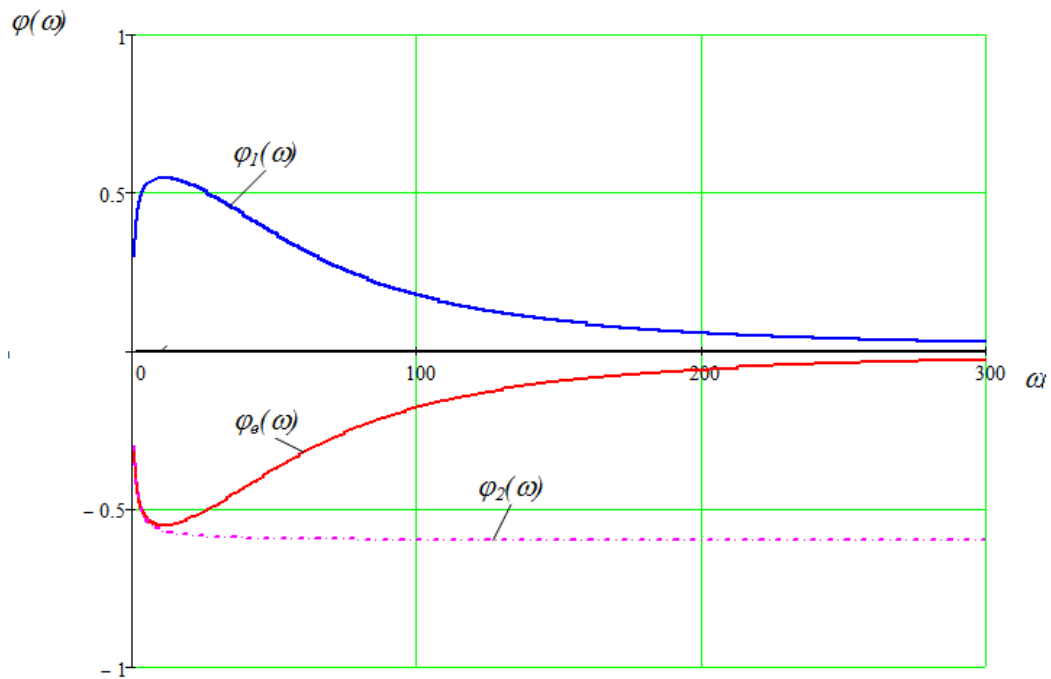
(3.31)

$$A_{\Omega}(\omega) = \frac{k_2 \bar{S}_2}{\sqrt{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \varphi(\omega) = -\arctg \omega \frac{V}{U}.$$

Формули (3.31) дозволяють визначити реакцію аксіально-рухомого кільця на можливі гармонійні коливання відповідних зовнішніх впливів, виявити небезпечні області частот і підібрати параметри ущільнення так, щоб амплітуди коливань кільця не виходили за допустимі межі.



a)



б)

Рисунок 3.17 - Амплітудні (а) і фазові (б) частотні характеристики ущільнення

3.6 Висновки

1. Запірне імпульсне торцеве ущільнення має подібну герметичність з конструкціями газодинамічних ущільнень фірми «Бургманн» (Німеччина), але за рахунок здвоєної конструкції, відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити к.к.д відцентрового компресора.

2. Статичний розрахунок показав, що використання регулятора перепаду тиску спільно з затворним імпульсним ущільненням з внутрішніми живильниками забезпечує стабільну роботу цього ущільнення, тобто величина торцевого зазору мало змінюється при зміні тиску запірного середовища.

3. Амплітудні частотні характеристики запірного імпульсного ущільнення з регулятором перепаду тисків показують, що небезпечних областей частот не виявлено, амплітуди коливань кільця не виходили за допустимі межі.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ІМПУЛЬСНИХ ЗАПІРНИХ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ ДЛЯ НАСОСІВ

4.1 Способи підвищення якості торцевих імпульсних ущільнень

Створення надійних ущільнювальних вузлів, що забезпечують герметичність протягом тривалого часу в широкому діапазоні температур і тисків, є однією з основних проблем, що виникають при проектуванні машин і агрегатів [46].

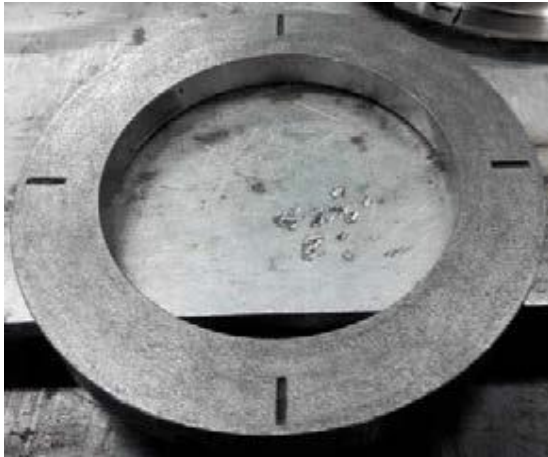
Досвід експлуатації динамічного обладнання показує, що дві третини всіх відмов роторних машин (відцентрових насосів, компресорів, турбодетандерів і ін.) трапляється внаслідок порушення працездатності ущільнень, яке відбувається під дією тиску, температури, а також хімічно активних компонентів ущільнювального робочого середовища, тому одним з найбільш відповідальних вузлів, що забезпечують герметичність, наприклад, компресорного агрегату, а, отже, і його надійну, безпечну і безвідмовну роботу, є вузол ущільнення.

Залежно від вимог, що пред'являються до роторної машини, ущільнювальні пристрої повинні забезпечувати повну герметизацію робочого середовища або істотно зменшити її витік. При цьому до ущільнень пред'являються все більш жорсткі вимоги щодо герметичності, довговічності, здатності працювати при високих значеннях технологічних параметрів (швидкості, тиску, температури і ін.).

Торцеві імпульсні ущільнення (ТІУ) дозволили підвищити рівень надійності та герметичності сучасних роторних машин. Вони знайшли широке застосування в високооберткових насосах і компресорах великого тиску. Робочі торцеві поверхні ТІУ контактують дуже нетривалий час, тільки в моменти пуску і зупинки машини.

Кільця ТІУ (рис. 4.1) представляють собою пару тертя, що виконує роль основного ущільнювального елемента, тому вони виготовляються зі спеціальних матеріалів, які обирають залежно від умов експлуатації. Правильно вибраний

матеріал кільця забезпечує надійну, безпечну і безвідмовну роботу вузла ущільнення, а, отже, і всього агрегату.



а)



б)

Рисунок 4.1 – Кільця торцевого імпульсного ущільнення:

(а) опорне кільце, (б) аксіально-рухоме кільце

Безперервний розвиток і вдосконалення техніки супроводжується не тільки підвищенням режимних параметрів машин і механізмів, а й появою нових, більш дешевих, проте не менш надійних композиційних матеріалів, що поєднують в собі захисні властивості покриттів з механічною міцністю основи.

Дослідження, спрямовані на пошук менш дефіцитних, більш дешевих і надійних матеріалів, використовуваних при виготовленні ТІУ, є актуальними і своєчасними.

Підвищення якості ТІУ, їх працездатності в значній мірі залежить від аналізу конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів. Найважливішими з них є властивості робочого і навколишнього середовищ, режими роботи, властивості матеріалів з'єднання, що герметизується і ущільнювача, допустимі

межі витоків, ресурс, термін експлуатації, токсичність і хімічна агресивність середовищ [10].

Торцеві ущільнення з імпульсним урівноваженням аксіально рухомого елемента має порівняно недавню історію (1974 г.) [11]. Традиційна конструктивна схема ТІУ показана на рисунку 4.2.

На робочій поверхні аксіально-рухомого кільця 1 розташовані замкнуті камери 2, а на поверхні опорного диска 3 передбачено кілька підвідних каналів 4, які при обертанні упорного кільця послідовно з'єднують камери 2 з ущільнювальною порожниною А.

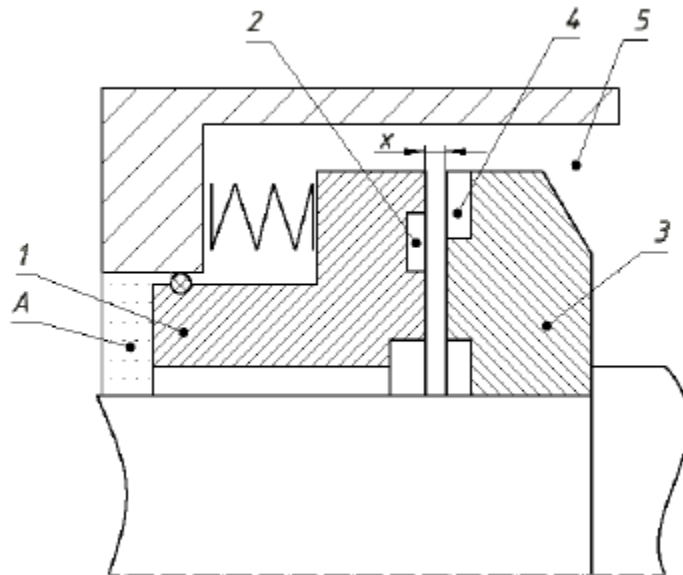


Рисунок 4.2 – Конструктивна схема торцевого імпульсного ущільнення

Принцип дії ТІУ оснований на тому, що при обертанні ротора підводні канали 4 періодично з'єднують камери з порожниною високого тиску 5, внаслідок чого в них відбуваються сплески тиску (імпульси), що викликають зміну балансу осьових сил.

Сили діють на аксіально-рухоме кільце, внаслідок чого ущільнювальні поверхні торцевої пари розділяються тонким шаром робочого середовища, при цьому його товщина залежить від розмірів камер і живильних каналів.

ТГУ на рідинному мастилі досліджені в широкому діапазоні параметрів (ущільнювальний перепад тисків до 16,0 МПа, швидкість ковзання до 100 м/с). Завдяки своїм високим експлуатаційним якостям, вони успішно працюють в високооберткових живильних насосах атомних і теплових електростанцій. В середньому їх напрацювання між плановими ремонтами насосів становить не менше 8000 год, при цьому ступінь зносу при шляху 10^6 км залишається в межах 1-2 мкм, що для вузлів тертя характеризується як нульовий знос. При типових умовах роботи (тиск 2,0-4,0 МПа, окружна швидкість 40-60 м/с) рівень витоків становить всього 1-2 л/ч [12].

В [13] проведено аналіз роботи затворного імпульсного ущільнення. Відзначено, що застосування таких ущільнень дозволяє заощадити енергію і ресурси, а також підвищити екологічну безпеку насосного і компресорного обладнання.

До останнього часу вважалося, що ТГУ працюють тільки в рідких середовищах. Однак проведені теоретичні та експериментальні дослідження показали, що ці ущільнення працездатні як в рідинах, так і в газах. Були виконані унікальні дослідження імпульсних ущільнень при надвисоких режимних параметрах $p v > 400$ МПа·м/с в криогенній рідині (рідкий азот, $t = -195^{\circ}\text{C}$), які показали, що таке ущільнення мало чутливе до теплофізичних властивостей і температури робочого середовища. Все це дозволяє зробити висновок про універсальність ТГУ і велику практичну цінність [14].

З огляду на те, що при використанні високих і надвисоких тисків, екстремальних температур (від високих до криогенних), агресивних середовищ і т.п., де застосування в роз'ємних з'єднаннях ущільнень з неметалевих матеріалів обмежено або неможливо, стає доцільним застосування металевих ущільнень, для

яких практично немає обмежень, крім міцності самого матеріалу ущільнень і термостійкості матеріалу покриття [15].

В [16] запропонована система спрямованого вибору технології забезпечення необхідної якості поверхневого шару кілець ТУ на різних етапах їх життєвого циклу. Запропонована фізично обґрунтована математична модель процесу зносу поверхонь ТУ при терті, що дозволяє в роботі тертя визначати лінійний і ваговий знос поверхні, а також критерії вибору найбільш раціонального методу зміцнення.

Згідно [17] вибір конструкції ТУ, в значній мірі визначається фізико-хімічними властивостями середовища, її агрегатного стану (газ, рідина), тиском, температурою, в'язкістю, змістом зважених твердих частинок і солей, хімічною агресивністю, загорянню (при нагріванні в контакті з атмосферою), ступенем небезпеки впливу на людей і навколишнє середовище.

Слід зазначити, що при виборі конструкції ТУ значну роль відіграє правильний вибір матеріалу кілець ущільнення і його механічних і фізичних характеристик. При цьому визначальну роль має вибір не самих матеріалів пар тертя, а їх поєднання.

При виборі оптимальних пар ковзання необхідно враховувати корозійну стійкість і зносостійкість матеріалів, можливість відводу тепла з зони тертя, а також сумісність матеріалів, тобто можливість роботи без схоплювання і заїдань [18].

Для кожного конкретного випадку вибір найбільш придатних матеріалів кілець можна зробити тільки на підставі ретельного порівняння умов їх роботи, вихідних властивостей матеріалів, а також змін, які у них відбуваються на поверхнях тертя і т.п.

В [19] запропоновано деякі правила поєднання матеріалів. Наприклад, рекомендується поєднувати твердий матеріал з твердим (поєднання з азотированою, хромованою і загартованою сталями). Такі пари тертя мають високу зносостійкість внаслідок малого взаємного впровадження їх поверхонь. Нанесення прироботочних покриттів підвищує надійність пар в найбільш

небезпечний період роботи - під час підробітки. Застосування цих пар обмежується швидкостями ковзання. Висока точність виготовлення і збірки, значна жорсткість конструкції, ретельна приробітку, поліпшення умов змазування значно розширюють сферу застосування пар тертя з твердих матеріалів.

На нашу думку, з огляду на нетривалість контакту торців кілець ТІУ, немає необхідності виготовляти їх повністю з дефіцитних дорогих матеріалів, досить тільки забезпечити зносостійкість робочих поверхонь, завдавши на них зносостійке покриття. Причому, змінюючи хімічний склад покриття, можна забезпечити працездатність ущільнення з високою корозійною і хімічною активністю.

Система забезпечення необхідної якості робочих поверхонь кілець ТІУ охоплює весь їхній життєвий цикл, що включає в себе підготовку виробництва, виробництво, експлуатацію, ремонт і ін.

Отже, якість ТІУ, в залежності від вимог експлуатації, можна підвищити на етапі конструкторської та технологічної підготовки виробництва.

Таким чином, метою роботи є підвищення якості ТІУ на етапі конструкторської підготовки виробництва, шляхом найбільш раціонального вибору і поєднання матеріалів кілець в парі тертя і технологічної підготовки, за рахунок формування робочих поверхонь кілець, нанесенням на них зносостійких покриттів.

В [20,21] запропоновано новий вузол ТІУ, що працює в криогенних середовищах. Винахід відноситься до області машинобудування, зокрема до ущільнювальної техніки, а саме, до вузлів ТІУ, і може бути використаний для ущільнення валів насосів, турбін і компресорів, що працюють в криогенних середовищах.

Як правило, вузли ТІУ містять встановлене в корпусі аксіально-рухоме металеве кільце, яке забезпечене вторинним ущільненням, герметизуючим порожнини з різними значеннями тиску.

В якості вторинних ущільнень в цих конструкціях застосовуються, наприклад, гумові кільця або металеві сільфони. Сільфоні ущільнювачі мають ряд недоліків, які роблять неможливим використання їх в ущільненнях, які поділяють порожнини з великим перепадом тиску. Гумові ущільнювачі не можуть бути застосовані в кріогенних середовищах.

В [22] описаний вузол ТІУ для роторних машин, що перекачують кріогенні середовища, здатний надійно працювати в кріогенних середовищах високого тиску при великих швидкостях обертання і на нестаціонарних режимах з малим протіканням від 0,1 до 0,7 л/с, в залежності від геометричних розмірів торцевої пари.

Відомий вузол ТІУ включає встановлене в корпусі аксіально-рухоме підпружинне металеве кільце, забезпечене вторинним ущільненням. При цьому вторинне ущільнення виконано за одне ціле з аксіально-рухомим кільцем, розташоване з його тильної сторони і являє собою профільований конічний вус з торцевою контактною поверхнею, що має покриття з м'якого матеріалу. Пружний профільований конічний вус виконаний у вигляді тонкостінної оболонки з потовщенням в місці з'єднання з аксіально-рухомим металевим кільцем. При збиранні ущільнювального вузла торцева поверхня вуса з натягом (від 0,02 до 0,07 мм) встановлюється на втулку. З огляду на те, що вторинне ущільнення аксіально рухомого кільця, виготовлено за одне ціле з кільцем, то в місці контакту поверхню вторинного ущільнення і поверхню ущільнювальної втулки, взаємно переміщують, піддаються фреттинг-корозії.

Якщо виходити з того, що взаємне переміщення поверхонь не може бути виключено, внаслідок пружності матеріалу, то для боротьби з фреттинг-корозією слід: а) зменшити мікропереміщення; б) знизити сили тертя; в) зосередити ковзання в проміжному середовищі. У нашому випадку мікропереміщення при нормальній роботі ущільнення стабільні і досягають 0,004 мм. Але якщо при

збільшенні контактної тиску амплітуда зміщення залишається постійною, то ушкодження посилюються [19].

Отже, існує проблема забезпечення надійності та герметичності з'єднання торцевої ущільнювальної поверхні вторинного ущільнення у місці контакту з ущільнювальною поверхнею втулки.

Поставлена технічна задача вирішується створенням вузла ТІУ, в якому, відповідно до запропонованого технічного рішення, поверхня вторинного ущільнення (вуса) контактує з поверхнею втулки із фторопласта Ф-4 (ГОСТ 10007-80), нерухомо встановленої на ущільнювальну втулку. Вибір матеріалу встановленої втулки зумовлений низкою вимог до ущільнювального вузла: великою хімічною стійкістю до агресивних середовищ (чистими концентрованими кислотами, лугами, сильними окислювачами, відновниками і розчинниками), високою термостійкістю, біологічною інертністю і низькими адгезійними властивостями. Матеріал Ф-4 не вибухонебезпечний і не горючий, працездатний в широкому інтервалі температур (від -269 до $+260$ °С), має високі гідрофобні і діелектричні властивості.

При цьому вторинне ущільнення виготовлено зі сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, а його поверхня, контактує з кільцем із фторопласта Ф-4, має покриття з міді або нікелю для сплаву ХН58МБЮД і міді, обробленої графітовим електродом, для берилієвої бронзи. При цьому значно поліпшуються трибологічні властивості пари тертя, що гарантує надійність і герметичність з'єднання торцевої ущільнювальної поверхні вторинного ущільнення в місці контакту з ущільнювальною поверхнею втулки, а отже, і надійність роботи всього ущільнювального вузла.

На рисунку 2.3 представлена схема нової конструкції ТІУ. Аксіально-рухоме підпружинене металеве кільце 1, що забезпечене вторинним ущільненням 2, розташоване з його тильної сторони і являє собою профільований конічний вус з торцевою контактною поверхнею, причому, пружний профільований конічний вус

вторинного ущільнення 2 виконаний у вигляді тонкостінної оболонки зі сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, а контактна поверхня 3 вуса має покриття з м'якого матеріалу, наприклад, з міді або нікелю для сплаву ХН58МБЮД і міді або обробленої графітом для берилієвої бронзи, при цьому на ущільнювальній втулці 4 нерухомо закріплена втулка 5 із фторопласта марки Ф-4.

В процесі роботи ущільнювальна контактна поверхня 3 вторинного ущільнення 2, виготовленого із сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, контактує з ущільнювальною поверхнею втулки 5 з фторопласту Ф-4, що значно поліпшить трибологічні властивості пари тертя.

Незважаючи на те, що фторопласт Ф-4 має ряд позитивних властивостей, зазначених вище, він має і ряд недоліків: низька стійкість до радіації; недостатні твердість і стійкість до стирання; токсичність при нагріванні до високих температур; хладотекучість - пластична (необоротна) деформація матеріалу навіть при кімнатній температурі під дією власної ваги і невеликих напруг. З підвищенням температури деформація збільшується; складність виготовлення високоточних деталей [23]. Отже, існує проблема забезпечення надійності та герметичності з'єднання торцевої ущільнювальної поверхні вторинного ущільнення в місці контакту з ущільнювальною поверхнею кільця з фторопласту Ф-4.

Поставлена технічна задача вирішується створенням вузла імпульсного торцевого ущільнення для роторних машин, що перекачують криогенні середовища, в якому між вторинним ущільненням і ущільнювальною втулкою розташована втулка з берилієвої бронзи БрБ2 або нікелевого сплаву ХН58МБЮД, якщо вторинне ущільнення виготовлено, відповідно, зі сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2. При цьому втулка з берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву ХН58МБЮД, виконана у вигляді кільця, нерухомо закріплена на ущільнювальній втулці.

Слід зазначити, що коефіцієнт тертя бронзи по сталі без мастила становить 0,1. В процесі роботи ущільнювальна контактна поверхня вторинного ущільнення, виготовленого із сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, контактує з

ущільнювальною поверхнею втулки 3, відповідно, берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву ХН58МБЮД, що значно поліпшує механічні та трибологічні властивості пари тертя, а отже, підвищує надійність і довговічність ущільнювального вузла в цілому.

Поставлене вище технічне завдання можна вирішити і іншим способом - створенням вузла ТІУ для машин, що перекачують криогенні середовища, але в якому, відповідно до заявленого технічного рішення, аксіально-рухомого кільця з вторинним ущільненням з берилієвої бронзи БрБ2 відповідає опорне металеве кільце і ущільнювальна втулка зі сплаву ХН58МБЮД або аксіально-рухомому кільцю з вторинним ущільненням з нікелевого сплаву ХН58МБЮД відповідає опорне металеве кільце і ущільнювальна втулка з берилієвої бронзи БрБ2, а м'яким антифрикційним покриттям на контактуючих ущільнювальних поверхнях аксіально-рухомого кільця, вторинного ущільнення, опорного кільця і ущільнюючої втулки з нікелевого сплаву ХН58МБЮД є покриття з індію. Тобто, вузол містить аксіально-рухоме кільце і вторинне ущільнення, виконані з одного і того ж матеріалу. При цьому даний вузол містить опорне кільце і ущільнювальну втулку, які, в свою чергу, також виконані з одного і того ж матеріалу. В даному випадку, як і в попередньому, коефіцієнт тертя бронзи по сталі без мастила становить 0,1.

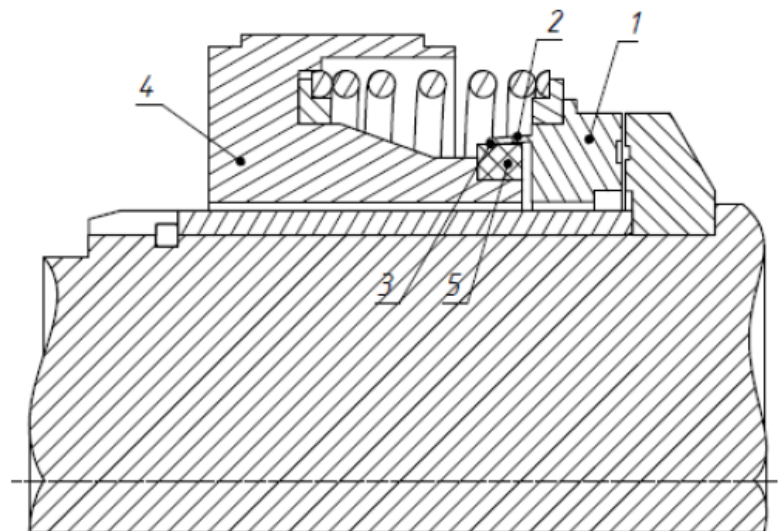


Рисунок 4.3 – Нова конструкція торцевого імпульсного ущільнення

В [24] показано позитивний вплив покриттів з антифрикційного металу - індію на зниження фреттинг-зносу контактуючих поверхонь деталей. Індій - м'який, гнучкий і пластичний метал, який зберігає свої властивості при криогенних температурах і, таким чином, є найбільш перспективним матеріалом покриття для зниження фреттинг-зносу і поліпшення герметичності з'єднання в ТІУ.

На рисунку 4.4 схематично представлена конструкція вузла імпульсного торцевого ущільнення для турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів.

Вузол включає в себе аксіально-рухоме пружне кільце 1 з вторинним ущільненням 2 і ущільнювальну втулку 3. Вторинне ущільнення 2 розташоване з тильної сторони аксіально-рухомого кільця 1 і є профільованим конічним вусом з торцевою контактуючою ущільнювальною поверхнею 4. Крім того, вузол включає опорне кільце 5, жорстко закріплене на валу. Причому, якщо аксіально-рухоме кільце і пружний профільований конічний вус вторинного ущільнення 2 виконані у вигляді тонкостінної оболонки зі сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, то ущільнювальна втулка 3 і опорне кільце 5, відповідно, виконані з берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву ХН58МБЮД. Контактуючі ущільнювальні поверхні зазначених елементів вузла зі сплаву ХН58МБЮД покриті індієм. При цьому покриття з індію попередньо нанесено на контактуючі ущільнювальні поверхні аксіально-рухомого кільця 1 і вторинного ущільнення 2 шляхом занурення в розплав індію, а на відповідні поверхні ущільнювальної втулки 3 і опорного кільця 5 - методом електроерозійного легування при енергії розряду $W_p = 0,01 \text{ } 0,02 \text{ Дж}$.

В процесі роботи ущільнювальна поверхня 4 вторинного ущільнення 2 виготовлена із сплаву ХН58МБЮД або берилієвої бронзи БрБ2, контактує з ущільнюючою поверхнею втулки 3, яка виготовлена, відповідно, із берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву ХН58МБЮД, а торцева ущільнююча поверхня опорного кільця 5, виготовленого з берилієвої бронзи БрБ2 або сплаву ХН58МБЮД, контактує з пов'язаною з нею ущільнюючою поверхнею аксіально-рухомого кільця

1, відповідно, виготовленого із сплаву ХН58МБЮД або з берилієвої бронзи БрБ2, тобто в обох випадках контактують різнойменні матеріали, що значно покращує механічні та трибологічні властивості пари тертя, і таким чином підвищує надійність і довговічність вузла ущільнення в цілому. На контактуючі ущільнюючі поверхні аксіально-рухомого кільця 1 і вторинного ущільнення 2, виготовлених зі сплаву ХН58МБЮД, індій попередньо наносять зануренням в його розплав, а на контактуючі ущільнюючі поверхні втулки 3, і опорного кільця 5, виготовлених зі сплаву ХН58МБЮД, індій наносять методом електроерозійного легування при енергії розряду $W_p = 0,01-0,02$ Дж.

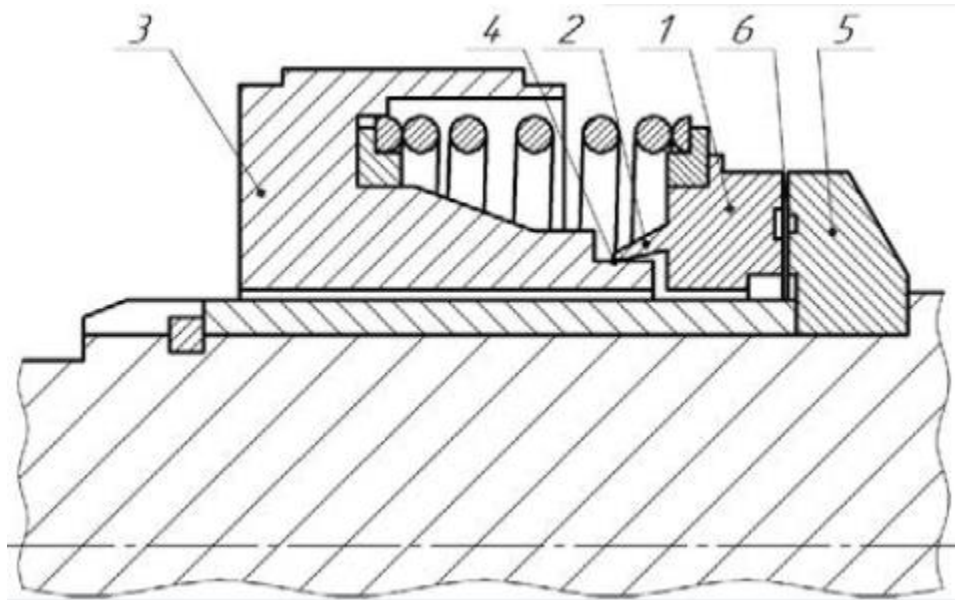


Рисунок 4.4 – Конструкція вузла імпульсного торцевого ущільнення для турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів

4.2 Теоретичні та експериментальні дослідження запірних імпульсних ущільнень з безперервним підведенням

4.2.1 Вступ

Двоступеневі безконтактні торцеві ущільнення на газовому і рідинному змащенні останнім часом набувають все більшого застосування в хімічних насосах і апаратах. Найбільш перспективними серед них є конструкції ущільнень з радіальним розташуванням ступенів, які виконані на одній загальній парі тертя, оскільки це значно спрощує конструкцію ущільнювального вузла. Основний функцією двоступневих безконтактних торцевих ущільнень є створення гарантованого запірання перекачуваної агресивної, токсичної, вибухопожежонебезпечної рідини і підтримання гарантованого зазору в парі тертя при допустимому рівні витоків у всьому робочому діапазоні параметрів [25,26].

Ущільнювальні фірми, що мають у своїй номенклатурі виробів конструкції двоступневих ущільнень, у якості ступенів таких ущільнень, як правило, застосовують торцеві пари газодинамічних ущільнень зі спіральними канавками [25]. Незважаючи на це, існує досить більш вдала альтернатива ущільнень зі спіральними канавками, це ущільнення з імпульсним урівноваженням пари тертя, які значно більш прості у виготовленні і економічно вигідні. Досить добре розроблені методи статичного і динамічного розрахунків цих ущільнень. Відомо, що в якості запірного середовища в конструкціях двоступневих імпульсних ущільнень може використовуватися як рідина, так і газ [27-29].

При роботі традиційної конструкції імпульсного ущільнення зазор в торцевій парі підтримується за рахунок зміни мінімального тиску в камерах. У конструкції запірного імпульсного ущільнення сила тиску запірного середовища сприймається аксіально-рухомим кільцем. При збільшенні тиску запірного середовища зазор збільшується. Тому потрібне підтримання необхідного зазору при зміні співвідношення між тисками запірного і ущільнювального середовищ. Причому

мінімальний тиск в камерах має бути на всіх режимах роботи дещо більше ущільнювального тиску для того, щоб не допустити можливі прориви ущільнювального середовища назовні. Особливо це актуально, якщо пара тертя ущільнення виконана з недорогих м'яких матеріалів, натирання на робочій поверхні одного з кілець може привести до збільшення середнього зазору в парі тертя, до зменшення мінімального тиску в камері і до втрати герметичності ущільнення.

У конструкціях гідростатичних торцевих ущільнень зазор в торцевій парі створюється регульованим тиском запірною середовища, що подається від зовнішнього джерела. Постійна різниця між запірним і ущільнювальним тиском підтримується спеціальним регулятором перепаду тиску. Для регулювання зазору в таких ущільненнях використовуються капілярні дроселі, тиск на виході з яких є функцією зазору. Недоліком дроселів є те, що вони засмічуються, а це може привести до втрати працездатності ущільнення [26-28].

В роботі представлені результати досліджень запірною імпульсного ущільнення з безперервним підведенням замикаючого середовища в торцеву пару, в якому реалізовані гідростатичний і імпульсний принципи роботи.

4.2.2 Опис конструкції ущільнення і її статичний розрахунок

Конструкція ущільнення (рис. 4.5) відрізняється тим, що запірне середовище підводиться в кільцеву канавку 1. Живильники 2, розташовані на обертовому опорному диску 3, проходячи повз камер 4, імпульсами подають в камери запірне середовище з канавки 1. Остання одночасно виконує функції буферної канавки, запобігаючи можливому прориву ущільнювального середовища в атмосферу, так як запірний тиск $p_e > p_l$, p_l - тиск ущільнювального середовища. Конструкція не містить живильних дроселів, чим вигідно відрізняється від конструкції з зовнішніми підходящими дроселями.

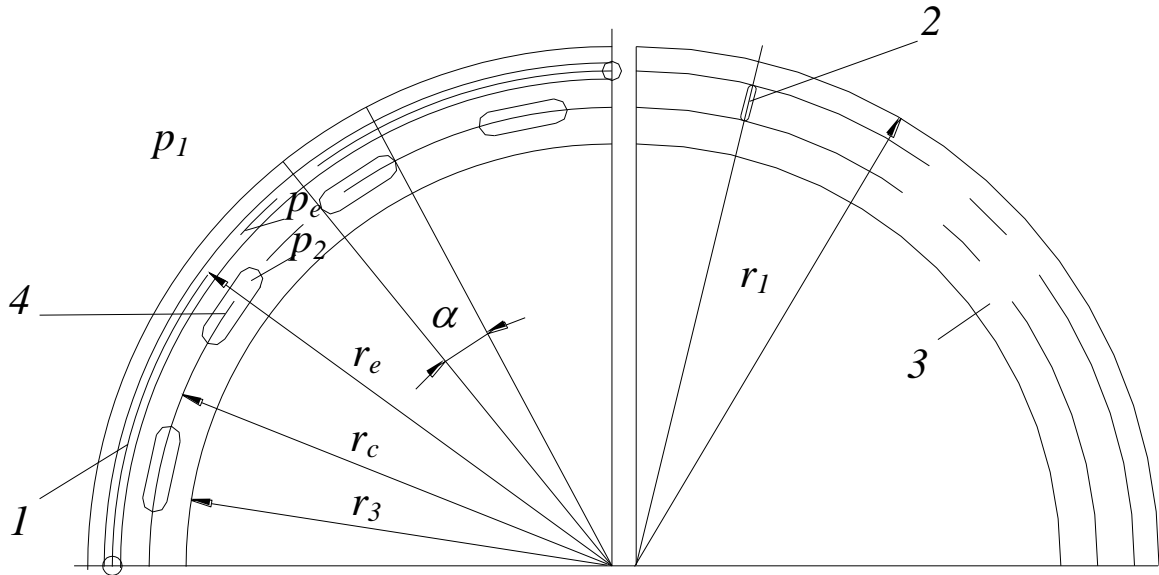


Рисунок 4.5 - Торцева пара запірною імпульсного ущільнення з безперервним підведенням запірною середовища

Тиск в камерах знаходиться з рівняння балансу витрат

$$q_1 + q_v = q_3, \quad (4.1)$$

де

$$q_1 = g_{1n} u^3 (p_e - p_2), \quad q_3 = g_{3n} u^3 (p_2 - p_3), \quad (4.2)$$

$$q_v = g_{vn} \Omega (p_e - p_2), \quad g_{vn} = \frac{2V_0 \alpha}{E \omega_n}.$$

Рівняння (4.1) записано для сектора торцевого каналу з центральним кутом α (рис. 4.2). Надалі передбачається, що тиск на перемичках на радіусі розташування камер мало відрізняється від усередненого тиску в камерах. Тому результати, отримані для виділеного сектора, поширюються на всю торцеву поверхню. Витрата q_v - витрата стиснення запірною середовища в окремій камері

через швидке наростання тиску від $p_{2\min}$ до p_e , за час $t_1 = \omega/\alpha$, протягом якого камера пов'язана живильником з підвідної канавкою.

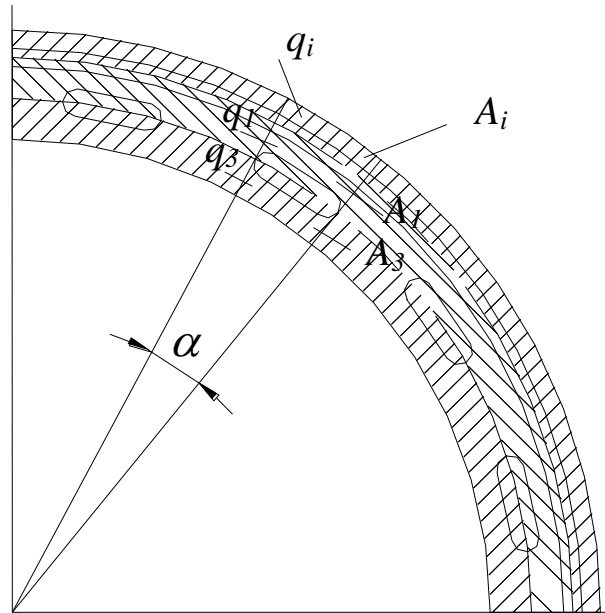


Рисунок 4.6 - Нерухоме кільце ущільнення

Обсяг стиснення $\Delta V = \frac{2V_0}{E}(p_e - p_2)$ за час $t_2 = T - t_1$, ($T = \frac{2\pi}{\omega n_i}$ - час між

черговими вприскуваннями в камеру) витікає назовні і враховується витратою q_3 .

