

Сумський державний університет

На правах рукопису

КОЗІН ВІКТОР МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 621.51+621.52

УЗАГАЛЬНЕНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ
РІДИННО-КІЛЬЦЕВОЇ КОМПРЕСОРНОЇ МАШИНИ

05.05.14 – холодильна, вакуумна та компресорна техніка,
системи кондиціонування

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник

Арсеньєв Вячеслав Михайлович,
кандидат технічних наук, професор

Суми – 2009

ЗМІСТ

	с.
ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ.....	6
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	16
1.1. Мета та принципи моделювання.....	16
1.2. Модель К. Пфлейдерера.....	19
1.3. Модель ВНДІкриогенмаш.....	21
1.4. Модель КХТІ.....	27
1.5. Модель МДТУ ім. М.Е. Баумана.....	30
1.6. Модель СумДУ.....	32
1.7. Висновки з аналізу моделей.....	36
1.8. Мета і задачі дослідження.....	37
РОЗДІЛ 2 ТЕРМОДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РІДИННО-КІЛЬЦЕВОЇ МАШИНИ.....	39
2.1. Загальні положення моделі.....	39
2.2. Рівняння енергетичного балансу рідинно-кільцевої машини.....	40
2.3. Визначення питомої потужності РКМ.....	42
2.4. Енергетичний баланс рідинної підсистеми.....	44
2.5. Тепломасообмінні процеси у робочій порожнині РКМ.....	45
2.5.1. Конвективний теплообмін у рідинно-кільцевій машині.....	45
2.5.2. Конденсація рідинно-кільцевій машині.....	46
2.5.2.1. Визначення площі поверхні конденсації.....	55
2.5.2.2. Розрахункова модель форми внутрішньої поверхні рідинного кільця.....	57
2.5.2.2.1. Початкові положення.....	57
2.5.2.2.2. Рівняння форми внутрішньої поверхні рідинного кільця.....	58
2.5.2.2.3. Порівняльний аналіз теоретичних методів розрахунку ФВП рідинного кільця.....	65

	3
2.5.3.	Абсорбція у рідинно-кільцевих машинах..... 67
2.5.4.	Випаровування у рідинно-кільцевій машині..... 69
2.5.5.	Теплообмін РКМ з навколишнім середовищем..... 71
2.6.	Теплота стиснення газу..... 73
2.7.	Гідродинамічні втрати потужності у робочій порожнині РКМ..... 75
2.8.	Методика розрахунку перетікань газорідинної суміші у робочій порожнині РКМ..... 76
2.8.1.	Загальні положення..... 76
2.8.2.	Методика визначення величини перетікань..... 77
2.9.	Рівняння зміни параметрів стану газового середовища у комірці робочого колеса..... 82
2.10.	Визначення дійсної продуктивності РКМ..... 84
2.11.	Висновки..... 86
РОЗДІЛ 3	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД, ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОХИБОК ВИМІРЮВАННЯ 87
3.1.	Схема і опис експериментального стенду..... 87
3.2.	Цифровий прилад та пристосування для вимірювання температури 91
3.3.	Визначення температурних полів у РКМ за допомогою тепловізійної зйомки..... 96
3.4.	Функціональна схема експериментального стенду..... 97
3.5.	Обробка результатів експерименту..... 99
3.6.	Програма експериментальних досліджень..... 104
3.7.	Визначення похибки прямих та не прямих вимірювань 106
3.8.	Висновки..... 109
РОЗДІЛ 4	ПРАКТИЧНА ПЕРЕВІРКА ТА ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА..... 111

4.1.	Вплив конструкції робочого колеса на напірні та енергетичні характеристики РКМ.....	111
4.2.	Уточнення форми внутрішньої поверхні рідинного кільця РКМ.....	115
4.3.	Апробація методики визначення перетікань через торцеві зазори.....	118
4.3.1.	Перевірка отриманих результатів.....	118
4.3.2.	Вплив температури газу та геометрії щілини на величину перетікань через торцевий зазор	121
4.4.	Розподіл температурних полів у робочій порожнині РКМ	124
4.5.	Визначення розподілу температур за кутом повороту робочого колеса.....	127
4.5.1.	Розподіл температурних полів при вакуумному режимі роботи.....	127
4.5.2.	Розподіл температурних полів при компресорному режимі роботи.....	129
4.5.3.	Розподіл температури у осьовому напрямку.....	130
4.5.4.	Оцінка втрат тепла у навколишнє середовище.....	130
4.6.	Визначення середнього показника політропи стиснення для компресорного режиму роботи РКМ.....	131
4.7.	Визначення зміни термічних параметрів газу за кутом повороту РКМ на ділянці стиснення.....	135
4.8.	Оцінка конденсаційної здатності РКМ при зміні її термічних та об'ємних параметрів.....	137
4.9.	Визначення частки впливу компонентів підсистем РКМ	140
4.10.	Визначення коефіцієнта подачі РКМ для компресорного режиму роботи.....	142
4.11.	Апробація методики визначення питомої потужності РКМ...	143

	5
4.12. Визначення приросту ентропії у РКМ.....	144
4.13. Оцінка ексергетичної ефективності РКМ у компресорному режимі роботи.....	146
4.14. Інженерна методика.....	147
4.15. Висновки.....	158
ВИСНОВКИ.....	159
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	161
ДОДАТОК А.....	173
ДОДАТОК Б	179

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

b	– ширина робочого колеса, m
c_v	– ізохорна теплоємність, $Дж/(кг \cdot K)$
c_p	– ізобарна теплоємність, $Дж/(кг \cdot K)$
d	– вологовміст
e	– питома ексергія потоку, $Дж/кг$; ексцентриситет, m
E	– повна ексергія потоку, $Вт$
i	– питома ентальпія, $Дж/кг$
k	– показник адіабати
\dot{m}	– масова продуктивність, $кг/с$
M	– маса, $кг$; мольна маса, $кг/кмоль$
n	– показник політропи
$n_{об}$	– частота обертання, $об/с$
N	– потужність, $Вт$
p	– тиск, $Па$
q	– питомий тепловий потік, $Дж/кг$
\dot{Q}	– повний тепловий потік, $Вт$
r_1	– радіус маточини, m
r_2	– радіус робочого зовнішньої поверхні робочого колеса, m
R	– радіус корпусу, m ; газова стала, $Дж/(кг \cdot K)$
s	– питома ентропія, $Дж/(кг \cdot K)$
t	– температура, $^{\circ}C$
T	– абсолютна температура, K
U_2	– швидкість на периферії робочого колеса, $m/с$
\dot{V}	– об'ємна продуктивність, $m^3/с$
x	– масова частка
y	– об'ємна частка
z	– число лопатей

α	– кут повороту робочого колеса, (<i>градус</i>)
β	– ступінь розширення
η	– коефіцієнт корисної дії
λ	– коефіцієнт подачі
μ	– коефіцієнт динамічної в'язкості, <i>Па·с</i>
ν	– втулкеве відношення; коефіцієнт кінематичної в'язкості, <i>м²/с</i>
π	– ступінь підвищення тиску
ρ	– радіус-вектор рідинного кільця, <i>м</i> ; густина, <i>кг/м³</i>
φ	– відносна вологість
	Індекси (основні):
X	– коефіцієнт газовмісту; рідинна підсистема
Y	– газова підсистема
$1, 2$	– параметри ,системи у відповідних перетинах

ВСТУП

Розвиток хімічної, вугільної та харчової технологій у наш час потребує виробництва компресорів та вакуумних насосів, що здатні стискати агресивні та легкозаймисті гази, відкачувати пари та парогазові суміші без забруднення їх мастилами, а також розрахованих на масообмінні процеси. Найбільш повно цим вимогам задовольняють рідинно-кільцеві компресорні машини (РКМ).

Цей клас машин належать до машин об'ємного принципу дії [27]. Вони не потребують повторної фільтрації газу та не чутливі до потрапляння у їх робочу порожнину разом з газом, що перекачується, пилу, вологи, абразивних частинок інших домішок. Усе це залишається у рідинному кільці, а з машини виходить очищений газ [47]. В той же час наявність постійного руху рідини не дає можливості частинкам відкладатися у середині корпусу – вони виносяться з машини разом з робочою рідиною. Основним нормуючим документом для РКМ є [32].

РКМ забезпечують рівномірне всмоктування та компримування газу. Вони також можуть всмоктувати газ, створюючи вакуум та одночасно подавати його у ємність з тиском, що більший за атмосферний. Однією з суттєвих переваг машини є близький до ізотермічного процес стиснення, що особливо характерно для вакуумного режиму роботи РКМ. Ця умова є необхідною у цілому раді виробництв: при стисненні ацетилену, вуглекислого газу, хлору та інших газів [36].

РКМ широко застосовуються у різних галузях народного господарства завдяки їхній конструктивній простоті, безвідмовності у роботі та здатності ізотермічно стискати газорідинні суміші без забруднення їх маслом. Найбільш часто РКМ використовуються у різних технологічних процесах хімічної промисловості у якості масообмінних установок, для розчинення та сорбування шкідливих газів, наприклад, фенолу, у якості сушильних апаратів у виробництві органічних волокон та синтетичних розчинників, для вакуумної

пропитки при виробництві трансформаторів та електродвигунів, у якості вакуумних фільтрів при виробництві целюлози та збагаченні руди, для стиснення інертних, агресивних та легкозаймистих газів [16]. У харчовій промисловості РКМ використовуються при сублімаційній сушці продуктів харчування, для випарювання вологи при виробництві цукру, опрісненні води, для ректифікації вино-горілочних виробів, при виготовленні солоду у пивоварінні. Актуальним на сьогодні є використання РКМ у вугільній промисловості для відкачування метаноповітряних сумішей [16, 60] з подальшим їх транспортуванням до місць утилізації паливного компоненту. У металургійній промисловості РКМ застосовуються для очистки пічних газів від домішок абразивних частинок [59, 94]. РКМ часто використовуються для відсмоктування пароповітряних сумішей у паротурбінних установках теплових електростанцій замість водоструменевих вакуумних насосів [11, 14, 15, 79], що дозволяє майже на два порядки зменшити витрату води, ресурси якої, як відомо, обмежені та рік за роком збільшується їх вартість. Для дегазації робочої рідини при бурінні скважин та забезпеченні протипожежної безпеки на нафтових та газових родовищах щорічно необхідні сотні таких установок. Інколи безмасляні гвинтові компресорні машини [91], які мають близьку до РКМ область застосування, витісняють їх, але в наслідок значно менших капітальних затрат на встановлення РКМ, останні досі утримують лідируючі позиції.

Як видно з наведеного перерахування, область використання РКМ дуже велика. У більшості випадків робота цих машин пов'язана зі значними тепло- та масообмінними процесами. У ряді випадків у якості робочої рідини доцільно використовувати рідини з властивостями відмінними від властивостей води, що приводить до значного зменшення споживаної потужності машини, але разом з тим цей факт часто викликає ускладнення, а іноді й унеможливорює розрахунок її геометричних, кінематичних та енергетичних параметрів, призводить до значного збільшення витрат часу на доопрацювання моделі шляхом

експериментальних доводок. Далеко не всі моделі робочого процесу враховують тепломасообмінні процеси. Часткове їх врахування не пов'язане загальним алгоритмом, а існує у вигляді окремих розрахункових задач з визначення температури рідини, показників термодинамічних процесів та інших коефіцієнтів. Усі розроблені моделі робочого процесу РКМ базуються на гідродинамічному описі зміни параметрів робочої рідини при її взаємодії з газовим середовищем, що ускладнює процес проектування машини на співвідношеннях робочих середовищ відмінних від загальноприйнятого – «вода – повітря».

Одним з суттєвих недоліків машини цього класу є підвищене споживання енергії у порівнянні з іншими механічними компресорами та вакуумними насосами, що може пояснюватись недосконалістю вибору робочої рідини, конструктивні характеристики РКМ та режим роботи машини.

Усі ці міркування з урахуванням діапазону застосування РКМ, що постійно розширюється, наводять на думку про значну актуальність проблеми створення саме узагальненої методики розрахунку робочого процесу РКМ при визначенні енергетичних та витратних характеристик машини з урахуванням тепломасообмінних процесів для будь-яких співвідношень робочих середовищ та режимів роботи. Практична цінність роботи полягає у створенні інженерної методики за допомогою якої можна буде аналізувати та оптимізувати роботу нових та вже існуючих компресорних машин.

Зв'язок з науковими програмами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі технічної теплофізики Сумського державного університету при проведенні науково-дослідних робіт за темою «Дослідження рідинно-кільцевих машин і агрегатів з метою покращення їх об'ємних і енергетичних характеристик» (номер державної реєстрації 0107U001295), що затверджена Міністерством освіти і науки України та за тематикою лабораторії «Промислова теплоенергетика», держбюджетна тема № 81.02.03.08-09 «Розробка малої бінарної паротурбінної установки для децентралізованого

електро- і теплопостачання підприємств України» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0106U001938).

Метою дисертаційної роботи є розробка узагальненої моделі робочого процесу рідинно-кільцевих вакуумних насосів та компресорів, отримання витратних та енергетичних характеристик та визначення шляхів підвищення ефективності роботи рідинно-кільцевих машин у вакуумному та компресорному режимі.

Для досягнення поставленої мети сформульовані та вирішені такі **задачі**:

- аналіз існуючих моделей робочого процесу РКМ;
- розроблення моделі робочого процесу рідинно-кільцевих вакуумних насосів та компресорів на базі їх представлення у вигляді термомеханічної системи;
- оцінка впливу конденсаційних процесів у РКМ на їх витратні та енергетичні характеристики;
- розроблення методики та рекомендацій для проектування РКМ для будь-яких комбінацій робочих середовищ.

Об'єкт дослідження – робочий процес одноступеневої РКМ простої дії, що працює у вакуумному чи компресорному режимі.

Предмет дослідження – узагальнена модель робочого процесу одноступеневої РКМ простої дії, що працює у вакуумному чи компресорному режимі.

Методи дослідження. При вирішенні поставлених задач використовувалися такі методи, як: аналіз науково-технічної інформації, математичне моделювання, фізичний експеримент.

Математичне моделювання визначення форми внутрішньої поверхні рідинного кільця та визначення енергетичних та витратних характеристик реалізовані на алгоритмічній мові Pascal у середовищі Turbo PASCAL.

Фізичний експеримент як складова проведеного дослідження передбачав випробування одноступеневої РКМ простої дії у компресорному режимі роботи

з метою вимірювання витратних, термічних та енергетичних показників машини, індиціювання температурних полів та тепловізійну зйомку робочої порожнини машини.

Достовірність отриманих експериментальних даних забезпечувалася використанням загальноновизнаної у практиці компресоробудування методики проведення відповідних випробувань, а також допустимою похибкою вимірювання фізичних параметрів.

Достовірність отриманих у роботі теоретичних результатів оцінювалася їх порівнянням з експериментальними, отриманими для окремих випадків.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше розглянуто робочий процес РКМ на базі її представлення у вигляді термомеханічної системи відкритого типу та створено інженерну методику визначення термічних, витратних та енергетичних параметрів машини, яка може застосовуватися для будь-яких співвідношень робочих середовищ.

2. Експериментально досліджено розподіл температури у робочій порожнині водокільцевої компресорної машини для різної її геометрії та частот обертання. Індиціювання температури виконувалися як у радіальному напрямі, так і за кутом повороту на ділянці стиснення. Тепловізійна зйомка дала можливість отримати розподіл температурних полів у робочій порожнині РКМ.

3. На основі експериментальних даних для компресорного режиму роботи водокільцевої машини визначено вплив кінематичних, геометричних та термічних параметрів на показник політропи процесу стиснення.

4. Уперше створено методику розрахунку перетікань газорідинної суміші та газу через торцеві зазори у робочій порожнині РКМ та досліджено їх вплив на енергетичні характеристики машини.

5. Створено нову методику визначення радіуса-вектора форми внутрішньої поверхні розподілу робочих середовищ з урахуванням впливу на неї зміни тиску газу у робочій комірці.

6. Створено методику визначення зміни термічних параметрів РКМ за кутом повороту робочого колеса та виконано її уточнення для зони стиснення.

7. Результатом синтезу отриманих результатів є розроблення методики розрахунку характеристик РКМ, що може застосовуватися для будь-яких співвідношень робочих середовищ з урахуванням тепломасообмінних процесів.

Практична цінність. Інженерна методика розрахунку режимних та енергетичних параметрів РКМ може використовуватися при розроблення нових та перерахунку існуючих одноступеневих машин простої дії.

Методика розрахунку може використовуватися для оцінки впливу тепломасообмінних процесів (випаровування, конденсації та абсорбції) на режимні та енергетичні параметри рідинно-кільцевих вакуумних насосів та компресорів.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків та рекомендацій, наведених у дисертаційній роботі, забезпечується тим, що вони ґрунтуються на основних положеннях термодинамічного аналізу технічних систем, основних законах гідродинаміки руху рідини та підтверджуються результатами експериментальних досліджень.

Основні результати роботи впроваджені у ВАТ «НВАТ ВНДІкомпресормаш», а також використовуються в навчальному процесі у Сумському державному університеті для студентів спеціальності «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка», що підтверджується відповідними актами.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, що були отримані в процесі виконання дисертаційної роботи та наведені в дисертації, належать автору і опубліковані в статтях і збірниках наукових праць: [10] – створення моделі робочого процесу РКМ на базі її представлення у вигляді термомеханічної системи відкритого типу; [60] – аналіз методів утилізації шахтного метану; [9] – створення кінематичної моделі визначення радіуса-

вектора внутрішньої поверхні рідинного кільця, порівняння отриманих результатів з експериментальними даними.

Постановка задач, вибір методів дослідження, аналіз і узагальнення результатів проведені спільно з науковим керівником роботи кандидатом технічних наук, доцентом (професором кафедри ТТФ) В.М. Арсеньєвим, який координував основні етапи роботи над дисертацією.

Апробація роботи. Основні положення і результати роботи були представлені та обговорювалися на:

– Міжнародній науковій конференції «Технические и технологические газы. Компрессорное оборудование в технологических процессах» (м. Суми, 2006 – 2008);

– V Міжнародній конференції «Проблеми промислової теплотехніки» (м. Київ, 2007);

– V Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (м. Одеса, 2007);

– XIII та XIV Міжнародних науково-практичних конференціях «Гідроаеромеханіка у інженерній практиці» (м. Київ, 2008; м. Чернівці, 2009);

– науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (щорічно з 2005 по 2008 роки включно).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 6 наукових праць у спеціалізованих виданнях, що входять до переліку, затвердженого ВАК України. затверджених переліком ВАК України. Матеріали дисертаційної роботи використовувалися також у звітах з НДР.

Структура й обсяг дисертаційної роботи. Робота складається з вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації – 181 сторінки, у тому числі 49 рисунків, 8 таблиць, бібліографія із 111 джерел на 12 сторінках, 2 додатків на 9 сторінках.

Вдячності. Автор вважає за необхідне щиро подякувати своєму науковому керівникові професору кафедри технічної теплофізики Сумського

державного університету, к.т.н. Арсеньєву Вячеславу Михайловичу за наукову та методичну допомогу, без якої поява цієї роботи виявилася б дуже проблематичною.

Автор також висловлює щирю вдячність колегам по кафедрі технічної теплофізики за їх корисні поради, безкорисливу допомогу та моральну підтримку.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ МОДЕЛЕЙ. МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Мета та принципи моделювання

Дослідження фізичних процесів, які відбуваються у тих чи інших технічних пристроях, у тому числі і у РКМ можна виконати трьома шляхами:

- експериментом на натурному виробі (фізичне моделювання на натурному об'єкті);
- експериментом на моделі, що має ту саму природу, що й натурний об'єкт (фізичне моделювання на фізичній моделі);
- математичним моделюванням, тобто вирішенням систем рівнянь, які описують робочі процеси об'єкта, що моделюється.

Математичним моделюванням називають не тільки сам процес складання математичної моделі, але й процес рішення (чисельний експеримент на математичній моделі).

Перший з вказаних шляхів дослідження РКМ видається найбільш трудомістким та для отримання узагальнених даних вимагає великих часових затрат та дорогого експериментального обладнання. Значні складнощі для РКМ являє й другий шлях фізичного експерименту на фізичних моделях. Математичний експеримент на математичній моделі пришвидшує отримання шуканих результатів й не виключає методів фізичного моделювання з метою встановлення адекватності математичної моделі й натурального об'єкта.

Математичне моделювання різних елементів декомпозиції чи установки в цілому може розглядатися у вигляді двох основних задач:

- синтез (проектування, конструювання) об'єкта з оптимізацією конструктивних та режимних параметрів та прогнозування їх характеристик;

- аналіз роботи існуючих установок або їх елементів за допомогою математичної моделі, отриманої на основі заданих конструктивних характеристик.

Спільне або окреме використання цих двох підходів у тій чи іншій постановці дозволяє вирішувати необмежене коло задач проектування, відшукування прихованих резервів, вдосконалення експлуатації.

Стосовно РКМ створення математичної моделі пов'язане з деякими труднощами, які виникають завдяки наявності наступних особливостей РКМ серед компресорних машин об'ємного типу, а саме:

- два робочих тіла, які знаходяться у різних агрегатних станах;
- не стаціонарність рідинного потоку за куту повороту робочого колеса;
- невизначеність (розмитість) меж взаємодії між рідиною та газом.

Математичне моделювання робочого процесу РКМ вперше було описане у роботах К. Пфлейдерера, професора Вищого технічного училища у м. Брауншвейг (Німеччина), [84]. Принциповим у даному випадку є те, що К. Пфлейдерер, який був спеціалістом у галузі лопатевих гідромашин, з самого початку заклав у опис робочого процесу гідродинамічну модель, розглядаючи РКМ як самовсмоктуючий лопатевий насос, який дозволяв відкачувати повітря з всмоктуючого трубопроводу в пускових умовах експлуатації. Суть цієї моделі полягає у тому, що лопатева система, що обертається є динамічною ланкою у ланцюгу перетворення енергії тільки для рідини. Газу відводиться роль середовища з підкоренням зміни параметрів в залежності від поля швидкостей та витратних характеристик рідинного кільця. В принципі, такий підхід досить коректний, в силу того, що за відсутності газорозподільчих вікон у машині та не повному заповненні робочої порожнини рідиною, буде мати місце структура та форма рідинного кільця, аналогічна робочим умовам зі всмоктуванням та нагнітанням газу. У даному випадку витіснення газу, який стискується у комірці замикається на течії через торцеві зазори в бік відходу рідинного кільця з робочого колеса.

Порівняльний аналіз математичних моделей РКМ у рамках цієї роботи виконується на основі теоретичних та експериментальних досліджень наступних наукових колективів, кафедр, відділів, лабораторій:

- К. Пфлейдерера та його німецьких послідовників В. Фрайєра, Г. Грабова, Г. Хетцеля [103-106];
- МДТУ ім. М.Е. Баумана, кафедра Е-5;
- ВНДІкріогенмаша, лабораторія 209, м. Балашиха, Московська обл., РФ;
- Казанського хіміко-технологічного інституту;
- Сумського державного університету, кафедра холодильних та компресорних машин (нині кафедра технічної теплофізики).

Моделювання робочого процесу РКМ для будь-яких підходів та алгоритмів у кінцевому підсумку пов'язане з вирішенням трьох головних задач:

- 1) визначення геометричних параметрів, які забезпечують необхідний функціональний взаємозв'язок $\dot{V} = f(p_{sc})$ (об'ємної продуктивності та тиску всмоктування) для вакуумного режиму роботи або $\dot{V} = f(p_n)$ (об'ємної продуктивності та тиску нагнітання) для компресорного режиму;
- 2) описання форми поверхні розділу робочих середовищ;
- 3) визначення споживаної (або питомої) потужності машини.

Перша задача, як правило, зводиться до вибору параметрів, що описують теоретичну продуктивність, та розрахунку коефіцієнта подачі як функції від тиску всмоктування або відношення тисків.

Друга задача вимагає знаходження залежності радіуса-вектора внутрішньої поверхні рідинного кільця по куту повороту робочого колеса в інтервалі $\alpha = 0 - 2\pi$.

Найбільш складною у загальній концепції моделі є третя задача, а рівень її складності залежить від точності визначення насамперед гідродинамічних втрат, та в основному, розходженні моделей робочого процесу РКМ різних авторів пов'язаних саме з підходами до розрахунку розподілу швидкостей рідини у безлопатевої області течії.

Вибір наведених вище наукових колективів базується на опублікованих ними результатах комплексних досліджень, які можна розглядати як замкнену модель робочого процесу РКМ, у якій формулюється концепція моделювання, дається достатньо повний опис алгоритму та вирішення вказаних трьох задач. Безпосередньо дисертаційних робіт, присвячених розгляду робочого процесу РКМ у вигляді математичної моделі з її аналізом, експериментальною корекцією та вирішенням у інформаційному пошуку, який був виконаний автором, не виявлено.

Був виконаний аналіз робіт окремих авторів інших колективів [92, 93], у яких торкаються питання розрахунку, проектування та експлуатації РКМ. У таких роботах головним чином має місце уточнення розрахункових методик базуючись на тих чи інших алгоритмах основних задач загальної моделі РКМ, описання особливостей роботи РКМ у складі вакуумного агрегату та ін.

1.2. Модель К. Пфлейдерера

Для вирішення першої задачі К. Пфлейдерер запропонував рівняння для визначення теоретичної продуктивності за газовим середовищем аналогічне опису для гідравлічних машин ротаційного типу

$$\dot{V}_T = A \cdot \frac{\omega \cdot R_2^2}{2} \cdot B,$$

де коефіцієнт A враховує:

- занурення лопатей робочого колеса у рідину у перетині, який проходить вісь симетрії ротора по куту повороту $\alpha = 180^\circ$;
- загромождення описуваного об'єму лопатями;
- втулкове відношення.

Для розрахунку це рівняння запише у вигляді:

$$\dot{V}_T = \left[1 - 2 \cdot \bar{a} - \nu^2 - \frac{z}{\pi} \cdot (1 - \nu - \bar{a}) \cdot \frac{s}{R_2} \right] \cdot \frac{B_2 \cdot R_2^2 \cdot \omega_2}{2},$$

де $\bar{a} = \frac{R_2 - R_{x2}}{R_2} = \frac{a}{R_2}$ – відносна глибина занурення лопаток в рідинне

кільце в нижньому перетині; R_{x2} – радіус внутрішнього контуру поверхні рідинного кільця у найбільшому перетині безлопатевої області; R_2 – зовнішній радіус робочого колеса; s – товщина лопатки робочого колеса; Z – кількість лопаток робочого колеса; B_2 – ширина робочого колеса; ω_2 – циклічна частота обертання ротора; $\nu = \frac{R_1}{R_2}$ – втулкове відношення.

Для визначення дійсної продуктивності автор пропонує класичний вираз:

$$\dot{V}_e = \eta_V \cdot \dot{V}_T$$

де η_V – об'ємний коефіцієнт подачі, що враховує нещільність та опір всмоктуванню.

Автор рекомендує оцінювати даний коефіцієнт виходячи з дослідних даних, що було згодом виконано Г. Хетцелем та Р. Прагером [107-109].

Для визначення кутів відчинення та зачинення газорозподільчих вікон, а також знаходження об'єму комірки за кутом повороту K . Пфлейдерер запропонував рівняння, яке описує зміну радіуса внутрішньої поверхні рідинного кільця, з прийняттям достатньо не обґрунтованого припущення щодо концентричності рідинного кільця відносно розточки циліндричного корпусу. Вказаний радіус пропонується визначати за величиною в перетині $\alpha = 180^\circ$ (з найбільшим зазором між колесом та корпусом):

$$R_{x2} = R_2 \cdot \sqrt{\frac{1 + \nu^2}{2}} + 2 \cdot \lambda \cdot \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{1 - \nu^2}{4 \cdot \lambda} - \frac{\bar{a}}{2} \right)^2 - \left(\frac{1 - \nu^2}{2 \cdot \lambda} - \bar{a} \right)} \right],$$

де λ – коефіцієнт швидкості у даному перетині, який характеризує відношення середньої швидкості рідинного потоку до величини окружної швидкості на периферії робочого колеса. Цей коефіцієнт приймається постійним за величиною і рівним 1, тобто вважається, що він не залежить ні від режиму роботи і геометричних параметрів РКМ, ні від фізико-хімічних властивостей робочої рідини.

Пізніше у роботах Г. Грабова, В.І. Тетерюкова [97] та інших послідовників на базі експериментальних робіт було доведено, що форма внутрішньої поверхні рідинного кільця не відповідає її опису у вигляді кола радіуса R_{x2} , що було запропоновано К. Пфлейдерером.

Що стосується головної задачі моделі за К. Пфлейдерером, а саме, визначення споживаної потужності, то він ввів суттєве спрощення у вигляді:

$$N_e = \frac{N_{i3}}{\eta_{i3}},$$

де N_{i3} – потужність за допущення ізотермічності процесу стиснення;

η_{i3} – ізотермічний ККД машини, який враховує усі гідравлічні та газодинамічні втрати, незалежно від їх природи та особливостей робочого процесу.

В залежності від режиму роботи пропонується використовувати значення $\eta_{i3} = 0,2 - 0,5$. Будь-яких теоретичних чи експериментальних залежностей типу $\eta_{i3} = f(p_{6c})$ автор не наводить.

Таким чином, два головних параметра моделі робочого процесу РКМ за К. Пфлейдерером η_V та η_{i3} повинні бути експериментальні величини.

1.3. Модель ВНДІкриогенмаш

Ця модель узагальнює теоретичні дослідження Л.Т. Караганова [39-53] та його співробітників лабораторії 209 ВНДІкриогенмашу Є.І. Пряміцина [83], В.В. Румянцева [88, 90] та ін.

Основна ідея, що закладена у моделі, яку розглядаємо, є опис залежності абсолютної швидкості на виході з робочого колеса від геометрії лопатевої решітки, а головне, від кута повороту робочого колеса. Шляхом введення ряду коефіцієнтів, розрахункові значення швидкостей на радіусі R_2 робочого колеса автори трансформують для безлопатевої області. Вигляд подібних осереднених рівнянь поданий виразами:

$$(W_{r_2})_{\varphi} = \frac{1}{\varphi} \int_0^{\varphi} W_{r_2} d\varphi \cong \frac{I_3 \cdot K_{ck}^2 \cdot u_2}{\varphi \cdot K_{\Gamma} \cdot (1 - \tau_2)} \cdot \ln \left(\frac{1 + (1 - \cos \varphi) \cdot \left[\frac{e}{R_2} + \frac{I_3 \cdot K_{ck}^2 \cdot e \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{\varphi \cdot R_2 \cdot (1 - \tau_2) \cdot K_{\Gamma}} \right]}{1 + \frac{I_3 \cdot K_{ck}^2 \cdot e}{\varphi \cdot K_{\Gamma} \cdot (1 - \tau_2)} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot (1 - \cos \varphi) \right);$$

$$(C_{\text{обл}})_{\varphi} \cong \frac{K_{2\partial}}{\varphi} \int_0^{\varphi} C_{u_2} d\varphi \cong K_{ck} \cdot u_2 \cdot \left\{ 1 + \frac{I_3 \cdot K_{ck}^2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{\varphi \cdot K_{\Gamma} \cdot (1 - \tau_2)} \times \right.$$

$$\left. \times \ln \left(\frac{1 + (1 - \cos \varphi) \cdot \left[\frac{e}{R_2} + \frac{I_3 \cdot K_{ck}^2 \cdot e \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{\varphi \cdot R_2 \cdot K_{\Gamma} \cdot (1 - \tau_2)} \right]}{1 + \frac{I_3 \cdot K_{ck}^2 \cdot e}{\varphi \cdot K_{\Gamma} \cdot (1 - \tau_2)} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot (1 - \cos \varphi) \right) \right\},$$

де I_3 – відносна ширина корпуса на радіусі R_3 одразу за робочим колесом.

У даних рівняннях містяться вказані вище коефіцієнти K_{ck} , $K_{2\partial}$ та K_{Γ} , які характеризують процеси, дуже складні не тільки для аналітичного описання, але й для експериментальної ідентифікації. Наприклад, коефіцієнт $K_{2\partial}$ враховують зміну абсолютної швидкості у безлопатевої області в залежності від гідродинамічних втрат та від зміни тиску на даному куту обертання робочого колеса φ .

У свою чергу, величина головного коефіцієнта K_{ck} являє собою добуток

$K_{ck} = K_{2\partial} \cdot K_{\Gamma}$, де $K_{\Gamma} = \frac{C_{u_2}}{C_{u_{2\infty}}}$ – коефіцієнт зменшення колової складової

абсолютної швидкості на виході з робочого колеса, C_{u_2} , який враховує вплив кінцевої кількості лопатей та їх форму (коефіцієнт циркуляції для лопатевих решіток).

Наявність у РКМ кутової нестационарності, часткового заповнення міжлопатевого каналу рідиною характеризує параметр K_{Γ} , а, як наслідок, та

$K_{ск}$, як некоректні величини з точки зору математичного моделювання без проведення спеціального експериментального дослідження. У наведених результатах розрахунків $(C_{бл})_{\varphi}$, [49] величина $K_{2\delta}$ приймається рівною одиниці, а K_{Γ} взагалі не враховується.

Безумовно, обидва вказаних коефіцієнта $K_{2\delta}$ та K_{Γ} являють собою функції від параметра φ , а, як наслідок, відсутність цих функціональних залежностей призводить до того, що модель розрахунку втрачає свою замкненість. Наведена у [49] формула для визначення K_{Γ} була запозичена з теорії відцентрових насосів, зовсім не придатна для умов робочого процесу у РКМ та в силу відсутності у ній параметра φ (кута повороту робочого колеса).

Розглянемо тепер як вирішуються три головні задачі у математичній моделі ВНДКріогенмаша.

На відміну від концепції К. Пфлейдерера, розглядати теоретичну продуктивність, як миттєвий об'єм газового середовища у перетині $\varphi = 180^\circ$, автори повторюють помилки моделі МДТУ ім. М.Е. Баумана, та починають ускладнювати рівняння, вважаючи, що необхідно враховувати розподіл швидкостей на виході з робочого колеса.

З достатньо зрозумілого виразу Г. Хетцеля [107]

$$\dot{V}_T = 4\pi \cdot L_3 \cdot R_2 \cdot e \cdot n$$

пропонується рівняння у вигляді

$$\dot{V}_T = 2\pi \cdot L_3 \cdot R_2 \cdot e \cdot n \cdot K_{\varphi_z},$$

де K_{φ_z} – коефіцієнт, який враховує вплив числа лопатей та кута всмоктування на продуктивність.

У свою чергу, пропонується визначити

$$K_{\varphi_z} = K_{\varphi_{z1}} - \frac{1}{4} \cdot \frac{e}{R_2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{e}{R_2}} \cdot K_{\varphi_{z2}};$$

$$K_{\varphi_{z1}} = z \cdot \left(\frac{2\pi}{z} - 2 \cdot \cos \varphi_{6c} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{z} \right) \right);$$

$$K_{\varphi_{z2}} = z \cdot \left(\frac{2\pi}{z} + \cos(2\varphi_{\text{вс}}) \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{z}\right) \right).$$

Розрахунки, які були виконані автором, вказують на не суттєвість впливу кількості лопатей робочого колеса z на коефіцієнт K_{φ_z} . При куті закриття всмоктуючого патрубку $\varphi_{\text{вс}} = 160^\circ$, $K_{\varphi_z} = 12$. Таким чином, розходження за формулами для \dot{V}_T (за Г. Хетцелем та автором) оцінюється у шість разів та в кінцевому підсумку $\dot{V}_T > \dot{V}_{\text{дійсн.}}$.

Коефіцієнт подачі розглядається у вигляді:

$$\lambda = 1 - \lambda_{\text{пер}}^M - \lambda_{\text{пер}}^T - \lambda_{\text{пер}}^П - \lambda_{\text{ущіл.}} \mp \lambda_{\text{хім}} - \lambda_{\text{зд}} \mp \lambda_T \mp \lambda_{\text{П}},$$

де $\lambda_{\text{пер}}^M$, $\lambda_{\text{пер}}^T$, $\lambda_{\text{пер}}^П$, $\lambda_{\text{ущіл.}}$ – коефіцієнт втрат продуктивності від перетікань газу з метровою об'ємом, по зазору між торцями втулки колеса та корпусом, по периметру лопаток та через ущільнення вала;

$\lambda_{\text{зд}}$ – коефіцієнт втрат від депресії на всмоктуванні;

$\lambda_{\text{хім}}$ – коефіцієнт, який характеризує зміну об'ємної продуктивності внаслідок розчинності та хімічної реакції між газом та рідиною;

λ_T – коефіцієнт зміни продуктивності від підігріву чи охолодження;

$\lambda_{\text{П}}$ – коефіцієнт зміни продуктивності від пароутворення чи конденсації.

Розрахункові рівняння для складових загального коефіцієнта подачі наводяться тільки для λ_T та $\lambda_{\text{П}}$:

$$\lambda_T = 1 - \frac{T_{\text{вс}}}{T^*},$$

де T^* – температура газу у кінці процесу всмоктування, яка невідомо яким чином визначається;

$$\lambda_{\text{П}} = \frac{P_{\text{П}}^*}{P_{\text{вс}}} \cdot \frac{T_{\text{вс}}}{T^*} - \lambda \cdot \frac{\varphi' \cdot P_{\text{П}}^{\text{вс}}}{P_{\text{вс}}} - \sum \lambda_{\text{пер}} \cdot \frac{P_{\text{пн}}}{P_{\text{н}}}.$$

Останнє рівняння містить λ та вимагає ітераційних методів вирішення, не відбиваючи при цьому усієї складності тепломасообмінних процесів у робочій порожнині і тому є неприйнятним для математичної моделі РКМ.

Задача, яка пов'язана з визначенням форми внутрішньої поверхні рідинного кільця (ФВП РК) вирішується на основі звичайних припущень (постійність витрати рідини у будь-якому перетині, відсутність мертвого простору та ін.) та з використанням рівняння рівності елементарних об'ємів у перетинах лопатевої та безлопатевої зони на довільному куті повороту.

Величина об'єму виражається через радіус-вектор вільної поверхні та враховується ущільнення робочого колеса з радіальними лопатками та циліндричною втулкою рівняння ФВП РК має вид:

$$\rho_2^2 - 2 \cdot \rho_2 \cdot \tau_A \cdot R_2 - R_{1a}^2 + 2 \cdot R_{1a} \cdot \tau_A \cdot R_2 - 2 \cdot \frac{K_{ск}}{K_{Г}} \cdot \bar{L}_3 \cdot R_2 \cdot (\rho_3 - R_2) = 0.$$

Розрахункова схема рідинного кільця для пояснення цього рівняння наведена на *рис. 1.1*.

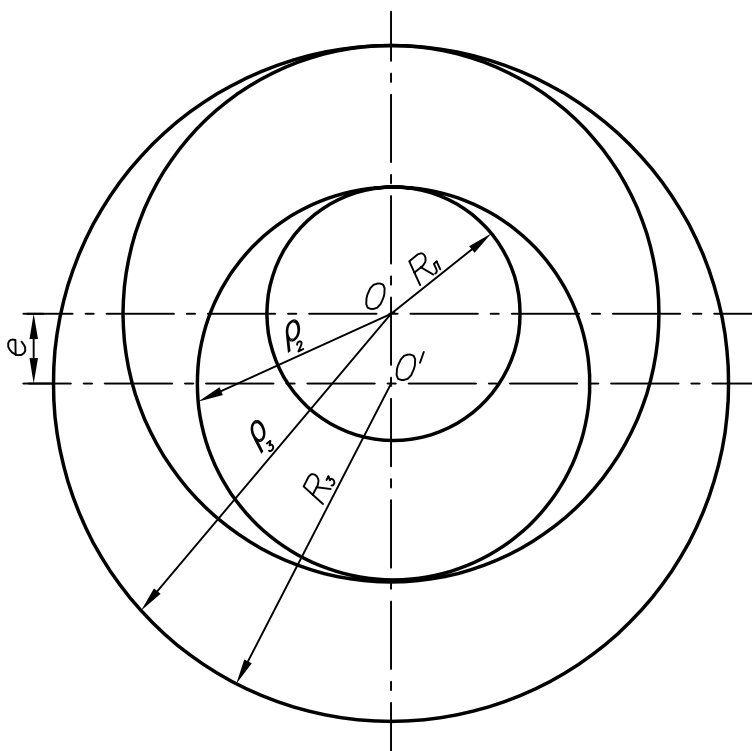


Рис. 1.1. Розрахункова схема РК

Рівняння для ρ_2 також містить достатньо не визначені коефіцієнти $K_{ск}$ та $K_{Г}$, що вводяться автором для розрахунку швидкостей W_{r2} та C_{bl} .

Таким чином, форма внутрішньої поверхні РК буде залежати від точності визначення цих коефіцієнтів, не кажучи про складність безпосередньо

розрахунку, хоча концепція визначення ФВП РК на мій погляд є найбільш коректною та раціональною. Спершу у роботах Л.Т. Караганова вказувалося на великий вплив на ФВП РК аерація рідинного потоку. Надалі ідея з залученням розрахунку товщини аерованого шару була практично виключена, так як точного експериментального обґрунтування існування пінного шару не отримано.

Що стосується задачі визначення потужності РКМ автори сумують потужність, зумовлену технічною роботою для газового середовища та потужність гідродинамічних втрат. Достатньо детально розроблено методику розрахунку гідродинамічних втрат на базі вказаних вище уявлень відносно швидкості $C_{\text{бл}}$. У цій методиці використовується не обґрунтоване припущення відносно не значності величини гідродинамічних втрат у міжлопатевих каналах робочого колеса та їх нехтування. Однак, автори коректують це припущення розглядаючи тільки втрати на тертя у лопатевій області.

Шляхом введення середніх теоретичних швидкостей рідини у лопатевій та безлопатевій областях, $\bar{C}_{\text{лт}}$ та $\bar{C}_{\text{блт}}$ автори пропонують рівняння для розрахунку гідродинамічних втрат на тертя:

$$N_{\Gamma\text{л}} = \lambda_{\Gamma} \cdot \frac{l_{\Gamma\text{л}}}{8 \cdot R_{\Gamma\text{л}}} \cdot \frac{\rho_p}{g} \cdot L_2 \cdot h_{\text{л}} \cdot \bar{C}_{\text{лт}};$$

$$N_{\Gamma\text{бл}} = \lambda_{\Gamma} \cdot \frac{l_{\Gamma\text{бл}}}{8 \cdot R_{\Gamma\text{бл}}} \cdot \frac{\rho_p}{g} \cdot L_3 \cdot h_{\text{бл}} \cdot \bar{C}_{\text{блт}},$$

де $l_{\Gamma\text{л}}$, $l_{\Gamma\text{бл}}$ – довжина ділянок у відповідних порожнинах, на яких трапляються втрати. Вибір значень цих довжин автори не пояснюють;

$R_{\Gamma\text{л}}$ та $R_{\Gamma\text{бл}}$ – гідравлічні радіуси потоків, що розглядаються;

$h_{\text{л}}$, $h_{\text{бл}}$ – середня товщина потоку на ділянці, що розглядається.

Безумовно, введення $R_{\Gamma\text{л}}$, $R_{\Gamma\text{бл}}$, $h_{\text{л}}$, $h_{\text{бл}}$ повинно відповідати фізичній суті течії у вказаних потоках, однак автори приводять розрахункові формули без будь-яких обґрунтувань.

Врахування місцевих втрат, зумовлених зміною середньої швидкості потоку по куту повороту, які викликані зміною напрямку руху по куту повороту, розділом та злиттям потоків на зовнішньому радіусі робочого колеса, кінцевих втрат, пропонується визначати за допомогою еквівалентного коефіцієнта гідродинамічного опору $\lambda_{\Gamma} = \lambda_{\text{мер.}} + \lambda_{\text{м.в.}}$, величина якого може бути знайдена тільки експериментально.

Потужність на валу РКМ пропонується визначати за формулою у якій відсутнє врахування місцевих опорів:

$$N_e = \frac{N_{\text{ст}} + N_{\Gamma\text{л}} + N_{\Gamma\text{бл}}}{\eta_{\text{мех}}}.$$

1.4. Модель КХТІ

Ця модель узагальнена у книзі І.А. Райзмана [85]. Безпосередньо математична модель робочого процесу, як сукупність рівнянь та алгоритму вирішення автором не наводиться, а виділяються два принципових розділи:

- рух рідини у рідиннокільцевих машинах;
- процеси у рідиннокільцевих машинах.

У основу моделювання І.А. Райзман та Е.Б. Мац [77] вперше вводять диференційне рівняння руху рідини для двомірного потоку, вважаючи, що робочий процес у РКМ визначається рухом рідини. Дослідження закономірностей цього руху є основою для визначення робочого процесу.

Критикуючи спрощеність введенням у розрахунки деяких додаткових передумов (часткове занурення лопатей у рідину, захарашення лопатями робочої порожнини та ін.) у роботах В.А. Румянцева та В.І. Тетерюкова, автор описує рух рідини на основі загальних рівнянь гідродинаміки з наступними припущеннями:

- рух рідини у робочому колесі та безлопатевого просторі розглядаються окремо. Параметри рідини на вході з робочого колеса є граничними для потоку рідини у безлопатевої області;

- рух рідини пропонується двомірним;
- у робочому колесі швидкість рідини відносно лопатей на порядок менша, ніж у безлопатевого просторі. Тому у робочому колесі гідродинамічні втрати не враховуються;
- гідродинамічні втрати у безлопатевого просторі розподілені рівномірно за радіусом. Осереднена за радіусом величина втрат напору визначається з урахуванням втрат на тертя та поворот потоку.

Для створення математичної моделі виділяється у поперечному перетині машини сектор одиничного об'єму в межах міжлопатевого каналу та відповідного продовження у безлопатевої області. Положення цього сектора характеризується кутом повороту та розглядається зміна параметрів рідини та газу усередині виділеного сектора.

Вирішення системи диференціальних рівнянь руху рідини у робочому колесі у проекціях на осі координат r та φ дозволяє визначити параметри рідини у будь-якій точці простору усередині робочого колеса, у тому числі й на поверхні циліндра, який обмежує робоче колесо. Параметри на його поверхні є граничними умовами для вирішення рівнянь руху рідини у безлопатевого просторі, що пропонуються авторами. Тиск газу у комірці підкоряється умові політропного процесу у області стиснення. Автор вказує на можливість вирішення вказаних рівнянь методом послідовних наближень, однак, враховуючи відсутність публікацій за чисельним моделюванням на базі запропонованої моделі, можна вважати, що вона на практиці не реалізована та носить описовий характер.

