

УДК 621.51; 621.001.63; 621.001.66; 621.001.24; 658.512
№ держреєстрації 0120U104164
Инв. № _____

Сумський державний університет

вул. Римського-Корсакова 2, м. Суми, Сумський р-н., Сумська обл., 40007, Україна,
Код ЄДРПОУ/ПІН: 05408289

ПОГОДЖЕНО

Перший заступник Міністра освіти і
науки

_____ Кизим М.О.

«__» _____ 2020 р.

ЗАТВЕРДЖЕНО

Проректор з наукової роботи

_____ Черноус А.М.

10.12.2020 р.



ЗВІТ

ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
за договором М/69-2020 від 02.09.2020 р.
«Зниження викидів забруднюючих речовин за допомогою енергоефективних
ущільнювальних рішень»
(остаточний)

Науковий керівник НДР

_____ Загорулько А.В.



Термін виконання: початок – вересень 2020 р., закінчення – грудень 2020 р.

Рукопис закінчено 10.12.2020 р.

Результати цієї роботи розглянуто Науковою Радою Сумського державного університету,
протокол від 11.12.2020 р. №5

2020 рік

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР		А.В. Загорулько
Провідний науковий співробітник канд. техн. наук, доцент	10.12.2020	(розд. 1,2 висновки)
Відповідальний виконавець		О.О. Позовний
Молодший науковий співробітник	10.12.2020	(розд. 1)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 58 с., 25 рис., 2 табл., 19 джерел.

АНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД РОЗРАХУНКУ, ВІБРАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ, ОБЧИСЛЮВАЛЬНА МОДЕЛЬ, РЕГУЛЯТОР ПЕРЕПАДУ ТИСКУ, ТЕРМОПРУЖНЬОГІДРОДИНАМІЧНА ЗАДАЧА, ІМПУЛЬСНІ УЩІЛЬНЕННЯ.

Об'єкт дослідження – гідро-газодинамічні та теплові процеси, що відбуваються в мастильному шарі торцевих імпульсних ущільнень високообертових відцентрових машин.

Мета роботи – полягає у порівнянні характеристик традиційних механічних торцевих ущільнень і інноваційних ущільнювальних рішень, заснованих на текстурованні поверхні для забезпечення імпульсу тиску рідини і зниження тертя та зношування за допомогою експериментів і моделювання.

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

При створенні високообертових відцентрових машин різного призначення, одні з головних проблем, полягають в розробці надійних і достатньо герметичних торцевих ущільнень. 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. Тому проект спрямовано на дослідження термопружньогідродинамічного стану торцевих ущільнень та підвищенню їх трибологічних характеристик за рахунок текстурування поверхонь кілець.

В даному проєкті вирішуються наступні задачі: розробка конструкцій і методик експериментальних досліджень торцевих імпульсних ущільнень; розробка методики комп'ютерного моделювання задачі термогідропружності для торцевого імпульсного ущільнення; розробка методики комп'ютерного моделювання та спрощеного аналітичного розв'язання термогазодинамічної задачі; розробка методики статичного та динамічного аналітичних розрахунків, та конструкції торцевих імпульсних ущільнень; порівняння результатів числового моделювання нестационарної течії рідини у зазорі та вирішення теплової задачі для торцевого імпульсного ущільнення за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки з використанням програмного забезпечення ANSYS Academic Research CFD з наявними експериментальними даними і результатами аналітичних розрахунків.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Термопружногідродинамічний і вібраційний аналіз газових торцевих імпульсних ущільнень на високі робочі параметри і CO ₂ застосування	7
1.1 Вступ	7
1.2 Експериментальні дослідження	8
1.3 Аналітичні та числові розрахунки	17
1.4 Практичне застосування запірною імпульсного ущільнення	28
1.5 Висновок.....	29
2 Регулювання та вібраційний аналіз регулятора перепаду тиску для газових запірних імпульсних ущільнень компресорів	30
2.1 Вступ	30
2.2 Статичний розрахунок	31
2.3 Динамічний розрахунок.....	40
2.4 Числовий газодинамічний розрахунок	43
2.5 Експериментальні дослідження.....	49
2.6 Висновки.....	54
Висновки.....	56
Перелік джерел посилань.....	57

ВСТУП

При створенні турбомашин різного призначення, одна з головних проблем, полягає в розробці надійних і достатньо герметичних ущільнень. Складність цієї проблеми різко зростає зі збільшенням робочого тиску і швидкості обертання ротора. Найбільш поширеними ущільненнями, які використовуються в турбомашинах є механічні торцеві ущільнення. Функція герметизації в них забезпечується за допомогою торцевих поверхонь двох кілець, які складають механічне ущільнення. Тонка плівка рідини в декілька мікрометрів створюється в зазорі між обертовими поверхнями, та зменшує контакт і зношування. Для збереження основної функції механічних ущільнень (герметичності) витоки повинні бути усунені або зведені до мінімально прийнятного рівня. Таким чином, оптимальна конфігурація механічного ущільнення є та, в якій мінімізується тертя, а також витоки. Одним з основних методів підвищення енергоефективності механічних ущільнень, що вивчаються і обговорюються в літературі з трибології є текстурування поверхні. Експеримент і числове моделювання широко використовується для знаходження оптимальної структури текстурованої поверхні для розглянутих умов експлуатації ущільнення.

Серед механічних торцевих ущільнень, імпульсні торцеві ущільнення мають значні переваги. В них тонка плівка рідини в зазорі забезпечується імпульсною запиткою камер перекачуванням середовищем. Ці ущільнення є більш простими у виготовленні, надійними і економічно вигідними.

Однак робота імпульсного торцевого ущільнення супроводжується складними нестационарними гідродинамічними процесами, точний математичний опис яких дуже складний. Тому застосування експерименту і моделювання за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки є раціональним для вивчення гідродинамічних характеристик таких ущільнень. Існує можливість в нестационарному формулюванні визначити фактичне поля тиску в зазорі

торцевого імпульсного ущільнення, з урахуванням не тільки радіальної, але окружної течії, а також визначити тиск в камерах і на кільцевих поясках між ними в будь-який момент часу.

Таким чином, **мета** даної роботи полягає у порівнянні характеристик традиційних механічних торцевих ущільнень і інноваційних ущільнювальних рішень, заснованих на текстурованні поверхні для забезпечення імпульсу тиску рідини і зниження тертя та зношування за допомогою експериментів і моделювання.

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

- розробка методики комп'ютерного моделювання та спрощеного аналітичного розв'язання термомпружногазодинамічної задачі;

- розробка методики статичного та динамічного аналітичних розрахунків, основаної на розв'язанні рівнянь напірної течії Хагена-Пуазейля, нерозривності, балансу сил і рівнянні руху твердого тіла;

- порівняння результатів числового моделювання нестационарної течії рідини у зазорі та розв'язання теплової задачі для торцевого імпульсного ущільнення за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки з використанням програмного забезпечення ANSYS Academic Research CFD з наявними експериментальними даними і результатами аналітичних розрахунків.

- аналітичні, числові і експериментальні дослідження регулятора перепаду тиску «газ-газ», який використовується для підтримання постійного перепаду тиску між запірним і ущільнювальним середовищем у системі сухих газових ущільнень, у тому числі у запірних торцевих імпульсних ущільненнях компресора.

1 ТЕРМОПРУЖНОГІДРОДИНАМІЧНИЙ І ВІБРАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ ГАЗОВИХ ТОРЦЕВИХ ІМПУЛЬСНИХ УЩІЛЬНЕНЬ НА ВИСОКІ РОБОЧІ ПАРАМЕТРИ І СО₂ ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Вступ

Сухі газові ущільнення з канавками різної форми у теперішній час широко використовуються для герметизації відцентрових компресорів для різних цілей. Витоки через торцеві газові ущільнення, із-за малих зазорів (2-5 мікрметри) між нерухомою і торцевою обертальною поверхнею, набагато менші, ніж витоки через газові лабіринтні ущільнення [1].

В промислових газових компресорах для зменшення енергоспоживання існує необхідність в зменшенні витоків газу через лабіринтне ущільнення розвантажувального поршня валу. У деяких випадках, витоки газу через зазори ущільнень досягають до 10 відсотків подачі компресора [2]. Для зменшення витоків і покращення к.к.д. компресора використовуються конструкції подвійних сухих газових ущільнень з коаксіальним розташуванням ступенів, які вже широко використовуються в хімічних насосах [3]. Як правило, це газодинамічні ущільнення зі спіральними канавками, в яких важко досягти газодинамічного розкриття торцевого зазору при пуску і при низьких частотах обертання валу. Тому, ці ущільнення вимагають використання твердих матеріалів торцевої пари і більш дорожчу технологію виробництва канавок. Хорошою альтернативою до типової конструкції механічного газового ущільнення зі спіральними канавками і лабіринтом є простіша і дешевша конструкція запірного торцевого імпульсного ущільнення, яке може широко використовуватись для герметизації відцентрових компресорів. Створення таких конструкцій ущільнень вимагає розробки методики статичного розрахунку з урахуванням термопружногазодинамічного стану і вібраційного аналізу, які необхідні для коректного вибору геометрії:

геометричних розмірів кілець, числа і розмірів камер та живильників, а також для оцінки результатів експериментальних досліджень витратних характеристик і верифікації характеристик ущільнювального вузла. Ці конструкції ущільнень також підходять для CO₂ застосувань, тому що не є чутливими до фізичних властивостей ущільнювального середовища, яке при різних умовах роботи, може бути рідиною, парою, або мати двофазні властивості.

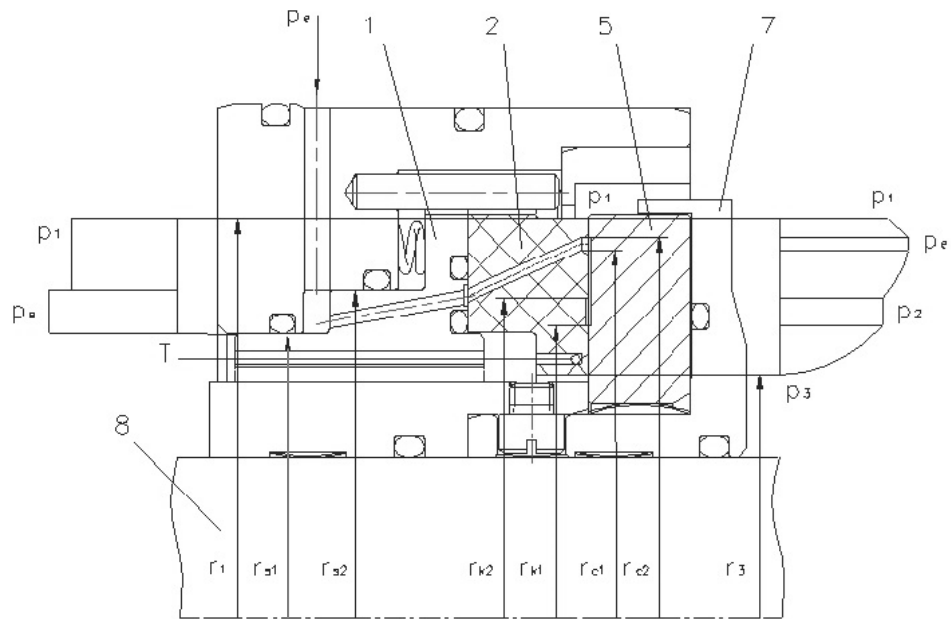
1.2 Експериментальні дослідження

Відомо, що більш широке використання у відцентрових компресорах має двоступінчасте тандемне газове ущільнення з проміжним лабіринтом. Воно конструктивно складається з двох ущільнень в одному картриджі. Перше ущільнення сприймає повний перепад тиску, тоді як друге працює з невеликим перепадом тиску і є резервним, та при виведенні з ладу першого ущільнення, здатне сприйняти весь перепад тиску. Бар'єрне ущільнення використовується для герметизації газового ущільнення від підшипникової камери та запобігання потраплянню масла на поверхню кілець. Воно також служить резервним ущільненням у разі катастрофічного виходу з ладу перших двох ущільнень. Зазвичай резервні ущільнення виконуються у вигляді лабіринтних або сегментних графітових ущільнень. Герметизація досягається подачею буферного газу (повітря) [4]. Компанія Burgmann запропонувала коаксіальне механічне газове ущільнення з реверсивними канавками, яке використовується як бар'єр для тандемних газових ущільнень [5]. Таким чином, буферне імпульсне ущільнення має значні перспективи для використання в відцентрових компресорах. Конструкція цього ущільнення може виконувати функції як бар'єрного, так і резервного ущільнень, а також може замінити тандемне газове ущільнення з проміжним лабіринтом. Завдяки газостатичній дії буферної канавки є можливість використання цього ущільнення в відцентрових машинах з низькими

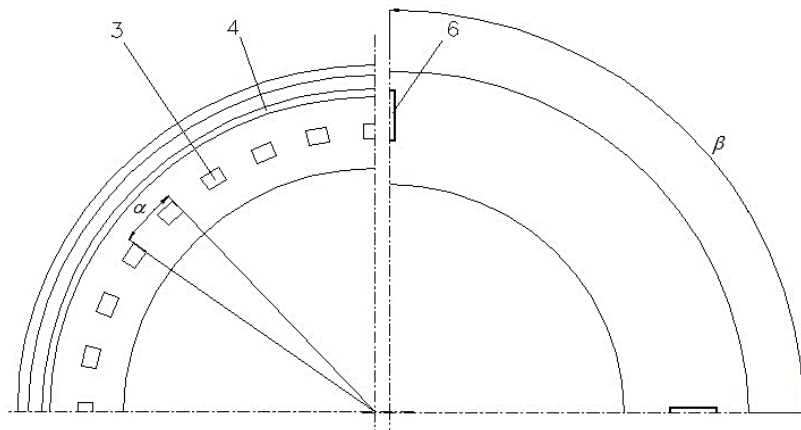
швидкостями ковзання. При проектуванні буферного імпульсного ущільнення слід мати на увазі, що сила навантаження, що тисне на кільця, повинна автоматично змінюватися із збільшенням як ущільнювального, так і запірною середовищ. Це зменшить перепад тиску і виключить використання регулятора перепаду тиску в певному діапазоні. Тому необхідно провести експериментальний аналіз витратних характеристик, тобто залежності витрат від запірною та ущільнювального середовищ та частоти обертання валу. Для перевірки працездатності достатньо контролювати середню температуру на внутрішньому радіусі ущільнювальних кілець та допустиму герметичність ущільнення.

Пара тертя запірною торцевого імпульсного ущільнення (рис. 1.1 а, б) складається з аксіально-рухомої металевої втулки 1, в якій встановлено кільце 2 з м'якого графіту, із закритими камерами 3 і буферною канавкою 4, в яку подається тиск запірною рідини, і сталевого кільця 5 з радіальними живильниками 6, закріпленого в гільзі 7, яка обертається разом з валом 8. Принцип дії запірною імпульсного ущільнення наступний: коли кільце з живильниками, які постійно з'єднанні з джерелом буферного тиску, обертається, живильники подають в камери імпульси, збільшуючи в них тиск. В результаті запірне середовище витікає до ущільнювальної камери і потрапляє в атмосферу. Діаграми сил тиску відкриття і закриття та геометричні параметри основного ущільнення також представлені на рисунку 1.1. Значення геометричних розмірів в експериментальних та розрахункових дослідженнях наведені в таблиці 1.1.

Розроблено експериментальний стенд для випробування конструкцій запірних торцевих імпульсних ущільнень відцентрових компресорів. Стенд (рис. 1.2 б,с) складається з поршневого компресора, призначеного для подачі робочого середовища (повітря) в балони з тиском, системи трубопроводів, шафи управління та експериментальної установки для випробування ущільнювальних вузлів. Вал експериментальної установки обертається двигуном М з робочою частотою обертання $n = 2950$ об/хв.



а)



б)

Рисунок 1.1 – Конструкція запірною імпульсного ущільнення (а) та кільця пари тертя (б)

Використовуючи мультиплікатор МП з передавальним числом 4,3, частоту обертання валу можна збільшувати до 12000 об/хв. Перетворювач частоти регулює швидкість обертання. Відцентровий масляний насос ЦН забезпечує змащування шестерень мультиплікатора. Редуктори Р1 і Р2 регулюють тиски ущільнювального і запірною середовищ, а для їх вимірювання використовують манометри МН1-МН3. Витоки повітря з випробувальних ущільнювальних вузлів в атмосферу вимірюються за допомогою ротаметрів РТ1 і РТ2, а температура аксіально-рухомого кільця запірною імпульсного ущільнення вимірюється датчиками температури Т.

Експериментальна установка для випробування запірних імпульсних ущільнень показана на рис. 1.2 а. Установка включає корпус 1, змінну втулку 2, фальшвал 3 і випробувальні ущільнення 7. Змінна втулка 2 в осьовому напрямку закріплена в корпусі 1 установки кришкою 8, закриваючи випробувальну частину установки, утворюючи камеру для збору витоків повітря. В корпусу установки розміщені два однакові ущільнювальні ступені за схемою установки "спина до спини", що дозволяє розвантажити вал в осьовому напрямку. Торсіон 5 обертається всередині порожнистої нерухомої втулки 6 і з за допомогою кулькових підшипників 4 передає крутний момент на вал 3. Температура в контактні аксіально-рухомого ущільнювального кільця вимірюється датчиком температури (термопарою), який встановлений на внутрішньому радіусі ущільнювального кільця.

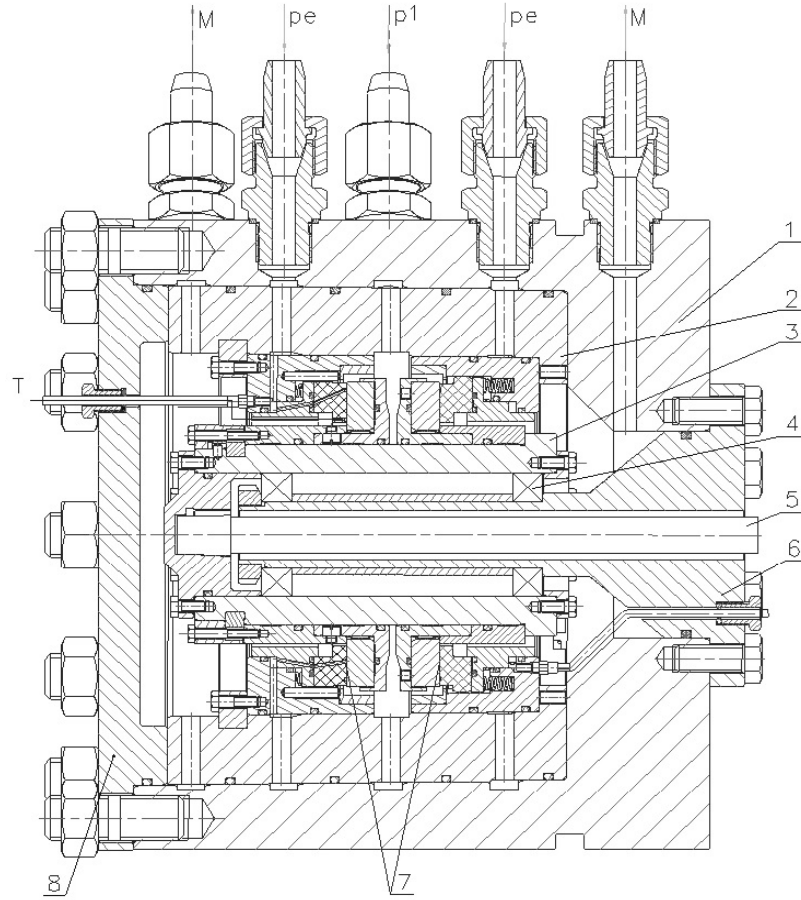
Випробування проводились за таких робочих параметрів: частота обертання валу $n = 2000-10000$ об/хв, робочий середній тиск до 5 МПа, матеріали торцевих кілець - вуглеграфіт АГ 1500 та сталь 30Х13.