Провідності виділеного сектора плоского каналу

$$g_{1n} = \frac{\alpha r_c x_n^3}{12\mu b_1}, \quad g_{3n} = \frac{\alpha r_3 x_n^3}{12\mu b_3}.$$

З рівності (4.1) після підстановки витрат (4.2) отримуємо осереднене за час T тиск в камері:

$$p_2 = \frac{g_v p_e + (g_{1n} p_e + g_{3n} p_3) u^3}{g_v + (g_{1n} + g_{3n}) u^3}. \quad (4.3)$$

Беручи розподіл тиску по радіусу зазору кусково-лінійним (рис. 4.7) і однаковим для всіх радіальних перетинів, знайдемо осьову силу тиску, що розкриває торцевий зазор. Для спрощення викладок розглянемо випадок, коли протитиск відсутній: $p_3 = 0$.

$$F_s = 0,5(p_e + p_i)A_i + 0,5(p_e + p_2)A_1 + 0,5p_2A_3.$$

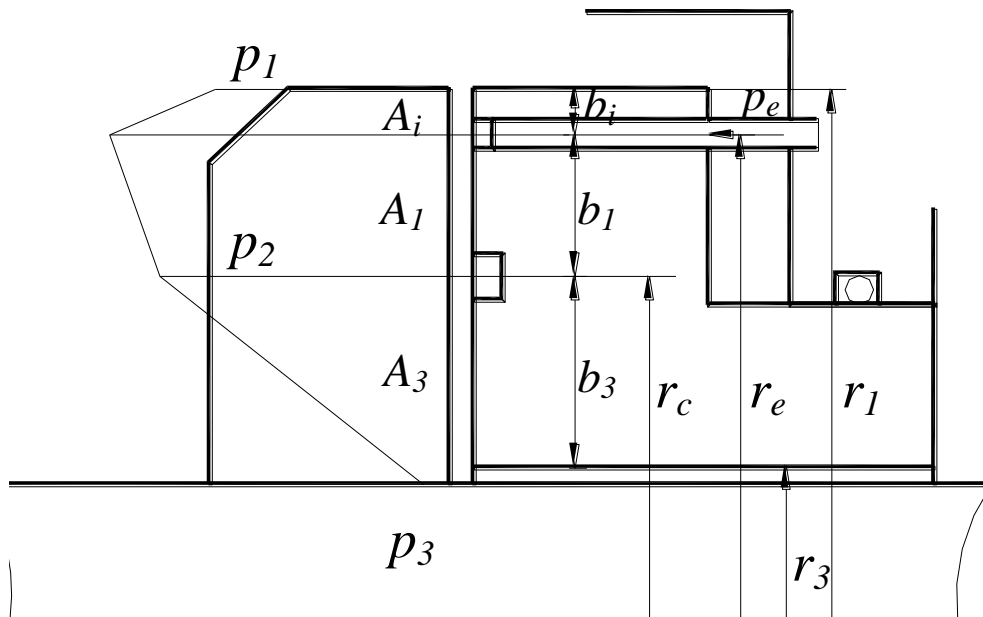


Рисунок 4.7 - Схема розподілу тисків в ущільнювальній щілині

Підставивши тиск (4.3), отримаємо

$$F_s = \frac{1}{2} [p_l A_i + p_e (A_i + A_l)] + \frac{1}{2} p_e (A_l + A_3) \frac{g_{vn} \Omega + g_{ln} u^3}{g_{vn} \Omega + (g_{ln} + g_{3n}) u^3}. \quad (4.4)$$

Знайдена сила залежить від величини торцевого зазору і являє регулюючий вплив, якщо розглядати ущільнення як систему автоматичного регулювання зазору. Похідна від регулюючого впливу за регульованою величиною (по торцевому зазору) є гідростатичною жорсткістю ущільнення:

$$\kappa = \frac{\partial F_s}{\partial u} = -\frac{3 p_e (A_l + A_3)}{2} \cdot \frac{u^2 g_{vn} \Omega g_{3n}}{[g_{vn} \Omega + (g_{ln} + g_{3n}) u^3]^2} < 0. \quad (4.5)$$

Негативне значення коефіцієнта жорсткості є ознакою статичної стійкості системи: зі зменшенням зазору зростає сила, яка збільшує цей зазор, тобто ущільнення опирається зміні зазору. Здатність чинити опір кількісно характеризується модулем коефіцієнта жорсткості. Знайдемо провідність g_{3n} зовнішнього торцевого дроселя, при якій модуль жорсткості досягає максимуму:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial g_{3n}} = 0, \quad (g_{3n})_{opt} = g_{vn} + g_{ln}, \quad \text{при } u = 1. \quad (4.6)$$

Зі співвідношення (4.6) при фіксованій провідності камер, можна підібрати оптимальну геометрію кілець ущільнення з умови максимального значення модуля жорсткості.

Статичні характеристики - залежності регульованої величини (торцевого зазору) від зовнішніх впливів, в якості яких будемо приймати відношення

запірного тиску до ущільнювального $\psi = p_e/p_1$, а також безрозмірну частоту обертання ротора $\Omega = \omega/\omega_n$, ω_n - номінальна частота обертання.

З умови осьової рівноваги аксіально рухомого кільця

$$F_s = B_I p_I + k\Delta,$$

де k - приведена жорсткість пружних елементів, Δ - величина попереднього стиснення пружних елементів, знаходимо

$$u^3 = \frac{g_{vn}\Omega}{g_{ln}} \cdot \frac{\psi - (\sigma_B + \chi/\psi_1)}{(1 + \alpha_{31})(\sigma_B + \chi/\psi_1) - (1 + \alpha_{31}\sigma_1)\psi}, \quad (4.7)$$

де

$$\sigma_B = \frac{2B_I - A_i}{A_i + 2A_I + A_3}, \sigma_1 = \frac{A_i + A_I}{A_i + 2A_I + A_3}, \chi = \frac{2k\Delta}{(A_i + 2A_I + A_3)p_n}, \quad (4.8)$$

$$\psi = p_e/p_1, \psi_1 = p_1/p_n, \alpha_{31} = g_{3n}/g_{ln},$$

де p_n - номінальний ущільнювальний тиск.

Робоча область ущільнення обмежується параметрами, при яких відносний торцевий зазор зберігає позитивні значення. З виразу (4.7) випливає, що ця умова ($u > 0$) виконується, якщо

$$\sigma_B + \frac{\chi}{\psi_1} < \psi < \frac{1 + \alpha_{31}}{1 + \alpha_{31}\sigma_1} \left(\sigma_B + \frac{\chi}{\psi_1} \right). \quad (4.9)$$

Ущільнення працює з зазором, близьким до оптимального ($x = x_n, u = 1$), якщо чисельник і знаменник виразу (4.7) однакові. З цієї рівності випливає, що оптимальне значення перевищення запірного тиску над ущільнювальним, має задовольняти рівності

$$(\psi)_{opt} = \frac{g_{1n} + g_{3n}}{g_{vn}\Omega} \cdot \frac{2 + \alpha_{31}}{2 + \alpha_{31}\sigma_1} \left(\sigma_B + \frac{\chi}{\psi_1} \right). \quad (4.10)$$

На жаль, отримане значення залежить і від абсолютного значення безрозмірного ущільнювального тиску $\psi_1 = p_1/p_n$, тому при зміні ущільнювального тиску $(\psi)_{opt}$ дещо змінюється.

На підставі (4.7) торцевий зазор лінійно зростає зі збільшенням частоти обертання ротора.

На рис. 4.8 представлена статична характеристика запірною імпульсного ущільнення з безперервним підведенням запірною середовища, отримана для п'яти значень $\psi_1 = p_1/p_n = 0,33; 0,5; 0,67; 0,83; 1$. Як приклад для розрахунку вибрано ущільнення з наступними геометричними розмірами і номінальними робочими параметрами: $r_l = 64$ мм, $r_e = 61$ мм, $r_c = 56$ мм, $r_3 = 52$ мм, $p_n = 0,3$ МПа, $p_3 = 0$ МПа, $\omega = 150$ с⁻¹, $F_k = k\Delta = 350$ Н.

З статичної характеристики видно, що надійна робота ущільнення з наперед заданим зазором, забезпечується в досить вузькому діапазоні змінення тисків запірною середовища $\psi = p_e/p_1$. Невелике змінення запірною тиску може призвести до різкого зростання зазору і витоків. На зазор в ущільненні також впливає і величина ущільнювального тиску.

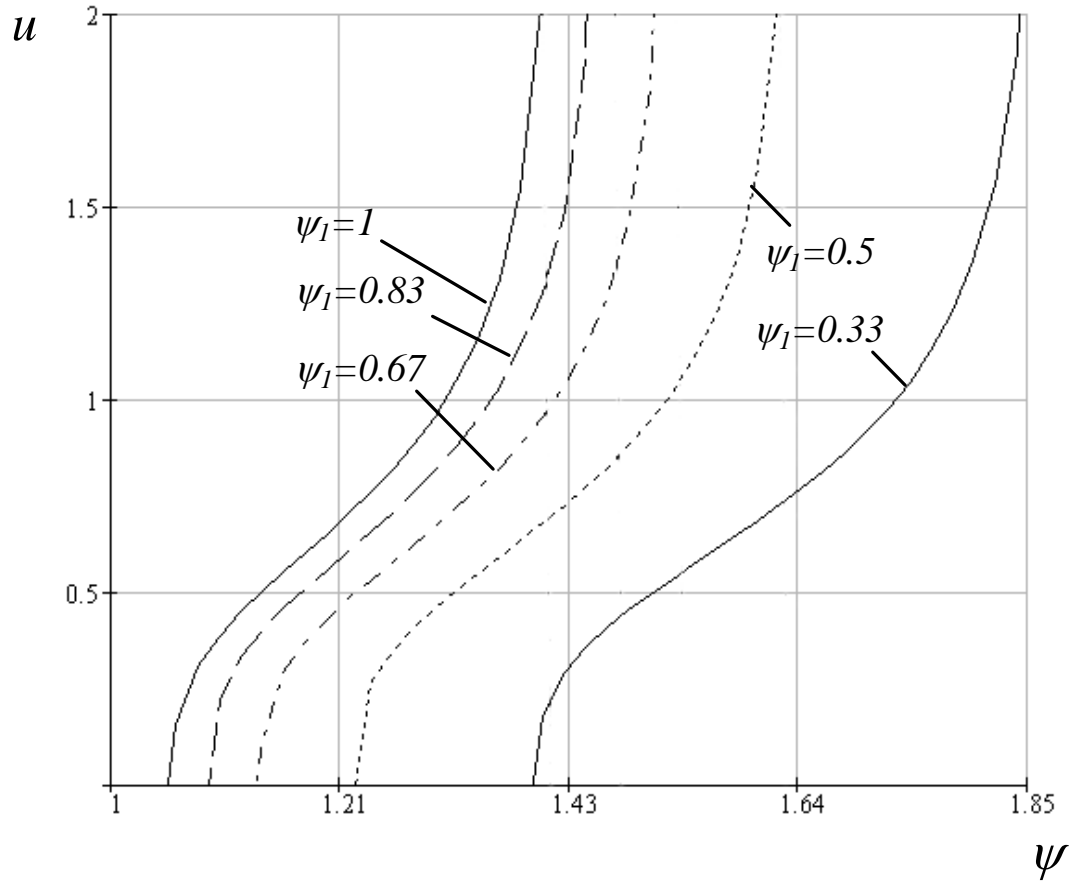
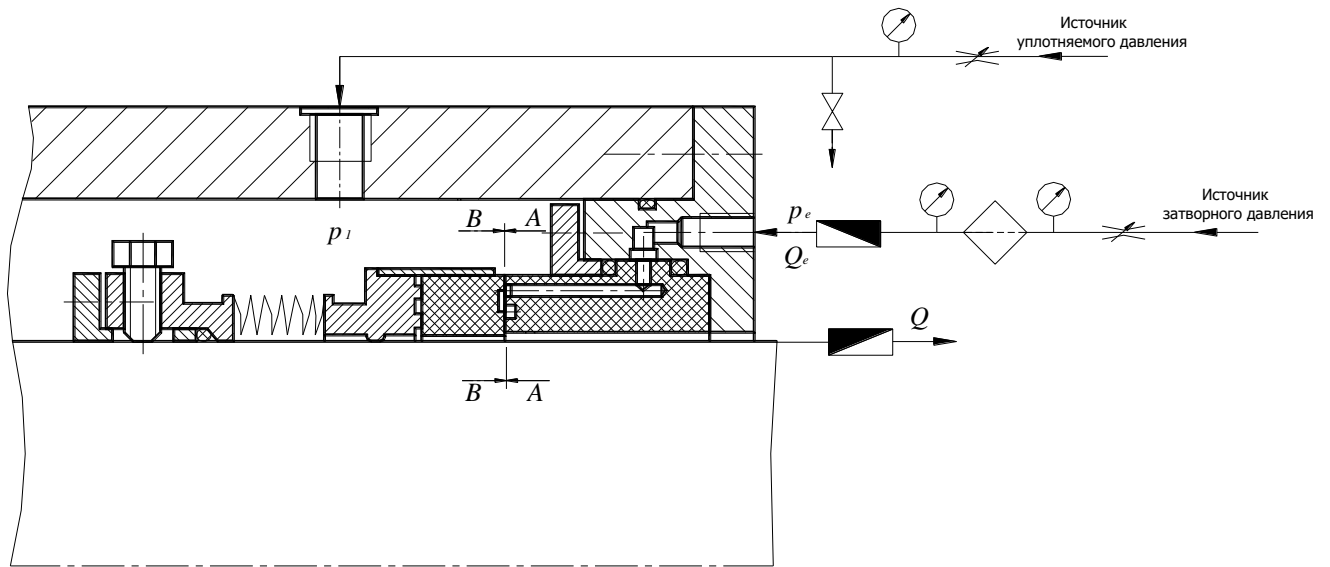


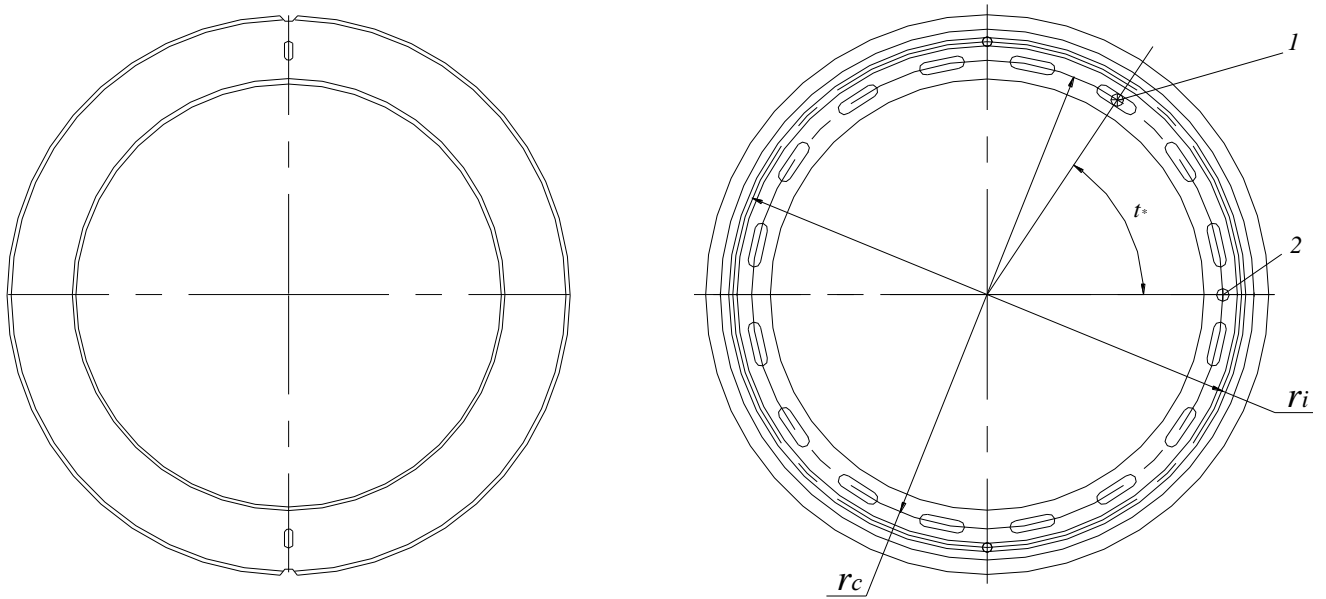
Рисунок 4.8 - Статична характеристика

4.2.3 Результати випробувань

Випробування проведені на конструкції ущільнення з безперервним підведенням (рис. 4.9 а,б). Фотографія конструкції ущільнення приведена на рисунку 4.10.



а)



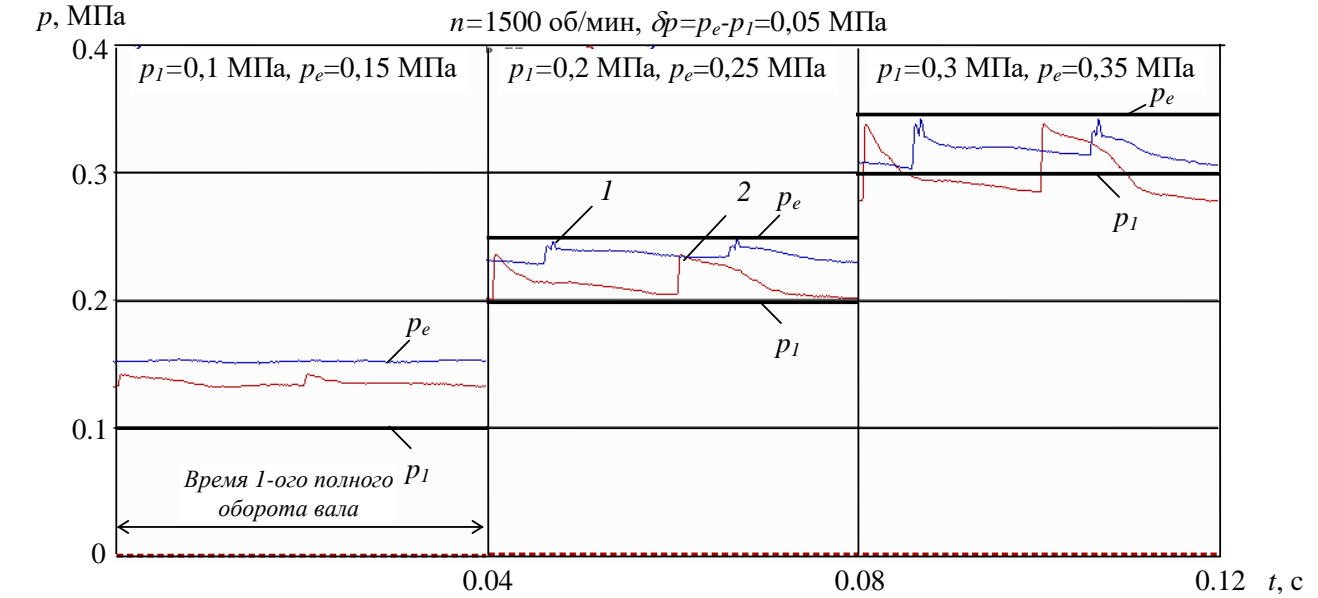
б)

Рисунок 4.9 - Схема ущільнення з системою подачі ущільнювального та запірного тисків (а), кільця ущільнення (б)

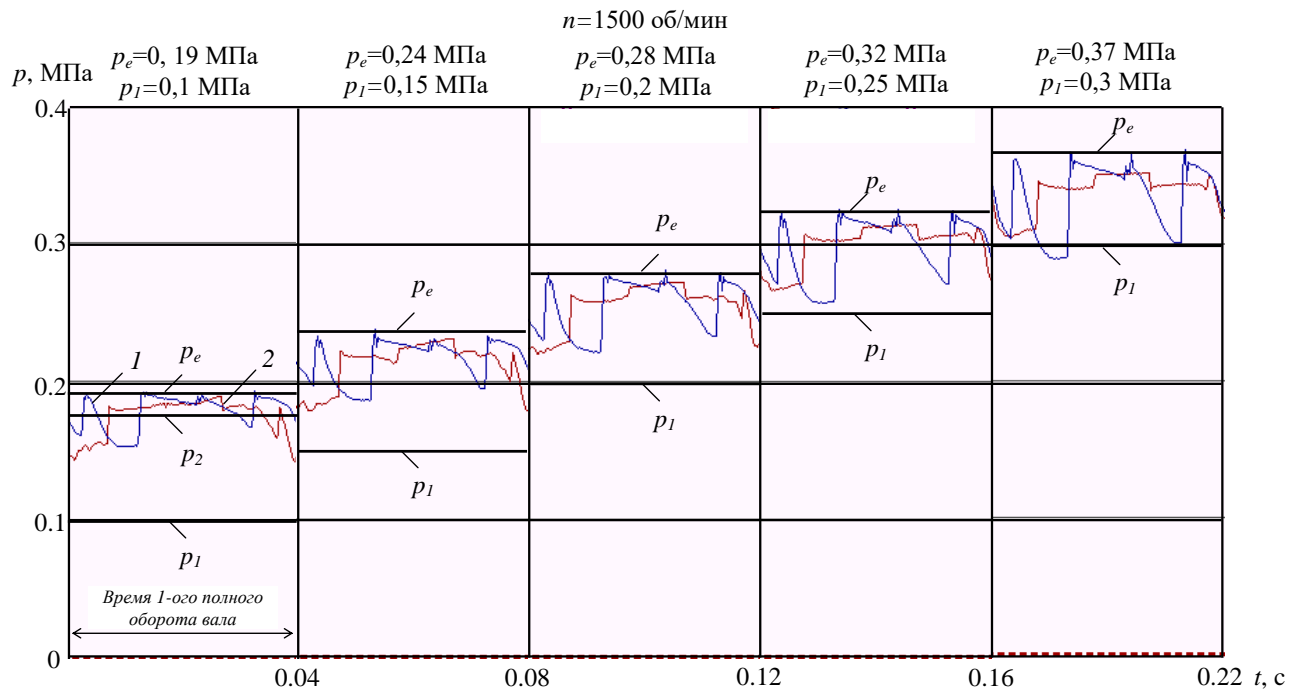


Рисунок 4.10 - Фотографія конструкції запірною імпульсного ущільнення

Ущільнення випробувалось при наступних робочих параметрах: частота обертання валу $n = 1500$ об/хв, тиск ущільнювального середовища $p_1 = 0,1-0,3$ МПа, перепад тисків $\delta p = p_e - p_1 = 0,05-0,1$ МПа. Робоче середовище – вода і повітря. Тиски у камері і на міжкамерному пояску реєструвалися п'єзодатчиками тиску 1 і 2, встановленими в нерухомому кільці. Витрата запірною середовища Q_e і зовнішні витрати Q вимірювалися ротаметрами РМ 0,25 ГУЗ. Наявність безконтактного режиму роботи ущільнення контролювалося за показниками датчика температури.



а)



б)

Рисунок 4.11 - Осцилограмми тисків в торцевій парі запірною імпульсного ущільнення: а) 2 живильники, $F_k=210$ Н; б) 4 живильники, $F_k=350$ Н

На рис. 4.11 а,б наведені типові осцилограми тиску в залежності від тиску ущільнювального і запірною середовища при постійній частоті обертання валу. З рисунку видно, що на працездатність ущільнення впливає як величина зовнішнього навантаження, так і кількість підвідних каналів (живильників). У всіх експериментах у випробуваному діапазоні перепадів тисків витрата запірною повітря Q_e не перевищувала 1-1,5 л/хв. При збільшенні робочого перепаду тисків від $\delta p=0,1$ МПа і вище витрати різко зростали до декількох літрів за хвилину. При цьому на всіх режимах ущільнення працювало стабільно, в безконтактному режимі. Температура в парі тертя не збільшувалася, огляд кілець не виявив слідів натирання.

4.2.4 Динаміка ущільнення

Аналіз динамічних характеристик проведемо для ущільнень без зовнішніх дроселів, для яких $g_e \rightarrow \infty$, $p'_e = p_e$. В цьому випадку друге рівняння (4.1) балансу витрат доповнюється витратою витіснення Q_v і умовною витратою стиснення Q_p , обумовленою коливаннями середнього тиску в камерах через осьові коливання аксіально рухомого кільця:

$$Q_1 + Q_2 = Q_3 + Q_v + Q_p, \quad Q_v = A_n \dot{x} = A_n x_n \dot{u}, \quad Q_p = \frac{V}{E} \dot{p}_2.$$

Виразивши витрати через перепади тиску (4.2), приведемо рівняння балансу до вигляду

$$\frac{V}{E} \dot{p}_2 + [(g_{1n} + g_{3n})u^3 + g_{2n}\Omega]p_2 = (g_{1n}u^3 + g_{2n}\Omega)p_e + g_{3n}u^3 p_3 - A_n x_n \dot{u}.$$

Отримано нелінійне диференціальне рівняння першого порядку щодо усередненого тиску в камерах. Лінеаризуємо його, переходячи до рівняння в варіаціях:

$$\frac{V}{E} \delta \dot{p}_2 + g_{s0} \delta p_2 = -A_n x_n \delta \dot{u} - \frac{3}{u_0} [(g_{10} + g_{30}) p_{20} - g_{10} p_{e0} - g_{30} p_{30}] \delta u + \\ + (g_{10} + g_{20}) \delta p_e + g_{30} \delta p_3 + g_{2n} (p_{e0} - p_{20}) \delta \Omega,$$

де $g_{s0} = g_{10} + g_{20} + g_{30}$, $g_{10} = g_{1n} u_0^3$, $g_{30} = g_{3n} u_0^3$, $g_{20} = g_{2n} \Omega_0$

Для скорочення запису будемо опускати знак варіації, пам'ятаючи про те, що в якості змінних розглядаються малі відхилення від їх значень, що відповідають рівноважному стану. Ці значення відзначені нульовими індексами і визначаються статичним розрахунком. З огляду на зроблене зауваження, переходячи до безрозмірних тисків і вводячи оператор диференціювання за часом

$p = \frac{d}{dt}$, отримаємо лінеаризоване рівняння

$$(T_2 p + 1) \psi_2 = -(\tau_2 p + \kappa_2) u + k_e \psi_e + k_3 \psi_3 + k_2 \Omega, \quad (4.11)$$

де постійні часу і коефіцієнти передачі мають вигляд:

$$T_2 = \frac{V}{E g_{s0}}, \quad \tau_2 = \frac{A_n x_n}{p_n g_{s0}}, \quad \kappa_2 = \frac{3 g_{20} g_{30}}{u_0 g_{s0}^2} (\psi_{e0} - \psi_{30}), \quad (4.12)$$

$$k_e = g_{10} + g_{20}, \quad k_3 = g_{30}, \quad k_2 = g_{2n} (\psi_{e0} - \psi_{20}).$$

Рівняння динаміки автоматичного регулятора отримаємо, підставивши у вираз (4.9) для сили φ_u тиск ψ_2 , обумовлений диференціальним рівнянням (4.11). В результаті ($\psi'_e = \psi_e$)

$$(T_2 p + 1)\varphi_u = -\bar{S}_2(\tau_2 p + \kappa_2)u + [\bar{S}_e(T_2 p + 1) + k_e \bar{S}_2]\psi_e + k_3 \bar{S}_2 \psi_3 + k_2 \bar{S}_2 \Omega. \quad (4.13)$$

З рівняння (4.13) знайдемо безрозмірну динамічну жорсткість системи, що представляє собою передавальну функцію регулятора за помилкою:

$$W_2(p) = \frac{\varphi_u}{u} = -\bar{S}_2 \frac{\tau_2 p + \kappa_2}{T_2 p + 1}. \quad (4.14)$$

У сталому стані $p = \frac{d}{dt} = 0$, $W_2(0) = -\bar{S}_2 \kappa_2 = \kappa_s$. Для гармонійно змінних процесів, тому частотна передаточна функція регулятора є комплексним числом

$$W_2(i\omega) = U_2(\omega) + i\omega V_2(\omega),$$

де

$$U_2(\omega) = \bar{S}_2 \frac{\kappa_2 + T_2 \tau_2 \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2}, \quad V_2(\omega) = \bar{S}_2 \frac{\tau_2 - T_2 \kappa_2}{1 + T_2^2 \omega^2}. \quad (4.15)$$

Дійсна частина U_2 становить пружну, а уявна частина V_2 - демпфуючу складову регулюючого впливу або динамічної жорсткості. Динамічну жорсткість можна використовувати для оцінки власної частоти осьових коливань аксіально рухомого кільця, а також для перевірки його динамічної стійкості. Зокрема, якщо немає зовнішнього демпфірування ($c=0$), то умова $V_2 > 0$ або $\tau_2 > T_2 \kappa_2$ є необхідною умовою стійкості.

Рівняння осьових коливань аксіально рухомого кільця має вигляд

$$m\ddot{x} = F_u - F_c - F_k - cx,$$

а переходячи до рівняння в варіаціях і до безрозмірної операторної форми ($\delta F_k = k\delta(\Delta + x) = kx_n \delta u$, $\Delta = \text{const}$, $\delta\Delta = 0$; знак варіації опускаємо),

$$(T^2 p^2 + 2\xi T p + \kappa_1)u = \varphi_u - \varphi_c, \quad (4.16)$$

де c – коефіцієнт зовнішнього в'язкого тертя,

$$\kappa_1 = \frac{kx_n}{A_n p_n}, \quad T^2 = \frac{mx_n}{A_n p_n}, \quad 2\xi = \sqrt{\frac{c^2 x_n}{mA_n p_n}}. \quad (4.17)$$

Підставивши в рівняння (4.16) значення φ_u з (4.13) і φ_c , отримаємо рівняння динаміки системи

$$\begin{aligned} D(p)u = & [\bar{S}_e(T_2 p + 1) + k_e \bar{S}_2] \psi_e - \bar{B}_1(T_2 p + 1) \psi_1 - \\ & - [\bar{B}_3(T_2 p + 1) - k_3 \bar{S}_2] \psi_3 + k_2 \bar{S}_2 \Omega; \end{aligned} \quad (4.18)$$

власний оператор системи

$$D(p) = d_0 p^3 + d_1 p^2 + d_2 p + d_3, \quad (4.19)$$

де

$$d_0 = T^2 T_2, \quad d_1 = T^2 + 2\xi T T_2, \quad d_2 = 2\xi T + \bar{S}_2 \tau_2 + \kappa_1 T_2, \quad d_3 = \kappa_1 + \kappa_2 \bar{S}_2. \quad (4.20)$$

За рівнянням (4.18) можна побудувати частотні передавальні функції ущільнення за всіма зовнішніми впливами $\psi_e, \psi_1, \psi_3, \Omega$:

$$W_e(i\omega) = \frac{u}{\psi_e} = \frac{\bar{S}_e(T_2 i\omega + 1) + k_e \bar{S}_2}{D(i\omega)}, \quad W_1(i\omega) = \frac{u}{\psi_1} = -\bar{B}_1 \frac{T_2 i\omega + 1}{D(i\omega)}, \quad (4.21)$$

$$W_3(i\omega) = \frac{u}{\psi_3} = -\frac{\bar{B}_3(T_2 i\omega + 1) - k_3 \bar{S}_2}{D(i\omega)}, \quad W_\Omega(i\omega) = \frac{u}{\Omega} = \frac{k_2 \bar{S}_2}{D(i\omega)};$$

$$D(i\omega) = U + i\omega V, \quad U = d_3 - d_1 \omega^2, \quad V = d_2 - d_0 \omega^2. \quad (4.22)$$

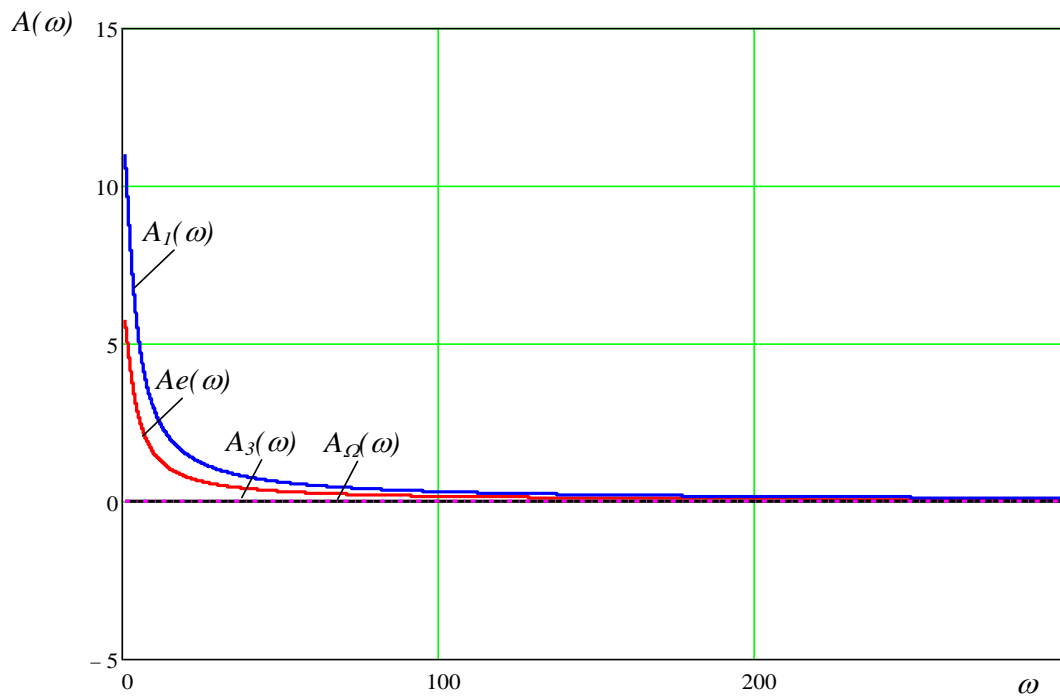
Розділивши дійсні і уявні частини частотних передавальних функцій, знайдемо відповідні амплітудні $A_i(\omega)$ і фазові $\varphi_i(\omega)$ частотні характеристики.

Формули (4.21) і (4.22) дозволяють визначити реакцію аксіально рухомого кільця на можливі гармонійні коливання відповідних зовнішніх впливів, виявити небезпечні області частот і підібрати параметри ущільнення так, щоб амплітуди коливань кільця не виходили за допустимі межі.

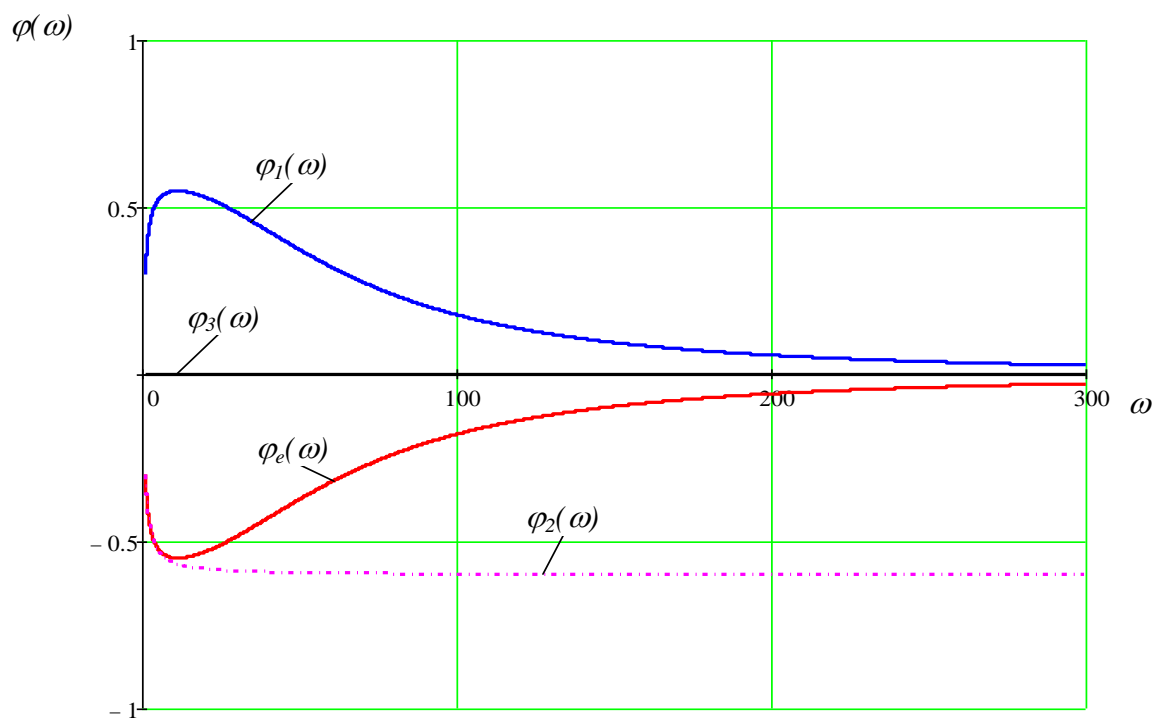
На рис. 4.12 для прикладу наведені амплітудні і фазові частотні характеристики ущільнення

$$A_{1,3} = (\sigma - k_1) \left(\frac{1 + \tau_{1,3}^2 \omega^2}{U^2 + \omega^2 V^2} \right)^{0,5}, \quad \varphi_{1,3} = -\arctg \omega \frac{V - U \tau_{1,3}}{U + \omega^2 V \tau_{1,3}};$$

$$A_\Omega = k_2 (U^2 + \omega^2 V^2)^{-0,5}, \quad \varphi_\Omega = -\arctg \frac{\omega V}{U},$$



а)



б)

Рисунок 4.12 - Амплітудні і фазові частотні характеристики

4.3 Теоретичні та експериментальні дослідження торцевих запірних імпульсних ущільнень з дискретним підведенням

В існуючих конструкціях запірних імпульсних ущільнень [30] періодичне уприскування запірного середовища в камери, що пробігають повз живильники, здійснюється через зовнішні дискретні дроселюючі канали. Вже згадана конструкція відрізняється тим, що в ній зовнішні живильники замінені внутрішніми дроселями у вигляді відкритих канавок, глибина яких на два-три порядки більше торцевого ущільнюючого зазору. Такі живильники не засмічуються в процесі роботи і простіші у виготовленні в порівнянні з капілярами.