Для вирішення першої задачі при моделюванні робочого процесу автори пропонують наступні рівняння для визначення теоретичної об'ємної витрати газу:

для умов всмоктування

$$Q_{\max} = 60 \cdot b \cdot D_2 \cdot \frac{U_2}{2}, \frac{m^3}{xv}$$

та для умов нагнітання

$$Q_n = 60 \cdot b \cdot C_0 \cdot \left[2 \cdot e + \delta_1 \cdot \left(1 - \frac{C_1}{C_0} \right) \right] - z \cdot n \cdot V_{m.n.} \cdot \frac{B}{B - B'}, \frac{m^3}{xv}$$

де b , D_2 – ширина та зовнішній діаметр робочого колеса; $0,5 \cdot U_2$ – середня швидкість газу у максимально можливому перетині комірки; C_0 , C_1 – абсолютні швидкості рідини у безлопатевому просторі у перетинах 0–0 та 1–1 ($\varphi = 0^\circ$ та $\varphi = 180^\circ$); e – ексцентриситет; δ_1 – величина радіального зазору у перетині 0–0; $V_{m.n.}$ – об'єм мертвого простору; B – барометричний тиск; B' – величина вакууму; z – кількість лопатей; n – швидкість обертання ротора.

Дійсна продуктивність за умовами всмоктування вираховується за коефіцієнтом витрати, λ

$$Q = \lambda \cdot Q_{\max}$$

при цьому автори рекомендують для $p_{вс} = 30 \text{ кПа}$ приймати значення коефіцієнта витрати у інтервалі 0,5 – 0,55.

Прив'язка коефіцієнта витрати λ до максимальної теоретичної продуктивності не дозволяє співставляти цей коефіцієнт з результатами, отриманими іншими дослідниками, які використовували інші залежності для визначення теоретичної продуктивності.

Визначення форми внутрішньої поверхні рідинного кільця за моделлю, що розглядається, пропонується на основі вирішення рівнянь руху рідини у робочому колесі. Алгоритму вирішення та чисельного експерименту автори не наводять. На основі швидкісної кінозйомки автори пропонують апроксимаційні залежності для машини ВВН-0,75 для визначення радіуса-вектора рідинного кільця та кута нахилу вільної поверхні. Порівняння вказаних експериментальних даних з розрахунковими виконане у вигляді [85, рис. 2.26] без позначення режиму роботи та кінематичних параметрів.

Визначення споживаної потужності РКМ пропонується за залежністю:

$$N = N_z + N_{тер} + N_{мех},$$

де N_2 – потужність, яка необхідна для подолання гідродинамічних сил рідини; $N_{тер}$ – потужність, яка витрачається на подолання сил тертя по торцевим поверхням; $N_{мех}$ – потужність, яка витрачається на подолання сил тертя в ущільненнях та підшипниках.

Потужність N_2 визначається через момент гідродинамічних сил рідини з використанням рівняння Ейлера. Потужність тертя у торцях робочого колеса визначається за методикою розрахунку дискових втрат. Потужність $N_{мех}$ визначається за загальноприйнятими методами.

Характеризуючи наведену методику автори вважають її єдиною, яка дозволяє визначити споживану потужність РКМ на будь-якому режимі її роботи.

1.5. Модель МДТУ ім. М.Е. Баумана

Дана модель базується на роботах дослідників кафедри Е-5, в першу чергу проф. В.А. Румянцева та його послідовників В.Д. Лубенця, І.В. Автономової, Ю.М. Вертепова, В.І. Кучеренко та ін. [3, 4, 66, 68-73]. В цілому їх дослідження були спрямовані на розвиток та уточнення моделі робочого процесу РКМ К. Пфлейдерера. Розглядаючи роботи цих дослідників у ракурсі наведених вище трьох задач моделювання можна відмітити наступне. У роботах В.Д. Лубенця та В.І. Автономової основна увага була приділена першій задачі, друга задача розглядалася у [1, 2, 5, 6] з уточненням підходів К. Пфлейдерера, а третя задача, на базі достатньо повних експериментальних досліджень, сформульована та описана у роботах Ю.М. Вертепова [28, 29].

Головна особливість у рамках першої задачі полягає у тому, що автори вводять у розрахунок об'ємної продуктивності врахування глибини занурення лопатей у перетині $\varphi = 180^\circ$. У реальних умовах вказане занурення залежить від витрати робочої рідини, що підводиться у машину, а тому цей параметр не можна прив'язувати до теоретичної продуктивності.

У роботах [1, 2] вперше для РКМ наводиться методика розрахункового визначення коефіцієнта витрати, λ

$$\lambda = \frac{V_{\delta}}{V_{теор.}};$$

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2.$$

Коефіцієнт λ_1 враховує втрати продуктивності, що викликані зануренням лопатей колеса у рідинне кільце у перетині $\varphi = 180^\circ$ та відходом рідинного кільця від маточини колеса у перетині $\varphi = 0^\circ$.

Коефіцієнт λ_2 враховує втрати продуктивності, що викликані перетіканням газу з комірок стиснення та нагнітання у комірки всмоктування ($\lambda_{пер}$), перетіканням газу через сальникові ущільнення ($\lambda_{ум}$), зворотнім розширенням газу, що залишився у защемленому об'ємі ($\lambda_{з.о.}$), випарюванням робочої рідини у комірці всмоктування ($\lambda_{вип}$), втратою тиску на всмоктуванні (λ_p) та підігрівом газу на всмоктуванні (λ_T)

$$\lambda_2 = (1 - \lambda_{пер} - \lambda_{ум} - \lambda_{з.о.} - \lambda_{вип}) \cdot \lambda_p \cdot \lambda_T.$$

Автори не наводять розрахункових значень вказаних складових для λ_2 та рекомендують використовувати експериментальні коефіцієнти $\lambda_2 = 0,4 - 0,7$.

Що стосується коефіцієнта λ_1 , то для його визначення необхідно визначити радіус внутрішньої поверхні рідинного кільця у перетині $\varphi = 180^\circ$, який характеризує глибину занурення лопатей

$$r_{22} = r_2 \cdot A,$$

де $A = f(k_1, k_2, \varepsilon, \nu, \zeta, \psi, \delta)$ – параметр, що залежить від геометричних співвідношень машини та двох коефіцієнтів k_1 та k_2 . Для k_1 пропонується апроксимаційна залежність, а для k_2 графічна інформація у вигляді $k_2 = f(Eu)$, де у виразі для критерія Ейлера перепад тисків газу віднесений до динамічного напору рідини $\rho_p \cdot U_2^2$.

Витрата робочої рідини через машину опосередковано враховується через температуру рідини у робочій порожнині, базуючись на значенні якої визначаються величини в'язкості та густини рідини, які входять у коефіцієнти k_1 та k_2 .

Розрахунок ФВП РК заснований на підходах К. Пфлейдерера та викладений у [84]. Розрахунок виконується по ділянкам всмоктування, стиснення та нагнітання, та на відміну від експериментальних даних, розрахунок не дає плавного спряження ділянок стиснення та нагнітання. У розрахункові рівняння для ФВП РК входять величини тиску газу, але на відміну від моделі К. Пфлейдерера, стиснення приймається у політропному процесі.

Споживана потужність РКМ розглядається авторами як сумарна величина

$$N_e = N_{cm} + N_z + N_{тер},$$

де N_{cm} – потужність, яка витрачається на стиснення парогазової суміші; N_z – потужність, яка витрачається на подолання гідродинамічних втрат; $N_{тер}$ – потужність втрат на тертя у сальникових ущільненнях та підшипниках.

Стиснення розглядається з показником політропи 1,05–1,1, [72], а для N_z розроблена методика, [73], що враховує втрати у безлопатевої $N_{z,bl}$ та лопатевої $N_{z,l}$ областях. Потужність $N_{z,bl}$ визначається як сумарний момент сил тертя у БЛП, який діє чотирьох розрахункових ділянках. Потужність $N_{z,l}$ визначається через зведені параметри, аналогічно гідравлічним лопатевим насосам.

1.6. Модель СумДУ

Модель, що розглядається, подана у роботах В.Ю. Бурмаки та В.М. Арсенєва [17-25] та на її базі було створено програмний комплекс для розрахунку усіх основних задач моделювання робочого процесу у РКМ.

Побудова математичної моделі засновується на таких припущеннях:

1) Робота РКМ відбувається у стаціонарному режимі. У даному випадку мається на увазі незмінність у часі тиску газу у вхідному та вихідному патрубках, відсутність пульсацій тиску, а також постійність температур рідини, відкачуваного газу, що надходять у машину та температури навколишнього середовища. Крім цього, частота обертання ротора також приймається незмінною у часі.

2) Лопатки робочого колеса знаходяться у контакті з рідинним кільцем за будь-якого кута повороту робочого колеса. Як показують теоретичні та експериментальні дослідження, у нормально працюючій РКМ, яка випускається у наш час національною промисловістю України, дана умова виконується при роботі РКМ на регламентованих режимах.

3) Відсутні перетікання відкачуваного газу та робочої рідини по торцям робочого колеса. Це припущення приймається для спрощення розрахунку картини руху рідини, але при розрахунках витратних характеристик перетікання газу враховуються.

4) Лінії току рідини в серповидному безлопатевому просторі є еквідістантними до внутрішньої поверхні корпусу РКМ, а внутрішня поверхня рідинного кільця у межах однієї комірки має циліндричну форму. Відповідно до експериментальних досліджень, більша частина внутрішнього обрису рідинного кільця має циліндричну форму; нахил поверхні рідини помітний у зоні, що відповідає нагнітання газу та частково всмоктуванню.

5) Витрата рідини через будь-який радіальний перетин РКМ однакова. Це припущення засноване на малості об'ємної витрати робочої рідини, що подається у РКМ у порівнянні з витратою рідини через радіальний перетин машини (не більш як 0,3 %), а також на зневазі перетіканнями рідини по торцям лопаток ротора.

6) Тиск газу на внутрішню поверхню рідинного кільця у межах однієї комірки робочого колеса та при фіксованому куті повороту останнього однаковий. Оскільки максимальна відносна швидкість руху рідинного поршня

у комірці робочого колеса на багато менша швидкості звуку, нерівномірністю розподілу тисків газу по об'єму газової комірки можна знехтувати.

7) Рух робочої рідини у РКМ безвідривний. На справді можуть спостерігатися вихрові зони на внутрішній стінці корпусу, а також рух рідини поблизу кінців лопатей ротора іноді супроводжується відривними явищами. Ці явища повинні враховуватися відповідними коефіцієнтами.

У описуваній моделі однією з основних величин є швидкість рідинного потоку вздовж характерного струменя рідини у серповидному безлопатевому просторі машини. У загальному випадку швидкість рідинного потоку у безлопатевому просторі являє собою векторну функцію $C = \vec{C}(\varphi, r, z)$, що задана у полярних координатах, та залежить від кута повороту, радіуса та відстані від торцевої стінки.

Допускаючи, що зміна витрати рідини у безлопатевому просторі у межах кута повороту $d\varphi$ відбувається за рахунок приливу рідини з робочого колеса отримане диференціальне рівняння

$$\frac{dq}{d\varphi} = (1 - \tau_2) \cdot w_{R2}$$

де $q = \frac{\dot{Q}_{FL}}{u_2 \cdot B_2}$ – безрозмірна витрата рідини через радіальний перетин

безлопатєвого простору; τ_2 – коефіцієнт здавлення потоку на радіусі R_2 (без урахування відривних явищ); $w_{R2} = \frac{W_{R2}}{u_2}$ – радіальна (витратна) складова абсолютної швидкості на виході з робочого колеса віднесена до швидкості u_2 .

Результуюче рівняння математичної моделі подане у вигляді не лінійного диференціального рівняння виду

$$A \cdot \frac{dq}{d\varphi} + B = 0,$$

де $A = A(q; \varphi)$ та $B = B(q, \varphi)$ – функції, що записані на основі рівнянь витрати рідини та газу для визначення зміни моменту кількості руху рідини

елементарного об'єму у безлопатевому просторі по куту повороту. Чисельне інтегрування даного рівняння виконувалося з використанням схеми Мерсона – різновиду явної однокрокової схеми Рунге-Кутта. Модель, що розглядається дозволяє розрахувати розподіл середньої швидкості та тиску потоку рідини у безлопатевому просторі, радіус форми поверхні внутрішнього обриса рідинного кільця, тиск у комірці ротора від кута повороту робочого колеса. Отримані дані використовуються для розрахунку теоретичної продуктивності та споживаної потужності. Введення у модель критеріальних та безрозмірних комплексів дозволило спростити та уніфікувати процедуру вирішення достатньо громіздкої системи рівнянь.

Що стосується основних задач моделювання, то по першій задачі автори використовують методику МДТУ ім. М.Е. Баумана відносно визначення теоретичної продуктивності та коефіцієнта витрати.

Рівняння для розрахунку радіуса-вектора внутрішньої поверхні рідинного кільця є підсистемою загальної моделі.

Основна концепція розрахунку наводить умови, які були сформульовані К. Пфлейдерером:

- 1) у будь-якому перетині сума об'ємних (миттєвих) витрат одно- та двокомпонентного середовища однакова;
- 2) перетіканнями газу та рідини по торцям робочого колеса зневажаємо.

Автори враховують здавлення у робочому колесі та використовують критеріальні (Eu_x , Eu_{vc}) та безрозмірний комплекс ($q_{ГКВС}$). Стиснення газу розглядається у політропному наближенні.

Пропонований авторами підхід до вирішення задачі розрахунку потужності відрізняється від інших моделей. Цей підхід заснований на тому, що гідродинамічні втрати розглядаються за «факторним» принципом у вигляді

$$N_{HD} = N_R + N_W,$$

де N_R – потужність гідродинамічних втрат, які пов’язані обертальним рухом рідинного кільця всередині корпусу; N_W – потужність гідродинамічних втрат, пов’язаних з відносним рухом рідини у колесі РКМ.

Обидві складові потужності подаються у вигляді критеріальних співвідношень, що базуються на експериментальних даних. Автори також дають розрахункову модель для визначення N_R та N_W .

1.7. Висновки з аналізу моделей

1. Усі розроблені моделі робочого процесу РКМ базуються на гідродинамічному описі зміни параметрів у робочій рідині при її взаємодії з газовим середовищем.

2. Найбільш завершеною та реалізованою моделлю можна вважати модель, що розроблена В.Ю. Бурмакою.

3. Тепломасообмінні процеси у моделях, що були проаналізовані, не пов’язані загальним алгоритмом, а існують як окремі розрахункові задачі для знаходження температури рідини, показників термодинамічних процесів та ряду коефіцієнтів.

4. Визначення теоретичної продуктивності різними авторами трактується з різних позицій геометричного змісту цієї величини.

5. Практично відсутні розрахункові методи визначення складових коефіцієнта подачі РКМ з урахуванням тепломасообмінних процесів та режимів роботи (вакуумного та компресорного).

6. Розрахунок форми внутрішньої поверхні рідинного кільця також базується на різних припущеннях, а у більш обґрунтованих моделях, КХТІ та СумДУ, ускладнений наближеним вирішенням диференційних рівнянь руху рідини. Суттєвого впливу на форму внутрішньої поверхні рідинного кільця процес стиснення не спричиняє як за розрахунковими даними, так і за експериментальними. Для опису границі рідини у комірці максимального

об'єму газу практично не має значення за якими методиками визначається радіус-вектор рідинного кільця.

7. В усіх моделях [28, 44, 85] та окремих роботах розрахунок гідродинамічних втрат пов'язаний із залученням великої кількості кореляційних коефіцієнтів, які визначаються з різного роду експериментів.

8. У всіх моделей, окрім моделі КХТІ, припущення щодо відсутності перетікань через торцеві зазори, спрощує опис процес стиснення газового середовища.

9. Задачею узагальнення різних моделей є вибір різних раціональних підходів до вирішення як окремих задач моделювання, так й у цілому подання нової концепції розгляду робочого процесу РКМ у вигляді термодинамічної системи відкритого типу.

1.8. Мета і задачі дослідження

Аналіз існуючих методів розрахунку енергетичних та режимних параметрів РКМ свідчить про розрізненість підходів різних авторів, наприклад, до визначення коефіцієнта подачі, споживаної потужності та пов'язане з введенням великої кількості експериментальних коефіцієнтів, що були визначені для співвідношення робочих середовищ «вода – повітря», а головне практична відсутність даних по компресорному режиму роботи машини. Вплив тепломасообмінних процесів на роботу РКМ враховувався не усіма дослідниками та у різній мірі. Спроба врахування цих процесів викладена у роботі [31], але у цій роботі не спостерігається комплексного вирішення трьох головних задач моделювання робочого процесу. Відомо, що рідинно-кільцеві вакуумні насоси та компресори застосовуються у різних галузях промисловості України. Серед багатьох напрямків хочеться виділити відкачування пароповітряних та парогазових сумішей з конденсаторів парових турбін та метаноповітряних сумішей з вугільних шахт. Проведені теоретичні дослідження [58] показали, що далеко не завжди доцільно використовувати у

якості робочої рідини воду. З іншого боку усі літературні джерела свідчать про відсутність альтернативних досліджень, навіть теоретичних. Це пояснюється складністю процесів, що відбуваються у робочій порожнині РКМ.

Саме тому метою дисертаційної роботи є розробка узагальненої моделі робочого процесу рідинно-кільцевих вакуумних насосів та компресорів, отримання витратних та енергетичних характеристик та визначення шляхів підвищення ефективності роботи рідинно-кільцевих машин у вакуумному та компресорному режимі.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступні задачі:

- 1) аналіз існуючих моделей робочого процесу РКМ;
- 2) розроблення моделі робочого процесу рідинно-кільцевих вакуумних насосів та компресорів на базі їх представлення у вигляді термомеханічної системи;
- 3) оцінка впливу конденсаційних процесів у РКМ на їх витратні та енергетичні характеристики;
- 4) розроблення методики та рекомендацій для проектування РКМ для будь-яких комбінацій робочих середовищ.

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РІДИННО-КІЛЬЦЕВОЇ МАШИНИ

2.1. Загальні положення моделі

Запропонований термодинамічний опис робочого процесу РКМ базується на уявленні машини у вигляді термомеханічної системи відкритого типу, що знаходиться у енергетичній взаємодії з навколишнім середовищем у квазістаціонарній рівновазі.

На відміну відомих термодинамічних моделей поршневих та турбокомпресорів [30, 99, 100] у загальній системі РКМ виділяються дві підсистеми з однофазовим станом робочої речовини та з енергообміном через відкриту границю, що розділяє ці підсистеми. Розрахункову схему енергобалансу РКМ можна представити за методом «чорного ящика», *рис. 2.1.*

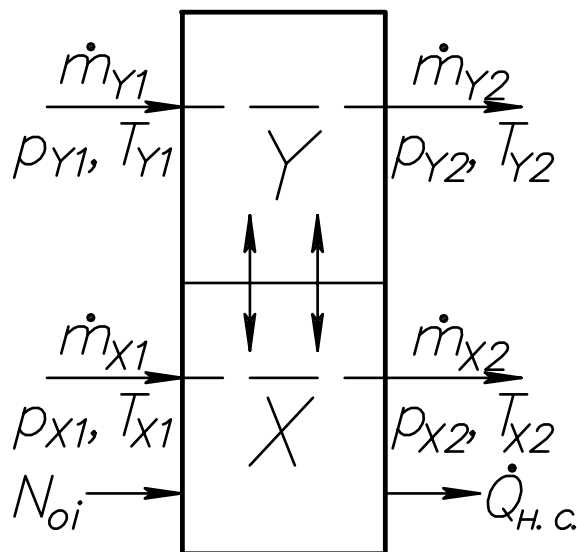


Рис. 2.1. Розрахункова схема енергобалансу РКМ

У поданій схемі прийнято наступні позначення:

X – рідинна підсистема;

Y – газова (парова) підсистема.

З деяким припущенням відносно області Y вважаємо, що підсистема X отримує від зовнішнього джерела енергію, яка характеризується величиною споживаної потужності РКМ за вирахуванням потужності механічних втрат в ущільненні валу та підшипниковому вузлі, N_{oi} . Маючи у своєму розпорядженні цю енергію підсистема X здатна виконати у підсистемі Y технічну роботу, внаслідок чого відбудеться зміна термічних параметрів тиску p_Y і температури T_Y газової підсистеми. Вона необхідна для реалізації цільового призначення РКМ.

Процес вказаного енергообміну між підсистемами супроводжується дисипацією частини підведеної енергії, яку за звичай відносять до категорії гідравлічних втрат. У розрахункових методиках [28], [44] та в інших більш пізніх роботах, наприклад, [85] визначення енергетичних характеристик виконується з використанням коефіцієнтів гідравлічних втрат, які через складність процесів течії є не більш, ніж кореляційними коефіцієнтами різних підходів при визначенні енерговитрат у РКМ. Пропонована нижче термодинамічна модель енергообміну в РКМ не вимагає введення кореляцій на основі дослідних даних за розподілом швидкостей рідини у проточній частині машини, точність яких порівняно нижча по відношенню до вимірювань полів температур.

2.2. Рівняння енергетичного балансу рідинно-кільцевої машини

Допускаючи відсутність енергомасообміну РКМ із зовнішнім середовищем (витоки через ущільнення) рівняння балансу енергії у межах границі системи має наступний вигляд:

$$N_{oi} \pm \dot{Q}_{н.с.} = \sum \Delta I, \quad (2.1)$$

де $\sum \Delta I$ – сума змін повної ентальпії робочих середовищ, що перетинають межі даної системи;

N_{oi} – потужність, яка підводиться до робочого колеса РКМ;

$\pm \dot{Q}_{н.с.}$ – тепловий потік між системою і навколишнім середовищем.

У переважній більшості випадків цей потік направлений у навколишнє середовище, тому надалі він розглядатиметься як негативна величина у загальному рівнянні енергобалансу РКМ.

Що стосується величини $\sum \Delta I$, то її можна представити на базі поданої вище схеми (див. *рис. 2.1*) наступним рівнянням:

$$\sum \Delta I = \Delta I_Y + \Delta I_X \quad (2.2)$$

або

$$\sum \Delta I = (\dot{m}_{Y2} \cdot i_{Y2} - \dot{m}_{Y1} \cdot i_{Y1}) + (\dot{m}_{X2} \cdot i_{X2} - \dot{m}_{X1} \cdot i_{X1}). \quad (2.3)$$

Тут \dot{m}_Y і \dot{m}_X – масові витрати робочих середовищ у РКМ;

i_Y, i_X – питомі ентальпії середовищ;

індексами «1» і «2» у вказаних величинах позначені вхідні і вихідні стани робочих середовищ.

У ряді окремих випадків індексація параметрів для складових ΔI може відрізнятися від записаної у рівнянні (2.3).

З огляду на пропоновані зміни масових витрат як газу, так і рідини при протіканні їх через РКМ рівняння (2.1) з урахуванням (2.3) можна представити у питомих величинах.

Для цього позначимо частинне співвідношення масових витрат щодо вхідної величини для середовища Y :

$$g = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{Y1}}. \quad (2.4)$$

Тоді отримаємо з рівняння (1) вираз для питомої роботи РКМ:

$$l_{oi} = (g_{Y2} \cdot i_{Y2} - i_{Y1}) + c_f \cdot (g_{X2} \cdot T_{X2} - g_{X1} \cdot T_{X1}) + \tilde{q}_{н.с.} \quad (2.5)$$

або

$$l_{oi} = l_Y + l_X + \tilde{q}_{н.с.} \quad (2.6)$$

Отже, величину питомої роботи РКМ та, як наслідок, питомої потужності можна визначити знаючи питомі роботи кожної з підсистем та втрати тепла у навколишнє середовище. З рівняння (2.6) видно, що питому роботу можна

знайти визначивши питомі масові витрати середовищ та термічні параметри кожної з підсистем.

2.3. Визначення питомої потужності РКМ

За звичай при порівнянні енергоефективності різних РКМ використовують поняття питомої потужності:

$$N_{num} = \frac{N_e}{\dot{V}_{Y1}}$$

або після перетворень

$$N_{num} = \frac{N_{oi} \cdot \rho_{Y1}}{\dot{m}_{Y1} \cdot \eta_{mex}} = l_{oi} \cdot \frac{p_{Y1}}{R_{Y1} \cdot T_{Y1} \cdot \eta_{mex}}; \quad (2.7)$$

$$N_{num} = \frac{p_{Y1}}{R_{Y1} \cdot T_{Y1} \cdot \eta_{mex}} \cdot (l_Y + l_X + \tilde{q}_{н.с.}). \quad (2.7a)$$

У даних рівняннях позначено:

N_e – ефективна потужність на валу РКМ;

\dot{V}_{Y1} – об’ємна продуктивність машини за умов всмоктування;

η_{mex} – механічний ККД машини;

ρ_{Y1} – густина газового середовища Y на вході до РКМ;

R_{Y1} – газова постійна за умов входу;

$\tilde{q}_{н.с.} = \frac{\dot{Q}_{н.с.}}{\dot{m}_{Y1}}$ – питомий тепловий потік в навколишнє середовище.

У більшості випадків у РКМ застосовують гомогенні рідкі середовища, що дозволяє записати:

$$N_{num} = \frac{p_{Y1}}{R_{Y1} \cdot T_{Y1} \cdot \eta_{mex}} \cdot \left[(g_{Y2} \cdot i_{Y2} - i_{Y1}) + c_f \cdot (g_{X2} \cdot T_{X2} - g_{X1} \cdot T_{X1}) + \tilde{q}_{н.с.} \right]. \quad (2.8)$$

Для окремого випадку, коли вважаємо, що:

- газ однокомпонентний, ідеальний;
- рідина гомогенна, не стискувана;

- відсутня розчинність газу, конденсація і випаровування рідини.

Тоді рівняння (2.8) спрощується так, як

$$\dot{m}_{Y2} = \dot{m}_{Y1}, \text{ звідки } g_{Y2} = 1;$$

$$\dot{m}_{X2} = \dot{m}_{X1};$$

$$i_{Y2} - i_{Y1} = c_p \cdot (T_{Y2} - T_{Y1}) = c_p \cdot T_{Y1} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right),$$

З урахуванням вищенаведених спрощень рівняння (2.8) можна переписати

$$N_{num} = \frac{p_{Y1}}{R_{Y1} \cdot \eta_{mex}} \cdot \left[c_p \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + g_{X1} \cdot c_f \cdot \frac{\Delta T_X}{T_{Y1}} + \frac{q_{н.с.}}{T_{Y1}} \right]. \quad (2.9)$$

У цьому рівнянні позначено:

c_p – питома масова ізобарна теплоємність газового середовища;

$\pi = \frac{p_{Y2}}{p_{Y1}}$ – ступінь підвищення тиску газового середовища;

n – показник політропи стиснення;

c_f – питома масова теплоємність робочої рідини;

$\Delta T_X = T_{X2} - T_{X1}$ – нагрів робочої рідини у системі.

Отже, за рівнянням (2.9) можна визначити значення питомої потужності РКМ.

Тепловий потік від газу у комірці при стисненні направлений не тільки до рідини, але і до п'яти металевих поверхонь, що утворюють її, тобто до прилеглих поверхонь лопатей робочого колеса, торцевих кришок та поверхні втулки. Припустимо, що ці поверхні є тепловими мостами тільки до рідини, і таким чином виключаємо тепловий потік від газу у навколишнє середовище.

Розрахункове визначення компонентів l_X і l_Y , як і головного зв'язку $\Delta T_X = f(g_{X1}, n)$, вимагає розгляду енергетичних балансів відповідних підсистем, але, так як вони взаємопов'язані між собою, то достатньо для визначення шуканого параметру l_X та інших величин, пов'язаних з ним, розглянути енергетичний баланс рідинної підсистеми.

2.4. Енергетичний баланс рідинної підсистеми

Розглянемо енергетичний баланс рідинної підсистеми, схема якого подана на *рис. 2.2*.

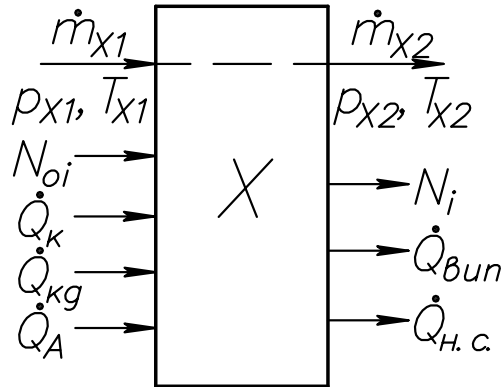


Рис. 2.2. Схема енергобалансу рідинної підсистеми РКМ

Рівняння збереження енергії для даної підсистеми має вигляд:

$$\dot{Q}_k + \dot{Q}_{кд} + \dot{Q}_A - \dot{Q}_{вun} - \dot{Q}_{н.с.} + N_{oi} - N_i = \Delta I_X, \quad (2.10)$$

де \dot{Q}_k – конвективний тепловий потік, що відводиться від газового середовища, яке стискається;

$\dot{Q}_{кд}$, $\dot{Q}_{вun}$ – теплові потоки, які пов'язані з процесами конденсації і випаровування робочої рідини;

\dot{Q}_A – тепловий потік, що обумовлений процесом абсорбції газу (або окремого компоненту газу) у робочій рідині;

N_i – індикаторна потужність РКМ (потужність політропного процесу стиснення газу);

N_{oi} – потужність на валу РКМ.

По суті, це рівняння показує від чого залежить нагрів рідини у РКМ, оскільки ΔI_X пропорційне ΔT_X .

У прийнятих раніше питомих величинах рівняння (2.10) перетвориться і матиме вигляд:

$$c_f \cdot (g_{X2} \cdot T_{X2} - g_{X1} \cdot T_{X1}) = q_k + q_{кд} + q_A + q_{вun} + q_{н.с.} + \tilde{l}_{гидр}, \quad (2.11)$$

де $\tilde{l}_{\text{гидр}} = \frac{N_{oi} - N_i}{\dot{m}_{Y1}}$ – питома робота, що затрачується на подолання

гідрравлічних опорів у РКМ (дисипативна складова витрат енергії на рух робочої рідини). Ця величина може бути визначена з експериментальних досліджень РКМ та розрахована на зразок [23].

Рівняння (2.11) розв'язується відносно параметра T_{X2}

$$T_{X2} = \frac{g_{X1}}{g_{X2}} \cdot T_{X1} + \frac{q_k + q_{kd} + q_A - q_{\text{вип}} - q_{\text{н.с.}} + \tilde{l}_{\text{гидр}}}{c_X \cdot g_{X2}}. \quad (2.11a)$$

За наявності додаткової залежності для кожного з шести членів правої частини цього рівняння: питомих теплових потоків від конвективного теплообміну між газом та рідиною q_k , від процесу конденсації парової фази рідини q_{kd} , від абсорбції компонентів газової суміші у робочу рідину q_A , від випаровування робочої рідини у стискуваний газ $q_{\text{вип}}$, від теплообміну з навколишнім середовищем $q_{\text{н.с.}}$ та питомої роботи гідродинамічних втрат у робочій порожнині машини. Визначимо члени вказаної залежності виходячи з загальноприйнятих законів та закономірностей процесів тепломасообміну [62].

2.5. Тепломасообмінні процеси у робочій порожнині РКМ

2.5.1. Конвективний теплообмін у рідинно-кільцевій машині

Величину теплового потоку при конвективному теплообміні у робочій комірці РКМ між газом та поверхнею рідини можна знайти за рівнянням Ньютона-Ріхмана:

$$\dot{Q}_k = \alpha \cdot \sum F \cdot \Delta t, \quad (2.12)$$

де α – середня величина коефіцієнта тепловіддачі на ділянці стиснення;

$\sum F$ – площа поверхні теплообміну; приймається рівною площі зовнішньої поверхні робочої комірки з урахуванням їх кількості, які входять у ділянку, що розглядається;

Δt – середній температурний напір між середньою температурою газу та поверхні РК.

При визначенні коефіцієнтів, що входять до рівняння (2.12), необхідно враховувати той факт, що на ділянці стиснення величина температурного напору за кутом повороту весь час змінюється, а величина коефіцієнта тепловіддачі α може бути визначена досить приблизно, оскільки при її визначенні необхідно враховувати наявність пінної ділянки, яка впливає на теплообмін. Також треба знати швидкість руху газу у комірці та робочої рідини у лопатевій зоні. Ці величини можна визначити експериментально, але дослідження з цього приводу поки що не виконувалися. Величину температурного напору Δt можна визначити шляхом, наприклад, тепловізійної зйомки.

Отже, враховуючи складність теоретичного визначення величини конвективного теплового потоку \dot{Q}_k при розрахунках використовувалося поняття теплового потоку від стиснення газу \dot{Q}_{cm} , який вже включає в себе величину конвективного теплового потоку.

2.5.2. Конденсація у рідинно-кільцевій машині

Тепловий потік, зумовлений конденсацією, має місце, коли газ, що стискається, містить пари робочої рідини [8]. При цьому пара потрапляє на всмоктування будучи компонентом газової суміші (вологе повітря, пароповітряна суміш) або є продуктом процесу випаровування робочої рідини в попередній фазі робочого процесу машини або одночасно з конденсацією.

Рушійна сила процесу конденсації пари робочої рідини зумовлена наявністю різниці концентрацій пари в потоці і на поверхні розділу фаз, характеризується умовою:

$$y_x > y_0, \quad (2.13)$$

де y_x – об'ємна (молярна) концентрація пари робочої рідини в переміщуваній газовій суміші (далеко від рідкої або твердої поверхні розділу фаз);

y_0 – об'ємна (молярна) концентрація пари робочої рідини на поверхні розділу фаз.

Для двокомпонентних газових сумішей (наприклад, повітря і пара робочої рідини):

$$y_x = \frac{1}{\frac{\mu_p}{\mu_{\text{газ}}} \cdot \frac{1 - z_p}{z_p} + 1}, \quad (2.14)$$

де μ_p , $\mu_{\text{газ}}$ – молярні маси компонентів газової суміші;

z_p – масова частка пари в суміші.

Рівняння (2.14) для газової суміші сухе повітря плюс водяна пара зводиться до вигляду, з

урахуванням того, що $z_p = \frac{d}{1+d}$, де d –

вологівміст повітря:

$$y_x = \frac{\varphi \cdot p''(T)}{p}, \quad (2.15)$$

де φ – відносна вологість повітря;

$p''(T)$ – парціальний тиск насиченої водяної пари при температурі суміші;

p – загальний тиск газової суміші.

Рівняння (2.15) є виразом закону Дальтона для суміші ідеальних газів.

При розрахунках за рівнянням (2.15) окрім тиску і температури необхідно знати величину φ .

На фазі всмоктування її значення приймається залежно від виду середовища, що стискається: для пароповітряної суміші з конденсаторів $\varphi = 1$;

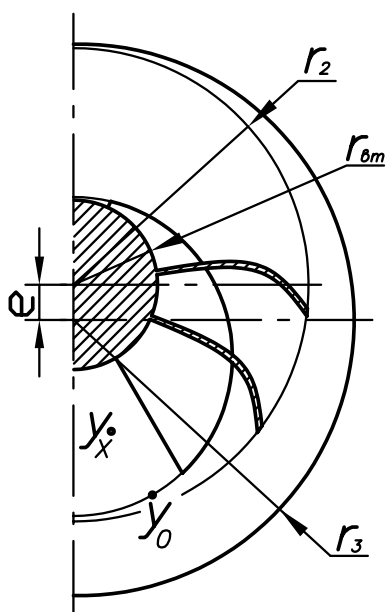


Рис. 2.3. Схема РКМ до пояснення процесу конденсації

для атмосферного повітря $\varphi = \varphi_{амм}$. На фазі стиснення більшість авторів вважає, що відносна вологість дорівнює 1.

Що стосується величини y_0 , то її можна визначити вирішивши рівняння Клапейрона-Клаузіуса:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{r}{T \cdot (v'' - v')} \quad (2.16)$$

Далеко від критичної точки $v'' \gg v'$, в діапазоні робочих температур $r \approx const$; $v'' \cong \frac{R \cdot T}{p}$, тоді $\frac{dp}{dT} \cong \frac{r \cdot p}{R \cdot T^2}$ і після інтегрування матимемо:

$$\ln \left(\frac{p_0''}{p} \right) = \frac{r}{R} \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right), \quad (2.17)$$

де p_0'' – парціальний тиск насиченої водяної пари у поверхні рідини;

T_0 – температура насичення, відповідна тиску p_0'' ;

p , T – тиск і температура насичення за граничних умов при інтегруванні.

Якщо в якості p береться значення, яке відповідає тиску 760 мм рт. ст., а T – температура кипіння даної речовини при цьому (атмосферному) тиску, то відношення $\frac{p_0''}{p}$ буде об'ємним вмістом пари над поверхнею рідини за атмосферного тиску. Рівняння (2.17) записується у вигляді:

$$\ln y_0^{амм} = \frac{r}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T_0} \right) \quad (2.18)$$

або

$$\ln y_0^{амм} = Tr \cdot \left(1 - \frac{T_s}{T_x} \right), \quad (2.19)$$

де $Tr = \frac{r}{R \cdot T_s}$ – критерій Трутона; індекс «s» відповідає параметрам пари

при тиску $p_s = 1,013 \text{ бар} = 760 \text{ мм.рт.ст.}$

Для водяної пари практично немає необхідності при визначенні y_0 користуватися рівняннями (2.17) – (2.19), оскільки існують достатньо докладні

таблиці насиченої пари та на їх базі апроксимаційні вирази. (При виводі цих рівнянь були прийняті допущення щодо малості v' , ідеальності пари на пограничній кривій, постійність теплоти пароутворення r). З табличних даних для насиченої водяної пари знаходимо, якщо знаємо температуру рідини на поверхні T_0 :

$$y_0^{амм} = \frac{p''(T_0)}{p_{амм}}, \quad (2.20)$$

де $p''(T_0)$ – значення парціального тиску насиченої пари рідини з температурою на поверхні розділу фаз.

Якщо РКМ газова суміш знаходиться не тільки під тиском. В цьому випадку рівняння (2.20) розглядається у вигляді:

$$y_0 = \frac{p''(T_0)}{p}. \quad (2.21)$$

Зіставляючи рівняння (2.15) і (2.21) умова (2.13) перетвориться:

$$\varphi \cdot p''(T) > p''(T_0). \quad (2.22)$$

Згідно цьому рівнянню конденсація пари на всмоктуванні може відбуватися за умов, коли температура поверхні рідини менше ніж температура всмоктуваного газу, і з дотриманням нерівності

$$\varphi > \frac{p''(T_0)}{p''(T)}.$$

У ряді випадків використання робочих рідин, для яких відсутні дані по насиченій парі, можна використовувати як краєві параметри p і T в рівнянні (2.17) критичний тиск і температури $p_{кр}$, $T_{кр}$. Тоді отримаємо

$$\ln\left(\frac{p_0''}{p_{кр}''}\right) \cdot \left(\frac{1}{T_{кр}} - \frac{1}{T_0}\right) \quad (2.23)$$

або у вигляді

$$\ln(\pi_0'') = Ri \cdot \left(1 - \frac{1}{v_0}\right). \quad (2.24)$$

Тут позначено:

$\pi_0'' = \frac{p_0''}{p_{кр}}$ – приведений тиск насиченої пари над поверхнею рідини;

$Ri = \frac{r}{R \cdot T_{кр}}$ – критерій Ріделя;

$\nu_0 = \frac{T_0}{T_{кр}}$ – приведена температура поверхні рідини.

Таким чином, для визначення концентрації пари рідини над її поверхнею отримаємо:

$$y_0 = \frac{\pi_0''}{\pi^*}, \quad (2.25)$$

де $\pi^* = \frac{p}{p_{кр}}$ – приведений тиск газової суміші над рідиною.

Необхідно відзначити, що для обчислення критеріїв Трутона і Ріделя теплоту пароутворення приймають для умов насичення при «нормальному» атмосферному тиску.

Рівняння (2.25) також можна записати у вигляді:

$$y_0 = \frac{e^{Ri \cdot \left(1 - \frac{1}{\nu_0}\right)}}{\pi^*}. \quad (2.26)$$

У табл. 2.1 наведено розрахункові значення концентрацій водяної пари при двох режимах роботи РКМ. Величина y_x відповідає умовам на фазі всмоктування.

Таблиця 2.1

Об'ємні концентрації водяної пари у комірках РКМ
у процесі всмоктування вологого повітря

Режим	$p_{вс},$ кПа	$T_{вс},$ К	$\varphi_{вс}$	$T_0,$ К	$p''(T_{вс}),$ кПа	y_x	$p''(T_0),$ кПа	y_0	$y_x - y_0$	$y_x - y_0$ коли $\varphi = 1$
вакуумний	20	293	0,6	288	2,34	0,070	1,704	0,085	-0,015	0,032
компресор- ний	100	293	0,6	288	2,34	0,014	1,704	0,017	-0,003	0,0064

Граничне значення відносної вологості, при якій можлива конденсація водяної пари всмоктуваного повітря для даних табл. 2.1 складає

$$\varphi_{\text{гран}} = \frac{1,704}{2,34} = 0,72.$$

Необхідно відзначити, що в компресорному режимі конденсаційні умови набагато гірші, ніж в режимі вакуумування і тепловим потоком $q_{\text{кд}}$ у рівнянні (2.11) можна знехтувати при перепаді температур між газом і робочою рідиною у (3–5) K .

Задача визначення $\dot{Q}_{\text{кд}}$ зводиться до знаходження густини потоку маси пари при відомих значеннях коефіцієнта масовіддачі при конденсації і різниці концентрацій або парціального тиску p''_X і p''_0 :

$$\dot{Q}_{\text{кд}} = r_0 \cdot j_{\text{кд}} \cdot F_{\text{кд}}, \quad (2.27)$$

де $j_{\text{кд}}$ – густина потоку пари, що конденсується;

$F_{\text{кд}}$ – поверхня конденсації;

r_0 – питома теплота пароутворення при температурі T_0 .

У загальному вигляді для величини $j_{\text{кд}}$ згідно [37, 54] рівняння записується у вигляді:

$$j_{\text{кд}} = \beta_{\text{кд}} \cdot (p''_X - p''_0). \quad (2.28)$$

Визначимо коефіцієнт масовіддачі при конденсації в робочу рідину РКМ пари з пароповітряної суміші.

Рівняння для визначення коефіцієнта масообміну приведенного до різниці парціальних тисків можна записати наступним чином

$$\beta_{\text{кд}} = \frac{\dot{m}_{\text{кд}}}{(p''_{\text{ППС}} - p''_X) \cdot F_{\text{кд}}}, \quad (2.29)$$

де $p''_{\text{ППС}}$ – парціальний тиск насиченої пари компонента, що конденсується, при температурі всмоктування пароповітряної суміші;

p''_X – парціальний тиск насиченої пари компонента, що конденсується в рідині при температурі робочої рідини.

Для робочих середовищ «вода–вологе повітря» компонентом, що конденсується, є водяна пара, а робочою рідиною – та ж речовина в рідкому агрегатному стані.

Більш жорстко p_x'' – парціальний тиск насиченої пари на рідкій (твердій) поверхні розділу фаз. Таким чином, для рідкої поверхні необхідно для визначення p_x'' використовувати значення температури на дзеркалі поверхні рідинного кільця, а для металевих поверхонь ротора і статора РКМ, при допущенні їх змочення, – температуру цих поверхонь, близьку до середньої температури рідини в кільці. З огляду на те, що металевих поверхонь значно більше, ніж поверхонь рідини, то для розрахунку p_x'' приймаємо середню температуру робочої рідини.

При визначенні масової витрати конденсату розглядалися наступні напрями:

- розглядався окремий випадок масообміну в РКМ між водяною парою у складі вологого насиченого повітря і водою в робочій порожнині РКМ;
- для вказаних умов використовуються експериментальні дані У. Зеґебрехта [111];
- концепція розрахунку базується на зіставленні об'ємної продуктивності РКМ при перекачуванні умовно сухого повітря і вологого насиченого повітря (що позначається як пароповітряна суміш).

У роботі У. Зеґебрехта відсутня величина відносної вологості умовно сухого повітря. Є лише вказівка, що за умов вакууму після дроселювання атмосферного повітря, його відносна вологість дуже мала.

Для пароповітряної суміші, відкачуваної з конденсаторів або подібних пристроїв має місце повне насичення повітря водяною парою за умов підтримання вакууму і, таким чином, у всмоктуючому патрубку РКМ маємо $(\varphi_{ec})_{ПВС} = 1$.

Для розрахункового визначення коефіцієнта масовіддачі $\beta_{\kappa\delta}$ необхідно знати масову витрату конденсату $\dot{m}_{\kappa\delta}$. Рівняння для його визначення можна отримати, розглянувши робочу комірку РКМ.

Об'єм, який займає пара до конденсації:

$$\dot{V}_{\kappa\delta} = \dot{V}_{\text{ППС}} - \dot{V}_{\text{сух}}, \quad (2.30)$$

де $V_{\text{ППС}}$ і $V_{\text{сух}}$ розглядаються в ідентичних умовах по температурах T_{x1} , T_{y1} .

Введемо величину коефіцієнта конденсаційної здатності РКМ:

$$\lambda_{\kappa\delta} = \frac{\dot{V}_{\text{ППС}}}{(\dot{V}_{\text{сух}})_{t_{x1}; t_{y1}=20^{\circ}\text{C}}}. \quad (2.31)$$

Після підстановки

$$\dot{V}_{\kappa\delta} = (\lambda_{\kappa\delta} - 1) \cdot \dot{V}_{\text{сух}} \quad (2.32)$$

або

$$\dot{m}_{\kappa\delta} = \rho_n \cdot (\lambda_{\kappa\delta} - 1) \cdot \dot{V}_{\text{сух}}, \quad (2.33)$$

де ρ_n – густина пари, що конденсується, визначається за параметрами для умов всмоктування, тобто

$$\rho_n = \frac{p_{sn}}{R_n \cdot T_{y1}}. \quad (2.34)$$

де p_{sn} – парціальний тиск парового компоненту суміші за температури T_{y1} .

Отже, рівняння (2.33) є шуканим виразом для визначення масової витрати конденсату.