Результати випробувань буферного імпульсного ущільнення показали (рис. 1.3), що величина масової витрати збільшується зі збільшенням швидкості, тиску ущільнення та перепаду тиску між запірним та ущільнювальним середовищем (рис. 1.3 а, б). Існує значна залежність від перепаду тиску. Залежність від

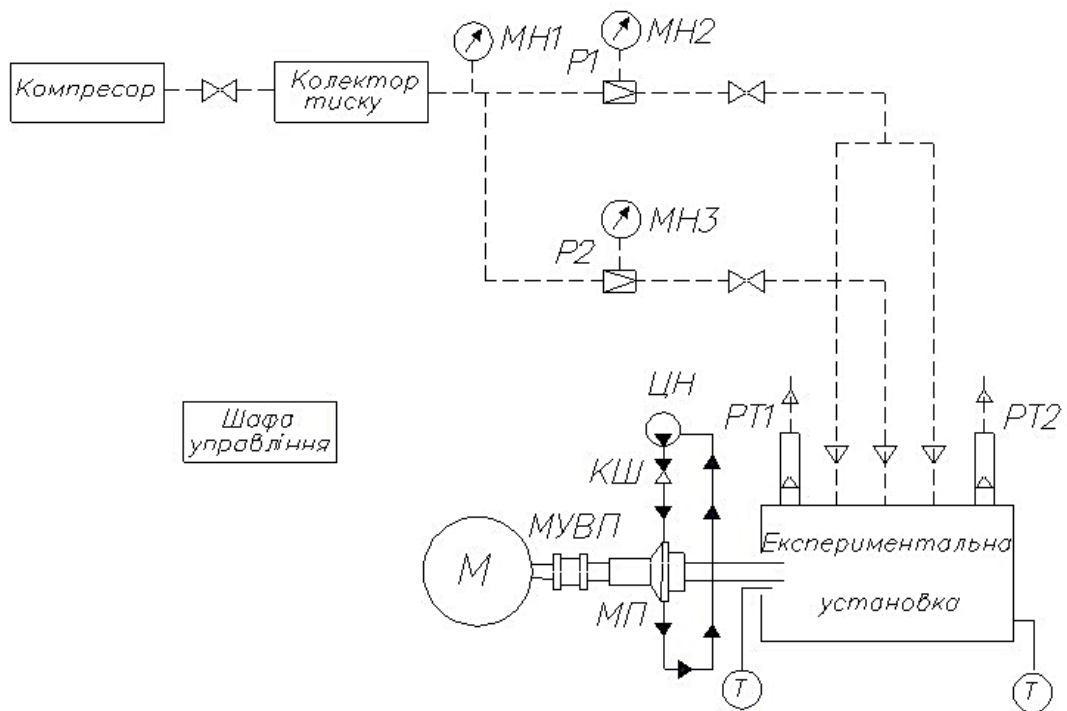
швидкості обертання пояснюється більш частою подачею живильниками газового середовища до камер, а залежність від перепаду тиску пояснюється розкриваючою дією запірною середовища. Ущільнення має досить хорошу герметичність, тому при частоті обертання $n = 10000$ об/хв., зовнішні витоки дорівнюють 37 л/хв.

Таблиця 1.1 – Геометричні параметри

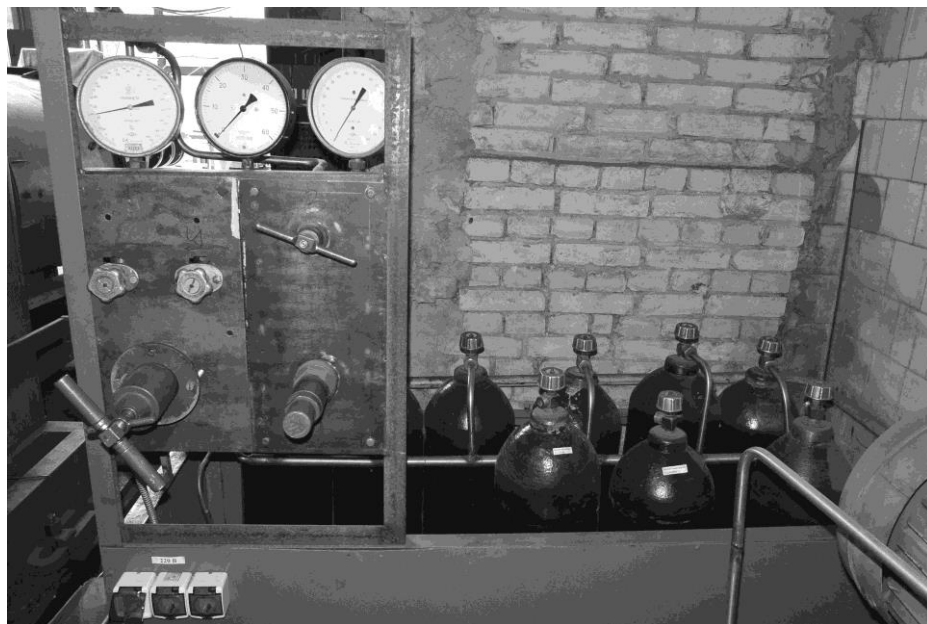
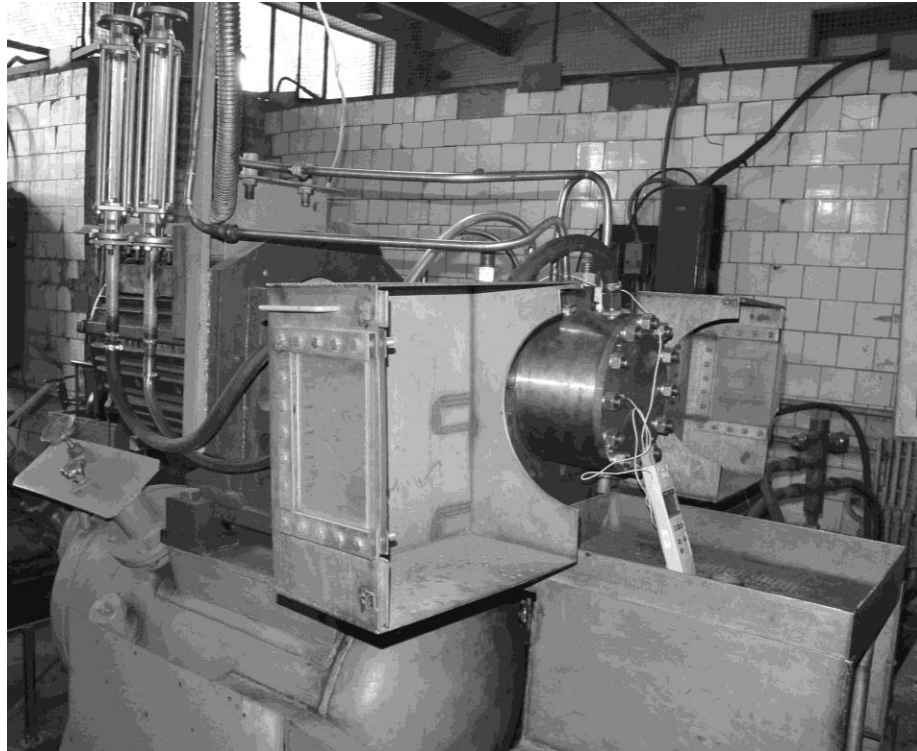
Описання	Значення
Зовнішній радіус кілець r_1 , mm	67
Внутрішній радіус кілець r_3 , mm	49.5
Зовнішній радіус канавки r_{c2} , mm	65
Внутрішній радіус канавки r_{c1} , mm	63.5
Зовнішній радіус камер r_{k2} , mm	58
Внутрішній радіус камер r_{k1} , mm	55
Внутрішній радіус ущільнювального середовища r_{s2} , mm	59
Внутрішній радіус запірною середовища r_{s1} , mm	54
Площа запірною середовища B_2	$\pi (r_{s22} - r_{s12})$
Площа ущільнювального середовища B_1	$\pi (r_{12} - r_{s22})$
Кількість камер	32, 24
Кількість живильників	4
Глибина камери a , mm	0.2
Глибина живильника b , mm	1



а)

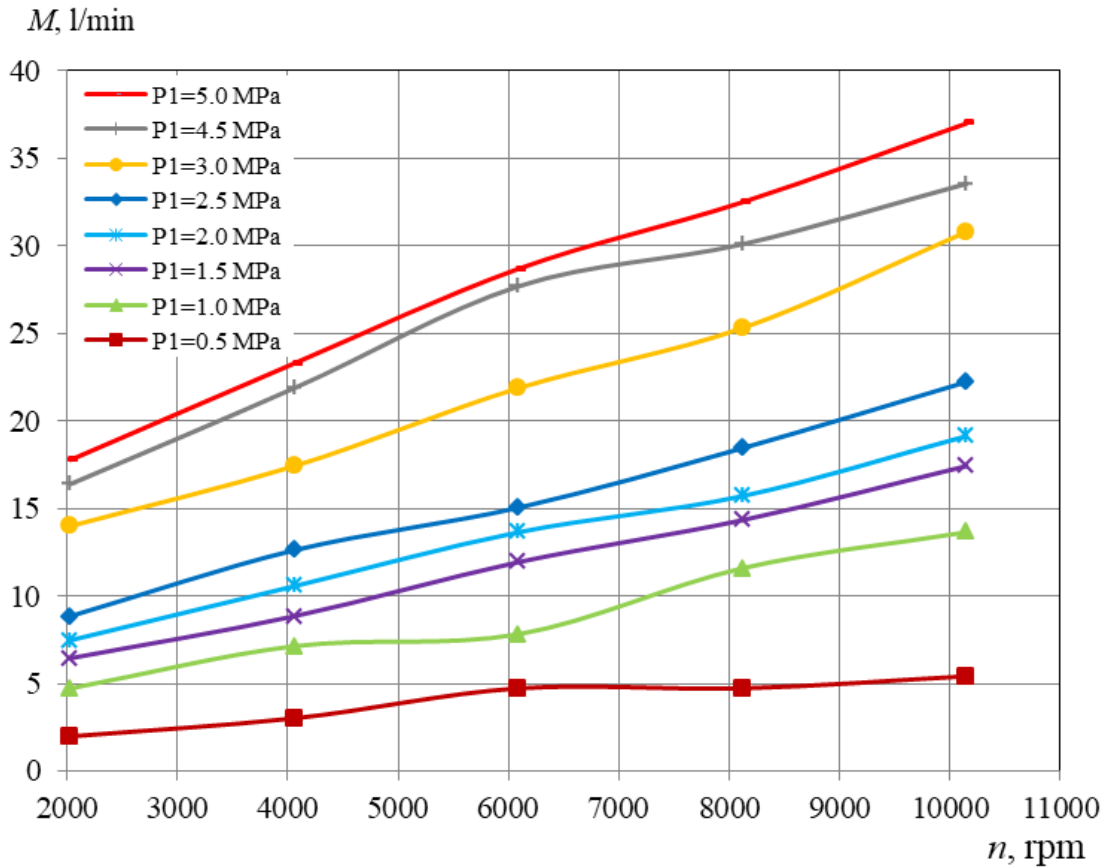


б)

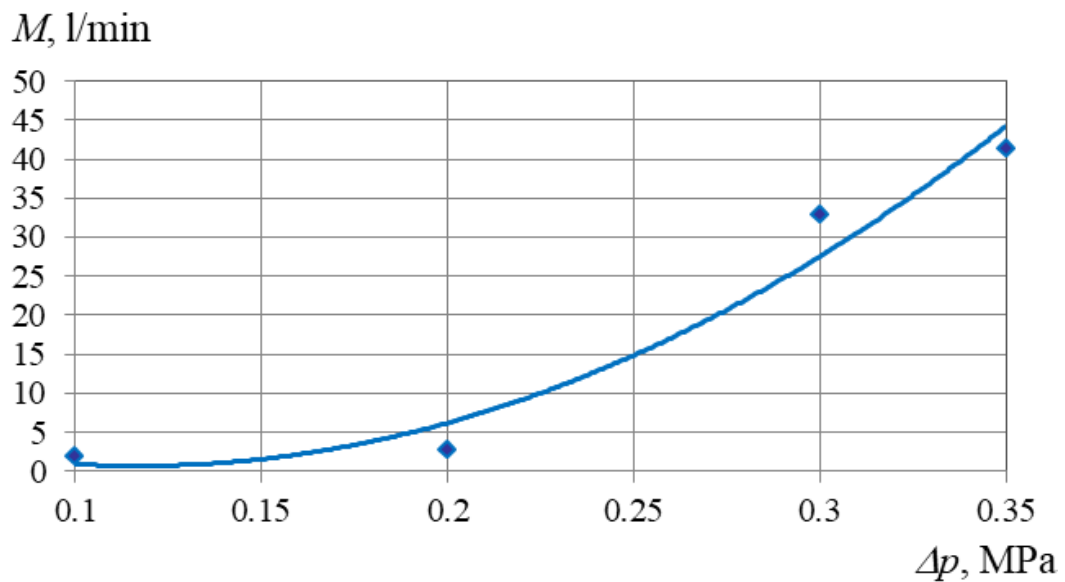


с)

Рисунок 1.2 – Експериментальна установка (а) та стенд (б,с) для дослідження запірною імпульсного ущільнення відцентрового компресора



a



б

Рисунок 1.3 – Залежність зовнішніх витоків: а - від швидкості обертання валу;
б - від перепаду тиску

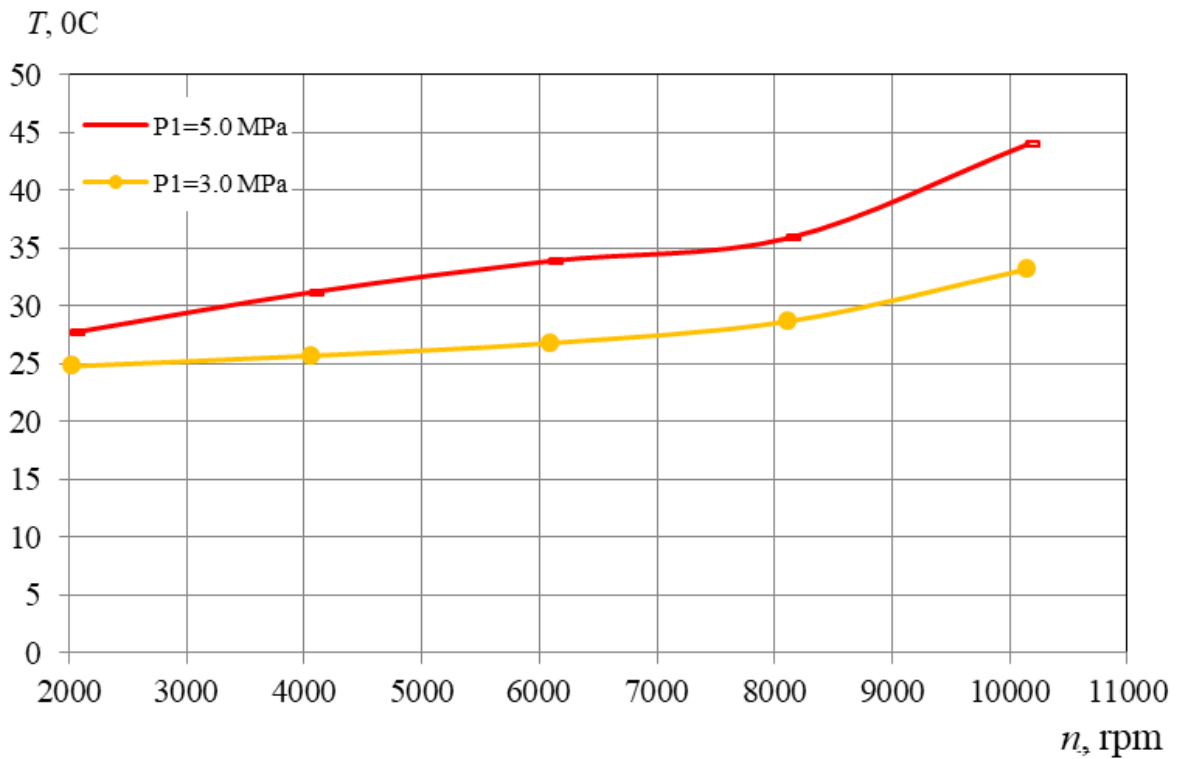
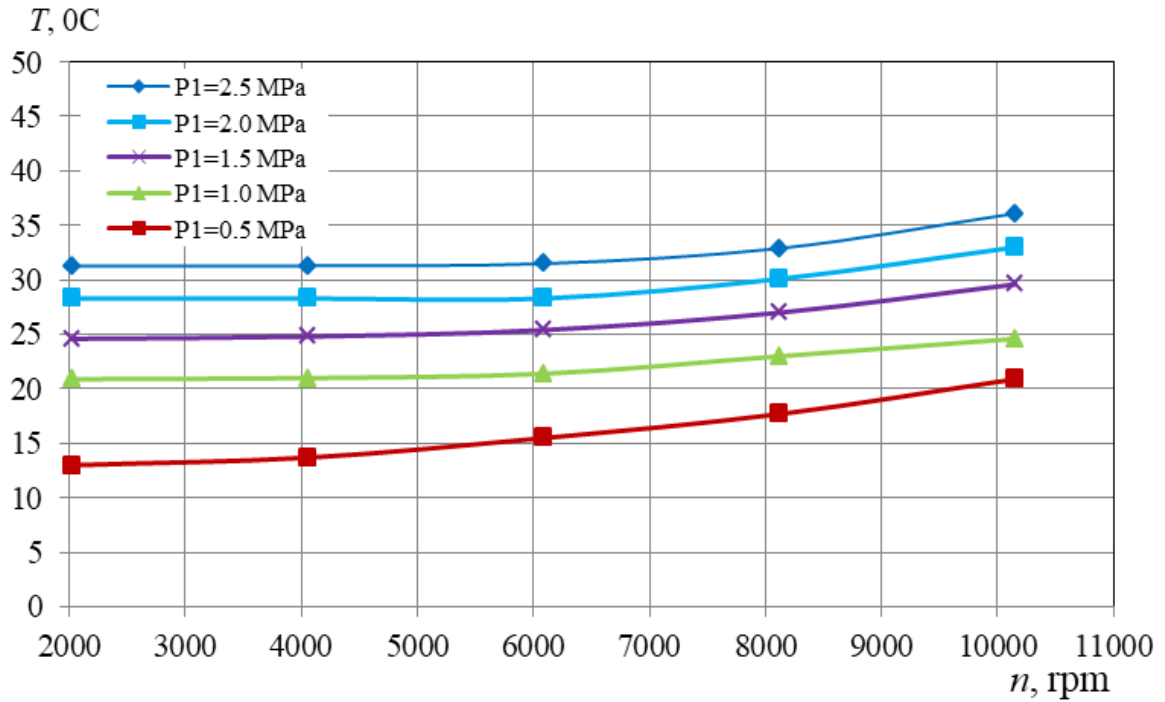


Рисунок 1.4 – Залежність температури від радіуса внутрішнього кільця ущільнення від швидкості обертання валу

Температура на радіусі внутрішнього ущільнювального кільця пари тертя не перевищує 45 °С (рис. 1.4). Коли вал розганяється, температура аксіально-рухомого кільця зростає і досягає постійного значення 42 °С. Розбирання установки та ущільнювальних ступенів показало задовільний стан ущільнювальних кілець, що дозволяє їх використовувати у наступних випробуваннях без додаткового притирання. Таким чином, протягом усього періоду випробувань забезпечується достатня герметичність та задовільний тепловий стан ущільнювального вузла.