Один з можливих варіантів конструкції кілець компактного запірного ущільнення з дискретним підведенням запірного середовища показаний на рис. 4.13. Запірне середовище (рідина або газ) через підвідні канали 1 (отвори діаметром 1-3 мм), розташовані в нерухомому кільці 2, підводиться в торцевий ущільнюючий зазор на радіусі r_2 розташування замкнених камер 3. На аксіально рухомому кільці, що обертається, на радіусі r_2 виконано кілька (2-4) дросельних живильників 4 в формі канавок, глибиною 0,5-1 мм.

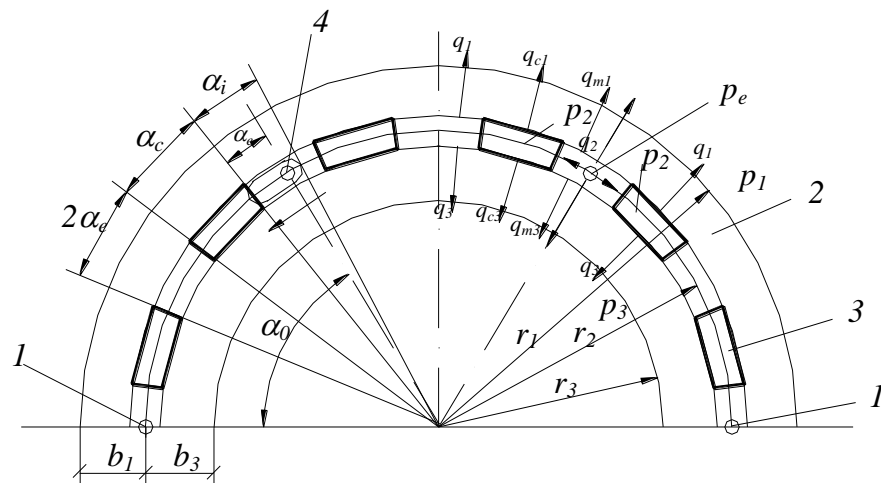


Рисунок 4.13 - Схема кілець запірного ущільнення з дискретним підведенням

У процесі обертання аксіально рухомого кільця кожен живильник 4 періодично, через час $T = 2\pi/n_i\omega$ (n_i - число живильників, ω - частота обертання ротора) з'єднує одну з камер 3 з рядом розташованим з нею підвідним каналом 1. Час, протягом якого камера з'єднана з підвідним каналом (час живлення камери),

$$t_1 = \Delta\alpha/\omega, \Delta\alpha = \alpha_i - \alpha_e, \quad (4.23)$$

де α_i – кутова протяжність живильника;

α_e – кутова відстань між камерою і найближчим підвідним каналом.

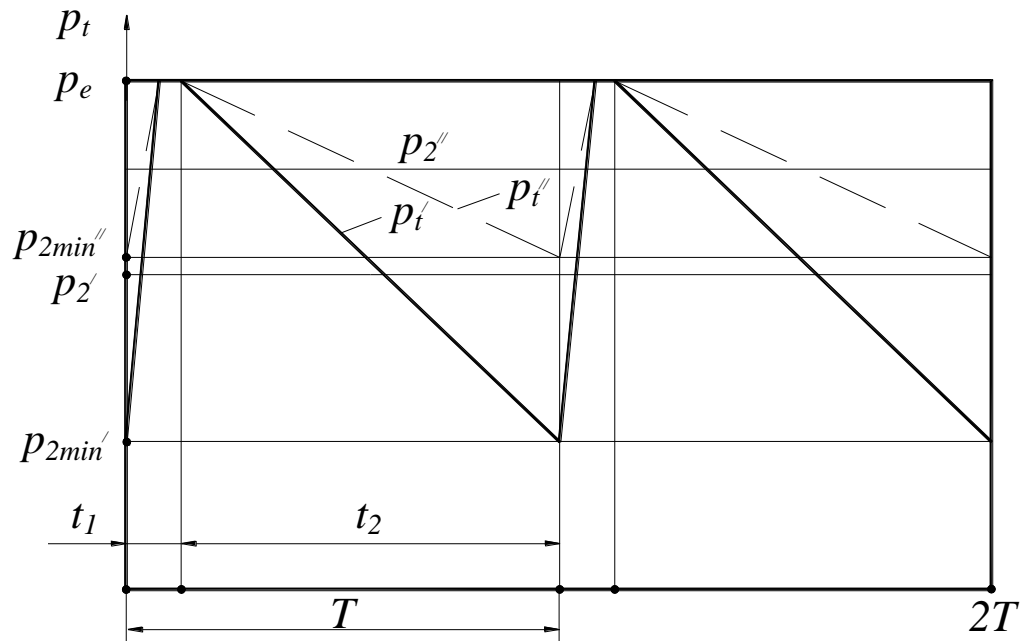
Від одного підвідного каналу послідовно живляться дві суміжні камери. Розташування підвідних каналів на радіусі камер дозволяє зменшити загальну ширину контактних торцевих поверхонь, а також зменшити число цих каналів: $n_e = n_c/2$, де n_e - число каналів, що підводять 1, n_c число камер 3. Кутова відстань між камерами $2\alpha_e$. Щоб забезпечити живлення камер i , в той же час, зберегти їх ізолюваність, кутова протяжність живильників повинна задовольняти умові $\alpha_e < \alpha_i < 2\alpha_e$.

4.3.1 Принцип роботи саморегульованого імпульсного запірною ущільнення

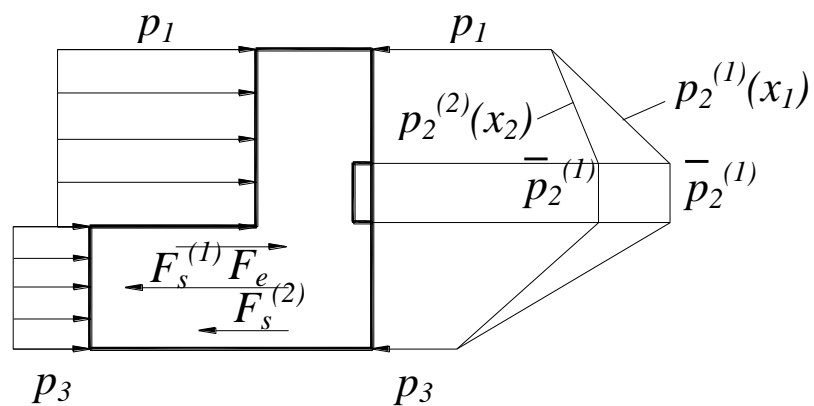
За короткий проміжок часу t_1 , протягом якого живильник з'єднує камеру з підвідним каналом, поточний тиск p_{2t} в камері стрибкоподібно підвищується від $p_{2\min}$ до $p_{2\max}$ (рис. 4.14, а, б). В результаті запірне середовище в камері стискується, а об'єм стиснення

$$\Delta V = \frac{V_0}{E}(p_{2\min} - p_{2\max}) = -\frac{V_0}{E}(p_{2\max} - p_{2\min}). \quad (4.24)$$

З умови суцільності за час t_2 , коли камера ізольована від підвідного каналу, об'єм ΔV , що заповнив камеру під час стиснення, витікає з камери.



а)



б)

Рисунок 4.14 - Схема зміни тисків: (а) в камері; (б) в зазорі ущільнення

Відповідні витрати стиснення і витікання

$$q_{v1} = \Delta V/t_1, \quad q_{v2} = \Delta V/t_2$$

Надалі негативний знак витрати стиснення будемо опускаєти, але при записі рівняння балансу витрат будемо враховувати, що витрата стиснення втікає в камеру. Чим менше торцевий зазор між ущільнювальними кільцями, тим менше витрата витікання (і втекання) і тим більше мінімальний тиск в камері. При цьому зростає середнє за період між черговими вприсками тиск $p_2 = 0,5(p_{2\min} + p_{2\max})$ і, відповідно, осьова сила тиску F_s , яка розкриває торцевий стик. У разі збільшення торцевого зазору картина змінюється на зворотну: сила F_s зменшується.

Таким чином, між силою, що збільшує зазор, і самим зазором існує негативний зворотний зв'язок, що надає ущільненню властивості статичної системи автоматичного регулювання. Торцевий зазор x - регульована величина, осьова сила F_s - регулюючий вплив. Ущільнювальний тиск p_1 , тиск запірного середовища p_e , що підводиться, і протитиск p_3 разом з частотою обертання ротора ω є зовнішніми впливами. Останні можуть змінюватися в процесі роботи ущільнення. У якості задаючих впливів виступають коефіцієнт навантаження $k_p = B_1/A_c$, $A_c = \pi(r_1^2 - r_3^2)$, $B_1 = \pi(r_1^2 - r_B^2)$ (рис. 4.13) і зусилля попереднього стиснення пружин $F_k = k(\Delta + x)$, Δ - попередня деформація пружин, k - наведений коефіцієнт жорсткості пружин. Оскільки торцевий зазор x на кілька порядків менше величини попередньої деформації пружин, надалі їм будемо нехтувати в порівнянні з Δ .

Спрощена структурна схема ущільнення, як системи автоматичного регулювання, приведена на рис. 4.15.

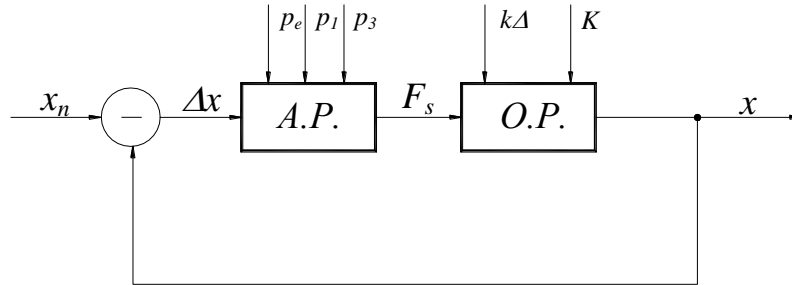


Рисунок 4.15 - Спрощена структурна схема ущільнення, як системи автоматичного регулювання

4.3.2 Запис спрощеного рівняння балансу витрат

На малому проміжку часу t_1 , коли камера з'єднана з підвідним каналом, витрата q_i запірного середовища через живильник поступає в камеру і далі витікає через сектор α_0 внутрішнього (в сторону ущільнювальної порожнини) і зовнішнього (в сторону атмосфери) торцевих дроселів:

$$q_i = q_1 + q_3, \quad q_i = q_{v1}. \quad (4.25)$$

Протягом часу t_2 до чергового вприскування живильник ізольований від підвідних каналів. Запірне середовище розтікається в суміжні з підводами камери (q_e) і разом з витратою розширення q_{v2} витікає в ущільнювальну порожнину і в атмосферу:

$$q_e + q_{v2} = q_1 + q_3. \quad (4.26)$$

За період $T = t_1 + t_2$ між вприскуваннями рівняння балансу витрат отримаємо, підсумовуючи (4.25) і (4.26):

$$q_e + q_i + q_{v2} = 2(q_1 + q_3). \quad (4.27)$$

Для визначення середнього тиску в камерах p_2 необхідно виразити витрати, що входять до рівняння (4.26), через відповідні провідності і перепади дроселюючого на них тиску. Для цього потрібно знати розподіл тиску по торцевому зазору. Задача визначення поля тиску складна через нестационарності потоку і через наявність дискретних точкових підведень (джерел). Орієнтовна картина зміни тиску в камері показана на рис. 4.14, а, а усередненого в часі тиску по колу на радіусі розташування камер - на рис. 4.16. По довжині камери тиск майже постійний, в області підведення він підвищується до p_e , а на перемичках дещо знижується.

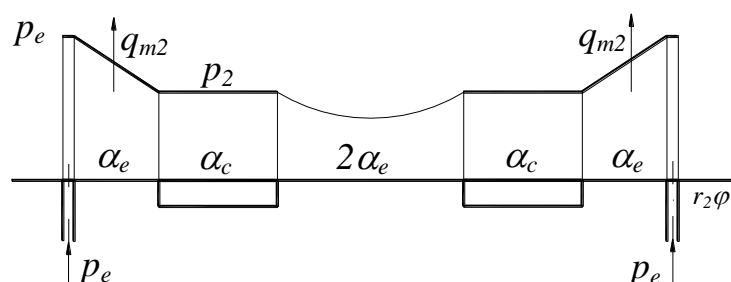


Рисунок 4.16 - Осереднений в часі тиск по колу на радіусі розташування камер

В расчетах будем принимать, что давление на радиусе r_2 постоянно и равно p_2 . При этом составляющие расходы (4.27) можно представить в виде (рассматривается ламинарное течение):

У розрахунках будемо приймати, що тиск на радіусі r_2 постійний і дорівнює p_2 . При цьому складові витрати (4.27) можна представити у вигляді (розглядається ламінарна течія):

$$q_e = 2g_e(p_e - p_2), q_i = g_i(p_e - p_2), q_1 = g_1(p_2 - p_1), q_3 = g_3(p_2 - p_3). \quad (4.28)$$

Витрата розширення з урахуванням (4.23) і (4.24)

$$q_{v2} = \frac{V_0}{E} \cdot \frac{p_{2\max} - p_{2\min}}{t_2} = q_{v1} \frac{t_1}{t_2}, \quad t_2 = T - t_1, \quad \frac{t_1}{t_2} = \frac{a}{1-a}, \quad a = \frac{n_i \Delta \alpha}{2\pi}. \quad (4.29)$$

Виразивши $p_{2\min}$ через осереднений тиск в камерах $p_2 = 0,5(p_{2\min} + p_{2\max})$, і підставивши його в (4.29), отримаємо

$$q_{v1} = \frac{2V_0\omega}{E\Delta\alpha}(p_{2\max} - p_2) = g_{v1}(p_{2\max} - p_2), \quad q_{v2} = g_{v2}(p_{2\max} - p_2), \quad (4.30)$$

$$g_{v1} = \frac{2V_0\omega}{E\Delta\alpha}, \quad g_{v2} = \frac{2V_0\omega}{E\Delta\alpha} \cdot \frac{a}{1-a} = g_{v1} \frac{a}{1-a}. \quad (4.31)$$

З другої рівності (4.25) $p_{2\max} = p_2 + (g_i/g_{v1})(p_e - p_2)$, тому витрати стиснення і розширення (4.30)

$$q_{v1} = q_i = g_{v1}(p_e - p_2) = g_i(p_e - p_2), \quad g_{v1} = g_i, \quad (4.32)$$

$$q_{v2} = g_{v2}(p_e - p_2) = q_i \frac{a}{1-a}, \quad g_{v2} = g_i \frac{a}{1-a}.$$

Таким чином, в даній конструкції витрати стиснення і розширення на підставі другого рівності (4.25) рівні або пропорційні витраті через живильник. В результаті, на осереднений тиск в камерах і на регулюючий вплив F_s не впливають об'єм камер, модуль пружності запірною середовища і частота обертання ротора, що визначають витрати стиснення і витіснення. Такий висновок є наслідком спрощень, які введені під час запису рівнянь балансу витрат.

4.3.3 Осереднений тиск в камерах, регулюючий вплив і коефіцієнт гідростатичної жорсткості

Підставивши вирази витрат в рівняння (4.27), отримаємо

$$\left(g_e + 0,5g_i \frac{1}{1-a} \right) p_e + g_1 p_1 + g_3 p_3 = \left[0,5g_i \frac{1}{1-a} + g_e + g_1 + g_3 \right] p_2.$$

Провідності торцевих дроселів пропорційні кубу зазору: $g_e = u^3 g_{en}$, $g_1 = u^3 g_{1n}$, $g_3 = u^3 g_{3n}$, де $u = x/x_n$, x_n - бажане (оптимальне) значення торцевого зазору. З останньої рівності з урахуванням введених позначень знайдемо осереднений тиск в камерах:

$$p_2 = \frac{g_c p_e + u^3 (g_{en} p_e + g_{1n} p_1 + g_{3n} p_3)}{g_c + u^3 g_n}, \quad (4.33)$$

для стислості позначено

$$g_c = 0,5(g_i + g_{v2}) = 0,5g_i \frac{1}{1-a}, \quad g_n = g_{en} + g_{1n} + g_{3n}.$$

Регулюючим впливом є залежна від зазору сила F_s , яка розкриває торцевий стик. Беручи, що тиск p_2 постійний по колу радіуса r_2 , знайдемо

$$F_s = 0,5A_1(p_1 + p_2) + 0,5A_3(p_2 + p_3),$$

а після підстановки (4.33)

$$F_s = F_{sc} + 0,5A_c \frac{g_c p_e + u^3 (g_{en} p_e + g_{1n} p_1 + g_{3n} p_3)}{g_c + u^3 g_n}, \quad (4.34)$$

$$F_{sc} = 0,5(A_1 p_1 + A_3 p_3), \quad A_c = A_1 + A_3.$$

Перейдемо до безрозмірних тисків і сил:

$$\psi_e = \frac{p_e}{p_n}, \quad \psi_1 = \frac{p_1}{p_n}, \quad \psi_3 = \frac{p_3}{p_n}, \quad \varphi_s = \frac{F_s}{0,5A_c p_n}, \quad (4.35)$$

де p_n – номінальне значення ущільнювального тиску.

Безрозмірний коефіцієнт гідростатичної жорсткості ущільнення

$$\kappa = \frac{\partial \varphi_s}{\partial u} = - \frac{3u^2}{[1 + \alpha_{nc} u^3]^2} [\alpha_{1c} (\psi_e - \psi_1) + \alpha_{3c} (\psi_e - \psi_3)], \quad (4.36)$$

$$\alpha_{nc} = g_n / g_c, \quad \alpha_{1c} = g_{1n} / g_c, \quad \alpha_{3c} = g_{3n} / g_c.$$

Оскільки тиск запірного середовища більше ущільнювального тиску $p_e > p_1 > p_3$, то коефіцієнт жорсткості негативний, що свідчить про статичну стійкість ущільнення, як системи автоматичного регулювання.

Максимального по модулю значенням коефіцієнта жорсткості відповідає мінімальне відхилення торцевого зазору від його оптимального значення в заданому діапазоні зміни зовнішніх впливів. Тому геометричні параметри слід вибирати так, щоб модуль коефіцієнта жорсткості був близький до максимального значення. Знайдемо відносну провідність α_{nc} , при якій задовольняється умова $|\kappa| = |\kappa|_{\max}$, прирівнюючи нулю похідну:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial \alpha_{cn}} = 0, (\alpha_{cn})_{opt} = 0,5 \frac{1}{u^3}; u = 1: (\alpha_{cn})_{opt} = 0,5, (g_c)_{opt} = 0,5 g_n. \quad (4.37)$$

4.3.4 Виведення залежності торцевого зазору від ущільнювального і запірного тисків

Статичну характеристику, тобто залежність торцевого зазору від зовнішніх впливів, отримаємо з рівняння осьової рівноваги аксіально рухомого кільця: $F_s = F_e$, де сила попереднього стиснення пружин і сила тиску на тильну поверхню кільця (рис. 4.13) має вигляд

$$F_e = k\Delta + B_1 p_1 + B_3 p_3. \quad (4.38)$$

З рівності осьових сил (4.34) і (4.38) знаходимо

$$F_e - F_{s0} = \Delta F = 0,5 A_c \frac{p_e g_c - u^3 (g_{en} p_e + g_{1n} p_1 + g_{3n} p_3)}{g_c + u^3 g_n},$$

а в безрозмірному вигляді

$$\Delta\varphi = \frac{\psi_e - u^3(\alpha_{ec}\psi_e + \alpha_{1c}\psi_1 + \alpha_{3c}\psi_3)}{1 + u^3\alpha_{nc}}, \quad (4.39)$$

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta F}{0,5A_c p_n}, \quad \chi = \frac{k\Delta}{0,5A_c p_n}, \quad \alpha_{ec} = \frac{g_{en}}{g_c}.$$

З огляду на геометричне співвідношення $B_3 = A_c - B_1$ (рис. 4.13), а також вирази (4.34) і (4.38), перетворимо $\Delta\varphi$:

$$\Delta\varphi = \chi + K\Delta\psi + \psi_3, \quad \Delta\psi = \psi_1 - \psi_3, \quad K = (2B_1 - A_1)/A_c, \quad (4.40)$$

де K представляє модифікований коефіцієнт навантаження.

З рівняння рівноваги (4.39) знаходимо статичну характеристику

$$u = \left[\alpha_{cn} \frac{\psi_e - \Delta\varphi}{\Delta\varphi + \alpha_{en}\psi_e + \alpha_{1n}\psi_1 + \alpha_{3n}\psi_3} \right]^{1/3}, \quad (4.41)$$

$$\alpha_{en} = g_{en}/g_n, \quad \alpha_{1n} = g_{1n}/g_n, \quad \alpha_{3n} = g_{3n}/g_n.$$

Формули для обчислення провідностей:

$$g_{1n} = \frac{\alpha_0 r_2 x_n^3}{12 \mu b_1}, \quad g_{3n} = \frac{\alpha_0 r_3 x_n^3}{12 \mu b_3}, \quad g_{en} = \frac{b_2 x_n^3}{12 \mu \alpha_e r_2}, \quad g_i = \frac{\pi r_i^4}{8 \mu \alpha_e r_2};$$

де b_2 – ширина камер,

$r_i, \alpha_e r_2$ – приведений радіус живильної канавки і довжина каналу від підвідного отвору до камери.

Робоча область ущільнення обмежується позитивними значеннями зазору:

$$u > 0: \quad \psi_e > \Delta\varphi, \quad p_e > 2\Delta F/A_c. \quad (4.42)$$

Прорив ущільнювального середовища в атмосферу можна запобігти лише за умови, що тиск запирання більше ущільнювального тиску: $p_e = m p_1$, $m > 1$; $m = p_e/p_1$ - коефіцієнт кратності (аналог прокладочного коефіцієнта, що використовується в розрахунках ущільнень нерухомих з'єднань). Якщо ввести коефіцієнт кратності, то статичну характеристику з урахуванням (4.40) можна записати у вигляді

$$u^3 = \alpha_{cn} \frac{(m - K)\psi_1 - \chi - (1 - K)\psi_3}{\chi + K\Delta\psi + \psi_3 + (\alpha_{en}m + \alpha_{1n})\psi_1 + \alpha_{3n}\psi_3}. \quad (4.43)$$

Остання формула дозволяє знайти значення коефіцієнта кратності, при якому торцевий зазор дорівнює своєму оптимальному значенню ($x = x_n, u = 1$). В цьому випадку з рівності чисельника і знаменника (4.43) слідує

$$m_{opt} = \frac{1 + \alpha_{nc}}{1 - \alpha_{ec}} \cdot \frac{\chi + K\Delta\psi + \psi_3}{\psi_1} + \frac{\alpha_{1c}}{1 - \alpha_{ec}} \left(1 + \alpha_{31} \frac{\psi_3}{\psi_1} \right), \quad \alpha_{31} = \frac{g_{3n}}{g_{1n}}. \quad (4.44)$$

Коли протитиск дорівнює нулю ($p_3 = \psi_3 = 0$), то формули (4.43) і (4.44) дещо спрощуються:

$$u^3 = \alpha_{cn} \frac{(m-K)\psi_1 - \chi}{\chi + K\psi_1 + (\alpha_{en}m + \alpha_{ln})\psi_1}, \quad (4.45)$$

$$m_{opt} = \left(\frac{p_e}{p_1} \right)_{opt} = \frac{1 + \alpha_{nc}}{1 - \alpha_{ec}} \cdot \left(\frac{\chi}{\psi_1} + K + \frac{\alpha_{lc}}{1 + \alpha_{nc}} \right). \quad (4.46)$$

На підставі (4.37) потрібно приймати $\alpha_{nc} = 0,5$; $\alpha_{cn} = 2$.

Якщо при зміні ущільнювального тиску змінювати тиск запірною середовища так, щоб коефіцієнт кратності задовольняв рівностям (4.44) або (4.46), то ущільнення повинно працювати з торцевим зазором, близьким до оптимального.

4.3.5 Випробування запірною імпульсного ущільнення з дискретним підведенням

Досліджуваний вузол і кільця пари тертя запірною імпульсного ущільнення з дискретним підведенням запірною середовища показані на рис. 4.17. Запірне середовище через живильні канали 1, які розташовані в стаціонарному кільці 2, подається в ущільнювальний торцевий зазор на радіусі розташування замкнених камер 3. На аксіально-рухомому кільці 6, що обертається, виконані кільця (2-8) живильників 7. Ущільнення досліджувалось при наступних робочих параметрах: частота обертання валу $n = 1500$ об/хв, тиск ущільнювального середовища $p_l = 0,1-0,3$ МПа, перепад тисків $\delta p = p_e - p_l = 0,05-0,1$ МПа. Робоче середовище - вода і повітря. Тиск в камері і на міжкамерному пояску реєструвався п'єзодатчиками тиску 4 і 5, встановленими в нерухомому кільці 7. Витрата

запірного середовища Q_e і зовнішні витоки Q вимірювалися ротаметрами РМ 0,25 ГУЗ. Наявність безконтактного режиму роботи ущільнення контролювалося за показаннями датчика температури.

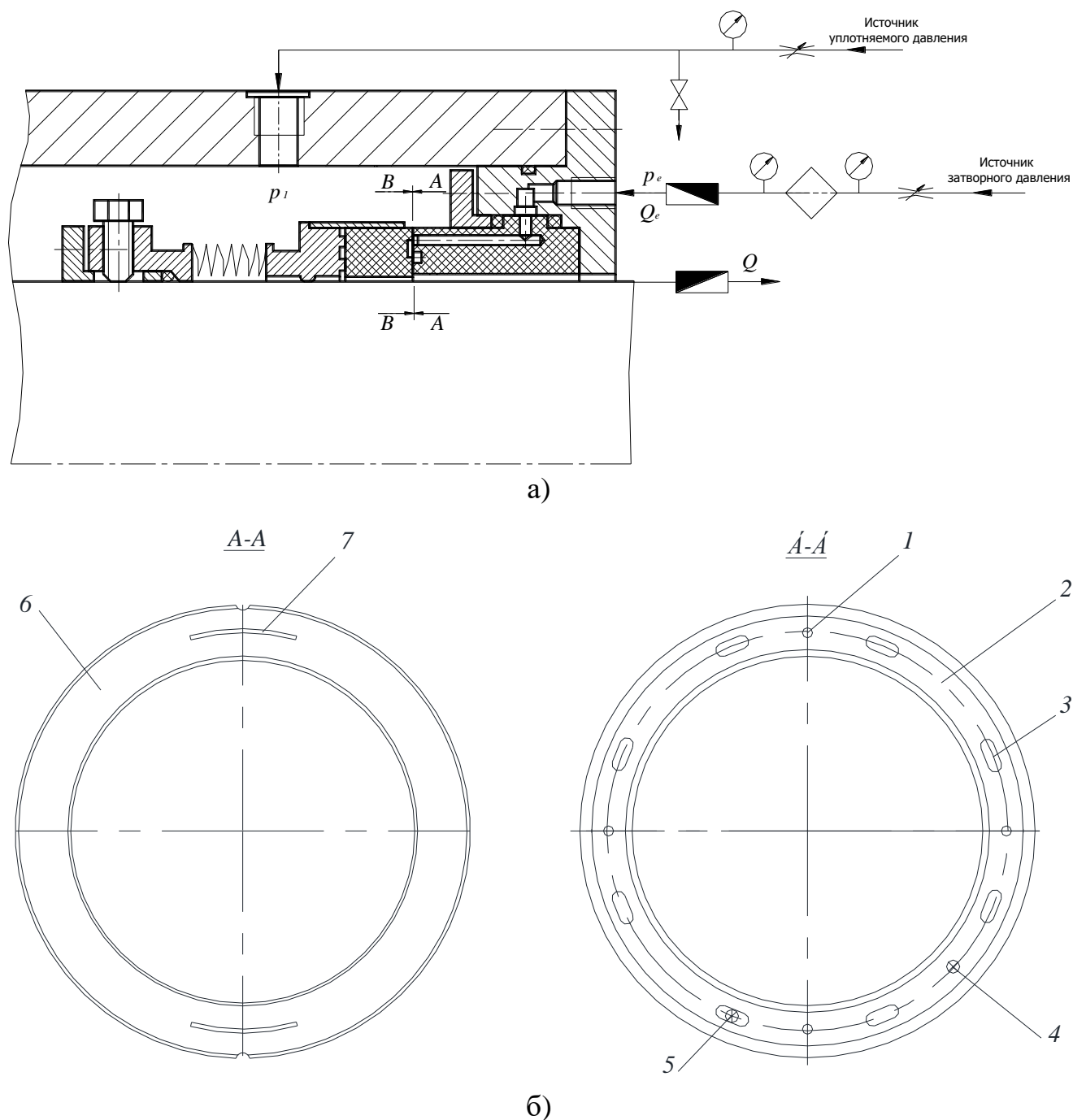
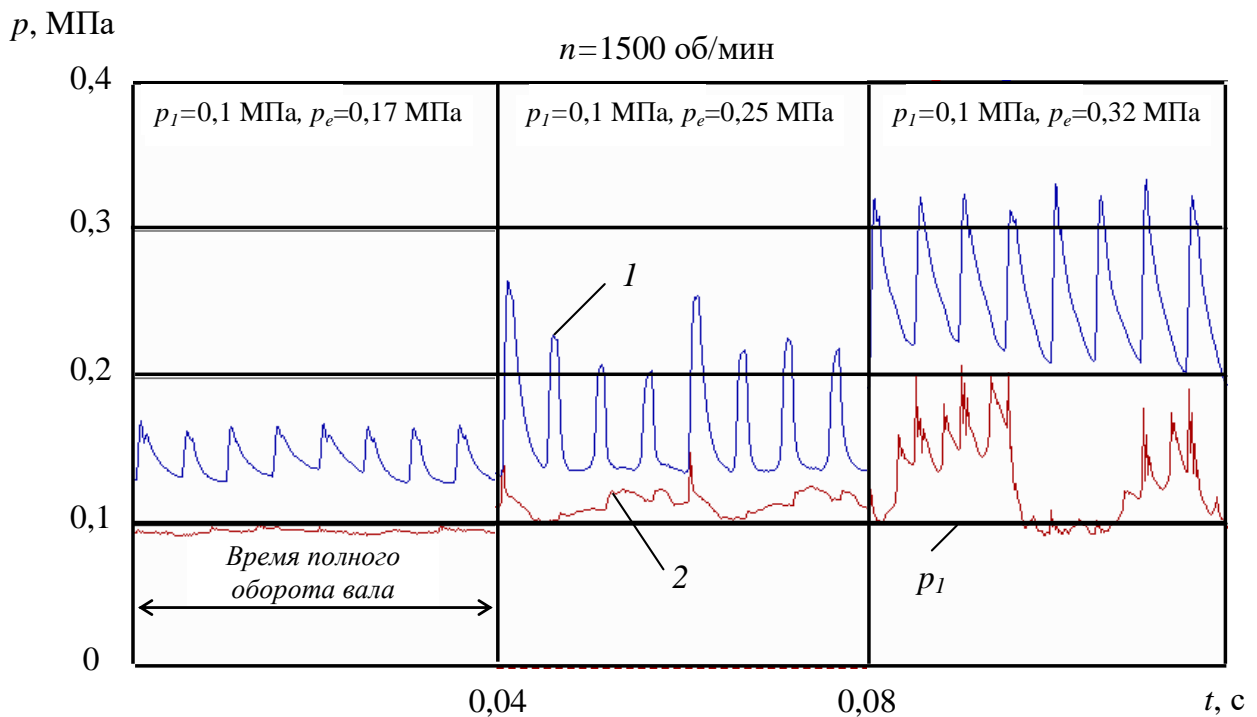


Рисунок 4.17 - Запірне імпульсне ущільнення з дискретним підведенням:
 (а) досліджуваний ущільнювальний вузол; (б) геометрія кілець пари тертя

Осцилограми тисків (рис. 4.18, а, б) в торцевій парі запірною імпульсного ущільнення з дискретним підведенням показують, що амплітуда тиску в камерах 3 (крива 1) змінюється при зміні тиску запірною середовища p_e . При цьому тиск на міжкамерному пояску (крива 2) може бути нижче ущільнювального тиску p_l . Витоки запірною повітря Q_e також залежить від зміни ущільнюється тиску p_l і перепаду тисків між ущільнювальним і запірною середовищами δp (рис. 4.19, а, б).



а)

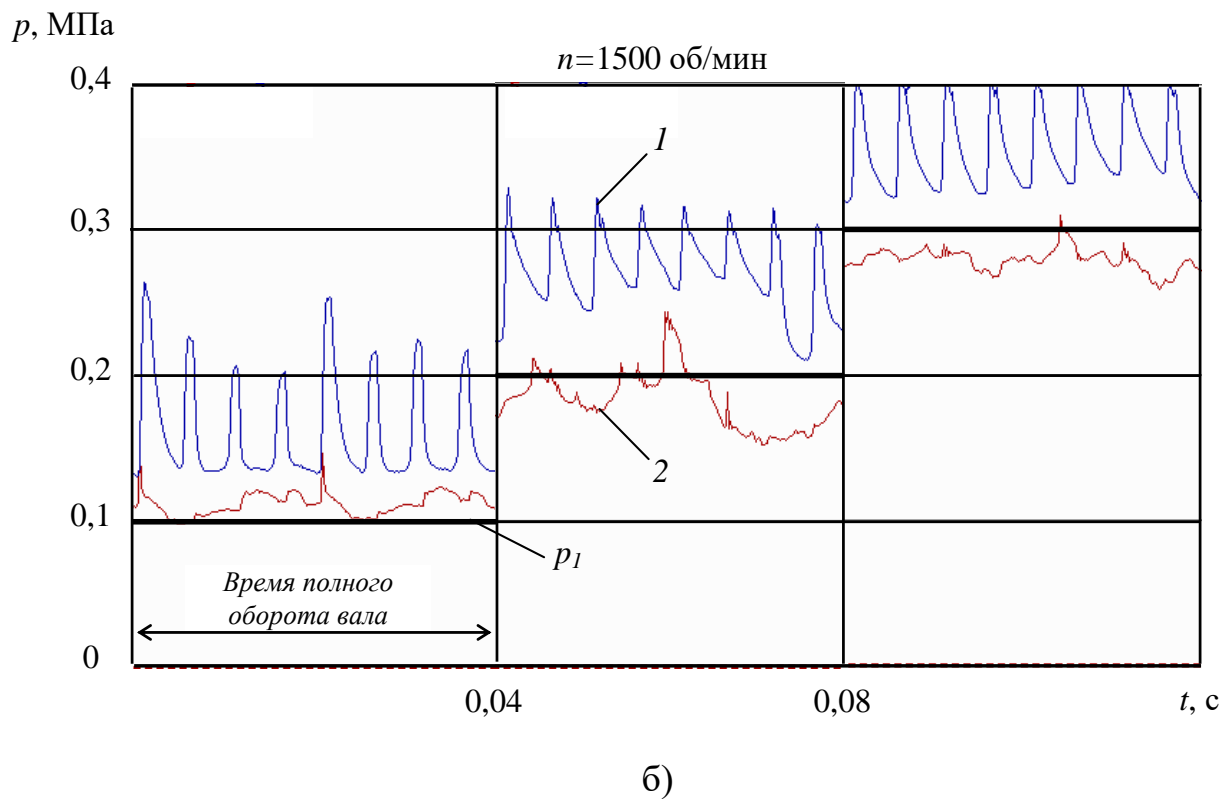
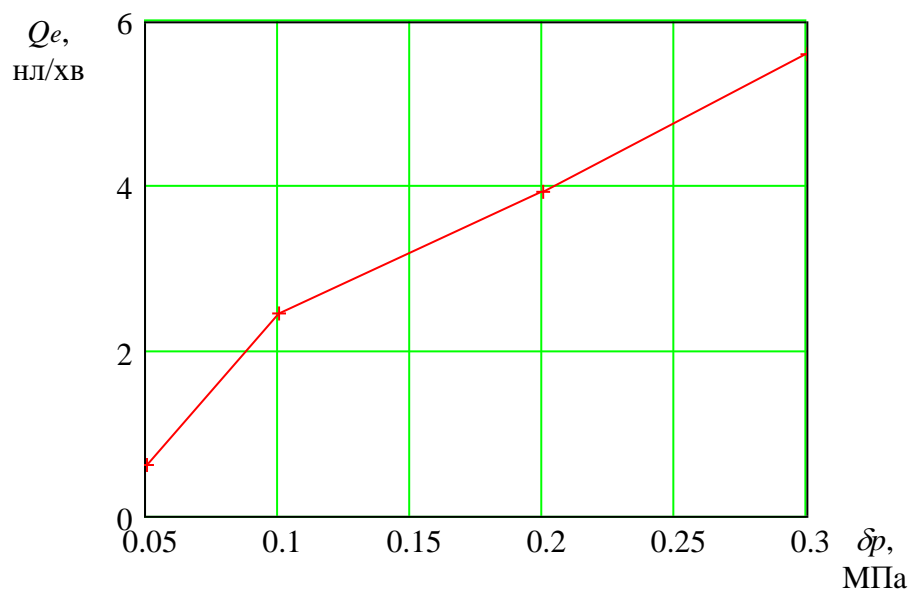
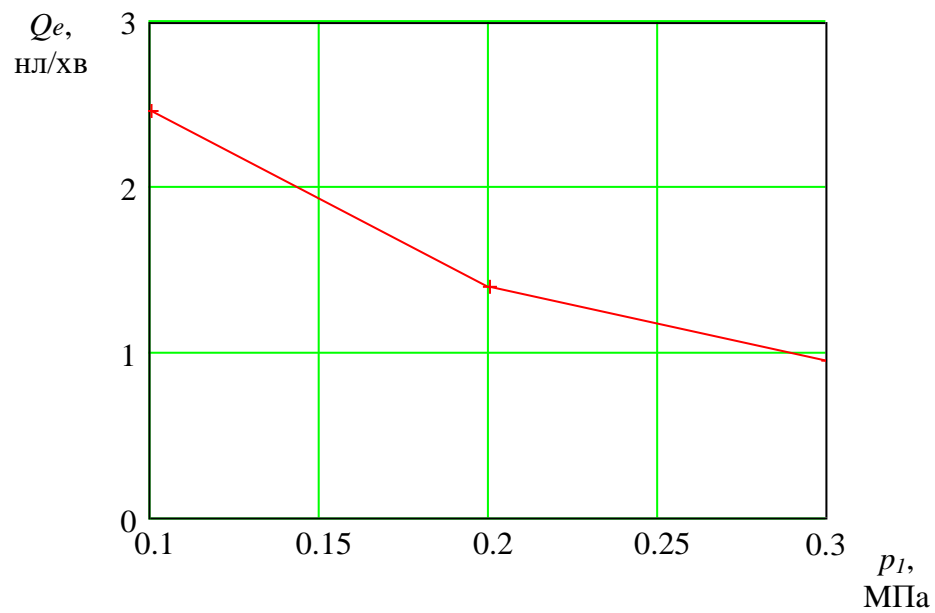


Рисунок 4.18. Осцилограмми тисків в парі тертя в залежності:

(а) від перепаду тисків δp ; (б) від ущільнювального тиску p_1



а)



б)

Рисунок 4.19 - Витоки запірного середовища в залежності: (а) від перепаду тисків δp ; (б) від ущільнювального тиску p_1 .