Згідно [111] величина $\lambda_{\kappa\delta}$ може бути виражена наступною залежністю:

$$\lambda_{\kappa\delta} = \frac{[0,75 \cdot p_{y1} \cdot (\ln p_{y1} - 0,2877)]^E}{[0,75 \cdot p_{y1} \cdot (\ln p_{y1} - 0,2877)]^E - 0,75 \cdot p_s(t_{\text{ППС}})}, \quad (2.35)$$

де, у свою чергу, показник степені

$$E = \left(0,0082 \cdot \frac{b}{d_2} + 0,793 \right) \cdot \left[\frac{p_s(t_{x1})}{17,03} \right]^{0,0369}. \quad (2.36)$$

У рівняннях (2.35) і (2.36) величини тиску взято у мілібарах. Діапазон використання цих рівнянь: одно- і двоступеневі РКМ з осьовим газорозподілом; $p_{Y1} = (33 - 1013)$ мбар, що відповідає парціальному тиску водяної пари при температурах $(15 - 50)^\circ\text{C}$; $d_2 = (0,118 - 0,38)$ м; $\frac{b}{d_2} = (0,38 - 1,05)$;

$$u_2 = \omega \cdot r_2 = (11,5 - 19,5) \frac{\text{М}}{\text{с}}.$$

Для визначення величини продуктивності за сухим повітрям з довільними параметрами при стисненні t_{Y1}, t_{X1} $(\dot{V}_{\text{сyx}})_{t_{X1}; t_{Y1}}$ необхідно провести перерахунок за рівнянням:

$$(\dot{V}_{\text{сyx}})_{t_{X1}; t_{Y1}} = \lambda_t \cdot (\dot{V}_{\text{сyx}})_{t_{X1}=15^\circ\text{C}; t_{Y1}=20^\circ\text{C}}, \quad (2.37)$$

де λ_t – поправковий коефіцієнт за методикою У. Зеґебрехта.

У свою чергу

$$\lambda_t = \frac{p_{Y1} \cdot (0,27 \cdot \ln p_{Y1} - 0,0783) - 1,05 \cdot p_s(t_{X1})}{p_{Y1} \cdot (0,27 \cdot \ln p_{Y1} - 0,0783) - 1,05 \cdot 17,03}, \quad (2.37a)$$

де p_{Y1} і $p_s(t_{X1})$ беруться у мілібарах.

Розглянемо окремий випадок конденсації вологого повітря з метою отримання формули для коефіцієнта конденсаційної здатності РКМ $\lambda_{\text{кд}}$. У загальному випадку його можна записати у вигляді

$$\lambda_{\text{кд}} = \frac{\dot{V}_{\text{ППС}}}{\dot{V}_{\text{атм}}}. \quad (2.38)$$

Виразимо об'ємні продуктивності вологого повітря через масові витрати сухого повітря і питомий об'єм приведений до 1 кг с.п.

$$\lambda_{\text{кд}} = \frac{(\dot{m}_{\text{с.п.}})_{\text{ППС}} \cdot \bar{v}_{\text{ППС}}}{(\dot{m}_{\text{с.п.}})_{\text{атм}} \cdot \bar{v}_{\text{атм.п.}}}. \quad (2.39)$$

За умови допущення рівності $(\dot{m}_{\text{с.п.}})_{\text{ППС}} = (\dot{m}_{\text{с.п.}})_{\text{атм}}$

$$\lambda_{\kappa\delta} = \frac{\bar{v}_{\text{ППС}}}{\bar{v}_{\text{атм.н.}}} \quad (2.40)$$

У свою чергу

$$\bar{v} = \frac{R \cdot T}{p - \varphi \cdot p_s(t)};$$

$$\lambda_{\kappa\delta} = \frac{R_{\text{ППС}} \cdot T_{\text{ППС}}}{p_{\text{ППС}} - \varphi_{\text{ППС}} \cdot p_s(t_{\text{ППС}})} \cdot \frac{p_{\text{атм.н.}} - \varphi_{\text{атм.н.}} \cdot p_s(t_{\text{атм.н.}})}{R_{\text{атм.н.}} \cdot T_{\text{атм.н.}}} \quad (2.41)$$

Для однакових умов $p_{\text{ППС}} = p_{\text{атм.н.}}$ і $T_{\text{ППС}} = T_{\text{атм.н.}}$, $\varphi_{\text{ППС}} = 1$ отримаємо:

$$\lambda_{\kappa\delta} = \frac{p_{Y1} - \varphi_{Y1} \cdot p_s(t_{\text{ППС}})}{p_{Y1} - p_s(t_{\text{ППС}})} \quad (2.42)$$

З цього рівняння виходить, що коефіцієнт конденсаційної здатності не залежить від температури робочої рідини $\lambda_{\kappa\delta} \neq f(t_{x1})$.

2.5.2.1. Визначення площі поверхні конденсації

Площа поверхні конденсації може бути визначена за формулою:

$$F_{\kappa\delta} = a_{\kappa\delta} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b, \quad (2.43)$$

де $a_{\kappa\delta}$ – частка площі від поверхні циліндра, утвореної рідинним кільцем з середнім радіусом $\rho_{\text{сер}}$ на довжині колеса b . Радіус $\rho_{\text{сер}}$ можна визначити за розрахунковими залежностями, які будуть розглядатися у наступному підрозділі з подальшим осередненням по куту повороту робочого колеса. Коефіцієнт $a_{\kappa\delta}$ враховує площі, які утворюються лопатками і втулкою робочого колеса, а також, поверхнею кришок торців. Для визначення цього коефіцієнта, виходячи з геометрії робочої порожнини РКМ, можна записати

$$a_{\kappa\delta} = \frac{F_{\text{РК}} + 2 \cdot F_{\text{тор.}} + F_{\text{втулк.}} + 2 \cdot F_{\text{лоп.}}}{F_{\text{РК}}}, \quad (2.44)$$

де $F_{\text{РК}}$ – площа, яку займає рідинне кільце;

$$F_{\text{РК}} \cong 2 \cdot \pi \cdot \rho_{\text{сер}} \cdot b - \frac{z \cdot \delta_l \cdot b}{\sin \beta_l}, \quad (2.45)$$

$F_{\text{тор.}}$ – площа, яка знаходиться у безпосередньому контакті з газовою коміркою;

$$F_{\text{тор.}} = \pi \cdot (\rho_{\text{сер}}^2 - r_1^2), \quad (2.46)$$

$F_{\text{втул.}}$ – площа контакту втулки з газовою коміркою;

$$F_{\text{втул.}} = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b - z \cdot \delta_l \cdot b, \quad (2.47)$$

$F_{\text{лон.}}$ – площа безпосереднього контакту лопатей робочого колеса з газовою коміркою;

$$F_{\text{лон.}} = c \cdot b \cdot \sum_{i=1}^z ((\rho_\alpha)_i - r_1). \quad (2.48)$$

Тут позначено c – поправковий коефіцієнт, який враховує зміну довжини лопаті робочого колеса за рахунок зміни його геометрії, тобто: кут нахилу лопатей, кут нахилу втулки робочого колеса. В залежності від конструкції машини цей коефіцієнт може приймати значення: $c = 1,125$ – для машин з циліндричною втулкою та кутом нахилу лопатей $\beta_{2,l} = 135^\circ$; $c = 1,225$ – для машин з циліндричною втулкою та кутом нахилу лопатей $\beta_{2,l} = 150^\circ$; $c = 1,08$ – для машин з конічною втулкою з кутом конусності 10° та кутом нахилу лопатей $\beta_{2,l} = 135^\circ$; $c = 1,17$ – для машин з конічною втулкою з кутом конусності 10° та кутом нахилу лопатей $\beta_{2,l} = 150^\circ$; $c = 0,956$ – для машин з конічною втулкою з кутом конусності 10° та радіальними лопатями; для машин з циліндричною втулкою та радіальними лопатями $c = 1$;

$(\rho_\alpha)_i$ – радіус рідинного кільця на куті повороту, що відповідає положенню лопаті робочого колеса, тобто $\alpha = \left[0; \frac{2\pi}{z}; \frac{4\pi}{z}; \frac{6\pi}{z}; \dots 2\pi \right)$.

Він залежить від геометрії машини, але за умови дотримання при конструюванні наведених вище взаємозв'язків між її компонентами для попередніх розрахунків цей коефіцієнт може прийматися $a_{\text{ко}} = 3$.

Середній радіус $\rho_{\text{сер}}$ – це осереднений по всьому куту повороту робочого колеса радіус поверхні рідинного кільця. Він визначається з розрахункових

формул, наведених у наступному підрозділі, шляхом його осереднення за допомогою ЕОМ.

2.5.2.2. Розрахункова модель форми внутрішньої поверхні рідинного кільця

2.5.2.2.1. Початкові положення

Як відомо РКМ – це сукупність елементів, що обертаються. До них можна віднести робоче колесо і нерухомі елементи, які утворюють корпус.

Робоче колесо РКМ можна розглядати як колову лопатеву решітку, яка зв'язана жорстким циліндричним контуром по кореневим перетинам у випадку осьового газорозподілу, або – жорсткими дисками по торцевим лопатевим поверхням у випадку радіального газорозподілу.

Розглянемо робоче колесо, яке обертається з постійною кутовою швидкістю ω у рідині, що обмежена зовнішнім нерухомим циліндричним контуром. При цьому маємо на увазі, що рідина частково заповнює дану порожнину обертання.

У випадку концентричного розташування кругової решітки відносно зовнішнього нерухомого контуру маємо циркуляційний рух рідини навколо центру обертання та поверхні рівня на межі розділу середовищ "рідина-газ", яку називають внутрішньою поверхнею рідинного кільця. Вона є циліндричною також відносно осі обертання решітки.

Якщо зовнішній циліндричний нерухомий контур зафіксувати у ексцентричному положенні по відношенню до центру обертання лопатевої решітки, то картина течії як у лопатевій, так і у безлопатевої зоні зміниться. Рідина, беручи участь у циркуляційному русі в межах колової решітки, отримує можливість переміщення у радіальному напрямі виключно за рахунок зсуву, що виникає завдяки ексцентриситету по куту повороту обмежуючого нерухомого контуру.

Таким чином, в ексцентрично розташованій коловій решітці виникає змінна за величиною і знаком радіальна складова абсолютної швидкості, яка зумовлена дією відцентрових сил і характером зміни обмежуючого контура відносно осі обертання.

Отже, наявність ексцентриситету трансформує положення внутрішньої поверхні рідинного кільця. Визначення цього положення відносно центру обертання і складає одну з головних задач розрахунку РКМ.

2.5.2.2.2. Рівняння форми внутрішньої поверхні рідинного кільця

Допускаючи конгруентність ліній струму у відносному русі щодо поверхні лопаті робочого колеса величина радіальної складової абсолютної швидкості у точці потоку в безлопатевої області, безпосередньо за периферійним радіусом робочого колеса, *рис. 2.4*, визначається за наступним виразом

$$v_{r_2} = (v_{r_2})_{\alpha=0} + \omega \cdot \frac{dh}{d\alpha}, \quad (2.49)$$

де $(v_{r_2})_{\alpha=0}$ – радіальна складова абсолютної швидкості у перетині 0-0;

h – поточний радіальний зазор у безлопатевої області;

α – величина кута повороту, яка відраховується від перетину 0-0 у напрямі обертання робочого колеса.

У свою чергу величина h визначається геометричним співвідношенням у вигляді:

$$h = \sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos \alpha} - r_2, \quad (2.50)$$

де R – радіус внутрішньої поверхні корпусу;

e – ексцентриситет;

r_2 – периферійний радіус робочого колеса.

Продиференціювавши рівняння (2.50) маємо:

$$\frac{dh}{d\alpha} = \frac{e \cdot R \cdot \sin \alpha}{\sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha}} \quad (2.51)$$

З урахуванням умови $(v_{r_2})_{\alpha=0} = 0$ отримуємо:

$$v_{r_2} = \frac{\omega \cdot e \cdot R \cdot \sin \alpha}{\sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha}}. \quad (2.52)$$

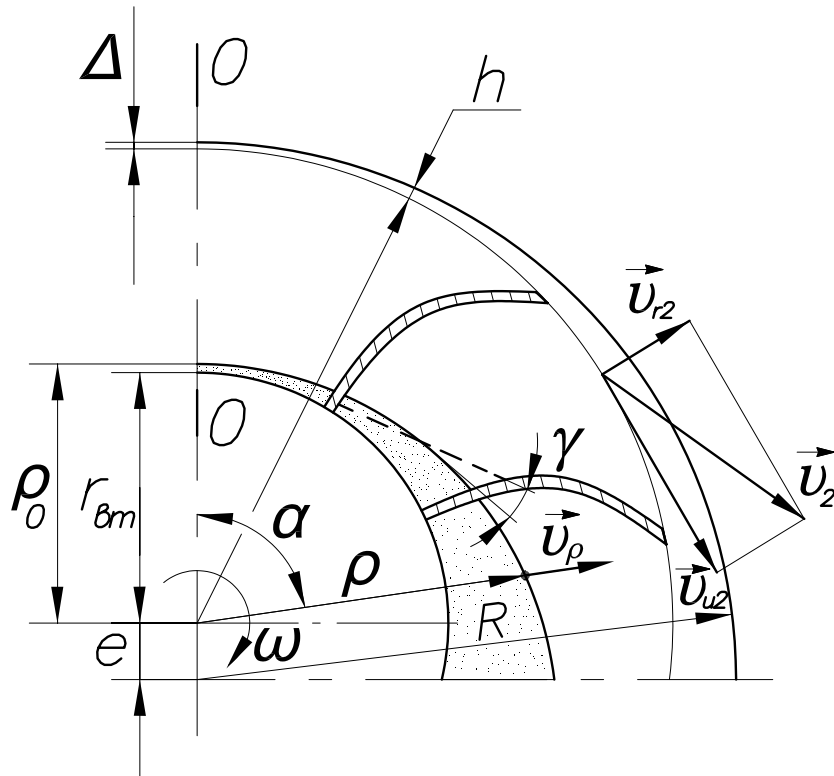


Рис. 2.4. Розрахункова схема РКМ

Рівняння (2.52) показує, що на радіальний потік протікання, який виникає у робочому колесі, з боку нерухомого контуру накладається умова синусоїдальності, що призводить до відповідної нестационарності за кутом повороту всіх компонентів абсолютної швидкості рідини.

Перш, ніж перейти до складання рівняння для форми внутрішньої поверхні рідинного кільця припустимо, що тиск газового середовища за кутом повороту є постійною величиною, що відповідає умові безкомпресорного режиму роботи РКМ.

З умови нерозривності радіального потоку у межах робочого колеса маємо (за умови, що ширина робочого колеса співпадає з шириною корпуса, тобто $b = b_2$):

$$v_{r_2} \cdot r_2 d\alpha = v_r \cdot \left(r - \frac{\sigma \cdot z}{2 \cdot \pi} \right) d\alpha, \quad (2.53)$$

де v_r – радіальна складова швидкості рідини на довільному радіусі робочого колеса r ;

z – число лопатей робочого колеса;

$\sigma = \frac{\delta_n}{\sin \beta_n}$ – товщина лопаті по колу радіусом r ;

δ_n – товщина лопаті по нормалі;

β_n – кут установки лопаті на радіусі r .

Вводячи коефіцієнт затиснення потоку лопатями:

$$\tau = 1 - \frac{z \cdot \sigma}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad (2.54)$$

запишемо рівняння (2.53) у формі

$$v_{r_2} = \tau \cdot \bar{r} \cdot v_r, \quad (2.55)$$

де $\bar{r} = \frac{r}{r_2}$ – поточний відносний радіус у межах робочого колеса.

Позначивши через ρ радіус-вектор внутрішньої поверхні рідинного кільця запишемо рівняння (2.55) для граничного випадку, коли маємо поверхню розділу середовищ:

$$v_{r_2} = \tau_\rho \cdot \bar{\rho} \cdot v_\rho, \quad (2.56)$$

де v_ρ – радіальна складова абсолютної швидкості рідини на радіусі ρ ;

τ_ρ – коефіцієнт затиснення на радіусі ρ ;

$\bar{\rho} = \frac{\rho}{r_2}$ – відносний радіус внутрішньої поверхні рідинного кільця.

У свою чергу залежність для радіальної складової абсолютної швидкості на внутрішній поверхні рідини може бути описана наступним рівнянням:

$$v_{\rho} = (v_{\rho})_{\alpha=0} + \omega \frac{d\rho}{d\alpha}, \quad (2.57)$$

де $(v_{\rho})_{\alpha=0}$ – радіальна складова абсолютної швидкості у перетині 0-0.

Тоді рівняння (2.56) можна виразити

$$v_{r_2} = \tau_{\rho} \cdot \bar{\rho} \cdot \omega \frac{d\rho}{d\alpha}. \quad (2.58)$$

З урахуванням рівняння (2.51) отримаємо основне диференціальне рівняння ФВП рідинного кільця

$$\tau_{\rho} \cdot \bar{\rho} d\bar{\rho} = \frac{\bar{e} \cdot R \cdot \sin \alpha}{\sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha}} d\alpha, \quad (2.59)$$

або у безрозмірних величинах

$$\tau_{\rho} \cdot \bar{\rho} \cdot d\bar{\rho} = \frac{\bar{e} \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1^2 + \bar{e}_R^2 - 2 \cdot \bar{e}_R \cdot \cos \alpha}} \cdot d\alpha, \quad (2.60)$$

де $\bar{e} = \frac{e}{r_2}$ – відносний ексцентриситет робочого колеса по радіусу r_2 ;

$\bar{e}_R = \frac{e}{R}$ – відносний ексцентриситет колеса по радіусу R .

Інтегрування рівняння (2.59) ускладнюється тим, що коефіцієнт затиснення є також функцією від відносного радіуса-вектора внутрішньої поверхні рідинного кільця, тобто $\tau_{\rho} = f(\rho)$. Тому будемо розглядати два випадки розв'язання рівняння (2.59).

Перший випадок, коли коефіцієнт затиснення змінюється по радіусу, тоді τ_{ρ} подаємо у вигляді:

$$\tau_{\rho} = 1 - \frac{a}{\rho}, \quad (2.61)$$

де $a = \frac{z \cdot \sigma}{2 \cdot \pi \cdot r_2}$ – коефіцієнт, що враховує вплив геометричних параметрів

робочого колеса.

Для окремого випадку, коли $a = const$, зважаючи що $\sigma = const$, що відповідає радіальним лопатям постійної товщини чи лопатям, що зігнуті за логарифмічною спіраллю, які мають постійну товщину, рівняння (2.60) після інтегрування має вигляд:

$$\frac{\bar{\rho}^2}{2} - a \cdot \bar{\rho} = \frac{\sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha}}{r_2} + C, \quad (2.62)$$

де значення постійної інтегрування C беремо з граничних умов, коли $\alpha = 0$; $\bar{\rho} = \bar{\rho}_0$.

Тут $\bar{\rho}_0 = \frac{\rho_0}{r_2} = \frac{r_1 + \Delta}{r_2}$ – відносний радіус положення внутрішньої поверхні

рідинного кільця у перетині 0-0;

Δ – величина відходу рідинного кільця від втулки у перетині 0-0.

В ідеальному випадку ρ_0 дорівнює радіусу втулки робочого колеса r_1 .

У результаті отримаємо:

$$\bar{\rho} = a + \sqrt{(\bar{\rho}_0 - a)^2 - \frac{2}{r_2} \cdot \left[R - e - \sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha} \right]}, \quad (2.63)$$

де перед радикалом береться тільки знак плюс, якому відповідає фізичне значення даного рівняння.

У безрозмірному вигляді рівняння (2.63) можна записати

$$\bar{\rho} = a + \sqrt{(\bar{\rho}_0 - a)^2 - 2 \cdot \bar{R} \cdot \left[1 - \bar{e}_R - \sqrt{1 + \bar{e}_R^2 - 2 \cdot \bar{e}_R \cdot \cos \alpha} \right]}, \quad (2.64)$$

де $\bar{R} = \frac{R}{r_2}$ – безрозмірний радіус корпусу.

Другий випадок – коли коефіцієнт затиснення τ_ρ приймаємо постійним за кутом повороту. При цьому він може змінюватись в межах зміни $\bar{\rho}$ від $\bar{\rho} = \bar{\rho}_0$ до $\bar{\rho} = 1$.

Тоді маємо:

$$\tau_{сер} = 1 - \frac{a'}{2} \cdot \frac{1 + \bar{\rho}_0}{\bar{\rho}_0}. \quad (2.65)$$

де $a' = \frac{z \cdot \delta_{\lambda 2}}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \sin \beta_{\lambda 2}}$ – коефіцієнт впливу геометричних параметрів

робочого колеса, який береться за умовами виходу з нього.

Рівняння (2.60) приймає такий вигляд:

$$\tau_{сер} \cdot \bar{\rho} d\bar{\rho} = \frac{\bar{e} \cdot R \cdot \sin \alpha}{\sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha}} d\alpha. \quad (2.66)$$

Після інтегрування маємо:

$$\frac{\bar{\rho}^2}{2} = \frac{\sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha}}{r_2 \cdot \tau_{сер}} + C, \quad (2.67)$$

де значення постійної інтегрування C беремо з граничних умов, коли $\alpha = 0$; $\bar{\rho} = \bar{\rho}_0$.

$$\bar{\rho} = \sqrt{\bar{\rho}_0^2 + \frac{2}{\tau_{сер} \cdot r_2} \cdot \left[e - R + \sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha} \right]} \quad (2.68)$$

або у безрозмірному вигляді

$$\bar{\rho} = \sqrt{\bar{\rho}_0^2 + \frac{2 \cdot \bar{R}}{\tau_{сер}} \cdot \left[\bar{e}_R - 1 + \sqrt{1 + \bar{e}_R^2 - 2 \cdot \bar{e}_R \cdot \cos \alpha} \right]}. \quad (2.69)$$

На *рис. 2.5* подано порівняльні графіки ФВП РК, що побудовані для модельного робочого колеса РКМ за рівняннями (2.63) та (2.68).

Як показує аналіз даних графіків відхилення результатів розрахунку відповідно по за цими рівняннями не перевищує 2 %, що видно з *рис. 2.5*. Зважаючи на прийняті раніше допущення, у всмоктуючих і нагнітальних порожнинах ФВП РК симетрична.

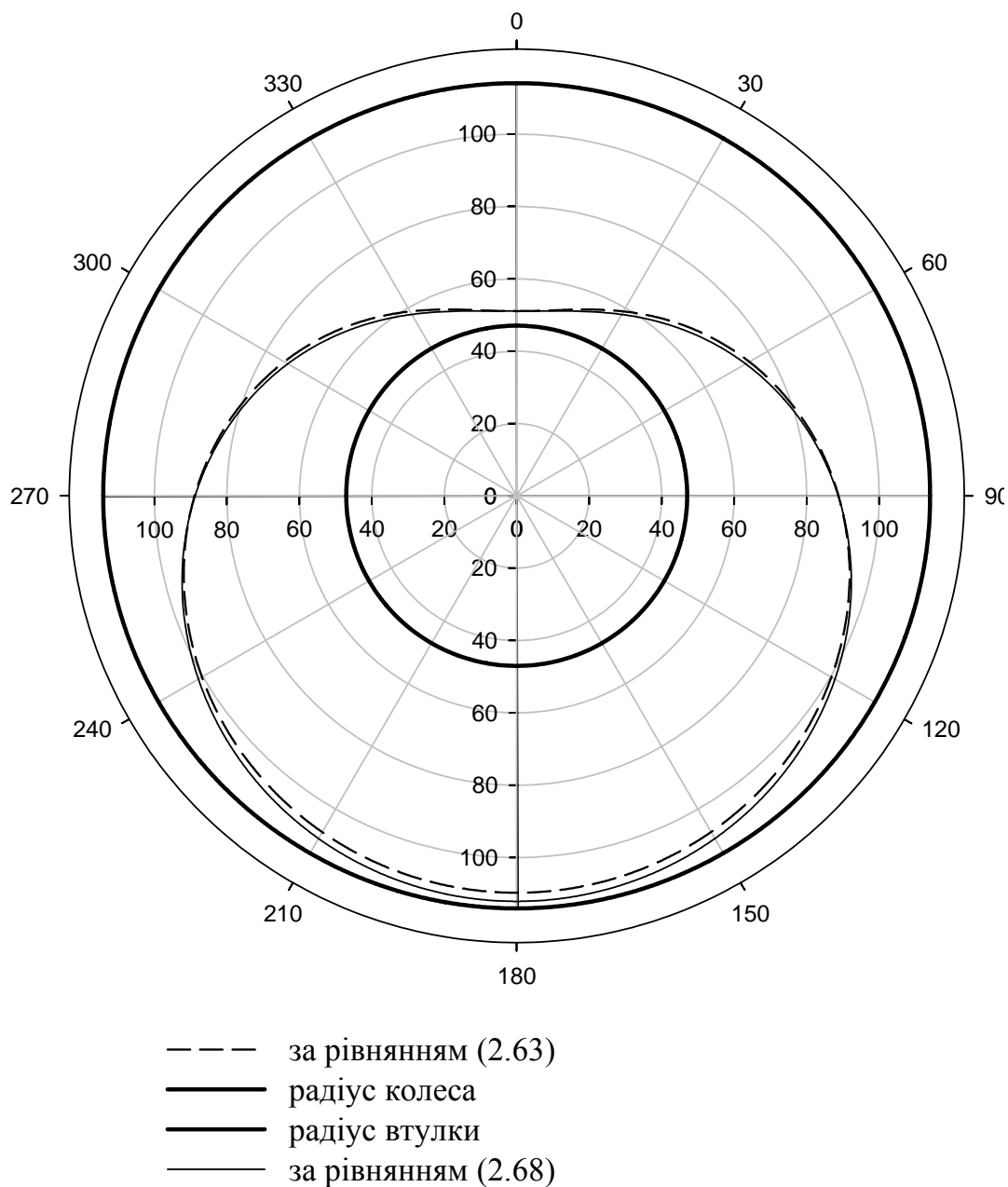


Рис. 2.5. Порівняння розрахункової ФВП
рідинного кільця за різними рівняннями

З отриманих рівнянь видно, що положення внутрішньої поверхні рідинного кільця для фіксованого значення кута повороту визначається такими безрозмірними параметрами як: відносні ексцентриситети \bar{e} та \bar{e}_R ; відносний радіус внутрішньої поверхні у перетині 0-0, $\bar{\rho}_0$; відносний радіус корпусу \bar{R} ; і коефіцієнт впливу геометричних параметрів робочого колеса a . Отже, ці п'ять

параметрів повинні бути визначальними за будь-яких експериментальних дослідженнях ЖКМ.

Використання ЕОМ при розрахунку ФВП РК дозволяє проаналізувати вплив кожного з вказаних трьох параметрів на положення внутрішньої поверхні рідинного кільця.

Як буде показано далі більш наближеною до реального значення ФВП РК є форма, яка розрахована за рівнянням (2.62), тобто для випадку змінного значення за радіусом коефіцієнта затиснення (перший випадок).

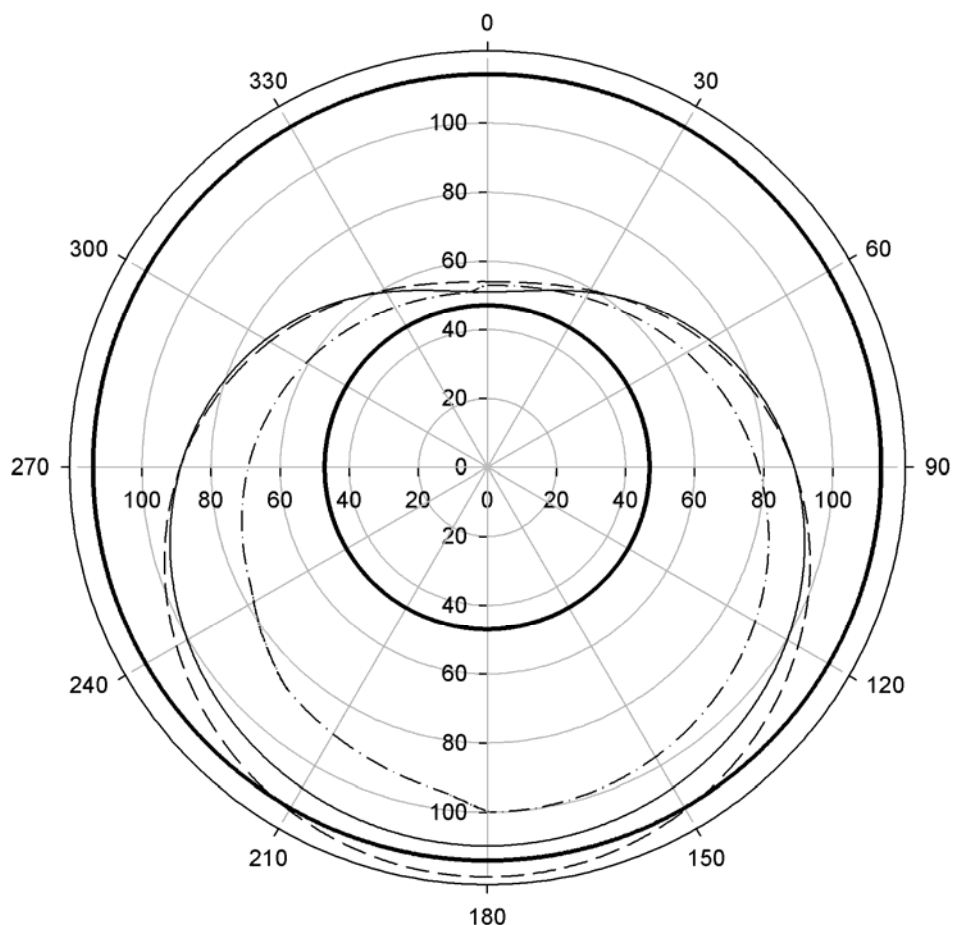
Основні постулати вищенаведеної теорії розрахунку ФВП РК були викладені у [9].

2.5.2.2.3. Порівняльний аналіз теоретичних методів розрахунку ФВП рідинного кільця

У практичних цілях при конструюванні РКМ важливо знати положення внутрішньої поверхні рідинного кільця у зонах, які відповідають положенню всмоктуючого та нагнітального вікон. З огляду на те, що у цих зонах маємо постійність тиску газу, то в першому наближенні результати розрахунку ФВП РК за запропонованою методикою можуть бути використані для контура зовнішніх кромek газорозподільних вікон осьового типу. Також отримані рівняння ФВП РК можуть бути використані для визначення площі поверхні тепло- та масообміну у процесах конденсації, абсорбції та випаровування.

З метою визначення ступеня відповідності запропонованого методу розрахунку ФВП РК іншим відомим методам був проведений порівняльний розрахунок ФВП РК машини ВВН1-3 за методами, що були запропоновані К. Пфлейдерером, [84], В.А. Румянцевим [88] та за запропонованою у підрозділі 2.5.2.2 методикою.

На *рис. 2.6* показано графіки ФВП РК, які побудовані за результатами розрахунків на номінальних параметрах.



радіус втулки
 радіус колеса
 радіус ФВП РК, розрахований за формулою (2.63)
 радіус ФВП РК, розрахований за методикою
 К. Пфлейдерера
 радіус ФВП РК, розрахований за методикою
 МДТУ ім. М.Е. Баумана

Рис. 2.6. Порівняння методів розрахунку ФВП РК

З *рис. 2.6* видно, що маємо хороший збіг результатів за методом [84] і запропонованим. Що правда, він показав дещо завищені результати, а метод [88], навпаки, – значно занижені.

В цілому, запропонований метод розрахунку ФВП РК відрізняється простотою розрахунку у порівнянні з іншими відомими методами і тому може бути використаний як при теоретичних, так і експериментальних дослідженнях РКМ.

2.5.3. Абсорбція у рідинно-кільцевих машинах

Визначення питомої теплоти абсорбції q_A базується на загальних закономірностях даного масообмінного процесу [87]. Тепловий потік, що передається до чи від рідини, розраховується за рівнянням:

$$\dot{Q}_A = q_D \cdot \dot{m}_A = \frac{q_D \cdot m_{X1} \cdot (\bar{x}_k - \bar{x}_n)}{\mu_X}, \quad (2.70)$$

де q_D – диференціальна теплота розчинення газу (компоненту газу);

\bar{x}_k, \bar{x}_n – кінцева і початкова відносна молярна частка поглинутого газу в рідині; μ_X – молярна маса рідини; \dot{m}_A – масова витрата абсорбованого газу (компоненту газу).

Значення величини q_D беруться з таблиць і графіків, наприклад, [13, 96]. Встановлення в рідині рівноважної концентрації щодо газової фази описується законом Генрі у вигляді:

$$x_i = \frac{1}{E} \cdot p_i, \quad (2.71)$$

де x_i – молярна концентрація поглинутого газу в рідині, що знаходиться в термодинамічній рівновазі з газовою фазою, в якій парціальний тиск поглинутого компонента дорівнює p_i ;

E – константа Генрі, яка визначається із залежності:

$$\ln E = -\frac{q_D}{R \cdot T} + const. \quad (2.72)$$

Для граничних розумів, наприклад, за атмосферного тиску:

$$\ln\left(\frac{E}{E_{atm}}\right) = \frac{q_D}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_s} - \frac{1}{T}\right). \quad (2.73)$$

Кінцева концентрація поглинутого газу в рідині \bar{x}_k визначається експериментально, але при оціночних розрахунках може бути прийнята рівною концентрації за розумів рівноваги.

При розрахунку об'ємної витрати абсорбованого у робочій порожнині РКМ газу чи компоненту газової суміші, яка має параметри температури t та тиску p , можна використати залежність [54, 55]

$$\dot{V}_A = \alpha_A \cdot \dot{V}_{X1} \cdot \frac{T_0}{t + 273} \cdot \frac{p_{sA}}{p_0}, \quad (2.74)$$

де α_A – коефіцієнт об'ємної розчинності газу за температури $T_0 = 273K$ та тиску $p_0 = 101325 Pa$; p_{sA} – парціальний тиск газу (компоненту газу) при робочих параметрах t та p .

Величина коефіцієнта α_A може бути знайдена з таблиць, наприклад, [75] або шляхом експериментальних досліджень.

Масову витрату абсорбованого газу можна знайти з виразу

$$\dot{m}_A = \rho_A \cdot \dot{V}_A, \quad (2.75)$$

де ρ_A – густина абсорбованого газу при робочих параметрах, яка може бути знайдена з рівняння стану газу.

Прикладно до даної методики розрахунку витрати абсорбованого газу у якості робочих температур можуть бути прийняті середня температура газорідинної суміші $t = 0,5 \cdot (t_X + t_Y)$ та тиск $p = 0,5 \cdot (p_{Y1} + p_{Y2})$.

Яскравим та, мабуть, чи не єдиним, що знайшов автор, прикладом підтвердження можливості використання РКМ у якості абсорбційного реактора є експериментальна робота Ш.М. Ашурова [12], який запропонував окислювати повітрям навколишнього середовища арсеніт натрію до арсенату натрію.

Такий метод застосування РКМ у якості абсорбера має декілька вагомих переваг у порівнянні з використанням традиційних абсорбційних реакторів. На сам перед це значне зменшення займаного об'єму та маси апаратури, але при цьому значне (у декілька разів) підвищення продуктивності установки. Саме тому у загальній теорії розрахунку РКМ необхідно враховувати процеси абсорбції у робочій порожнині РКМ, які теоретично на цей час зовсім не описані. Можливо, цьому заважає значна складність цих процесів.

2.5.4. Випаровування у рідинно-кільцевій машині

Теплові потоки q_{cm} і $q_{вип}$ вимагають сумісного розгляду через наступне: при стисненні в умовах контакту газу з рідиною виникають умови адіабатного випаровування рідини. З урахуванням того, що поверхня рідини в комірці є тільки частиною поверхні теплообміну, що бере доля у відведенні теплоти стиснення можна записати:

$$\dot{Q}_{вип} = \chi \cdot \dot{Q}_{cm}, \quad (2.76)$$

де χ – частка теплового потоку, що відводиться при стисненні газу, яка йде на випаровування рідини.

Таким чином, з рівняння (2.11) маємо:

$$q_{cm} - q_{вип} = (1 - \chi) \cdot q_{cm}. \quad (2.77)$$

Як було вказано вище, частку χ можна розглядати як еквівалент відношення площі внутрішньої поверхні рідинного кільця до загальної поверхні, яка утворює комірку.

У окремому випадку конструктивного виконання робочого колеса з циліндричною втулкою можна записати наступний вираз для χ :

$$\chi = \frac{\rho_{сер.см} \cdot \theta_{\kappa}}{\rho_{сер.см} \cdot \theta_{\kappa} + 2 \cdot (\rho_{сер.см} - r_1) + r_1 \cdot \theta_{\kappa} + 2 \cdot \frac{\rho_{сер.см}^2 - r_1^2}{b} \cdot \theta_{\kappa}}, \quad (2.78)$$

де $\rho_{сер.см}$ – радіус-вектор внутрішньої поверхні рідинного кільця, осереднений в межах кута стиснення $\theta \in [180; \theta_{cm}]$;

θ_{κ} – кутова ширина міжлопатевого каналу;

b – осьова ширина робочого колеса (див. *рис. 2.7*).

Кут θ_{κ} можна представити наступним виразом:

$$\theta_{\kappa} = \frac{2 \cdot \pi}{z} - \frac{z \cdot \delta_l}{2 \cdot \pi \cdot \rho_{сер.см} \cdot \sin \beta_l}, \quad (2.79)$$

де z – кількість лопатей робочого колеса;

δ_l – товщина лопаті;

β_n – кут установки лопаті на розрахунковому радіусі $\rho_{сеп.см}$.

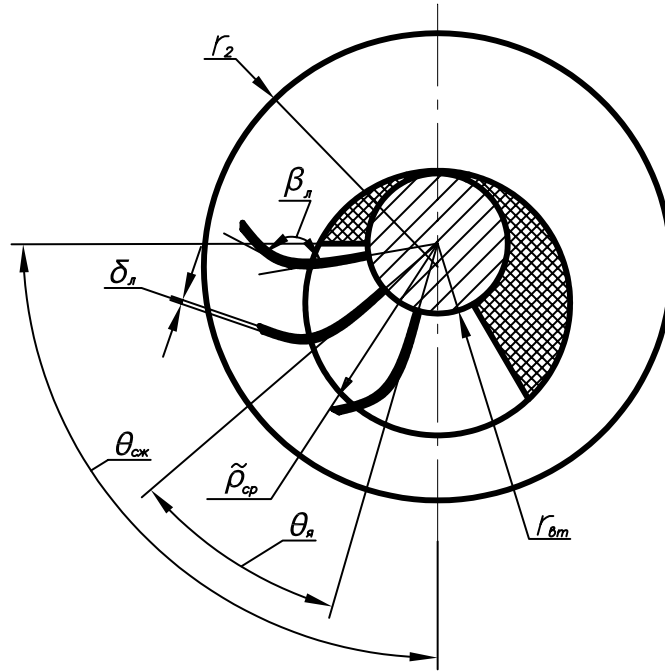


Рис. 2.7. Характерні параметри РКМ

Зважаючи на деяку довільність вибору співвідношення для оцінки частки χ величину кута θ_k можна розглядати без урахування товщини лопатей, тобто

$$\theta_k \approx \frac{2 \cdot \pi}{z}. \quad (2.80)$$

У цьому випадку рівняння (2.77) перетвориться до вигляду:

$$\chi = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot (\rho_{сеп.см} - r_1)}{\rho_{сеп.см} \cdot \theta_k} + \frac{r_1}{\rho_{сеп.см}} + 2 \cdot \frac{\rho_{сеп.см}^2 - r_1^2}{b \cdot \rho_{сеп.см}}}. \quad (2.81)$$

При конструюванні РКМ за звичай приймають: $\frac{r_{em}}{r_2} = 0,5$; $b = 2 \cdot r_2 = 4 \cdot r_{em}$;

$z = 12 - 16$. З деяким наближенням шляхом узагальнення експериментальних досліджень та з метою визначення відношення можна прийняти для вакуум-насосів маємо $\frac{r_{em}}{\tilde{\rho}_{ср}} \approx 0,65$; для компресорів $\frac{r_{em}}{\tilde{\rho}_{ср}} \approx 0,6$. У цьому випадку

отримаємо:

$$\frac{\rho_{сеп.см}^2 - r_1^2}{\rho_{сеп.см} \cdot b} = \frac{1 - \left(\frac{r_1}{\rho_{сеп}}\right)^2 \cdot \rho_{сеп}^2}{\rho_{сеп} \cdot 4 \cdot r_1} = \frac{1 - \left(\frac{r_1}{\rho_{сеп.см}}\right)^2 \cdot \rho_{сеп.см}^2}{4 \cdot \rho_{сеп.см} \cdot (0,65 \dots 0,6)} =$$

$$= \frac{1 - (0,42 \dots 0,36)}{4 \cdot (0,65 \dots 0,6)} = 0,223 \dots 0,267$$

де перше значення для вакуумного режиму, а другу – для компресорного.

Основний вплив на величину χ надає число лопатей, табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Вплив величини режиму роботи РКМ та геометрії робочого колеса на величину коефіцієнта χ

z_n	$\frac{2}{\theta_k}$	χ	
		вакуумний режим	компресорний режим
12	3,822	0,161/0,175	0,162/0,176
14	4,458	0,13/0,158	0,131/0,158
16	5,095	0,098/0,1435	0,099/0,1436
18	5,73	0,063	0,0637

З таблиці виходить, що величина χ практично не залежить від режиму роботи РКМ.

2.5.5. Теплообмін РКМ з навколишнім середовищем

Зважаючи на незначність різниці температур $T_X - T_{н.с.}$, питомий тепловий потік $\tilde{q}_{н.с.}$ може розглядатися як конвективний, наприклад, у вигляді:

$$\tilde{q}_{н.с.} = \frac{\bar{c} \cdot (T_{см} - T_{н.с.})^n \cdot F_{см}}{\dot{m}_{Y1}}, \quad (2.82)$$

де $T_{см}$ – температура зовнішньої стінки машини;

F_{cm} – розрахункова поверхня, яка, у свою чергу, залежить від продуктивності РКМ;

\bar{c} , \bar{n} – емпіричні коефіцієнти, вибираються згідно [103], які наведені у табл. 2.3. для різних типів поверхонь.

Таблиця 2.3

Емпіричні коефіцієнти для визначення втрат тепла
у навколишнє середовище

тип поверхні	\bar{c}	\bar{n}
вертикальна	1,4	1,33
горизонтальна верхня	1,7	1,33
горизонтальна нижня	0,64	1,25

Рівняння (2.81) доцільно виразити через об'ємну продуктивність РКМ:

$$\tilde{q}_{н.с.} = A \cdot \frac{F_{cm}}{(p \cdot \dot{V})_{Y1}} = A \cdot \frac{F_{cm}}{p_{Y1} \cdot \dot{V}_h \cdot \lambda}, \quad (2.83)$$

де $A = \bar{c} \cdot (T_{cm} - T_{н.с.})^{\bar{n}} \cdot R_{Y1} \cdot T_{Y1}$ – поправковий коефіцієнт;

\dot{V}_h – теоретична продуктивність РКМ;

λ – коефіцієнт подачі РКМ.

Рівняння (2.83) показує, що для однієї і тієї ж машини $\tilde{q}_{н.с.}$ зменшується при переході до компресорного режиму, так як у компресорному режимі масова продуктивність значно зростає у наслідок збільшення густини всмоктуваного газу. Рівень величини $\tilde{q}_{н.с.}$ складає: для ВВН1-3 $\tilde{q}_{н.с.} = 2130 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$, для ВК-3

$\tilde{q}_{н.с.} = 425 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$. При цьому $T_{cm} - T_{н.с.} = 15 \text{ K}$, загальна поверхня ділилася на верхню і нижню.

2.6. Тепло стиснення газу

Розглянемо визначення величини q_{cm} . Для політропного процесу стиснення середовища, в ідеально-газовому стані маємо:

$$\dot{Q}_{cm} = (\dot{m}_Y^*)_{сер} \cdot c_V \cdot \frac{k-n}{n-1} \cdot T_{Y1} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (2.84)$$

де $(\dot{m}_Y^*)_{сер}$ – масова витрата середовища, що стискається, осереднена в межах кута стиснення РКМ.

Переходячи до питомої величини отримаємо:

$$q_{cm} = m_Y^* \cdot c_V \cdot \frac{k-n}{n-1} \cdot T_{Y1} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (2.85)$$

де m_Y^* – відносна величина масової витрати газового середовища в процесі стиснення.

З огляду на те, що для РКМ $n < k$ рівняння (2.84) коригує напрям теплового потоку від газу до рідини.

Для випадку ізотермічного стиснення рівняння (2.84) перетворюється на

$$q_{cm} = m_Y^* \cdot R_Y \cdot T_{Y1} \cdot \ln \pi. \quad (2.85a)$$

У першому наближенні при розрахунку з використанням q_{cm} приймаємо $(\dot{m}_Y)_{сер} = \dot{m}_{Y1}$ тобто $m_Y^* = 1$. Після першої ітерації з'являється можливість відкоригувати значення $(\dot{m}_Y)_{сер}$.

У свою чергу $(\dot{m}_Y)_{сер}$ можна перетворити наступним чином:

$$(\dot{m}_Y)_{сер} = 0,5 \cdot (\dot{m}_{Y1} + \dot{m}_{Y2}). \quad (2.86)$$

З урахуванням

$$\dot{m}_{Y2} = \dot{m}_{Y1} + \Delta \dot{m}_Y;$$

$$(\dot{m}_Y)_{сер} = 0,5 \cdot (2 \cdot \dot{m}_{Y1} + \Delta \dot{m}_{Y1}).$$

Тоді

$$m_Y^* = 1 + 0,5 \cdot \frac{\Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}}. \quad (2.87)$$

Таким чином, для визначення m_Y^* необхідно знати величину Δm_Y . Її можна записати у вигляді:

$$\Delta \dot{m}_Y = \dot{m}_{\text{вип}} - \dot{m}_{\text{кд}} - \dot{m}_A - \dot{m}_{\text{вум}}, \quad (2.88)$$

де $\dot{m}_{\text{вип}}$ – масова витрата рідини, що випарувалася, в газове середовище;

$\dot{m}_{\text{кд}}$ – масова витрата парі рідини, яка у вигляді конденсату перейшла в рідину;

\dot{m}_A – масова витрата газу (або компоненту газу), який перейшов в рідину за рахунок абсорбції;

$\dot{m}_{\text{вум}}$ – масова витрата газу, зумовлена його витіканням з машини в навколишнє середовище через сальникові ущільнення.