Якщо порівнювати запірне імпульсне ущільнення з конструкціями реверсивних і нереверсивних газових ущільнень зі спіральними канавками фірми Burgmann [6] (рис. 1.5), конструкція запірного імпульсного ущільнення має подібну герметизуючу здатність, але через подвійну конструкцію імпульсного ущільнення немає необхідності використовувати проміжне лабіринтне ущільнення, що значно підвищить ефективність відцентрового компресору.

1.3 Аналітичні та числові розрахунки

Спрощені інженерні розрахунки базуються на ламінарній ізотермічній течії в торцевому зазорі та рівнянні стану ідеального газу $p = \rho RT$. Середній тиск p_2 в камері

$$p_2 = \frac{p_1(B_e + B_1 - A_1 - A_{11} - \frac{A_{12}}{2}) + \Delta p \left(B_e - \frac{A_1}{2} - A_{11} - \frac{A_{12}}{2} \right) - p_3 \frac{A_3}{3}}{\left(\frac{A_{12}}{2} + A_2 + \frac{2A_3}{3} \right)}$$

і залежність торцевого зазору

$$h = \left[\frac{24\mu V \omega (p_1 + \Delta p - p_2)}{\pi\beta \left(\frac{(p_2^2 - p_3^2)}{\ln(r_{k1}/r_3)} - \frac{(\beta - \alpha)}{\beta} \frac{(p_1 + \Delta p)^2 - p_2^2}{\ln(r_{c1}/r_{k2})} \right)} \right]^{1/3}$$

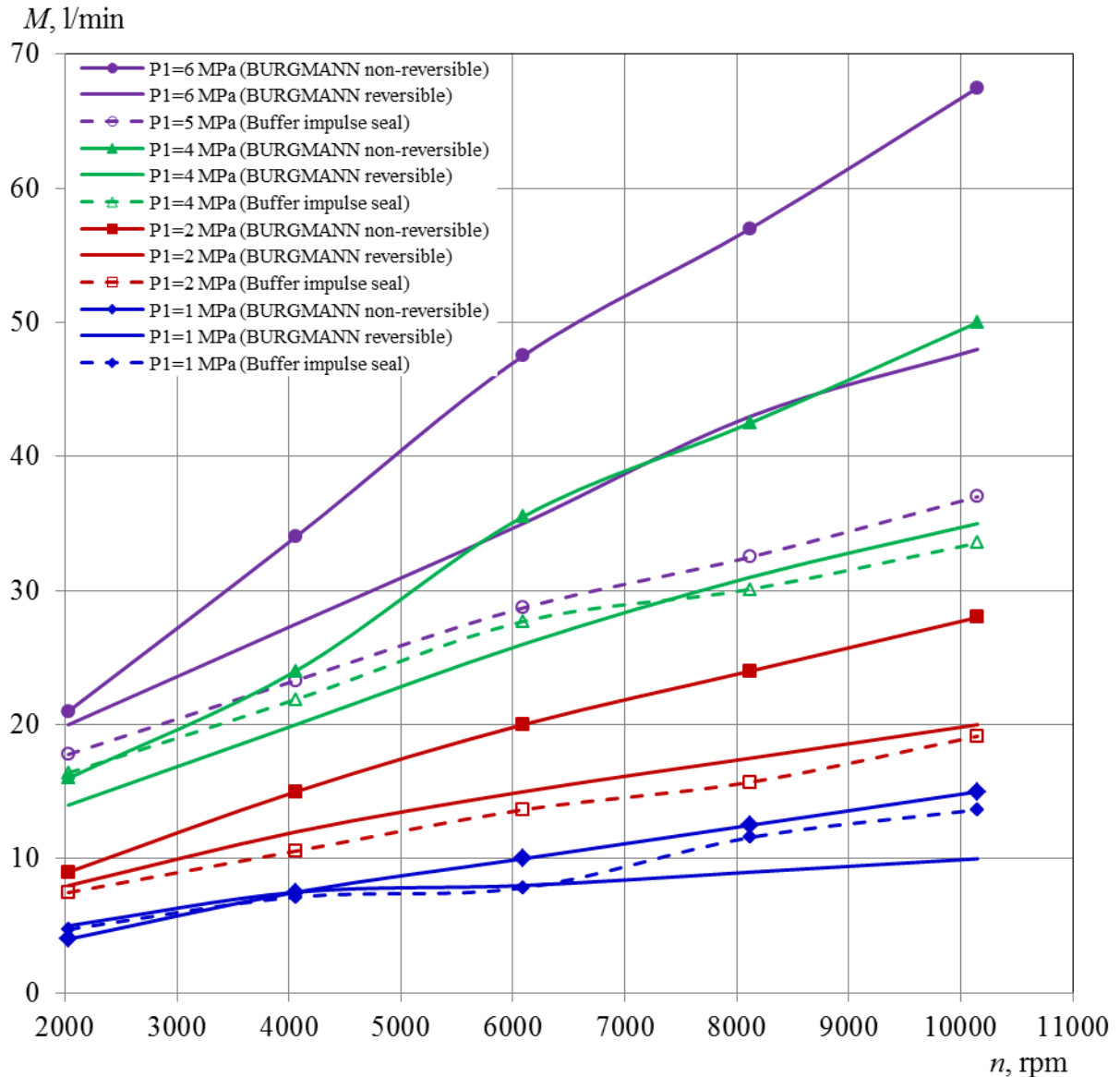


Рисунок 1.5 – Порівняльні витратні характеристики

від навантажуючих тисків p_1 , p_e , p_2 і швидкості обертання валу ω (статична характеристика запірною імпульсного ущільнення) отримано розв'язуванням рівняння статичної рівноваги

$$(p_e + p_1) \frac{A_1}{2} + p_e A_{11} + (p_e + p_2) \frac{A_{12}}{2} + (2p_2 + p_3) \frac{A_3}{3} + p_2 A_2 = p_1 B_1 + p_e B_e + k\Delta$$

і рівняння балансу масової витрати у зазорі ущільнення

$$M_1(t_0 - t_1) + M_2 t_1 = M_3 t_0.$$

Залежності масової витрати через дроселі записуються з рівняння Пуазейля для напірного потоку:

$$M_1 = \frac{\pi h^3 (p_e^2 - p_2^2)}{12 \mu R T \ln(r_{c1}/r_{k2})}, \quad M_3 = \frac{\pi h^3 (p_2^2 - p_3^2)}{12 \mu R T \ln(r_{k1}/r_3)} \quad (\text{зовнішні витоки}),$$

$$M_2 = \frac{V(p_e - p_{\min})}{R T t_1},$$

де t_0 - проміжок часу між живленнями, с; t_1 - часовий період живлення камери, с; R - газова постійна, Дж кг⁻¹ К⁻¹; T, p - температура газу, °С і тиск, Па; μ - динамічна в'язкість газу, Па с; ρ - густина газу кг м⁻³; V - загальний об'єм камер, м³; Δ - значення попереднього стиснення пружини, м; k – жорсткість пружного елемента, Н/м; Δp - перепад тиску (різниця тисків між запірним тиском p_e і ущільнювальним тиском p_1);

$$A_1 = \pi(r_1^2 - r_{c2}^2); \quad A_{11} = \pi(r_{c2}^2 - r_{c1}^2); \quad A_{12} = \pi(r_{c1}^2 - r_{k2}^2); \quad A_2 = \pi(r_{k2}^2 - r_{k1}^2); \quad A_3 = \pi(r_{k1}^2 - r_3^2); \quad B_1 = \pi(r_1^2 - r_{s2}^2);$$

$$B_e = \pi(r_{s2}^2 - r_{s1}^2).$$

Ці залежності можуть оцінювати лише геометричні параметри запірного імпульсного ущільнення. Для більш точного розрахунку необхідний термогазодинамічний аналіз з використанням числових розрахунків.

Для числових розрахунків використовували нестационарну термогазодинамічну задачу в програмах Ansys CFX та Ansys Mechanical. Геометрії та гекса сітки ротора та статора, рідини та твердих областей (рис. 1.6) були створені за допомогою Ansys Meshing. Розглянуто 1/4 частину 3d-областей запірного імпульсного ущільнення. Загальна розмірність сітки становила

близько 1,5 млн. елементів. Граничні умови газодинамічного та теплового стану, робочі та розрахункові параметри показані на рисунку 1.7 та в таблиці 1.2. F_s – розкриваюча сила в ущільнювальному зазорі. Проведено розрахунки течії рідини в зазорі з використанням нестационарного ротор-статор інтерфейсу, інтерфейсів теплопередачі та k- ϵ моделі турбулентності. Повітря як ідеальний газ та пара CO_2 використовувались у якості моделей робочого середовища.

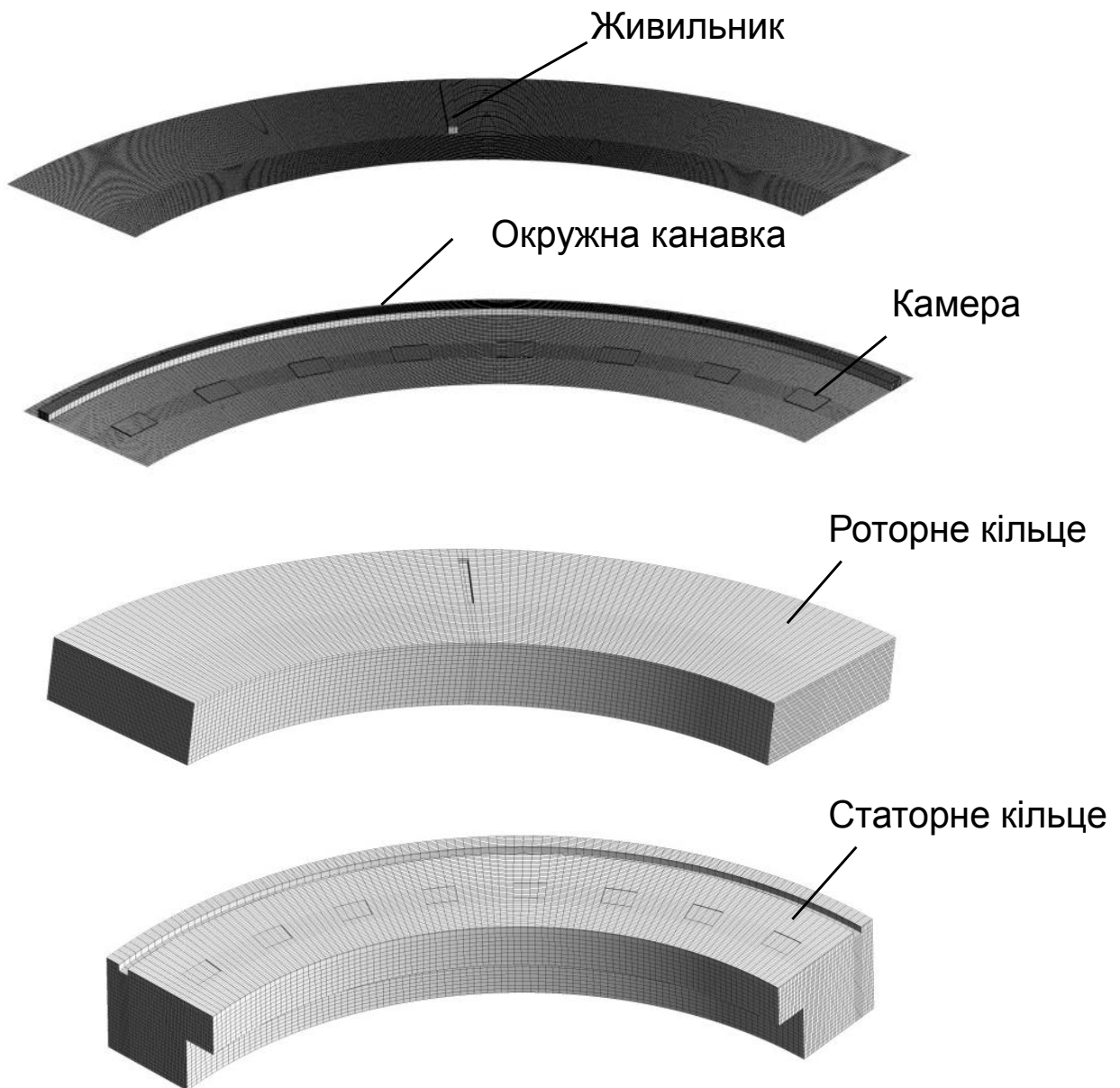


Рисунок 1.6 – Геометрія та гекса сітка

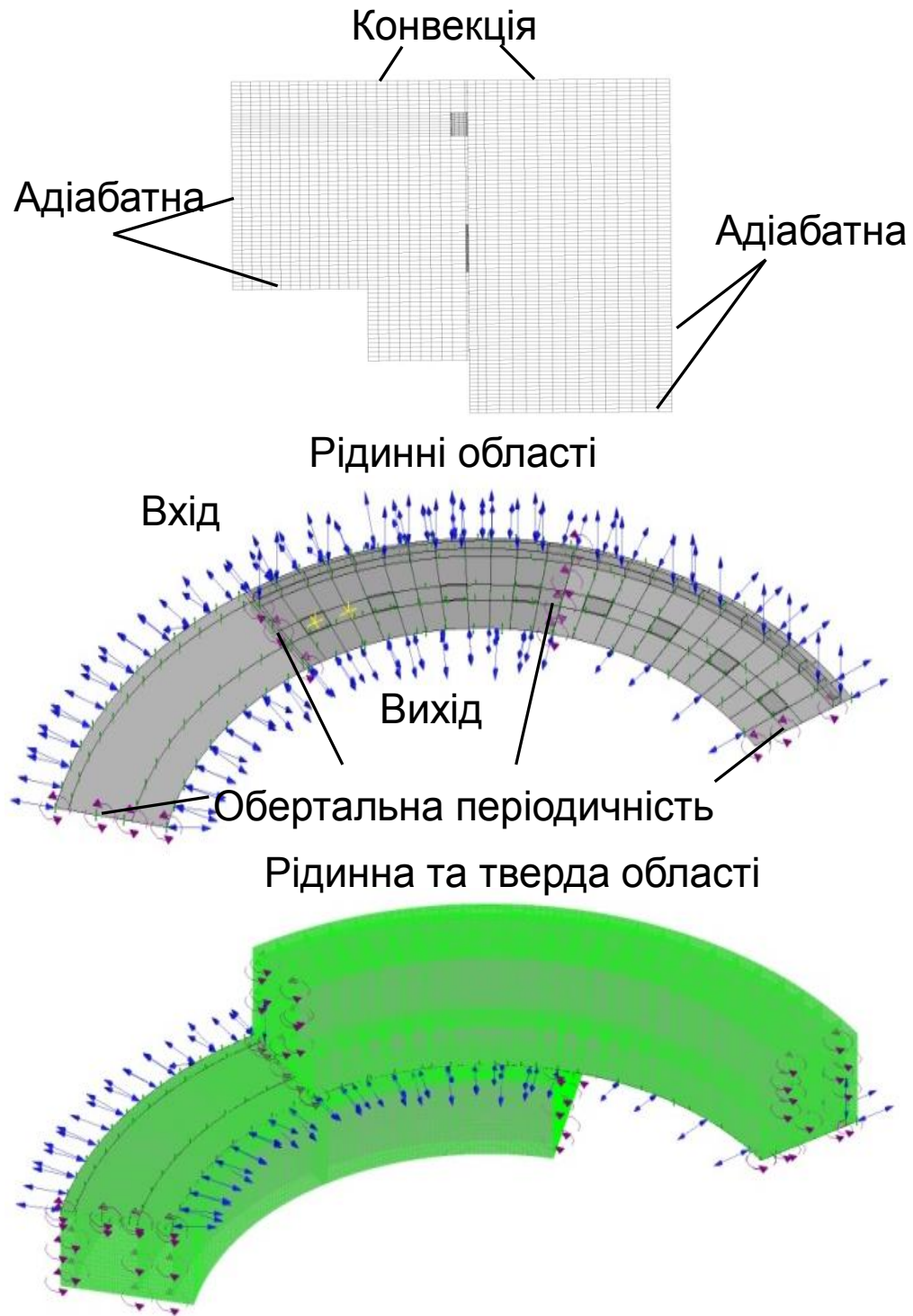


Рисунок 1.7 - Граничні умови Ansys CFX Ротор-Статор інтерфейсу $\frac{1}{4}$ частини
3d-областей запірною торцевого імпульсного ущільнення