4.4 Розв'язання нестационарної задачі течії газу у запірному торцевому імпульсному ущільненні

4.4.1 Обґрунтування досліджень

При створенні турбомашин різного призначення одна з головних проблем полягає в розробці надійних і герметичними ущільнень. Складність цієї проблеми різко зростає із збільшенням робочого тиску і швидкості обертання ротора. Найбільш поширеними ущільненнями, які використовуються в турбомашинах вважаються механічні ущільнення на газовому змащенні, які у цей час майже повністю замінили ущільнення на рідинному змащенні. Як правило, для таких цілей використовуються пари газодинамічних ущільнень зі спіральними канавками.

Особлива увага повинна приділятися конструкції запірному ущільненню Честертон (4400 Туре) [31], яка використовує разом з газостатичним газодинамічний принцип розвантаження контактної пари. У цьому ущільненні на обертовому кільці пари тертя виконані спіральні канавки, які постійно з'єднані з джерелом буферного середовища через кільцеву канавку, яка виконана на аксіально-рухомому кільці, що не обертається. Для підтримки постійного перепаду тиску між ущільнювальним і буферним середовищем в цю конструкцію ущільнення вбудований регулятор перепаду тиску.

Однак у порівнянні з газодинамічними ущільненнями зі спіральними канавками, торцеві імпульсні ущільнення мають значні переваги: вони простіші у виготовленні і більш економічні [27]. Робота торцевого імпульсного ущільнення супроводжується складними нестационарними гідродинамічними процесами, точне математичне описання яких дуже складне. Тому застосування сучасних універсальних програмних комплексів обчислювальної гідродинаміки, таких як ANSYS CFX, є раціональним для вивчення газодинамічних характеристик запірних імпульсних ущільнень. Тим більше, що існує можливість розв'язання

задачі в нестационарному формулюванні для визначення фактичного поля тиску в зазорі запірною імпульсного ущільнення з урахуванням не тільки радіальних, але і окружний потоків, а також для визначення тиску в камерах і на кільцевому пояску між ними у будь-який момент часу. Такий метод забезпечує точне визначення розподілу тиску і теплові деформації ущільнювальних кілець, а також оптимальні геометричні та енергетичні характеристики, які необхідні для створення надійних ущільнень обертових машин.

4.4.2 Конструкція і принцип роботи запірною торцевого імпульсного ущільнення

Конструкція запірною імпульсного ущільнення з подачею запірною рідини чи газу показана на рисунку 4.20, 4.21 [32]. На опорному кільці 1 ущільнення виконані замкнуті камери 4,9 і кільцева запірною канавка 8, яка подає запірною середовище через зовнішні живильники з тиском p_e . На обертовому кільці 2, виконані декілька (2-4) замкнутих радіальних 7 і окружних 6 каналів. Попереднє стискання кілець ущільнення забезпечується сільфоном 3. За короткий проміжок часу, коли радіальний чи окружний живильник зв'язаний з камерою, тиск у камері різко підвищується до величини p_{2max} . Імпульс тиску призводить до сжимання запірною середовища у камері. Протягом періоду часу, коли камера 9,4 повністю ізольована від кільцевої канавки 8 чи зовнішнього живильника 5 від тиску запірною середовища, стиснуте в камері середовище повільно витікає через невеликий (1...5 мкм) торцевий зазор h , і тиск у камері знижується до мінімальної величини p_{2min} , яка менше, ніж більше торцевий зазор. Як результат, осереднений за цей період тиск у камерах 4,9 та відповідно сила тиску, яка розкриває зазор тим менше ніж більше зазор.

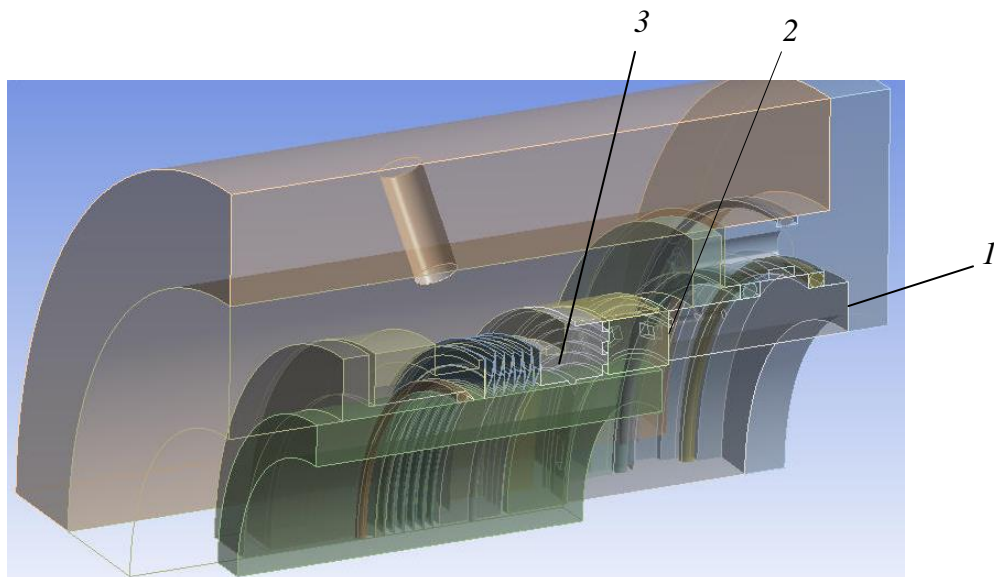


Рисунок 4.20 – Конструкція запірною торцевого імпульсного ущільнення

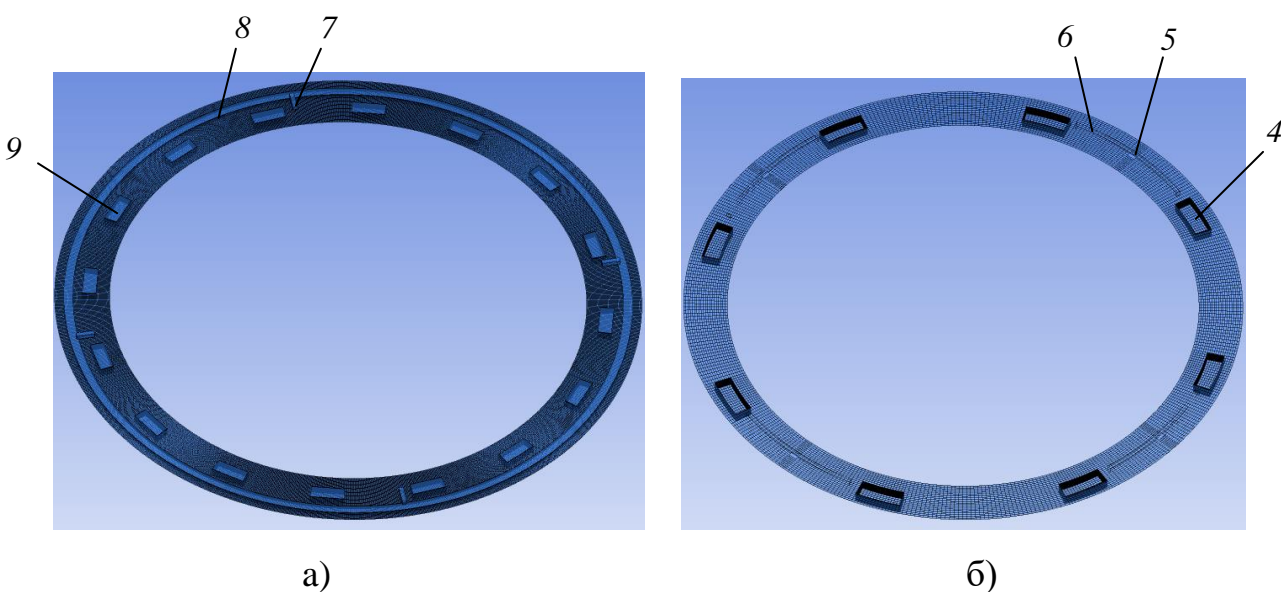


Рисунок 4.21 – Геометрія і гекса сітка розрахункових областей запірних імпульсних ущільнень з безпервним підведенням (а) і з внутрішніми живильниками (б)

Спрощені діаграми тиску на торцевих поверхнях кілець запірною імпульсного ущільнення показані на рисунку 4.22 а,б. Аналіз основних теоретичних залежностей приведених в роботах [30,34] показує, що двоступінчасте імпульсне ущільнення з дросельним живильником є системою автоматичного регулювання зазору та фактично виконує функції регулятора

перепаду тиску. Так аналіз рівняння рівноваги $F_e + F_k = F_s$ показує, що для підтримки постійного перепаду тисків Δp між ущільнюваним p_1 і усередненим тиском на розвантажувальному пояску камер \bar{p}_2 ($\Delta p = p_1 - \bar{p}_2$) необхідно, щоб зовнішня сила тиску ущільнюваного середовища F_e урівноважувалася тією частиною сили тиску в проміжку F_s , яка відповідає площі епюри 1, а сила попереднього стиснення пружин F_k повинна урівноважуватися силою тиску відповідної площі епюри 2 (рис. 4.22 а,б). Величина коефіцієнта навантаження k і зусилля від пружин F_k в цьому випадку визначаються наступними співвідношеннями:

$$k = \frac{A_1 + A_2 + 0.5A_3}{A_c}, \quad F_k = \Delta p(0.5A_1 + A_2 + 0.5A_3),$$

де $A_c = A_1 + A_2 + A_3$ - площа контактної поверхні кільця ущільнення.

Сила стиснення пружин являється по суті зовнішнім настроюванням регулятора перепаду тиску. Робота ущільнення як регулятора перепаду тиску здійснюється таким чином (рис. 4.22 б): так при постійному тиску середовища затвора $p_e > \bar{p}_2$ підвищення тиску ущільнюваного середовища p_1 викличе деяке зменшення проміжку h і приведе до збільшення сили, що розкриває торцевий стик F_s за рахунок збільшення тиску $p'_e < p_e$ на виході з дроселя, що підводить, при цьому мінімальний тиск в камері $p_{2\min}$ також підвищиться і відновиться рівновага сил, що діють на аксіальне рухоме кільце, забезпечуючи задане значення перепаду тиску Δp . Підвищення тиску запірною середовища p_e при не змінному ущільнюваному тиску p_1 приведе до збільшення сили тиску в зазорі F_s і викличе незначне підвищення тиску на виході з дроселя p'_e за рахунок збільшення величини зазору h при збереженні постійного значення усередненого тиску на розвантажувальному пояску камер \bar{p}_2 . Таким чином, перепад тиску Δp визначається зовнішнім навантаженням і забезпечується залежністю тиску на

виході з дроселя, що підводить p'_e і мінімального тиску в камері $p_{2\min}$ від величини зазору h .

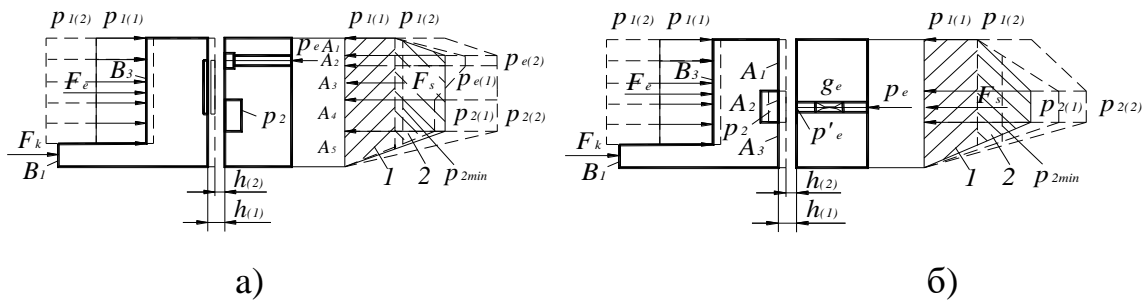


Рисунок 4.22 – Діаграми тиску на торцевих поверхнях кілець запірною імпульсного ущільнення

4.4.3 Результати числового моделювання і обчислювального експерименту

Виконано моделювання нестационарного потоку газу в зазорі торцевих запірних імпульсних ущільнень з безперервним підведенням і з внутрішніми живильниками [33]. Використовувався нестационарний ротор-статор інтерфейс у програмі Ansys CFX. На рисунку 4.21 а,б представлені повні трьовимірні області ротора та статора. Розрахункова гекса сітка дорівнювала 1.5 млн. комірок. Для числового моделювання вибрані кільця ущільнень з наступними геометричними розмірами: зовнішній радіус - $r_1 = 64$ мм, внутрішній радіус - $r_3 = 52, 54$ мм, ущільнювальний зазор $h = 3,10$ мкм, глибина камери $a = 2,0.3$ мм, глибина живильника $b = 1,0.05$ мм.

Моделювання було виконано для одного повного обороту кільця. Модель робочого середовища – повітря як ідеальний газ. Розглядалась стискальність і тепловий стан потоку газу. Частота обертання - $n = 1500, 15200$ об/хв. Граничні умови: величина запірною тиску $p_e = 0.19, 0.32, 0.37, 2.6$ МПа, величина тиску на виході $p_3 = 0$ МПа, величина ущільнювального тиску визначалась із залежності:

$$p_1 = (F_s - F_k) / A_c.$$

Сила гідростатичного тиску в зазорі F_s визначалась при числовому моделюванні на кожній рівноважній ітерації.

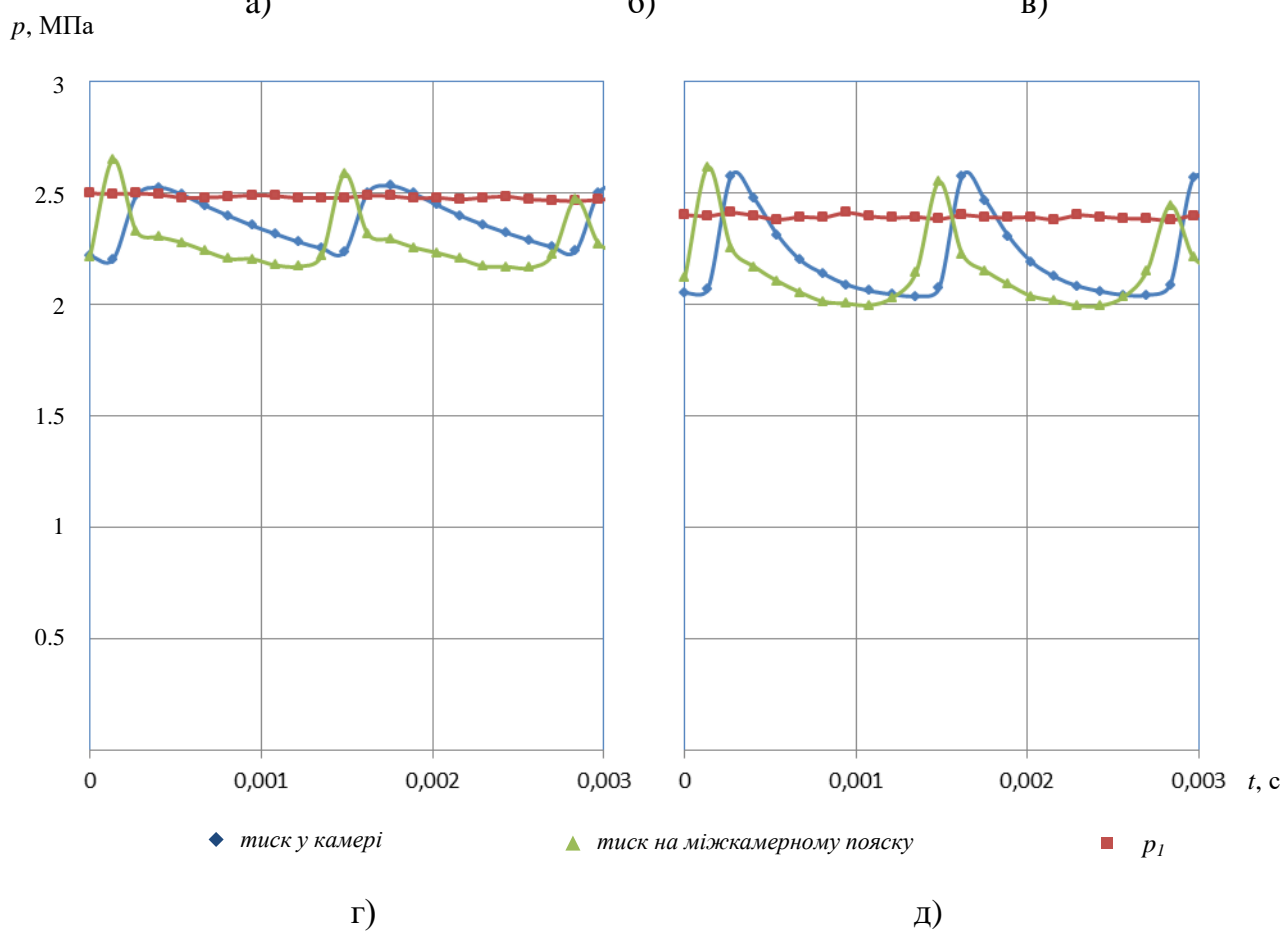
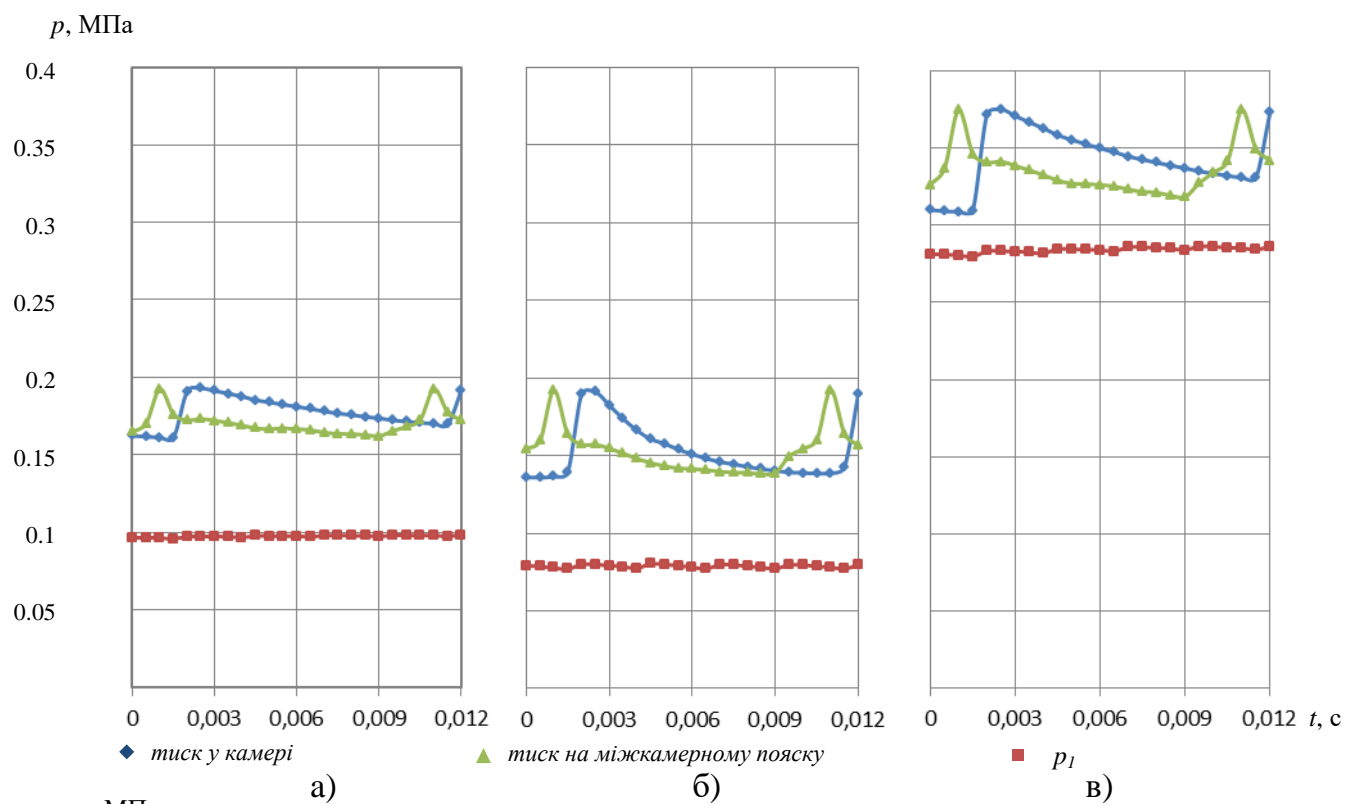


Рисунок 4.23 – Осцилограми тиску в торцевій парі запірною імпульсного ущільнення з безперервним підведенням

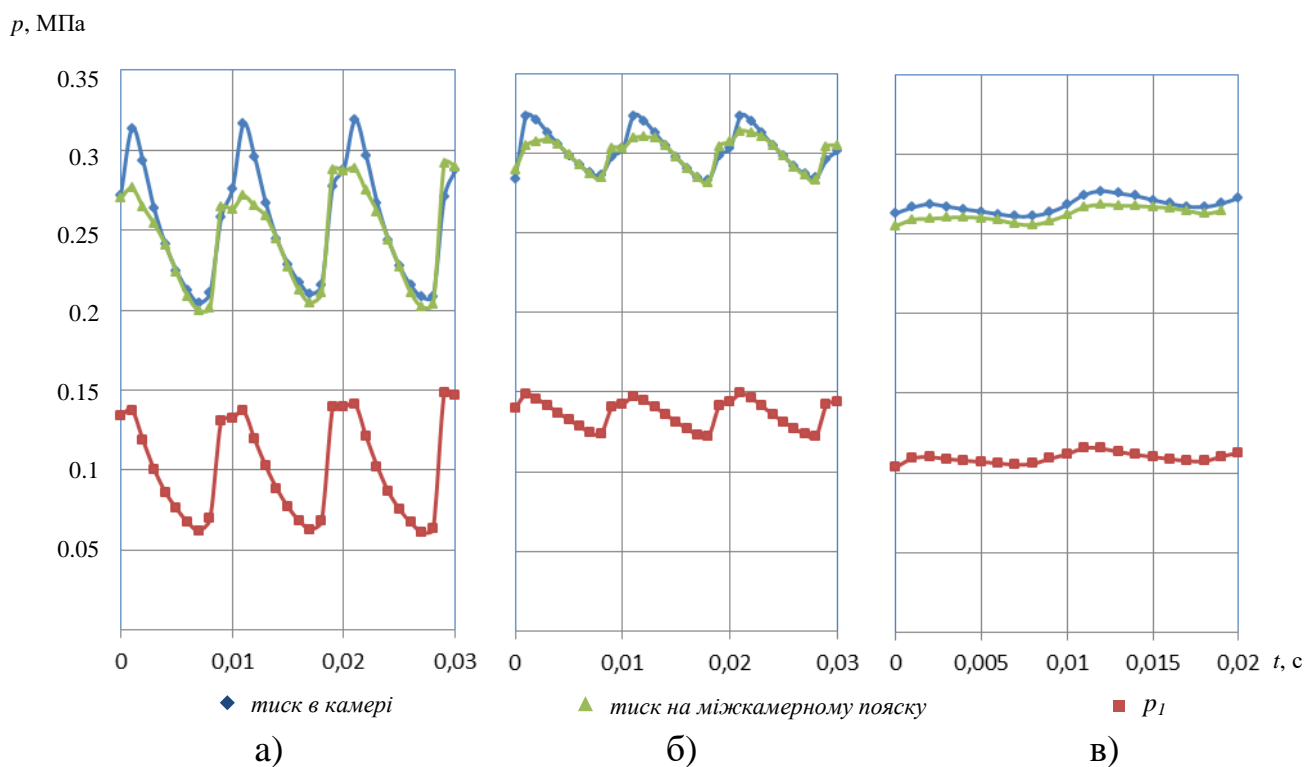


Рисунок 4.24 – Осцилограми тиску в торцевій парі запірною торцевого імпульсного ущільнення с внутрішніми живильниками

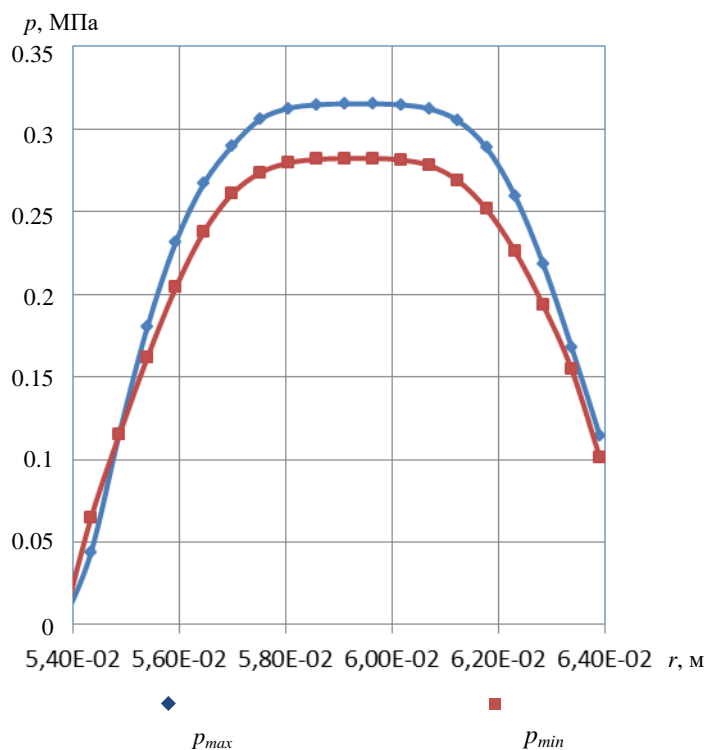


Рисунок 4.25 – Розподіл тиску по радіусу торцевої пари запірною імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками

На рисунках 4.23 а-д представлені пульсації тиску в камерах і на міжкамерному пояску для запірною торцевого імпульсного ущільнення з безперервним підведенням. Порівняння рисунків 4.23 а и 4.23 б показує, що незначне підвищення в різниці між запірним і ущільнювальним тиском Δp з 0.09 до 0.11 МПа призводить к суттєвому підвищенню зазору h від 3 до 10 мкм та амплітуди пульсацій тиску в камерах від 0.029 до 0.051 МПа. Різниця тиску $\Delta p = 0.09$ МПа, отримана при постійному зазорі $h = 3$ мкм, зберігається зі збільшенням запірною тиску p_e до 0.37 МПа, але при цьому амплітуда пульсацій тиску в камерах збільшується майже удвічі (рис. 4.23 в). Аналіз рисунків 4.23 г,д показав, що амплітуда пульсацій тиску збільшується до 0.6 МПа при збільшені величині запірною тиску і з зменшенням глибини камери від 2 до 0.3 мм (рис. 4.23 д), а також дещо зменшується зі збільшенням обертової швидкості до 11200 об/хв.

На рисунку 4.24 а-в представлені осцилограми тиску у торцевій парі запірною торцевого імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками. Амплітуда пульсацій тиску знижується зі збільшенням торцевого зазору від 10 мкм (рис. 4.24 а) до 3 мкм (рис. 4.24 б) і глибини живильника від 1 мм (рис. 4.24 а,б) до 0,05 мм (рис. 4.24 в).

За рахунок дроселювання тиску у живильнику знижується тиск, який подається в камеру. Розподіл тиску по радіусу пари тертя в різні моменти часу показано на рисунку 4.25.

У цій конструкції ущільнення за рахунок відсутності кільцевої буферної канавки при значному збільшенні буферного тиску може відбутися прорив ущільнювального середовища в атмосферу.

На рисунку 4.26 а-г показане поле гідростатичного тиску на торцевих поверхнях кілець запірною імпульсного ущільнення з безперервним підведенням і з внутрішніми живильниками у моменти часу, коли живильник з'єднаний з камерою та знаходиться між камерами. Можна замітити, що амплітуда пульсацій

тиску в камері збільшується від 0,032 до 0,12 МПа при збільшенні зазору від 3 до 10 мкм в ущільненні з внутрішніми живильниками (рис. 4.24 а,б). Сила гідростатичного тиску є пульсуючою, що пов'язано зі зміною поля тиску в залежності від положення підвідного каналу у випадку, коли неоднакова кількість підвідних і живильних каналів (рис. 4.26 в, г). В конструкції запірною ущільнення з внутрішніми живильниками можливо підвищити різницю тиску між запірним і ущільнюючим середовищем. У цьому ущільненні буферне середовище «розмазується» по торцевій поверхні живильними каналами, які обертаються. Величина зовнішніх витоків запірною середовища в атмосферу при зазорі 3 мкм становить 2,6 л/хв.

Приклад силових деформацій аксіально-рухомого кільця під дією гідростатичного поля тиску, отриманих в газодинамічному розрахунку, приведений на рисунку 4.27. Цей розрахунок був виконаний за допомогою МСЕ в програмі ANSYS Mechanical. Матеріал кільця - силіційований графіт.

4.4.4 Термопружногазодинамічна задача торцевого імпульсного газового ущільнення

Гарантований зазор в безконтактних торцевих ущільненнях забезпечується рівновагою осьових сил, які діють на аксіально-рухому втулку. Теплота, що виділяється в торцевому зазорі в результаті в'язкого тертя шарів газу, викликає нерівномірний нагрів ущільнюючих кілець, внаслідок чого в них виникають температурні напруження. Силові і температурні навантаження викликають деформації ущільнюючих кілець і порушують площинність контактних поверхонь. При мікронних зазорах незначна зміна площинності щілини, у свою чергу, веде до зміни параметрів течії, зокрема, до перерозподілу тиску в зазорі, що, у свою чергу, приводить до зміни величини торцевого зазору. Таким чином, можна виділити чотири основні фізичні явища, які визначають роботу імпульсного торцевого ущільнення: процес газодинамічної течії в торцевій

щілині; силове урівноваження аксіально-рухомого кільця; термопружні деформації ущільнювачих кілець; процес відведення фрикційного тепла, який викликає температурні напруження елементів торцевої пари.

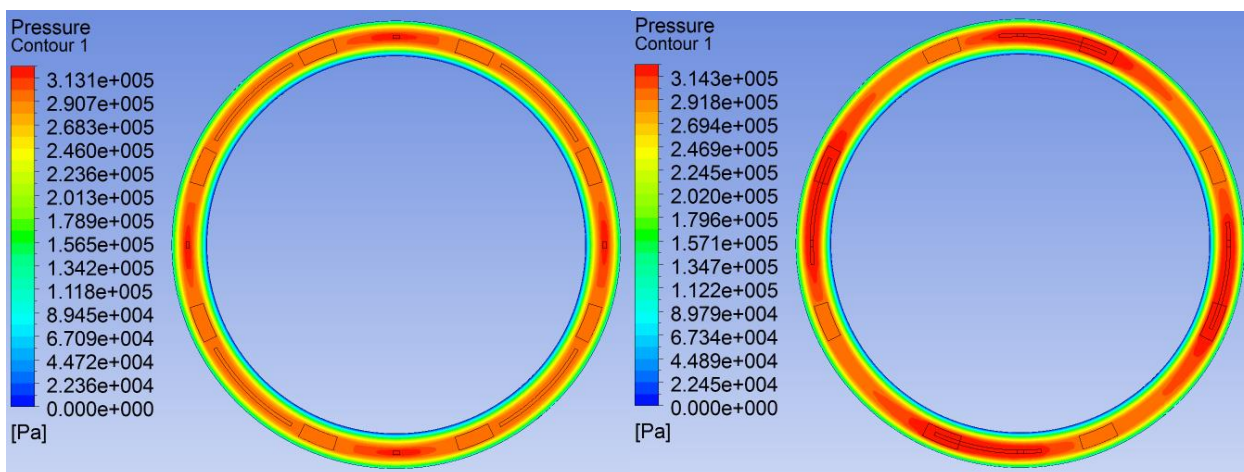
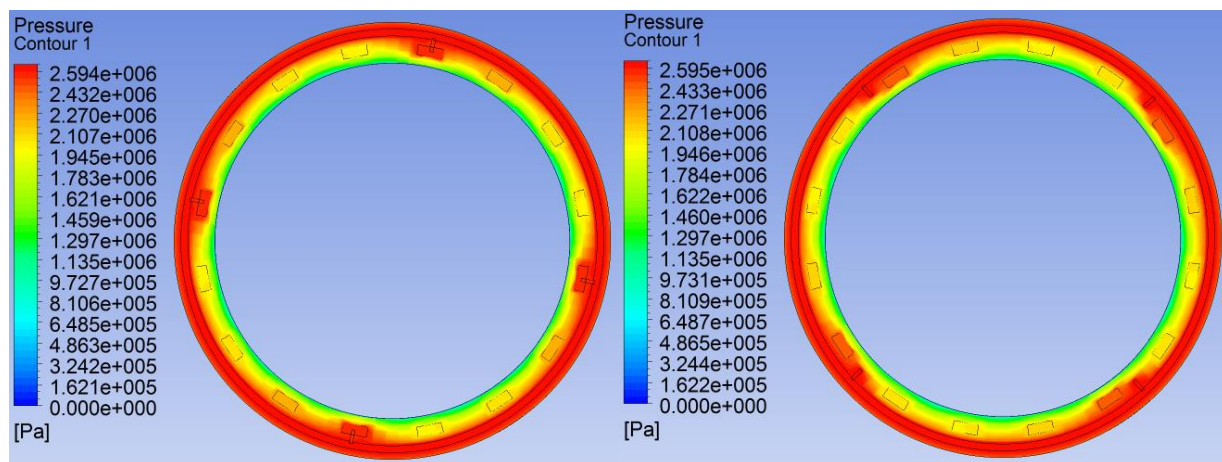


Рисунок 4.26 – Поле гідростатичного тиску на торцевій поверхні запірною імпульсного ущільнення: з безперервним підводом (а, б) і з внутрішніми живильниками (в, г)

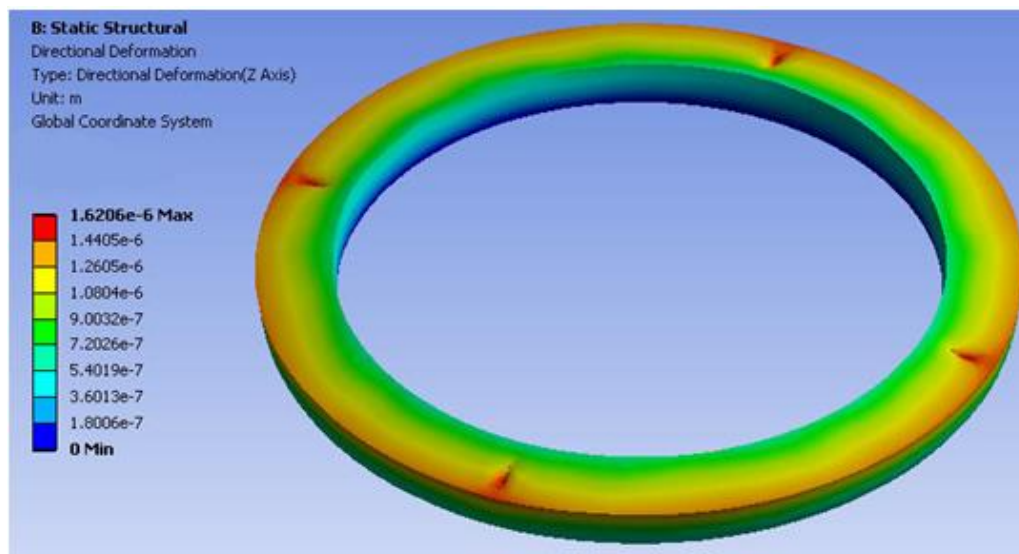
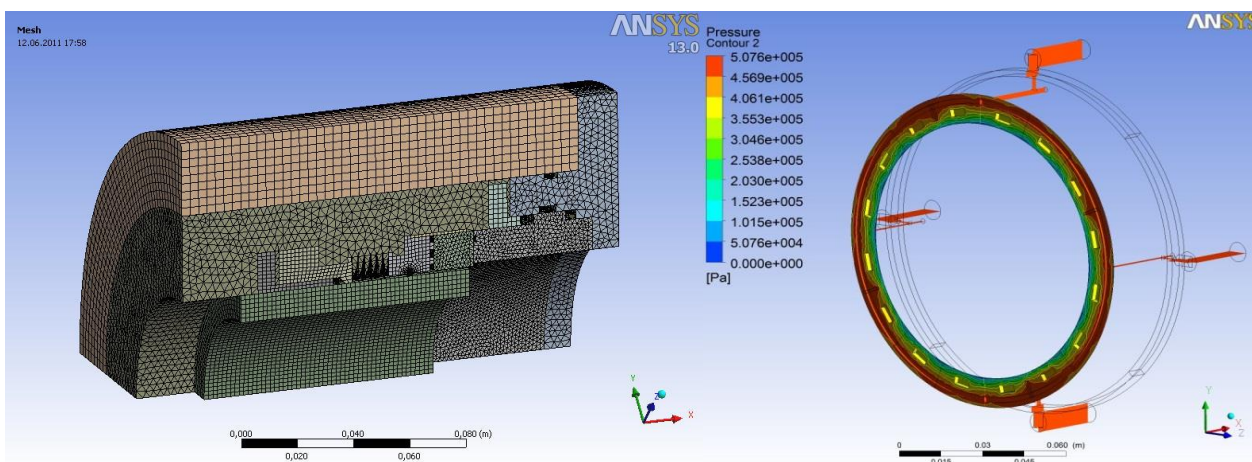
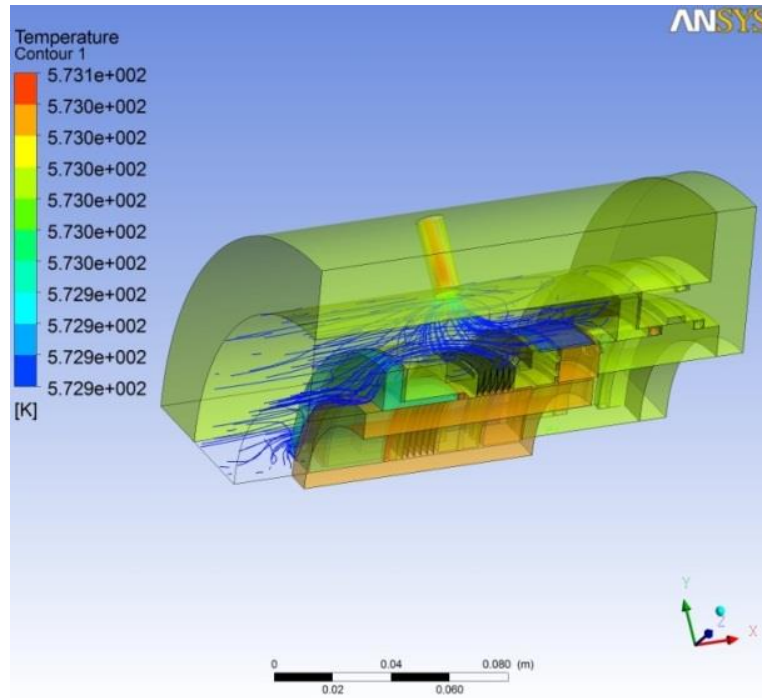


Рисунок 4.27 – Силві деформації аксіально-рухомого кільця запірною імпульсного ущільнення з безперервним підводом



a)

б)



в)

Рисунок 4.28 – Розрахункова тетра сітка (а)
і результати розв’язання нестационарної (б) і теплової задач (в)

Сумісний математичний опис розглянутих процесів складає термопружною газодинамічну задачу. Така задача розв’язувалась чисельно за допомогою програмного комплексу ANSYS. На початку розв’язувалась нестационарна задача течії газу у зазорі запірною імпульсного ущільнення (рис. 4.28 б), потім теплова задача з урахуванням течії охолоджуючого середовища (рис. 4.28 в).