У свою чергу,

$$\dot{m}_{\text{вип}} = \chi \cdot \frac{\dot{Q}_{\text{cm}}}{r_0}; \quad (2.89)$$

$$\dot{m}_{\text{кд}} = \frac{\dot{Q}_{\text{кд}}}{r_0} = (\beta F)_{\text{кд}} \cdot \ln \left(\frac{p - p_Y''}{p - p_0''} \right); \quad (2.90)$$

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{m}_{X1}}{\mu_X} \cdot (\bar{x}_\kappa - \bar{x}_\eta). \quad (2.91)$$

Знаючи величину Δm_Y можна визначити частки g_{Y2} і g_{Y1} припустивши рівність $\Delta \dot{m}_Y = \Delta \dot{m}_X$:

$$g_{Y2} = \frac{\dot{m}_{Y1} + \Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}} = 1 + \frac{\Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}}; \quad (2.92)$$

$$g_{X2} = \frac{\dot{m}_{X1} - \Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}} = g_{X1} - \frac{\Delta \dot{m}_Y}{\dot{m}_{Y1}}. \quad (2.93)$$

2.7. Гідродинамічні втрати потужності у робочій порожнині РКМ

Для визначення питомої роботи гідродинамічних втрат, $\tilde{l}_{гидр}$ можуть бути використані узагальнення з експериментальних досліджень РКМ [18] при роботі без стиснення.

Питома величина гідродинамічних втрат у РКМ може бути знайдена з виразу

$$\tilde{l}_{гидр} = \tilde{l}_{гидр.оберт.} + \tilde{l}_{гидр.видн.} \quad (2.94)$$

де $\tilde{l}_{гидр.оберт.}$ – питома робота гідродинамічних втрат при обертальному русі рідини;

$\tilde{l}_{гидр.видн.}$ – питома робота гідродинамічних втрат у переносному русі рідини за рахунок ексцентриситету.

Ці величини можуть бути визначені таким чином:

$$\tilde{l}_{гидр.оберт.} = \frac{k_{оберт.} \cdot \rho_X \cdot \omega^3 \cdot r_2^5}{\dot{m}_{Y1}}; \quad (2.95)$$

$$\tilde{l}_{гидр.видн.} = \frac{k_{видн.} \cdot \rho_X \cdot \omega^3 \cdot r_2^4 \cdot (\bar{e})^3 \cdot b}{\dot{m}_{Y1}}, \quad (2.96)$$

де ρ_X – густина робочої рідини;

ω – циклічна частота обертання валу;

$k_{оберт.}$ та $k_{видн.}$ – коефіцієнти потужності, які визначаються експериментально у наступному розділі. Вони залежать від геометрії машини та чисел Рейнольдса $Re_{оберт.}$ і $Re_{видн.}$.

Вони визначаються залежностями:

$$Re_{оберт.} = \frac{2 \cdot \omega \cdot r_2^2}{\nu_X}; \quad (2.97)$$

$$Re_{видн.} = \frac{\pi \cdot \bar{e} \cdot r_2^2 \cdot \omega_2 \cdot b}{\nu_X \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_2 + z \cdot b)}, \quad (2.98)$$

де ν_X – кінематична в'язкість робочої рідини при середній її температурі.

Вплив температури робочої рідини T_x визначається величиною її кінематичної в'язкості ν_x .

2.8. Методика розрахунку перетікань газорідинної суміші у робочій порожнині РКМ

2.8.1. Загальні положення

Для визначення зміни температури та тиску за кутом повороту робочого колеса на ділянці стиснення необхідно знати масову витрату газорідинної суміші, а саме, повітря-водяної як найбільш поширеного варіанта, у торцевих зазорах між лобовиною машини та її робочим колесом.

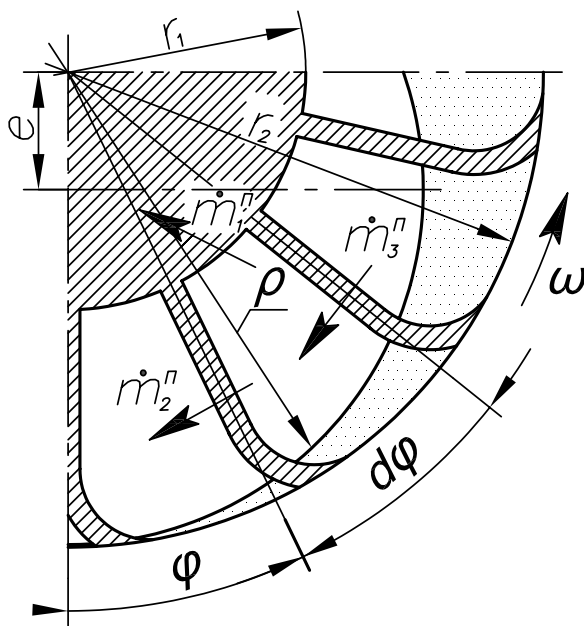


Рис. 2.8. Рух потоків газу у комірці, що знаходиться на ділянці стиснення

Розглянемо докладніше вірогідні напрями руху суміші у газовій комірці, що знаходиться на довільному куті повороту на ділянці стиснення. Принципова схема руху потоків показана на рис. 2.8.

Як видно з рис. 2.8 у кожній комірці, що втратила контакт з всмоктувальним вікном спостерігається три види течій у торцевому зазорі:

- \dot{m}_1^{π} – перетікання газоповітряної суміші з комірки безпосередньо у зону всмоктування через маточину робочого колеса;
- \dot{m}_2^{π} – перетікання газоповітряної суміші з комірки, що розглядаємо у попередню за нею комірку з меншим тиском через лопать;
- \dot{m}_3^{π} – натікання газоповітряної суміші з комірки наступної за тією, що розглядаємо через лопать.

2.8.2. Методика визначення величини перетікань

Сумарний баланс по перетіканням для будь-якої комірки, що знаходиться у зоні стиснення можна записати у вигляді:

$$\dot{m}^{\Pi} = \dot{m}_3^{\Pi} - (m_1^{\Pi} + m_2^{\Pi}), \quad (2.99)$$

де \dot{m}^{Π} – сумарна масова витрата газоповітряної суміші у комірці.

Отже, визначившись з потоками газоповітряних сумішей можна виділити два типи щілин:

- 1) щілина через маточину робочого колеса РКМ;
- 2) щілина через лопать робочого колеса.

Розповсюдивши цей вираз на усі комірки, що знаходяться у зоні стиснення можна визначити сумарну витрату газоповітряної суміші чи повітря, що перетікає у зону всмоктування

$$\dot{m}_{\Sigma}^{\Pi} = \sum_{k=1}^s \dot{m}_{1j}^{\Pi} + \dot{m}_2^{\Pi}, \quad (2.100)$$

де $\sum_{k=1}^s \dot{m}_{1j}^{\Pi}$ – сума перетікань газоповітряної суміші (повітря) у зону всмоктування через щілину першого типу; s – кількість щілин через які перетікає повітря; \dot{m}_2^{Π} – перетікання газоповітряної суміші у зону всмоктування через щілину другого типу. Кількість щілин визначається кількістю робочих комірок, що знаходяться у зоні стиснення. Для визначення величини \dot{m}_2^{Π} рекомендується брати середнє її значення, розраховане для ділянки стиснення.

Для розрахунку витрати суміші чи власне газу необхідно знати розміри щілини, а саме, її ширину, глибину та висоту. У даному випадку висота каналу це торцевий зазор δ . Він є однаковим для обох типів щілин. Величини двох інших параметрів є різними для кожної щілини, більш того вони можуть бути змінними від кута повороту робочого колеса машини.

Розглянемо докладніше щілину першого типу. Шириною каналу для неї можна визначити кутову довжину, що займає кожна комірka на радіусі втулки r_1 за вирахуванням товщини лопаті, тобто

$$b_1 = \frac{2\pi \cdot r_1 - z \cdot \delta_n}{z},$$

де δ_n – середня товщина лопатки.

Глибина цієї щілини змінюється за кутом повороту α та може отримувати значення практично від нуля на початку стиснення до діаметру маточини. З деяким осередненням можна прийняти, що вона буде дорівнювати $l_1 = r_1$.

Щодо щілини другого типу, то її ширину можна приймати з достатньо високою точністю навіть для лопатей, що мають кут нахилу рівною товщині лопаті

$$b_2 = \delta_n.$$

Глибина щілини визначається радіусом-вектором форми внутрішньої поверхні рідинного кільця ρ та визначається залежністю

$$l_2 = \rho - r_1.$$

Рушійною силою перетікань є величина ступеня розширення газу після проходження щілини β . Її можна визначити наступним чином:

$$\text{для щілин першого типу } \beta_1 = \frac{p_j}{p_{j+1}};$$

$$\text{для щілин другого типу } \beta_2 = \frac{p_{Y1}}{p_j},$$

де p_j – абсолютний осереднений по об'єму j -ої комірки тиск газу; p_{j+1} – абсолютний осереднений по об'єму $(j+1)$ -ої комірки тиск газу.

Задаючись у першому наближенні законом розподілу тиску за кутом повороту можна за методикою викладеною у [65] у якій основні постулати взяті з [35], визначити величину витрат газоповітряної суміші та повітря у кожній комірці по куту повороту та сумарне значення перетікань у машині. Дана

методика розроблена для ізотермічного процесу перетікання у щілинах. Так як у РКМ процес стиснення є практично ізотермічним, то її можна застосовувати. Процес визначення масової витрати газоповітряної суміші є ітераційним процесом з уточненням закону розподілу тиску газу за кутом повороту після визначення цього розподілу.

Основні залежності для визначення цих величин можна описати так:

1) визначаємо середню густину та коефіцієнт динамічної в'язкості газоповітряної суміші

1.1) густина газу на вході у щілину

$$\rho_{G1} = \frac{p_1 - p_{III}}{R \cdot T_1},$$

де p_1 та T_1 – термічні параметри потоку на вході в щілину; p_{III} – парціальний тиск водяної пари за температури T_1

1.2) густина газу на виході з щілини

$$\rho_{G2} = \frac{p_1 \cdot \beta - p_{III}}{R \cdot T_1},$$

1.3) густина газорідинної суміші на вході в щілину

$$\rho_{H1M} = \frac{1}{\frac{X_M}{\rho_{G1}} + \frac{1 - X_M}{\rho_L}},$$

де X_M – модифіковане значення газовмісту, яке визначається за величиною істинного значення цієї величини, X , яка може бути визначена

$$X = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_G + \dot{m}_L}.$$

Залежність між цими величинами можна виразити наступним чином:

$$X_M = X^\gamma,$$

де $\gamma = \exp\left(0,405 + 0,015 \cdot \ln\left(\frac{l}{2 \cdot \delta}\right) - 0,019 \cdot \ln^2\left(\frac{l}{2 \cdot \delta}\right)\right)$ – ступінь

модифікації. Цей вираз справедливий для $\frac{l}{2 \cdot \delta} = 0 - 130$.

ρ_L – густина робочої рідини при температурі T_1 .

1.4) густина газорідинної суміші на виході з щілини

$$\rho_{H2M} = \frac{1}{\frac{X_M}{\rho_{G2}} + \frac{1-X_M}{\rho_L}}.$$

1.5) середня густина газорідинної суміші

$$\rho_{H\text{сep}M} = \frac{\rho_{H1M} + \rho_{H2M}}{2}.$$

1.6) коефіцієнт динамічної в'язкості газорідинної суміші на вході в щілину

$$\mu_{GL1M} = \frac{(1-X_M) \cdot \rho_{H1} \cdot \mu_L}{\rho_L} + \frac{X_M \cdot \rho_{H1} \cdot \mu_G}{\rho_{G1}},$$

де μ_L та μ_G – коефіцієнти динамічної в'язкості рідини та газу відповідно при температурі T_1 .

1.7) Коефіцієнт динамічної в'язкості газорідинної суміші на виході з щілини

$$\mu_{GL2M} = \frac{(1-X_M) \cdot \rho_{H2} \cdot \mu_L}{\rho_{L2}} + \frac{X_M \cdot \rho_{H2} \cdot \mu_G}{\rho_{G2}}.$$

1.8) середній коефіцієнт динамічної в'язкості газорідинної суміші на виході з щілини

$$\mu_{GL\text{сep}M} = \frac{\mu_{GL1M} + \mu_{GLM}}{2}$$

2) визначаємо масову швидкість газорідинної суміші

$$\bar{m}_{GL}^{(1)} = \alpha^{(1)} \cdot \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot \rho_{H\text{сep}M} \cdot (1-\beta)},$$

де α – коефіцієнт витрати, у першому наближенні приймаємо $\alpha^{(1)} = 0,5$.

3) визначаємо режим руху газорідинної суміші за критерієм Рейнольдса

$$\text{Re}_{GL} = \frac{2 \cdot \delta \cdot m_{GL}^{(1)}}{\mu_{GLM}}.$$

4) визначаємо коефіцієнт тертя суміші у зазорі в залежності від режиму руху

$$4.1) \text{ для } Re_{GL} \leq 1600 \text{ коефіцієнт тертя } \lambda = \frac{96}{Re_{GL}}.$$

$$4.2) \text{ для } Re_{GL} > 1600 \text{ коефіцієнт тертя } \lambda = \frac{0,9}{Re_{GL}^{0,368}}.$$

5) уточнюємо значення коефіцієнта витрати з урахуванням геометрії щілини та режиму руху газоповітряної суміші, яка визначається коефіцієнтом

$$\xi = \frac{\lambda \cdot l}{2 \cdot \delta}:$$

$$5.1) \text{ для } \xi \leq 25 \quad \alpha^{(2)} = \frac{0,82}{(1 + \xi)^{0,44}};$$

$$5.2) \text{ для } \xi > 25 \quad \alpha^{(2)} = \frac{1}{(1 + \xi)^{0,5}}.$$

6) уточнюємо значення масової швидкості суміші

$$\bar{m}_{GL} = \alpha^{(2)} \cdot \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot \rho_{HcepM} \cdot (1 - \beta)}.$$

7) знаходимо відносне відхилення результатів

$$\delta \bar{m}_{GL} = \frac{\bar{m}_{GL}^y - \bar{m}_{GL}^{y-1}}{\bar{m}_{GL}^y} \cdot 100\% \leq 2\%.$$

У разі виконання умови пункту 7, знаходимо величини масової витрати газорідної суміші через щілину

$$\dot{m}_{GL}^{\Pi} = \bar{m}_{GL}^y \cdot b \cdot \delta$$

та, власне, газу

$$\dot{m}_G^{\Pi} = X \cdot \dot{m}_{GL}^{\Pi}.$$

2.9. Рівняння зміни параметрів стану газового середовища у комірці робочого колеса

У РКМ на всіх стадіях робочого процесу одночасно діють три збурюючі фактори: підведення чи відведення енергії з масою газу (міграційний вплив), підведення чи відведення тепла та підведення чи відведення механічної роботи.

При схематизації робочий процес ділиться на окремі процеси у яких виділяються найбільш важливі фактори впливу, а другорядні відкидаються.

Для визначення зміни параметрів газу у комірці робочого колеса, що знаходиться на ділянці стиснення запишемо рівняння першого закону термодинаміки [26] у диференційному вигляді:

$$dU = d\dot{Q} - pdV + \sum_{k=1}^n i_k dM_k, \quad (2.101)$$

де dU – зміна внутрішньої енергії газу, замкненого у об'ємі, що розглядається відносно початкової точки відліку; $d\dot{Q}$ – кількість теплоти, яка надійшла у систему; pdV – робота, яка виконується газом при зміні об'єму; $\sum_{k=1}^n i_k dM_k$ – підведення чи відведення енергії за рахунок міграції газу.

Розглянемо рівняння робочого процесу у комірці робочого колеса РКМ з гомогенним станом робочого тіла. При розрахунках прийнято ідеальність газу та, в наслідок не значної зміни його температури в процесі стиснення, постійність величин питомих теплоємностей.

Зміна внутрішньої енергії системи визначається залежністю $dU = du \cdot dM$, а для ідеальних газів зі змінною масою

$$dU = c_v \cdot dT \cdot dM = c_v \cdot (M_2 \cdot T_2 - M_1 \cdot T_1). \quad (2.102)$$

Кількість теплоти, що надійшла у систему, визначається з рівняння для політропного процесу з урахуванням зміни маси газу

$$d\dot{Q} = c_v \cdot \frac{k-n}{n-1} \cdot dT \cdot dM = c_v \cdot \frac{k-n}{n-1} \cdot (M_2 \cdot T_2 - M_1 \cdot T_1). \quad (2.103)$$

Робота, яка виконується над газом при зміні об'єму у даному випадку визначається як деформаційна робота політропного процесу, яка може бути визначена за рівнянням для ідеального газу зі змінною масою

$$L = \int_1^2 p dV = \frac{R_Y}{n-1} \cdot dM \cdot dT = \frac{R_Y}{n-1} \cdot (M_2 \cdot T_2 - M_1 \cdot T_1). \quad (2.104)$$

Підставивши складові (2.102) – (2.104) у результуюче рівняння (2.101) з урахуванням умовних позначень, прийнятих у роботі відносно величин перетікань через торцевий зазор, для двох сусідніх робочих комірок можна записати

$$c_v \cdot (M_j \cdot T_{Yj} - M_{j-1} \cdot T_{Yj-1}) = c_v \cdot \frac{k - n_j}{n_j - 1} \cdot (M_j \cdot T_{Yj} - M_{j-1} \cdot T_{Yj-1}) + \frac{R_Y}{n_j - 1} \cdot (M_j \cdot T_{Tj} - M_{j-1} \cdot T_{Yj-1}) + c_p \cdot T_{Yj+1} \cdot M_{3j}^{\Pi} - c_p \cdot T_{Yj} \cdot (M_{1j}^{\Pi} + M_{2j}^{\Pi})$$

Після деяких перетворень поточна величина температури газу у робочій комірці на ділянці стиснення визначається рівнянням

$$T_{Yj} = \frac{c_p \cdot T_{j+1} \cdot M_{3j}^{\Pi} + M_{j-1} \cdot T_{Yj-1} \cdot \left(c_v \cdot \frac{k - n_j}{n_j - 1} + \frac{R_Y}{n_j - 1} \right)}{M_j \cdot \left(c_v \cdot \frac{k - n_j}{n_j - 1} + \frac{R_Y}{n_j - 1} \right) + c_p \cdot (M_{1j}^{\Pi} + M_{2j}^{\Pi})}$$

Поточне значення тиску у робочій комірці визначається з рівняння стану ідеального газу.

Отже, маємо систему рівнянь

$$\begin{cases} T_{Yj} = \frac{c_p \cdot T_{j+1} \cdot M_{3j}^{\Pi} + M_{j-1} \cdot T_{Yj-1} \cdot \left(c_v \cdot \frac{k - n_j}{n_j - 1} + \frac{R_Y}{n_j - 1} \right)}{M_j \cdot \left(c_v \cdot \frac{k - n_j}{n_j - 1} + \frac{R_Y}{n_j - 1} \right) + c_p \cdot (M_{1j}^{\Pi} + M_{2j}^{\Pi})} , \\ p_{Yj} = \frac{M_j \cdot R_Y \cdot T_{Yj}}{V_j} \end{cases} \quad (2.105)$$

де T_{j+1} – абсолютна температура газу у $j+1$ – комірці, тобто, у комірці наступній, за тією що розглядається; ця величина визначається шляхом

наближеного обчислення за рівнянням адіабатного процесу; M_j, M_{j-1} – маси газу у j -ій та $j+1$ -ій комірці; $M_{1j}^{\Pi}, M_{2j}^{\Pi}, M_{3j}^{\Pi}$ – маси перетікань газу у j -ій комірці; V_j – об’єм j -ої комірки; n_j – поточне значення показника політропи стиснення, розраховане за рівнянням політропного процесу для сусідніх комірок при відомих об’ємах робочих комірок.

Маса перетікань газу визначається за рівнянням типу $M_j^{\Pi} = \dot{m}_j^{\Pi} \cdot \tau$,

де $\tau = 1/(z \cdot n_{об})$ – час повороту робочого колеса на кут, що дорівнює міжлопатовому куту. У якості початкової маси газу береться величина M_0 , розрахована за об’ємом робочої комірки у нижньому перетині машини та її густина, взята за умовами всмоктування. Поточна маса газу визначається з урахуванням перетікань газу $M_j = M_{j-1} + M_{3j}^{\Pi} - (M_{1j}^{\Pi} + M_{2j}^{\Pi})$. При цьому вважається, що у робочій комірці газ рухається у трьох напрямках: між лопатями натікає у комірку (M_{3j}^{Π}), витікає з неї (M_{2j}^{Π}) та через маточину робочого колеса перетікає у зону всмоктування (M_{1j}^{Π}) (докладніше див. п. 2.8 та 4.3).

Процес вирішення цієї системи є складним ітераційним процесом з подальшим уточненням показника політропи стиснення n , величини перетікань через торцеві зазори та визначенням уточнених значень температури та тиску як у проміжних точках на ділянці стиснення, так й у кінці процесу стиснення. Тому вирішення цієї задачі пов’язане з використанням ЕОМ.

2.10. Визначення дійсної продуктивності РКМ

Дійсна продуктивність РКМ може бути визначена за допомогою коефіцієнта подачі РКМ:

$$\lambda = 1 - \frac{\dot{m}_0 - \dot{m}_A + \dot{m}^{\Pi}}{\dot{m}_h}, \quad (106)$$

де \dot{m}_h – масова витрата всмоктуваного газу за геометричним наповненням комірки у її максимальному об'ємі;

\dot{m}_0 – масова витрата газу, зумовлена зворотнім розширенням з замкнутого об'єму мертвого простору;

\dot{m}'' – масова витрата газу, зумовлена перетіканнями газу у торцевих зазорах.

Масова витрата всмоктуваного газу за геометричним наповненням комірки у її максимальному об'ємі ($\alpha = 180^\circ$) визначається:

$$\dot{m}_h = \rho_{Y1} \cdot \dot{V}_h, \quad (107)$$

де ρ_{Y1} – густина газу за умовами всмоктування.

Масова витрата газу, зумовлена зворотнім розширенням з «мертвого» простору при $\alpha = 0^\circ$:

$$\dot{m}_0 = \rho_{Y2} \cdot \dot{V}_0, \quad (108)$$

де ρ_{Y2} – густина газу за умовами нагнітання;

\dot{V}_0 – об'єм газу у «мертвому» просторі машини;

$$\dot{V}_0 = (\rho_0^2 - r_1^2) \cdot \pi \cdot n_{o\sigma} \cdot b \cdot (1 - a'), \quad (109)$$

де ρ_0 – радіус-вектор ФВП РК на куті повороту $\alpha = 0^\circ$, розраховується за рівнянням (2.63) з урахуванням поправкового коефіцієнта C на зміну ФВП під дією тиску у робочій комірці про який буде йти мова у розділі 4 роботи.

Тоді дійсна об'ємна продуктивність РКМ:

$$\dot{V}_{Y1\theta} = \dot{V}_h \cdot \lambda, \quad (110)$$

де \dot{V}_h – об'ємна продуктивність РКМ за геометричним наповненням комірки у її максимальному об'ємі, яка може бути визначена за формулою:

$$\dot{V}_h = (\rho_{0-0}^2 - r_1^2) \cdot \pi \cdot n_{o\sigma} \cdot b \cdot (1 - a'), \quad (111)$$

де ρ_{0-0} – радіус-вектор ФВП РК на куті повороту $\alpha = 180^\circ$.

2.11. Висновки

Другий розділ дисертаційної роботи повністю присвячений опису основних постулатів термодинамічної теорії розрахунку трьох основних параметрів, що характеризують будь-яку РКМ, а саме, питомої потужності, ФВП РК та дійсної продуктивності машини.

Аналізуючи різні варіанти впливу тепломасообмінних процесів, що протікають у робочій порожнині РКМ, автором наводяться основні залежності з кількісної оцінки їх впливу.

В наслідок значного поширення РКМ для відкачування пари чи пароповітряної суміші значно інтенсифікуються конденсаційні процеси, які впливають на об'ємну характеристику машини. Саме тому підрозділ присвячений конденсаційним процесам займає найбільше місце серед усіх досліджуваних процесів.

Особлива увага приділяється методиці визначення ФВП РК, яка визначає величину теоретичної продуктивності машини та величину коефіцієнта подачі.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД, ВИМІРЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОХИБОК ВИМІРЮВАННЯ

3.1. Схема і опис експериментального стенду

У лабораторії кафедри технічної теплофізики СумДУ сконструйовано експериментальний стенд «ВВН-3» для дослідження характеристик РКМ як компресорному режимі, так і у режимі вакуум насоса, принципова схема якого наведена на *рис. 3.1*. Цьому ж питанню присвячена робота [61].

Експериментальна установка для досліджень РКМ [76] у будь-якому режимі (*рис. 3.1, 3.2*) складається з рідинно-кільцевої машини 1, геометричні параметри якої відповідають параметрам вакуум-насосу марки ВВН1-3, який встановлений на загальній рамі разом з електродвигуном 2. У якості приводу РКМ застосовується електродвигун постійного струму П-71 потужністю 19 *кВт*. Такий тип приводу дав можливість плавного регулювання частоти обертання ротора в діапазоні від 0 до 1500 *об/хв*.

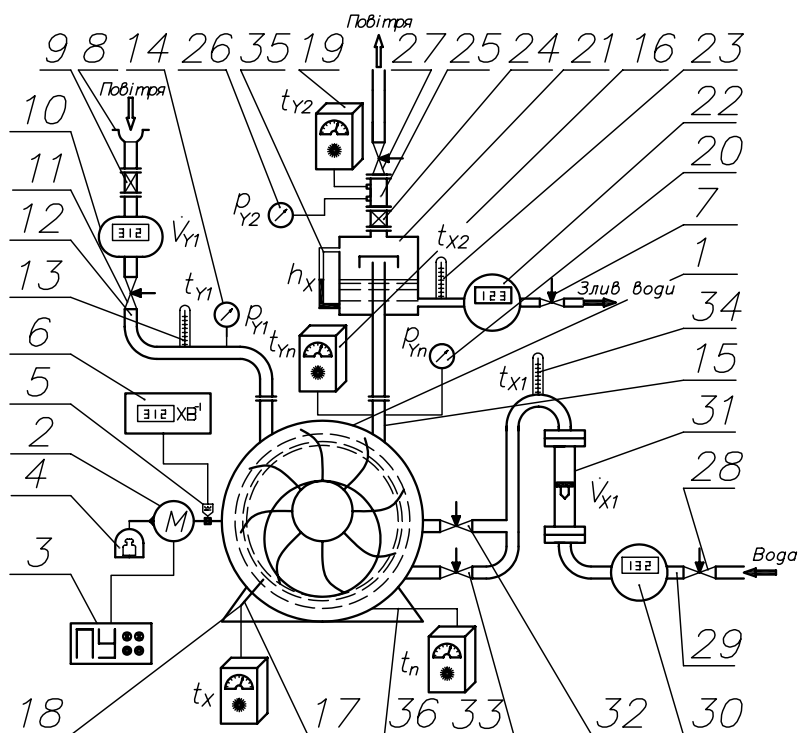


Рис. 3.1. Принципова схема експериментального стенду
для дослідження роботи РКМ



Рис. 3.2. Фотознімок експериментальної установки

Використання в електродвигуні змішаного збудження дозволяє підтримувати стабільну швидкість обертання ротора при зміні навантаження, тоді як наявність послідовної обмотки збудження виключає можливість аварії при випадковому обриві паралельної обмотки. Для регулювання частоти обертання ротора використовується реостат, що знаходиться у якірному ланцюзі та керований електродвигуном з редуктором кнопками з пульта 3. Вал електродвигуна з'єднується з валом РКМ за допомогою пружної втулково-пальцевої муфти. Ротор електродвигуна встановлений на кулькопідшипникові опори, а до його корпусу кріпиться важіль, який своїм кінцем спирається на чашу терезів 4, таким чином, що двигун є мотором - терезами, за допомогою яких проводиться вимірювання ефективного крутячого моменту на валу машини. У якості терезів використовуються терези поштові ПВ-15 з діапазоном вимірювання 40г - 15 кг. Ціна поділки терезів складає 1г (при масі до 6 кг) і 2 г

при масі понад 6 кг. На валу електродвигуна встановлено крильчатку 5, яка генерує на крильчатках датчика електричні імпульси. Ці імпульси реєструються частотоміром 6 електронно-рахункового типу 43-32, який здатен визначати частоту обертання ротора з точністю до 0,1 об/хв.

У якості робочого газу використовувалося повітря, всмоктуване безпосередньо з приміщення випробувального боксу. У якості робочої рідини – вода, витрата якої через машину може варіюватися в межах (1 – 8) л/хв, а температура на вході знаходиться в межах +10...20°C. Видалення відпрацьованої води з водовіддільника здійснюється зливом з її дроселюванням у дросельній засувці 7 до тиску, близького до атмосферного.

При випробуваннях РКМ всмоктуване повітря (рис. 3.1) через повітрязабірник 8, сітчастий фільтр 9, лічильник газовий 10 типу РГ-250-1 [63, 82] і дросельну засувку 11 потрапляє у всмоктувальний трубопровід 12. Температура газу у всмоктувальному трубопроводі вимірюється ртутним скляним термометром розширення 13 типу ТТЖ-М з діапазоном показів (0–100) °С, ціною поділки 1 °С. Тиск газу у всмоктуючому патрубку може регулюватися засувкою 11 та вимірюється вакууметром зразковим 14 моделі В 1227 класу точності 0,16 [64, 67, 82, 101]. Засувка 11 необхідна для створення вакууму при запуску вакууму-насоса з метою зменшення пускових навантажень на двигун 2.

З трубопроводу 12 повітря через всмоктуюче вікно надходить у робочу порожнину вакууму-насоса 1. Після закінчення процесу стиснення у робочій порожнині РКМ газорідинна суміш через нагнітальне вікно витісняється у нагнітальний патрубок 15. Температура газоповітряної суміші у нагнітальному вікні вимірюється за допомогою цифрового термометра 16 типу VM8036 з чутливим елементом DS18B20 [104].

Тиск рідинно-повітряної суміші у нагнітальному вікні вимірюється за допомогою манометру 20 зразкового типу МО 1215 з діапазоном показів (0–2,5) кгс/см² і класом точності 0,4. Рухаючись вздовж нагнітального трубопроводу водно-повітряна суміш надходить у віддільник рідини 21, який при роботі

РКМ у компресорному режимі являє собою герметичну посудину. Цей факт вимагає для забезпечення нормальної роботи машини підтримання визначеного значення рівня робочої рідини у віддільнику, що досягається використанням рівнеміра 35, який працює за принципом сполучених посудин. Віддільник рідини, що працює з надлишковим тиском називають ще газозбірником. У ньому суміш розділяється на дві компоненти: газову та рідинну. Це відбувається під дією гравітаційних та відцентрових сил, які виникають при різкій зміні напрямку руху середовища. Після віддільника рідини 21 вода, проходячи через лічильник 22 роторного типу СВК-1,5, дроселюється у вентилі 7 та по зливному шлангу видаляється у каналізацію. При цьому за допомогою ртутного скляного термометра 23 типу ТТЖ-М, який знаходиться одразу за віддільником рідини у розширювальній посудині, заміряється температура рідини на виході з РКМ. Стиснуте повітря, проходячи через тканево-сітчатий фільтр тонкої фільтрації 24, потрапляє у перехідник 25, де відбувається замір кінцевого тиску нагнітання за допомогою манометра 26 типу МО 1215 з межами вимірювання $(0-2,5)$ кгс/см^2 і класом точності 0,4 та температури потоку за допомогою цифрового термометра 19 типу VM8036 з чутливим елементом DS18B20. Далі, пройшовши дросельну засувку 27, повітря викидається в атмосферу. Дросельна засувка 27 слугує для створення надлишкового тиску у нагнітальному трубопроводі з метою дослідження роботи вакууму-насоса 1 у компресорному режимі.

Для утворення рідинного кільця робоча рідина – вода з магістрального трубопроводу через регулювальний вентиль 28 по живлячому трубопроводі 29 через лічильник роторний 30 типу СВК-1,5 проходить ротаметр рідинний 31 типу РС-5 та подається у РКМ. На вході у машину потік води розділяється на дві частини. Одна частина подається безпосередньо у робочу порожнину машини, а інша – надходить у торцеве ущільнення з метою зниження у ньому тертя та підвищення ефективності ущільнення. Регулювання співвідношення витрат води здійснюється за допомогою вентилів 32 та 33. Температура рідини на вході у машину вимірюється скляним рідинним термометром 34 типу ТТЖ-

М [80]. Температура поверхні обичайки корпусу РКМ вимірювалася за допомогою хромель-копелевої термопари 36 та вторинного приладу – мультиметра.

3.2. Цифровий прилад та пристосування для вимірювання температури

На *рис. 3.3* зображено вторинний прилад (ліворуч) без верхньої кришки корпусу з підведеним до нього живленням напругою 12 В та датчик DS18B20 у приєднаному вигляді та окремо. Чутливий елемент приєднується до вторинного приладу за допомогою роз'ємного з'єднання (перше ліворуч на *рис. 3.3*).

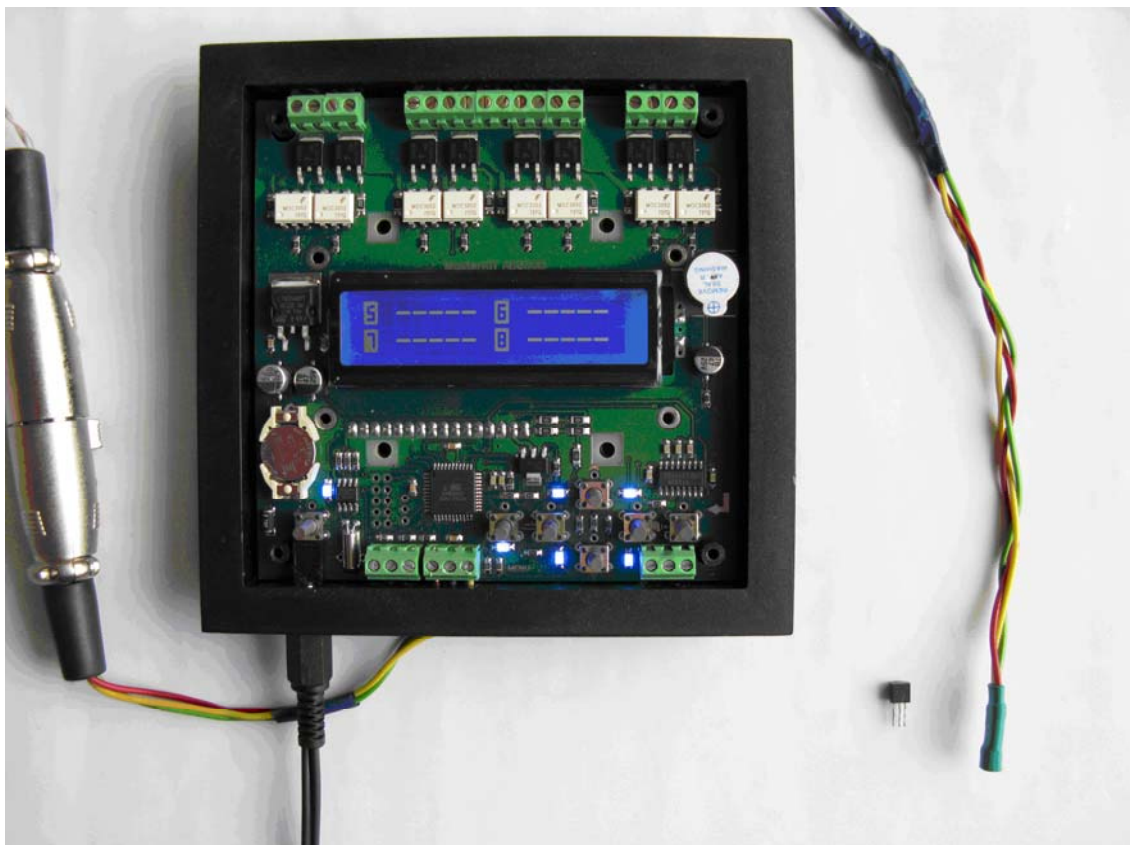


Рис. 3.3. Цифровий термометр VM8036 з чутливим елементом DS18B20

Датчик DS18B20 (*рис. 3.4*) виготовляється компанією DALLAS Semiconductor [105]. Максимальний розмір датчика (чутливого елемента) не перевищує 5 мм, тому індиціювання за його допомогою не спричиняє значних збурень у потоці рідини, що позитивно впливає на точність вимірювань

температури. Він являє собою мікросхему з мікропроцесором, яка поєднується з мережею 5-розрядним цифровим термометром (рис. 3.3). Діапазон вимірюваних температур -55 – $+125$ °С, ціна поділки $0,1$ °С. Цей прилад має велику точність вимірювання завдяки тому, що сигнал, який виникає у чутливому елементі, одразу ж перетворюється у цифровий код та вже потім передається на вторинний прилад без зайвих втрат.

Принцип дії цифрових давачів температури фірми DALLAS заснований на підрахунку кількості імпульсів, що виробляються генератором з низьким температурним коефіцієнтом у часовому інтервалі, який формується генератором з великим температурним коефіцієнтом. Лічильник ініціюється значенням, яке відповідає -55 °С (мінімальній вимірюваній температурі). Якщо

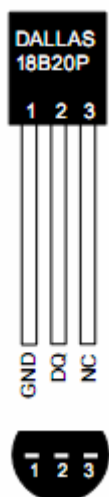


Рис. 3.4. Зовнішній вигляд давача DS18B20

лічильник досягає нуля перед тим, як закінчується часовий інтервал (значить, що температура більша за -55 °С), тоді регістр температури, який також ініціалізований значенням -55 °С, інкрементується. Одночасно лічильник перевстановлюється новим значенням, яке задається схемою формування нахилу характеристики. Ця схема потрібна для компенсації параболічної залежності частот генераторів від температури. Лічильник знову починає працювати, і якщо він знову досягає нуля, коли інтервал ще не закінчився, то процес повторюється знову. Схема формування нахилу загрузає лічильник значеннями, які відповідають кількості імпульсів генератора на один градус Цельсія для кожного конкретного значення температури. По закінченню процесу перетворення регістр температури буде вміщати значення температури. Для DS18B20 температура подається у вигляді 12-бітного значення у додатковому коді. Можливо зменшити кодування сигналу до 9 біт, що вплине на збільшення кількості приєднаних давачів з одночасним збільшенням коефіцієнта дискретності сигналу температури з $0,0125$ °С до

0,5°C. Це призведе до зменшення чутливості вимірювання температури та до збільшення похибки її вимірювання. Зчитувані значення вимірюваної температури, а також передача команди початку перетворення та інших команд виконується за допомогою 1-провідного інтерфейсу (1-Wire™) фірми DALLAS. При виконанні досліджень використовувався 12-бітний код передачі даних, тому максимальна похибка її вимірювання склала 0,5°C. Сигнал, який надходить на блок вторинного приладу VM8036 дає можливість виводити значення температури з 8 датчиків DS18B20 одночасно. З них використовувався 4 канали (датчики) передачі даних:

1) для вимірювання температури рідини при індиціюванні температурного поля робочого тіла РКМ у її робочій порожнині 17 та 18, які розміщені рівномірно вздовж осі робочого колеса;

2) для вимірювання температури рідинно-газової суміші у нагнітальному вікні машини 16;

3) для вимірювання температури повітря 19 після сітчасто-тканинного фільтра на нагнітальному трубопроводі.

Для індиціювання температурного поля у робочій порожнині РКМ використовувався зонд з чутливим елементом DS18B20, конструкція і принцип дії якого описано вище. Принципову схему конструкції зонда зображено на *рис. 3.5*, а його зовнішній вигляд – на *рис. 3.4*.

Зонд (*рис. 3.5*) складається з чутливого елемента 1 типу DS18B20, який вставлений у трубку-подовжувач 2, котра, в свою чергу, жорстко зафіксована у гвинті-корпусі 3, що має різь з фіксованим шагом. Гвинт-корпус 3 вгвинчений у Г-подібну спрямовуючу 4, яка жорстко зафіксована на зовнішній поверхні обичайки корпусу РКМ 5. З метою запобігання втрат робочої рідини при роботі машини використовувалася така конструкція: концентрично отвору для введення зонда приварено різьбовий штуцер 6 на який нагвинчується підпірна гайка 7. Між ними затискається гумова прокладка 8. При загвинчуванні гайки 7 на штуцер 6 прокладка 8 розплющується і тим самим створюється герметизація точки введення зонду.

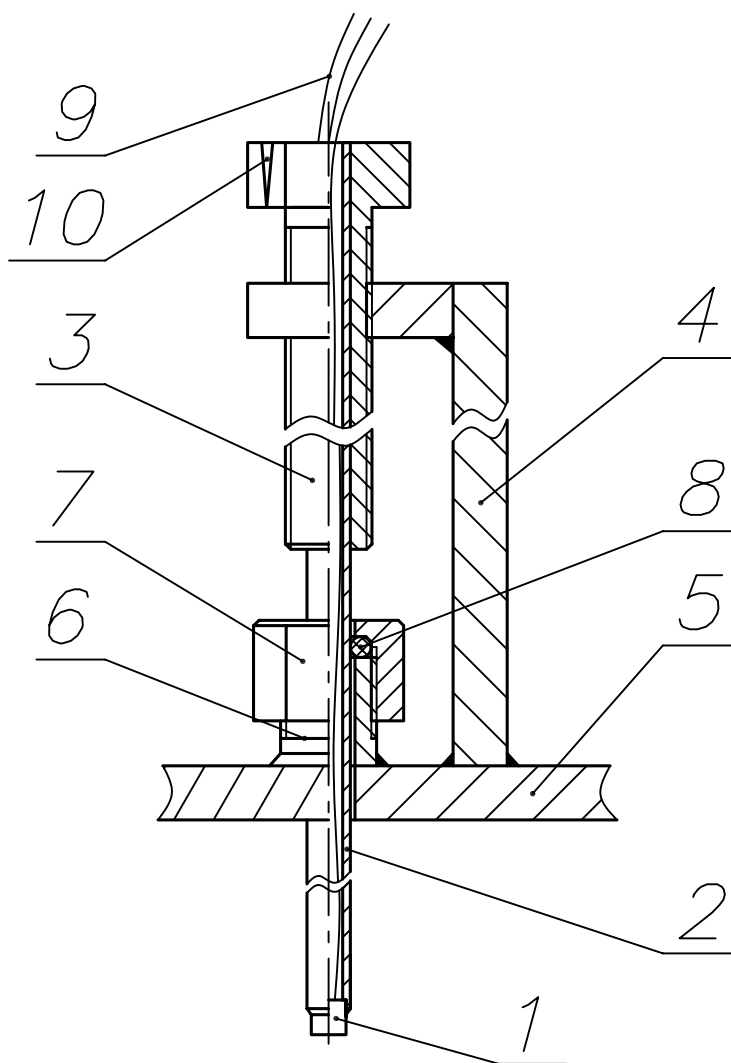


Рис. 3.5. Принципова схема конструкції зонда

Дроти 9 для передачі температурного сигналу проходять вздовж усієї трубки-подовжувача 2 та з'єднуються з вторинним приладом. Для герметизації зазорів між трубкою-подовжувачем та гвинтом-корпусом, а також внутрішньої порожнини трубки-подовжувача використовувалася епоксидна смола марки.

Визначення глибини занурення чутливого елемента зонду виконувалося наступним чином: перед запуском дослідження чутливий елемент 1 виставлявся у „нульову” позицію, тобто його вершина співпадала з внутрішньою поверхнею обичайки 5. При цьому визначалося положення засічки 10, яка була виконана на поверхні гвинта-корпуса 3 відносно спрямовуючої 4. Так як заздалегідь відомий шаг різьби гвинта, то один його повний оберт відносно власної осі створює осьове переміщення зонду рівне значенню шагу. Тоді при шагу різьби у 1 мм для створення осьового переміщення зонду у 5 мм необхідно зробити 5 його повних обертів навколо власної осі тощо.

Дроти 9 для передачі температурного сигналу проходять вздовж усієї трубки-подовжувача 2 та з'єднуються з вторинним приладом. Для герметизації зазорів між трубкою-подовжувачем та гвинтом-корпусом, а також внутрішньої порожнини трубки-подовжувача використовувалася епоксидна смола марки.

Визначення глибини занурення чутливого елемента зонду виконувалося наступним чином: перед запуском дослідження чутливий елемент 1 виставлявся у „нульову”



Рис. 3.6. Зовнішній вигляд зонду для вимірювання температури у рідинному кільці РКМ

Індиціювання температурного поля по куту попороту робочого колеса вимагало зупинки машини та переорієнтації обичайки шляхом її повороту відносно її осі необхідний кут.

Вимірювання температури поверхні корпусу обичайки машини не вимагало дуже великої точності. Тому вимірювання проводилися за допомогою хромель-копелевої термопари (рис. 3.7), чутливий елемент 1 якої прикладався до поверхні корпусу обичайки 2, що попередньо був зачищений з метою зменшення додаткових термічних опорів. Він фіксувався за допомогою олов'яного припою 3, а зверху на місце контакту накладалася теплова ізоляція 4 з пінопропілену, яка обмежувалася корпусом 5, що мав отвір для виводу з'єднувальних дротів 6. У якості вторинного приладу використовувався цифровий мультиметр DT-838.

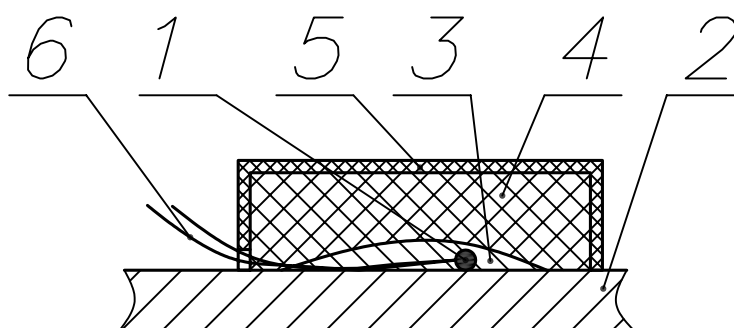


Рис. 3.7. Принципова схема приєднання датчика для вимірювання температури поверхні корпусу РКМ

3.3. Визначення температурних полів у РКМ за допомогою тепловізійної зйомки

З метою визначення температурного напору між газом у робочій комірці та робочою рідиною безпосередньо у місці контакту цих середовищ за кутом повороту робочого колеса, розподілу температури середовищ у робочій порожнині РКМ та на поверхні корпусу для експериментальної оцінки теплових втрат у навколишнє середовище та інтенсивності тепломасообмінних процесів у машині був використаний новітній підхід із застосуванням тепловізійної зйомки, яка може дати високоточні результати без застосування складних систем контактного вимірювання температури.