Таблиця 1.2 - Робочі та розрахункові параметри

Параметр	Описання
Модель робочого середовища	Повітря як ідеальний газ, CO ₂ пара
Частота обертання n, об/хв	10000
Запірний тиск p _e , МПа	5.1
Тиск на виході p ₃ , МПа	0
Ущільнювальний тиск p ₁ , МПа	(F _s - p _e B ₂)/B ₁
Ущільнювальна температура T, К	298
Матеріал кільця статора	Вуглеграфіт АГ 1500
Матеріал кільця ротора	Сталь 30X13
Модель турбулентності	k-ε
Рідина-рідина та рідина-тверде тіло інтерфейси	1) Transient Rotor-Stator, General Connection with Heat Transfer (Thermal Energy for Solid Domains and Total Energy for Fluid Domains) 2) Rotational Periodicities about Y Axis
Граничні умови	1) Opening boundary condition with Static Pressures and Temperatures on Inlets, Outlets and Buffer 2) No Slip Wall for Fluid Domains, Adiabatic and Convection Walls for Solid Domains
Адвективна схема	High Resolution
Нестационарна схема	Second Order Backward Euler

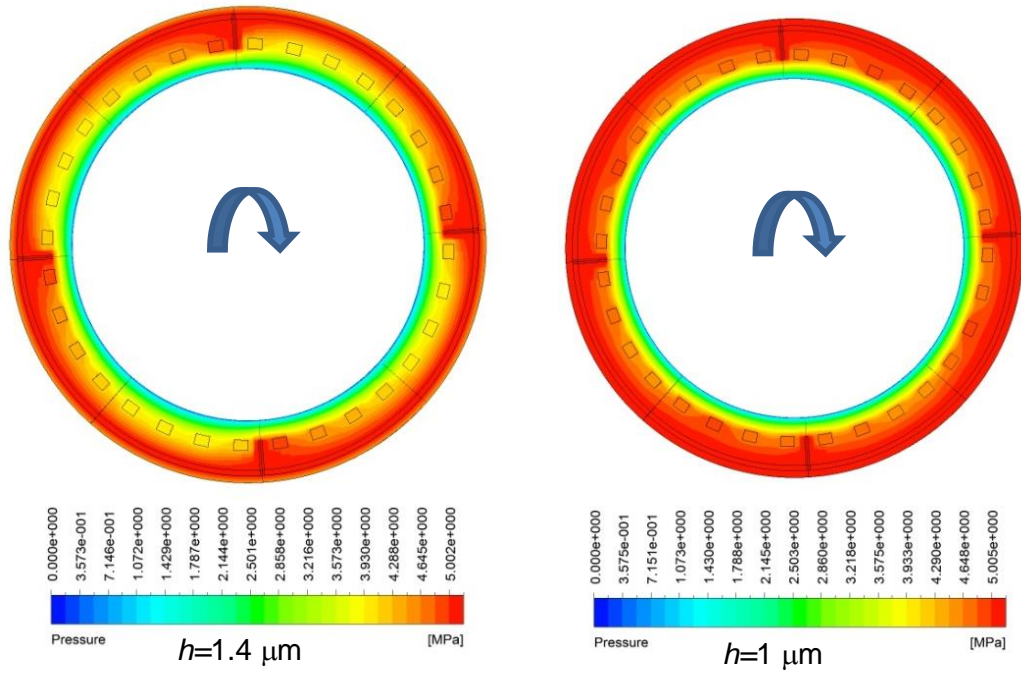
Сумарний час, с	0.0015
Час кроку, с	1.5625e- 5
Розмірність сітки рідкої області, гекса елементи	1165440
Розмірність сітки твердої області, гекса елементи	281696
Загальна розмірність сітки, гекса елементи	1447136

На рисунку 1.8 представлені поля тиску і температури на поверхні запірною імпульсного ущільнення з двома значеннями зазору 1 і 1,4 мкм. Зі зменшенням зазору з 1,4 мкм до 1 мкм для ущільнення з 32 камерами спостерігалось збільшення розподілу тиску по радіусу ущільнення. Зовнішні витоки в атмосферу зменшились з $M_3 = 55$ л/хв до $M_3 = 37,8$ л/хв, а внутрішні витоки ущільнювального середовища дорівнювали $M_1 = 7,3$ л/хв (Рис. 1.9 б). Більш значні зовнішні витоки $M = 81,5$ л/хв був отримано для ущільнення з робочим середовищем CO_2 . Пульсації тиску в камері (синя лінія) та міжкамерами (червона лінія) показані на рисунку 1.9 а.

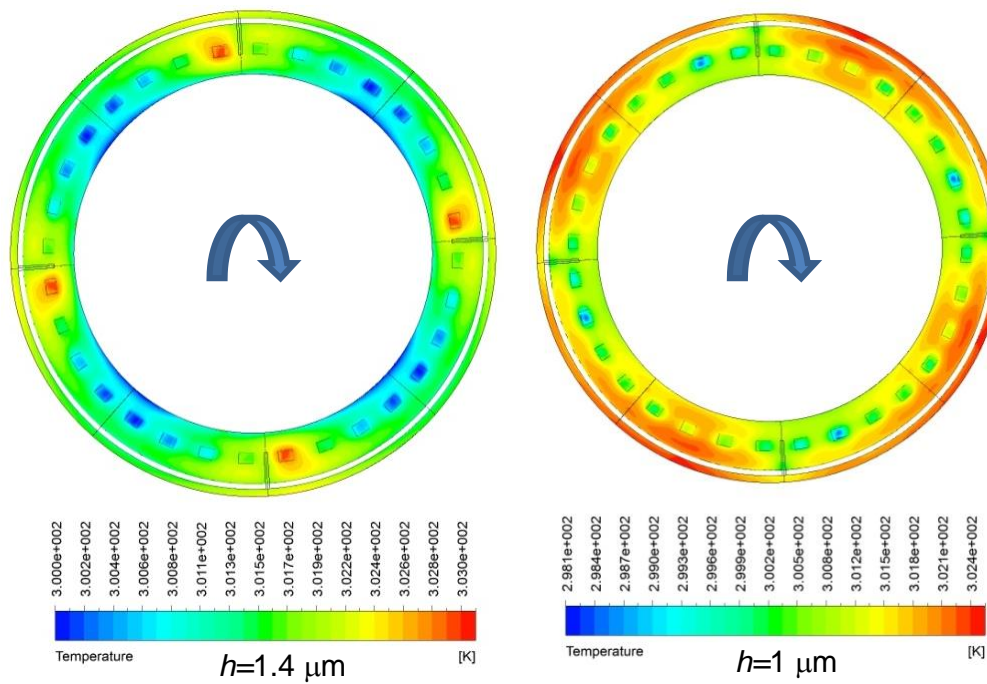
Лінії току в ущільнювальному зазорі показують окружний потік за рахунок обертання живильника та більші зовнішні витоки (рис. 1.10а). Температурне поле поперечному перетині кілець (рис. 1.10б), сумарне зусилля та температурні деформації кільця ротора представлені на рис. 1.10в.

Динамічні характеристики можна отримати з рівняння рівноваги та рівняння осьових коливань аксіально-рухомого кільця. Статична характеристика, залежність зазору від перепаду тиску між запірним і ущільнювальним середовищем з трьома провідностями живильників показує, що при меншому дроселі залежність провідності від перепаду тиску значно зменшується, що пов'язано з перепадом тиску на виході з живильника (рис. 1.11). Амплітудні та

фазові частотні характеристики показали динамічну стійкість у всьому діапазоні робочих швидкостей (рис. 1.12).

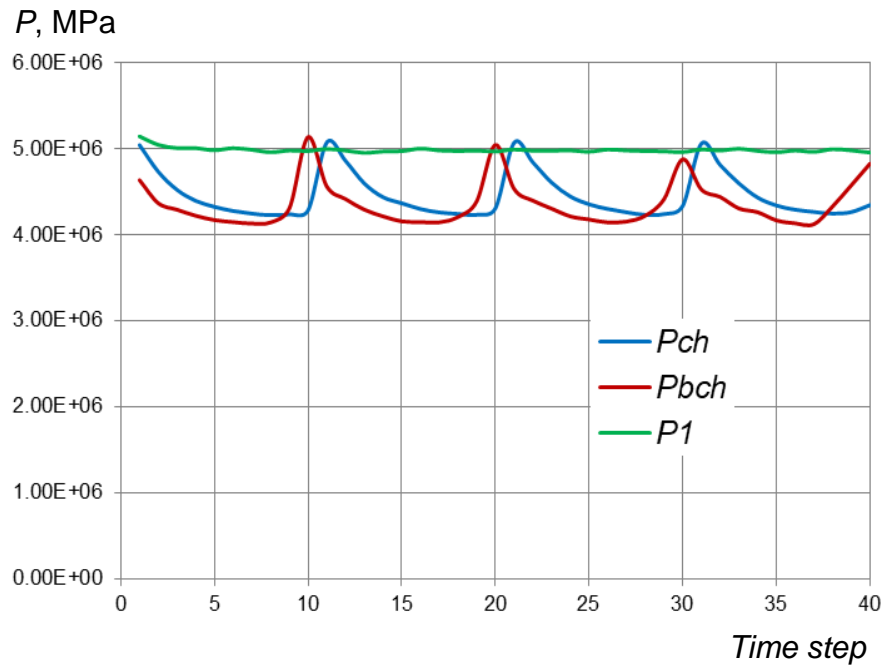


а)

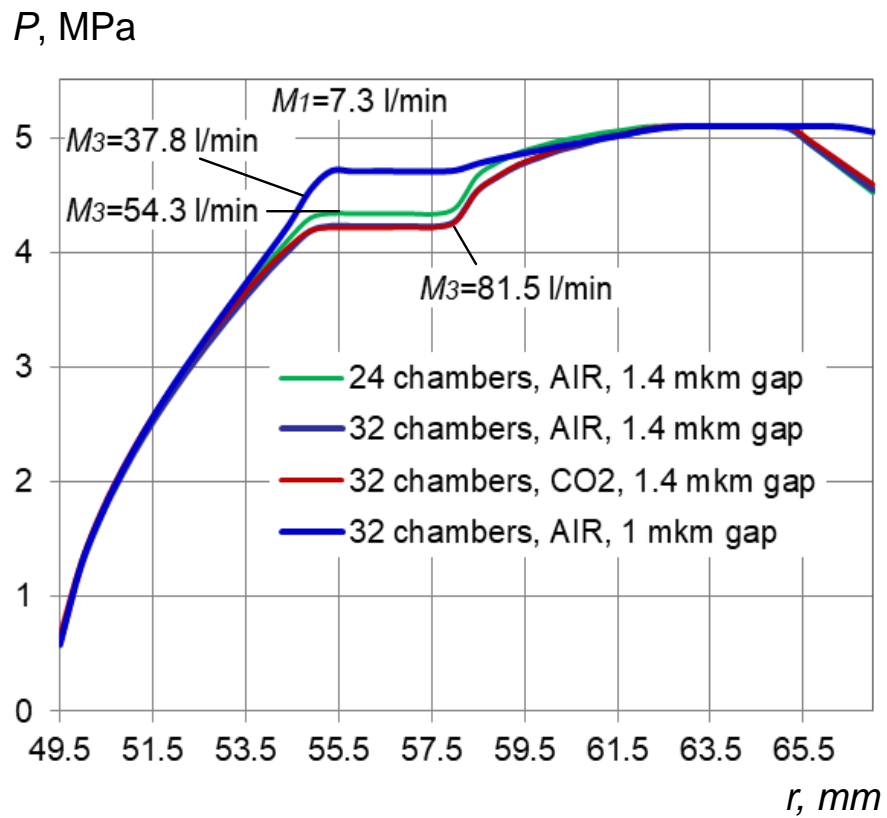


б)

Рисунок 1.8 – Поля тиску (а) і температури (б) на торцевій поверхні запірною імпульсного ущільнення

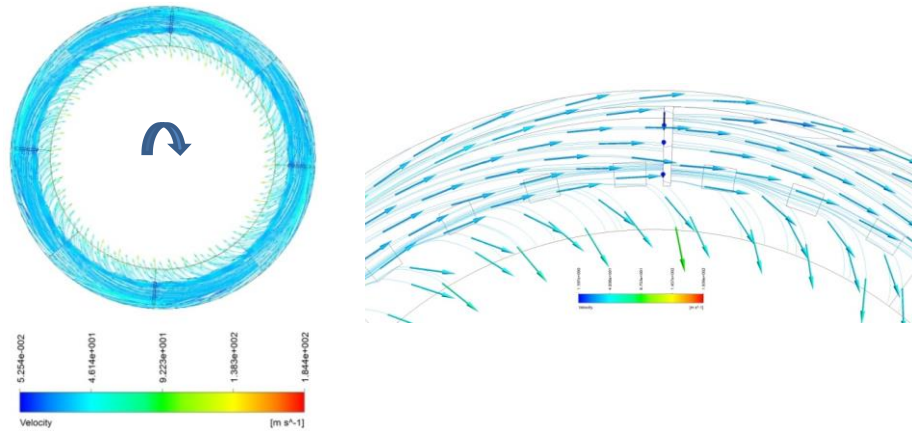


a)



б)

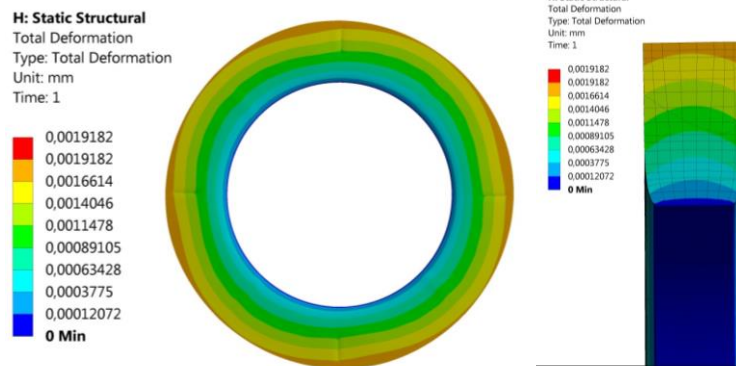
Рисунок 1.9 – Пульсації тиску в залежності від часу (а) та розподіл тиску (б) по радіусу запірного імпульсного ущільнення



a)



б)



в)

Рисунок 1.10 – Лінії току в ущільнювальному зазорі (а), температурні поля на ущільнювальних кільцях (б), сумарна сила та температурні деформації (в)

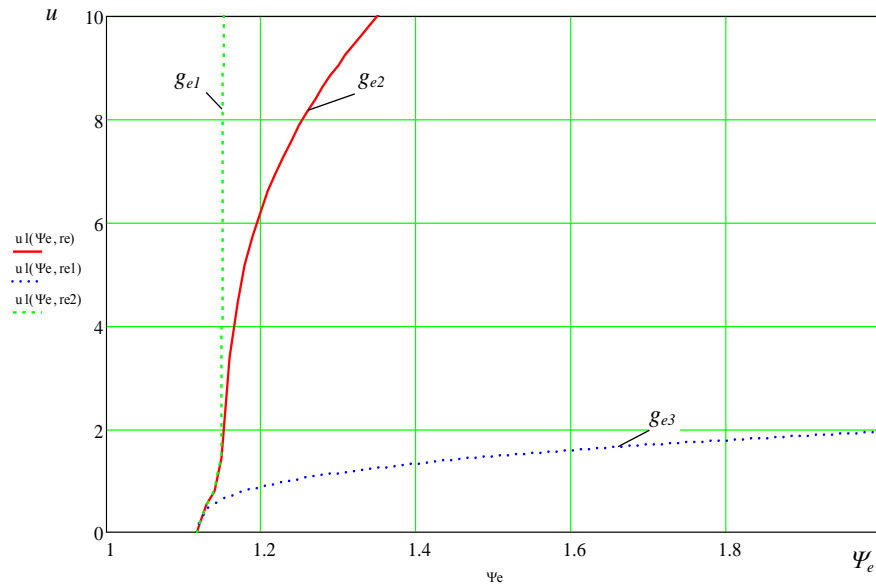


Рисунок 1.11 – Статична характеристика запертого імпульсного ущільнення

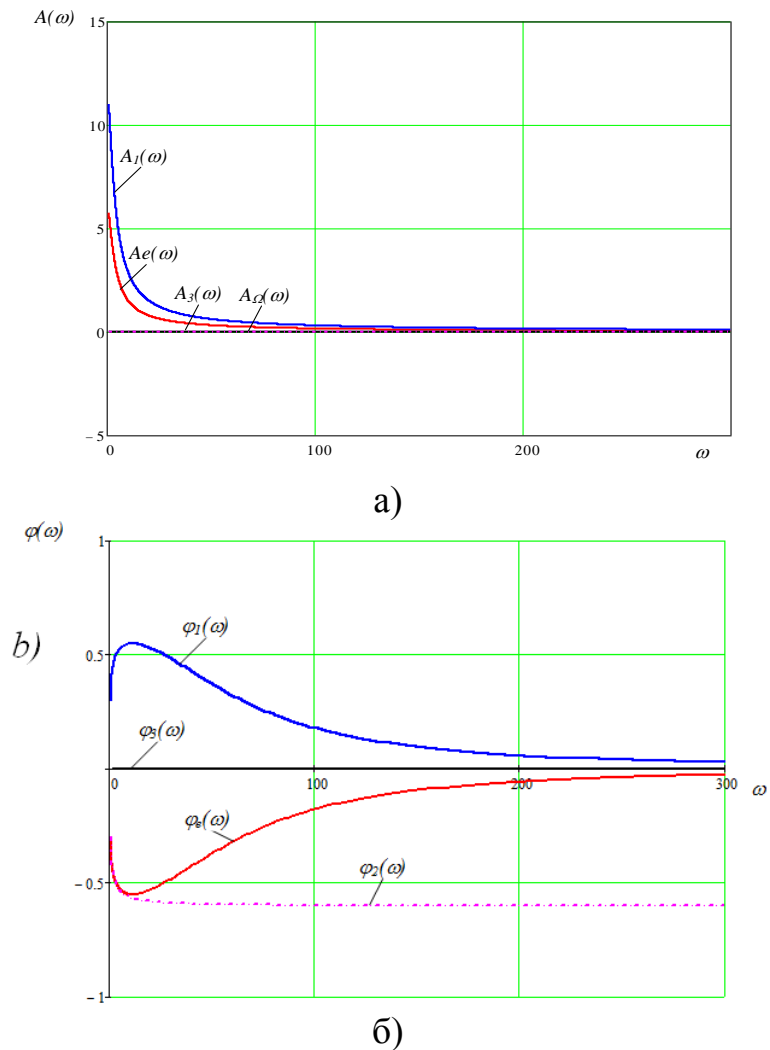


Рисунок 1.12 – Амплітудно (а) і фазово (б) частотні характеристики

1.4 Практичне застосування запірною імпульсного ущільнення

Мультиплікаторний (багатовальний) компресор використовується в технологічному процесі виробництва карбаміду для стиснення вуглекислого газу на хімічному заводі. Цей компресор є чотиривальною восьмиступінчастою машиною з приводом від електродвигуна. Кожна ступінь має вхідний пристрій, дифузор та робоче колесо. Робоче колесо має газодинамічне ущільнення для запобігання витоків вуглекислого газу в машинне відділення. У якості альтернативи типовій конструкції механічного газодинамічного ущільнення з реверсивними канавками, ТОВ «ГРІЗ» у співпраці з Сумським державним університетом запропонувала конструкцію імпульсного газового торцевого ущільнення для вуглекислотного компресора (рис. 1.13).