4.5 Висновки

1. В результаті проведених досліджень отримано ряд технічних рішень (способів), спрямованих на підвищення якості торцевих імпульсних ущільнень (ТІУ), які здійснюються на етапі конструкторської та технологічної підготовки виробництва, шляхом найбільш раціонального вибору і поєднання матеріалів кілець в парі тертя, а також формування на їх контактуючих поверхнях спеціальних зносостійких покриттів.

2. Виконано комп'ютерне моделювання нових конструкцій запірних імпульсних ущільнень: розв'язання нестационарної течії газу та визначення. Підтверджено можливість використання методів числового розв'язання рівняння Нав'є-Стокса (CFD розрахунок в програмі ANSYS CFX) для розрахунку робочих характеристик торцевих безконтактних ущільнень.

3. В ході експериментальних досліджень були отримані відповідні залежності, які можуть частково описати вплив гідравлічного опору живильників на автоматичне саморегулювання зазору в залежності від величини запірного тиску і підтвердити основні положення математичної моделі гідродинамічних процесів, що відбуваються в торцевій парі затворного імпульсного торцевого ущільнення.

4. Дослідження запірних імпульсних ущільнень з безперервним підведенням запірного середовища показали, що результати статичного розрахунку достатньо добре узгоджуються з експериментальними даними. В конструкції запірного ущільнення з безперервним підводом запірного середовища кільцева канавка, що виконана на нерухомому кільці, виконує функції буферної канавки, запобігаючи прориви ущільнювального середовища в атмосферу. Між тим, надійна робота такого ущільнення забезпечується в досить вузькому діапазоні перепадів тисків між ущільнювальним і запірним середовищем. Тому в таких конструкціях ущільнень є необхідність використання диференційного регулятора перепаду тиску.

5. В конструкції запірного імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками можливо підвищити різницю тиску між запірним і ущільнюючим середовищем. Запірне середовище як би «розмазується» по торцевій поверхні живильними каналами, які обертаються. Величина зовнішніх витоків запірного середовища в атмосферу при зазорі 3 мкм становить 2,6 л/хв, що добре співпадає з експериментом.

5 РОЗРАХУНОК ТОРЦЕВОГО САЛЬНИКОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ З ПОДАТЛИВИМ ДНОМ І ГІДРОДИНАМІЧНИМ РОЗВАНТАЖЕННЯМ ПАРИ ТЕРТЯ

5.1 Аналітичне розв'язання задачі гідропружності сальникової набивки з податливим елементом

Для визначення контактного тиску набивки на дно гнізда обойми, запишемо умову осьової рівноваги набивки з урахуванням сил тертя на бічних стінках обойми (рис. 5.1) [28]

$$\pi \cdot (r_1^2 - r_2^2) \cdot d\sigma_y - 2\pi \cdot f \cdot (r_1 + r_2) \cdot \sigma_r \cdot dy = 0, \quad (5.1)$$

Розділивши змінні, з урахуванням коефіцієнту бокового тиску $K = \sigma_r / \sigma_y$, отримаємо

$$\frac{d\sigma_y}{\sigma_y} = \frac{2 \cdot f \cdot K}{b} dy. \quad (5.2)$$

Проінтегрувавши (4.37) з граничними умовами $y = 0: \sigma_y = P_{cm0}$,

$y = b: \sigma_y = P_{cm}$, отримаємо величину контактного тиску на дні обойми

$$P_{cm0} = P_{cm} / e^{2 \cdot f \cdot K}. \quad (5.3)$$

Аналітичне розв'язання задачі гідропружності сальникової набивки з податливим елементом представляє певні складності. Це зв'язано з тим що необхідно спільно розв'язувати не тільки рівняння течії рідини і деформацій

набивки, але ще рівняння деформації кільцевої пластинки. Тому запропонований спрощений метод визначення геометрії податливого дна, що забезпечує вирівнювання контактної тиску по ширині пари тертя [35]. Суть методу полягає в тому, що для забезпечення площинності контакту набивки і опорного диска при лінійному розподілі гідростатичного тиску по ширині пари

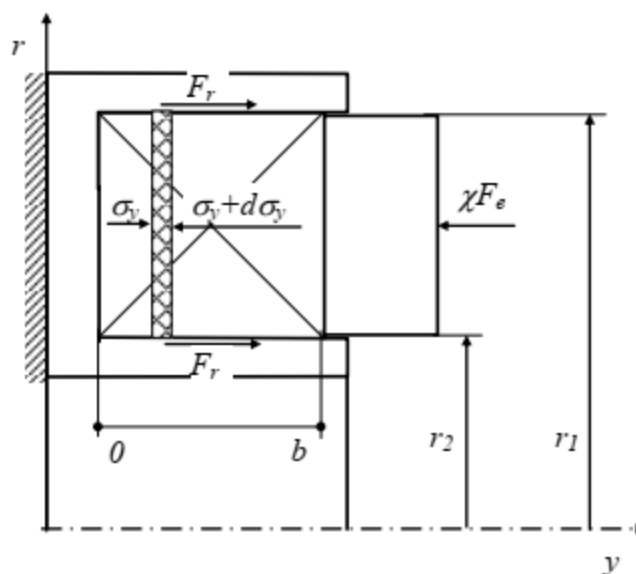


Рис. 5.1. Осьова рівновага набивки

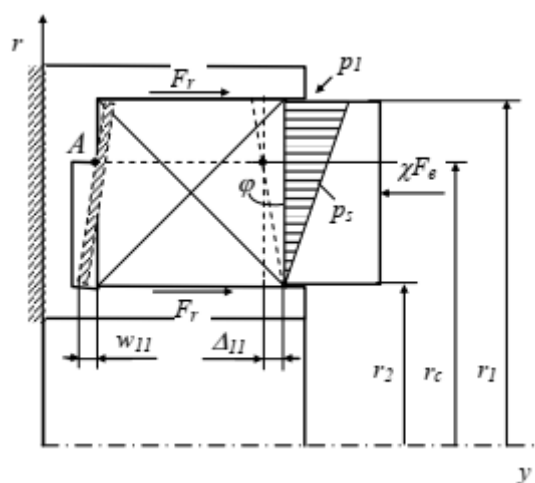


Рис. 5.2. Розрахункова схема до визначення геометрії податливого дна

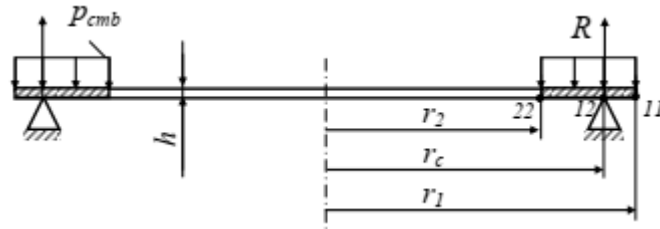


Рис. 5.3. Розрахункова схема кільцевої пластинки

тертя необхідно дотримання умови рівності осьових деформацій кільцевої пластинки і контактної поверхні набивки відносно радіуса r_c (рис. 5.2).

Розглянемо розв'язання задачі деформування кільцевої металевої пластинки методом початкових параметрів [36]. Визначимо прогин пластинки з боку низького тиску середовища. Розрахункова схема показана на рис. 5.3.

Скориставшись принципом Сен-Венана, прикладаємо до пластинки не розподіли гідростатичного і контактного тиску, а середній контактний тиск від зовнішнього навантаження (5.3). З умови рівноваги пластинки отримаємо силу реакції на кільцевій опорі

$$R = \pi \cdot p_{cm0} \cdot (r_1^2 - r_2^2).$$

Розіб'ємо пластинку на дві ділянки, запишемо початкові і граничні умови

$$r = r_2 : \left(\frac{M_r}{D} \right)_{22} = 0, \quad (5.4)$$

$$r = r_c : w_{12} = 0, \quad (5.5)$$

$$r = r_1 : \left(\frac{M_r}{D} \right)_{11} = 0. \quad (5.6)$$

Використовуючи формули, отримані в роботі [36], напишемо граничну умову (5.6) у розгорнутому вигляді

$$\left(\frac{M_r}{D}\right)_{11} = \left(\frac{g}{r}\right)_{22} \psi_{r,g}(\beta) - \frac{P_{cm0} \cdot r_1^2}{D} \psi_{r,q}(\beta) + \frac{\pi \cdot P_{cm0} \cdot (r_1^2 - r_2^2)}{D} \psi_{r,p}(\gamma) = 0, \quad (5.7)$$

де $D = \frac{E \cdot h^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \approx 0,092 \cdot E \cdot h^3$ - циліндрична жорсткість сталеві пластинки,
 E, ν - модуль пружності і коефіцієнт Пуассона сталі,
 h - товщина пластинки,

Спеціальні функції, які входять в рівняння (5.7) визначаються за такими формулами:

$$\begin{aligned} \psi_{r,g}(\beta) &= 0,455 \cdot (1 - \beta^2), \\ \psi_{r,q}(\beta) &= \frac{1}{4} \cdot (-0,175 \cdot (1 - \beta^4) + (1 - \beta^2) + 1,3 \cdot \beta^2 \cdot \ln \beta), \\ \psi_{r,p}(\gamma) &= \frac{1}{4\pi} (-1,3 \cdot \ln \gamma + 0,35 \cdot (1 - \gamma^2)), \end{aligned}$$

де

$$\beta = \frac{r_2}{r_1}, \quad \gamma = \frac{r_c}{r_1}.$$

Розв'язавши рівняння (5.7), знайдемо невідомий початковий параметр

$$\left(\frac{g}{r}\right)_{22} = \frac{P_{cm0} \cdot r_1^2}{1,82 \cdot D} \left(0,475 + 0,175 \cdot (2\gamma^2 - \beta^2) + 1,3 \cdot \left(\ln \gamma + \frac{\beta^2}{1 - \beta^2} \ln \beta \right) \right). \quad (5.8)$$

Скориставшись граничною умовою (5.5) і рівнянням [81]

$$w_{12} - w_{11} = -\left(\frac{g}{r}\right)_{11} \cdot r_c^2 \cdot \psi_{w,g}(\alpha) + \frac{P_{cm0} \cdot r_c^4}{D} \psi_{w,q}(\alpha), \quad (5.9)$$

де

$$\psi_{wg}(\alpha) = \frac{1}{4}(0,7 \cdot (1 - \alpha^2) - 2,6 \cdot \alpha^2 \cdot \ln \alpha),$$

$$\psi_{wq}(\alpha) = \frac{1}{16} \left(\frac{1 - \alpha^4}{4} + \alpha^2 \cdot (1 - \alpha^2) + \alpha^2 \cdot (\alpha^2 + 2) \cdot \ln \alpha \right),$$

$$\alpha = \frac{r_2}{r_c},$$

визначимо прогин внутрішнього краю пластинки

$$w_{11} = \frac{P_{cm0} \cdot r_c^2}{4 \cdot D} \left(\frac{r_1^2}{1,82} \cdot \Psi_1 \cdot \Psi_2 - \frac{r_c^2}{4} \cdot \Psi_3 \right), \quad (5.10)$$

де

$$\Psi_1 = 0,475 + 0,175 \cdot (2\gamma^2 - \beta^2) + 1,3 \cdot \left(\ln \gamma + \frac{\beta^2}{1 - \beta^2} \ln \beta \right),$$

$$\Psi_2 = 0,7 \cdot (1 - \alpha^2) - 2,6 \cdot \alpha^2 \cdot \ln \alpha,$$

$$\Psi_3 = \frac{1 - \alpha^4}{4} + \alpha^2 \cdot (1 - \alpha^2) + \alpha^2 \cdot (\alpha^2 + 2) \cdot \ln \alpha.$$

При лінійному розподілі гідростатичного тиску по радіусу пари тертя

$$p_s = p_1 \left(\frac{r - r_2}{b} \right),$$

отримуємо деформацію сальникової набивки на радіусі r_c у вигляді

$$\Delta_{11} = \frac{P_1}{E^*}(r_c - r_2). \quad (5.11)$$

Для спрощення рішення задачі приймаємо, що прогин пластинки змінюється вздовж радіуса за лінійним законом. Вважаємо рівними кути повороту пластинки і контактної поверхні набивки відносно краю кільцевого бурту

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\Delta_{11}}{r_c \cdot (1 - \alpha)} = \frac{w_{11}}{r_c \cdot (1 - \alpha)}. \quad (5.12)$$

В результаті отримуємо наближену аналітичну залежність коефіцієнта навантаження від фізико-механічних властивостей набивки і геометрії податливого дна за умови площинності контакту

$$k = 0,37 \cdot e^{2 \cdot f \cdot K} \cdot h^3 \cdot \frac{E}{E^*} \cdot \frac{1}{\frac{r_1^2 r_c}{1,82 \cdot (1 - \alpha)} \cdot \Psi_1 \cdot \Psi_2 - \frac{r_c^3}{4 \cdot (1 - \alpha)} \cdot \Psi_3}. \quad (5.13)$$

Аналіз рівняння (5.13) показує, що геометрія податливого дна не залежить від ущільнювального тиску.

Використаний спрощений підхід, заснований на аналізі одноосьових деформацій, не дозволяє визначити розподіл контактного тиску по радіусу. Для цього потрібно розглядати статичну контактну задачу з урахуванням об'ємного напружено-деформованого стану набивки. Таке завдання розв'язується числовими методами. Зокрема, ефективним є метод скінченних елементів.

5.2 Числове розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя

Розрахунок торцевого сальникового ущільнення (ТСУ) зводиться до розв'язання задачі гідропружності, яка дозволяє розглянути взаємний вплив рідини і контактуючих з нею кілець ущільнення. Розв'язання такої задачі досить складне та потребує спільного вирішення рівнянь теорії пружності та гідромеханіки за допомогою чисельних методів, що реалізовані в сучасних програмних комплексах.

Використовувався універсальний програмний комплекс ANSYS, в якому реалізований зв'язок між аналізом напружено-деформованого стану (НДС) і гідродинамічним розрахунком у вигляді технології Fluid-Structure Interaction (FSI).

Алгоритм задачі FSI полягає в ітеративному розв'язанні задач для деформованого тіла і для області течії з використанням вирішувачів ANSYS Structural і CFX. Вирішувачі ANSYS Structural і CFX можуть бути запущені як одночасно, так і один за одним при виконанні внутрішнього циклу. Зовнішній цикл (MF Time Step) описує процес розв'язання пов'язаної задачі в часі, а внутрішні цикли (Stagger Iteration) контролюють відповідність ANSYS і CFX розв'язань і керують процесом обміну даними. Використовується неявна процедура поєднання двох вирішувачів при розв'язанні FSI задачі. У нашому випадку, в FSI залежними змінними є переміщення сальникової набивки і сила гідродинамічного тиску, що діє на елемент поверхні набивки.

На рисунку 5.4 представлена розрахункова схема ТСУ з трапецієвидними канавками на дні обойми під сальниковою набивкою. Для спрощення розрахунку геометрія кілець ущільнення представлена у вигляді 1/8 частини. Торцеве сальникове ущільнення зі спеціальною формою канавок на дні гнізда обойми (рис.

5.4 а) складається з опорного кільця 1, кільця сальникової набивки 2 і податливого дна 3, в якому виконані канавки трапецієвидної форми (рис 5.4, б).

Для розрахунку приймалися такі геометричні розміри ущільнення:

- $r_1 = 45$ мм - зовнішній радіус набивки;
- $r_2 = 35$ мм - внутрішній радіус набивки;
- $r_3 = 44,5$ мм - зовнішній радіус опорного кільця;
- $r_4 = 35,5$ мм - внутрішній радіус опорного кільця;

Геометричні розміри податливого дна з трапецієвидними канавками:

- $h = 6$ мм - висота трапеції;
- $a, b = 18$ мм, 10 мм - основи трапеції.

Для розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення задавалися розподіл гідростатичного і гідродинамічного тиску в парі тертя, отримані експериментально. Модуль пружності сальникової набивки – 50 МПа, коефіцієнт Пуассона сальникової набивки – 0,4. Модуль пружності опорного кільця – $2,1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона опорного кільця – 0,3.

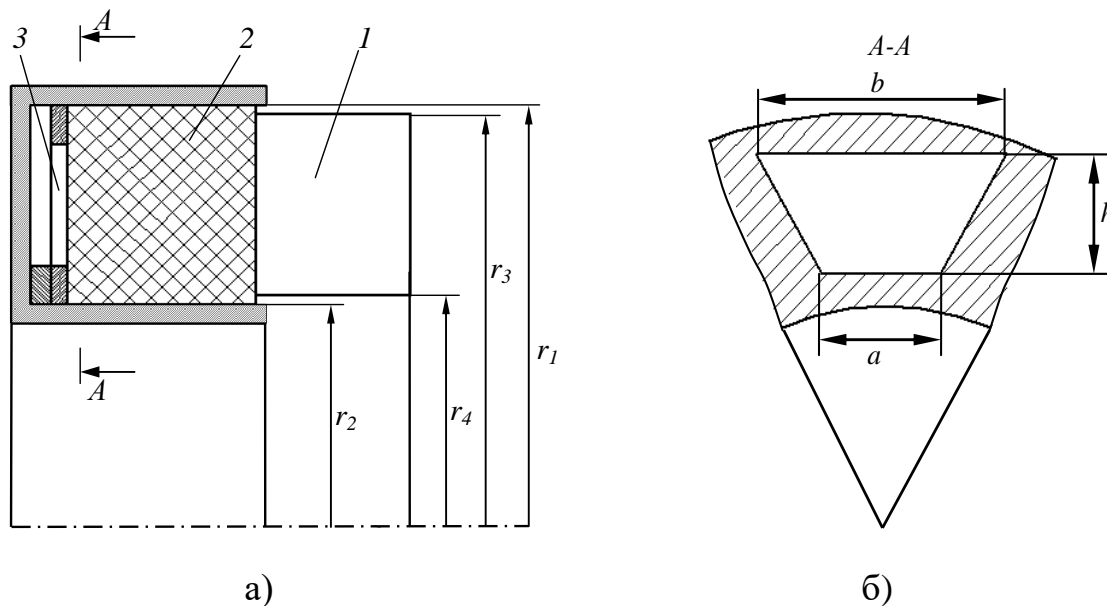


Рисунок 5.4 - Розрахункова схема ТСУ з трапецієвидними канавками на дні обойми під сальниковою набивкою

Розв'язання задачі пружногідродинамічного змещення полягає в послідовному ітеративному розрахунку задач для деформованого тіла і для області течії. На рисунку 5.5 показаний алгоритм розрахунку в програмному комплексі ANSYS.

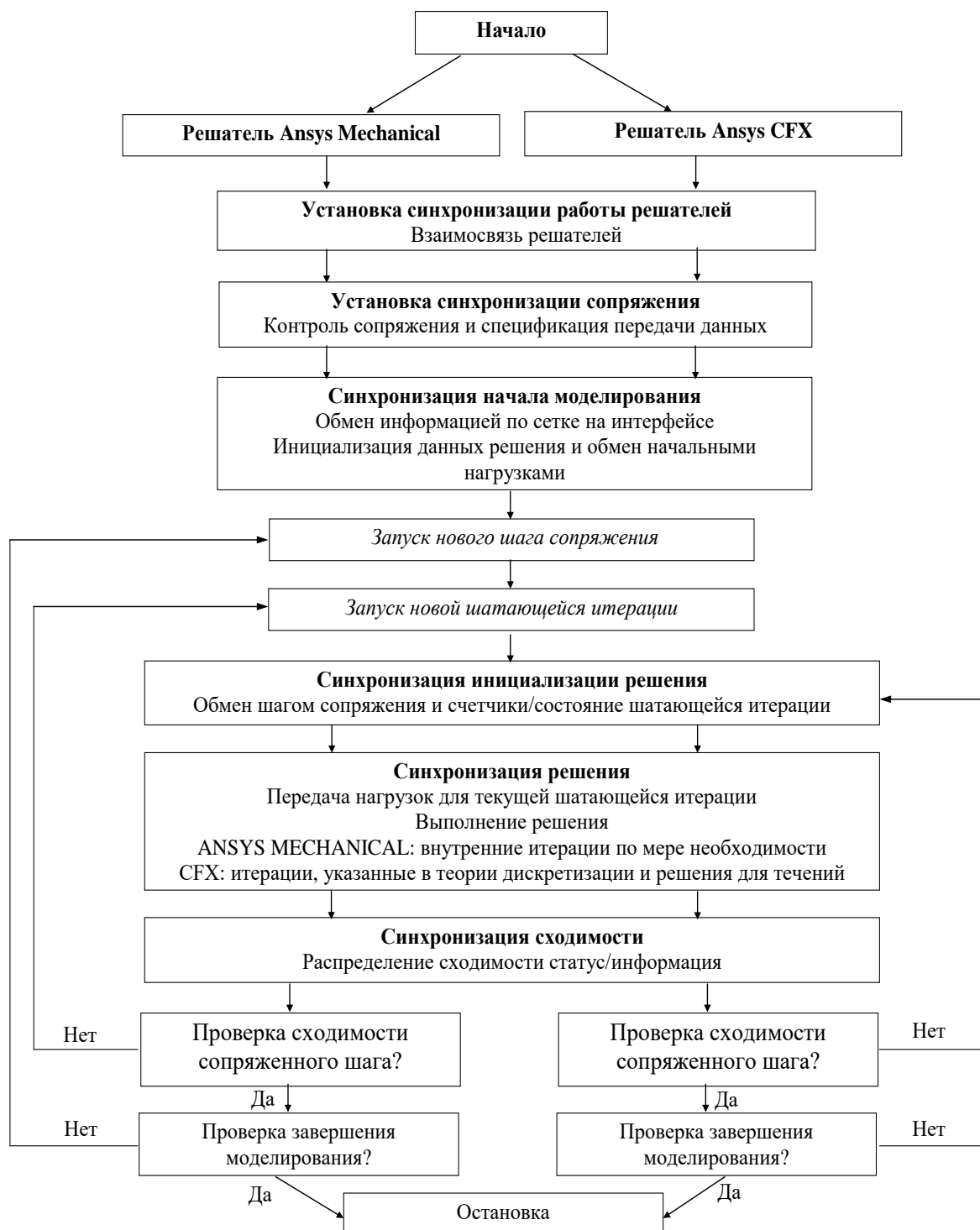


Рисунок 5.5 - Алгоритм розрахунку в програмному комплексі ANSYS

На рисунках 5.6-5.11 представлені результати розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення ТСУ з трапецієвидними канавками на дні обойми під сальниковою набивкою. У статичному положенні сальникова набивка притиснута до опорного диску. Завдяки деформації податливого дна і прогину сальникової набивки в місцях канавок відбувається перерозподіл контактного тиску по ширині пари тертя. При цьому контактний тиск з боку входу збільшується, а на виході зменшується. У місцях прогину сальникової набивки контактний тиск менше, ніж на ділянках між канавками. На рисунку 5.6 представлено розподіл контактного тиску під дією гідростатичного тиску в парі тертя. Як видно з рисунка 5.6 контактний тиск менше початкового і в місцях прогину сальникової набивки дорівнює нулю. На рисунку 5.7 представлено розподіл контактного тиску під дією гідродинамічного тиску в парі тертя. З рисунка видно, що контактний тиск рівномірно розподілений по всій ширині пари тертя і лише в місцях прогину сальникової набивки дорівнює нулю. На рисунку 5.8 показана деформація сальникової набивки і податливого дна, набивка прогинається в місцях трапецієвидних канавок, що виконані в податливому дні.

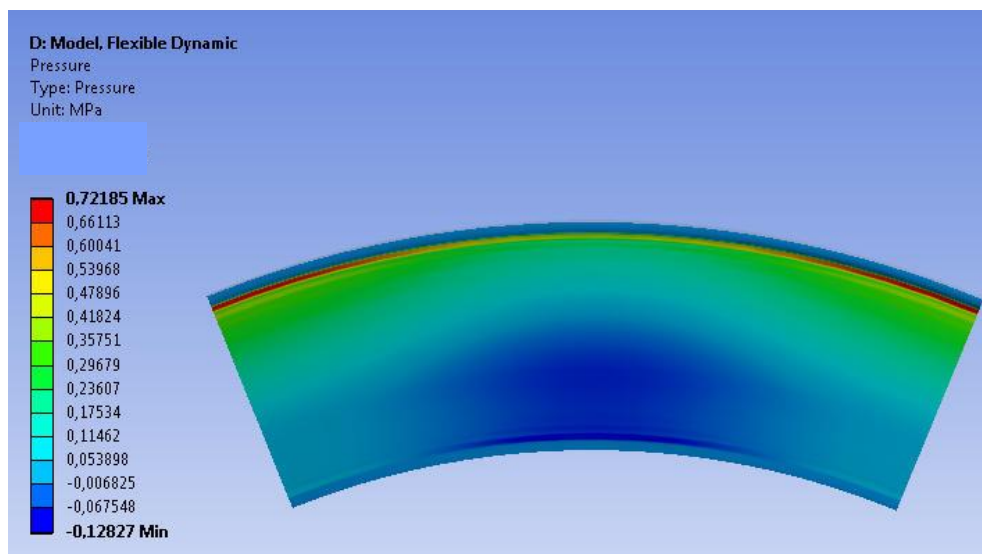
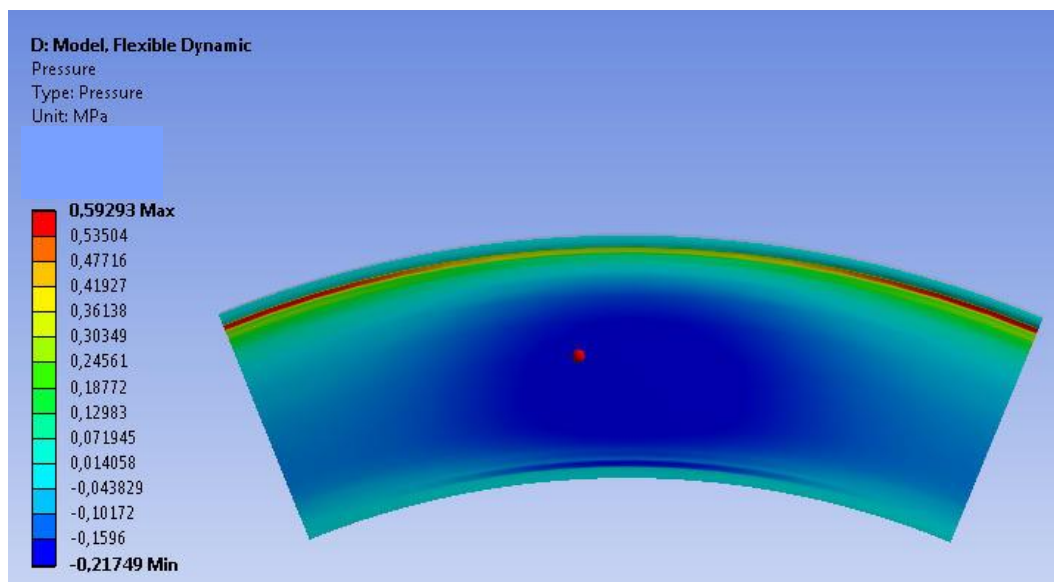
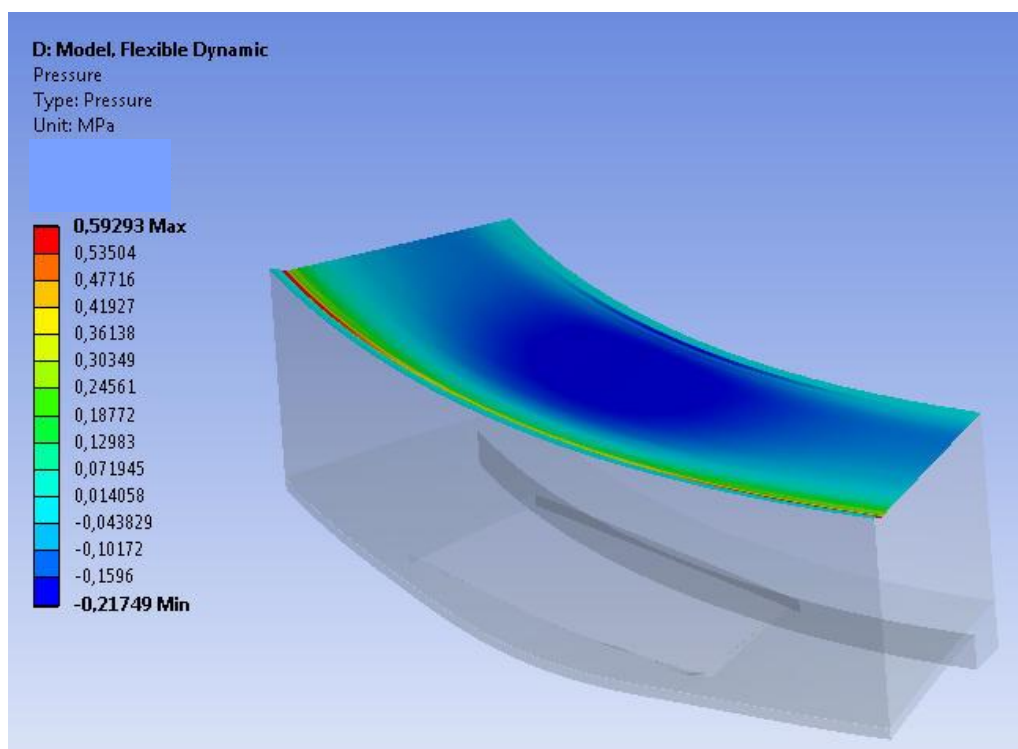


Рисунок 5.6 – Розподіл контактного тиску по ширині пари тертя при дії статичного тиску



a)



б)

Рисунок 5.7 – Розподіл контактної тиску по ширині пари тертя при дії гідродинамічного тиску (а), 3D профіль (б)

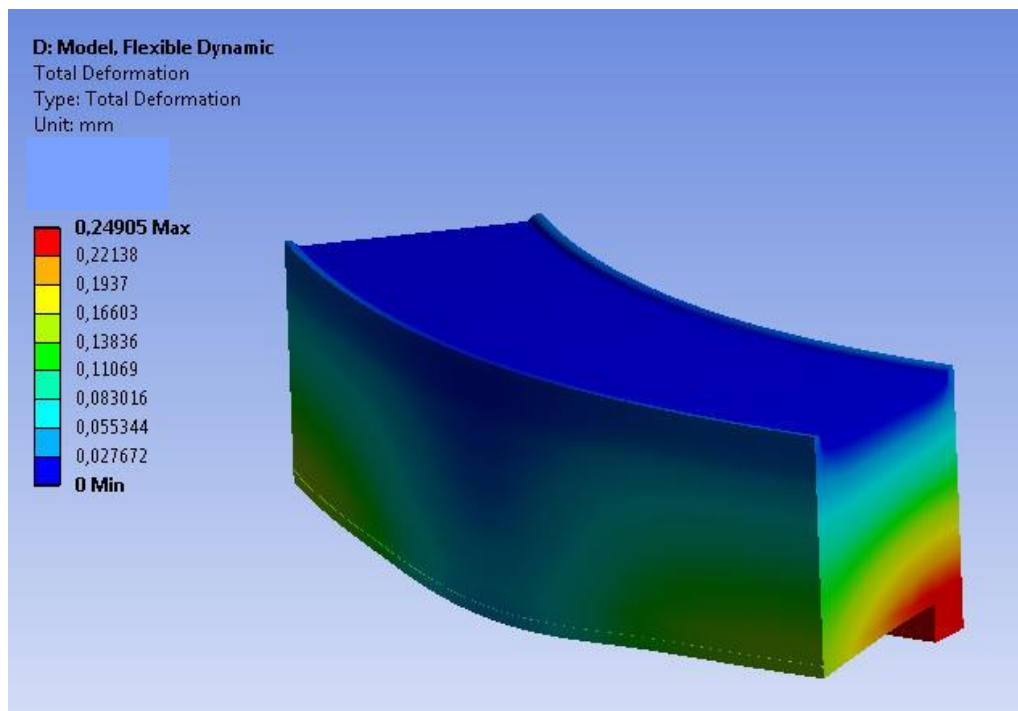


Рисунок 5.8 – Деформації набивки та податливого дна

На рисунках 5.9, 5.10 представлені розподіли зазору і контактного тиску по ширині пари тертя під дією гідродинамічного тиску. Як видно з цих рисунків сальникова набивка, прогинається в місцях трапецієвидних канавок, виконаних на дні обойми. Тим самим утворюючи хвилясту поверхню, яка генерує додаткове гідродинамічний тиск в парі тертя.