Методом безпосереднього контролю за отриманими результатами є їх порівняння з результатами, що були отримані при індиціюванні рідинного кільця за допомогою датчика DS18B20, мова про якого йшла вище.

Тепловізійна зйомка виконувалася з використанням тепловізора компанії Fluke, модель Ti25 (серійний номер Ti25-09070166), що пройшов державну метрологічну атестацію. Його зовнішній вигляд показаний на *рис. 3.8*.



Рис. 3.8. Зовнішній вигляд тепловізора Fluke Ti25

Принцип дії цього приладу заснований на зйомці зображення у діапазоні коротко- та довгохвильового інфрачервоного випромінювання з довжинами хвиль (2–15) мкм.

Результатом зйомки є кольорова картинка у якій колір визначає температуру об'єкта, що фотографується.

Тепловізор Fluke Ti25 [95] має такі основні технічні характеристики: діапазон вимірюваної температури (мінус 20–350)°C, ціна поділки при вимірюванні температури 0,1°C; точність вимірювання не перевищує $\pm 2^\circ\text{C}$.

З метою підвищення точності вимірювань у процесі роботи весь час виконувалося фокусування та калібрування приладу. Крім того, при вимірюваннях діапазон виставлявся в ручну, що, на думку виробника, також повинно підвищити точність вимірювань.

Застосування новітньої технології IR-Fusion, яку підтримує цей тепловізор, дало можливість одночасної зйомки двома камерами: власне інфрачервоною та звичайною фотокамерою. Накладення цих зображень з використанням при зйомці у РКМ прозорої скляної торцевої кришки дало можливість визначати вищезгадувані температурні напори у машині з високою точністю, так як з видимого зображення дуже добре видно рідинне кільце, а інфрачервона камера дозволяє визначити температуру поверхні кришки у будь-якій точці робочої порожнини машини. Безпосереднє визначення температур газу, робочої рідини чи бічної поверхні РКМ необхідно виконувати з урахуванням температурного опору стінок, що обмежують досліджувані зони. Вплив температурного опору буде скомпенсований при визначенні шуканих температурних напорів, тобто, коли знаходиться різниця температур.

3.4. Функціональна схема експериментального стенду

Функціональна схема вимірювальних приладів та автоматики експериментального стенду «ВВН-3» зображена на *рис. 3.8*.

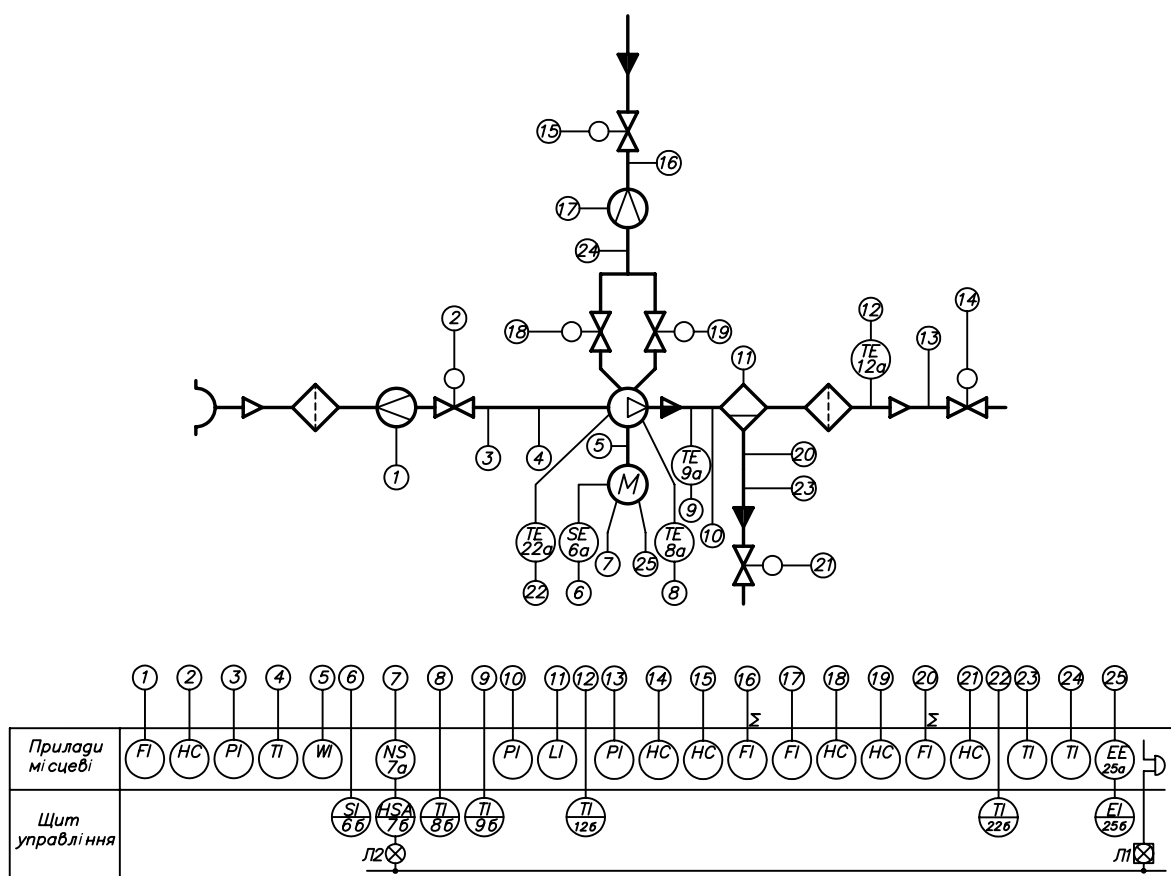


Рис. 3.9. Схема вимірювання і автоматики експериментальної установки

Як видно з рис. 3.9 експериментальний стенд складається з розміщених за місцем шести дросельних засувок 2, 14, 15, 18, 19 та 21 різного прохідного діаметру з ручним керуванням; двох водяних лічильників роторного типу 16 та 20; ротаметра водяного 17; лічильника газового 1; вакуумметра 3 для вимірювання тиску всмоктування повітря та манометра для вимірювання тиску нагнітання 13; манометру для вимірювання тиску рідинно-газової суміші 10; рівнеміра 11 для підтримання рівня води у віддільнику рідини; термометрів рідинних 4 та 23, 24 відповідно для вимірювання температур повітря на всмоктуванні та води на вході та виході з машини; та – на щиті управління, – вторинних приладів для вимірювання температури газової 12, рідинної 8 та газорідинної суміші 9; частоти обертання робочого колеса 6; та споживаної потужності приводу 25. Контроль за живленням стенда здійснюється за допомогою світлового індикатора Л1, а за його роботою – світловим індикатором Л2. У випадку аварійних ситуацій передбачено можливість

аварійної зупинки стенда.

Крім того, в стенді передбачена можливість зміни величини ексцентриситету. Для цього є дві сталеві змінні обичайки корпусу з різними величинами відносного внутрішнього діаметра R/r_2 відповідно рівними 1,1; 1,2, що дає можливість забезпечити максимальні величини відносного ексцентриситету робочого колеса відповідно 0,1; 0,19.

З причини складності динамічних процесів, які протікають у робочій порожнині РКМ та з метою наочного зіставлення результатів, одержаних аналітично щодо форми рідинного кільця, з фактичною його величиною, передбачена прозора змінна торцева кришка.

3.5. Обробка результатів експерименту

Для отримання робочих характеристик РКМ за результатами проведеного експерименту обробка цих результатів виконувалася за наступними формулами.

3.5.1. Абсолютний тиск на вході в машину, Па:

$$p_{y1} = p_{атм} - p_{вак}, \quad (3.1)$$

де $p_{атм}$ – барометричний тиск;

$p_{вак}$ – покази вакуумметра на вході в машину, що враховують гідравлічні втрати при проходженні потоком ділянки трубопроводу, газового лічильника та фільтра.

3.5.2. Барометричний тиск, Па:

$$p_{атм} = 133,32 \cdot B \quad (3.2)$$

де B – покази барометра-анероїда, мм. рт. ст.

3.5.3. Абсолютний тиск на виході з машини, Па:

$$p_{y2} = p_{атм} + 9,81 \cdot 10^4 \cdot p_{ман1}, \quad (3.3)$$

де $p_{ман1}$ – покази манометра, який розташований на нагнітальному патрубку машини, кгс/см².

3.5.4. Абсолютний тиск газу після газозбірника та фільтра-сепаратора, $Па$

$$p_{out} = p_{atm} + 9,81 \cdot 10^4 \cdot p_{ман2}, \quad (3.4)$$

де $p_{ман2}$ – покази манометра, який розташований на виході з машини перед дросельним вентиляем, $кгс/см^2$.

3.5.5. Об'ємна витрата повітря на всмоктуванні, яка вимірювалася за допомогою газового лічильника, $м^3/с$:

$$\dot{V}_{Y1} = \frac{Q_2 - Q_1}{\tau}, \quad (3.5)$$

де Q_1 та Q_2 , $м^3$ – покази лічильника за проміжок часу τ , $с$.

3.5.6. Ефективна об'ємна продуктивність РКМ за умовами всмоктування, $м^3/с$:

$$\dot{V}_e = \dot{V}_{Y1} \cdot \frac{p_{бар} \cdot T_{Y1}}{p_{Y1} \cdot T_{н.с.}}, \quad (3.6)$$

де T_{Y1} – абсолютна температура повітря у всмоктуваному патрубку РКМ, $К$; $T_{Y1} = t_{Y1} + 273$,

де t_{Y1} – температура повітря виміряна термометром у всмоктуваному патрубку, $°C$;

$T_{н.с.}$ – абсолютна температура повітря навколишнього середовища (у дослідницькій лабораторії), $К$; $T_{н.с.} = t_{н.с.} + 273$,

де $t_{н.с.}$ – температура навколишнього середовища виміряна термометром, $°C$;

3.5.7. Об'ємна витрата води на вході в машину, яка вимірювалася за допомогою ротаметра, $м^3/с$:

$$\dot{V}_{X1} = 1,667 \cdot 10^{-5} \cdot Q_{ep}, \quad (3.7)$$

де Q_{ep} – витрата води за градуїровочним графіком, $дм^3/хв$, яка визначалася емпіричною залежністю, отриманою у результаті тарування ротаметра:

$$Q_{ep} = 0,7724 + 0,0679 \cdot \Delta h_X,$$

де Δh_x – відлік за шкалою висоти підйому поплавка ротаметра відносно нульової позначки.

3.5.8. Об'ємна витрата води на виході з РКМ, яка вимірювалася за допомогою рідинного лічильника роторного типу може бути вирахована з виразу, m^3/c :

$$\dot{V}_{x1} = \frac{C_2 - C_1}{\tau}, \quad (3.8)$$

де C_1 та C_2 , m^3 – покази рідинного лічильника за проміжок часу τ , c .

3.5.9. Масова витрата повітря за умовами всмоктування в машину, kg/c :

$$\dot{m}_{y1} = \rho_{y1} \cdot \dot{V}_{y1}, \quad (3.9)$$

де ρ_{y1} – густина повітря за умовами всмоктування в РКМ, kg/m^3 ;

$$\rho_{y1} = \frac{p_{y1}}{R \cdot T_{y1}}, \quad (3.10)$$

де $R = \frac{R_y}{1 - \left(1 - \frac{R_y}{R_x}\right) \cdot \varphi \cdot p_{sx}}$ – газова постійна вологого повітря, $Дж/(кг \cdot К)$

[18];

φ – відносна вологість повітря за умовами всмоктування;

p_{sx} – парціальний тиск насиченої водяної пари при температурі повітря

T_{y1} ;

$R_y = 287$ $Дж/(кг \cdot К)$ – газова постійна повітря;

$R_x = 462$ $Дж/(кг \cdot К)$ – газова постійна водяної пари.

3.5.10. Повна потужність на валу машини, $Вт$:

$$N = M \cdot \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot g \cdot G \cdot l \cdot n_{об}}{60} = 1,027 \cdot G \cdot l \cdot n_{об}, \quad (3.11)$$

де M – крутячий момент, $Н \cdot м$;

ω – циклічна частота обертання, $рад/с$;

G – маса, виміряна мотор-вагами на плечі l , $кг$;

l – довжина ричага мотор-вагів (у даному випадку $l = 0,763$ м);

$n_{об}$ – частота обертання ротора, $хв^{-1}$.

3.5.11. Ефективна потужність на валу машини, Вт:

$$N_e = 1,027 \cdot (G - G_{XX}) \cdot l \cdot n_{об}, \quad (3.12)$$

де G_{XX} – покази мотор-вагів у режимі холостого ходу, які було визначено перед початком серії експериментів та по їх закінченню.

3.5.12. Ізотермічний ККД машини

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_e} \cdot 100\%, \quad (3.13)$$

де $N_T = p_{Y1} \cdot \dot{V}_e \cdot \ln\left(\frac{p_{Y2}}{p_{Y1}}\right)$ – потужність ізотермічного стиснення.

3.5.13. Ексергетичний ККД РКМ

При визначенні ексергетичного ККД за методикою, наведеною у роботах [7, 98] РКМ необхідно її розглянути як відкриту термомеханічну систему, яка знаходиться у квазірівноважному стані. Схема цієї системи, якщо розглядати її за методом «чорного ящика» може бути зображена як на *рис. 3.10*.

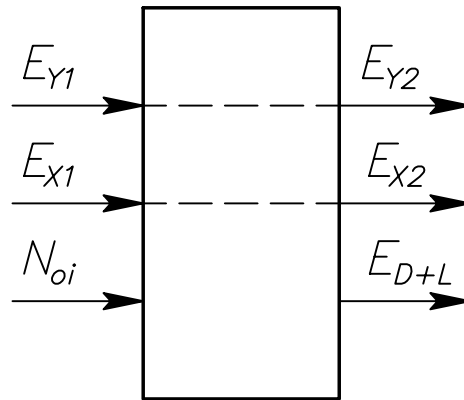


Рис. 3.10. – Схема потоків ексергії у РКМ

Тоді виходячи з вищенаведеного зображення ексергетичний ККД машини можна знайти з виразу

$$\eta_{ex} = \frac{E_{Y2} - E_{Y1}}{N_{oi} + (E_{X2} - E_{X1})} \cdot 100\%, \quad (3.14)$$

де E_{Y1} та E_{Y2} – значення повних ексергій газової підсистеми на вході та виході з контуру відповідно, Вт;

E_{X1} та E_{X2} – значення повних ексергій рідинної підсистеми на вході та виході з контуру відповідно, Вт.

У загальному випадку можна записати:

$$\begin{aligned} E_{Y2} - E_{Y1} &= \dot{m}_{Y2} \cdot (i_{Y2} - T_{н.с} \cdot s_{Y2}) - \dot{m}_{Y1} \cdot (i_{Y1} - T_{н.с} \cdot s_{Y1}); \\ E_{X2} - E_{X1} &= \dot{m}_{X2} \cdot (i_{X2} - T_{н.с} \cdot s_{Y2}) - \dot{m}_{X1} \cdot (i_{X1} - T_{н.с} \cdot s_{X1}) \end{aligned}$$

тоді

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{Y2} \cdot (i_{Y2} - T_{н.с} \cdot s_{Y2}) - \dot{m}_{Y1} \cdot (i_{Y1} - T_{н.с} \cdot s_{Y1})}{N_{oi} + \dot{m}_{X2} \cdot (i_{X2} - T_{н.с} \cdot s_{Y2}) - \dot{m}_{X1} \cdot (i_{X1} - T_{н.с} \cdot s_{X1})}. \quad (3.15)$$

З урахуванням спрощення, що $\dot{m}_{Y2} = \dot{m}_{Y1}$ та $\dot{m}_{X2} = \dot{m}_{X1}$ отримаємо

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{Y1} \cdot (i_{Y2} - i_{Y1} - T_{н.с} \cdot (s_{Y2} - s_{Y1}))}{N_{oi} + \dot{m}_{X1} \cdot (i_{X2} - i_{X1} - T_{н.с} \cdot (s_{X2} - s_{X1}))} \quad (3.15a)$$

та з урахуванням того, що стискуваний газ є ідеальним в результаті запишемо

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{Y2} \cdot \left(c_{pmY} \cdot (T_{Y2} - T_{Y1}) - T_{н.с} \cdot \left(c_{pmY} \cdot \ln \left(\frac{T_{Y2}}{T_{Y1}} \right) - R_Y \cdot \ln \left(\frac{p_{Y1}}{p_{Y2}} \right) \right) \right)}{N_{oi} + \dot{m}_{X2} \cdot \left(c_X \cdot (T_{X2} - T_{X1}) + \frac{p_{X2} - p_{X1}}{\rho_X} - T_{н.с} \cdot c_X \cdot \ln \left(\frac{T_{X2}}{T_{X1}} \right) \right)}. \quad (3.16)$$

Для випадку, який більш поширений, коли робоча рідина на виході з РКМ викидається у каналізацію, ексергетичний ККД запишеться у вигляді

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{Y2} \cdot (i_{Y2} - T_{н.с} \cdot s_{Y2}) - \dot{m}_{Y1} \cdot (i_{Y1} - T_{н.с} \cdot s_{Y1})}{N_{oi} + \dot{m}_{X1} \cdot (i_{X1} - T_{н.с} \cdot s_{X1})} \quad (3.17)$$

3.5.14. Швидкість на периферії робочого колеса, м/с:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot r_2 \cdot n_{об}}{30}. \quad (3.18)$$

3.5.15. Питома потужність РКМ, кВт/(м³/с):

$$N_{num} = \frac{0,001 \cdot N_e}{\dot{V}_e}. \quad (3.19)$$

3.5.16. Коефіцієнт подачі РКМ

$$\lambda = 1 - \frac{\dot{m}_0 - \dot{m}_A + \dot{m}''}{\dot{m}_h}, \quad (3.20)$$

де \dot{m}_h – масова витрата всмоктуваного газу за геометричним наповненням комірки у її максимальному об'ємі; \dot{m}_0 – масова витрата газу, зумовлена зворотнім розширенням з замкнутого об'єму мертвого простору; \dot{m}'' – масова витрата газу, зумовлена перетіканнями газу у торцевих зазорах.

3.6. Програма експериментальних досліджень

Для вирішення поставлених у роботі задач на експериментальному стенді, який за своїми характеристиками близький до вакуумного насосу ВВН1-3 та компресора ВК-1,5, що серійно випускаються, з використанням загальноприйнятих підходів до планування [33, 81], виконувалися наступні експериментальні дослідження:

1) для компресорного режиму роботи для геометрії $R/r_2 = 1,1$ та $R/r_2 = 1,2$ при відомих та постійних умовах всмоктування (тиск всмоктування $p_{Y1} = p_{бар}$, відносна вологість φ_{Y1} , температура навколишнього середовища $t_{Y1} = t_{н.с.}$) та температурі води, що надходить в машину t_{X1} :

а) вимірювалися величини тиску нагнітання p_{Y2} , об'ємна витрата повітря за умовами всмоктування \dot{V}_{Y1} , температура води на виході з РКМ t_{X2} , температура повітря та його тиск як у нагнітальному патрубку, так і на виході з машини, температура поверхні корпусу РКМ у чотирьох точках з інтервалом у 90° починаючи з верхнього перетину машини, параметри, що характеризують споживану електричну потужність: силу струму I та напругу U , зусилля двигуна на динамометр G . За умови підтримання витрати води $\dot{V}_X = 5,5 \text{ дм}^3 / \text{хв}$, а змінювалася швидкість на периферії робочого колеса в діапазоні $U_2 = (11,9 - 16,7) \text{ м/с}$ з інтервалом у $\Delta U_2 = 1,2 \text{ м/с}$.

б) вимірювалася температура рідинного кільця за кутом повороту на ділянці від $\alpha = 180^\circ$ до середини вікна нагнітання, що відповідає куту $\alpha = 0,5 \cdot (\alpha_{cm} + 360)^\circ$ у трьох точках: по краях ділянки та у її центрі, поблизу робочого колеса.

в) вимірювалися ті ж величини, що і у пункті а для випадку, коли на робочому колесі з одного його боку (напроти віконної дошки) було закріплено додаткову торцеву кришку. Ці дослідження виконувалися для швидкостей $U_2 = (11,9 - 16,7) \text{ м/с}$.

г) виконувалися вимірювання температури РК у осьовому напрямку на тих же параметрах, що описані в пункті а.

д) для $R/r_2 = 1,2$ при $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$ виконувалися вимірювання величини тиску нагнітання p_{Y2} , об'ємна витрата повітря за умовами всмоктування \dot{V}_{Y1} , температура води на виході з РКМ t_{X2} , температура повітря та його тиск як нагнітальному патрубку, так і на виході з машини, параметри, що характеризують споживану електричну потужність: силу струму I та напругу U , зусилля двигуна на динамометр G при зміні витрати робочої рідини $\dot{V}_X = (2 - 6) \text{ дм}^3 / \text{хв}$.

е) для $R/r_2 = 1,1$ було проведено термографічну зйомку з торцевої кришки РКМ та її обичайки у осьовому напрямі за допомогою тепловізора Fluke Ti25 для швидкостей $U_2 = (13,1 - 16,7) \text{ м/с}$ при різних тисках нагнітання за умови підтримання постійними термічних параметрів робочих середовищ та витрати робочої рідини $\dot{V}_X = 5,5 \text{ дм}^3 / \text{хв}$.

є) виконано фотозйомку ФВП РК для $R/r_2 = 1,1$ та $R/r_2 = 1,2$ для швидкостей $U_2 = (13,1 - 16,7) \text{ м/с}$.

2) для вакуумного режиму роботи:

а) виконано термографічну зйомку торцевої кришки РКМ та її обичайки у осьовому напрямі для $R/r_2 = 1,1$ при швидкостях $U_2 = 11,9 м/с$ та $U_2 = 15,5 м/с$ для тисків всмоктування $p_{y1} = (20 - 60) кПа$.

б) виконано фотозйомку ФВП РК для $R/r_2 = 1,1$ при швидкостях $U_2 = 11,9 м/с$ та $U_2 = 15,5 м/с$ для тисків всмоктування $p_{y1} = (20 - 60) кПа$.

3.7. Визначення похибки прямих та не прямих вимірювань

У роботі нас цікавлять величини похибок вимірювань дійсної продуктивності, споживаної потужності, тисків та температур у рідинному кільці, на поверхні корпусу, у всмоктуваному та нагнітальному патрубках. Відповідно [56, 102] більшість величин, що визначаються в роботі, є результатами не прямих вимірювань. Вони визначаються розрахунковим шляхом за відомими формулами при багатократному виконанні прямих вимірювань деяких величин. При визначенні похибок непрямих вимірювань неююхідно знати функціональні залежності, які пов'язують результати прямих вимірювань з похибками їх визначення. Похибки результатів прямих вимірювань складаються з систематичних та випадкових [90, 102].

З метою виключення випадкових похибок виконувалося не одне, а декілька вимірювань. Систематичні похибки прямих вимірювань фізичних величин, у свою чергу, складаються з похибок: розміщення, інструментальних, суб'єктивних та метода вимірювань. Похибки розміщення зводилися до нуля чи на перед заданої величини, оскільки при монтажу вимірювальних приладів виконувались рекомендації заводу-виробника та правил експлуатації. Інструментальні похибки визначались класом точності та ціною поділки приладів, т.я. виконувались правила їх монтажу та експлуатації. Суб'єктивні похибки вимірювань виключалися виконанням ряду однакових експериментів різними дослідниками.

При визначенні похибок не прямих вимірювань закон розподілу помилок приймався нормальним, оскільки ці вимірювання є функціями цілого ряду величин. Наприклад, при визначенні об'ємної продуктивності – це тиск та температура повітря у приміщенні лабораторії, величина витрати рідини та її температура. Наслідок з теорії Ляпунова наголошує: « У тих окремих випадках, коли сумарна похибка з'являється у результаті спільної дії ряду причин, кожна з яких вносить малу частку у загальну помилку, то по якому б закону не були розподілені помилки, які були викликані кожною з причин, результат їх сумарної дії приведе до гаусівського розподілу помилок» [34].

У процесі експериментального дослідження виконувалося декілька вимірювань величин, які контролювалися, потім визначалася середня арифметична величина, наприклад, величина температури газу у нагнітальному вікні:

$$\bar{t}_Y = \frac{\sum_{i=1}^M t_Y}{n} \quad (3.21)$$

потім визначалася середньоквадратична похибка результату вимірювань

$$\delta S_{t_Y} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^M (\Delta \bar{t}_Y)^2}{n \cdot (n-1)}}, \quad (3.22)$$

де $\Delta \bar{t}_Y = \bar{t}_Y - t_Y$ – похибка i -го вимірювання; n – кількість вимірювань.

Величина $\delta S_{t_Y}^2$ є оцінкою дисперсії $\sigma_{t_Y}^2$ при дуже великій кількості вимірювань ($n \rightarrow \infty$). При малій кількості вимірювань n величина $\delta S_{t_Y}^2$ є випадковою. Для того, щоб оцінити межі довірчого інтервалу, користуються критерієм Стьюдента t_α величина якого залежить від коефіцієнта довірчої

вірогідності α та числа вимірювань n [56]. Похибка вимірювання величини температури може бути визначена:

$$\delta t_Y = t_\alpha \cdot \delta S_{t_Y}. \quad (3.23)$$

Результати вимірювання з довірчою вірогідністю α можна записати як

$$t_Y = \bar{t}_Y \pm \delta t_Y. \quad (3.24)$$

Відносна похибка вимірювання температури:

$$|\varepsilon_{t_Y}| = \frac{\delta t_Y}{\bar{t}_Y}. \quad (3.25)$$

Абсолютна величина похибки результатів не прямих вимірювань визначалася за формулою:

$$\delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^M \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot (\delta x_i)^2}. \quad (3.26)$$

Відносна похибка результатів не прямого вимірювання

$$\varepsilon_y = \frac{\delta y}{y} \quad (3.27)$$

або

$$\varepsilon_y = \sqrt{\sum_{i=1}^M \left(\frac{\partial}{\partial x_i} \ln y \right)^2 \cdot (\delta x_i)^2}. \quad (3.28)$$

При визначенні довірчого інтервалу коефіцієнт довірчої вірогідності α згідно рекомендацій [34] приймався рівним 0,95.

Розрахункова формула для обчислення відносної похибки визначення дійсної продуктивності машини \dot{V}_e за допомогою газового лічильника має вигляд

$$\varepsilon_{V_e} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta V}{\Delta \bar{V}} \right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta \tau}{\Delta \bar{\tau}} \right)^2 + \left(\frac{\delta p_{atm}}{\Delta \bar{p}_{atm}} \right)^2 + \left(\frac{\delta p_{Y1}}{\Delta \bar{p}_{Y1}} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_{o.c.}}{\Delta \bar{T}_{o.c.}} \right)^2 + \left(\frac{\delta T_{Y1}}{\Delta \bar{T}_{Y1}} \right)^2}. \quad (3.29)$$

Розрахунки показали, що величина середньоквадратичної похибки вимірювання \dot{V}_e не перевищує 2,5 %.

Відносна похибка визначення ефективної потужності за допомогою мотор-вагів визначається як

$$\varepsilon_{N_e} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot \delta P}{\bar{P}}\right)^2 + \left(\frac{\delta l}{\bar{l}}\right)^2 + \left(\frac{\delta n_{об}}{\bar{n}_{об}}\right)^2}. \quad (3.30)$$

Розрахунки, які було виконано для визначення величини похибки при частотах обертання робочого колеса $n_{об} = (1000 - 1400) об / хв$ та вимірюваної потужності $N_e = (1 - 12) кВт$ абсолютна похибка складала від 0,0034 до 0,017 кВт, що складає не більш як 0,2 % від вимірюваної величини.

Величина відносної похибки визначення абсолютної величини тиску нагнітання визначалась за формулою

$$\varepsilon_{p_{y2}} = \sqrt{\left(\frac{\delta p_{ман}}{\bar{p}_{ман}}\right)^2 + \left(\frac{\delta p_{атм}}{\bar{p}_{атм}}\right)^2}, \quad (3.31)$$

де $\delta p_{ман}$ та $\delta p_{атм}$ – абсолютні похибки вимірювання тиску манометром та атмосферного тиску відповідно.

Розрахунки показують, що середня величина систематичної похибки визначення абсолютної величини тиску нагнітання не перевищує 1,5 %.

Таким чином, у результаті дослідження РКМ були отримані напірні та енергетичні характеристики машини, а також, визначено температурний розподіл у її робочій порожнині, похибка вимірювання яких не перевищує 5 % з довірчою вірогідністю 0,95. Така точність є допустимою у технічному експерименті [34, 102].

3.8. Висновки

У розділі наводиться докладний опис експериментальної установки, вимірювальних приладів, включаючи, новітні методи вимірювання

температурних полів за допомогою тепловізійної зйомки, розповідається про цифровий прилад для індиціювання температурного поля у робочій порожнині РКМ, наводиться функціональна схема експериментального стенда на якій позначено усі вимірювальні прилади та основні елементи установки.

У завершальній частині розділу описується методика обробки результатів експерименту та визначення похибок вимірювання шуканих величин. У відповідності до поставлених задач описується програма експериментальних досліджень.

РОЗДІЛ 4

ПРАКТИЧНА ПЕРЕВІРКА ТА ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА

4.1. Вплив конструкції робочого колеса на напірні та енергетичні характеристики РКМ

У відповідності до програми досліджень, яка наведена у розділі 3, було виконано вимірювання термічних, витратних та енергетичних параметрів при різній геометрії РКМ та величинах швидкості на периферії робочого колеса. Після опрацювання отриманих даних було побудовано напірні характеристики РКМ [38] в залежності від геометрії робочої порожнини, результати яких показані на *рис. 4.1* та *рис. 4.2*, та характеристики питомої потужності РКМ, які показані на *рис. 4.3* та *4.4*.

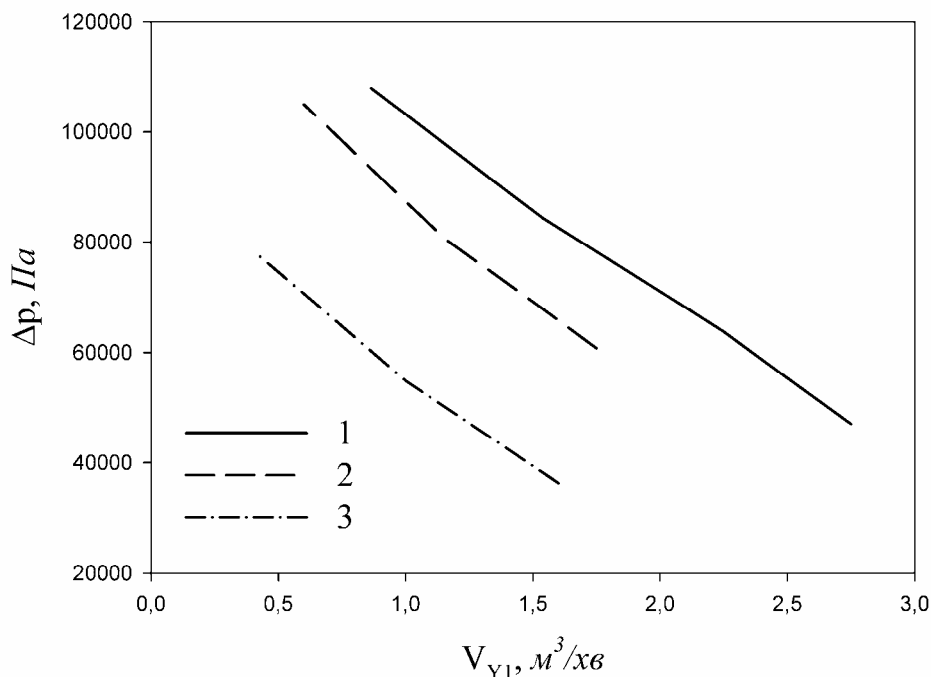


Рис. 4.1. Напірна характеристика РКМ для геометрії $R/r_2 = 1,2$ з двохстороннім зазором при:
 1 – $U_2 = 15,5$ м/с; 2 – $U_2 = 14,3$ м/с; 3 – $U_2 = 13,1$ м/с

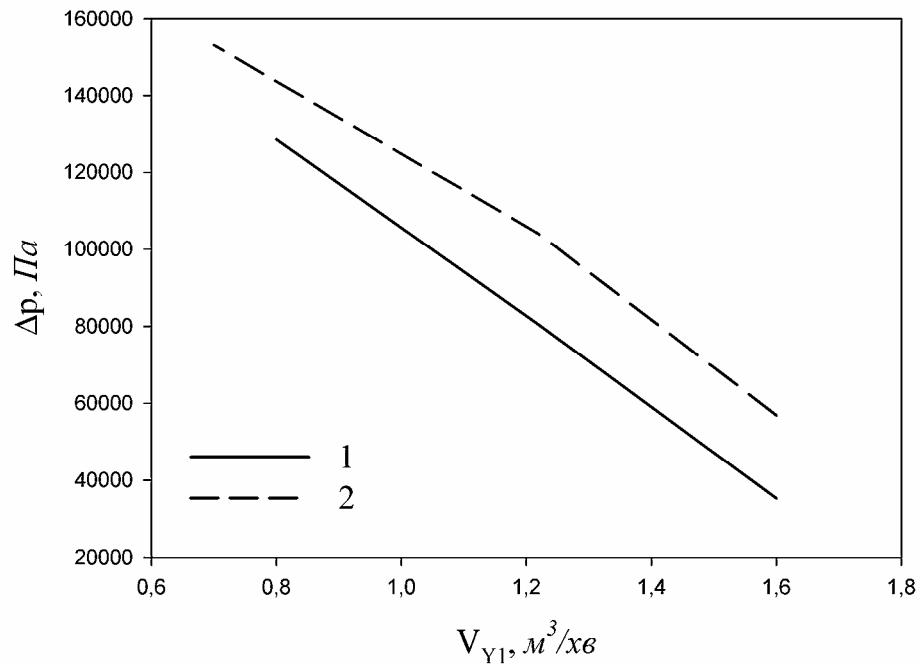


Рис. 4.2. Напірна характеристика РКМ для геометрії $R/r_2 = 1,1$ з двохстороннім зазором при:
 1 – $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$; 2 – $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$

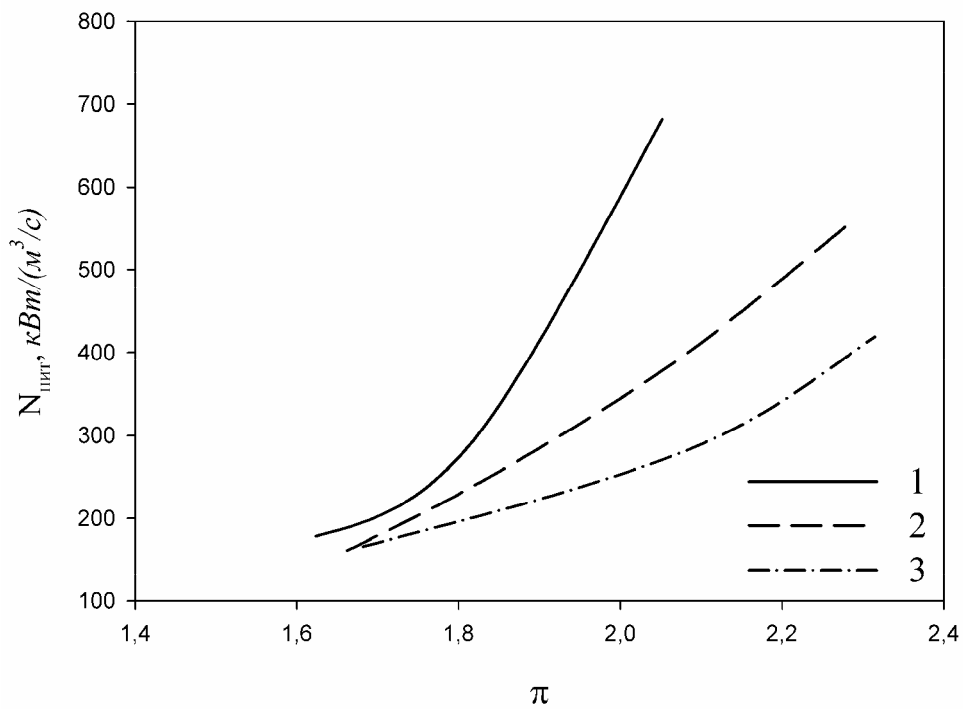


Рис. 4.3. Залежність питомої потужності РКМ від ступеня підвищення тиску для $R/r_2 = 1,2$ при різних швидкостях обертання робочого колеса з двохщілинною конструкцією робочої порожнини
 1 – $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$; 2 – $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$; 3 – $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$

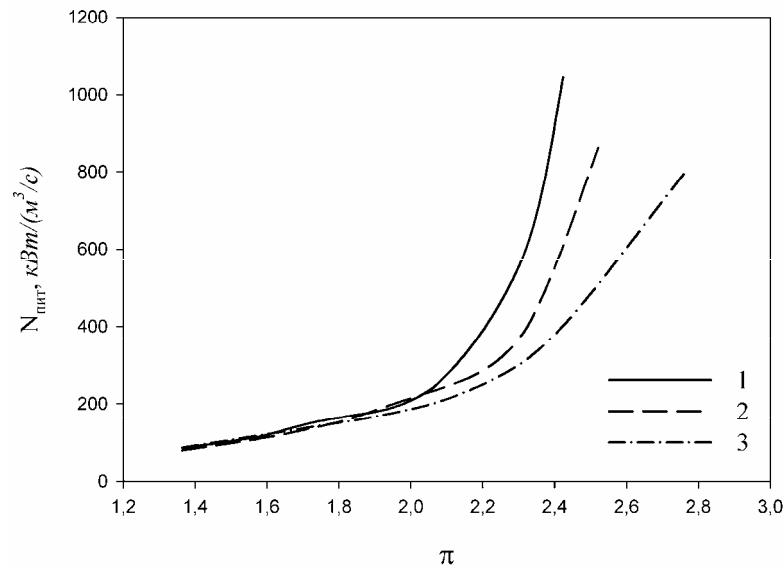


Рис. 4.4. Залежність питомої потужності РКМ від ступеня підвищення тиску для $R/r_2 = 1,1$ при різних швидкостях обертання робочого колеса з однощілинною конструкцією робочої порожнини
 1 – $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$; 2 – $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$; 3 – $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$

Аналізуючи наведені результати, що були отримані експериментальним шляхом на РКМ типу ВВН1-3, яка працювала у компресорному режимі, можна сказати що її характеристики відповідають характеристикам компресора ВК-1,5, що серійно випускається. Досліджуваний діапазон ступенів підвищення тиску $\pi = 1,3 - 2,5$. При чому всі дослідження виконувалися з тиском всмоктування, рівним атмосферному.

Окрім зміни геометрії робочої порожнини, а саме, відносного радіуса корпусу R/r_2 , який приймав значення 1,1 та 1,2 та визначав величину відносного ексцентриситету, яка, у свою чергу, дорівнювала $\bar{e} = e/r_2 = 0,1$ та 0,19 відповідно, досліджувався вплив конструкції робочої порожнини, а саме, – робочого колеса, яке у досліджуваному зразку було консольного типу.

Розглядалося два типи конструкції: стандартний, коли робоче колесо на вільному своєму кінці було відкритим до торцевої кришки (такий тип було названо двохщілинним, т. я. робоча комірка, що утворювалася при роботі РКМ мала торцеві зазори з двох сторін відносно робочого колеса), та модернізований, коли робоче колесо на вільному своєму кінці було закритим

кришкою, яка кріпилася на ньому (такий тип було названо однощільним, т. я. робоча комірка, яка утворювалася при роботі РКМ, мала тільки один торцевий зазор з боку всмоктувальних та нагнітальних вікон).

Порівняльні результати напірних та енергетичних характеристик РКМ для одно- двохщільної конструкції робочої порожнини в залежності від геометрії машини показані на *рис. 4.5* та *4.6*.

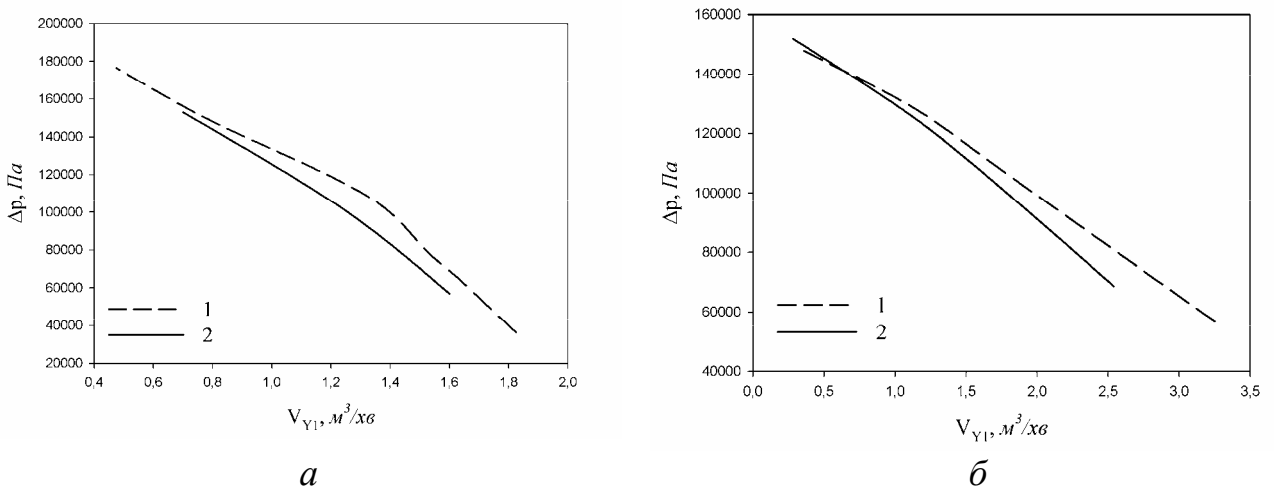


Рис.4.5. Вплив конструкції робочої порожнини на напірну характеристику РКМ при $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$: *а* – $R/r_2 = 1,1$; *б* – $R/r_2 = 1,2$
1– однощільна; 2– двощільна

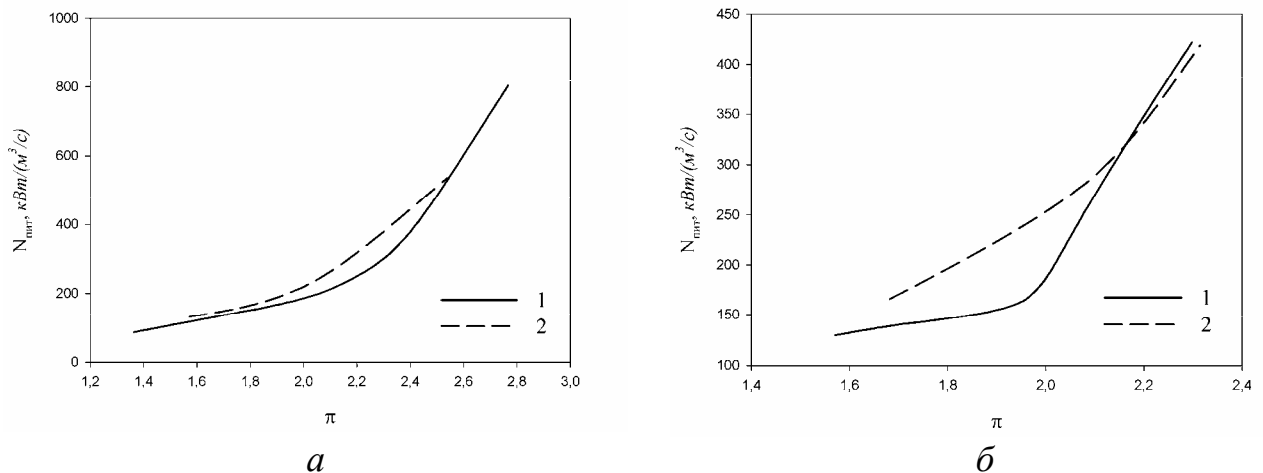


Рис.4.6. Вплив конструкції робочої порожнини на питому потужність РКМ при $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$: *а* – $R/r_2 = 1,1$; *б* – $R/r_2 = 1,2$
1– однощільна; 2– двощільна

З отриманих результатів можна зробити висновок про доцільність створення однощільних конструкцій робочої порожнини, що призводить до зменшення питомої потужності РКМ у наслідок збільшення її продуктивності

завдяки зменшенню перетікань через торцеві зазори та зменшення споживаної потужності у наслідок зменшення гідравлічних втрат у робочій порожнині.

4.2. Уточнення форми внутрішньої поверхні рідинного кільця РКМ

Точне визначення форми внутрішньої поверхні рідинного кільця розрахунковим шляхом в залежності від режиму роботи РКМ є дуже важливою задачею при проектуванні машин цього класу. Оскільки форма рідинного кільця визначає багато факторів, що впливають на витратні та енергетичні характеристики та геометрію РКМ, а саме, на величини:

- «мертвого» об'єму, який є визначальним для величини коефіцієнта подачі;
- об'єму робочої комірки у нижньому перетині машини, яка визначає теоретичну продуктивність машини;
- площі поверхні тепло- та масообміну, яка впливає на кількість підведеного чи відведеного до газу чи рідини тепла, масові витрати конденсату чи пари робочої рідини, що надходить до газу;
- радіусів зовнішніх обрисів всмоктувального та нагнітального вікон.

Порівняння розрахункової форми внутрішньої поверхні з отриманою експериментально шляхом фотозйомки подане у додатку А.1.