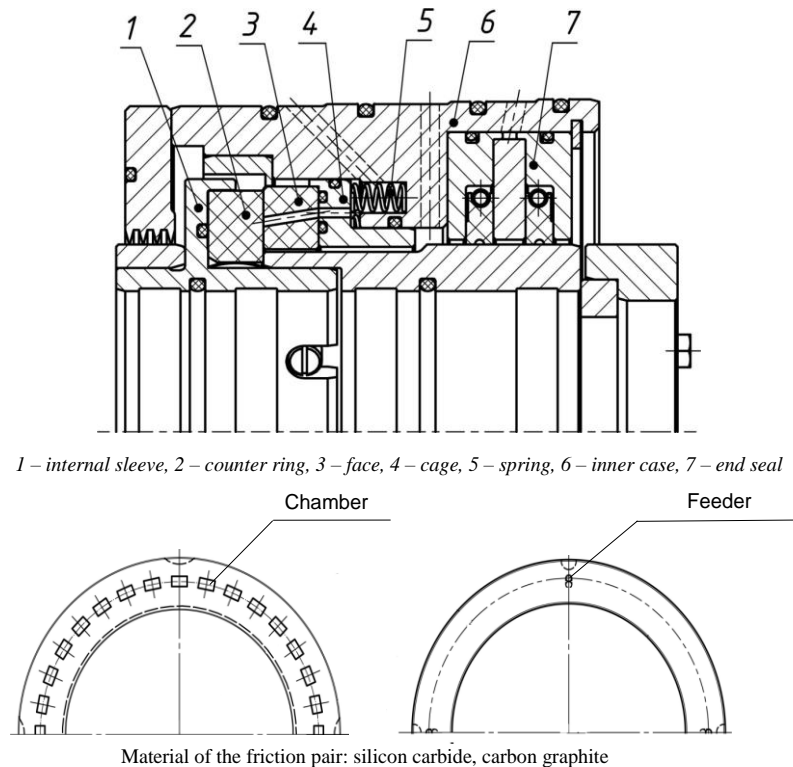


Рисунок 1.13 - Конструкція торцевого газового імпульсного ущільнення (ІГТУ)

Переваги ІГТУ у порівнянні з класичними механічними газовими ущільненнями: ущільнення не чутливе до фізичних властивостей ущільнювального середовища; працездатне при подачі рідини; реверсивне і добре

виконує роль стоянкового ущільнення; більш просте у виготовленні, оскільки не містять профільованих мікроканалок; має підвищену ремонтпридатність, дозволяє багаторазово притирати контактні поверхні.

1.5 Висновок

Експериментальні дослідження запірною імпульсного ущільнення показали, що протягом усього періоду дослідження воно забезпечує достатню герметизуючу здатність та постійний тепловий стан ущільнення. Завдяки подвійній конструкції запірне торцеве імпульсне ущільнення немає необхідності використовувати проміжне лабіринтне ущільнення, що значно підвищить ефективність відцентрового компресора. Крім того, конструкція цього ущільнення може виконувати функції як бар'єрних, так і резервних ущільнень, а завдяки газостатичної дії буферної канавки можливе його використання в роторних машинах з низькими швидкостями ковзання.

При спрощених аналітичних розрахунках можна оцінити лише геометричні параметри запірною імпульсного ущільнення. Для більш точного розрахунку необхідний термогазодинамічний аналіз з використанням числових розрахунків. Результати числових розрахунків добре узгоджуються з експериментальними даними. Таким чином, при ущільнювальному тиску 5 МПа і частоті обертання валу 10000 об/хв при величині зазору 1 мкм, значення витоків $M = 37,8$ л/хв відрізнялося на 2% від експериментів.

Конструкції запірних імпульсних ущільнень придатні для застосування на CO_2 , оскільки ущільнення не дуже чутливі до фізичних властивостей ущільнювального середовища, яке за різних робочих умов може мати рідинні, парові або двофазні властивості.

2 РЕГУЛЮВАННЯ ТА ВІБРАЦІЙНИЙ АНАЛІЗ РЕГУЛЯТОРА ПЕРЕПАДУ ТИСКУ ДЛЯ ГАЗОВИХ ЗАПІРНИХ ІМПУЛЬСНИХ УЩІЛЬНЕНЬ КОМПРЕСОРИВ

2.1 Вступ

Використання сухих газових ущільнень (СГУ) у складі газоперекачуючих агрегатів (ГПА) вимагає установки допоміжного устаткування, основною функцією якого є подання очищеного розділового газу із заданою витратою і перепадом тиску на усіх режимах роботи ГПА, включаючи такі нестационарні режими роботи як пуск і зупинка ГПА, робота з малими коефіцієнтами стиснення. В такому устаткуванні нерідко використовуються автоматичні регулюючі пристрої - регулятори перепаду тиску, які забезпечують необхідне регулювання величини перепаду тиску «газ-газ» і запобігають попаданню домішок з технологічного газу в зазор ущільнення і подальший вихід з ладу пари тертя [7]. Особливо потребують використання регуляторів перепаду тиску конструкції запірних імпульсних ущільнень, в яких при збільшенні запірного тиску суттєво збільшуються витoki в навколишнє середовище.

Найбільш простими за конструкцією є регулятори перепаду тиску прямої дії «після себе», в яких налаштування на заданий тиск після регулятора здійснюється тиском технологічного газу і зусиллям заздалегідь стисненої пружини. Чутливим елементом в таких регуляторах, як правило, є мембрана. Конструктивно вони можуть виконуватися як односідельними, тобто навантаженими тиском входу в регулятор, так і двохсідельними повністю розвантаженими в осьовому напрямку, робота яких не залежить від тиску на вході. Перевагою конструкцій цих регуляторів є широкий діапазон їх використання за робочим і регульованим тиском.

Відомо, що регулятор перепаду тиску, як технічний пристрій, є системою автоматичного регулювання. Тому для аналізу і покращення його робочих характеристик необхідно проводити статичний і динамічний розрахунки, використовуючи разом із спрощеними аналітичними методами теорії автоматичного регулювання і точніші методи обчислювальної гідродинаміки, які дозволяють виконувати досить складні газодинамічні розрахунки різних технічних пристроїв з урахуванням усіх нелінійних властивостей системи.

Слід також відмітити, що при створенні нових конструкцій необхідно використовувати досвід, накопичений в конструюванні і поліпшенні динамічних характеристик регуляторів перепаду тиску, тобто вимагається застосовувати в конструкціях газових регуляторів демпфуючих камер з ламінарним дроселем, що дозволить підвищити динамічну стійкість і подавити можливий режим автоколивань [8-12].

Існує необхідність порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень конструкцій регулятора перепаду тисків «газ-газ» прямої дії системи сухих газових ущільнень.

2.2 Статичний розрахунок

Регулятори перепаду тиску прямої дії з пружинним навантаженням розробляються і випускаються як з односідельним, так і двохсідельним дроселюючим органом та з різною геометрією сідел. Такі регулятори прості за конструкцією і тому знаходять досить широке поширення [8-9].

На рисунку 2.1 представлена розрахункова схема односідельної конструкції регулятора перепаду тиску. Принцип його роботи полягає в наступному. На вхід регулятора перепаду тиску подається очищене запірне середовище (газ) з тиском p_e . У верхню камеру 1 підводиться технологічний газ з тиском p_i . Налаштування

на заданий перепад тисків dp (різниця між тиском на виході з регулятора p_1 і тиском технологічного газу p_i) здійснюється регулюванням зусилля пружин 2 і 7. При рівності сил, які діють з боку верхньої 1 і нижньої камер 4, рухома частина регулятора 5 знаходиться в рівновазі, забезпечуючи необхідний робочий перепад тиску dp і витрату газу M . При підвищенні, наприклад, вхідного тиску p_e , який дроселюється на прохідному перерізі сідла золотника 6. У нижній камері 4 підвищується тиск p_1 і зростає зусилля, що діє на чутливий елемент (мембрану) 3. Рухома частина золотника переміщується вгору в осьовому напрямку, зменшуючи прохідний переріз. Збільшення гідравлічного опору прохідного перерізу сідла золотника призводить до зниження зредукованого тиску p_1 до заданого. При цьому знову відновлюється осьова рівновага рухомої частини регулятора. Таким чином, між неурівноваженою силою $F_s = F_i - F_1$ що діє на мембрану, змінюється розмір прохідного перерізу золотника і величина осьового переміщення x рухомої частини регулятора, існує негативний зворотний зв'язок. Регулятор перепаду тиску працює як система автоматичного регулювання, кожного разу, при зміні зовнішніх дій, налаштовуючись на робочий перепад тиску dp . Осьове переміщення x , робочий перепад тиску регулятора dp і масова витрата M - регульовані величини, осьова неурівноважена сила F_s - регулююча дія. Тиск на вході в регулятор p_e , тиск технологічного газу p_i і температура T є зовнішніми діями, які можуть змінюватися в процесі роботи регулятора перепаду тисків. Задаючими діями виступають: площа мембрани S_m і зусилля попереднього стискування пружин $F_k = k_i \Delta_i - k_1 \Delta_1$.

Порожнина 4 між мембраною і корпусом виконує роль демпфуючої камери. Величина демпфування підбирається вибором розмірів ламинарного дроселя 8, що з'єднує вихідну порожнину із замкнутою камерою.

Уявлення про точність підтримки необхідного перепаду тиску і робочої області РПД в стаціонарних витратних режимах дають його статичні характеристики. Вважаючи, дві з трьох зовнішніх дій постійними $p_i, T = const$. Можна побудувати два види статичних і одну витратну характеристику. Ці характеристики є залежністю регульованого перепаду тисків dp , безрозмірного осьового переміщення золотника U , масової витрати M через регулятор від перепаду тисків на золотнику Dp (різниця між тиском на вході в регулятор p_e і тиском технологічного газу p_i).

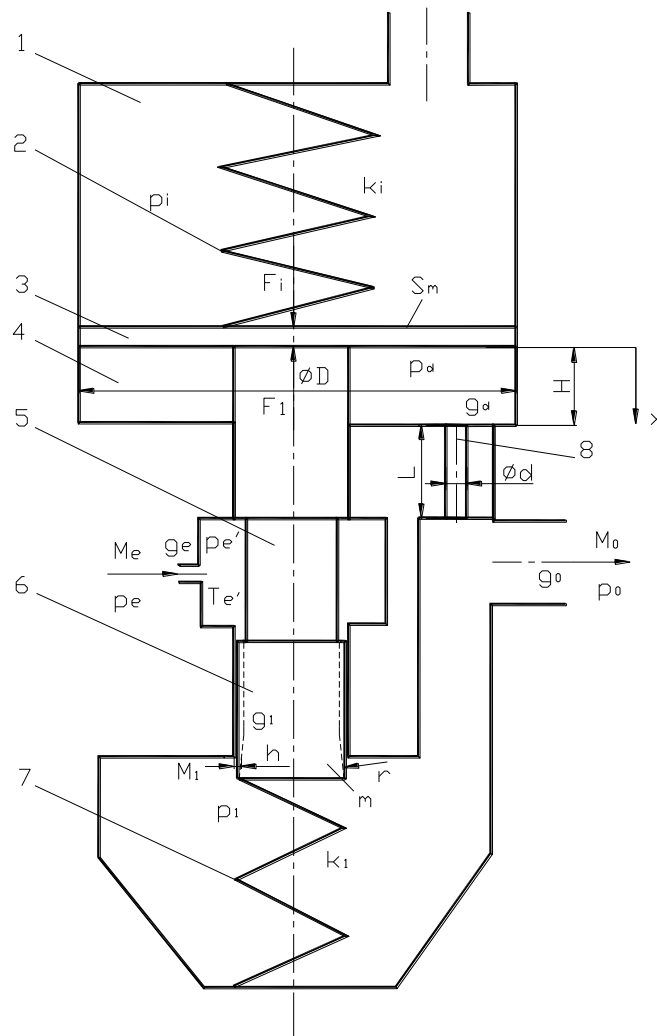


Рисунок 2.1 - Розрахункова схема модернізованої конструкції односідельного регулятора перепаду тиску з демпфуючою камерою

Схема газового тракту регулятора перепаду тисків представлена на рисунку 2.2. Вона включає дроселі постійного опору на вході і виході, і дросель змінного опору прохідного перерізу сідла золотника односідельного регулятора перепаду тиску. Дроселем постійного опору моделюється газовий тракт і можлива установка турбулентного дроселя на вході, а також газовий тракт і система газових ущільнень на виході (у тому числі запірних імпульсних ущільнень).

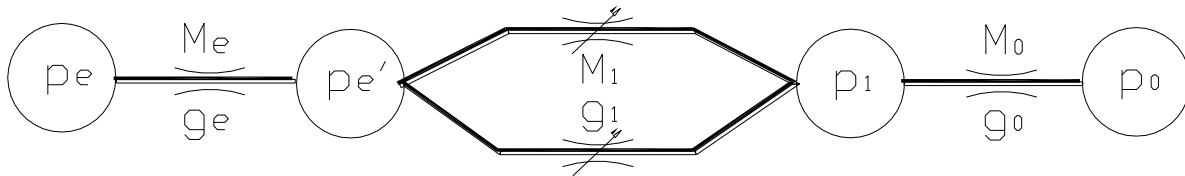


Рисунок 2.2 - Схема газового тракту регулятора перепаду тиску

Для отримання статичних характеристик, необхідно записати рівняння балансу масових витрат і сил, що діють на рухоми частину регулятора. Внаслідок високої стисливості газів при розрахунках регуляторів перепаду тисків «газ-газ» доцільно користуватися поняттям масової витрати і рівняннями стану ідеального або реального газів [13].

Масова витрата через регулятор перепаду тисків визначається конструкцією сідла золотника, розмір прохідного перерізу якого змінюється в результаті осьового ходу золотника. Режим течії газу через регулятор, як правило, є турбулентним. Із-за малої протяжності турбулентного дроселя сідла золотника, процес розширення газів при переході з вхідного каналу через щілину, що дроселює, у вихідний канал приймається адіабатним (без теплообміну з навколишніми стінками).

Температура T_1 на виході з турбулентного дроселя для адіабатного процесу визначається залежністю

$$T_1 = T_e' (p_1 / p_e')^{\frac{k-1}{k}}.$$

Масова витрата через прохідний переріз сідла золотника односідельної конструкції регулятора перепаду тиску з урахуванням докритичного режиму витікання газу і нелінійної зміни ефективної площі прохідного перерізу f_s від осевого переміщення x визначається наступним виразом:

$$M_1 = g_1 \sqrt{p_1 (p_e' - p_1)}, \quad g_1 = \mu_r 3b \left(r - \sqrt{r^2 - x^2} \right) \sqrt{\frac{2}{RT_e'}}, \quad (2.1)$$

де μ_r - коефіцієнт витрати, дорівнює $\mu_r = 1/\sqrt{\zeta}$; ζ - коефіцієнт втрат; x - осеве положення золотника; r - радіус дискової фрези; b - ширина фрезерованої проточки сідла золотника; R - питома газова постійна для сухого повітря, що дорівнює 287 Джоулів/ (кгК); T_e' - температура на вході.

При розрахунку за формулою (2.1) відомі труднощі представляє визначення коефіцієнта витрати μ_r , дійсна величина якого може бути визначена тільки експериментальним шляхом. Аналіз теоретичних і експериментальних даних [14] дозволяє зробити наступні висновки: коефіцієнт витрати може бути прийнятий постійним для широкого діапазону значень числа Рейнольдса Re причому можна вважати його не залежним від температури газу T , коефіцієнт витрати не залежить також від діаметру сідла золотника d_z , мало залежить від співвідношення геометричних розмірів h_2/l (висоти прохідного перерізу до довжини дроселюючої ділянки) і від співвідношення тиску на вході і виході (p_e', p_1) . У нашому випадку, величина коефіцієнта витрати визначалася в результаті чисельного розрахунку в програмному комплексі ANSYS CFX.

Оцінити коефіцієнти втрат вхідного, вихідного дроселюючих каналів і дроселюючого каналу сідла золотника можна також скориставшись напівемпіричними залежностями, які приведені в книзі И.Е. Идельчика [15].

Рівняння балансу масових витрат для газового тракту регулятора перепаду тиску (рис. 2) запишеться у вигляді:

$$M_e = M_1 = M_0, \quad (2.2)$$

звідки

$$g_e \cdot \sqrt{p'_e \cdot (p_e - p'_e)} = g_1 \cdot x \cdot \sqrt{p_1 \cdot (p'_e - p_1)},$$

$$g_e \cdot \sqrt{p'_e \cdot (p_e - p'_e)} = g_0 \cdot \sqrt{p_0 \cdot (p_1 - p_0)}, \quad (2.2')$$

де g_e, g_0, g_1 - провідності вхідного, вихідного і турбулентного дроселів сідла золотника, p_e, p_0 - тиски на вході і виході регулятора, p'_e, p_1 тиски на вході і виході прохідного перерізу сідла золотника.

Запишемо рівняння осьової рівноваги рухомої частини регулятора перепаду тиску

$$S_m(p_i - p_1) - k_1(\Delta_1 + x) + k_i(\Delta_i - x) = 0, \quad (2.3)$$

де S_m - площа мембрани, p_1 - тиск на виході і в нижній камері регулятора, p_i - тиск у верхній камері регулятора, x - осьове переміщення золотника, Δ_1, Δ_i - початкові стискування пружин.