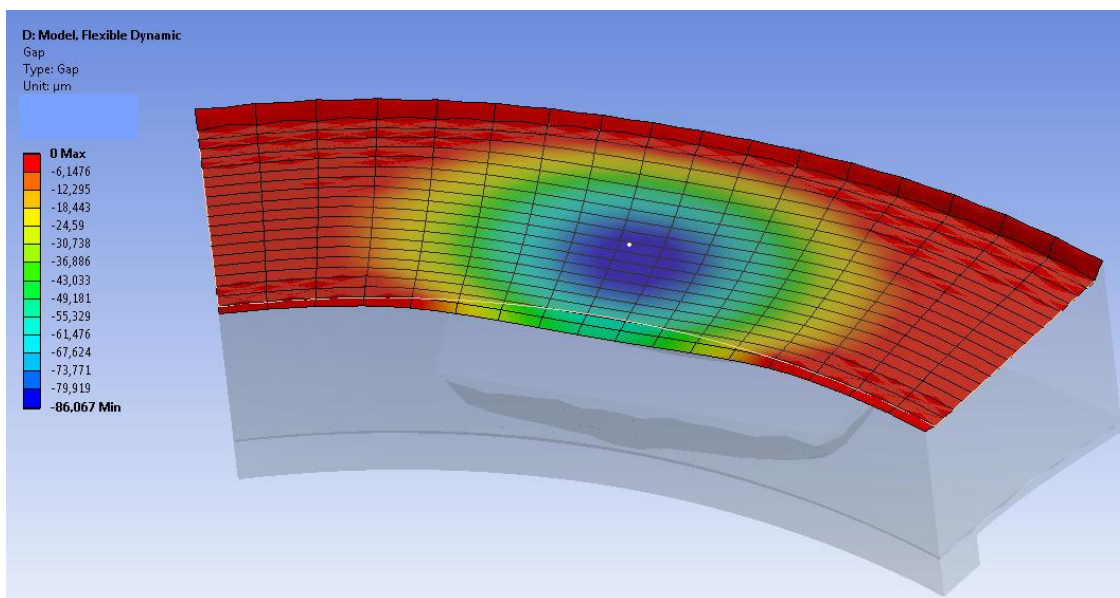


Рисунок 5.9 – Розподіл зазору по ширині пари тертя

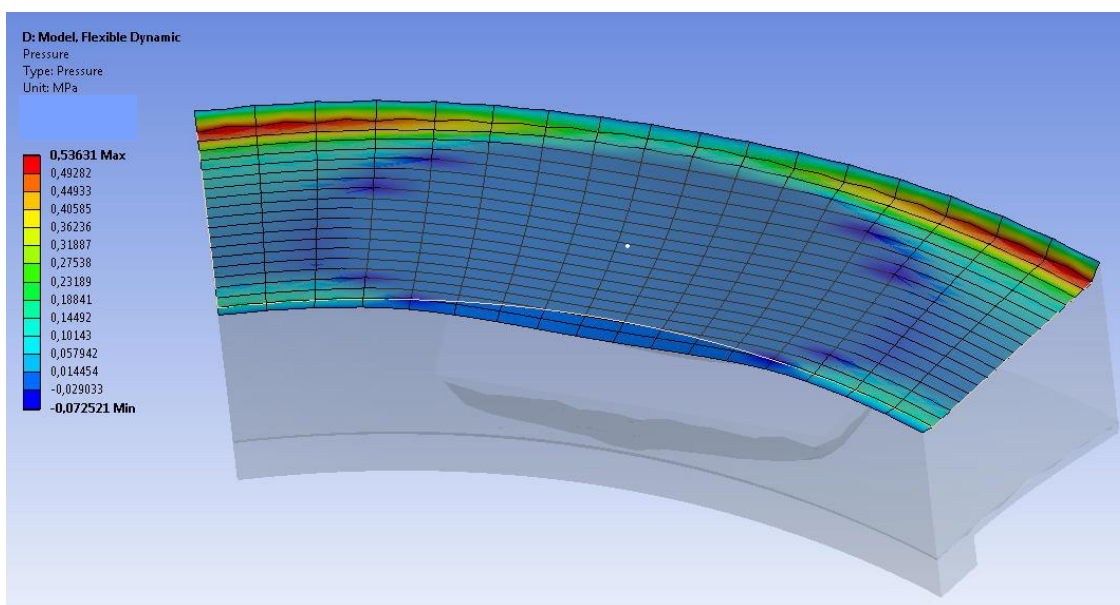


Рисунок 5.10 – Розподіл контактної тиску по ширині пари тертя

На рисунку 5.11 показані графіки зміни контактної тиску по радіусу пари тертя в залежності від гідростатичного і гідродинамічного тисків.

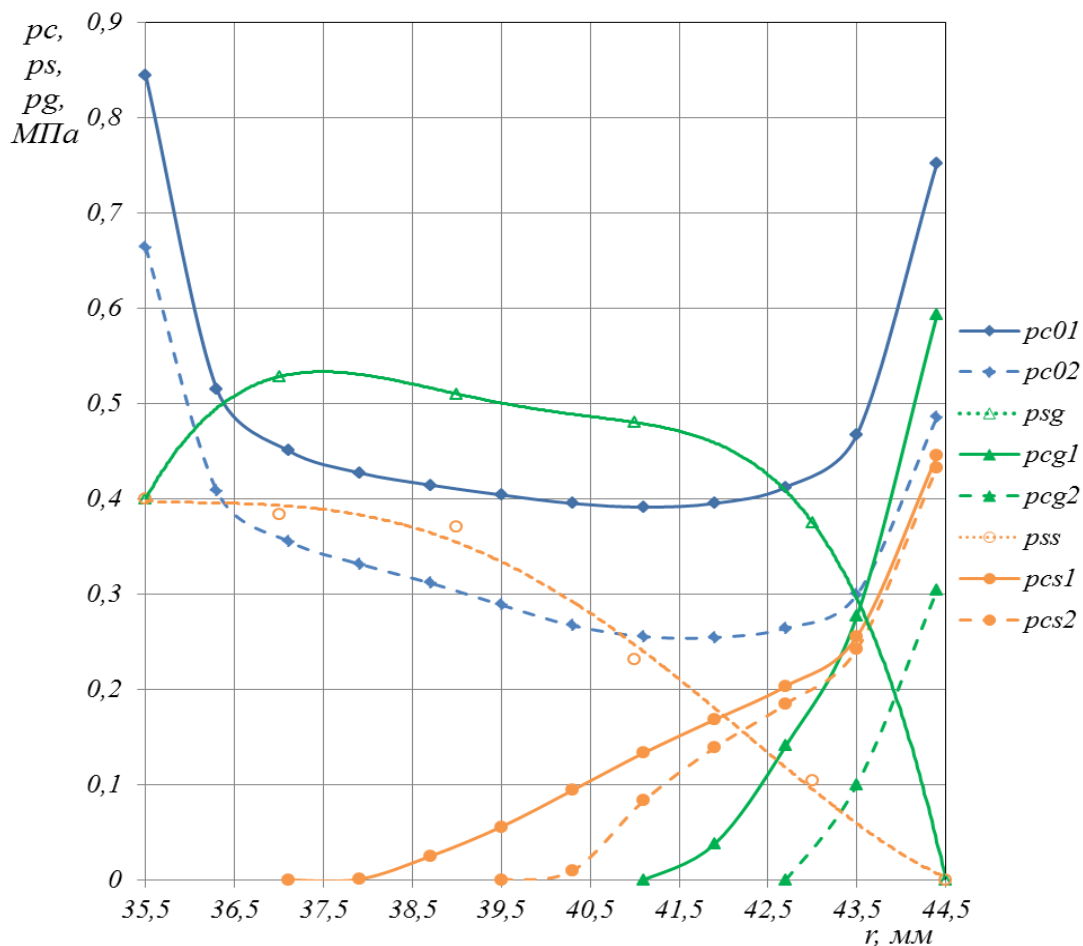


Рисунок 5.11 - Розподіл гідростатичного, гідродинамічного і контактних тисків по ширині пари тертя торцевого сальникового ущільнень з трапецієвидними канавками на дні обойми під сальниковою набивкою

На рисунку 5.11 введені наступні позначення:

- $pc01$ – початковий контактний тиск між канавками;
- $pc02$ – початковий контактний тиск в середній частині канавки;
- psg – гідродинамічний тиск;
- $pcg1$ – контактний тиск між канавками під дією гідродинамічного тиску;
- $pcg2$ – контактний тиск в центрі канавки під дією гідродинамічного тиску;
- pss – гідростатичний тиск;
- $pcs1$ – контактний тиск між канавками під дією гідростатичного тиску;

- $p_{cs} 2$ – контактний тиск посередині канавки під дією гідростатичного тиску.

Також виконано розрахунок конструкції торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками трапецієподібної форми на опорному диску. Для розрахунку задавалися наступними параметрами і геометричними розмірами канавки (рис. 5.12):

- зовнішній радіус набивки – 45 мм;
- внутрішній радіус набивки – 35 мм;
- зовнішній радіус опорного кільця – 44,5 мм;
- внутрішній радіус опорного кільця – 35,5 мм;
- товщина кільця податливого дна – 0,9 мм;
- $b_1 = 0,5$ мм; $b_2 = 5,82$ мм; $c = 3,7$ мм; $h_1 = 0,002$ мм; $h_2 = 0,1$ мм.

Ущільнювальний тиск – 0,4 МПа.

Частота обертання вала – 2000 об/хв.

Модуль пружності сальникової набивки – 50 МПа, коефіцієнт Пуассона сальникової набивки – 0,4.

Модуль пружності опорного кільця – $2,1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона опорного кільця – 0,3.

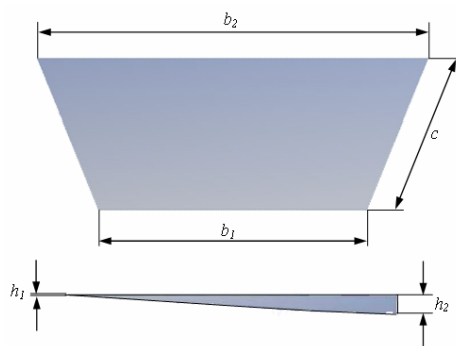


Рисунок 5.12 – Розрахункова схема канавки

В результаті розрахунку отримані розподілення контактних і гідродинамічних тисків, а також лінії течії в канавці. З рисунків 5.13, 5.14 видно,

що на виході з канавки істотно підвищується гідродинамічний тиск, а також спостерігається зворотне нагнітання частини потоку назад в сторону ущільнювального середовища.

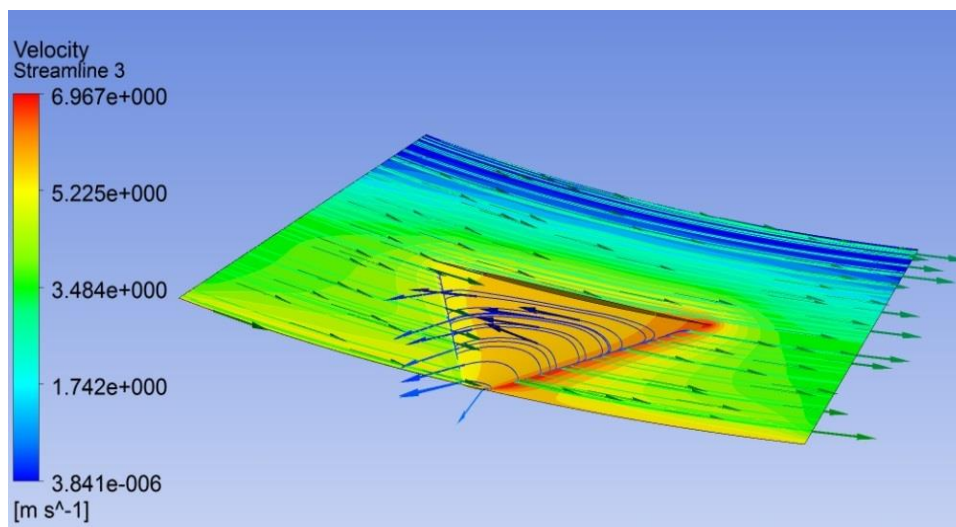


Рисунок 5.13 – Лінії течії в зазорі

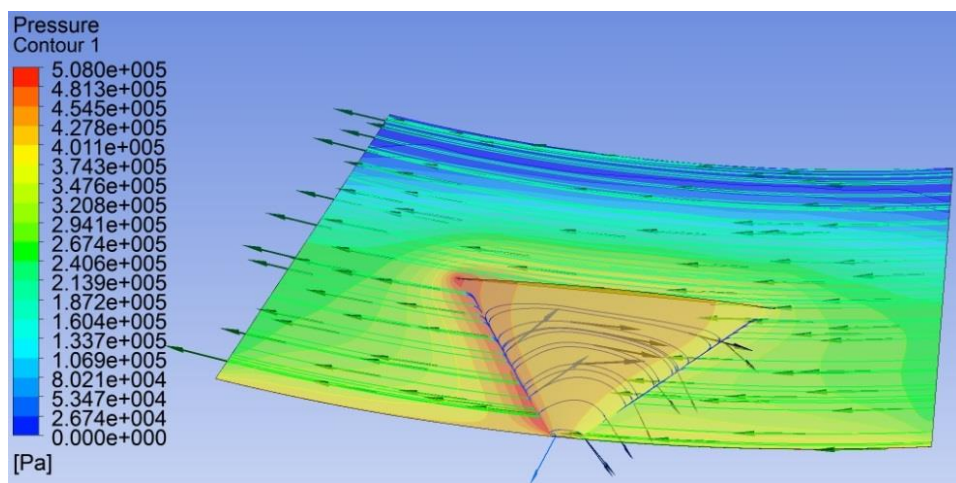


Рисунок 5.14 – Розподілення гідродинамічного тиску в зазорі

На рисунку 5.15 для порівняння показані графіки розподілення контактного і гідродинамічного тисків по радіусу пари тертя торцевого сальника з реверсивними канавками.

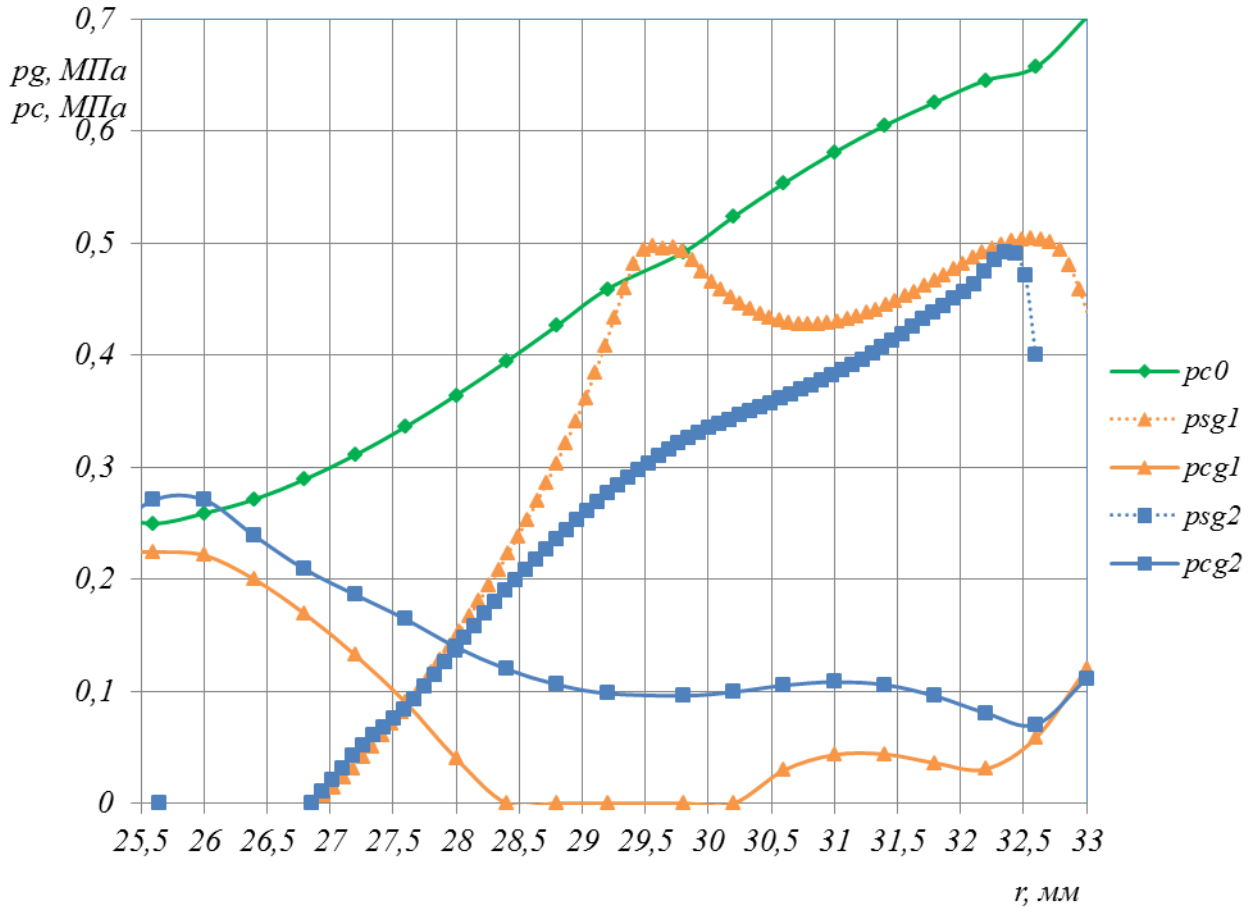


Рисунок 5.15 – Розподіл гідродинамічного і контактних тисків по радіусу пари тертя в торцевому сальнику з реверсивними канавками
 $(pc0$ – початковий контактний тиск між канавками,
 $psg1,2$ – гідродинамічний тиск на кромці канавки і між канавками,
 $pcg1,2$ – контактні тиски на кромці канавки і між канавками).

5.3 Числове розв’язання задачі гідропружності торцевого сальникового ущільнення

5.3.1 Комп’ютерна модель торцевого сальникового ущільнення (ТСУ)

Для розв’язання задачі гідропружності, комп’ютерну модель ТСУ більш раціонально представити у вигляді сегментів кілець: обійми зі ступеню,

пластинки, сальникової набивки та опорної втулки. Тривимірну модель ТСУ побудуємо відповідно до схеми (рис. 5.16).

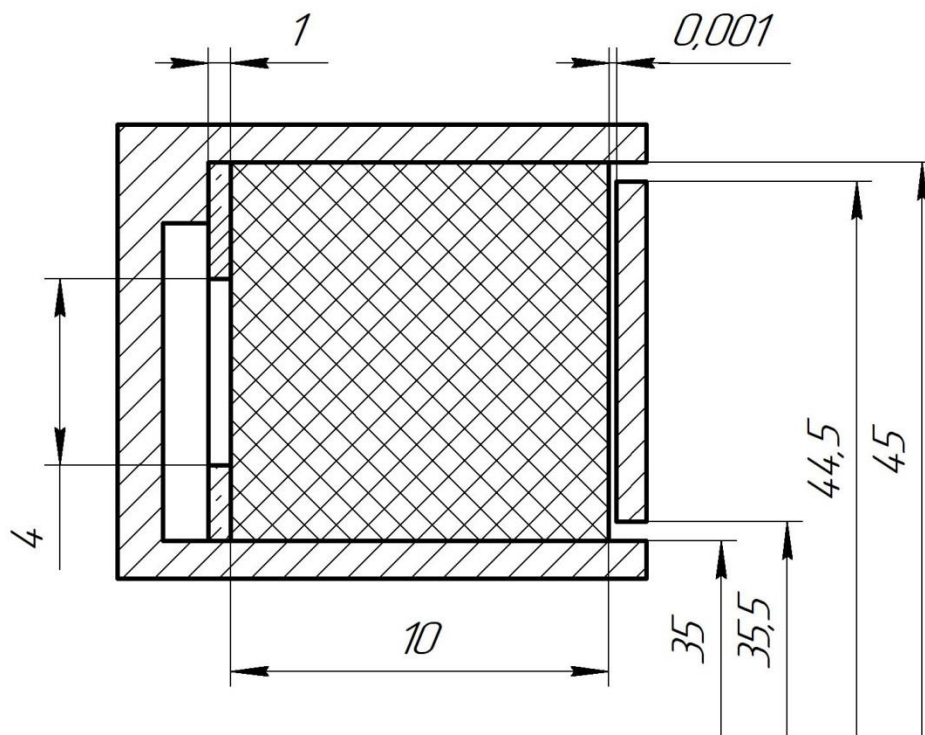


Рисунок 5.16 – Схема обойми ТСУ

Передусім необхідно змоделювати матеріал з властивостями сальникової набивки. Задається модуль пружності (50 МПа), коефіцієнт Пуассона, який дорівнює 0.4, а також нелінійні властивості матеріалу сальникової набивки (рис. 5.17), які задаються за допомогою моделі матеріалу Multilinear Isotropic Hardening, тобто за допомогою таблиці задається залежність відносної деформації від напруження.

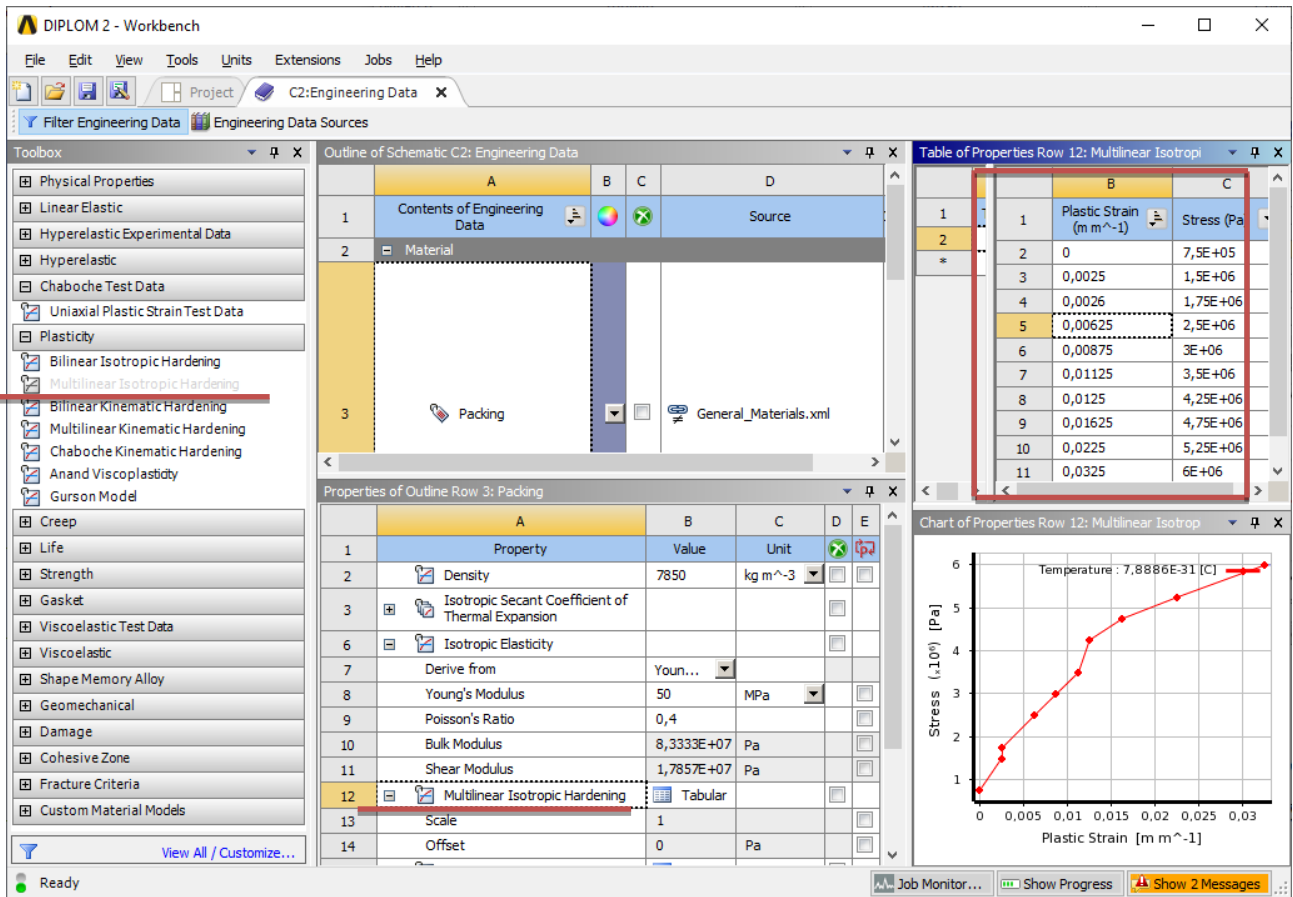


Рисунок 5.17 – Задання нелінійних властивостей матеріалу сальникової набивки

На дні обойми у пластинці передбачені наскрізні пази прямокутної форми, застосування яких необхідно для зменшення контактного тиску між сальниковою набивкою та опорною втулкою, за рахунок гідродинамічних ефектів, які утворюються у контакті. Розміри пазу: висота 4 мм, кут між протилежними сторонами 20 градусів (рис. 5.18).

Для побудови моделі рідинної області треба враховувати те, що границя між рідинною областю і сальниковою набивкою співпадають з границею між сальниковою набивкою та опорною втулкою. Це дозволяє створити інтерфейс для передачі даних між твердою і рідкою зонами, та контактну поверхню між набивкою і опорною втулкою. Рідинна область представляє собою течію в зазорі, який утворений між мікронерівностями сальникової набивки і опорної втулки.

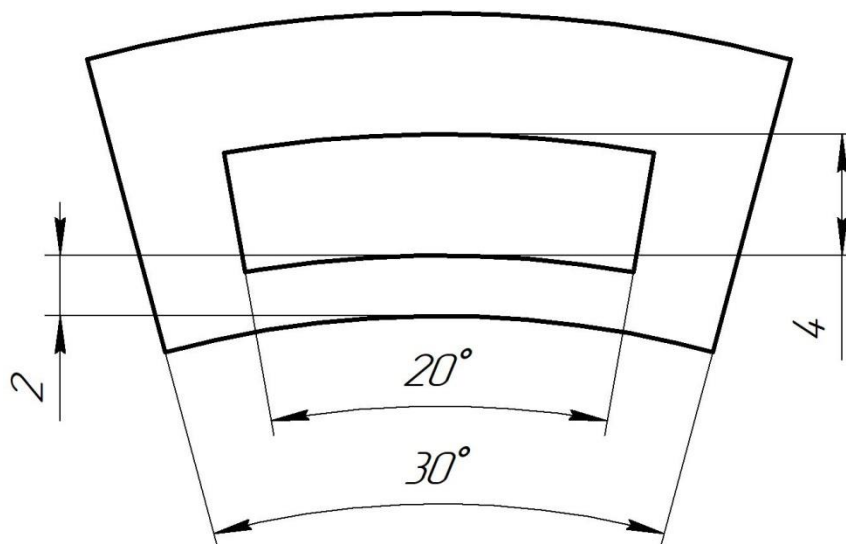


Рисунок 5.18 – Схема сегменту податливої пластинки

Елементи ТСУ створюються в одній площині (в площині ХУ). Вісь обертання - вісь Х (рис. 5.19)

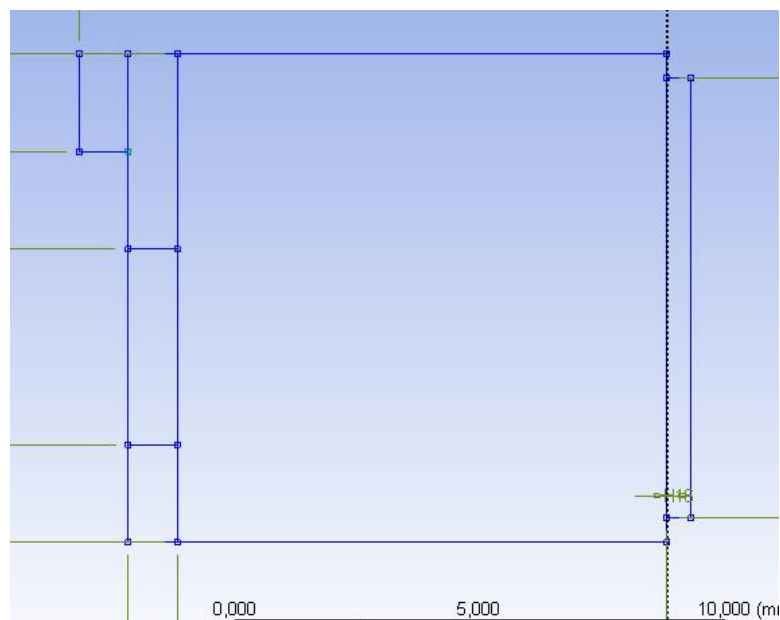


Рисунок 5.19 – Ескіз елементів ТСУ

Об'ємні елементи створюються за допомогою команди Revolve, в контекстному меню якої обираємо вісь обертання Х, тип обертання Both Symmetric, кут обертання 15 градусів.

Для подальшої більш простої роботи з моделлю створюємо наступні назви тіл: Fluid, Seal, Plate, Ring, Sleeve; і граней: Inlet, Outlet, Sym1, Sym2, Wall, Interface (рис. 5.20, 5.21).

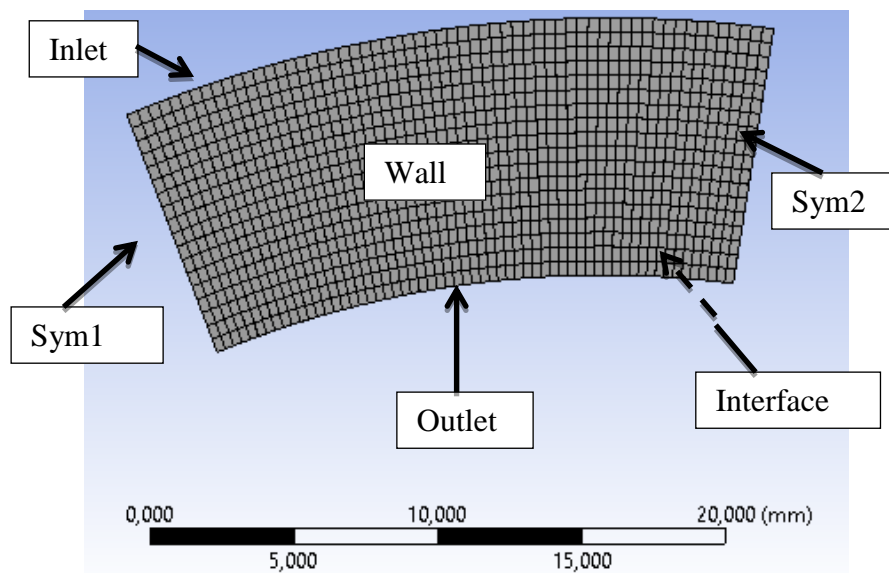


Рисунок 5.20 – Скінченно елементна сітка та назви граней рідинної області

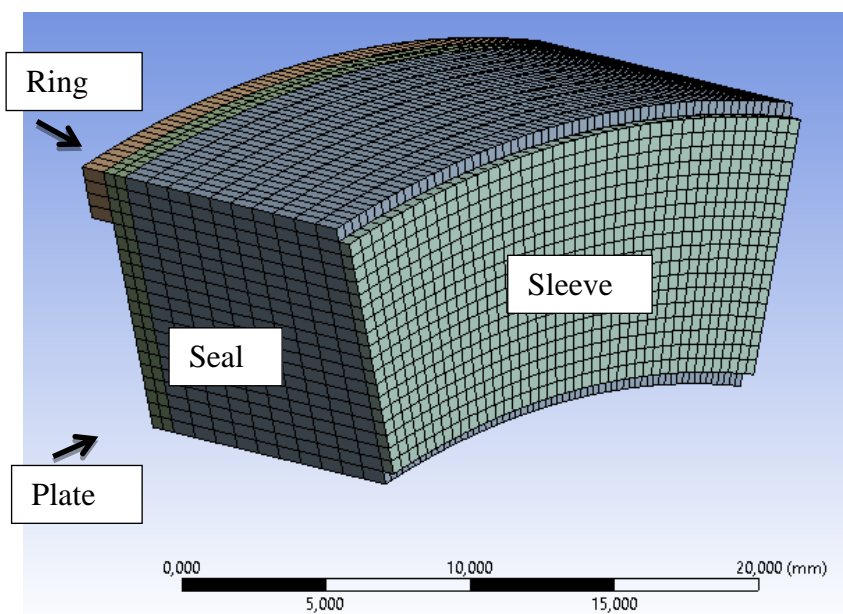


Рисунок 5.21 - Скінченно елементна сітка та назви елементів ТСУ

Схеми традиційної конструкції ТСУ та конструкції ТСУ з податливим дном будемо відповідно до схем, що представлені на рисунках 5.22 і 5.23.

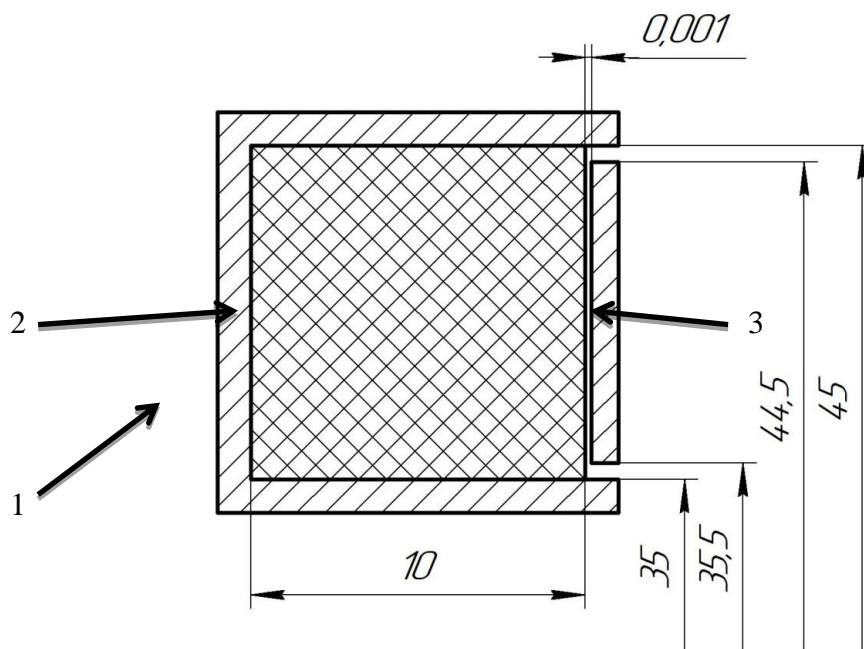


Рисунок 5.22 – Схема обойми традиційної конструкції ТСУ:

1 – камера; 2 – сальникова набивка; 3 – опорна втулка

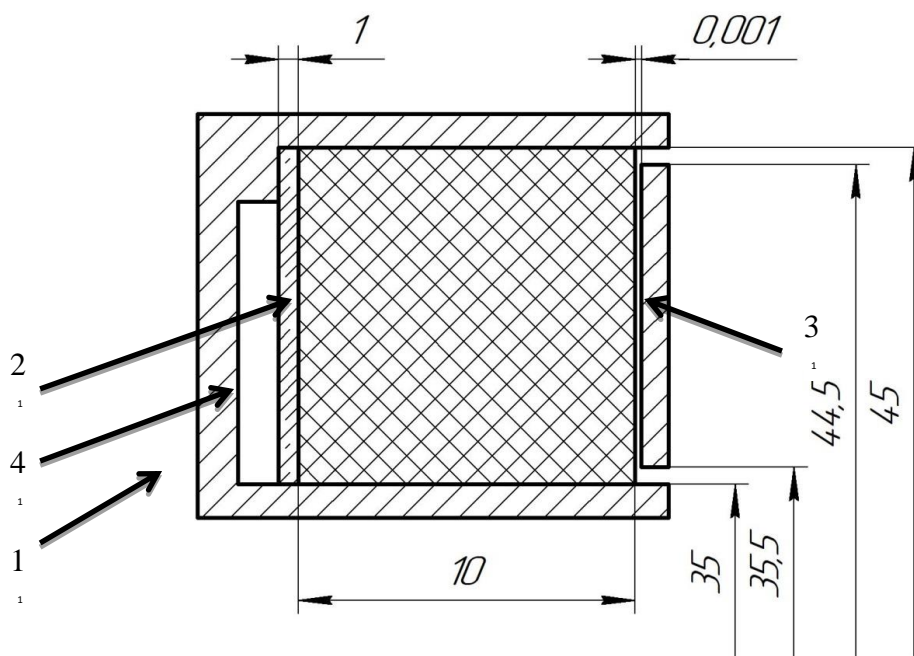


Рисунок 5.23 – Схема обойми конструкції ТСУ з податливим дном:

1 – обойма; 2 – сальникова набивка; 3 – опорна втулка; 4 – металева пластинка

В даній задачі використано модель двонаправленої передачі даних з використанням модулів ANSYS Transient та Fluid Flow CFX. На практиці

встановлено, що для адекватної передачі даних між рідинним доменом та областю твердого тіла важливо створити конформну сітку на границі (інтерфейсі) між доменами. Для цього дуги, що утворені внутрішніми та зовнішніми радіусами, які визначають розміри сальникової набивки та опорної втулки, розбиваються на однакову кількість елементів. По ширині контакту кілець розміри пар тертя відносяться 9/10, тому кількість розбивань на елементи сітки також має відповідати даному співвідношенню (рис. 5.20, 5.21).