З додатку А.1 видно, що ФВП, яка розрахована за пропонованою методикою лише частково відповідає дійсній. Ця відповідність спостерігається лише на ділянці всмоктування. З рисунку також добре видно не симетричність поверхні РК, що пояснюється впливом зміни тиску у робочих комірках за кутом повороту у зоні стиснення та нагнітання. Цю невідповідність вирішено виправити шляхом розділення робочого простору на дві частини: $\alpha = (0 - 180)^\circ$ та $\alpha = (180 - 360)^\circ$. Для першого діапазону спостерігається добре співпадіння результатів експерименту та розрахунку, тому радіус-вектор ФВП РК визначатимемо за формулою (2.63). З метою уточнення ФВП РК для другого діапазону введено поправковий коефіцієнт C :

$$C = \frac{1}{1 - c \cdot \sin \alpha}, \quad (4.1)$$

де c – експериментальний коефіцієнт, що залежить від режиму роботи РКМ; $\alpha = (180 - 360)^\circ$.

Отже, ми отримали уточнену формулу для розрахунку ФВП РК:

$$\bar{\rho} = C \cdot \left(a + \sqrt{(\bar{\rho}_0 - a)^2 - \frac{2}{r_2} \cdot \left[R - e - \sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha} \right]} \right),$$

$$\begin{cases} C = 1 \text{ при } \alpha \in [0; 180] \\ C = \frac{1}{1 - c \cdot \sin \alpha} \text{ при } \alpha \in (180; 360) \end{cases} \quad (4.2)$$

У додатку А.2 та на рис. 4.7 показано порівняння радіусів-векторів ФВП РК, отриманих експериментально та розрахованих за формулою (4.2) з урахуванням поправкового множника для вакуумного та компресорного режиму роботи РКМ. Спостерігається добре співпадіння результатів по всьому куту повороту.

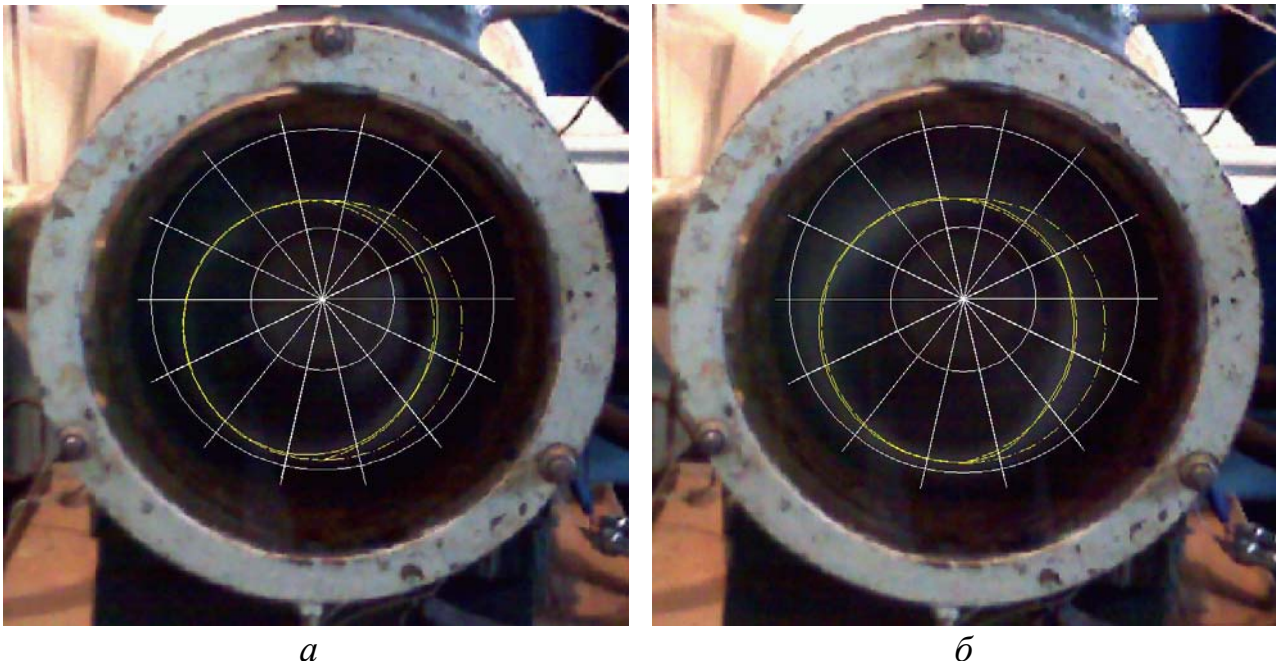


Рис. 4.7. Знімки ФВП РК РКМ у компресорному режимі при $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$ та $R/r_2 = 1,1$ для параметрів: а) $\pi = 1,77$; б) $\pi = 2,52$

суцільна лінія – дійсна ФВП РК; штрихова лінія – ФВП РК, розрахована за пропонованою методикою без урахування поправкового коефіцієнта C ; штрихпунктирна лінія – ФВП РК, розрахована з урахуванням поправкового коефіцієнта (майже співпадає з дійсною формою рідинного кільця)

Після обробки експериментальних даних при визначенні поправкових коефіцієнтів було виявлено, що у компресорному режимі роботи поправковий коефіцієнт c не залежить від частоти обертання та тиску нагнітання. Він є величиною сталою та для відносного радіусу корпусу $R/r_2 = 1,1$ дорівнює $c = 0,26$.

Також було встановлено, що величина відходу РК у верхньому перетині практично не залежить від тиску нагнітання в діапазоні $\pi = 1,7 - 2,5$, а при менших значеннях ступеня підвищення тиску ця величина не суттєво зменшується. Для досліджуваної машини ця величина дорівнює 20 мм або у відносних величинах $\bar{\rho}_0 = 0,6$ для вказаної величини ступеня підвищення тиску та діапазону швидкостей обертання $U_2 = (13,1 - 16,7) \text{ м/с}$.

Зовсім іншою є картина для вакуумного режиму роботи. У цьому випадку зменшення тиску всмоктування значною мірою впливає на ФВП РК. Поправковий коефіцієнт c при зменшенні тиску від $p_{Y1} = 60 \text{ кПа}$ до $p_{Y1} = 20 \text{ кПа}$ збільшився більш, ніж у два рази. Залежність $c = f(p_{Y1})$ має кубічний характер може бути записана у вигляді:

$$c = 0,3525 - 5,625 \cdot 10^{-7} \cdot p_{Y1} - 9,375 \cdot 10^{-11} \cdot p_{Y1}^2 + 7,812 \cdot 10^{-16} \cdot p_{Y1}^3 \quad (4.3)$$

Для тиску всмоктування $p_{Y1} = 20 \text{ кПа}$ ФВП РК необхідно визначати, розділивши робочий простір не на дві, а на три частини: всмоктування ($0 \leq \alpha \leq 180^\circ$), стиснення ($180^\circ < \alpha \leq \alpha_{cm}$) та нагнітання з ділянкою зворотного розширення ($\alpha_{cm} < \alpha < 360^\circ$), де α_{cm} – кут відкриття нагнітального вікна. Це пояснюється надзвичайно сильною деформацією рідинного кільця. При чому на ділянці нагнітання коефіцієнт $c = 0,17$. Отриманий результат розрахунку показано у додатку А.2, в.

4.3. Апробація методики визначення перетікань через торцеві зазори

4.3.1. Перевірка отриманих результатів

За вищенаведеною методикою було розроблено програмний продукт на мові програмування Turbo Pascal для визначення миттєвого значення масових витрат газоповітряної суміші через комірку за кутом повороту. Розрахунок виконувався для фіксованого значення товщини зазору $\delta = 0,3 \text{ мм}$. Отримані результати показано на *рис. 4.8*. Також було розраховано об'ємні витрати повітря приведені до відповідного тиску всмоктування за формулою:

$$V^{\Pi} = \frac{m^{\Pi}}{\rho_{Y1}}. \quad (4.4)$$

Результати розрахунків зведеної об'ємної витрати показані на *рис. 4.9*.

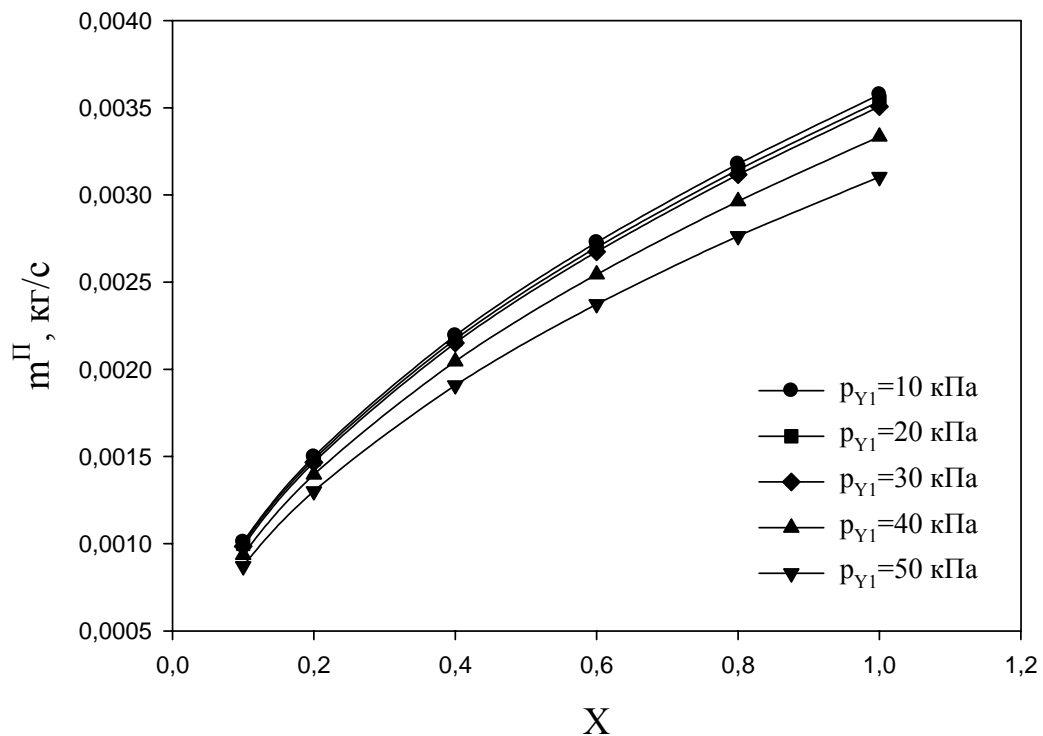


Рис. 4.8. Вплив коефіцієнта газовмісту на масову витрату повітря через щілину для різних тисків всмоктування, $\delta = 0,3 \text{ мм}$

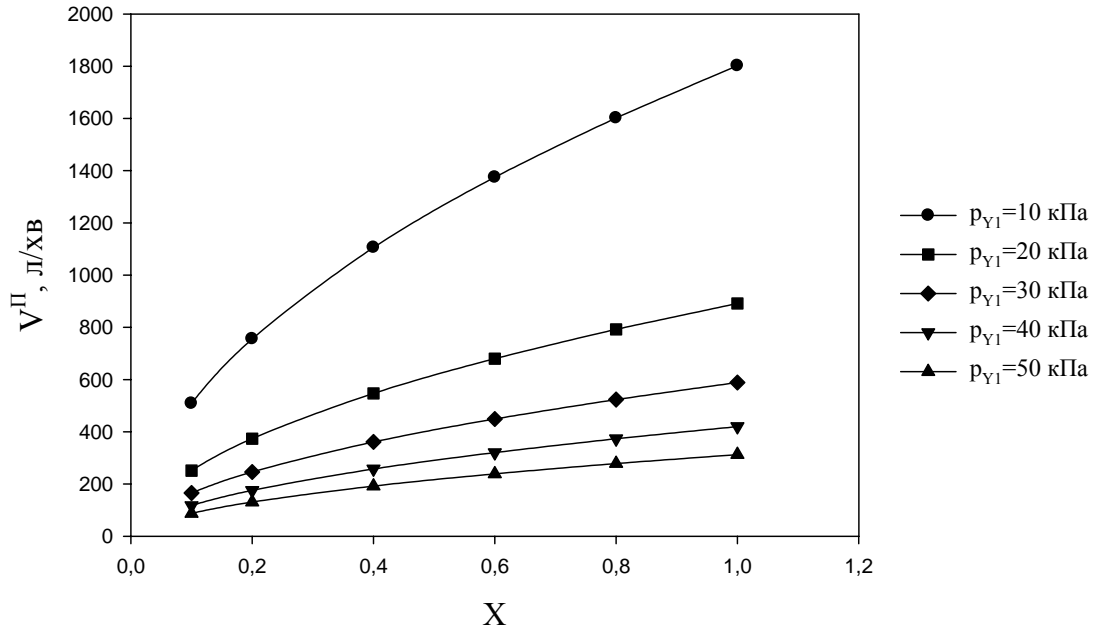


Рис. 4.9. Вплив коефіцієнта газомісту на об'ємну витрату повітря через щілину, зведена до тиску всмоктування, $\delta = 0,3$ мм

З метою перевірки отриманих результатів розрахунку перетікань повітря для машини ВВН-3 та товщини зазору $\delta = 0,3$ мм їх було порівняно з результатами експериментальних досліджень [74], одне з яких наведено на рис. 4.10. Вони виконувалися для різних витрат робочої рідини.

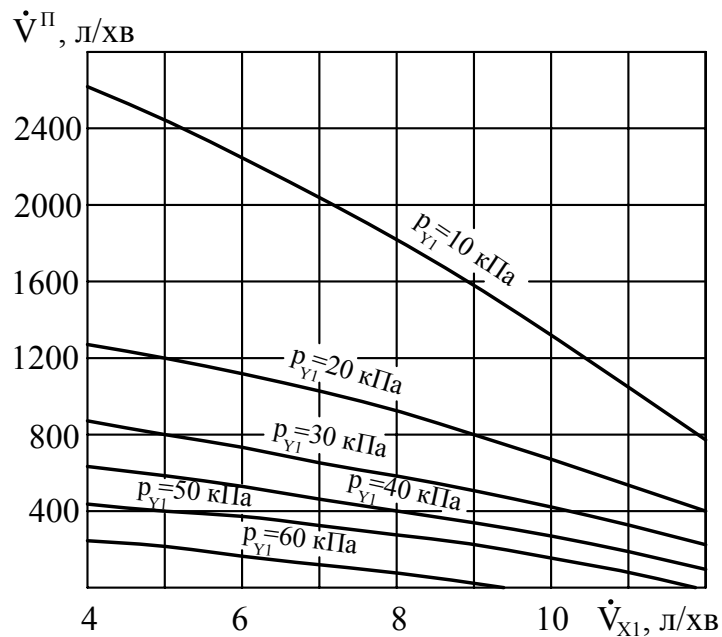


Рис. 4.10. Перетікання повітря через торцеві зазори машини ВВН-3 при різних тисках всмоктування, $\delta = 0,3$ мм (експериментальні дослідження)

Порівняння результатів виявило значну їх кореляцію, що видно навіть не озброєним оком. З урахуванням того, що коефіцієнт газовмісту X , точне значення якого ми не знаємо для РКМ, є величиною оберненою до витрати робочої рідини, V_{x1} , та того, що результати розрахунків приведеної об'ємної витрати (рис. 4.9) виявилися пропорційними результатам експериментальних досліджень (рис. 4.10), можна сказати, що результати розрахунків необхідно збільшити у 1,45 рази. При цьому розрахунки виконувалися для щілин, розміщених з однієї сторони робочого колеса. У вищенаведеній методиці на величину масової витрати газу (повітря) через щілину головним чином впливає величина коефіцієнта витрати α , яка розраховується за формулами відповідно до п.п. 5.1 та 5.2 розділу 2.8.2 в залежності від коефіцієнта ξ . Для приведення методики розрахунку до умов, що характерні для роботи РКМ необхідно дещо змінити вищезгадані залежності, які запишуться наступним чином:

$$5.1) \text{ для } \xi \leq 25 \quad \alpha^{(2)} = \frac{1,19}{(1 + \xi)^{0,44}};$$

$$5.2) \text{ для } \xi > 25 \quad \alpha^{(2)} = \frac{1,45}{(1 + \xi)^{0,5}};$$

та при визначенні режиму руху газорідинної суміші критерій Рейнольдса визначаємо за формулою:

$$\text{Re}_{GL} = \frac{1,38 \cdot \delta \cdot m_{GL}^{(1)}}{\mu_{GLM}}.$$

Інші залежності залишаються без змін.

Після коректування методики розрахунку перетікань у торцевих щілинах було виконано повторний розрахунок приведених витрат повітря з урахуванням того, що отримані результати необхідно подвоїти (дві сторони робочого колеса). Отримані результати та порівняння з результатами експерименту показані на рис. 4.11.

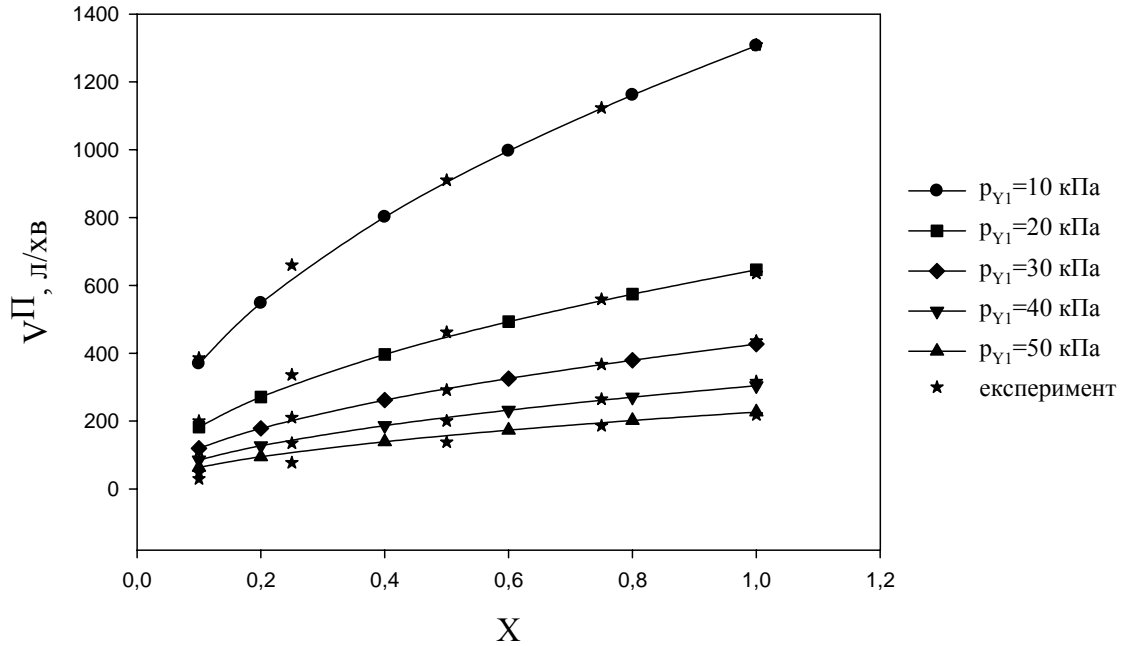


Рис. 4.11. Вплив коефіцієнта газомісту на об'ємну витрату повітря через щілину, приведену до тиску всмоктування, $\delta = 0,3 \text{ мм}$

З рис. 4.11 видно співпадіння результатів, що говорить про достовірність отриманої методики розрахунку.

Більше того, з порівняння результатів можна визначити зв'язок між коефіцієнтом газомісту X та витратою робочої рідини \dot{V}_{X1} , який заносимо в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

X	1	0,75	0,5	0,25	0,1
$\dot{V}_{X1}, \text{л/хв}$	4	6	8	10	12

За отриманими значеннями відповідно до табл. 4.1 можна оцінювати середню величину газомісту у торцевих щілинах РКМ при різній витраті робочої рідини.

4.3.2. Вплив температури газу та геометрії щілини на величину перетікань через торцевий зазор

За розробленою методикою визначення перетікань газу через торцеві зазори було вирішено проаналізувати вплив геометрії щілини, а саме, її висоти

δ та температури газу на сумарну величину перетікань через торцевий зазор РКМ.

Вплив температури газу на величину перетікань через торцевий зазор показаний на *рис. 4.12*.

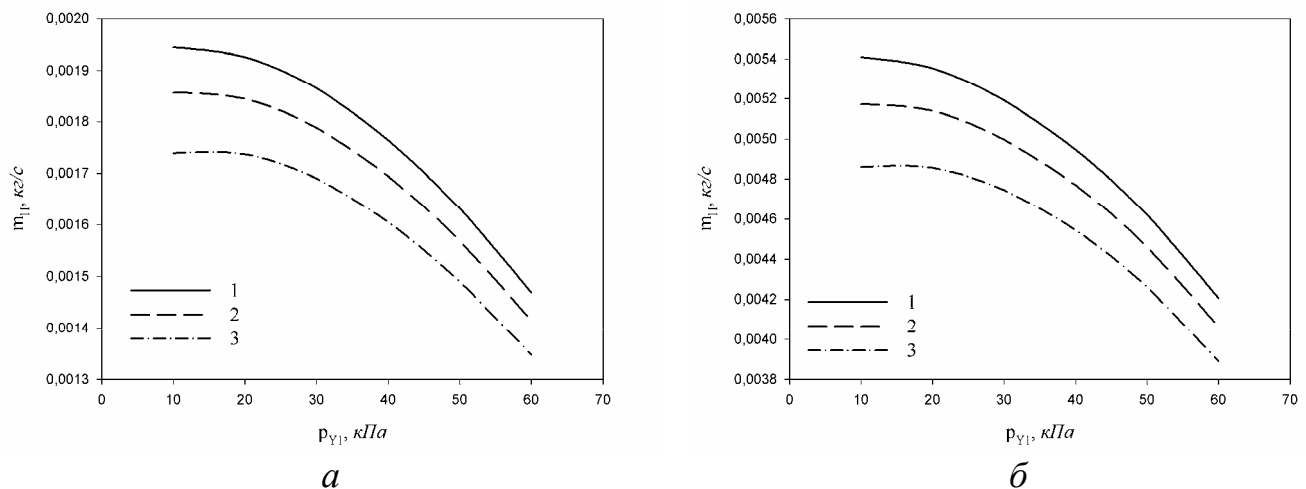


Рис. 4.12. Вплив температури газу на масову витрату перетікань через торцевий зазор в залежності від тиску всмоктування при газовмісті $X = 0,5$ для щілин $\delta = 0,2$ мм (а) та $\delta = 0,4$ мм (б)

1 – $t_g = 20^\circ\text{C}$; 2 – $t_g = 30^\circ\text{C}$; 3 – $t_g = 40^\circ\text{C}$

З *рис. 4.12* видно, що збільшення температури газу з $t_g = 20^\circ\text{C}$ до $t_g = 40^\circ\text{C}$ призводить до зменшення його витрати майже на 10 % в усьому діапазоні тисків всмоктування, що пояснюється головним чином зміною густини газу та не значною зміною калоричних параметрів газу та робочої рідини. На *рис. 4.12* також можна спостерігати вплив величини тиску всмоктування на величину перетікань газу. Такий характер пояснюється впливом на величину перетікань величини ступеня розширення газу β .

Також було досліджено вплив товщини торцевого зазору δ , який задавався в межах, які рекомендовані для конструювання РКМ $\delta = (0,2 - 0,5)$ мм, результати яких показані на *рис. 4.13*.

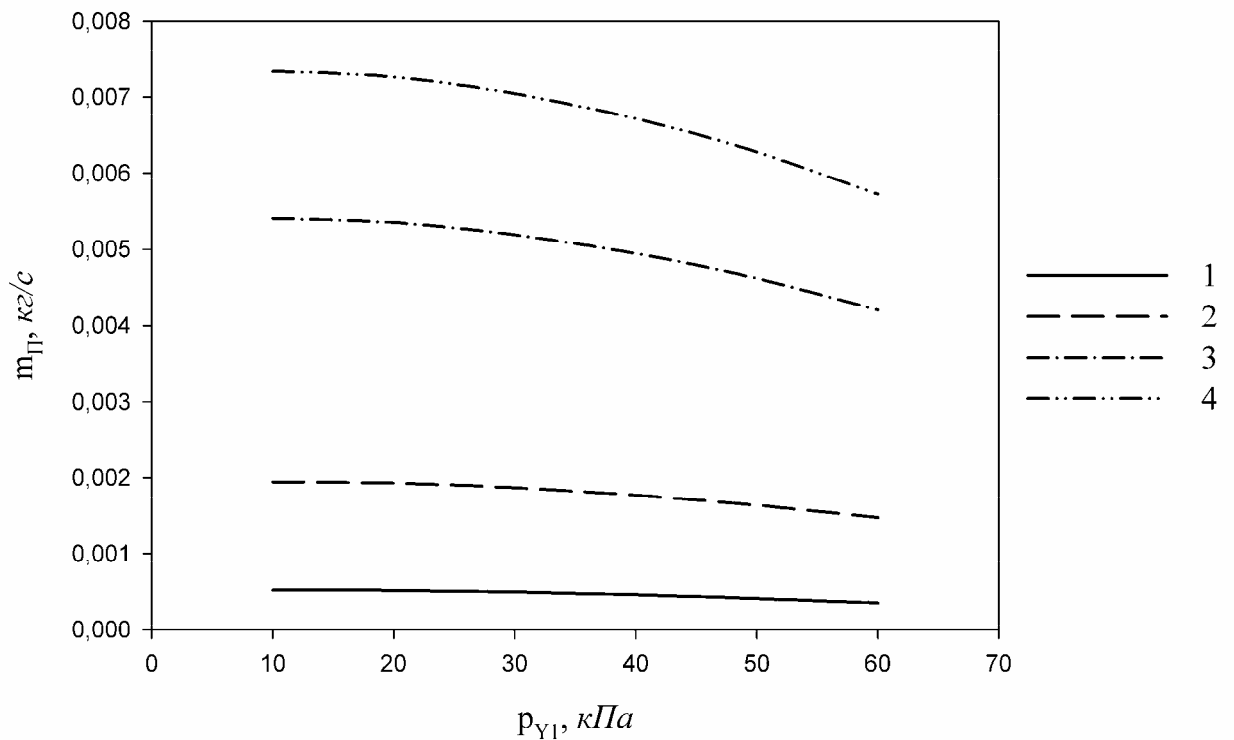


Рис. 4.13. Вплив товщини торцевого зазору δ на масову витрату перетікань через нього при $t_\gamma = 20^\circ\text{C}$ для співвідношення робочих середовищ «вода – повітря» при газовмісті $X = 0,5$
 1 – $\delta = 0,1\text{ мм}$; 2 – $\delta = 0,2\text{ мм}$; 3 – $\delta = 0,4\text{ мм}$; 4 – $\delta = 0,5\text{ мм}$

З рис. 4.13 видно, що збільшення величини торцевого зазору у 5 разів призводить до збільшення величини перетікань більш, ніж у 10 разів, що пояснюється збільшенням площі прохідного перетину зазору. Тому можна рекомендувати при проектуванні РКМ намагатися закласти якнайменшу величину δ , яку можливо реалізувати технологічно.

Отже, взявши за основу методику [65], що розроблена для шестеренчастих мокроповітряних вакуум-компресорів, з урахуванням експериментальних досліджень було розроблено нову методику розрахунку перетікань газу на ділянці стиснення за якою можна визначати величини масових витрат газорідинної суміші та, власне, газу за кутом повороту робочого колеса; визначати сумарні витрати газу, що перетікає з області нагнітання у область всмоктування. Методику було уточнено для системи робочих середовищ «вода – повітря». Її також можна застосовувати для розрахунку

перетікань для інших співвідношень робочих середовищ з внесенням відповідних поправкових коефіцієнтів, що можуть бути отримані дослідним шляхом та різних значень величин зазорів δ .

4.4. Розподіл температурних полів у робочій порожнині РКМ

Залежність температури у рідинному кільці від кута повороту робочого колеса для компресорного режиму роботи РКМ, різних геометричних параметрів машини та швидкостей обертання робочого колеса подана у табл. 4.2.

Таблиця 4.2

$U_2, \frac{M}{c}$	11,9	14,3	16,7
$\frac{R}{r_2} = 1,1$	<p>• $\pi=1,24$ ■ $\pi=1,49$ ◆ $\pi=1,73$</p>	<p>• $\pi=1,25$ ■ $\pi=1,49$ ◆ $\pi=1,98$</p>	<p>• $\pi=1,49$ ■ $\pi=1,98$ ◆ $\pi=2,47$</p>
$\frac{R}{r_2} = 1,2$	<p>• $\pi=1,24$ ■ $\pi=1,48$ ◆ $\pi=1,72$</p>	<p>• $\pi=1,48$ ■ $\pi=1,72$ ◆ $\pi=1,97$</p>	<p>• $\pi=1,48$ ■ $\pi=1,97$ ◆ $\pi=2,46$</p>

Залежність температури у рідинному кільці від глибини занурення давача відносно поверхні корпусу машини h для компресорного режиму роботи РКМ, різних геометричних параметрів машини та швидкостей обертання вала подана у табл. 4.3.

Таблиця 4.3

$U_2, \frac{M}{c}$	11,9	14,3	16,7
$\frac{R}{r_2} = 1,1$			
$\frac{R}{r_2} = 1,2$			

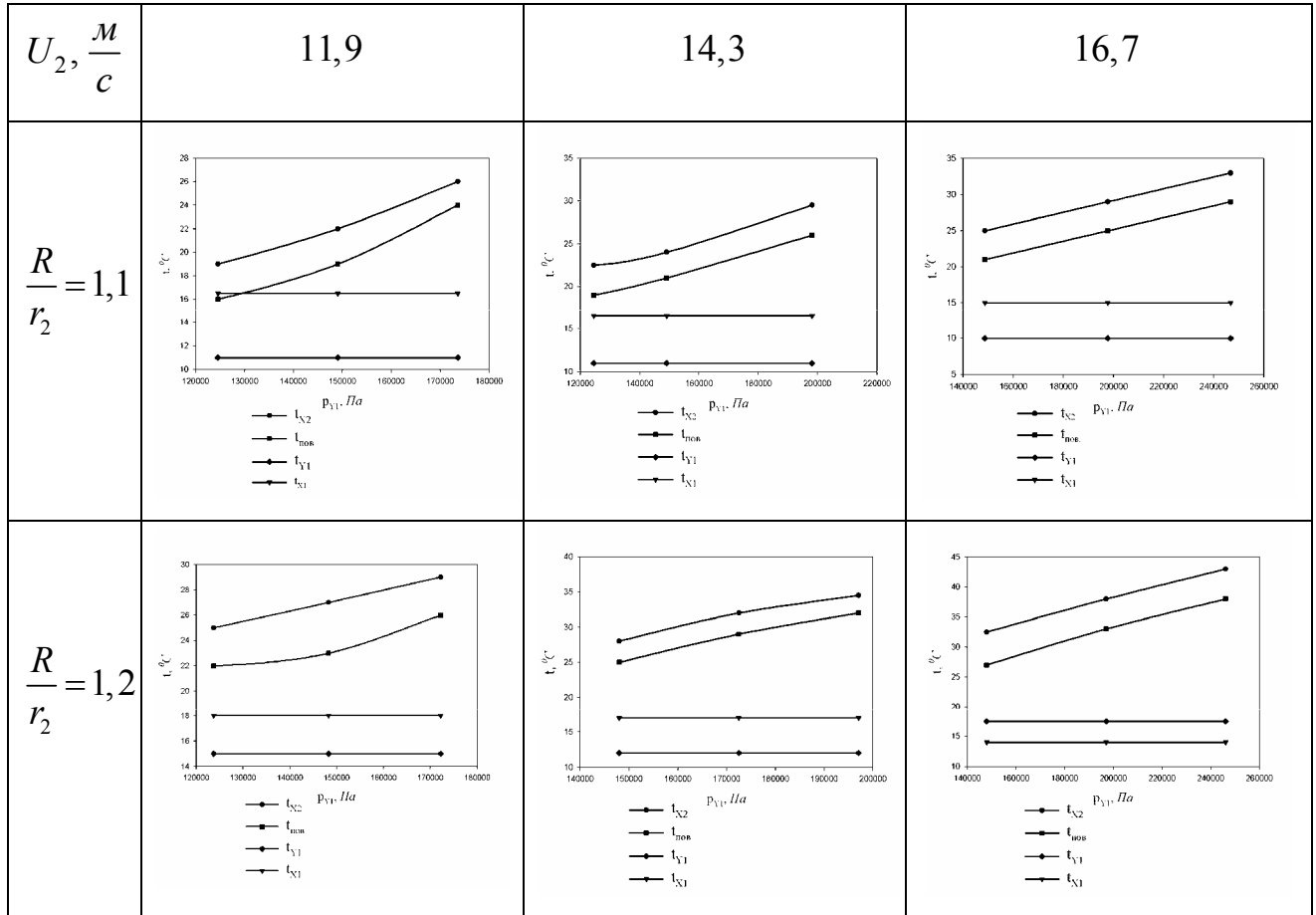
Вплив тиску нагнітання на температури води на виході з машини t_{X2} , поверхні корпусу $t_{нов}$ при заданих величинах температур води на вході t_{X1} та повітря на вході в машину t_{Y1} для компресорного режиму роботи РКМ при різних геометричних параметрах машини та різних швидкостях обертання вала подана у табл. 4.4.

Аналізуючи наведені у таблицях 4.2 – 4.4 результати вимірювань можна зробити наступні загальні висновки:

– температура робочої рідини у радіальному напрямі збільшується лінійно при наближенні до робочого колеса РКМ з перепадом у $(0,5-1)^\circ C$ при швидкостях $U_2 = (11,9-16,7) м/с$ та відносному радіусі корпусу $R/r_2 = 1,1$, та з перепадом $(1-2)^\circ C$ для $R/r_2 = 1,1$ при аналогічних швидкостях; величина цього перепаду не залежить від величини ступеня підвищення тиску в досліджуваному інтервалі;

– температура робочої рідини на ділянці стиснення практично не змінюється за кутом повороту, що свідчить про інтенсивне її перемішування;

Таблиця 4.4



– температура поверхні корпусу $t_{пов}$ розподілена за кутом повороту робочого колеса рівномірно, при збільшенні тиску нагнітання зростає лінійно та повторює ріст температури води на виході з різницею близько $2,5^{\circ}C$;

– температура робочої рідини та поверхні корпусу у осьовому напрямку розподілена рівномірно. При індиціюванні температури у осьовому напрямку не було виявлено жодної зміни температури.

Більш докладний аналіз температурних полів буде виконано у розділі, присвяченому тепловізійній зйомці робочої порожнини.

4.5. Визначення розподілу температур за кутом повороту робочого колеса

Результати, які викладені у цьому підрозділі, було отримано вперше із застосуванням тепловізійної зйомки за допомогою тепловізора Fluke Ti25 про який йшла мова у п. 3.3.

Теплофізична зйомка виконувалася для двох режимів роботи: вакуумного та компресорного для $R/r_2 = 1,1$.

4.5.1. Розподіл температурних полів при вакуумному режимі роботи

У вакуумному режимі роботи виконувалася зйомка при двох швидкостях обертання $U_2 = 13,1 м/с$, $U_2 = 15,5 м/с$ та при тисках всмоктування $p_{y1} = 20; 40; 60 кПа$ результати яких наведені у додатку А.3

Аналізуючи отримані результати, можна зробити наступні загальні висновки:

1) температура газу та робочої рідини за кутом повороту робочого колеса та радіусом розподілені не рівномірно;

2) маємо дві яскраво виражені зони розподілу температур у робочій порожнині, які відповідають ділянці всмоктування з одного боку та ділянці стиснення та нагнітання – з іншого; вони мають чітко виражені осередки, що співпадають з відповідними вікнами: всмоктувальним та нагнітальним;

3) зі зміною тиску всмоктування спостерігається максимум найбільшої температури у робочій порожнині РКМ, що може бути пояснений характером зміни масової витрати газу при зменшенні тиску всмоктування, тобто характером об'ємної характеристики машини;

4) спостерігається не значне зменшення температури (до $(1-2)^\circ C$) при проходженні повітря по всмоктувальному патрубку, що може бути пояснене

його дроселюванням при проходженні лічильника та запірної арматури. Цей ефект достеменно не вивчався, тому потребує додаткових досліджень.

За результатами вимірювань температури з використанням ліцензійного програмного забезпечення компанії Fluke, яке входить в комплект поставки тепловізора, а саме, програмного комплексу SmartView 2.1, було отримано наступні узагальнення:

1) температурний напір між середньою температурою газу в комірці та поверхнею РК у верхньому перетині робочого простору залежить від частоти обертання та тиску всмоктування та лежить в діапазоні $\Delta t = (0,3 - 1)^\circ\text{C}$; більші значення відповідають меншим тискам всмоктування та частотам обертання;

2) температурний напір між середньою температурою газу в комірці та поверхнею РК на ділянці, що відповідає середині вікна всмоктування та на у нижньому перетині робочого простору не залежить від частоти обертання та тиску всмоктування та для всіх випадків складає біля $\Delta t = 0,3^\circ\text{C}$;

3) температурний напір між середньою температурою газу в комірці та поверхнею РК на ділянці стиснення змінюється за кутом повороту та залежить головним чином від тиску всмоктування; в середньому для $p_{Y1} = (40 - 60)\text{кПа}$ можна приймати $\Delta t = 2,5^\circ\text{C}$, а для $p_{Y1} = 20\text{кПа}$ ця величина дорівнює $\Delta t = 1,5^\circ\text{C}$;

4) температурний напір між середньою температурою газу в комірці та поверхнею РК на ділянці нагнітання залежить від тиску всмоктування та лежить в діапазоні $\Delta t = (6 - 7)^\circ\text{C}$ для тисків всмоктування $p_{Y1} = (40 - 60)\text{кПа}$ та $\Delta t = 4^\circ\text{C}$ для $p_{Y1} = 20\text{кПа}$;

5) по куту повороту робочого колеса на радіусі близькому до радіуса корпусу у всіх випадках спостерігався температурний напір між ділянкою всмоктування та нагнітання у $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ для всіх випадків, що є підтвердженням тези про ізотермічність поверхні корпусу РКМ за кутом повороту;

б) у радіальному напрямі також спостерігається стабільність температурного поля не залежно від кута повороту робочого колеса, частоти

обертання та тиску всмоктування; цей температурний напір становить $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ для всіх випадків.

4.5.2. Розподіл температурних полів при компресорному режимі роботи

У компресорному режимі роботи виконувалася зйомка при трьох швидкостях обертання на периферії робочого колеса $U_2 = 13,1\text{ м/с}$, $U_2 = 15,5\text{ м/с}$ та $U_2 = 16,7\text{ м/с}$ при ступенях підвищення тиску $\pi = 1,7 - 2,5$ результати якої показані у додатку А.4.

Отримані результати за загальним своїм характером повністю відповідають висновкам, що зроблені у попередньому підрозділі стосовно вакуумного режиму роботи. Головною відмінністю є не якісна картина температурного поля у робочій порожнині РКМ, а самі значення температур, які дещо збільшилися (додатки А.3 та А.4).

Узагальнені висновки з компресорного режиму роботи на основі аналізу отриманої інформації (додатки А.3 та А.4) є такими:

1) на ділянці зворотного розширення температурний напір між середньою температурою газу в комірці та поверхнею РК складає $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ та залежить головним чином від тиску нагнітання; при $\pi = 2,5$ ця величина може приймати значення $\Delta t = 2^\circ\text{C}$;

2) на ділянці всмоктування до нижнього перетину робочого простору температурний напір між середньою температурою газу в комірці та поверхнею РК також складає $\Delta t = 1^\circ\text{C}$ не залежно від частоти обертання та ступеня підвищення тиску;

3) на ділянці стиснення температурний напір між середньою температурою газу в комірці та поверхнею РК залежить від швидкості обертання робочого колеса та складає для $U_2 = 13,1\text{ м/с} - \Delta t = 3^\circ\text{C}$, $U_2 = 15,5\text{ м/с} - \Delta t = 4^\circ\text{C}$, $U_2 = 16,7\text{ м/с} - \Delta t = 5^\circ\text{C}$;

4) на ділянці нагнітання температурний напір між середньою температурою газу в комірці та поверхнею РК також залежить від частоти обертання аналогічно попередньому пункту, але є більшим на 1°C у всіх випадках, крім $\pi = 2,5$, де ця величина збільшується на 2°C ;

5) перепад температур між середньою температурою газу в комірці та поверхнею РК в радіальному напрямку аналогічно вакуумному режиму роботи не перевищує $\Delta t = 1^{\circ}\text{C}$ для будь-якого кута повороту робочого колеса, окрім ділянки всмоктування, де вона складає $\Delta t = 0,5^{\circ}\text{C}$. Винятками є крайні випадки, коли $U_2 = 13,1 \text{ м/с}$ та $\pi = 1,7$ – $\Delta t = 0^{\circ}\text{C}$ та $\pi = 2,5$, коли $\Delta t = 1^{\circ}\text{C}$ для всього кута повороту.

4.5.3. Розподіл температури у осьовому напрямку

Для оцінки розподілу температури у осьовому напрямі робочої порожнини РКМ було виконано термографічне фотографування поверхні корпусу обичайки, результати якого показані у додатку А.5.

Аналізуючи отримані зображення, які виконані для різних режимів роботи РКМ можна зробити висновок про рівномірність розподілу температури у осьовому напрямку, що говорить про інтенсивний обмін енергією, а, отже, – про значне перемішування робочої рідини.

4.5.4. Оцінка втрат тепла у навколишнє середовище

З метою якісної оцінки теплових втрат у навколишнє середовище, які, як відомо, залежать від величини температури об'єкта було виконано тепловізійну зйомку дослідної установки в цілому, результати якої наведені у додатку А.6.

Порівнюючи отримані результати візуально можна помітити, що середня температура поверхні РКМ у вакуумному та компресорному режимах дещо відрізняються (різниця близько 10°C). Тому вплив втрат у навколишнє середовище для вакуумних насосів є менш суттєвим, ніж для компресорів, а отже, для вакуумних насосів цією величиною можна знехтувати, компресори ж

потребують додаткового аналізу на предмет визначення величини частки $q_{н.с.}$ у основному рівнянні по визначенню питомої потужності РКМ.

4.6. Визначення середнього показника політропи стиснення для компресорного режиму роботи РКМ

При визначенні величини теплового потоку від стиснення для політропного процесу відповідно до формули (2.84) необхідно знати величину середнього показника політропи стиснення n . Більшість авторів, що досліджували РКМ [5, 6], провадили експериментальні дослідження для вакуумного режиму роботи машини та стверджували, що процес стиснення є ізотермічним, тобто $n = 1$. Залежності цього показника від витрати води взагалі не було знайдено у друкованих працях. Таку ж величину n , як би апроксимуючи, пропонувалося приймати й для компресорного режиму без її експериментального підтвердження.

Пропонована автором методика розрахунку режимних та енергетичних характеристик РКМ повинна охоплювати як вакуумний, так і компресорний режим роботи. Тому було вирішено провести дослідження на предмет визначення показника політропи стиснення газу за компресорного режиму роботи. Дослідження виконувалися на тому ж експериментальному стенді «ВВН1-3» на різній геометрії машини з відносним радіусом корпусу, який знаходився в діапазоні $R/r_2 = 1,1-1,2$ та, як наслідок, різними значеннями відносного ексцентриситету $\bar{e} = e/r_2 = 0,1-0,19$, а також на різних частотах обертання робочого колеса, які знаходилися в межах $n_{об} = (1000-1400) об / хв$, що відповідало швидкостям обертання на периферії робочого колеса $U_2 = (13,1-16,7) м / с$. При дослідженнях постійною підтримувалася витрата води $\dot{m}_{x1} = 5,5 дм^3 / хв$ та її температура на вході у РКМ. Результати дослідження наведені у табл. 4.5. Температура та тиск повітря замірялися у нагнітальному та всмоктувальному патрубках машини.

Середній показник політропи стиснення при зміні кінематичних та геометричних параметрів РКМ у компресорному режимі роботи

R/r_2	$U_2, \frac{м}{с}$	11,9	13,1	14,3	15,5	16,7
1,1	n	1,0979	1,1107	1,1131	1,1216	1,1016
1,2		1,1037	1,1093	1,1198	1,1267	1,1218

Як видно з результатів середній показник політропи стиснення повітря n не залежить від геометрії машини та частоти обертання робочого колеса. У розрахунках його можна приймати $n = 1,1$. Тобто процес стиснення газу є близьким до ізотермічного, але не ізотермічним.

Також виконувалося дослідження для визначення впливу витрати робочої рідини \dot{m}_{X1} на середній показник політропи стиснення n для компресорного режиму роботи РКМ. Деякі результати наведені на *рис. 4.14*.

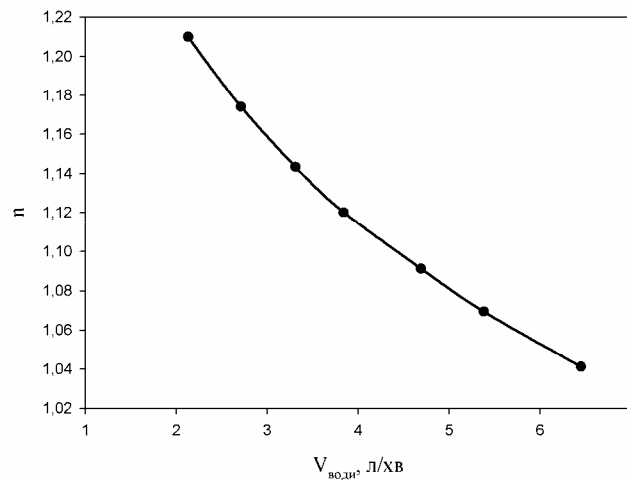


Рис.4.14. Вплив витрати робочої рідини на показник політропи стиснення для компресорного режиму роботи $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$; $R/r_2 = 1,2$; $t_{Y1} = \text{const}$; $t_{X1} = \text{const}$

Попередній висновок з цього дослідження може бути таким: майже троекратне зменшення витрати робочої рідини призводить до незначної зміни показника політропи стиснення (збільшення n не перевищує 5 – 10 %). При цьому тиск на нагнітанні зменшився десь на 30 %. Отже можна сказати, показник політропи n майже не залежить від витрати робочої рідини. Тобто процес стиснення близький до ізотермічного незалежно від витрати робочої

рідини, а її величина впливає лише на ущільнення робочої порожнини РКМ, тобто на коефіцієнт подачі, що наглядно ілюструється на *рис. 4.15*.