Для спрощення виразів для статичних характеристик, лінеаризуємо рівняння (2.2') біля положення статичної рівноваги рухомої частини регулятора і після деяких алгебраїчних перетворень з урахуванням формули (2.3), отримаємо вирази для статичної і витратної характеристик:

$$Dp = \left(\frac{b_1}{b_u} - \frac{g_0 \cdot a_1}{g_{10} \cdot U_0 \cdot b_u} - \frac{S_m}{(k_1 + k_i) \cdot x_0} + \frac{b_i \cdot g_0 \cdot a_1}{b_u \cdot g_e \cdot a_e} \right) \cdot (dp - p_{10} + p_i) \left/ \frac{b_i \cdot a_e}{b_u \cdot a_e} + p_{e0} - p_i \right., \quad (2.4)$$

$$U = U_0 - \frac{b_i \cdot a_e}{b_u \cdot a_e} (Dp - p_{e0} + p_i) \left/ 1 + \frac{(k_1 + k_i) \cdot x_0}{S_m} \cdot \left(\frac{g_0 \cdot a_1}{g_{10} \cdot U_0 \cdot b_u} - \frac{b_1}{b_u} - \frac{b_i \cdot g_0 \cdot a_1}{b_u \cdot g_e \cdot a_e} \right) \right. \right. \quad (2.5)$$

$$M = M_0 - g_{10} \cdot U_0 \cdot \frac{b_i \cdot a_e}{a_e} \left(\frac{b_i \cdot g_0 \cdot a_1}{b_u \cdot g_e \cdot a_e} - \frac{S_m}{(k_1 + k_i) \cdot x_0} \left/ \frac{b_1}{b_u} - \frac{g_0 \cdot a_1}{g_{10} \cdot U_0 \cdot b_u} - \frac{S_m}{(k_1 + k_i) \cdot x_0} + \frac{b_i \cdot g_0 \cdot a_1}{b_u \cdot g_e \cdot a_e} - 1 \right. \right) \cdot (Dp - p_{e0} + p_i), \quad (2.6)$$

де $\Delta p_1 = dp - p_{10} + p_i$ $\Delta p_e = Dp - p_{e0} + p_i$ U_0 - початкове безрозмірне положення золотника, M_0 - початкова масова витрата газу,

$$b_u = \sqrt{p_{10} \cdot (p'_{e0} - p_{10})}, b_i = p_{10} / 2\sqrt{p_{10} \cdot (p'_{e0} - p_{10})}, b_1 = p'_{e0} - 2p_{10} / 2\sqrt{p_{10} \cdot (p'_{e0} - p_{10})},$$

$$a'_e = p_{e0} - 2p'_{e0} / 2\sqrt{p'_{e0} \cdot (p_{e0} - p'_{e0})}, a_e = p'_{e0} / 2\sqrt{p'_{e0} \cdot (p_{e0} - p'_{e0})},$$

$$a_1 = p_{i0} / 2\sqrt{p_{i0} \cdot (p_{10} - p_{i0})}.$$

Статичні і витратна характеристики, отримані за формулами (2.4-2.6) для односідельного регулятора перепаду тиску представлені на рис. 2,3.

Початкові дані для розрахунку:

Робоче середовище:

- очищене сухе повітря при температурі $t = 25$ °С,
- очищений сухий газ метан (СН₄) - температура $t = 80$ °С,
- природний газ (метан - 98,3 %, етан - 0,7 %, азот - 1,0 %) - температура $t = 80$ °С (при дроселюванні - не випадіння конденсату).

Температура газу від зовнішнього джерела - $t = 20 - 40$ °С, температура газу з нагнітання - $t = 80$ °С.

Характеристики пружин:

$$1) F_i = 65,5 \text{ кг } \Delta_i = 128 \text{ мм } k_i = 5117,2 \text{ Н/м}$$

$$2) F_1 = 50 \text{ кг } \Delta_1 = 15 \text{ мм } k_1 = 33333,3 \text{ Н/м.}$$

Робочий перепад тиску на регуляторі - $\Delta p = 0,24 \text{ атм.}$

Маса рухомої частини регулятора - $m \approx 1,6 \text{ кг.}$

Показник адіабатного процесу для повітря - $k = 1,4.$

Показник адіабатного процесу для газу - $k = 1,312.$

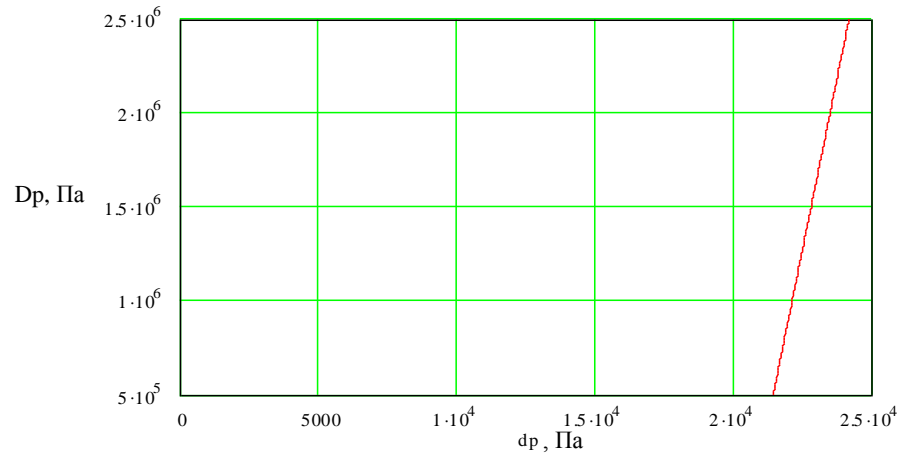
Питома газова постійна для повітря - $R = 287 \text{ Джоуль/(кгК).}$

Питома газова постійна для природного газу - $R = 506,85 \text{ Джоуль/ (кгК).}$

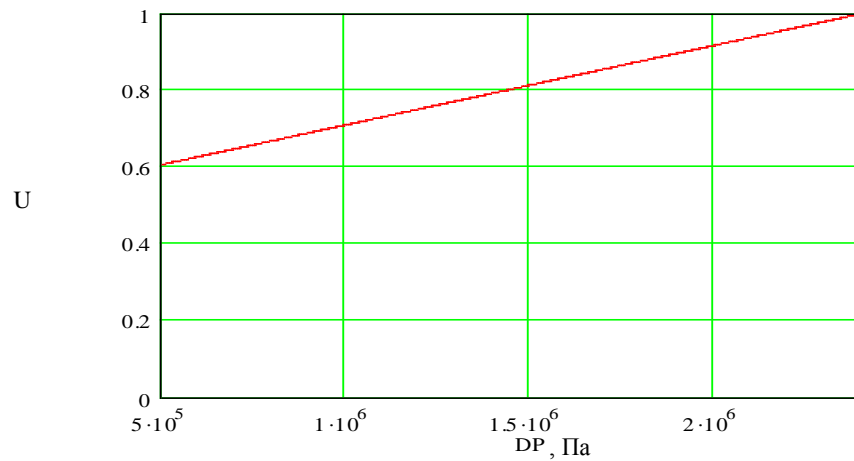
Густина повітря - $\rho = 1,158 \text{ кг/м}^3.$

Аналіз статичних характеристик, а також формул (2.4-2.6) показує, що істотний вплив на точність регулювання робочого перепаду тиску чинить опір вхідного дроселя. Так за відсутності дроселя на вході, регульовані величини знаходяться в необхідному робочому діапазоні, так перепад тиску на регуляторі змінюється від 0,021 до 0,024 МПа, тобто на 12,5 %, при зміні перепаду тиску на золотнику в межах від 0,5 до 2,4 МПа. Величина масової витрати змінюється також не істотно.

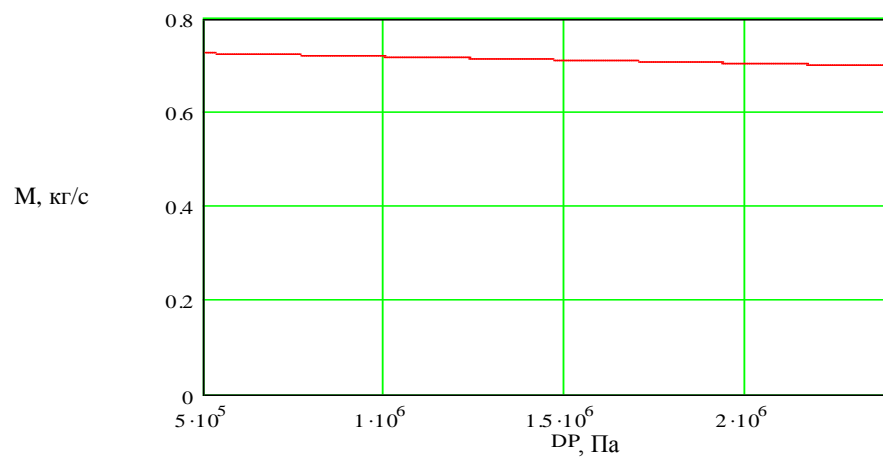
Треба відмітити, що якщо масова витрата в розрахунках є змінною величиною, то для кожного перепаду тиску на золотнику можна знайти свій діапазон зміни масової витрати в межах встановленого осьового ходу рухомої частини регулятора при настроювальному перепаді тиску на регуляторі.



а)



б)



в)

Рисунок 2.3 – Статичні (а, б) і витратна (в) характеристики моделі односідельного регулятора перепаду тиску без турбулентного дроселя на вході ($p_e = 9,2$ МПа

$$p_1 = 6,824 \text{ МПа} \quad p_0 = 6,8 \text{ МПа} \quad Dp = 2,4 \text{ МПа})$$

2.3 Динамічний розрахунок

Аналіз патентів і літератури показав, що основні удосконалення конструкцій регуляторів перепаду тиску відносяться до підвищення динамічної стійкості системи і пригнічення режиму автоколивань [10-12].

Лінеаризоване рівняння руху золотника односідельного регулятора перепаду тиску (рис. 2.1) в осьовому напрямі з урахуванням зміни тисків за рахунок стискування або розширення газу у верхній і нижній камерах записується у вигляді

$$mx_0\Delta\ddot{U} + (k_1 + k_i)x_0 \cdot \Delta U = S_m\Delta p_i - S_m\Delta p_1 + S_m \cdot \Delta p_t \quad (2.7)$$

де x_0 і U - початкове і безрозмірне переміщення золотника; Δp_i , Δp_1 - прирости тисків у верхній і нижній камерах, Δp_t - зовнішнє збудження (одичний стрибок тиску у верхній камері).

Рівняння руху золотника в стандартній символічній формі

$$\left(T_0^2 p^2 + \chi_1\right) \cdot \Delta U = -\Delta\varphi + \Delta f, \quad (2.8)$$

де $T_0^2 = mx_0/S_m p_t$ - інерційна стала часу об'єкту регулювання $\chi_1 = (k_1 + k_i)x_0/S_m p_t$ - міра нерівномірності $\Delta\varphi = \frac{S_m\Delta p_1}{S_m p_t} - \frac{S_m\Delta p_i}{S_m p_t}$ - безрозмірна осьова сила, що діє на рухому частину регулятора $\Delta f = S_m\Delta p_t/S_m p_t$ - зовнішнє безрозмірне силове збудження.

Рівняння балансів масових витрат з урахуванням рівняння стану ідеального газу:

$$g_i(p_2^2 - p_i^2) = \frac{V_i}{k \cdot RT} \dot{p}_i + \frac{S_m \cdot x_0 \cdot p_i}{RT} \cdot \dot{U}, \quad (2.9)$$

$$g_{10}U \cdot RT \sqrt{p_1(p_e' - p_1)} = \frac{V_1}{k \cdot RT} \dot{p}_1 - \frac{S_m \cdot x_0 \cdot p_1}{RT} \cdot \dot{U} + g_0 \sqrt{p_i(p_1 - p_i)}, \quad (2.10)$$

де g_i - провідність ламінарного дроселя $g_i = \pi \cdot d^4 / 256 \cdot \mu \cdot L_i \cdot RT$, p_i, p_2 - тиски усередині і перед верхньою камерою, V_i, V_1 - об'єми верхньої і нижньої камер.

Правий доданок у виразі (2.9) є масовою витратою газу через ламінарний дросель, а ліві доданки є масовою витратою стискування і масовою витратою за рахунок збільшення об'єму верхньої камери. Вираз (2.10) описує дроселювання газу в проточній частині регулятора і потоки стискування і витіснення в нижній камері за рахунок осьової рухомості золотника регулятора.

Після лінеаризації і перетворень рівнянь (2.9) і (2.10) отримаємо рівняння балансу масових витрат в стандартній символічній формі

$$(T_1 p + 1) \cdot \Delta \varphi_i = -T_2 p \cdot \Delta U, \quad (2.11)$$

де $T_1 = V_i / k \cdot RT \cdot 2g_i \cdot p_{i0}$ - постійна часу верхньої камери, $T_2 = S_m \cdot x_0 / RT \cdot 2g_i \cdot p_t$ - постійна часу демпфування і

$$(T_3 p + 1) \cdot \Delta \varphi_1 = k_s \cdot (T_4 p + 1) \cdot \Delta U, \quad (2.12)$$

де $k_s = g_{10} \cdot U_0 \cdot b_u / (g_0 \cdot a_1 - g_{10} \cdot U_0 \cdot b_1 - g_{10} \cdot U_0 \cdot b_i g_0 \cdot a_1 / g_e \cdot a_e')$ - коефіцієнт самовирівнювання

$T_3 = V_1 / k \cdot RT \cdot (g_0 \cdot a_1 - g_{10} \cdot U_0 \cdot b_1 - g_{10} \cdot U_0 \cdot b_i g_0 \cdot a_1 / g_e \cdot a_e')$ - постійна часу нижньої камери $T_4 = S_M \cdot x_0 \cdot p_{10} / g_{10} \cdot U_0 \cdot b_u \cdot RT$ - постійна часу демпфування.

Для аналізу динамічної стійкості рухомої частини односідельного регулятора перепаду тиску, скористаємося критерієм Гурвіця для системи четвертого порядку [16,17].

На рисунку 2.4 представлені перехідні характеристики односідельного регулятора перепаду тиску.

Результати динамічного розрахунку досить добре узгоджуються з експериментом. Так при критичних перепадах тиску $Dp \geq 2,4$ МПа, при випробуваннях на стенді конструкції односідельного регулятора перепаду тиску без демпфуючої камери, спостерігався режим динамічної нестійкості, що досить добре підтверджується перехідною характеристикою (рис. 2.4 а). При режимах умов роботи компресорного агрегату, що відповідають реальним, динамічний процес є затухаючими і рухома частина регулятора перепаду тиску навіть без демпфуючої камери динамічно стійка (рис. 2.4 б).

Застосування демпфуючої камери в конструкції односідельного регулятора перепаду тиску дійсно покращує динамічні характеристики. Час загасання перехідного процесу t_p (рис. 2.4 в) залежить, головним чином, від геометричних характеристик демпфуючої камери : висоти камери H , діаметру мембрани S_m і від діаметру d_d і довжини L ламинарного дроселя (рис. 2.1), тобто визначається постійною часу демпфування. Величина перерегулювання, максимальне відхилення регульованої величини $h(t)$ від значення, що встановилося, залежить від міри нерівномірності і коефіцієнта самовирівнювання. Розрахунки показали, що величина перерегулювання значно менше при меншому опорі дроселюючого каналу, на виході, тобто в умовах випробувань регулятора перепаду тиску на стенді, коли вихідний тиск дорівнює атмосферному тиску.

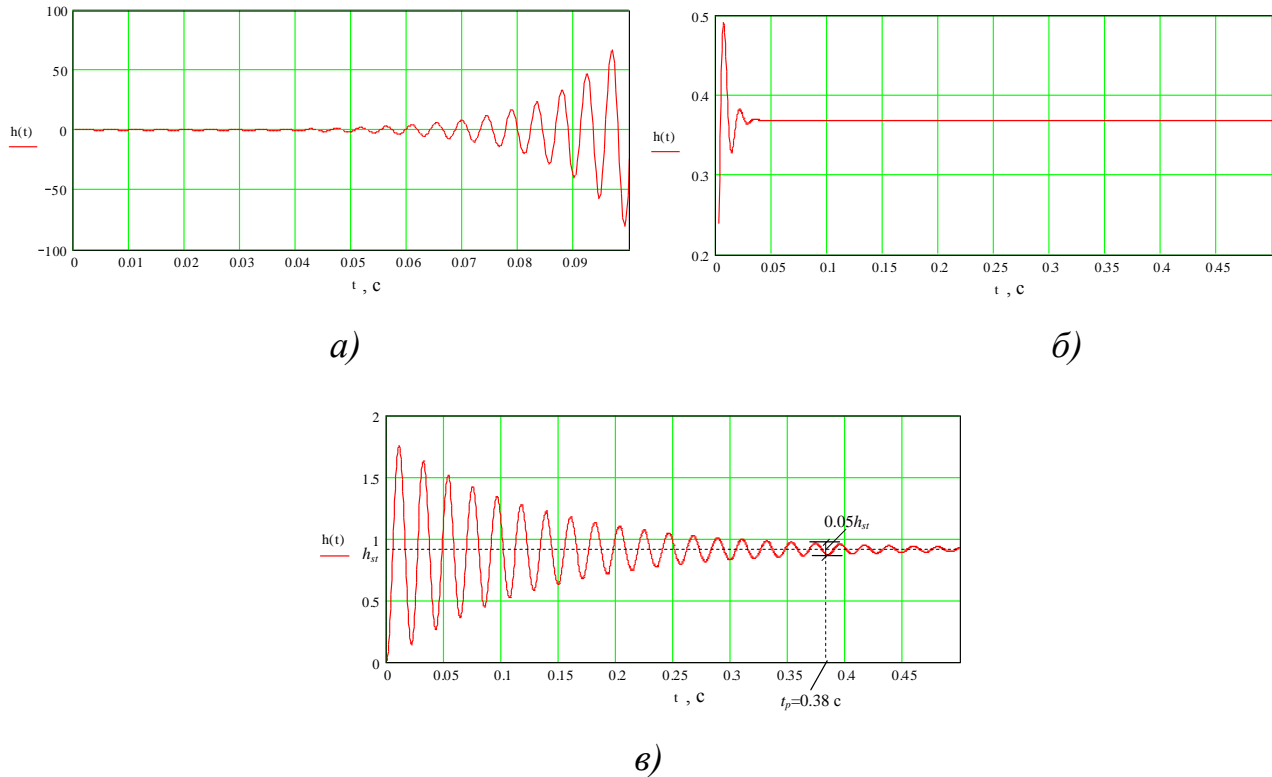


Рисунок 2.4 - Перехідні характеристики односідельного регулятора перепаду тиску без демпфуючої камери (а), (б) і з демпфуючою камерою (в) ($p_e = 9,2$ МПа
 $p_1 = 6,824$ МПа $Dp = 2,4$ МПа)

2.4 Числовий газодинамічний розрахунок

У роботі проведено дослідження модернізованої односідельної конструкції регулятора перепаду тиску при різних режимах роботи. Проаналізована проточна частина з метою визначення вихрових зон, нестационарностей і ділянок падіння тиску, а також за допомогою обчислювальної технології деформованої сітки, розв'язано задача динаміки рухомої частини регулятора перепаду тиску.

Дані для розрахунку відповідали одному з робочих режимів компресорної станції: тиск входу дорівнював 9,2 МПа, тиск виходу 6,824 МПа.