При використанні модулів ANSYS Transient та Fluid Flow CFX реалізується «сильний» зв'язок, при якому кожен домен оцінюється один раз, після чого дані обмінюються між моделями (рис. 5.24). Потім за тим же кроком часу

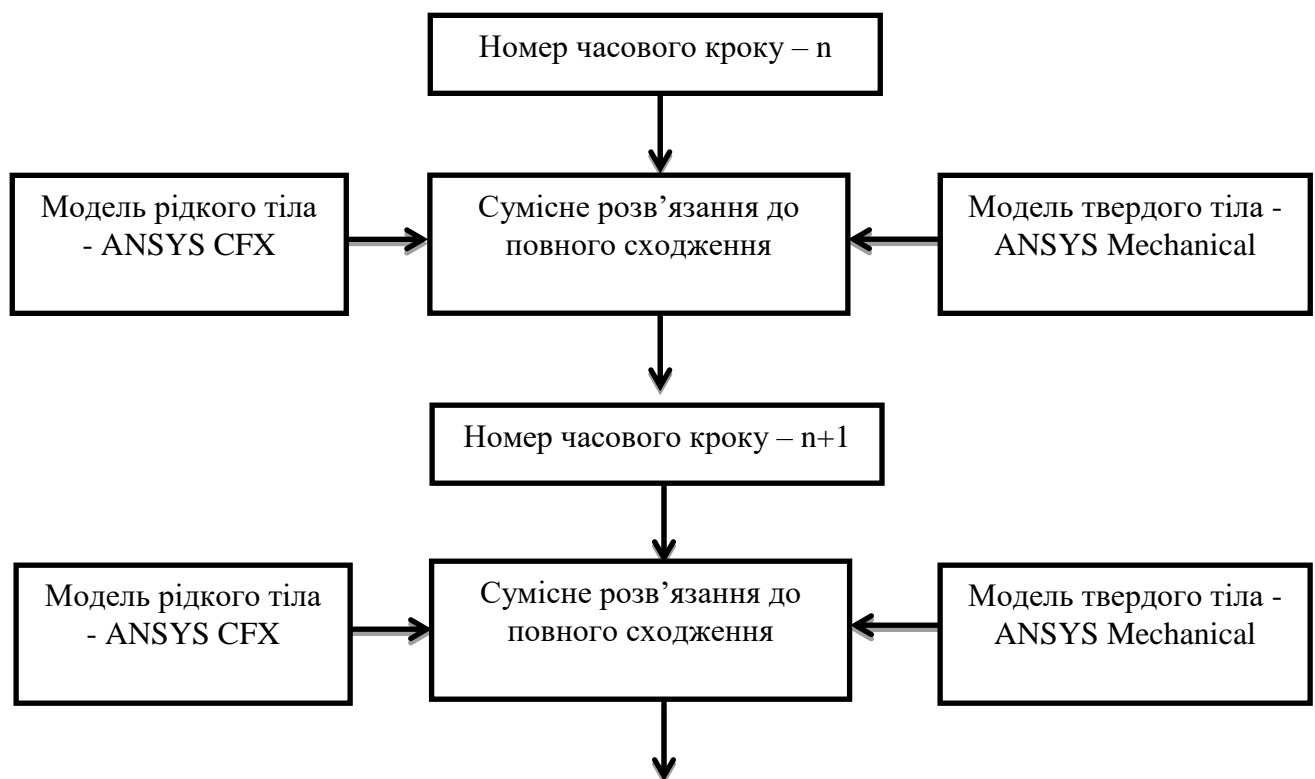


Рисунок 5.24 - Алгоритм розв'язання задачі гідропружності при двосторонній передачі даних із «сильним» зв'язком

використовуючи результати з іншого домену, отримуються оновлені граничні умови. Цей процес обміну даними між доменами повторюється до тих пір, поки не

буде досягнуто конвергентного рішення в обох доменах, потім виконується наступний крок за часом і процес обміну даними повторюється. Метод «сильного» зв'язку дозволяє отримати найбільш точні результати, але при цьому він потребує більшу кількість фізичного часу для розв'язання задачі.

Моделювання проводилось з наступними параметрами: тиск ущільнювального середовища – 0.4 МПа; аксіально рухоме кільце обертається з частотою 3000 об/хв, що відповідає швидкості ковзання в парі тертя – 2.8 м/с; коефіцієнт навантаження – 1.

5.3.2 Результати розв'язання задачі

Нижче представлені результати розподілу гідродинамічного і контактного тиску по ширині пари тертя в трьох конструкціях торцевих сальникових ущільнень (рис. 5.25 – 5.30).

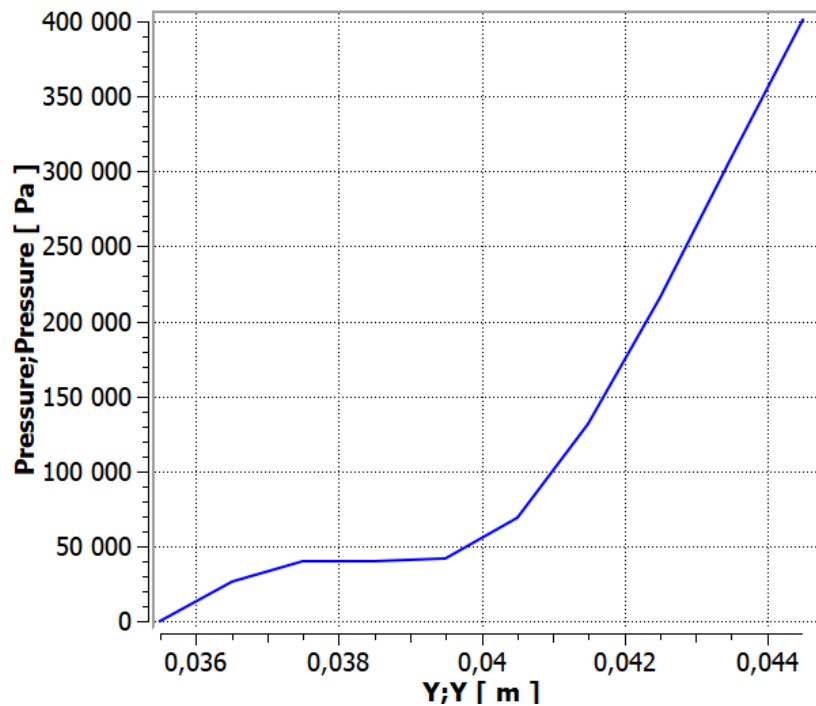


Рисунок 5.25 – Розподіл гідродинамічного тиску по ширині пари тертя в традиційній конструкції ТСУ

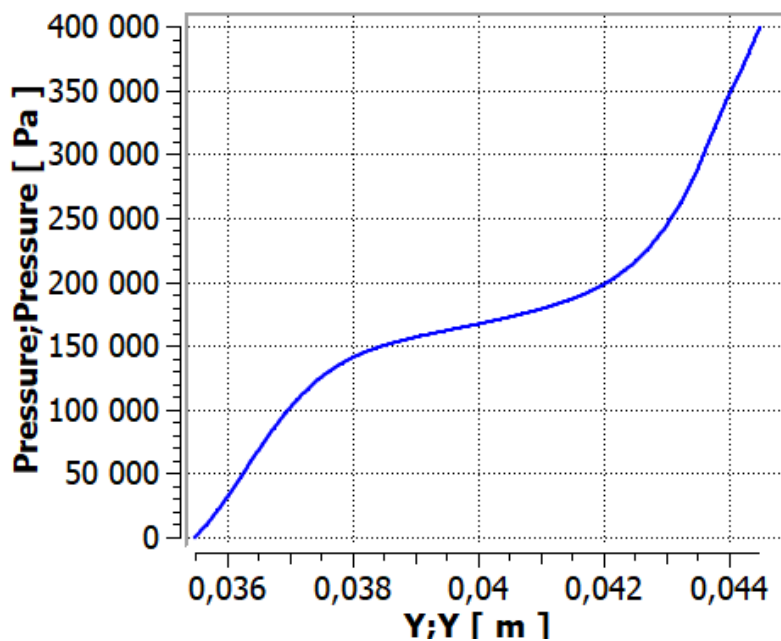


Рисунок 5.26 – Розподіл гідродинамічного тиску по ширині пари тертя в конструкції ТСУ з податливим дном

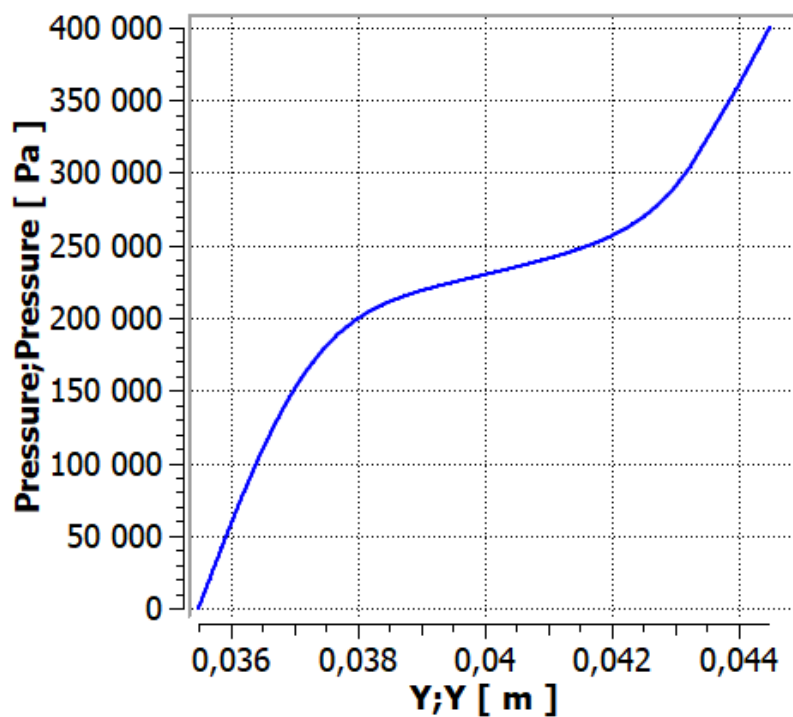


Рисунок 5.27 – Розподіл гідродинамічного тиску по ширині пари тертя в конструкції ТСУ з наскрізними пазами у податливому дні

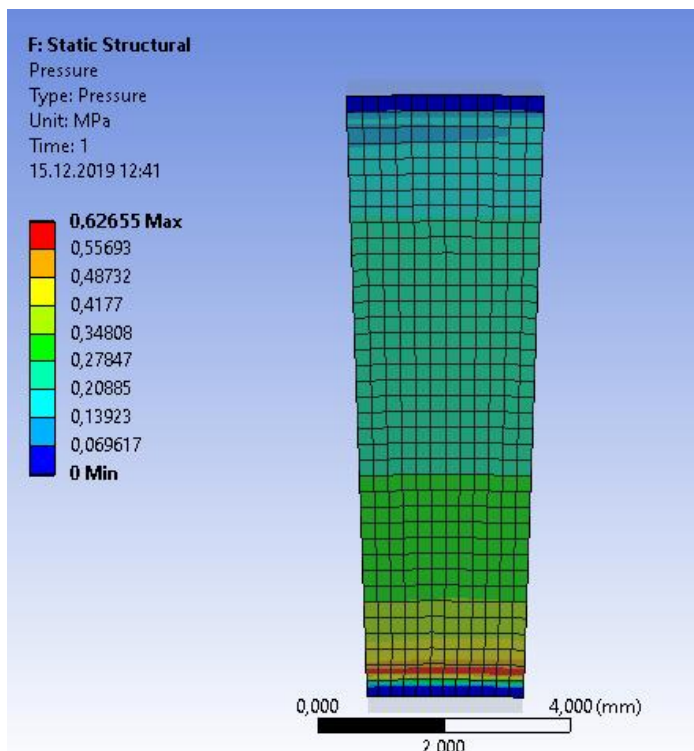


Рисунок 5.28 – Розподіл контактної тиску по ширині пари тертя в традиційній конструкції ТСУ

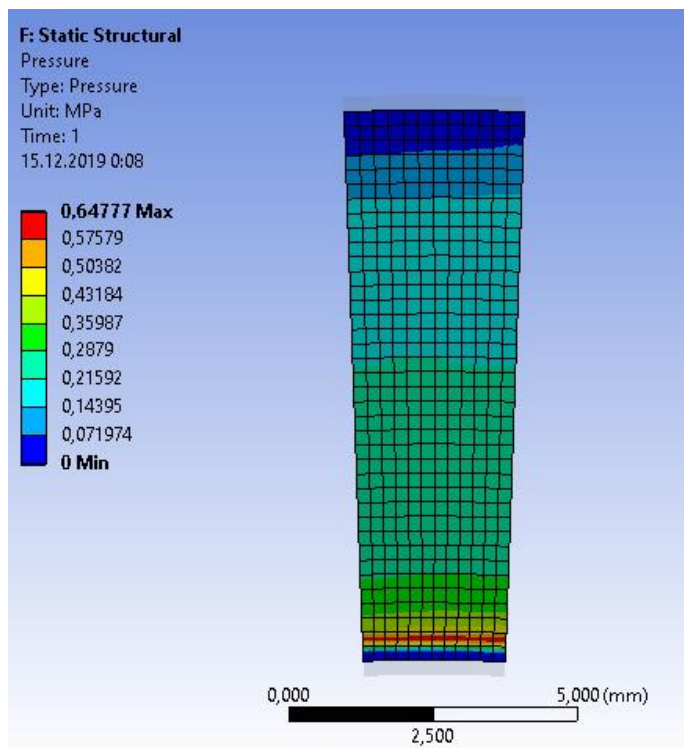


Рисунок 5.29 – Розподіл контактної тиску по ширині пари тертя в конструкції ТСУ з податливим дном

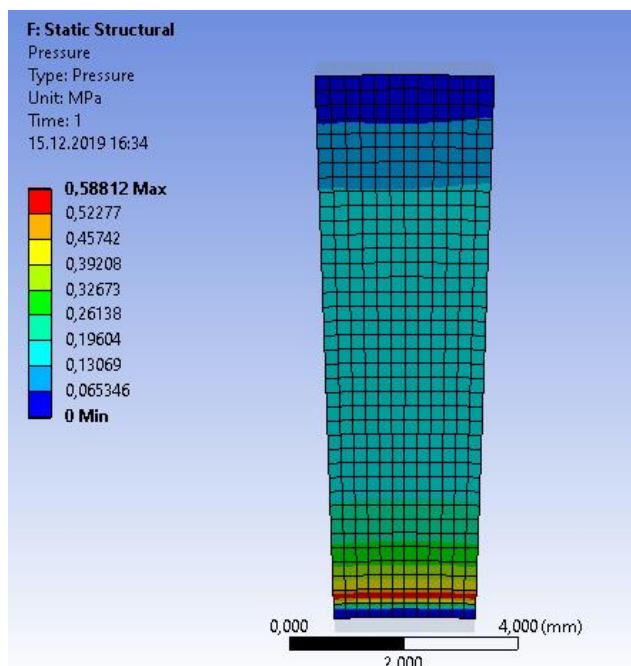


Рисунок 5.30 – Розподіл контактної тиску по ширині пари тертя в конструкції ТСУ з наскрізними пазами у податливому дні

Для наочності розподіл гідродинамічних (P_{g1} , P_{g2} , P_{g3}) та контактних (P_{c1} , P_{c2} , P_{c3}) тисків представимо у вигляді графіків (рис. 5.31 – 5.32)

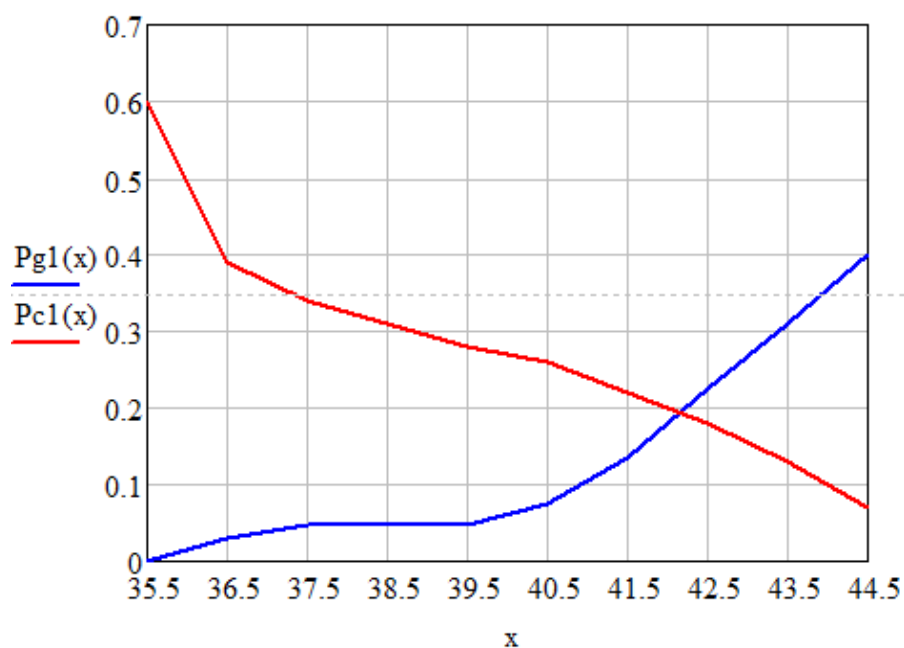


Рисунок 5.31 – Графік розподілу гідродинамічного та контактної тисків для традиційної конструкції ТСУ

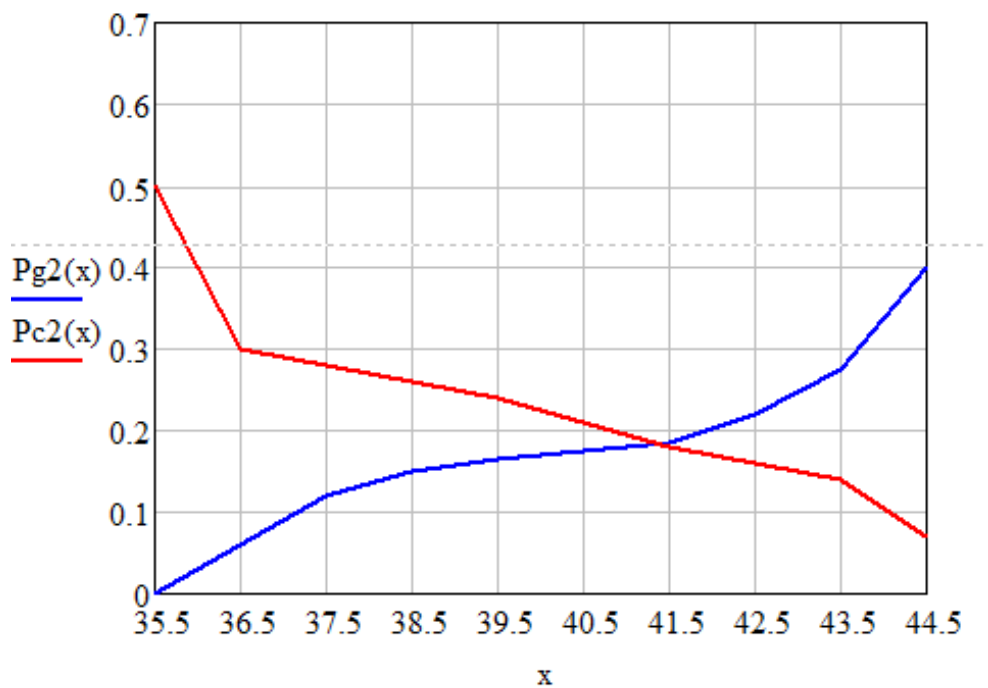


Рисунок 5.32 – Графік розподілу гідродинамічного та контактних тисків для конструкції ТСУ з податливим дном

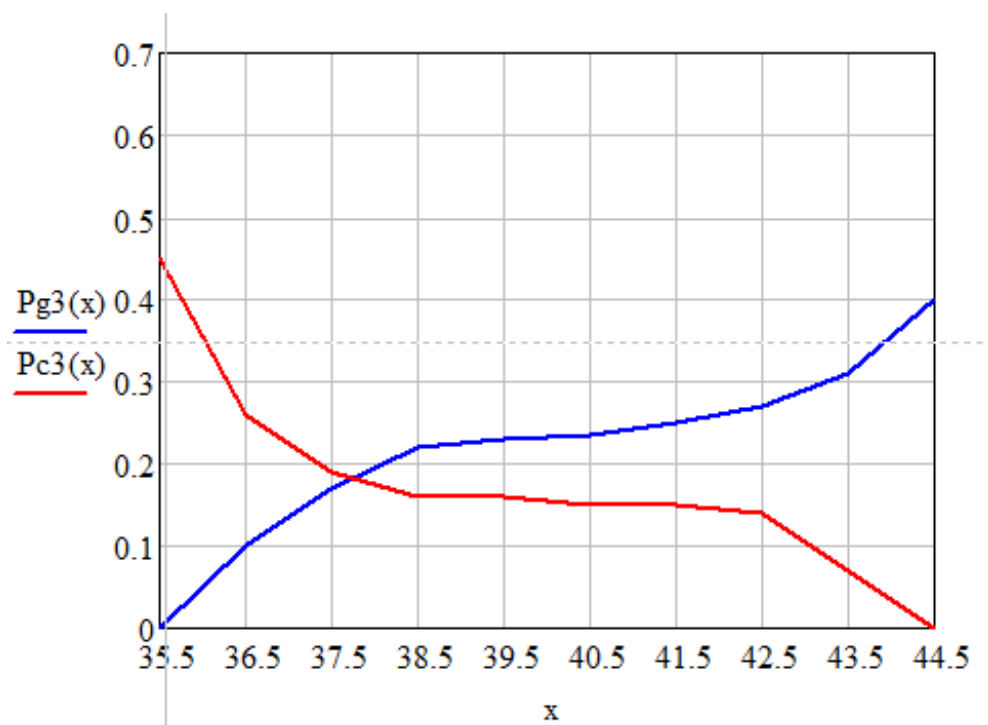


Рисунок 5.33 – Графік розподілу гідродинамічного та контактних тисків для конструкції ТСУ з наскрізними пазами у податливому дні

В таблиці 5.1 продемонстровано отримані показники витоків та моментів тертя гідродинамічного тертя для кожної моделі ТСУ.

Таблиця 5.1 – Показники витоків і моментів тертя для традиційної конструкції ТСУ (1), конструкції ТСУ з податливим дном (2), конструкції ТСУ з наскізними пазами у податливому дні (3)

	1	2	3
Q (л/год)	0,052	0,075	0,111
M (Н·м)	0,06	0,056	0,052

5.4 Висновки

1. Запропонований спрощений аналітичний метод визначення геометрії податливого дна, що забезпечує вирівнювання контактного тиску по ширині пари тертя.

2. Представлена методика числового розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя за допомогою програмного комплексу ANSYS, результати розрахунків добре узгоджується з експериментальними даними.

3. Розв'язано задачу взаємодії ущільнювальної рідини, сальникової набивки та опорної втулки для традиційної конструкції торцевого сальникового ущільнення, торцевого сальникового ущільнення з податливим дном та торцевого сальникового ущільнення із наскізними пазами у податливому дні. Результати розрахунків показали, що в конструкції ТСУ з наскізними пазами у податливому дні зменшується величина контактного тиску за рахунок збільшення тиску рідини у зазорі. При цьому дещо підвищується величина витоків. Тому застосування цієї конструкції дозволить підвищити ресурс торцевого сальникового ущільнення при збереженні достатньо низьких витоків.

6 РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ

6.1. Актуальність проблеми. Постановка задачі

Сучасна обчислювальна техніка дозволила вирішити багато завдань гідродинаміки проточних частин лопатевих машин, зокрема, відцентрових насосів [38]. В результаті, з'явилася можливість оптимізувати геометрію проточних каналів і звести до можливого мінімуму гідравлічні втрати, і тим самим, підвищити гідравлічні ККД насосів. Подальше підвищення загального ККД можливо, перш за все, за рахунок зниження об'ємних втрат, тобто протікання через кінцеві і міжступеневі шпаринні ущільнення. У відцентрових насосах ці протікання досягають 10% номінальної подачі насоса [39], тому проблема їх зменшення не втрачає актуальності.

Одним із способів зменшення об'ємних втрат є застосування в якості передніх ущільнень робочих коліс шпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами (рис. 6.1). Такі ущільнення [40,41] створюються послідовно розташованими дроселями, коефіцієнт гідравлічних втрат яких приблизно дорівнює сумі коефіцієнтів втрат всіх дроселів. Відповідно зменшується протікання через ущільнення. Розрахунок ущільнень обмежується оцінкою втрат через кільцеві дроселі з нерухомими стінками. При цьому використовуються емпіричні значення коефіцієнтів місцевих втрат і втрат на тертя по довжині каналу.

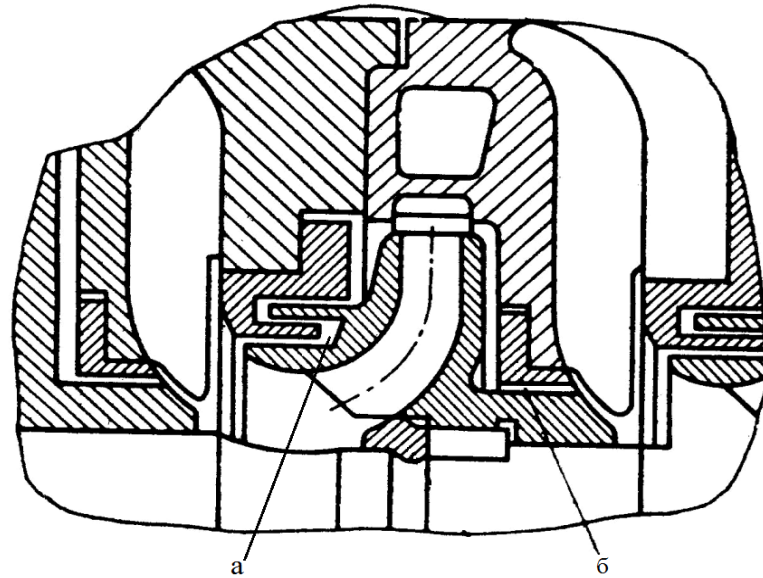


Рисунок 6.1 – Проміжна ступінь відцентрового насоса:

а - трьохшпаринне переднє ущільнення робочого колеса, б - заднє одношпаринне ущільнення

У другій половині минулого століття при створенні високонапірних живильних насосів виявилася здатність багатошпаринних ущільнень викликати автоколивання ротора з амплітудами порядку величини радіального зазору [42]. Ця обставина змусила по-новому підходити до вибору конструкції і до розрахунку багатошпаринних ущільнень, особливо для високооберткових насосів високого тиску. Зокрема, такі ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують втрати, а й виконують функції гідродинамічних опор, тому важливим завданням розрахунку є визначення не тільки гідростатичних, але і неконсервативних сил, що діють на ротор з боку потоку рідини в дроселюючих каналах. Нечисленні роботи [41,43] в цій області враховують тільки потенційні гідростатичні сили, а при визначенні сили в парних шпаринах допущена помилка в знаку.

Збільшення кількості дроселюючих каналів в ущільненнях багатоступеневих відцентрових насосів пов'язане з ускладненням збірки і підвищенням вимог до

точності виготовлення. У зв'язку з цим ущільнення з числом шпарин більше трьох практично не використовуються і тому тут не розглядаються.

Розрахункові схеми (перетини площиною, перпендикулярною осі опор при $z=0$) з основними позначеннями і системами координат показані на рисунку 6.1.

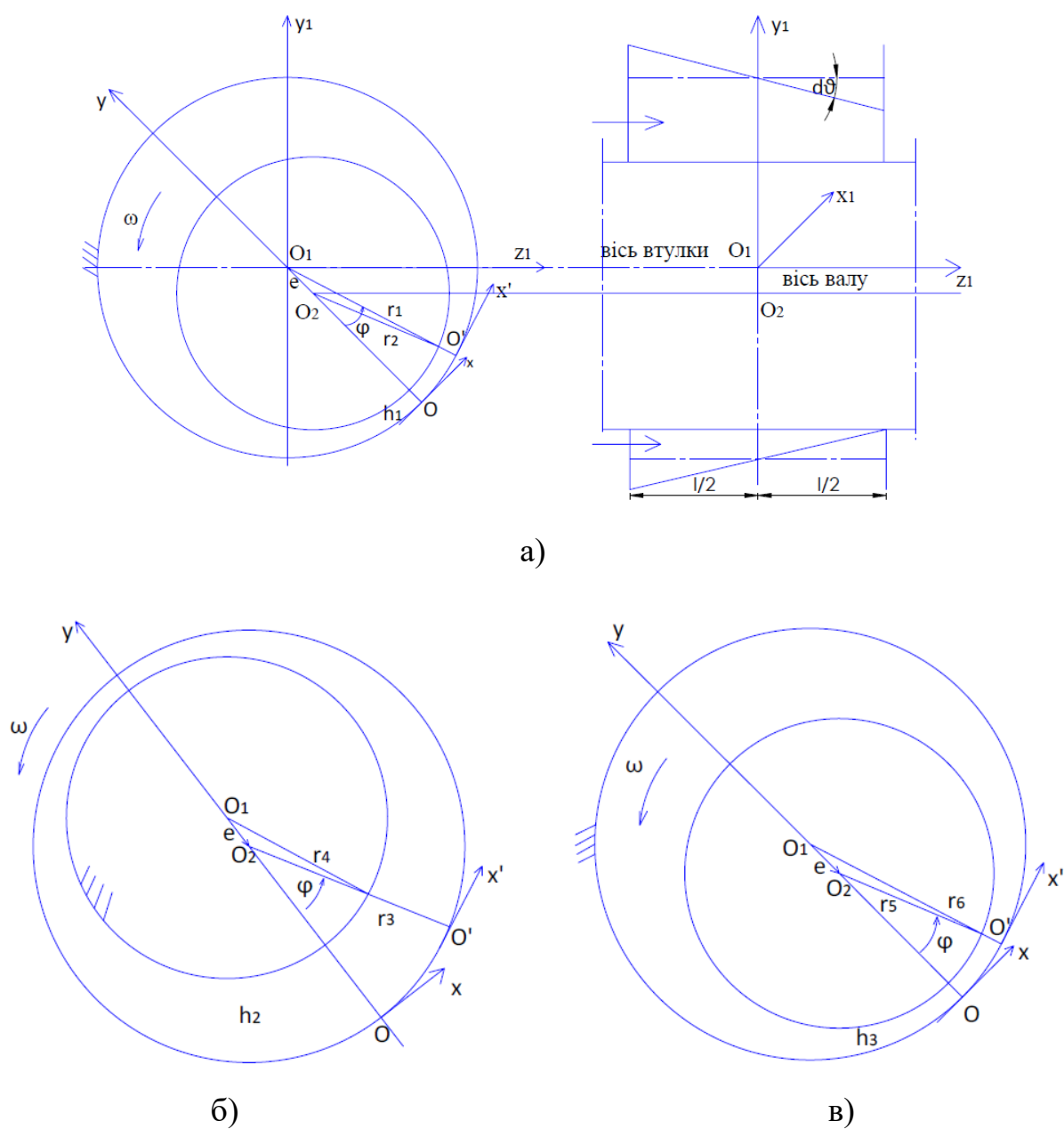
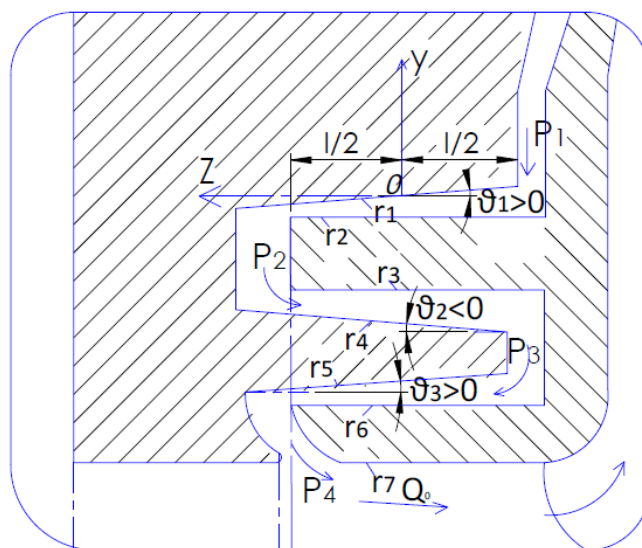
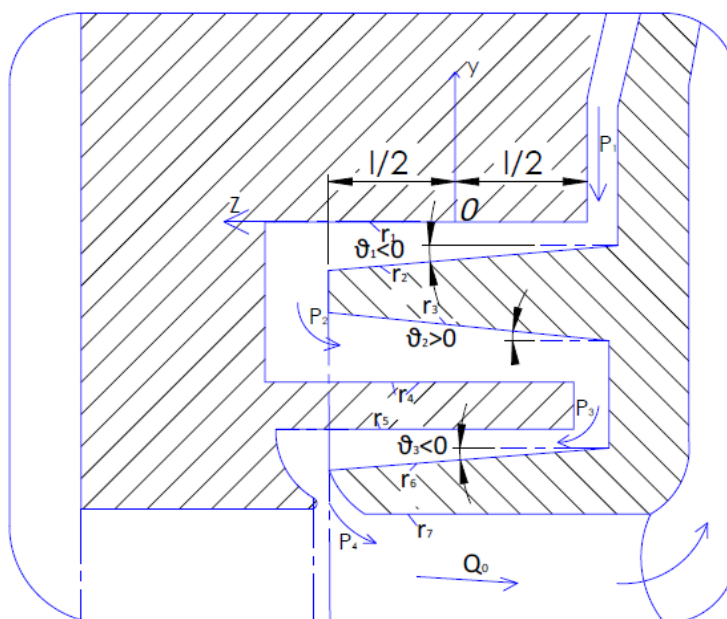


Рисунок 6.1 – Розрахункові схеми трьох послідовно розташованих кільцевих дроселів: (а) перша шпарина, (б) друга шпарина, (в) третя шпарина

Схематичне зображення осьового перерізу вузла трьохшпаринного ущільнення зі збільшеними зазорами приведено на рисунку 6.2 (вісь ротора зміщена вниз відносно осі опор): а - перша шпарина, б - друга шпарина, в - третя шпарина.



а)



б)

Рисунок 6.2 – Осьовий переріз вузла трьохшпаринного ущільнення

(а) $\vartheta_1 > 0; \vartheta_2 < 0; \vartheta_3 > 0$, (б) $\vartheta_1 < 0; \vartheta_2 > 0; \vartheta_3 < 0$

Обчислення витрат і радіальних гідродинамічних сил проводиться для автотельної області турбулентної течії в дроселюючих каналах. Саме такий режим характерний для ущільнень багатоступеневих відцентрових насосів.

З радіальних сил, що виникають у кільцевих дроселях, розглядаються сили, обумовлені напірним потоком F_p і потоком витіснення: дисипативна сила F_d і циркуляційна сила F_c . Інерційні сили (гіроскопічна і сила інерції), зважаючи на їх відносно малі значення, не враховуються. Використовуються лінеаризовані вирази радіальних сил, отримані в роботі [41] для одношпаринного ущільнення як з внутрішнім, так і з зовнішнім обертовими і коливальними циліндрами. Вихідним рівнянням течії в'язкої нестисливої рідини в каналі прийнято рівняння Рейнольдса розподілу тиску в короткому кільцевому каналі з відповідними граничними умовами.

6.2 Проекції сил в нерухомій системі координат і їх складання

Проекції сил, що діють на ротор, для трьох послідовно розташованих каналів (нумерація каналів по напрямку течії) в нерухомій системі координат мають вигляд [27, 44]

$$\begin{aligned}
 F_{px1} &= -k_{p1}(\theta_1 + \chi_1)x, & F_{py1} &= -k_{p1}(\theta_1 + \chi_1)y, \\
 F_{px2} &= -k_{p2}(\theta_2 + \chi_2)x, & F_{py2} &= -k_{p2}(\theta_2 + \chi_2)y, \\
 F_{px3} &= -k_{p3}(\theta_3 + \chi_3)x, & F_{py3} &= -k_{p3}(\theta_3 + \chi_3)y; \\
 & & & \\
 F_{dx1} &= -k_{d1}\dot{x}, & F_{dx2} &= -k_{d2}\dot{x}, & F_{dx3} &= -k_{d3}\dot{x}, \\
 F_{dy1} &= -k_{d1}\dot{y}, & F_{dy2} &= -k_{d2}\dot{y}, & F_{dy3} &= -k_{d3}\dot{y}; \\
 & & & & & \\
 F_{cx1} &= -\omega k_{c1}y, & F_{cx2} &= -\omega k_{c2}y, & F_{cx3} &= -\omega k_{c3}y, \\
 F_{cy1} &= \omega k_{c1}x, & F_{cy2} &= \omega k_{c2}x, & F_{cy3} &= \omega k_{c3}x.
 \end{aligned} \tag{6.1}$$

Циліндричні стінки всіх трьох кільцевих каналів в початковому положенні співвісні, тому узагальнені координати і узагальнені швидкості для всіх каналів однакові.

У наведених формулах використані наступні позначення:

$$k_{pi} = \pi \frac{l_i R_i}{2H_i} \Delta p_i \left[\frac{H}{M} \right], k_{di} = \pi R_i \frac{\mu l_i^3}{12H_i^3} 5 \cdot 10^{-3} \operatorname{Re} \left[\frac{H \cdot c}{M} \right] k_{ci} = 0,5 \kappa_i k_{di} \left[\frac{H}{M} \right],$$

$$q_0 = 10 \left(\frac{\Delta p_i H_i^3}{\rho l_i} \right)^{0,5} \left[\frac{M^2}{c} \right], \operatorname{Re} = \frac{2\rho q_0}{\mu}, \chi_i \approx \frac{1}{1+0,02l_i/H_i}, \theta_i = \frac{g l_i}{2H_i};$$
(6.2)

$$R_1 = 0,5(r_1 + r_2), R_2 = 0,5(r_3 + r_4), R_3 = 0,5(r_5 + r_6);$$

$$H_1 = r_1 - r_2, H_2 = r_3 - r_4, H_3 = r_5 - r_6;$$

де $i = 1, 2, 3$ – номери каналів,

ρ, μ - питома густина і динамічна в'язкість рідини,

$\kappa_i = 2 \omega_{mi} / \omega$ - коефіцієнт закрутки потоку в i -му каналі,

ω_{mi} - середня по товщині зазору кутова швидкість рідини,

ω - частота обертання ротора,

χ - відносний коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат;

$r_k \dots (k = 1, 2, \dots, 6)$ - середній по довжині каналу радіус k - ї стінки.