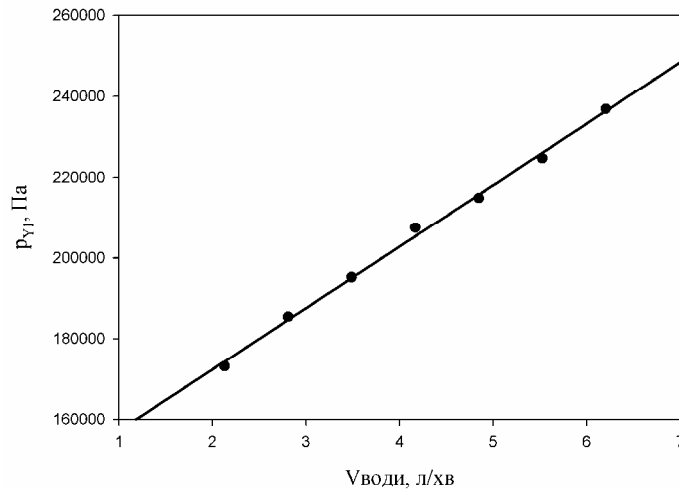


Рис.4.15. Вплив витрати робочої рідини на тиск нагнітання для компресорного режиму роботи $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$; $R/r_2 = 1,2$; $t_{Y1} = \text{const}$; $t_{X1} = \text{const}$

Для вакуумного режиму роботи РКМ дослідники [5, 6] та ін. сходяться на думці, що середній показник політропи стиснення n лежить в межах $n = 1 - 1,05$.

Дослідимо тепер зміну показника політропи стиснення в залежності від швидкості обертання робочого колеса для різної геометрії робочої порожнини (*рис. 4.16* та *4.17*).

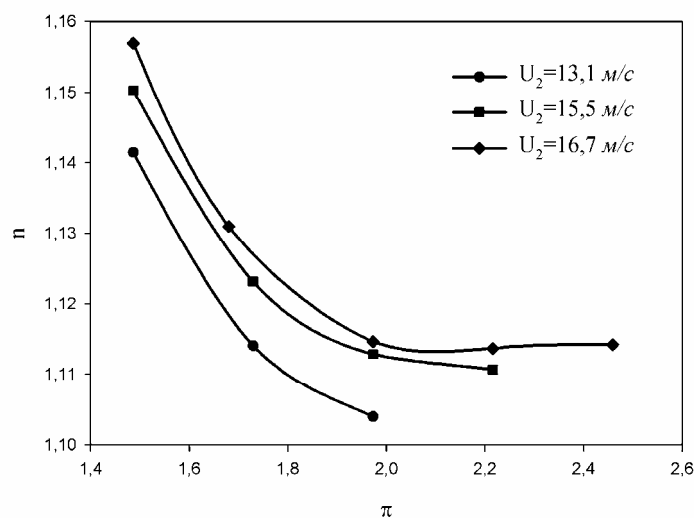


Рис.4.16. Вплив ступеня підвищення тиску на показник політропи для компресорного режиму роботи РКМ для різних швидкостей при $R/r_2 = 1,2$; $t_{Y1} = \text{const}$; $t_{X1} = \text{const}$

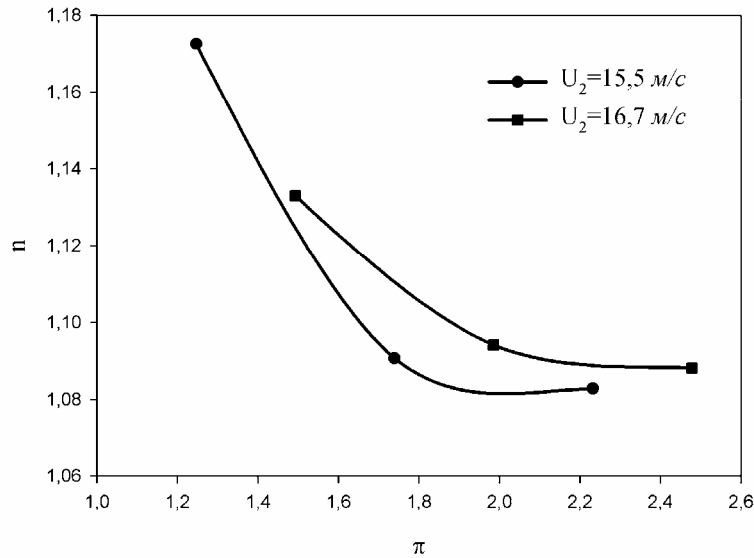


Рис.4.17. Вплив ступеня стиснення на показник політропи для компресорного режиму роботи РКМ для різних швидкостей при $R/r_2 = 1,1$; $t_{y1} = const$;
 $t_{x1} = const$

Як видно з *рис. 4.16* та *4.17* швидкість робочого колеса впливає на величину показника політропи, але не суттєво. Зі збільшенням частоти обертання показник політропи збільшується за рахунок збільшення середньої температури робочої рідини в наслідок збільшення величини гідродинамічних втрат у машині. Це призводить до зменшення температурного напору між газом та поверхнею робочої рідини, а отже, до зменшення кількості теплоти, що передається від газу до робочої рідини та, як наслідок, до більшого відхилення процесу стиснення від ізотерми, яке, як бачимо, не перевищує 10 – 12 % при збільшенні частоти обертання на 30 %. Компенсувати зростання показника політропи можна за рахунок збільшення витрати робочої рідини при переході на більші частоти.

4.7. Визначення зміни термічних параметрів газу за кутом повороту РКМ на ділянці стиснення

За методикою визначення зміни температури та тиску за кутом повороту робочого колеса на ділянці стиснення, основні положення якої викладені у розділі 2, виконано порівняння розрахункових значень величин тиску та

температури на ділянці стиснення з результатами, отриманими експериментально. Індикаторну діаграму було взято у [57], а розподіл температурних полів – при тепловізійній зйомці робочої порожнини дослідної установки типу ВВН1-3. Результати порівнянь наведені на *рис. 4.18* та *4.19*.

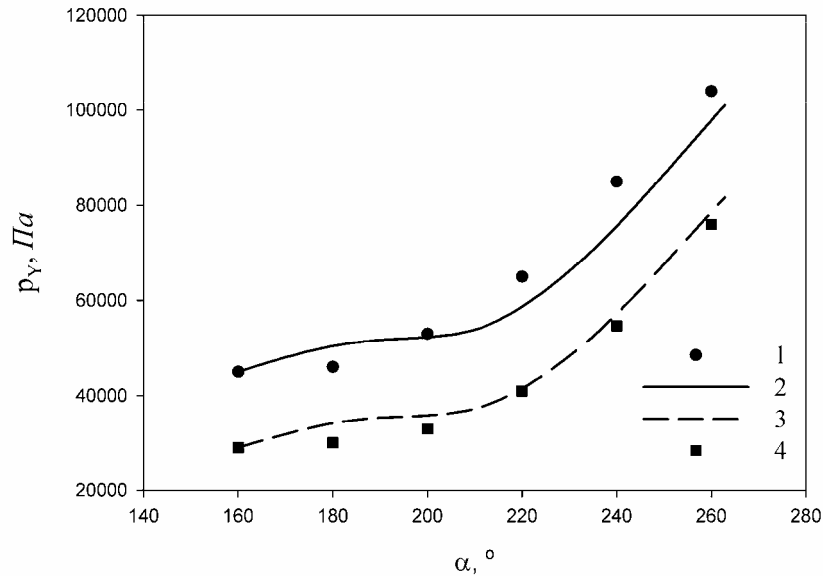


Рис.4.18. Залежність тиску газу у робочій комірці РКМ типу ВВН1-3 від кута повороту робочого колеса на ділянці стиснення при різних тисках всмоктування
2, 3 – розрахунок; 1, 4 – експеримент; 1, 2 – $p_{\gamma 1} = 45$ кПа; 3, 4 – $p_{\gamma 1} = 29$ кПа

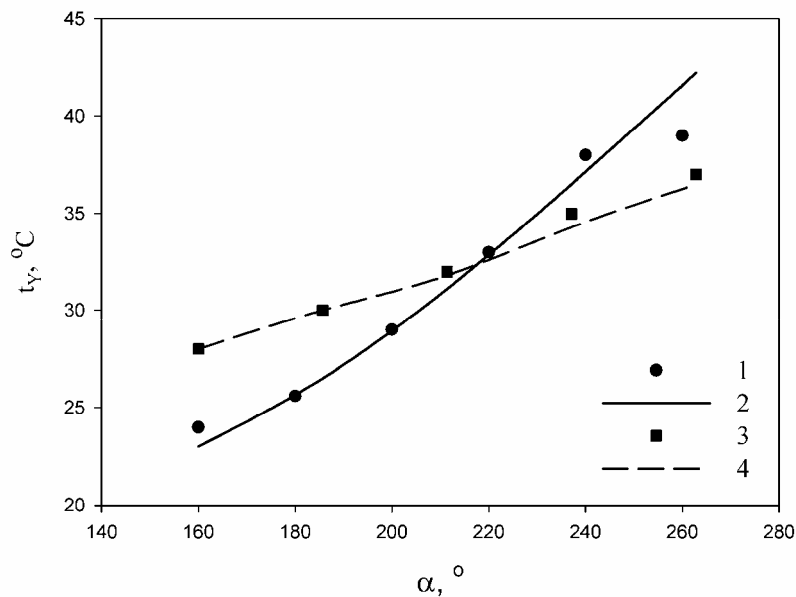


Рис.4.19. Залежність середньої температури газу у робочій комірці РКМ типу ВВН1-3 від кута повороту робочого колеса на ділянці стиснення при різних тисках всмоктування
1, 3 – експеримент; 2, 4 – розрахунок; 1, 2 – $p_{\gamma 1} = 45$ кПа; 3, 4 – $p_{\gamma 1} = 29$ кПа

З рис. 4.18 та 4.19 видно, що результати розрахунку близькі до експериментальних даних, а отже, запропонована методика може використовуватися при визначенні термічних параметрів РКМ на ділянці стиснення. При чому підвищення температури у робочій комірці відбувається в основному за рахунок зміни маси газу у робочій комірці в наслідок перетікань газу з комірок в яких він має більшу температуру.

На основі отриманих даних по зміні об'єму, температури та тиску у робочій комірці за кутом повороту, з урахуванням того, що газ ідеальний, а процес стиснення політропний було визначено зміну показника політропи стиснення за кутом повороту робочого колеса на ділянці стиснення. Результати наведені на рис. 4.20.

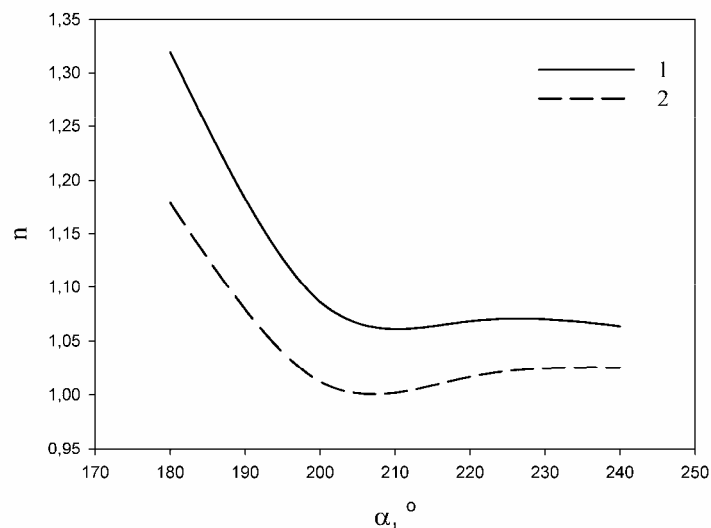


Рис. 4.20. Залежність показника політропи стиснення газу від кута повороту робочого колеса на ділянці стиснення для ВВН1-3 при різних швидкостях обертання робочого колеса та тиском всмоктування $p_{Y1} = 45 \text{ кПа}$
 1 – $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$; 2 – $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$

Аналізуючи отримані залежності можна зробити висновок про не постійність показника політропи за кутом повороту на ділянці стиснення. Подібний характер зміни показника політропи n можна пояснити взаємним впливом характеру зміни об'єму робочої комірки, що визначається геометрією робочої порожнини РКМ, та впливом характеру розподілу температурних полів у машині. За величиною показника політропи стиснення можна оцінювати характер теплообміну між газом та робочою рідиною. Тобто з рис. 4.20 можна

зробити висновок, що максимальний теплообмін у робочій комірці РКМ спостерігається лише на середині ділянки стиснення.

4.8. Оцінка конденсаційної здатності РКМ при зміні її термічних та об'ємних параметрів

Базуючись на викладеній у п. 2.5.1 методиці розрахунку, за допомогою створеного автором програмного продукту, був виконаний аналіз на предмет впливу тиску всмоктування та температур пароповітряної суміші та робочої рідини на масову витрату пари, що сконденсується. Значення цієї величини необхідно знати для визначення величини коефіцієнтів масовіддачі.

Розрахунок виконано для термічних та об'ємних параметрів, які можна отримати на експериментальному зразку водокільцевого вакуум-насоса ВВН1-3 на кафедрі технічної теплофізики Сумського державного університету.

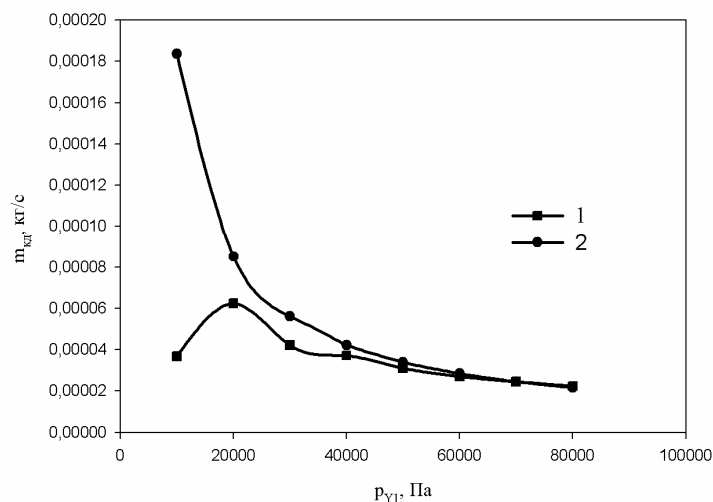


Рис.4.21. Вплив тиску всмоктування на масову витрату конденсату у робочій порожнині РКМ

- 1 – $\dot{m}_{кд} = f(p_{y1})$ при $\dot{V}_{y1} = f(p_{y1}) = \text{varia}$; $t_{x1} = 15^\circ\text{C}$; $t_{y1} = 20^\circ\text{C}$;
 2 – $\dot{m}_{кд} = f(p_{y1})$ при $\dot{V}_{y1} = 3 \text{ м}^3 / \text{хв} = \text{const}$; $t_{x1} = 15^\circ\text{C}$; $t_{y1} = 20^\circ\text{C}$.

Крива 2 (рис. 4.21) побудована для визначення впливу коефіцієнта конденсаційної здатності $\lambda_{кд}$ на коефіцієнт масовіддачі за умови підтримання постійної об'ємної витрати сухого повітря на всмоктуванні $\dot{V}_{y1} = 3 \text{ м}^3 / \text{хв}$. З графіка видно, що ця залежність носить степінний характер, що за умови

зменшення тиску всмоктування призводить до значного збільшення коефіцієнта конденсаційної здатності $\lambda_{кд}$, та, як результат, – масової витрати конденсату $\dot{m}_{кд}$.

Крива 1 (рис. 4.21) у діапазоні тисків всмоктування від 40 кПа майже повторює криву 2, що пояснюється характером об'ємної характеристики машини. Випадіння з цього ряду точок з тиском всмоктування менше 40 кПа пояснюється значним зменшенням об'ємної витрати пароповітряної суміші, тобто – характером все тієї ж об'ємної характеристики машини. При цьому збільшення коефіцієнта $\lambda_{кд}$ не спричинило суттєвого впливу. Отже, визначальною для визначення масової витрати конденсату при зміні тиску всмоктування є об'ємна характеристика машини.

Дослідимо вплив температур живильної рідини t_{X1} та газу на всмоктуванні t_{Y1} на масову витрату конденсату $\dot{m}_{кд}$ (рис. 4.22).

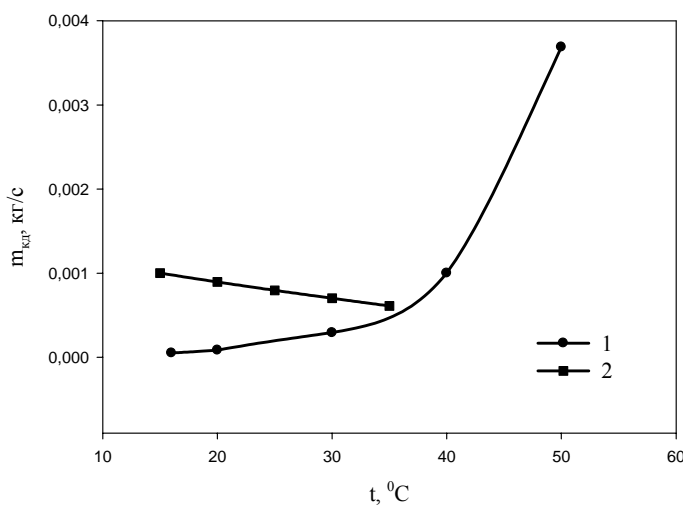


Рис.4.22. Вплив зміни температур газової та рідинної підсистем на кількість сконденсованої пари

$$1 \quad - \quad \dot{m}_{кд} = f(t_{Y1}) \quad \text{при} \\ \dot{V}_{Y1} = 3 \text{ м}^3 / \text{хв}; \quad t_{X1} = 15^\circ\text{C}; \\ t_{Y1} = \text{varia};$$

$$2 \quad - \quad \dot{m}_{кд} = f(t_{X1}) \quad \text{при} \\ \dot{V}_{Y1} = 3 \text{ м}^3 / \text{хв}; \quad t_{Y1} = 40^\circ\text{C}; \\ t_{X1} = \text{varia}$$

Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що найбільший вплив на кількість сконденсованої пари виявляє зміна температури газової фази на всмоктуванні. Масова витрата конденсату збільшується при збільшенні температури t_{Y1} внаслідок збільшення коефіцієнта конденсаційної здатності $\lambda_{кд}$ (лінія 1, рис. 4.22). При збільшенні температури живильної води, за умови підтримання постійною температурою газу та тиску на всмоктуванні

(лінія 2, *рис. 4.22*) масова витрата конденсату $\dot{m}_{\kappa\delta}$ зменшується $\dot{m}_{\kappa\delta}$ здебільшого за рахунок зменшення коефіцієнта λ_t , що приводить до зменшення об'ємної продуктивності РКМ за умовами всмоктування. Коефіцієнт конденсаційної здатності $\lambda_{\kappa\delta}$ за цих умов також зменшується, але він не спричиняє суттєвого впливу.

Розрахунки показують, що підвищення температури t_{x1} призводять до зниження $\beta_{\kappa\delta}$, ймовірно, через збільшення температури в рідинному кільці. У діапазонах тиску, температур і геометрії РКМ, які розглядав У. Зеґбрехт значення $\beta_{\kappa\delta}$ лежать в межах від $\beta_{\kappa\delta} = (0,0002 - 0,01) \text{ кг} / (\text{с} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{кПа})$.

При розрахунках $\dot{Q}_{\kappa\delta}$ необхідно враховувати конденсацію пари також на металевих поверхнях, які утворюють робочу комірку. Допустимо рівність значень u_x як на поверхні рідини, так і на втулці, лопатях робочого колеса і кришках торців РКМ.

Розрахунок $\dot{Q}_{\kappa\delta}$ вимагає знання температури поверхні рідини, тобто по суті T_{x2} , яку, у свою чергу, необхідно визначити, вирішуючи рівняння (2.11а). Таким чином, розрахунок $\dot{Q}_{\kappa\delta}$ або $q_{\kappa\delta}$ є ітераційним процесом.

4.9. Визначення частки впливу компонентів підсистем РКМ

За наслідками експериментальних робіт були обчислені компоненти рівняння (2.7а), які наведені на *рис. 4.23*.

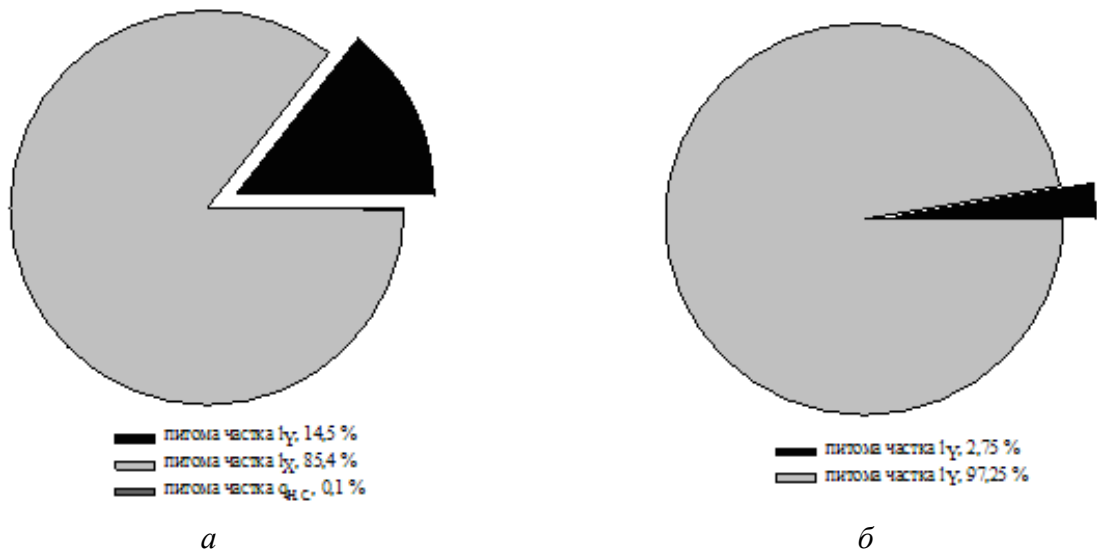


Рис. 4.23. Порівняння впливу компонентів, що входять у рівняння з визначення питомої потужності для компресорного (а) та вакуумного (б) режиму роботи РКМ за близьких значень ступеня підвищення тиску та частоти обертання робочого колеса

l_Y – питома частка газової підсистеми;

l_X – питома частка рідинної підсистеми;

$q_{н.с.}$ – питома частка втрат у навколишнє середовище

З рисунку видно, що величини питомих часток, які входять до рівняння з визначення питомої потужності РКМ, не рівноцінні. Найбільший вплив на величину питомої потужності машини виявляє рідинна підсистема X . Це пояснюється більшим значенням питомої теплоємності рідини (у даному випадку води) у порівнянні з величиною питомої теплоємності газу (повітря), яка приблизно у чотири рази менша. Що ж стосується частки газової підсистеми Y , то більшою вона є у компресорному режимі роботи РКМ. Це пояснюється тим, що у вакуумному режимі роботи масова витрата газу значно менша за відповідну величину у компресорному режимі внаслідок зменшення густини газу при переході на менші тиски всмоктування.

Аналізуючи зміну величини частки l_Y в залежності від режиму роботи РКМ та ступеня підвищення тиску π (рис. 4.24) було виявлено, що зі збільшенням величини π вона зменшується як у вакуумному, так й у компресорному режимах роботи. При чому в останньому – більш стрімко.

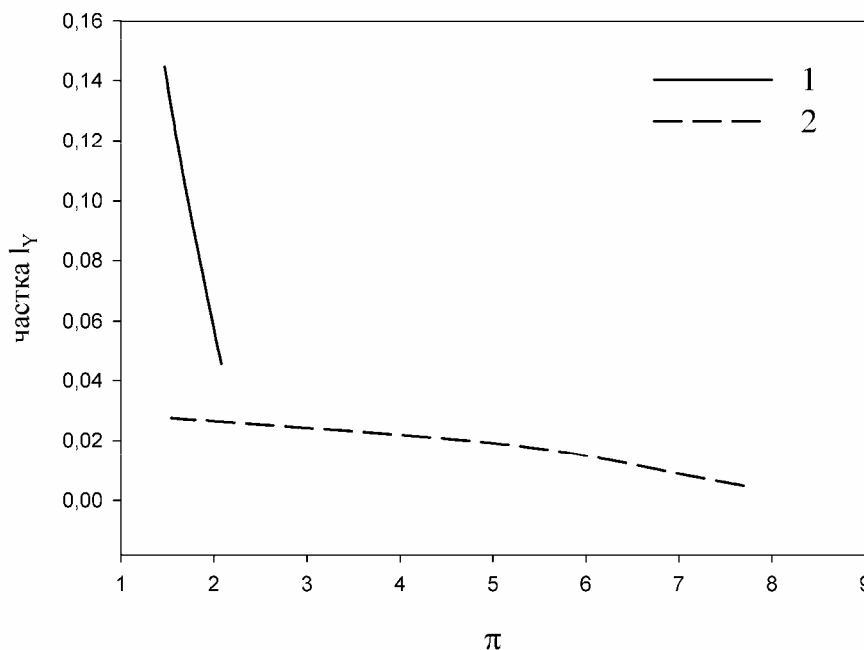


Рис. 4.24. Залежність питомої частки компонента рідинної підсистеми l_y від ступеня підвищення тиску для компресорного (1) та вакуумного (2) режиму роботи РКМ при $R/r_2 = 1,2$ та $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$

Подібний характер зміни частки l_y пояснюється значним зменшенням об'ємної витрати газу зі збільшенням ступеня підвищення тиску, тобто визначається об'ємною характеристикою машини. Отже, визначальною при визначенні питомої потужності РКМ є величина частки рідинної підсистеми l_x , яка формується головним чином за рахунок гідродинамічних втрат в машині та теплового потоку від стиснення газу. Також треба підкреслити, що при розрахунках питомої потужності величиною втрат у навколишнє середовище можна нехтувати як у вакуумному, так й у компресорному режимі роботи машини, не зважаючи на більші температурні напори. Значення частки цієї величини, як виявилось, не перевищує $(0,1 - 0,3)\%$.

4.10. Визначення коефіцієнта подачі РКМ для компресорного режиму роботи

Після виконання необхідних розрахунків було отримано значення величини коефіцієнта подачі λ в залежності від геометрії робочої порожнини

РКМ та швидкостей обертання робочого колеса, результати яких наведені на *рис. 4.25*.

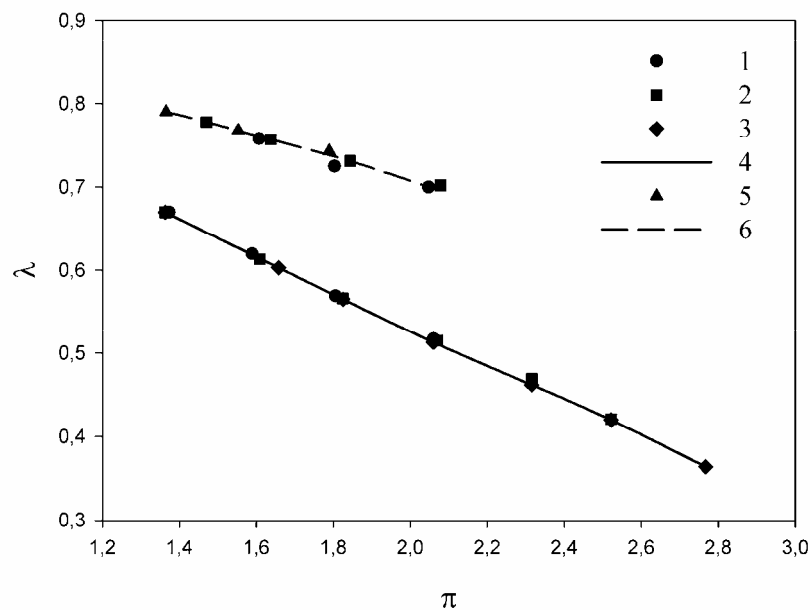


Рис. 4.25. Залежність розрахункового коефіцієнта подачі від ступеня підвищення тиску та R/r_2 при різних швидкостях обертання робочого колеса 4 – $R/r_2 = 1,1$; 6 – $R/r_2 = 1,2$; 1 – $U_2 = 14,3 м/с$; 2 – $U_2 = 15,5 м/с$; 3 – $U_2 = 16,7 м/с$; 5 – $U_2 = 13,1 м/с$

Виходячи з розрахунків, виконаних для компресорного режиму роботи коефіцієнт подачі залежить від геометрії робочої порожнини та визначається головним чином перетіканнями через «мертвий» об'єм, тобто відходом рідинного кільця у верхньому перетині машини та не залежить від частоти обертання робочого колеса. Правильний підбір геометрії робочої порожнини призводить до зменшення питомої потужності машини.

4.11. Апробація методики визначення питомої потужності РКМ

З метою апробації розрахункової методики на основі рівняння (2.8) для визначення питомої потужності РКМ було розраховано величини цього енергетичного параметра та порівняно з величинами, отриманими експериментально. Результати порівняння показані на *рис. 4.26*.

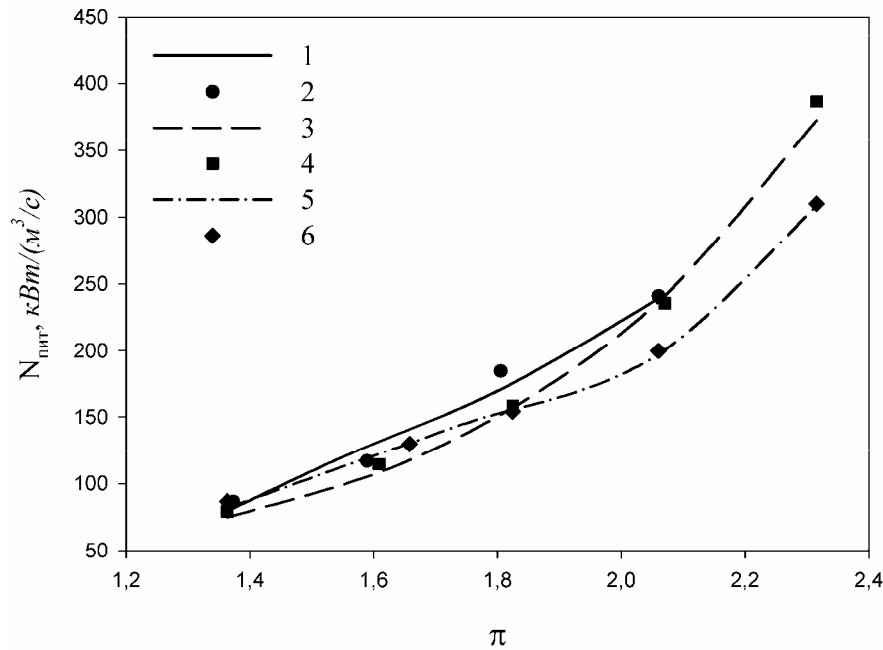


Рис.4.26. Залежність питомої потужності РКМ від ступеня підвищення тиску для $R/r_2 = 1,1$ при різних швидкостях обертання робочого колеса 1, 3, 5 – розрахунок; 2, 4, 6 – експеримент; 1, 2 – $U_2 = 14,3 м/с$; 3, 4 – $U_2 = 15,5 м/с$; 5, 6 – $U_2 = 16,7 м/с$

Як видно з рис. 4.26 маємо досить гарний збіг результатів. Максимальне відхилення величини питомої потужності при заданому значенні ступеня підвищення тиску, геометрії та величини швидкості на периферії робочого колеса не перевищує 7%, що є гарним результатом та дає можливість стверджувати про адекватність моделі, що пропонується.

4.12. Визначення приросту ентропії у РКМ

Для додаткового уточнення результатів вимірювань та виконаних розрахунків було вирішено проаналізувати термодинамічну систему РКМ з позицій ентропійного підходу.

Відомо, що у реальних термодинамічних системах при трансформації енергії з одного виду в інший та її обміну між компонентами, що входять до складу системи (у даному випадку це газова та рідинна підсистеми) в наслідок незворотності реальних процесів приріст ентропії системи буде завжди позитивним, що додатково може свідчити про адекватність виконаних

досліджень. Результати розрахунків сумарного приросту ентропії системи РКМ, що працює у компресорному режимі, показані на *рис. 4.27* та *4.28*.

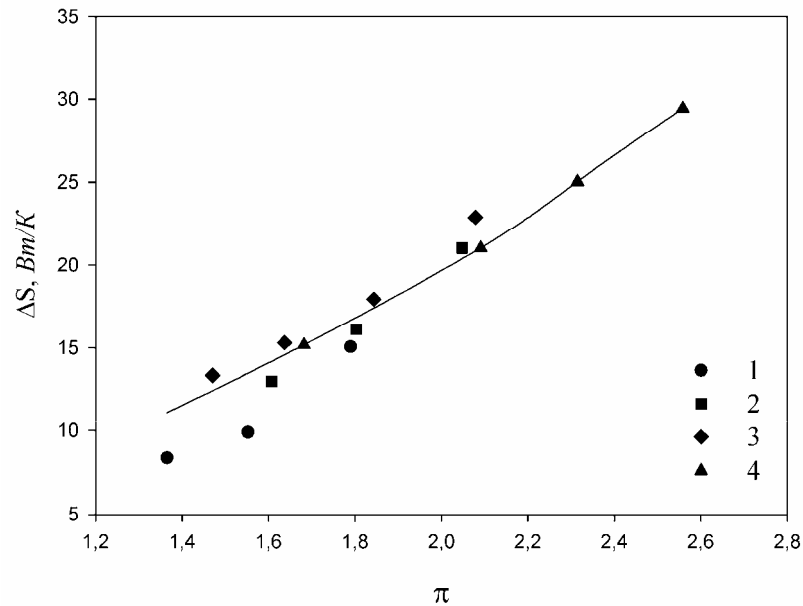


Рис. 4.27. Незворотній приріст ентропії системи для $R/r_2 = 1,2$ при різних швидкостях обертання робочого колеса з двохщільною конструкцією робочої порожнини
 1 – $U_2 = 13,1 \text{ м/с}$; 2 – $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$;
 3 – $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$; 4 – $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$

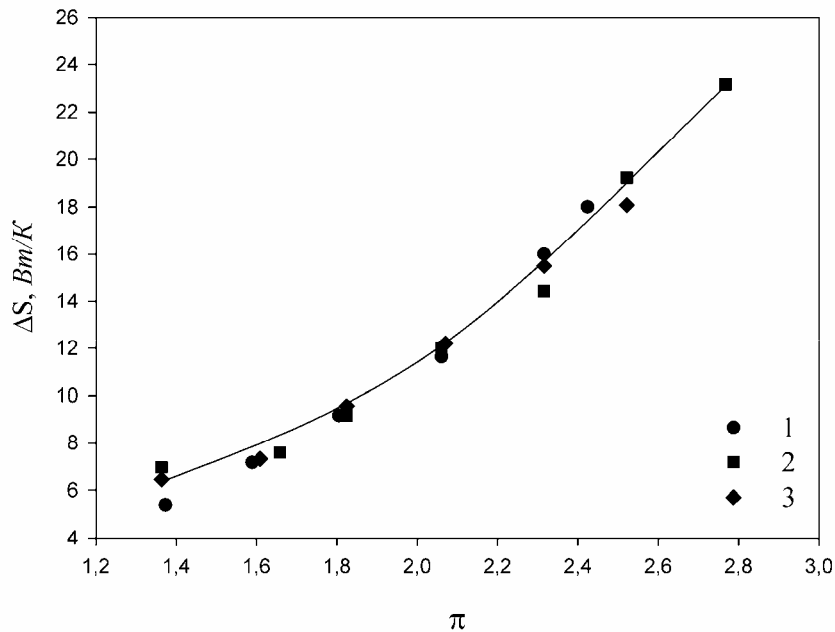


Рис. 4.28. Незворотній приріст ентропії системи для $R/r_2 = 1,1$ при різних швидкостях обертання робочого колеса з однощільною конструкцією робочої порожнини
 1 – $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$; 2 – $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$; 3 – $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$

Розрахунки виконувалися за залежністю:

$$\Delta S = (\dot{m}_{x2} \cdot s_{x2} - \dot{m}_{x1} \cdot s_{x1}) + (\dot{m}_{y2} \cdot s_{y2} - \dot{m}_{y1} \cdot s_{y1}) \quad (4.5)$$

де s_{x1} , s_{x2} – питомі величини ентропій робочої рідини на вході та виході з системи; s_{y1} , s_{y2} – питомі величини ентропій газу на вході та виході з системи.

Для ідеальних газів та за умови зневаження зміною витрати компонентів підсистем, тобто коли $\dot{m}_{x2} = \dot{m}_{x1}$ та $\dot{m}_{y2} = \dot{m}_{y1}$, та теплоємностей робочих середовищ рівняння (4.5) перетвориться на рівняння виду

$$\Delta S = \dot{m}_{x1} \cdot c_x \cdot \ln\left(\frac{T_{x2}}{T_{x1}}\right) + \dot{m}_{y1} \cdot \left(c_{pY} \cdot \ln\left(\frac{T_{y2}}{T_{y1}}\right) - R_Y \cdot \ln\left(\frac{p_{y2}}{p_{y1}}\right) \right) \quad (4.6)$$

Це рівняння можна застосовувати при визначенні приросту ентропії системи РКМ у якій у якості робочих середовищ є вода та повітря.

З *рис. 4.27* та *4.28* видно, що приріст ентропії системи є величиною позитивною та збільшується зі збільшенням ступеня підвищення тиску, відносного радіуса корпусу та практично не залежить від частоти обертання робочого колеса. Отримані результати додатково підтверджують адекватність запропонованої методики та говорять про правильність виконаних вимірювань.

4.13. Оцінка ексергетичної ефективності РКМ у компресорному режимі роботи

З метою оцінки ексергетичної ефективності РКМ за розрахунковим рівнянням (3.17) було вперше виконано розрахунок ексергетичного ККД РКМ для компресорного режиму роботи, результати якого показані на *рис. 4.29* та *4.30*.

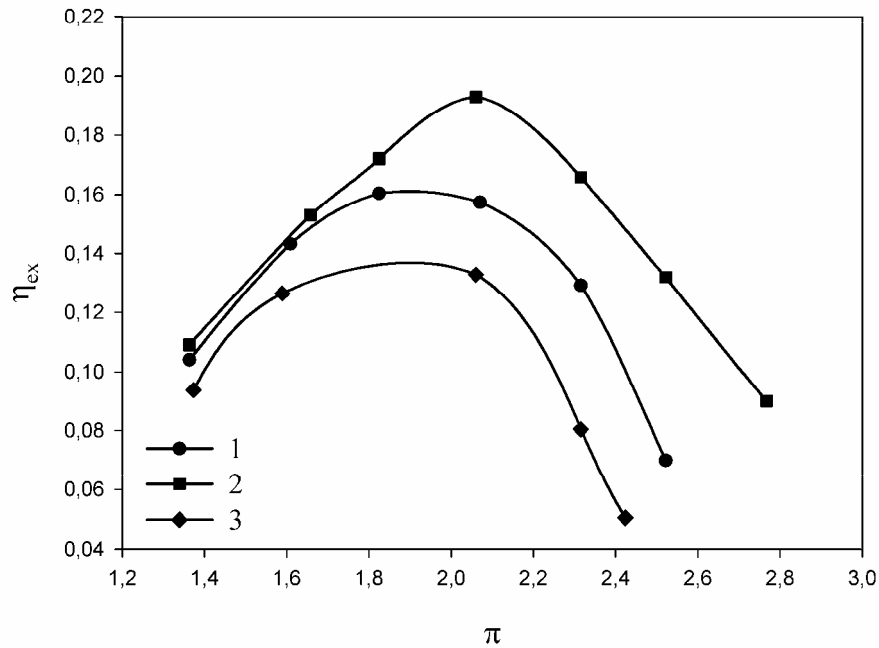


Рис.4.29. Вплив ступеня підвищення тиску на ексергетичний ККД РКМ для $R/r_2 = 1,1$ при різних швидкостях обертання робочого колеса з однощільниною конструкцією робочої порожнини
 1 – $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$; 2 – $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$; 3 – $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$

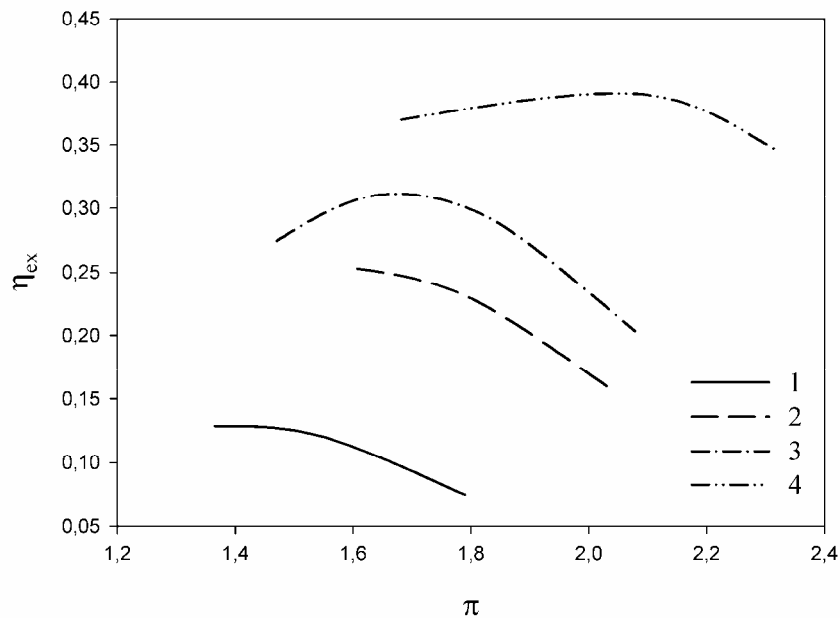


Рис. 4.30. Вплив ступеня підвищення тиску на ексергетичний ККД РКМ для $R/r_2 = 1,2$ при різних швидкостях обертання робочого колеса з двохщільниною конструкцією робочої порожнини
 1 – $U_2 = 13,1 \text{ м/с}$; 2 – $U_2 = 14,3 \text{ м/с}$; 3 – $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$; 4 – $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$

З рисунків видно, що величина ексергетичного ККД залежить від геометрії робочої порожнини РКМ, має оптимум, який зміщується при збільшенні частоти обертання робочого колеса в бік більших ступенів підвищення тиску та знаходиться в діапазоні $\eta_{ex} = 0,12 - 0,2$ для відносного радіуса корпусу $R/r_2 = 1,1$ та $\eta_{ex} = 0,4 - 0,12$ для відносного радіуса корпусу $R/r_2 = 1,2$. Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок про необхідність збільшення частоти обертання робочого колеса.

4.14. Інженерна методика

Далі наведено інженерну методику розрахунку термічних та енергетичних параметрів машини, яка складена на основі пропонованої моделі.

Вихідні дані до розрахунку

Характеристики машини:

- об'ємна витрата суміші за умовами всмоктування \dot{V}_{Y1} ;
- тиск суміші за умовами всмоктування p_{Y1} ;
- тиск суміші за умовами нагнітання p_{Y2} ;
- температура суміші за умовами всмоктування T_{Y1} ;
- об'ємна витрата робочої рідини на вході в машину \dot{V}_{X1} ;
- температура робочої рідини на вході в машину T_{X1} ;
- умовний показник політропи стиснення у першому наближенні n

Властивості всмоктуваної суміші (газу):

- об'ємні частки компонентів суміші $y_1; y_2; y_3; \dots; y_n$;
- молярні маси компонентів суміші $M_1; M_2; M_3; \dots; M_n$;
- середні питомі масові ізобарні теплоємності компонентів суміші в залежності від температури $c_{pm1}; c_{pm2}; c_{pm3}; \dots; c_{pmn}$;

- коефіцієнти динамічної в'язкості компонентів суміші в залежності від температури $\mu_1; \mu_2; \mu_3; \dots; \mu_n$;
- коефіцієнт об'ємного розчинення компонентів суміші $\alpha_1; \alpha_2; \alpha_3; \dots; \alpha_n$;
- диференційна теплота розчинення компонентів $q_{д1}; q_{д2}; q_{д3}; \dots; q_{дn}$.

Властивості робочої рідини:

- теплоємність робочої рідини в залежності від її температури c_X ;
- густина робочої рідини в залежності від її температури ρ_X ;
- коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини в залежності від її температури μ_X ;
- залежність парціального тиску пари робочої рідини від температури $p_s(t)$

Параметри машини:

- частота обертання $n_{об}$;
- радіус робочого колеса r_2 ;
- радіус корпусу R ;
- радіус втулки r_1 ;
- ексцентриситет e ;
- ширина робочого колеса b ;
- товщина лопатей робочого колеса $\delta_{лоп.}$;
- кількість лопатей робочого колеса z ;
- механічний ККД $\eta_{мех.}$;
- кут нахилу лопатей робочого колеса $\beta_{2л}$;
- кут закриття вікна всмоктування $\varphi_{вс}$;
- кут відкриття вікна нагнітання $\varphi_{ст}$.

Розрахунок

1) Молярна маса суміші

$$M_Y = \sum_{i=1}^n (y_i \cdot M_i).$$

2) Масова частка компонентів суміші

$$x_i = \frac{y_i \cdot M_i}{M_Y}.$$

3) Середня питома масова ізобарна теплоємність газової суміші

$$c_{pmY} = \sum_{i=1}^n (x_i \cdot c_{pmi}).$$

4) Газова постійна всмоктуваної суміші

$$R_Y = \frac{8314}{M_Y}.$$

5) Середня питома масова ізохорна теплоємність газової суміші

$$c_{vmY} = c_{pmY} - R_Y.$$

6) Показник адіабати суміші

$$k = \frac{c_{pmY}}{c_{vmY}}.$$

7) Коефіцієнт динамічної в'язкості суміші

$$\mu_Y = \frac{M_Y}{\frac{y_1 \cdot M_1}{\mu_1} + \frac{y_2 \cdot M_2}{\mu_2} + \dots + \frac{y_n \cdot M_n}{\mu_n}}$$

8) Густина газу за умовами всмоктування

$$\rho_{Y1} = \frac{p_{Y1}}{R_Y \cdot T_{Y1}}.$$

9) Масова витрата газу за умовами всмоктування

$$\dot{m}_{Y1} = \rho_{Y1} \cdot \dot{V}_{Y1}.$$

10) Ступінь підвищення тиску у машині

$$\pi = \frac{p_{Y2}}{p_{Y1}}.$$

11) Питома ентальпія газової суміші

$$i_{Yi} = c_{pmYi} \cdot T_i.$$

12) Масова витрата робочої рідини на вході в машину

$$\dot{m}_{X1} = \rho_{X1} \cdot \dot{V}_{X1}$$

13) Тепловий потік від стиснення в загальному випадку може бути знайдений

$$\dot{Q}_{cm} = (\dot{m}_Y^*)_{cep} \cdot c_{vmY} \cdot \frac{k-n}{n-1} \cdot T_{Y1} \cdot \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right).$$

14) Показник політропи стиснення приймається:

– для вакуумного режиму роботи $n = 1 - 1,05$;

– для компресорного режиму роботи $n = 1,1$.