Для числового розрахунку нелінійної моделі регулятора використовувався програмний комплекс ANSYS CFX, який дозволяє моделювати течію чистого газу і суміші газів, використовуючи рівняння стану ідеального і реального газів, а також дію аеродинамічної сили потоку газу на золотник. У програмі ANSYS WORKBENCH побудовані тривимірні геометричні моделі регуляторів. Для зменшення розмірності задачі для розрахунку готувалася половина симетричної моделі. Розрахункова сітка виконувалася в сітковому генераторі CFX MESH. Розмірність розрахункової сітки в деяких випадках могла досягати 1-2 млн. розрахункових комірок. Сітка складалася з тетраедрів в ядрі потоку з пограничним шаром у стінки не менше ніж 10-ма призматичними елементами. Розмір першого призматичного елемента вибирався таким чином, щоб значення безрозмірної відстані до стінки y^+ знаходилося в діапазоні $30 < y^+ < 300$, що рекомендується довідковим керівництвом програми ANSYS CFX [18,19]. Перевірявся вплив різної густини сітки на результати розрахунку. У програмі ANSYS CFX розв'язується система рівнянь руху газу, що стискається, при адіабатному турбулентному режимі витікання, усереднені рівняння Нав'є-Стокса (рівняння Рейнольдса). Рівняння замикаються $k-\epsilon$ моделлю турбулентності з функцією стінки. В якості граничних умов задавалися: статичний тиск на вході і масова витрата на виході регулятора перепаду тиску (відкриті граничні умови, які дозволяють потоку втікати і витікати через ці межі), граничні умови стінки, симетрії (розглядалася тільки половина моделі) і граничні умови стінки на поверхні золотника. У динамічному розрахунку, для спрощення обчислювальної моделі, у якості граничних умов використовувалися аналітичні залежності, що дозволяють моделювати наявність запірних газових імпульсних ущільнень на виході і демпфуючі характеристики надмембранної камери регулятора перепаду тиску. Треба помітити, що на усіх рисунках розрахункова модель розташовуватиметься в горизонтальному положенні.

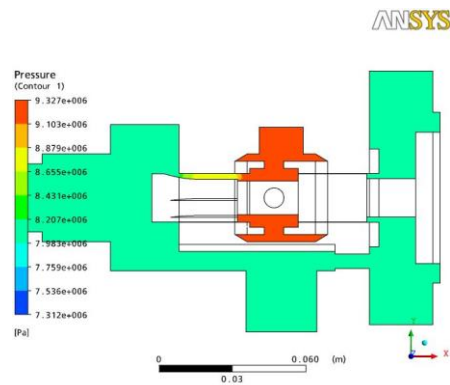
Розрахунки показали, що течія на усіх режимах турбулентна, число Рейнольдса досягало значення $Re=1,9792 \times 10^6$. Режим течії практично в усіх випадках був докритичним. Робоче середовище - повітря при температурі 298°K .

На рис. 2.5 *а, б, в* представлені поле тисків, швидкостей і лінії току в моделі односідельного регулятора перепаду тисків без демпфуючої камери при повністю відкритому прохідному перерізі золотника. У зв'язку з тим, що в розрахунковій моделі регулятора проміжок між золотником і корпусом $h = 0,1$ мм, то є постійна витрата через циліндричну щілину регулятора, а це негативно позначається на його статичній характеристиці. У реальності проміжок h має бути мінімальним, поверхні повинні підганятися одна під одну. Для регулятора перепаду тиску з демпфуючою камерою наявність великого проміжку між золотником і корпусом також неприпустимо, оскільки в цьому випадку тиск під мембраною може виявитися вище за тиск виходу і це може привести до статичної нестійкості рухомої частини регулятора перепаду тисків.

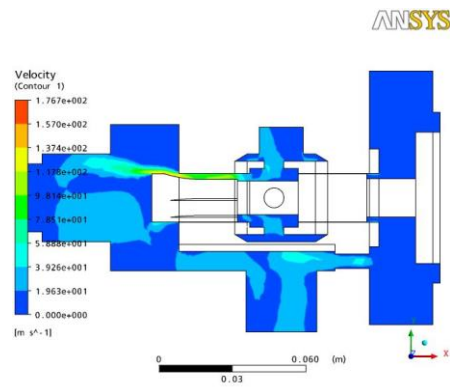
На рис. 2.6 *а, б, в, г* показані поле тисків, швидкостей, чисел Маха і температур моделі регулятора перепаду тиску без демпфуючої камери при повністю відкритому прохідному перерізі золотника, робочим середовищем виступає реальний газ – метан (CH_4) при температурі 353 К. Рисунок показують, що максимальна швидкість витікання метану (276 м/с) істотно вища, ніж повітря. Проте режим витікання – до критичний (число Маха не перевищує $0,59$). Видно, що по довжині проточної частини регулятора істотно падає температура ($\Delta T \approx 40^{\circ}\text{C}$).

Динамічний аналіз рухомої частини регулятора, перехідні характеристики якого представлені на рисунку 2.7 *а, б* показав, що конструкція односідельного регулятора перепаду тиску без демпфуючої камери може виявитися або нестійкою (рис. 2.6 *а*), або автоколивальною (рис. 2.6 *б*). Регулятор може працювати як вібраційний, тобто можуть бути присутніми стійкі автоколивання певної

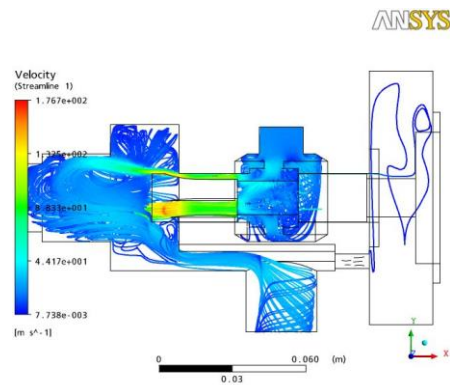
амплітуди і високої частоти (з малим загасанням), практично рівній частоті власних коливань.



a)



б)



в)

Рисунок 2.5 - Поле тисків (а), швидкостей (б) і лінії току (в) моделі регулятора перепаду тисків без демпфуючої камери при повністю відкритому прохідному перерізі золотника (проміжок між золотником і корпусом $h = 0,1$ мм, робоче середовище - повітря при температурі 25 °C)

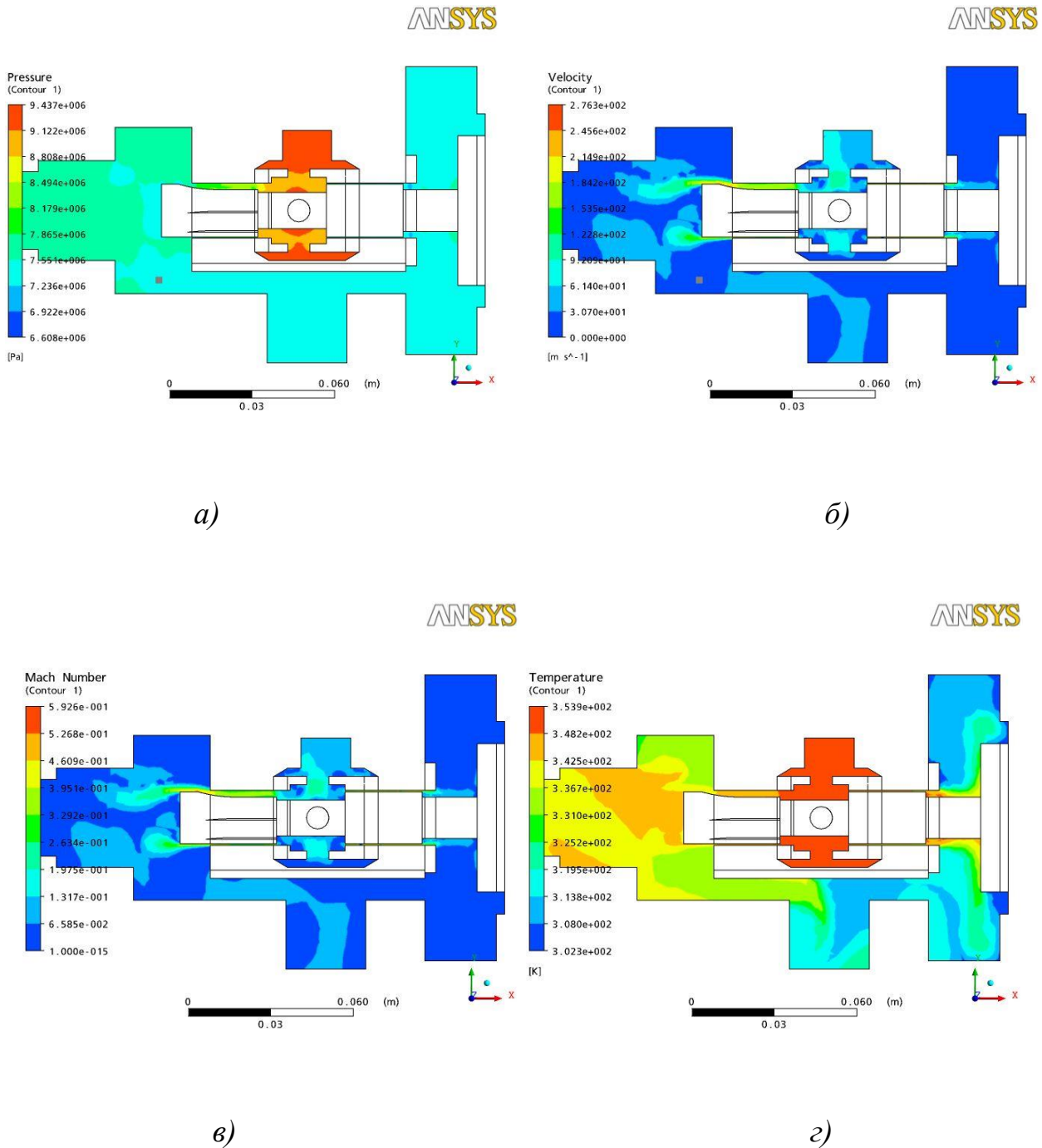


Рисунок 2.6 - Поле тисків (а), швидкостей (б), чисел Маха (в) і температур (г) моделі регулятора перепаду тисків без демпфуючої камери при повністю відкритому прохідному перерізі золотника (проміжок між золотником і сідлом $h = 0,1$ мм, робоче середовище газ – метан (CH_4) при температурі 80 °C)

Значення об'ємних витрат, отримані при чисельному розрахунку, досить добре співпадають з експериментальними даними. Для поліпшення якості регулювання необхідно встановлювати опір вихідного каналу відповідно до робочої витрати регулятора. Опори вхідних каналів необхідно вибирати так, щоб це не призводило до падіння тиску на них.

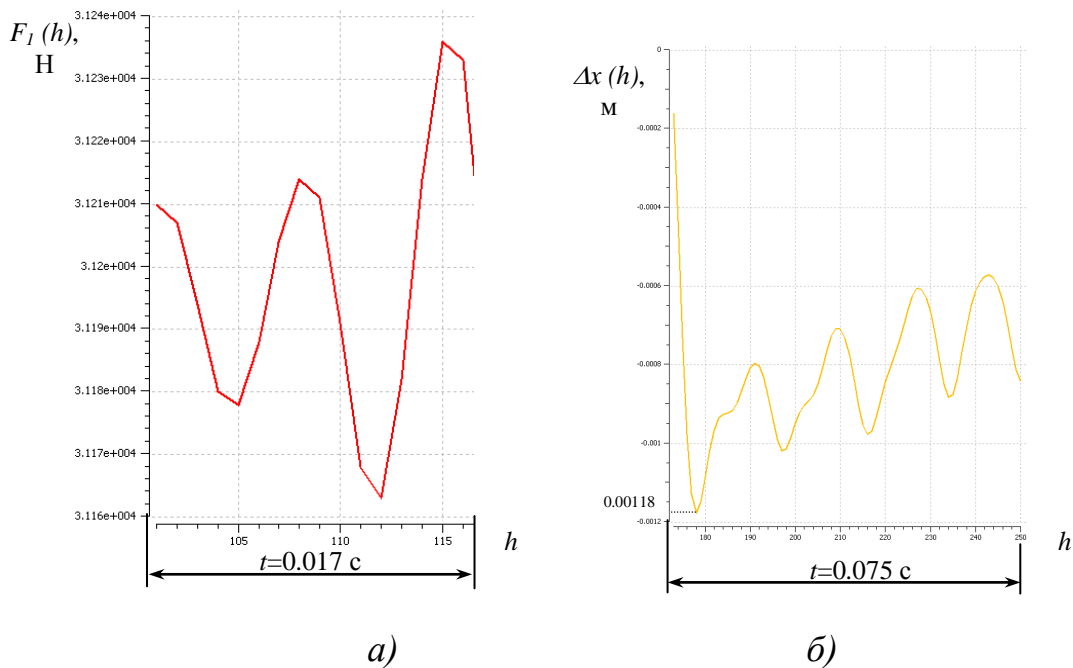


Рисунок 2.7 - Осцилограми сил (а) і переміщень (б) регулятора перепаду тисків

Чисельний розрахунок підтверджує недостатню динамічну жорсткість рухомої частини регулятора перепаду тиску (випадкове силове збудження яке дорівнює 150 Н зміщує рухливу частину регулятора на $1,18 \cdot 10^{-3}$ м). Збільшення жорсткості пружин призводить до зменшення величини перерегулювання, але погіршує статичні характеристики регулятора.

2.5 Експериментальні дослідження

Схема експериментального стенду приведена на рис. 8. При випробуваннях регулятора перепаду тиску у якості робочого середовища використовувалося сухе повітря.

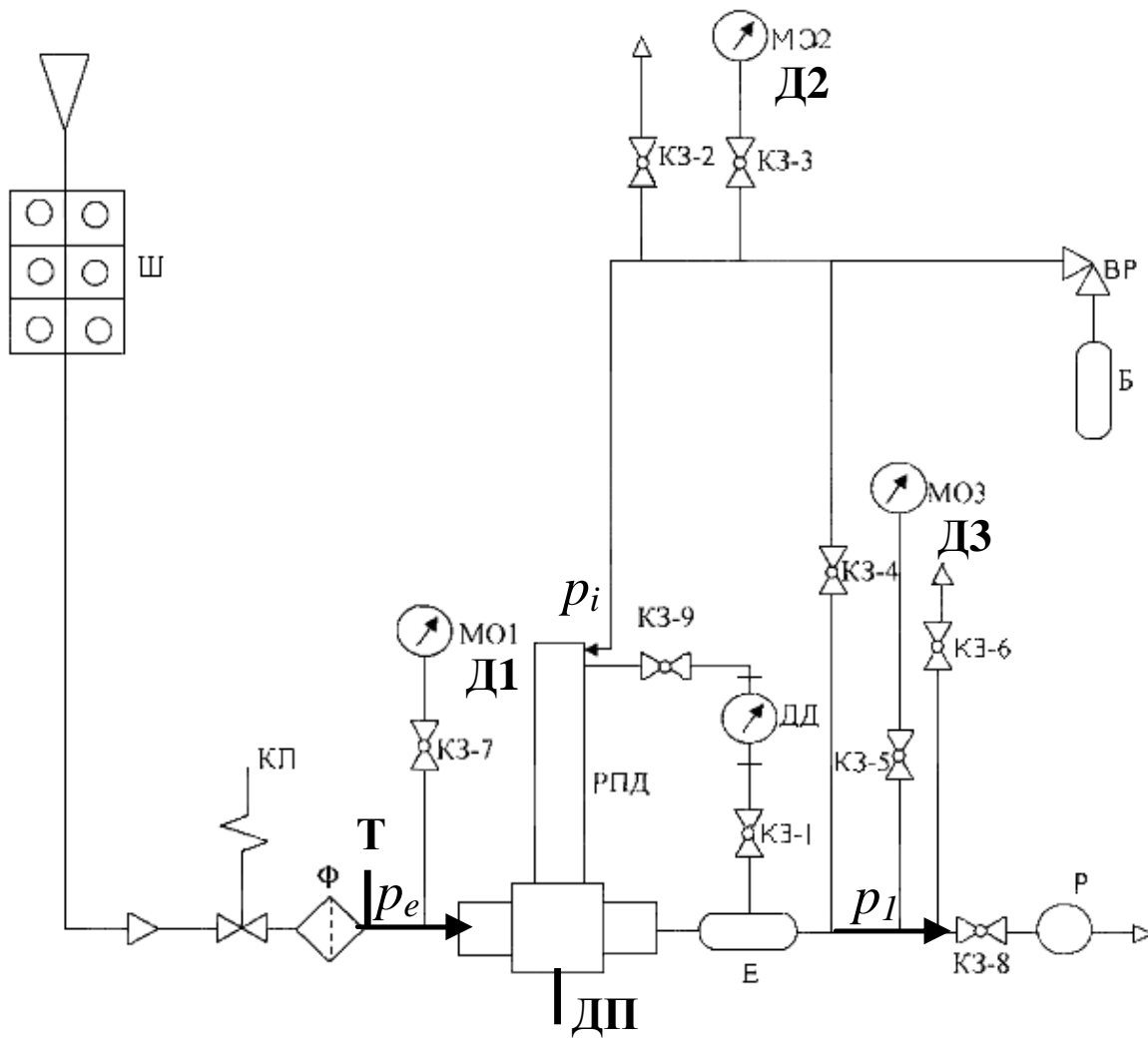


Рисунок 2.8 - Схема експериментального стенду

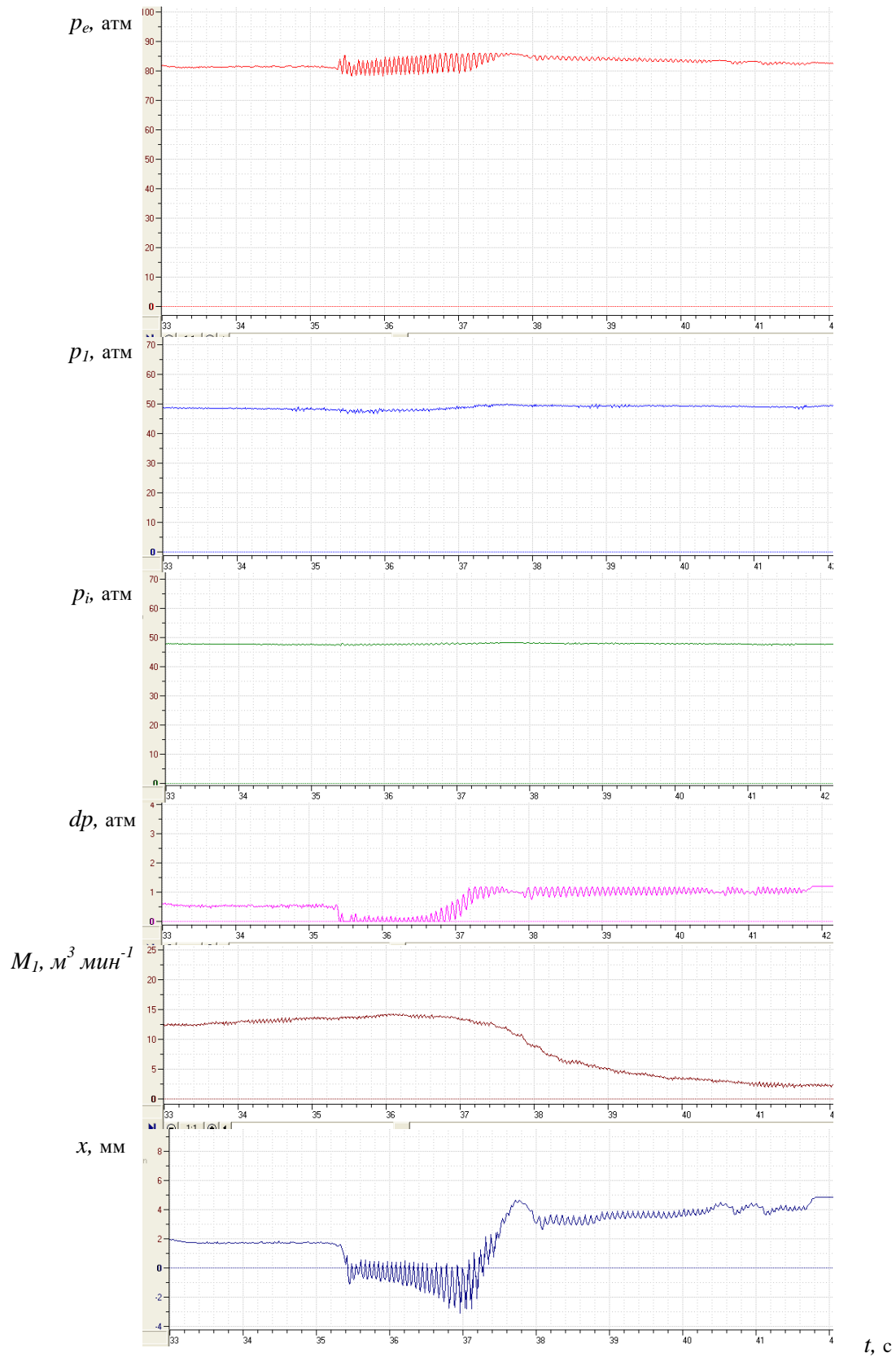


Рисунок 2.9 - Осцилограми тисків, масової витрати, осьового переміщення золотника в часі

В ході експериментальних досліджень за допомогою датчиків тиску, температури, масової витрати і переміщення контролювалися наступні величини: p_e - тиск на вході в регулятор перепаду тиску, p_1 - тиск на виході з регулятора перепаду тиску, p_i - тиск в надмембранній порожнині (імпульсній лінії), dp - перепад тисків на регуляторі, $M1$ - масова витрата на виході з регулятора перепаду тиску, x - осьове положення золотника, T - температура на вході в регулятор.