Суми однойменних проекцій запишемо у вигляді функцій узагальнених координат і швидкостей

$$\begin{aligned}
F_{px} &= \sum_{i=1}^3 F_{pxi} = -K_p x, & F_{py} &= \sum_{i=1}^3 F_{pyi} = -K_p y, \\
F_{dx} &= \sum_{i=1}^3 F_{dxi} = -K_d \dot{x}, & F_{dy} &= \sum_{i=1}^3 F_{dyi} = -K_d \dot{y}, \\
F_{cx} &= \sum_{i=1}^3 F_{cxi} = -\omega K_c y, & F_{cy} &= \sum_{i=1}^3 F_{cyi} = \omega K_c x;
\end{aligned} \tag{6.3}$$

$$K_p = k_{p1}b_1 + k_{p2}b_2 + k_{p3}b_3, \quad b_i = \theta_i + \chi_i \tag{6.4}$$

$$K_d = k_{d1} + k_{d2} + k_{d3}, \quad K_c = 0,5(k_{d1}\kappa_1 + k_{d2}\kappa_2 + k_{d3}\kappa_3).$$

Коефіцієнти (6.4) представляють собою сумарні коефіцієнти потенційних (K_p), дисипативних (K_d) і циркуляційних (ωK_c) сил.

Коефіцієнти потенційних сил (коефіцієнти гідростатичної жорсткості) пропорційні дроселюючому на даному зазорі перепаду тиску. Для його визначення потрібно користуватися умовою суцільності, на підставі якої витрати через всі послідовно з'єднані канали однакові: $Q_1 = Q_2 = Q_3$. При цьому в першому наближенні використовуємо формули витрат для автомобельної області турбулентної течії без урахування ексцентриситету і частоти обертання стінок і їх радіальних коливань:

$$Q_i = 2\pi R_i q_{0i}, \quad q_{0i} = 10 \left(\frac{H_i^3}{\rho l_1} \Delta p_i \right)^{0,5} \tag{6.5}$$

де q_{0i} - витрата через канал одиничної ширини $R_i d\varphi = 1$ i -го каналу, на якому дроселюється перепад тиску Δp_i . Тиски p_2, p_3 в торцевих камерах майже постійні по колу, так як порушення осової симетрії, обумовлені

ексцентриситетом кільцевих каналів, вирівнюються в камерах порівняно великого об'єму.

Виразимо витрати через окремі дроселі через турбулентні провідності

$$Q_i = g_i \sqrt{\Delta p_i}, \quad g_i = 20\pi \left(\frac{R_i^2 H_i^3}{\rho l_i} \right)^{0.5}. \quad (6.6)$$

Використовуємо дві рівності $Q_1^2 = Q_2^2$, $Q_2^2 = Q_3^2$, з яких, після підстановки (6.6) і виразів

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2, \quad \Delta p_2 = p_2 - p_3, \quad \Delta p_3 = p_3 - p_4, \quad (6.7)$$

отримаємо рівняння відносно тисків p_2, p_3 :

$$\begin{aligned} (g_1^2 + g_2^2)p_2 - g_2^2 p_3 &= g_1^2 p_1, \\ -g_2^2 p_2 + (g_2^2 + g_3^2)p_3 &= g_3^2 p_4. \end{aligned}$$

За формулами Крамера знаходимо тиски в торцевих камерах

$$p_2 = \frac{g_1^2 (g_2^2 + g_3^2) p_1 - g_2^2 g_3^2 p_4}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}, \quad p_3 = \frac{g_1^2 g_2^2 p_1 + (g_1^2 + g_2^2) g_3^2 p_4}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}$$

і перепади тиску на ущільнюючих зазорах:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2 = \frac{G^2}{g_1^2} \Delta p_0, \Delta p_2 = p_2 - p_3 = \frac{G^2}{g_2^2} \Delta p_0, \Delta p_3 = p_3 - p_4 = \frac{G^2}{g_3^2} \Delta p_0 \quad (6.8)$$

В останніх формулах введена еквівалентна провідність трьох послідовно з'єднаних турбулентних дроселів:

$$G = \sqrt{\frac{g_1^2 g_2^2 g_3^2}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}}. \quad (6.9)$$

Тепер сумарний коефіцієнт гідростатичної жорсткості трьохшпаринного ущільнення набуває вигляду:

$$K_p = \frac{\pi}{2} \Delta p_0 G^2 \left(\frac{b_1 l_1 R_1}{g_1^2 H_1} + \frac{b_2 l_2 R_2}{g_2^2 H_2} + \frac{b_3 l_3 R_3}{g_3^2 H_3} \right).$$

Для двохшпаринного ущільнення, коли $g_3 \rightarrow \infty$, потрібно в формулах (6.2) прийняти $k_{p3} = k_{d3} = 0$, а формули (6.9) і (6.10) перетворюються до вигляду

$$G^{(2)} = \sqrt{\frac{g_1^2 g_2^2}{g_1^2 + g_2^2}}, \quad K_p^{(2)} = \frac{\pi}{2} \Delta p_0 G^{2(2)} \left(\frac{b_1 l_1 R_1}{g_1^2 H_1} + \frac{b_2 l_2 R_2}{g_2^2 H_2} \right). \quad (6.11)$$

Оцінку витрат можна отримати за формулами (3.6) для одного з каналів, використовуючи відповідний цьому каналу перепад тиску (3.8), або за формулою

$$Q = G \sqrt{\Delta p_0}, \quad (6.12)$$

в якій витрати виражені через ущільнюваний перепад тиску і еквівалентну провідність (6.9) послідовних дроселів.

6.3 Рівняння радіальних коливань одномасового неврівноваженого ротора

Розглянемо неврівноважений одномасовий ротор в жорстких опорах з одним трьохшаринним ущільненням. Сила тяжіння не враховується. Рівняння руху в проекціях на осі нерухомої системи координат з урахуванням сил (6.3) для радіальних коливань мають вигляд [45]:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + K_d\dot{x} + K_p x + \omega K_c y &= ma\omega^2 \cos \omega t, \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky + K_d\dot{y} + K_p y - \omega K_c x &= ma\omega^2 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (6.13)$$

Відповідну однорідну систему представимо у вигляді

$$\begin{aligned} \ddot{x} + 2n_d\dot{x} + \Omega^2 x + \omega 2n_c y &= 0, \\ \ddot{y} + 2n_d\dot{y} + \Omega^2 y - \omega 2n_c x &= 0, \end{aligned} \quad (6.14)$$

де

$$2n_d = (c + K_d)/m, \quad 2n_c = K_c/m, \quad \Omega^2 = (k + K_p)/m = \omega_0^2 + \omega_p^2. \quad (6.15)$$

Рівняння (6.14) використовуємо для оцінки стійкості радіальних коливань. Загальне рішення цих рівнянь: $x = B_x e^{\lambda t}$, $y = B_y e^{\lambda t}$. Підставивши рішення в (6.14), отримаємо систему алгебраїчних рівнянь відносно амплітуд ($t > 0$):

$$\begin{aligned}(\lambda^2 + 2n_d\lambda + \Omega^2)B_x + 2\omega n_c B_y &= 0, \\ -2\omega n_c B_x + (\lambda^2 + 2n_d\lambda + \Omega^2)B_y &= 0.\end{aligned}$$

Умовою існування відмінних від нуля рішень є рівність нулю визначника системи, розкривши який прийдемо до характеристичного рівняння

$$a_0\lambda^4 + a_1\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda + a_4 = 0,$$

де

$$a_0 = 1, a_1 = 4n_d, a_2 = 4n_d^2 + 2\Omega^2, a_3 = 4n_d\Omega^2, a_4 = 4\omega^2 n_c^2 + \Omega^4. \quad (6.16)$$

За критерієм Рауса-Гурвіца для стійкості системи 4-го порядку необхідно і достатньо, щоб всі коефіцієнти (6.16) характеристичного рівняння були позитивними, і щоб виконувалася нерівність $a_1 a_2 a_3 > a_0 a_3^2 + a_1^2 a_4$. З урахуванням (3.15) і (3.16) остання нерівність набуває вигляду

$$n_d^2 \Omega^2 > n_c^2 \omega^2 \quad \text{або} \quad \omega < \frac{n_d}{n_c} \Omega = \frac{c + K_d}{K_c} \sqrt{\frac{k + K_p}{m}}. \quad (6.17)$$

Таким чином, розширюють область стійкості сумарні жорсткість і демпфування, а дестабілізуючий ефект надає циркуляційна сила.

Практичний інтерес представляє оцінка стійкості для випадку, коли ущільнюваний перепад тиску пропорційний квадрату частоти обертання:

$\Delta p_0 = B\omega^2$, де $B = \Delta p_n / \omega_n^2$, Δp_n , ω_n - номінальні значення ущільнювального перепаду тиску і частоти обертання $\Delta p_0 = \Delta p_n \omega^2 / \omega_n^2$. Підставивши значення

$\Delta p_0 = \Delta p_n \omega^2 / \omega_n^2$ і $K_p = K_{pn} \omega^2 / \omega_n^2$ в умову стійкості (3.17), отримаємо

$$\omega < \frac{n_d}{n_c} \omega_0 / \sqrt{1 - \left(\frac{n_d}{n_c} \cdot \frac{\omega_0}{\omega_n} \right)^2 \cdot \frac{K_{pn}}{k}} . \quad (6.18)$$

Якщо параметри ущільнення обрані так, що знаменник (3.18) рівний нулю, межа стійкості відсувається в нескінченність: при будь-якій досяжній частоті обертання ротор зберігає стійкість.

Повернемося до вимушених коливань, описуваних системою (3.13). Помноживши друге рівняння на уявну одиницю і склавши рівняння почленно, отримаємо з урахуванням (6.15) спресовану форму з комплексною змінною $z = x + iy$:

$$\ddot{z} + 2n_d \dot{z} + \Omega^2 z - i\omega 2n_c z = a\omega^2 e^{i\omega t} . \quad (6.19)$$

Розв'язок рівняння має вигляд $z = z_a e^{i(\omega t + \varphi)}$. Після його підстановки і скорочення на $e^{i\omega t}$, отримаємо алгебраїчне рівняння з комплексними коефіцієнтами

$$\left[\omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2 + i\omega 2(n_d - n_c) \right] z_a e^{i\varphi} = a\omega^2 , \quad (6.20)$$

в якому комплексне число в квадратних дужках

$$D(i\omega) = U + i\omega V, \quad U = \omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2, \quad V = 2(n_d - n_c) \quad (6.21)$$

є власним оператором системи ротор-ущільнення.

Відношення реакції до зовнішнього гармонійного впливу представляє частотну передаточну функцію $W(i\omega)$:

$$W(i\omega) = \frac{z_a}{a\omega^2} e^{i\varphi} = A_*(\omega) e^{i\varphi(\omega)} = \frac{I}{U(\omega) + i\omega V(\omega)}; \quad A_* = \frac{z_a}{a\omega^2}. \quad (6.22)$$

Розділивши дійсну і уявну частини передавальної функції, отримаємо

$$W(i\omega) = A_*(\omega) e^{i\varphi(\omega)} = U_1(\omega) - i\omega V_1(\omega), \quad (6.23)$$

$$U_1 = U/(U^2 + \omega^2 V^2), \quad V_1 = \omega V/(U^2 + \omega^2 V^2).$$

Амплітуда $A_* = \frac{\omega^2}{\sqrt{U^2 + \omega^2 V^2}}$ і фаза $\varphi = -\arctg \omega \frac{V}{U}$: цього комплексного числа представляють амплітудну і фазову частотні характеристики. В даному випадку інерційного збудження, щоб надати амплітуді безрозмірний вид, в якості амплітудної характеристики приймемо відношення $A = z_a/a = \omega^2 A_*$. Як впливає з (6.21) - (6.23),

$$A(\omega) = \omega^2 A_* = \frac{\omega^2}{\sqrt{(\omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2)^2 + \omega^2 [2(n_d - n_c)]^2}}, \quad (6.24)$$

$$\varphi(\omega) = -\arctg \omega \frac{V}{U} = -\arctg \omega 2 \frac{n_d - n_c}{\omega_0^2 + \omega_p^2 - \omega^2}.$$

Останнім формулами можна надати більш наглядний вигляд, використовуючи позначення показника згасання $\xi = (n_d - n_c)/\Omega$ і безрозмірної частоти обертання $\nu = \omega/\omega_0$. З цими позначками формули (6.24) приймають вид

$$A(\nu) = \frac{\nu^2}{\sqrt{\left(1 + \frac{\omega_p^2}{\omega_0^2} - \nu^2\right)^2 + (2\xi\nu)^2}}, \quad \varphi(\nu) = -\arctg \frac{2\xi\nu}{1 + \frac{\omega_p^2}{\omega_0^2} - \nu^2}. \quad (6.25)$$

6.4 Чисельна оцінка вібраційних характеристик

Числовий аналіз для оцінювання впливу шпаринних ущільнень будемо проводити для одноступінчатого консольного насоса (рис 6.3) [47].

Вихідні дані: $a=197\text{мм}$; $b=94\text{мм}$; параметри ротора: $d=10\text{мм}$; приведена маса ротора $m=4,6\text{ кг}$; модуль пружності матеріалу валу $E=2 \cdot 10^{11}\text{Па}$; номінальна робоча частота обертання ротора $\omega_n=300\text{ рад/с}$, коефіцієнт зовнішнього демпфування не враховуємо: $c=0$.

Параметри ущільнень:

Трьохшпаринне ущільнення: $R_1=0.044\text{м}$; $R_2=0.041\text{м}$; $R_3=0.038\text{м}$; $l_1=0.021\text{м}$; $l_2=0.011\text{м}$; $l_3=0.02\text{м}$; $H_1=0.2 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_2=0.4 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_3=0.2 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $\xi=0,05$.

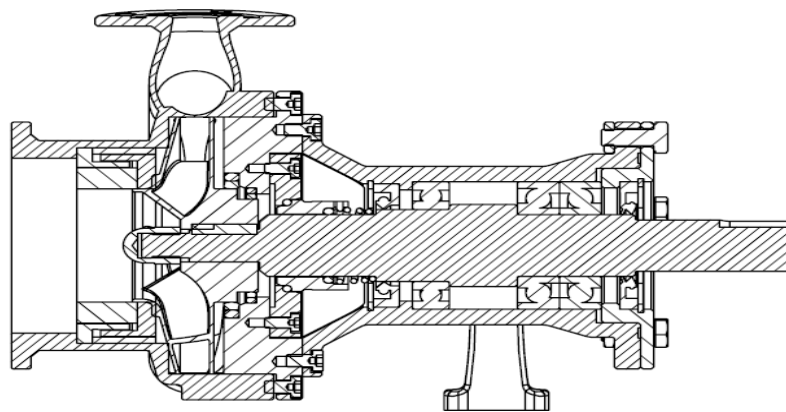


Рисунок 6.4 – Консольний насос

Двохшпаринне ущільнення: $R_1=0.044\text{м}$; $R_2=0.041\text{м}$; $l_1=0.021\text{м}$; $l_2=0.011\text{м}$; $H_1=0.2 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $H_2=0.4 \cdot 10^{-3}\text{м}$; $\xi=0,05$.

Одношпаринне ущільнення: $R_1=0.044\text{м}$; $l_1=0.021\text{м}$; $H_1=0.2\cdot 10^{-3}\text{м}$; $\xi=0,05$.

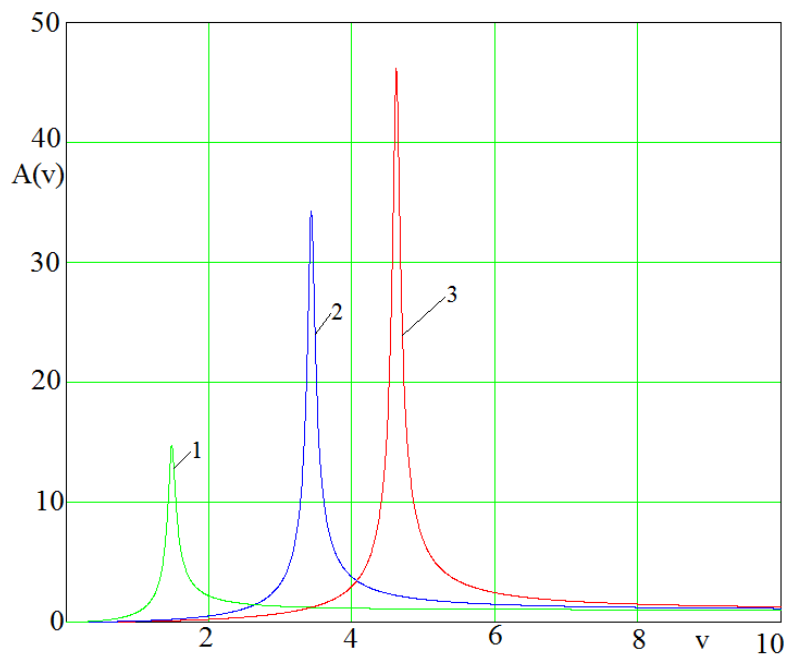
Номинальний перепад тиску на ущільненнях, $\Delta p_n=4\text{МПа}$. Перекачувана рідина – вода, температура 20С° , густина $\rho=10^3\text{Па}\cdot\text{с}$. Режим руху рідини – автомодельна область турбулентної течії.

Числові значення коефіцієнтів радіальних сил при паралельних шпаринах приведені в таблиці 6.1. На рисунку 6.4 показані частотні характеристики, побудовані для трьох ущільнень.

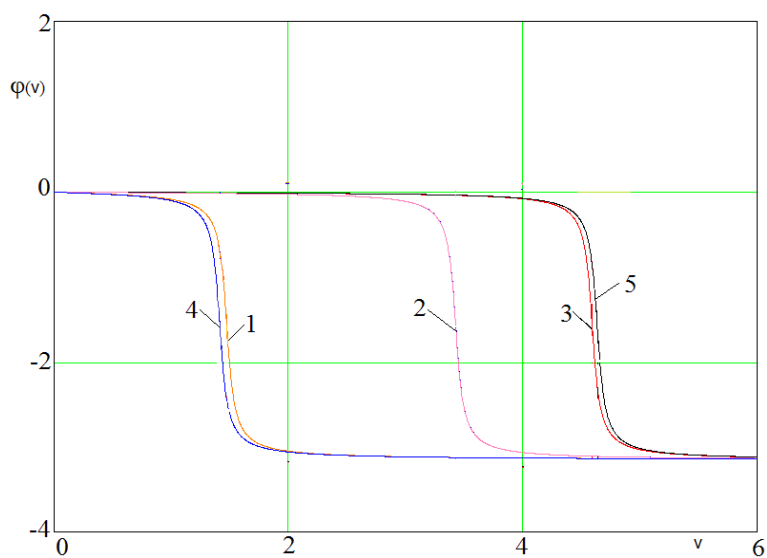
Таблиця 6.1 - Коефіцієнти радіальних сил

Типи ущільнень	Результати розрахунків			
	$k_p \left[\frac{H}{M} \right]$	$k_d \left[\frac{H \cdot c}{M} \right]$	$k_c \left[\frac{H}{M} \right]$	Q (м ³ /с)
Одношпаринне	3.96×10^6	1×10^3	268	$3.4 \cdot 10^{-3}$
Двохшпаринне	4.11×10^6	1.1×10^3	274	$3.3 \cdot 10^{-3}$
Трьохшпаринне	8.46×10^6	2×10^3	506	$2.3 \cdot 10^{-3}$

В таблиці 6.2 наведені результати обчислення коефіцієнтів жорсткості трьохшпаринного ущільнення при перепаді тиску 4 МПа для п'яти випадків параметра конусності. Амплітудні та фазові частотні характеристики для трьохшпаринного ущільнення при різних θ в безрозмірному вигляді приведені на рисунку 6.5.



а)



б)

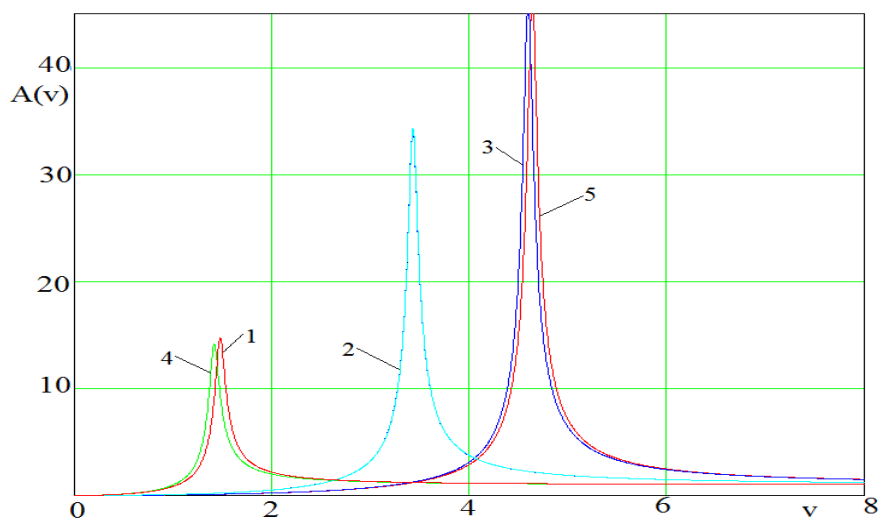
Рисунок 6.4 – Амплітудні (а) та фазові (б) частотні характеристики при постійному перепаді тиску на ущільненнях:

1-одношпаринне; 2-двохшпаринне;

3-трьохшпаринне

Таблиця 6.2 - Коефіцієнти жорсткості трьохшпаринного ущільнення при різних θ

№ п/п	θ	$k_p \left[\frac{H}{M} \right]$
1	0,3;-0,3;0,3	1.59×10^7
2	0;0;0	8.5×10^6
3	-0,3;0,3;-0,3	9.23×10^5
4	0,3;0,3;0,3	1.61×10^7
5	-0,3;-0,3;-0,3	7.87×10^5



a)

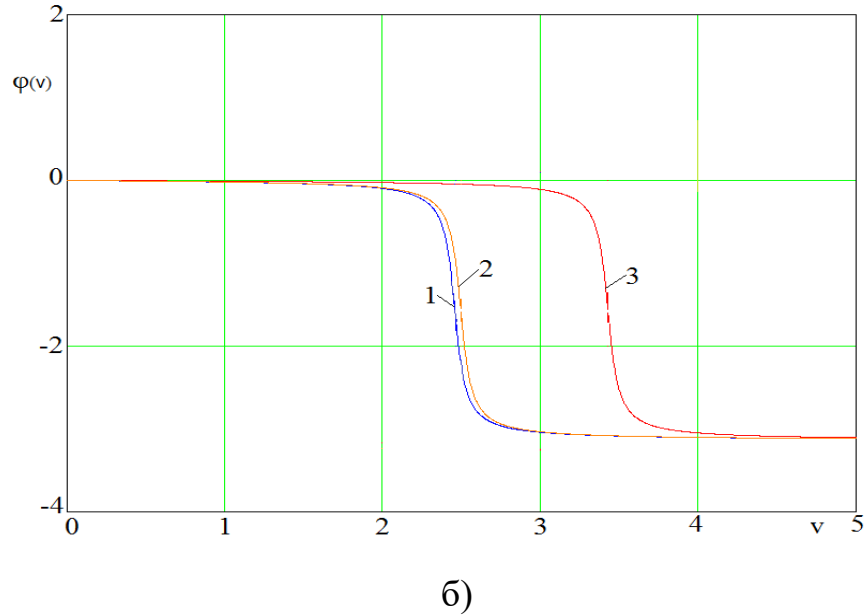


Рисунок 6.5 - Амплітудні (а) і фазові (б) частотні характеристики для

трьохшпаринного ущільнення: $1-\theta_i = -0,3$; $2-\theta_i = 0$; $3-\theta_i = -0,3$; $4-\theta_i = -0,3$; $5-\theta_i = 0,3$

6.5 Висновки

Багатошпаринні ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують неконтрольовані витіки перекачуваного середовища, а й виконують функції гідродинамічних опор. Такі системи багато в чому визначають вібраційний стан ротора. Числова оцінка впливу багатошпаринних кільцевих каналів показала, що трьохшпаринне ущільнення зменшує витрати у порівнянні з одношпаринним та двохшпаринним, а коефіцієнт жорсткості підвищується при збільшенні кількості шпарин.

Істотний вплив на амплітуди та фази має конусність кільцевого каналу. Конфузорність $\theta > 0$ підвищує критичні частоти; дифузорність надає зворотний ефект. Тому при проектуванні ущільнень потрібно забезпечувати достатню жорсткість елементів конструкції, щоб уникнути утворення дифузорних каналів.

ВИСНОВКИ

1. Проведено експериментальне та числове дослідження теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Отримано залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході та в навантажувальній камері; поля температур і тиску мастильного шару та тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при різних частотах обертання; залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу. Визначено максимальну несучу здатність підшипника, яка при допустимій температурі $98\text{ }^{\circ}\text{C}$ дорівнює 41000 Н . Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними показало їх достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає $5,8\%$. Аналіз результатів досліджень показав, що існує можливість підвищення несучої здатності упорного колодкового підшипника ковзання за рахунок покращення його теплового стану.

2. Дослідження конструкції упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки показало, що завдяки скребкам частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки, що дозволило $2,25$ рази збільшити несучу здатність досліджуваного підшипника при подібній максимальній температурі (різниця $8\text{ }^{\circ}\text{C}$, 9%) та моменті тертя (різниця $1,6\text{ Нм}$, 27%) в порівнянні з традиційною конструкцією підшипника при однакових геометричних розмірах.

3. В результаті проведених досліджень отримано ряд технічних рішень (способів), спрямованих на підвищення якості торцевих імпульсних ущільнень (ТІУ), які здійснюються на етапі конструкторської та технологічної підготовки

виробництва, шляхом найбільш раціонального вибору і поєднання матеріалів кілець в парі тертя, а також формування на їх контактуючих поверхнях спеціальних зносостійких покриттів.

4. Запірне імпульсне торцеве ущільнення має подібну герметичність з конструкціями газодинамічних ущільнень фірми «Бургманн» (Німеччина), але за рахунок здвоєної конструкції, відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити к.к.д відцентрового компресора. Статичний розрахунок показав, що використання регулятора перепаду тиску спільно з затворним імпульсним ущільненням з внутрішніми живильниками забезпечує стабільну роботу цього ущільнення, тобто величина торцевого зазору мало змінюється при зміні тиску запірного середовища. Амплітудні частотні характеристики запірного імпульсного ущільнення з регулятором перепаду тисків показують, що небезпечних областей частот не виявлено, амплітуди коливань кільця не виходили за допустимі межі.

5. Дослідження запірних імпульсних ущільнень з безперервним підведенням запірного середовища показали, що результати статичного розрахунку достатньо добре узгоджуються з експериментальними даними. В конструкції запірного ущільнення з безперервним підводом запірного середовища кільцева канавка, що виконана на нерухомому кільці, виконує функції буферної канавки, запобігаючи прориви ущільнювального середовища в атмосферу. Між тим, надійна робота такого ущільнення забезпечується в досить вузькому діапазоні перепадів тисків між ущільнювальним і запірним середовищем. Тому в таких конструкціях ущільнень є необхідність використання диференційного регулятора перепаду тиску.

6. В конструкції запірного імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками можливо підвищити різницю тиску між запірним і ущільнюючим середовищем. Запірне середовище як би «розмазується» по торцевій поверхні живильними каналами, які обертаються. Величина зовнішніх витоків запірного

середовища в атмосферу при зазорі 3 мкм становить 2,6 л/хв, що добре співпадає з експериментом.

7. Запропонований спрощений аналітичний метод визначення геометрії податливого дна, що забезпечує вирівнювання контактного тиску по ширині пари тертя. Представлена методика числового розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя за допомогою програмного комплексу ANSYS, результати розрахунків добре узгоджується з експериментальними даними. Розв'язано задачу взаємодії ущільнювальної рідини, сальникової набивки та опорної втулки для традиційної конструкції торцевого сальникового ущільнення, торцевого сальникового ущільнення з податливим дном та торцевого сальникового ущільнення із наскрізними пазами у податливому дні. Результати розрахунків показали, що в конструкції ТСУ з наскрізними пазами у податливому дні зменшується величина контактного тиску за рахунок збільшення тиску рідини у зазорі. При цьому дещо підвищується величина витоків. Тому застосування цієї конструкції дозволить підвищити ресурс торцевого сальникового ущільнення при збереженні достатньо низьких витоків.

8. Багатошпаринні ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують неконтрольовані витoki перекачуваного середовища, а й виконують функції гідродинамічних опор. Такі системи багато в чому визначають вібраційний стан ротора. Числова оцінка впливу багатошпаринних кільцевих каналів показала, що трьохшпаринне ущільнення зменшує витрати у порівнянні з одношпаринним та двохшпаринним, а коефіцієнт жорсткості підвищується при збільшенні кількості шпарин. Істотний вплив на амплітуди та фази має конусність кільцевого каналу. Конфузорність $\theta > 0$ підвищує критичні частоти; дифузорність надає зворотний ефект. Тому при проектуванні ущільнень потрібно забезпечувати достатню жорсткість елементів конструкції, щоб уникнути утворення дифузорних каналів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Кайота Д.О. Аналіз теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання / Д.О. Кайота, А.В. Загорулько, С.В. Паненко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2018. – №3 (53) – С.2-7.
2. Авторское свидетельство №1541442, СССР, 5F16C17/04 Упорный подшипник скольжения. В.С.Марцинковский, Л.В.Черепов, Н.В.Малик, В.И.Юрко, Ю.С. Зинченко
3. Сережкина Л.П., Зарецкий Е.И. Осевые подшипники мощных паровых турбин - М.: Машиностроение, 1988.- 175 с.
4. Патент на винахід 81026, Україна, F16C 17/04. Важільна вирівнювальна система упорного підшипника. В.С.Марцинковський, Ю.С.Філоненко, В.М.Кучеренко.
5. Патент на изобретение 2305212, Россия, F16C 17/04. Рычажная выравнивающая система упорного подшипника. В.С.Марцинковский, Ю.С.Филоненко, В.Н.Кучеренко.
6. Патент корисну модель 29014, Україна, F16C32/00. Упорний підшипник. В.С.Марцинковський, Ю.С.Філоненко, В.І.Юрко, В.М.Кучеренко
7. Патент України № 77906, B23N1/00, 3/00, 5/00. Спосіб обробки вкладишів підшипників ковзання/ Марцинковский В.С. /Опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1.
8. А.И. Шкурко. Перспективы применения уплотнений импульсных. // Труды 14-й международной научно-технической конференции «Герметичность, виброненадежність и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования» - г.Сумы: изд-во СумГУ, 2014.
9. А.В. Загорулько, Д.В. Лісовенко, В.С. Марцинковський. Розробка та дослідження торцевого запірною імпульсного ущільнення відцентрового компресора. // Восточно – Европейский журнал передовых технологий.-2016.- 1/7(79). С.30-39.

10. Марцинковский В.А.. Динамика роторов центробежных машин: монография / В.А. Марцинковский. – Сумы: Сумский государственный университет, 2012.- 563 с.
11. Торцовое уплотнение с регулируемой утечкой: А.с. 446635 F 16 J 15/34 СССР, /К.В. Лисицын, В. А. Марцинковский, Н.В. Перидерий. Опубл. 22.06.74, Бюл. № 7.- 2 с.
12. Москаленко В.В. Характеристики и опыт эксплуатации импульсных торцовых уплотнений // В.В. Москаленко, К.В. Лисицын, В.А Марцинковский / Труды 6-й техн. конф. «Уплотнения и вибрационная надежность центробежных машин».- Сумы.- 1991.- С. 41.
13. Martsynkovskyy V. Analysis of buffer impulse seal // V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko, S. Gudkov, S. Mischenko / Procedia Engineering, Volume 39, 2012, pp. 43-50.DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.006.
14. Громыко Б.М. Опыт разработки импульсных торцовых уплотнений для быстроходных турбонасосов // Б.М. Громыко, А.В. Колпаков, А.Е. Чернов / Труды 9-й Междунар конф. «Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования».- Т.1.- Сумы.-1999.- С. 151-159.
15. Громыко Б.М. Опыт разработки и эксплуатации металлических уплотняющих элементов для работы в широком диапазоне тем-ператур и давлений // Б.М. Громыко, Е.М. Матвеев, И.Д. Постников, и др. / Труды 9-й Междунар конф. «Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования».- Т.1.- Сумы.-1999.- С. 38-51.
16. Жуков А.Н. Направленный выбор технологии и установление критериев оценки наиболее рационального метода упрочнения колец торцевых уплотнений / А.Н. Жуков // Компрессорное и энергетическое машиностроение.- №1(47).- 2017.- С. 15-20.
17. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б Овандер и др.; Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова.- М: Машиностроение, 1986.- 464 с.

18. Захаров Б.С., Захаров И.Б. Уплотнения нефтяных центробежных и поршневых насосов.- М: ОАО «ВНИИОЭНГ», 2011.- 204 с.
19. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безызносность) /Д.Н. Гаркунов. – М.: «Издательство МСХА» , 2001. – 616с.
20. Тарельник В.Б. Узел торцового импульсного уплотнения / Пат. 170279. Российская Федерация. МПК F16I 15/34 // В.Б. Тарельник, В.С. Марцинковский, А.В. Белоус, А.Н. Жуков, Чеслав Кундера.- Оpubл. 19.04.2017.- Бюл.№ 11.-3с.
21. Тарельник В.Б. Вузол торцового імпульсного ущільнення / Патент на корисну модель № 114075. Україна.- МПК F16I 15/34 // В.Б. Тарельник, В.С. Марцинковський, А.В. Білоус, О.М. Жуков, Чеслав Кундера.- Оpubл. 27.02.2017.- Бюл. № 4.- 3с.
22. Патент Российской Федерации на изобретение № 2187727 С2. 7 F 16 J 15/34. Торцевое импульсное уплотнение. / Громько Б.М., Каторгин Б.И., Кириллов В.В., Колпаков А.В., Марцинковский В.А., Матвеев Е.М, Постников И.Д., Чернов А.Е., Степанова М.А./ Оpubл. 20.08. 2002, Бюл. № 23.- с.
23. К. Джурицкий. Отечественные КМПП с предельной частотой 18 ГГц. Материалы, конструкции, технологии электроника №2.- 2014.- С.162-170.
24. Тарельник В.Б. Повышение надежности и долговечности металлических импульсных торцовых уплотнений. Часть 3 / В.Б. Тарельник, В.С. Марцинковский, А.Н. Жуков // Химическое и нефтегазовое машиностроение. - №6/2017.- С. 23-26.
25. Пат. 6076830 США, МКИ F 16 J 15/34. Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces.
26. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
27. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
28. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.

29. Патент 2159374 России, МКИ F 16 J 15/34. Затворное торцовое уплотнение.
30. Gaft J. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance / Gaft J., Martsinkovskyy V., Gromyko B., Zahorulko A. // Proc. XVII Int. Conf. on Fluid sealing, BHR Group, York, England. – 2003. pp. 505-520.
31. Pat. 6076830 USA, F 16 J 15/34. Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces.
32. Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Kundera Cz., Gaft J. Theoretical and experimental investigations of buffer face impulse seals / Proceedings of 11th EDF-Prime Workshop: “Behavior of Dynamic Seals in Unexpected Operating Conditions”, Futuroscope, September 27, 2012, pp. 70-80.
33. A. Zahorulko. Solution Of Unsteady Problem Of Gas Flow In Buffer Impulse Seal With Differential Pressure Regulator / Proceedings of 17th International Sealing Conference, Stuttgart, September 13-14, 2012, pp. 546-554.
34. V. Martsinkovsky, J. Gaft, B. Gromyko, A. Zahorulko. Dry Gas Buffer Impulse Seal Investigations. Proc. XI Int. Conf. Seals and Sealing Technology in Machines and Devices, Wroclaw (2007), pp. 141-147.
35. Удянский А.В., Чернов А.Е., Загоруйко А.В. Анализ напряженно-деформированного состояния кольца набивки торцового сальника // Труды IX Международной науч.-техн. конференции “Герметичность, виброндежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования”. – Том 1. – Сумы. - 1999. – С. 318-326.
36. Бояршинов С.М. Основы строительной механики машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с.
37. E. Narika, J. Bouyer, M. Fillon, M. Hélène. Influence of water-in-oil mixture as a lubricant on hydrodynamic bearing performance. ASME/STLE 2012 International Joint Tribology Conference, October 7-10, 2012, Denver, Colorado, USA.

38. Problems of Mechanics in Pump and Compressor Engineering. Edited by V. Martsynkovskyy and A. Zahorulko Applied Mechanics and Materials Vol. 630 (2014). (2014) Trans Tech Publications, Switzerland. - 418p.
39. Лопастные насосы: Справочник/ В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.
40. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е издание. - М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
41. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика. – Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2005. – 416 с.
42. Этингер С.М. Опыт наладки и освоения в эксплуатации питательных насосов сверхвысокого давления типа СВП-220-280 на Черепетской ГРЭС/ Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, с. 249-269. Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, С. 155-177.
43. Бедчер Ф.С., Ломакин А.А. Определение критического числа оборотов ротора насоса с учетом сил, возникающих в уплотнениях / Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, с. 249-269.
44. Ломакин А.А. Расчет критического числа оборотов ротора и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидромашин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергомашиностроение. 1958, N 4, С. 1-5.
45. Марцинковский В.А. Динамика роторов центробежных машин. – Сумы: Сумский государственный университет, 2012. – 562 с.
46. Марцинковский В.А. Новые способы повышения качества торцовых импульсных уплотнений / В.А. Марцинковский, А.В. Белоус, А.Н. Жуков // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2018. – №1 (51). – С.20 -26.
47. Марцинковский В.А. Розрахунок динамічних характеристик багатощпаринних ущільнень / В.А. Марцинковский, О.О. Позовний // Екологічна безпека експлуатації компресорного і насосного обладнання: за наук. ред. О.В. Радионова / Сумський національний аграрний університет. – Суми. – С. 244 -258.