Результати експериментів показують, що при перепадах тисків на золотнику більших 2,4 МПа при постійних зовнішніх діях може відбуватися втрата стійкості рухомої частини регулятора перепаду тисків (рис. 2.9). Цей факт також добре узгоджується з розрахунком, про що говорилося раніше.

У момент втрати стійкості збільшується амплітуда коливань (рис. 2.10). Урівноважити золотник вдається тільки за рахунок істотного зменшення масової витрати на виході.

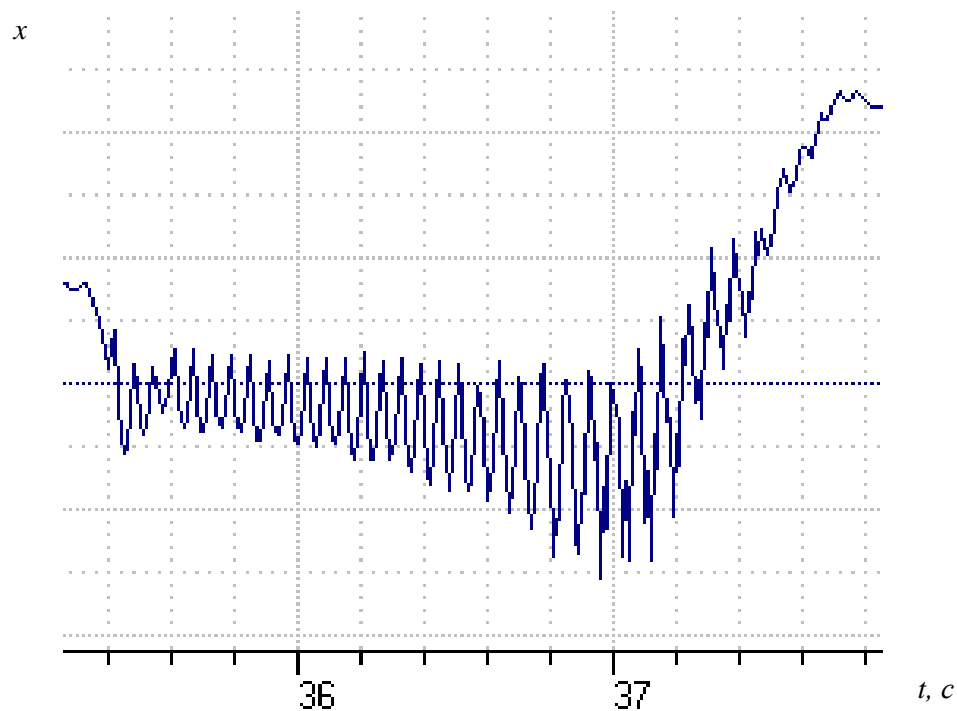


Рисунок 2.10 - Осцилограма осьового переміщення золотника в часі у момент втрати стійкості

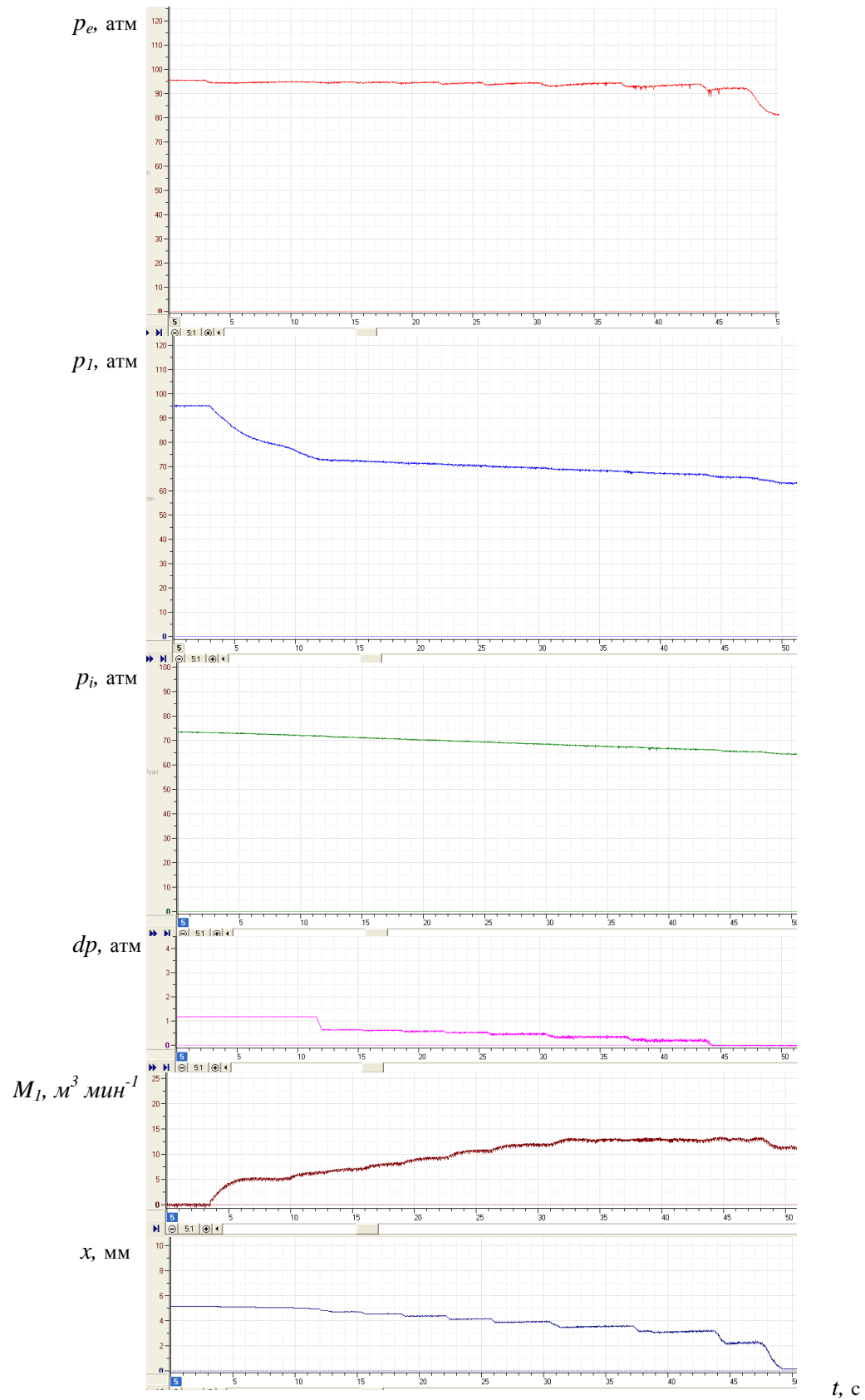


Рисунок 2.11 - Осцилограми тисків, масової витрати, осьового переміщення золотника в часі при зменшенні тиску в імпульсній лінії

З рисунку 2.11 видно, що при збільшенні масової витрати M_1 на виході регулятора перепаду тисків від мінімального до максимального значення, золотник переміщується з одного крайнього (закритого) положення в інше крайнє повністю відкрите положення. При цьому перепад тиску на регуляторі dp змінюється в досить широкому діапазоні від 1,2 до 0 атм. Зменшення тиску в імпульсній лінії призводить до виникнення стійких автоколивань практично постійної амплітуди і частоти (рис. 2.12).

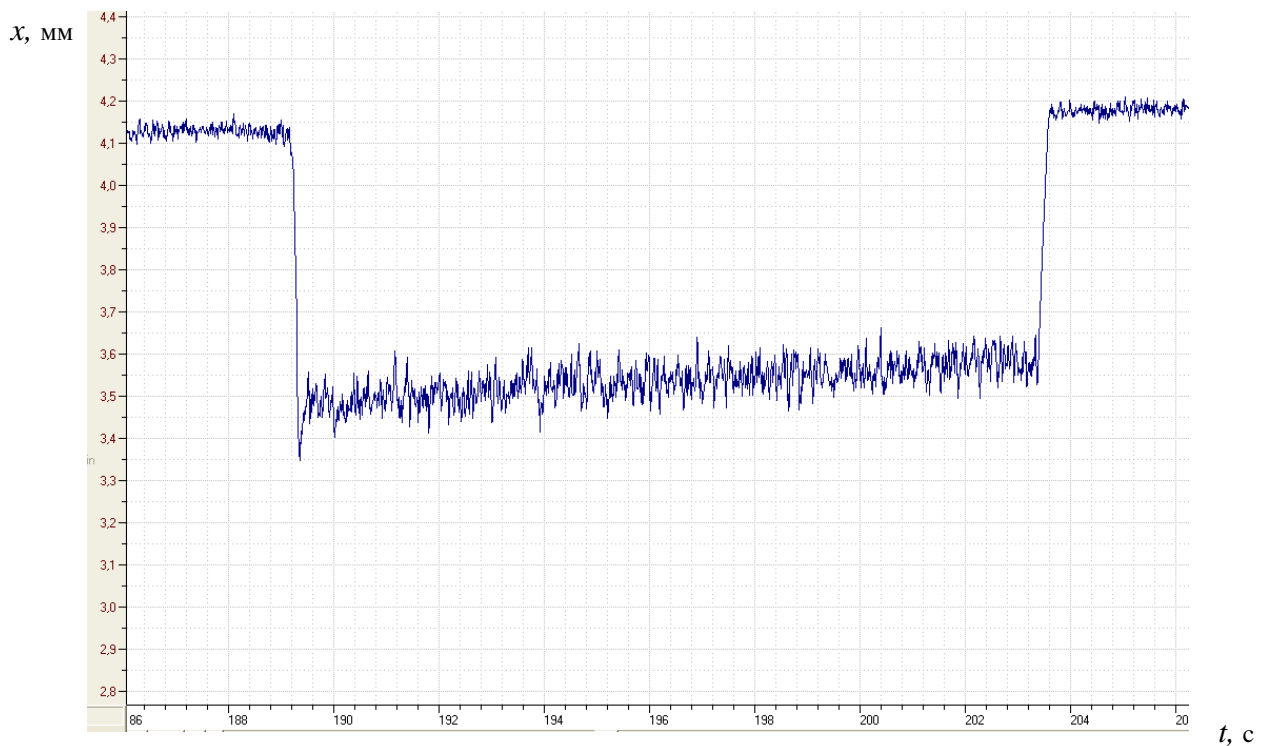


Рисунок 2.12 - Осцилограма осьового переміщення золотника в часі, що характеризує режим стійких автоколивань

Аналіз витратних характеристик показує, що конструкція регулятора перепаду тисків забезпечує необхідну масову витрату в усьому робочому діапазоні параметрів.

2.6 Висновки

За результатами досліджень регулятора перепаду тиску можна зробити наступні висновки:

1. Очевидно, що необхідна розрахункова масова витрата забезпечується прохідним перерізом золотника, а робочий перепад тиску на регуляторі визначається налаштуванням пружин. Існуючі конструктивні розміри прохідного перерізу золотника досліджуваної односідельної конструкції регулятора без турбулентного дроселя на вході і настоювані зусилля від пружин відповідають досить широкому робочому діапазону перепадів тисків.

2. Розрахунки показали, що практично при усіх значеннях робочих перепадів тиску режим течії в регуляторі - докритичний.

4. При критичних перепадах тиску на золотнику $Dp \geq 2,4$ МПа в модернізованій конструкції односідельного регулятора перепаду тиску без демпфуючої камери може відбуватися динамічна втрата стійкості рухомої частини регулятора. Це підтверджується числовими, аналітичними і експериментальними дослідженнями.

5. Демпфуюча камера, при відповідному виборі геометрії, забезпечує необхідне загасання коливального процесу. Так основні характеристики демпфуючої камери, які впливають на динамічні характеристики це: висота камери H , діаметр мембрани S_m і розміри ламінарного дроселя d и L . Так зменшення висоти, збільшення площі мембрани і збільшення опору дроселя демпфуючої камери призводить до покращення динамічних характеристик і стійкості.

6. Динамічний розрахунок також показав, що зменшення маси рухомої частини регулятора в два рази призводить до зменшення часу загасання $\approx 2,7$ разу.

7. Провідність вхідного і вихідного дроселів мають вплив на динамічну жорсткість системи і на величину перерегулювання. Збільшення опору вхідного дроселя і зменшення опору вихідного дроселя призводить до зменшення

жорсткості системи і збільшення величини перерегулювання. Тому необхідно встановлювати опір вихідного каналу відповідно до робочої витрати регулятора, а опори вхідних каналів необхідно вибирати так, щоб це не призводило до падіння тиску на них.

ВИСНОВКИ

Виконано термогідродинамічний аналіз і розв'язано задачу нестационарної течії газу у торцевому запірному імпульсному ущільненні з повітрям у якості ущільнювального середовища. Верифікація обчислювальної моделі і аналітичного методу розрахунку виконувалася в порівнянні з експериментальними даними по величині витоків в ущільненні і середній температурі аксіально-рухомого кільця при змінній частоті обертання валу і ущільнювального тиску, які отримані на спеціальному випробувальному стенді. Виконані обчислювальні експерименти істотно доповнюють результати лабораторних випробувань по полям тиску та температури в ущільнювальній плівці і в поперечному перерізі кільця. Виконано розрахункове порівняння характеристик газового торцевого імпульсного та ущільнення зі спіральними канавками при високих робочих параметрах. Виконано дослідження впливу тиску рідини і теплових пружних деформацій торцевих кілець на характеристики ущільнення.

Виконано обчислювальне моделювання термогідродинамічної задачі, з урахуванням сверхкритичних властивостей ущільнювального CO₂ газу, а також аналіз вібрацій аксіально-рухомого кільця газового торцевого імпульсного ущільнення за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (ОГД). Проаналізовано вплив геометричних параметрів: глибини, ширини, і числа камер і живильників на статичні і динамічні характеристики.

Виконано аналітичні, числові і експериментальні дослідження регулятора перепаду тиску «газ-газ», який використовується для підтримання постійного перепаду тиску між запірним і ущільнювальним середовищем у системі сухих газових ущільнень, у тому числі у запірних торцевих імпульсних ущільненнях компресора. Порівняння результатів розрахунку і експерименту дають достатньо задовільну збіжність.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Neuberger, S., Bock, E., Haas, W., Lang, K. (2014). Gas-lubricated mechanical face seals reduce CO₂ emissions. *Sealing Technology*, 2014 (9), 8–12.
2. Tabata, H., Sano, M. (2005). Study of High Efficiency Turbocompressor. Development of High-Speed and High-Pressure Dry-Gas-Seal. *IHI Engineering Review*, 38 (1), 1–5.
3. USA, F 16 J 15/34. Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces.
4. Bridon, R., Lebigre, O. (2011). Gas seal contamination. Proceedings of the Fortieth Turbomachinery Symposium, Houston, Texas, September 12-15, 146–152.
5. Sattler, M. (2009). A new oil barrier seal for dry gas seals. *Sealing Technology*, 2009 (9) 8–11.
6. (1997). Gas lubricated mechanical seals. Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH & Co., First Edition, 75.
7. Степовиков С.Н. Принцип действия, технологические стандарты и требования к проектированию и эксплуатации систем сухих газовых уплотнений. *Нефтегазовое дело*, 2005. 1-20 с.
8. Эйсмонт В.П., Пайкин И.Х. Регуляторы давления прямого действия. Обзорная информация. Промышленная трубопроводная арматура. Серия ХМ-10. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1978. 50 с.
9. Regulator Division Handbook and Literature. Revision 6. Catalog Literature CD. Fisher Controls International. 2001.
10. Регулятор давления газа: Пат. 2215319 РФ, МКИ G 05 D 16/06 / Мельников А.М. и др. (Российская Федерация). Опубл. 27.10.2003.
11. Регулятор давления: А.с. 1198480 СССР, МКИ G 05 D 16/10 / Домников А.М. (СССР). Опубл. 15.12.85, бюл. №46.

12. Регулятор тиску: Пат. 43967 України, МКИ G 05 D 16/06 / Хоружевський О.Б., Мурашов В.М. (Україна). Опубл.15.11.2004, бюл. №11.
13. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». – М.: Машиностроение. 1991. – 384с.
14. Ермилов В.А., Несторенко Ю.В., Николаев В.Г.. Газовые редукторы. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1981. – 176 с.
15. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975, 559 с.
16. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
17. Симоновский В.И. Теория автоматического регулирования: Учебное пособие. – Сумы: Издательство СумГУ, 2004. – 75 с.
18. Ansys CFX Theory Reference. 2005.
19. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидродинамика и теплообмен: В 2-х т.: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 728 с.