Задача вирішується методом послідовних наближень. Для першого наближення приймаємо $(\dot{m}_Y)_{cep} = \dot{m}_{Y1}$.

15) Коефіцієнт, що враховує зменшення робочого об'єму за рахунок наявності лопатей кінцевої товщини

$$a = \frac{z \cdot \delta_n}{2\pi \cdot r_2 \cdot \sin \beta_{2n}}$$

16) Безрозмірний радіус, що враховує відхід рідинного кільця від втулки у верхньому перетині машини

$$\bar{\rho}_0 = \frac{r_1 + \Delta}{r_2},$$

де Δ – відхід рідинного кільця від втулки робочого колеса у верхньому перетині машини.

Величина Δ за величиною коефіцієнта k_1 , який знаходиться з емпіричних залежностей за графіком, який наведено в [78].

17) Коефіцієнт k_1 визначається залежністю:

$$k_1 = \frac{r_1}{r_1 + \Delta}.$$

Коефіцієнт k_1 є функцією $k_1 = f(Eu; \pi)$.

18) Критерій Ейлера визначається залежністю

$$Eu = \frac{p_{Y2} - p_{Y1}}{\rho_X \cdot U_2^2},$$

де $U_2 = 2 \cdot \pi \cdot n_{об} \cdot r_2$ – швидкість обертання робочого колеса на радіусі r_2 .

19) Радіус-вектор форми внутрішньої поверхні рідинного кільця

$$\bar{\rho} = C \cdot \left(a + \sqrt{(\bar{\rho}_0 - a)^2 - \frac{2}{r_2} \cdot \left[R - e - \sqrt{R^2 + e^2 - 2 \cdot e \cdot R \cdot \cos \alpha} \right]} \right),$$

$$\begin{cases} C = 1 \text{ при } \alpha \in [0; 180] \\ C = \frac{1}{1 - c \cdot \sin \alpha} \text{ при } \alpha \in (180; 360) \end{cases},$$

де α – кут повороту робочого колеса.

20) Знаходимо коефіцієнт χ

$$\chi = \frac{\rho_{сер.см} \cdot \theta_k}{\rho_{сер.см} \cdot \theta_k + 2 \cdot (\rho_{сер.см} - r_1) + r_1 \cdot \theta_k + 2 \cdot \frac{\rho_{сер.см}^2 - r_1^2}{b} \cdot \theta_k}.$$

21) Тепловий потік від випаровування знаходиться з виразу

$$\dot{Q}_{вип} = \chi \cdot \dot{Q}_{см}.$$

22) Масова витрата на випаровування робочої рідини

$$\dot{m}_{вип} = \frac{\dot{Q}_{вип}}{r_0},$$

де r_0 – питома теплота паротворення при середній температурі газу t_Y (у першому наближенні – температура газу на вході в машину t_{Y1}).

23) Масова витрата конденсату (розрахункові формули для визначення коефіцієнта конденсаційної здатності $\lambda_{кд}$ та інших поправкових коефіцієнтів отримані експериментально при конденсації водяної пари)

$$\dot{m}_{кд} = \rho_n \cdot (\lambda_{кд} - 1) \cdot \dot{V}_{сyx}.$$

24) Густина пари у пароповітряній суміші

$$\rho_n = p_{sn} / (R_n \cdot T_{Y1}),$$

де p_{sn} – парціальний тиск парового компонента, що конденсується;

R_n – газова постійна парового компонента, що конденсується (у даній методиці $R_n = 461,89 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$).

25) Експериментальний коефіцієнт конденсаційної здатності

$$\lambda_{\text{кд}} = \frac{[0,75 \cdot p_{Y1} \cdot (\ln p_{Y1} - 0,2877)]^E}{[0,75 \cdot p_{Y1} \cdot (\ln p_{Y1} - 0,2877)]^E - 0,75 \cdot p_s(t_{\text{IIIС}})},$$

де показник степеня $E = \left(0,0082 \cdot \frac{b}{d_2} + 0,793\right) \cdot \left[\frac{p_s(t_{X1})}{17,03}\right]^{0,0369}$.

26) Приводимо об'ємну витрату за вологим повітрям до сухого повітря за умов 15/20 °С. Приведення об'ємної витрати за довільних термічних параметрів виконується з урахуванням поправкового коефіцієнта

$$\lambda_t = \frac{p_{Y1} \cdot (0,27 \cdot \ln p_{Y1} - 0,0783) - 1,05 \cdot p_s(t_{X1})}{p_{Y1} \cdot (0,27 \cdot \ln p_{Y1} - 0,0783) - 1,05 \cdot 17,03},$$

де величини тисків беруться у мілібарах; $p_s(t_{X1})$ – парціальний тиск водяної пари за температури t_{X1} .

27) Масова витрата абсорбованого газу (компоненту газової суміші)

$$\dot{m}_A = \rho_A \cdot \dot{V}_A.$$

28) Густина абсорбованого газу визначається з рівняння стану газу

$$\rho_A = p_{sA} / (R_A \cdot T_Y),$$

де p_{sA} – парціальний тиск компоненту газу, що абсорбується; R_A – газова стала компоненту газу, що абсорбується; T_Y – середня абсолютна температура газової суміші, $T_Y = 0,5 \cdot (T_{Y1} + T_{Y2})$; у першому наближенні приймається $T_Y = T_{Y1}$.

29) Об'ємна витрата абсорбованого газу

$$\dot{V}_A = \alpha_A \cdot \dot{V}_{X1} \cdot \frac{T_0}{t + 273} \cdot \frac{p_{sA}}{p_0}.$$

30) Тепловий потік, що відводиться (підводиться) до робочої рідини при абсорбції

$$\dot{Q}_A = q_D \cdot \dot{m}_A.$$

31) Зміна масової витрати газу за рахунок тепломасообмінних процесів

$$\Delta \dot{m}_Y = \dot{m}_{\text{вун}} - \dot{m}_{\text{кд}} \pm \dot{m}_A.$$

32) Масова витрата газу на виході з машини

$$\dot{m}_{Y2} = \dot{m}_{Y1} + \Delta \dot{m}_Y.$$

33) Масова витрата рідини на виході з машини

$$\dot{m}_{X2} = \dot{m}_{X1} - \Delta \dot{m}_Y.$$

34) Питома втрата тепла у навколишнє середовище

$$\tilde{q}_{\text{н.с.}} = \frac{\bar{c} \cdot (T_{\text{см}} - T_{\text{н.с.}})^{\bar{n}} \cdot F_{\text{см}}}{\dot{m}_{Y1}}.$$

Для розрахунків у компресорному режимі можна приймати $T_{\text{см}} - T_{\text{н.с.}} = (10 - 15) \text{ K}$, для вакуумного цією величиною можна зневажати.

35) Залежність площі теплообміну (зовнішньої поверхні машини) від запланованої її об'ємної продуктивності за всмоктуванням, вираженої у $\text{м}^3/\text{хв}$, виражається рівнянням

$$F_{\text{см}} = 0,042 \cdot \dot{V}_{\text{вс}} + 0,187.$$

Отримана площа теплообміну ділиться на дві рівні частини. Одна з яких приймається як горизонтальна верхня, а інша – горизонтальна нижня. Емпіричні коефіцієнти \bar{c} та \bar{n} , вибираються з табл. 2.3. для різних типів поверхонь.

36) Визначаємо частинні співвідношення

$$g_{Y2} = \frac{\dot{m}_{Y2}}{\dot{m}_{Y1}}; g_{X1} = \frac{\dot{m}_{X1}}{\dot{m}_{Y1}}; g_{X2} = \frac{\dot{m}_{X2}}{\dot{m}_{Y1}}.$$

37) Визначаємо величину перетікань газу $\dot{m}^{\text{П}}$ у комірці за кутот повороту на ділянці стиснення за методикою, викладеною у пункті 2.8 з урахуванням уточнень п. 4.3 роботи.

38) Визначаємо термічні параметри газу на виході з РКМ шляхом вирішення системи рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{Yj} = \frac{c_p \cdot T_{j+1} \cdot M_{3j}^{\Pi} + M_{j-1} \cdot T_{j-1} \cdot \left(c_v \cdot \frac{k-n_j}{n_j-1} + \frac{R_Y}{n_j-1} \right)}{M_j \cdot \left(c_v \cdot \frac{k-n_j}{n_j-1} + \frac{R_Y}{n_j-1} \right) + c_p \cdot (M_{1j}^{\Pi} + M_{2j}^{\Pi})} \\ p_{Yj} = \frac{M_j \cdot R_Y \cdot T_{Yj}}{V_j} \end{array} \right. .$$

39) Поточне значення підведеного теплового потоку за кутом повороту на ділянці стиснення у загальному випадку може бути визначене за рівнянням

$$\dot{Q}_j = \dot{Q}_{kj} + \dot{Q}_{вунj} \pm \dot{Q}_{Aj},$$

а для системи «вода – повітря» чи «вода – метаноповітряна суміш»

$$\dot{Q}_j = \dot{Q}_{cmj},$$

де $\dot{Q}_{cmj} = (m_Y^*)_{сер} \cdot c_V \cdot \frac{k-n_j}{n_j-1} \cdot T_{Y1} \cdot \left(\pi_j^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$ – тепловий потік від стиснення,

відведений від газу на деякому куті α на ділянці стиснення.

40) Температура робочої рідини на виході з РКМ

$$T_{X2} = \frac{g_{X1}}{g_{X2}} \cdot T_{X1} + \frac{q_k + q_{к0} + q_A + q_{вун} + q_{н.с.} + \tilde{l}_{гидр}}{c_X \cdot g_{X2}},$$

або для РКМ, які працюють на співвідношенні робочих середовищ, типу «вода – повітря», «вода – метаноповітряна суміш» це рівняння перетвориться на

$$T_{X2} = \frac{g_{X1}}{g_{X2}} \cdot T_{X1} + \frac{q_{cm} + q_{н.с.} + \tilde{l}_{гидр}}{c_X \cdot g_{X2}},$$

де питомі величини є відношення

$$q_j = \frac{\dot{Q}_j}{\dot{m}_{Y1}}.$$

41) Приведена потужність гідродинамічних втрат визначається за методикою, запропонованою В.Ю. Бурмакою

$$\tilde{l}_{гидр} = \tilde{l}_{гидр.оберт.} + \tilde{l}_{гидр.відн.},$$

$$\tilde{l}_{\text{зідр.оберт.}} = \frac{k_{\text{оберт.}} \cdot \rho_X \cdot \omega^3 \cdot r_2^5}{\dot{m}_{Y1}}; \quad \tilde{l}_{\text{зідр.відн.}} = \frac{k_{\text{відн.}} \cdot \rho_X \cdot \omega^3 \cdot r_2^4 \cdot (\bar{e})^3 \cdot b}{\dot{m}_{Y1}},$$

де ρ_X – густина робочої рідини; ω – циклічна частота обертання валу; $k_{\text{оберт.}}$ та $k_{\text{відн.}}$ – коефіцієнти потужності, які визначаються експериментально. Вони залежать від геометрії машини та чисел Рейнольдса $Re_{\text{оберт.}}$ і $Re_{\text{відн.}}$ та визначаються з графіків [18].

42) Критерії Рейнольдса у обертальному $Re_{\text{оберт.}}$ та відносному русі $Re_{\text{відн.}}$ визначаються залежностями:

$$Re_{\text{оберт.}} = \frac{2 \cdot \omega \cdot r_2^2}{\nu_X}; \quad Re_{\text{відн.}} = \frac{\pi \cdot \bar{e} \cdot r_2^2 \cdot \omega \cdot b}{\nu_X \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_2 + z \cdot b)},$$

де ν_X – кінематична в'язкість робочої рідини при середній її температурі.

43) Питома потужність РКМ

$$N_{\text{пит}} = \frac{P_{Y1}}{R_{Y1} \cdot T_{Y1} \cdot \eta_{\text{мех}}} \cdot \left[(g_{Y2} \cdot i_{Y2} - i_{Y1}) + c_X \cdot (g_{X2} \cdot T_{X2} - g_{X1} \cdot T_{X1}) + \tilde{q}_{\text{н.с.}} \right],$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД машини; приймається рівним $\eta_{\text{мех}} = 0,9 - 0,95$.

Виконуємо уточнюючий розрахунок витрати повітря на виході з машини та визначаємо тепловий потік від стиснення за поновленим значенням витрати повітря та температур газовой суміші та робочої рідини.

44) Теоретична продуктивність машини

$$\dot{V}_h = \pi \cdot (\rho_{0-0}^2 - r_1^2) \cdot (1 - a') \cdot b \cdot n_{\text{об}},$$

де ρ_{0-0} – радіус рідинного кільця у нижньому перетині машини (на куті $\alpha = 180^\circ$).

45) Коефіцієнт подачі РКМ

$$\lambda = 1 - \frac{\dot{m}_0 - \dot{m}_A + \dot{m}^{\text{II}}}{\dot{m}_h},$$

де \dot{m}_h – масова витрата всмоктуваного газу, розрахована за геометричним наповненням комірки у її максимальному об'ємі (у нижньому перетині машини); \dot{m}_0 – масова витрата газу, зумовлена зворотнім розширенням з

замкнутого об'єму мертвого простору; \dot{m}'' – масова витрата газу, зумовлена перетіканнями газу у торцевих зазорах.

46) Дійсна об'ємна продуктивність РКМ

$$\dot{V}_{Y1d} = \dot{V}_h \cdot \lambda.$$

47) Приріст ентропії системи РКМ

$$\Delta S = (\dot{m}_{X2} \cdot s_{X2} - \dot{m}_{X1} \cdot s_{X1}) + (\dot{m}_{Y2} \cdot s_{Y2} - \dot{m}_{Y1} \cdot s_{Y1}).$$

48) Ексергетичний ККД РКМ

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_{Y2} \cdot (i_{Y2} - T_{н.с} \cdot s_{Y2}) - \dot{m}_{Y1} \cdot (i_{Y1} - T_{н.с} \cdot s_{Y1})}{N_{oi} + \dot{m}_{X1} \cdot (i_{X1} - T_{н.с} \cdot s_{X1})}.$$

4.15. Висновки

За результатами четвертого розділу дисертаційної роботи можна зробити наступні висновки:

а) у розділі викладено детальну інформацію з геометричних, енергетичних, витратних та кінематичних параметрів дослідного стенда та зроблено висновок відносно його відповідності зразкам компресорних машин, що серійно випускаються та уточнено робочий діапазон ступенів підвищення тисків, що склав $\pi = 1,25 - 2,5$;

б) викладено детальну інформацію відносно розподілу температурних полів у робочій порожнині РКМ як у радіальному так й осьовому напрямках з доповненням результатів, отриманих шляхом індиціювання, результатами тепловізійної зйомки;

в) експериментально підтверджено існування двох температурних зон з центрами у нагнітальному та всмоктувальному вікнах з різницею між ними у 1°C , а також, градієнтний розподіл температури у радіальному напрямі та його відсутність у осьовому;

г) оцінено зміну середньої температури газу за кутом повороту та показано нерівномірність теплообміну за кутом повороту на ділянці стиснення;

д) експериментально визначено величину середнього показника політропи стиснення для компресорного режиму роботи РКМ, який склав $n = 1,1$;

е) уточнено методику визначення радіуса-вектора форми внутрішньої поверхні рідинного кільця для вакуумного та компресорного режимів роботи;

є) визначено складові рівняння для визначення питомої потужності РКМ та їх вплив на цю величину в залежності від режиму роботи машини;

ж) показано, що величина втрат у навколишнє середовище є не значною для будь-якого режиму роботи;

з) розроблено та уточнено методику визначення перетікань через торцевий зазор машини;

и) на основі ентропійного аналізу РКМ показано, що при її роботі в наслідок незворотності реальних процесів сумарний приріст ентропії системи є величиною позитивною;

і) виконано розрахунок коефіцієнта подачі РКМ, для компресорного режиму роботи, який склав $\lambda = 0,8 - 0,35$ в залежності від геометрії робочої порожнини РКМ та величини ступеня підвищення тиску $\pi = 1,3 - 2,8$;

к) виконане порівняння величин температур та тисків за кутом повороту робочого колеса на ділянці стиснення, а також, величини питомої потужності, отриманої шляхом розрахунку за пропонованою методикою з відповідними значеннями, отриманими експериментально, показало адекватність методики розрахунку;

л) на базі експериментальних досліджень [111] виконано аналіз конденсаційних процесів РКМ при відкачуванні пароповітряних сумішей та показано, що визначальною для визначення масової витрати конденсату при зміні тиску всмоктування є об'ємна характеристика машини, а при зростанні температури робочої рідини кількість конденсату зменшується;

м) на базі ексергетичного аналізу РКМ виконано розрахунок величини ексергетичного ККД та показано, що він має максимум, який зміщується у бік

збільшення ступеня підвищення тиску зі збільшенням швидкості обертання
робочого колеса

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі на основі термодинамічного аналізу робочого процесу РКМ та представлення її у вигляді термомеханічної системи відкритого типу створено узагальнену модель її робочого процесу. За допомогою розробленої методики можна визначати дійсну продуктивність машини, радіус-вектор внутрішньої поверхні рідинного кільця та, найголовніше, питому потужність з урахуванням тепломасообмінних процесів у її робочій порожнині для будь-яких співвідношень робочих середовищ.

За результатами виконання дисертаційної роботи можна зробити такі висновки:

1. В результаті аналізу моделей розрахунку робочого процесу виявлено відсутність загального алгоритму врахування тепломасообмінних процесів, а окремі існуючі підходи базуються на гідродинамічному описі.
2. Створено узагальнену модель робочого процесу рідинно-кільцевих вакуумних насосів та компресорів на базі їх представлення у вигляді термомеханічної системи відкритого типу.
3. Створено методику розрахунку термічних, витратних та енергетичних параметрів РКМ для будь-яких співвідношень робочих середовищ у яку ввійшли:
 - методика визначення перетікань газорідинної суміші та газу через торцеві зазори у робочій порожнині РКМ;
 - методика визначення радіуса-вектора форми внутрішньої поверхні рідинного кільця з урахуванням впливу на неї зміни тиску газу у робочій комірці за кутом повороту;
 - методика розрахунку зміни термічних параметрів тиску та температури за кутом повороту робочого колеса на ділянці стиснення.
4. Експериментально визначено показник політропи стиснення для компресорного режиму роботи РКМ.

5. Експериментально досліджено розподіл температурних полів у робочій порожнині машин.
6. Досліджено вплив термічних параметрів робочих середовищ на конденсаційну здатність РКМ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автономова И.В. Об определении коэффициента подачи вакуум-насосов и компрессоров с жидкостным кольцом / И.В. Автономова // Исследования в области компрессорных машин. Труды II Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Киев: Будівельник, 1970. – С. 286-292.
2. Автономова И.В. Теоретическое определение производительности вакуум-насосов и компрессоров с жидкостным кольцом / И.В. Автономова // Компрессорные машины. – М.:ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1968. – С. 18-20.
3. Автономова И.В. Экспериментальное определение наименьшего радиального зазора между ступицей колеса и внутренней поверхностью жидкостного кольца в ротационном жидкостнокольцевом вакуум-насосе / И.В. Автономова // Химическое и нефтяное машиностроение, 1978. – № 1. – С. 11-12.
4. Автономова И.В. К вопросу об определении условий возникновения срывных режимов в жидкостнокольцевых вакуум-компрессорах / И.В. Автономова, В.Д. Лубенец // Труды МВТУ, 1973. – № 158. – С. 47-49.
5. Автономова И.В. Теоретическое исследование влияния относительного эксцентриситета и зазора на производительность и удельную мощность жидкостно-кольцевых вакуум-компрессоров / И.В. Автономова, В.Д. Лубенец // Труды МВТУ, 1973. – № 158. С. 41-47.
6. Автономова И.В. Учет влияния вязкости при расчете производительности и мощности жидкостно-кольцевых вакуум-компрессоров / И.В. Автономова, В.Д. Лубенец // Труды III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению. – Казань, 1974. – С. 295-303.
7. Арсеньев В.М. Основы эксергетического анализа жидкостнокольцевых компрессорных машин / В.М. Арсеньев // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт», 1999. – Вып. 36. – Т.1. – С. 180-184.
8. Арсеньев В.М. Исследование процесса всасывания насыщенных паров рабочей жидкости с помощью жидкостно-кольцевого вакуум-насоса /

В.М. Арсеньев, В.А. Гречаненко // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт», 1999. – № 36. – С.

9. Арсеньев В.М. Кинематическая модель определения поверхности раздела рабочих сред жидкостно-кольцевой компрессорной машины / В.М. Арсеньев, В.Н. Козин // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2008. – № 1(11). – С. 51 – 54.

10. Арсеньев В.М. Моделирование рабочего процесса компрессорной машины жидкостно-кольцевого типа / В.М. Арсеньев, В.Н. Козин // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 5(109). – С. 10 – 13.

11. Арсеньев В.М. Сравнительный анализ применимости жидкостнокольцевых вакуум-насосов и паровых эжекторов для откачки паровоздушной смеси / В.М. Арсеньев, Д.О. Смоленников, С.С. Мелейчук // Холодильна техніка і технологія. – 2005. – № 6 (98). – С. 55 – 58.

12. Ашуров Ш.М. Исследование ротационного жидкостного компрессора (РЖК) в качестве химического реактора / Ш.М. Ашуров, В.Е. Лисичкин, В.А. Хохлов // Сборник трудов "Гидрогазодинамика, компрессоры и насосы химических производств". – М: Машиностроение, 1973,– С. 72-75.

13. Богданов С.Н. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. / С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А.В. Куприянова. – М.: Агропромиздат, 1985. –208 с.

14. Брагинский В.Р. О режимах теплообмена между всасываемой средой и жидкостью водокольцевого вакуум-насоса / В.Р. Брагинский // Депонированная рукопись в НИИЭинформэнергомаш № 110 ЭМ – Д 82, 4.02.82, указатель № 6 (128). с. 123.

15. Брагинский В.Р. Выбор состава водокольцевого агрегата для откачки воздуха / В.Р. Брагинский, В.С. Елизаров // Известия ВУЗов. Машиностроение, – 1979. – № 2. С. 69 – 72.

16. Брюханов А.М. О взрывобезопасности при транспортировании горючих газов с помощью водокольцевых вакуум-насосов / А.М. Брюханов,

Ю.В. Кудинов, В.А. Безбородов // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – Сумы. 2006. № 4 (6). – С. 77 –78.

17. Бурмака В.Ю. Анализ и совершенствование методов расчета жидкостно-кольцевых компрессорных машин / В.Ю. Бурмака // Совершенствование турбоустановок методом математического и физического моделирования: Сб. научн. трудов. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2000. – С. 475-479.

18. Бурмака В.Ю. Исследование гидродинамики потока жидкости в рабочей полости жидкостно-кольцевой компрессорной машины: дис. кандидата техн. наук 05.05.15 / Бурмака Валерий Юрьевич. – Сумы: СумГУ, 2004. – 197 с.

19. Бурмака В.Ю. К вопросу определения внутреннего очертания жидкостного кольца в полости жидкостнокольцевой компрессорной машины / В.Ю. Бурмака // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт», 1999. – № 36. – С. 168-173.

20. Бурмака В.Ю. Моделирование работы ступени жидкостно-кольцевой компрессорной машины / В.Ю. Бурмака // Вісник Сумського державного університету, 2001. – № 9-10. – С. 190-195.

21. Бурмака В.Ю. О течении рабочей жидкости в полости жидкостнокольцевой компрессорной машины / В.Ю. Бурмака // Вестник НТУ «Харьковский политехнический институт», 2001. – Вып. 129. – Ч.1. – С. 391-399.

22. Бурмака В.Ю. Особенности проектирования жидкостно-кольцевых компрессорных машин для циклических режимов эксплуатации / В.Ю. Бурмака // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології. Збірник наукових праць 2-ої Міжнародної науково-технічної конференції (додаток до журналу «Холодильна техніка і технологія»). – Одеса, 2002. – С. 68-74.

23. Бурмака В.Ю. Анализ гидродинамических потерь в жидкостнокольцевых компрессорных машинах / В.Ю. Бурмака, В.М. Арсеньев // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт», 2000. – № 38. – С. 76-81.

24. Бурмака В.Ю. Дифференциальное уравнение гидродинамического принципа объемного сжатия газовых сред / В.Ю. Бурмака, В.М. Арсеньев // Вестник НТУУ «Киевский политехнический институт», 1999. – № 36. – С. 174-179.
25. Бурмака В.Ю. Моделирование работы жидкостно-кольцевой компрессорной машины при уменьшенной подаче охлаждающей жидкости / В.Ю. Бурмака, В.М. Арсеньев // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології. Збірник наукових праць 3-ої Міжнародної науково-технічної конференції (додаток до журналу «Холодильна техніка і технологія»). – Одеса, 2003. – С. 88-94.
26. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика / Г.Д. Бэр // Под ред. В.М. Бродянского, Г.Н. Костенко. – М.: Мир, 1977. – 519 с.
27. Вакуумная техника: Справочник / под общ. ред. Е.С. Фролова, В.Е. Минайчева. – М.: Машиностроение, 1992. – 480 с.
28. Вертепов Ю.М. Исследование энергетических характеристик водокольцевых вакуум-насосов: Дис. кандидата техн. наук Вертепов Юрий Михайлович. – М. МВТУ, 1978. – 144 с.
29. Вертепов Ю.М. Экспериментальное определение поля скоростей в безлопаточном пространстве жидкостнокольцевого вакуум-насоса / Ю.М. Вертепов // Химическое и нефтяное машиностроение. – М., 1978. – № 5. – С. 7-8.
30. Галеркин Ю.Б., Рекстин Ф.С. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Ю.Б. Галеркин, Ф.С. Рекстин. – Л.: Машиностроение, 1969. – 303 с.
31. Галич В.П. Исследование рабочего процесса жидкостно-кольцевых машин: Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук. В.П. Галич – Казань: 1979. – 20 с.
32. ДСТУ 3151-95. Компресори і насоси рідинно-кільцеві. Приймання. Методи випробувань. – Київ: Держстандарт України, 1995.
33. Зажигаев Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л.С. Зажигаев, А.А. Кишьян, Ю.И. Романков. – М.: Атомиздат, 1978. – 232 с.

34. Зайдель А.Н. Ошибки измерений физических величин. Перераб. и доп. изд. кн. Элементарные оценки ошибок измерений / А.Н. Зайдель. – М.: Наука, 1974. – 106 с.
35. Захаренко С.Е. Экспериментальное исследование перетечек газа через щели / С.Е. Захаренко // Труды ЛПИ, 1953. – № 2. – С. 161-170.
36. Иванов Б.А. Исследование способов безопасной откачки кислорода механическими масляными насосами / Б.А. Иванов, Л.Т. Караганов, Е.А. Мельников, Н.А. Щепотьев // Труды III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению. – Казань, 1974. – С. 327-329.
37. Исаченко В.П. Теплопередача: Учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 412 с.
38. Калнинь И.М. Расчет характеристик и оптимизация компрессорных систем / И.М. Калнинь, А.А. Лебедев // Холодильная техника, 1978. – № 8. – С. 27-31.
39. Караганов Л.Т. Влияние выходного угла лопаток рабочего колеса на эффективность жидкостнокольцевого вакуум-компрессора / Л.Т. Караганов // Компрессорное и холодильное машиностроение, 1968. – № 3. – С. 68-72.
40. Караганов Л.Т. Исследование жидкостнокольцевых ротационных машин / Л.Т. Караганов // Компрессорное и холодильное машиностроение, 1968. – № 1. – С. 23-24.
41. Караганов Л.Т. Обобщенная формула для определения теоретической производительности ротационных компрессорных машин с радиальными лопатками рабочего колеса / Л.Т. Караганов // Компрессорное и холодильное машиностроение, 1969. – № 1. – С. 7-8.
42. Караганов Л.Т. Определение некоторых параметров жидкостнокольцевых компрессорных машин / Л.Т. Караганов // Химическое и нефтяное машиностроение, 1969. – № 5. – С. 10-13.
43. Караганов Л.Т. Определение формы внутренней поверхности жидкостного кольца в жидкостнокольцевых компрессорных машинах / Л.Т. Караганов // Труды МИХМ по докладам XXX научно-технической конференции, 1969. – С. 51-56.

44. Караганов Л.Т. Расчет мощности гидродинамических потерь и к.п.д. жидкостнокольцевых компрессорных машин / Л.Т. Караганов // Исследования в области компрессорных машин. Труды II Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. – Киев: Будівельник, 1970. – С. 270-274.

45. Караганов Л.Т. Теоретическое и экспериментальное исследование жидкостнокольцевых машин: Дис. кандидат технич. наук. – МИХМ, 1969. – 199 с.

46. Караганов Л.Т. Экспериментальное исследование жидкостного кольца в жидкостнокольцевых вакуум-компрессорах / Л.Т. Караганов // Компрессорное и холодильное машиностроение, 1969. – № 3. – С. 12-14.

47. Караганов Л.Т. Определение предпочтительной области применения жидкостнокольцевых вакуум-насосов и агрегатов на их базе по давлениям всасывания / Л.Т. Караганов, В.П. Григоров, Г.В. Лысенко, Е.И. Прямицын // Сборник научных трудов. – Сумы: ВНИИкомпрессормаш, 1974. – Вып. 6. – С. 64-69.

48. Караганов Л.Т. Экспериментальное определение влияния температурного напора между рабочей жидкостью и газом на производительность роторных жидкостнокольцевых компрессорных машин / [Л.Т. Караганов, В.И. Епифанова, Е.И. Прямицын, Г.В. Лысенко] // Труды III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению. – Казань, 1974. – С. 315-320.

49. Караганов Л.Т. Определение скоростей потоков в жидкостнокольцевых вакуумных насосах и компрессорах / Л.Т. Караганов, В.А. Лаптев // Химическое и нефтяное машиностроение, 1985. – № 3. – С. 15-24.

50. Караганов Л.Т. Влияние глубины погружения рабочего колеса на эффективность жидкостно-кольцевого вакуум-компрессора / Л.Т. Караганов, А.А. Михайлов // Компрессорное и холодильное машиностроение, 1969. – № 1. – С. 54-57.

51. Караганов Л.Т. Влияние окружной скорости рабочего колеса на работу жидкостно-кольцевого вакуум-компрессора / Л.Т. Караганов, А.А. Михайлов // Компрессорное и холодильное машиностроение, 1968. – № 2. – С. 61-68.

52. Караганов Л.Т. Расчет основных параметров жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров / Л.Т. Караганов, Е.И. Прямицын // Аппараты и машины кислородных и криогенных установок, 1974. – Вып. 14. – С. 56-71.

53. Караганов Л.Т. Экспериментальное исследование двухъярусных рабочих колес жидкостнокольцевой компрессорной машины / [Л.Т. Караганов, Е.И. Прямицын, В.В. Румянцев, А.А. Михайлов, Г.В.Лысенко, В.М. Арсеньев] // Труды III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению. – Казань, 1974. – С. 289-294.

54. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Изд. 7-е / А.Г. Касаткин. – М.: ГНТИХЛ, 1961. – 830 с.

55. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – М.: Химия, 1973.

56. Кассандрова О.Н. Обработка результатов измерений / О.Н. Кассандрова, В.В. Лебедев. – М.: Наука, 1970. – 104 с.

57. Кляус И.Н. Экспериментальное определение поверхности уровня жидкости в ячейках ротора ротационной жидкостной компрессорной машины / И.Н. Кляус, В.Е. Лисичкин, Т.А. Максименко // Гидрогазодинамика, компрессоры и насосы химических производств. – М., 1973. – С. 58-62.

58. Козин В.Н. Выбор рабочей жидкости жидкостнокольцевой компрессорной машины, функционирующей в составе системы утилизации шахтной метановоздушной смеси / В.Н. Козин// Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2007. – № 2 (8). - С. 53-55.

59. Козин В.Н. Применение жидкостнокольцевых машин для пыле- и газоочистки в металлургической промышленности / В.Н. Козин // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – № 2. - С. 53-57.

60. Козин В.Н. О применении жидкостнокольцевых компрессорных машин для дегазации и транспортировки шахтной метановоздушной смеси / В.Н. Козин, В.М. Арсеньев // Промышленная теплотехника, 2007 – № 7. – с.107 – 110.

61. Козин В.Н. Задачи экспериментальных исследований работы жидкостнокольцевых машин в компрессорном режиме и их техническое содержание / В.Н. Козин // Вісник СумДУ. – 2006. - № 12 (96). – С. 58-65.
62. Котляр Я.М. Методы и задачи тепломассообмена / Я.М. Котляр, В.Д. Совершенный, Д.С. Стриженов. – М.: Машиностроение, 1987. – 320 с.
63. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества. 3-е изд., перераб и доп / П.П. Кремлевский. – Л.: Машиностроение, 1975 – 776 с.
64. Кулаков М.В. Технологические измерения и приборы для химических производств. 3-е изд., перераб. и доп. / М.В. Кулаков. – М.: Машиностроение, 1983. – 424 с.
65. Курилов А.Ф. Разработка метода расчета протечек в шестеренчатом мокровоздушном вакуум-компрессоре с целью повышения его эффективности: Дис. кандидат техн. наук 05.04.06 Курилов Анатолий Федорович – Сумы: СФХПИ им. В.И. Ленина, 1989. – 143 с.
66. Кучеренко В.И. Исследование ротационных жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров при использовании различных рабочих жидкостей: Дис. кандидат техн. наук. В.И. Кучеренко. – М.: МВТУ, 1980. – 167 с.
67. Лохматов В.М. Контрольно-измерительные приборы в газовом хозяйстве. Изд. 2-е, перераб. и доп. / В.М. Лохматов. – Л.: Недра, 1974. – 336 с.
68. Лубенец В.Д. Методика разделения потерь в роторных вакуум-насосах / В.Д. Лубенец // Изв. высш. учеб. заведений. – М.: Машиностроение, 1965. – № 4. – С. 91-98.
69. Лубенец В.Д. Расчет внутреннего перетекания в роторных вакуум-насосах / В.Д. Лубенец // Изв. высш. учеб. заведений. – М.: Машиностроение, 1965. – № 5. – С. 84-86.
70. Лубенец В.Д. Скорость течения жидкости в безлопаточном пространстве ротационного вакуум-компрессора / В.Д. Лубенец, И.В. Автономова, В.И. Кучеренко // Труды МВТУ, 1975. – № 179. – С. 9-11.
71. Лубенец В.Д. Влияние окружной скорости колеса жидкостнокольцевого вакуум-компрессора на его энергетические

характеристики / В.Д. Лубенец, И.В. Автономова // Труды МВТУ, 1973. – № 158. – С. 37-41.

72. Лубенец В.Д. Исследование вакуум-насоса с жидкостным кольцом / В.Д. Лубенец, И.В. Автономова // Компрессорное и холодильное машиностроение, 1967. – № 1. – С. 16-18.

73. Лубенец В.Д. Расчет мощности гидродинамических потерь в жидкостнокольцевых машинах / В.Д. Лубенец, И.В. Автономова // Труды МВТУ, 1971. – № 146. – С. 31-38.

74. Лукьянов В.Ф. Определение перетечек газа через тоцевые зазоры жидкостно-кольцевых вакуум-насосов / В.Ф. Лукьянов, А.И. Лукьянова, И.А. Райзман // Вакуумная техника. – Казань, 1970. – Вып. 2. – С. 31-37.

75. Малин К.М. Справочник серноокислотчика. Изд. 2-е, доп. и перераб. / К.М. Малин. – М.: Химия, 1971. – 744 с.

76. Маторин С.В. Испытание компрессорных машин / С.В. Маторин, В.Е. Лисичкин, Н.И. Мельников. – М.: Машиностроение, 1964. – 183 с.

77. Мац Э.Б. Расчет истечения жидкости и газа через окно нагнетания жидкостно-кольцевой машины / Э.Б. Мац, Р.Р. Зигомшин, А.Р. Исмагилов // Вакуумная техника и технология, 2000. – № 2. – С. 49-52.

78. Механические вакуумные насосы/ Е.С. Фролов, И.В. Автономова, В.И. Васильев и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.: ил.

79. Отчет о НИР «Разработка и исследование воздухоотсасывающего агрегата для конденсаторов паровых турбин на баз использования водокольцевых насосов». Завод-втуз при ПО ЛМЗ. – Ленинград, 1976 (№ гос. рег. 76064610).

80. Пешехонов П.Ф. Приборы для измерения давления, температуры и направления потока в компрессорах / П.Ф. Пешехонов. – М.: Оборонгиз, 1962. – 185 с.

81. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, В.П. Маркова, Ю.В. Грановский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – 279 с.

82. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. 3-е изд., перераб. / В.П. Преображенский. – М.: Энергия, 1978. – 704 с.
83. Прямицын Е.И. Повышение эффективности и усовершенствование метода расчета водокольцевых насосов для криогенных систем вакуумного охлаждения: Автореферат на соискание ученой степени кандидата технических наук / Е.И. Прямицын. – М.: ВНИИкриогенмаш, 1988. – 17 с.
84. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Изд. 4-е, перераб. / К. Пфлейдерер. – М.: Машгиз, 1960. – 684 с.
85. Райзман И.А. Жидкостнокольцевые вакуумные насосы и компрессоры / И.А. Райзман. – Казань, 1995. – 258 с.
86. Райзман И.А. Зависимость параметров жидкостнокольцевых вакуум-насосов и компрессоров от количества подаваемой жидкости / И.А. Райзман // Вакуумная техника. – Казань: Таткнигиздат, 1970. – Вып. 2. – С. 18-23.
87. Рамм В.М. Абсорбция газов Изд. 2-е, перераб. и доп. / В.М. Рамм – М.: Химия, 1976. – 655 с.
88. Ротационные компрессоры / А.Г. Головинцов, В.А. Румянцев, В.И. Ардашев и др. – М.: Машиностроение, 1964. – 315 с.
89. Румшиикий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л.З. Румшиикий. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
90. Румянцев В.А. Определение основных размеров водокольцевых компрессоров и вакуум-насосов / В.А. Румянцев // Химическое машиностроение, 1962. – № 1. – С. 25-31.
91. Сакун И.А. Винтовые компрессоры, 2-е изд., перераб. и доп. / И.А. Сакун. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
92. Селивра А.А. Исследование и разработка математической модели динамических процессов, протекающих в жидкостно-кольцевой машине для оптимизации ее параметров / А.А. Селивра, В.И. Митько // Изв. вузов. Горный журнал. 1996. – № 1. – С. 23-27.
93. Селивра С.А. Имитационная модель и визуализация рабочего потока жидкостно-кольцевой машины / С.А. Селивра, В.П. Овсянников,

В.Н. Митько // Наукові праці Донецького державного технічного університету. – Донецьк: ДонГТУ, 2000. – С. 243-252.

94. Тарасова Л.А. Возможность использования водокольцевой воздухоподушки в качестве ступени газоочистки / Л.А. Тарасова, Д.С. Парадеев, О.А. Трошкин // Инженерная защита окружающей среды: Материалы 5 Международного симпозиума молодых ученых, аспирантов и студентов. – М.: МГУИЭ, 2002. – С. 255-257.

95. Тепловизор Fluke Ti10, Ti25, TiR, TiR1. Руководство пользователя. – USA, 2007 – 22 с.

96. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник / Под общ. ред А.В. Быкова. – М.: Пищевая промышленность, 1980. – 238 с.

97. Тетерюков В.И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем / В.И. Тетерюков. – М.: Машгиз, 1960. – 251 с.

98. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Д. Тсатсаронис. – Одесса: ООО «Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.

99. Фотин Б.С. Поршневые компрессоры: Учебн. пособ. для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Под общ. ред. Фотина Б.С. / [Б.С.Фотин, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 372 с.: ил.

100. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. 3-е изд., перераб. и доп. / М.И. Френкель. – Л.: Машиностроение, 1969. – 744 с.

101. Чистяков С.Ф. Теплотехнические измерения и приборы / С.Ф. Чистяков, Д.В. Радун. – М.: Высшая школа, 1972. – 392 с.

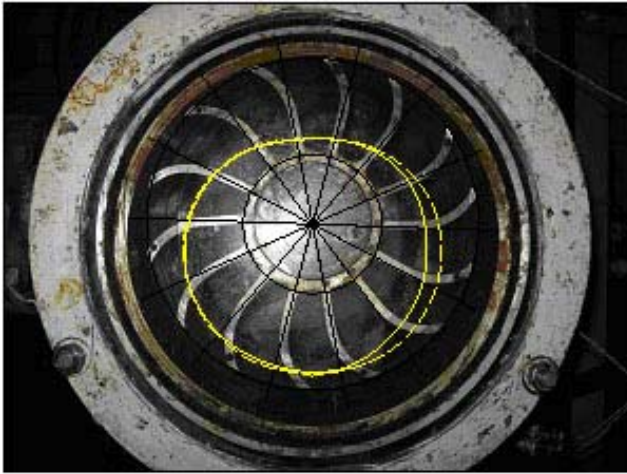
102. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. Пер. с англ. Е.Г. Коваленко. / Под ред. Н.П. Бусленко / Х. Шенк. – М.: Мир, 1972. – 381 с.

103. Энергоэффективность в химической промышленности. Программа Тасис, проект ЕУК 9601//March Consulting Group. – 1999. – 170 с.

104. Digital Thermometer DS18B20-PAR. Datasheet. – Dallas, USA, 2007. – 19 p.
105. Freier W. Anwendungsgebiete von Wasserringvacuummaschinen und Verdichtern / W. Freier, G. Grabow. – “Maschinenbautechnik”, 4. Jg. Heft 3, 1955. – S.143-154.
106. Grabow G. Förderung in den Formen Flüssigkeitsring von Flüssigkeitsringpumpen und Verdichter. / G.Grabow. – Pumpen und Verdichter, 1962. – № 1. – S. 44-48.
107. Hetzel H. Auslegung einräumiger Wasserringpumpen durch Berechnen des theoretischen Förderstromes / H. Hetzel // Chemie ingenieur – Technik, 1967. – № 2. – S. 74-79.
108. Prager R. Fördercharakteristiken von Flüssigkeitsring-maschinen / R. Prager. – Maschinenbautechnik, 1972. – № 3. – P. 199-210.
109. Prager R. Operational Conditions and Application Field of Liquid-Ring Machines / R. Prager. – Proc. / 3-rd Conf. Fluid–Mach and Fluid Mash, Budapest, 1969. – P. 116-121.
110. Prager R., Bremer P. Influence of Axial Clearance on Characteristic of Liquid – Ring Machines / R. Prager, P. Bremer. – Periodica polytechnica. Mech. Eng., 1973. – № 3. – P. 199-200.
111. Von U. Segebrecht. Förderung von trockener Luft und von gesättigter Luft – Wasserdampfgemisch mit Flüssigkeitsringvakuumpumpen / Von U. Segebrecht // Vakuum – Technik. – 980. – Jahrgang 29, Heft 8. – S. 246 – 252.

ДОДАТОК А.1

Знімки ФВП РК РКМ у компресорному режимі при $R/r_2 = 1,1$ для параметрів



a



б



в



з

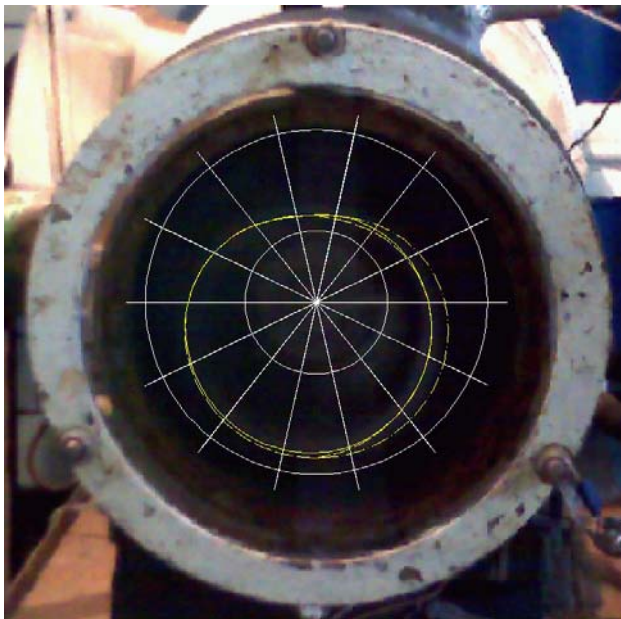
a) $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$, $\pi = 1,74$; *б)* $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$, $\pi = 2,24$;

в) $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$, $\pi = 1,74$; *з)* $U_2 = 17,9 \text{ м/с}$, $\pi = 1,74$

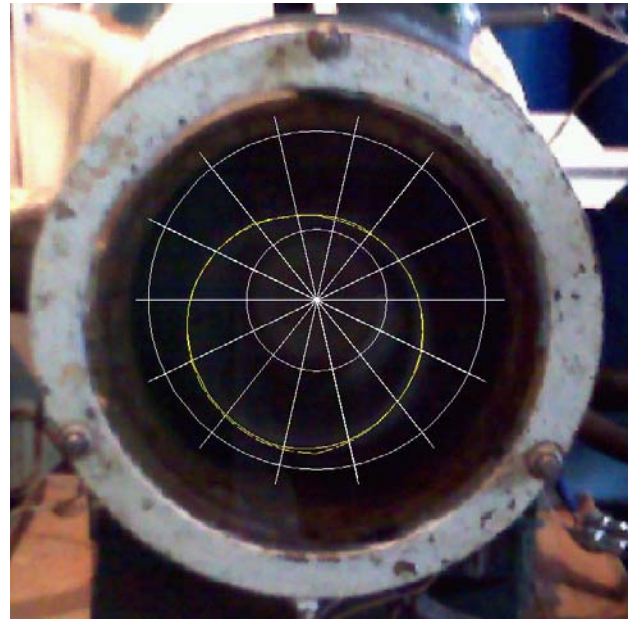
суцільна лінія – дійсна ФВП РК; штрихова лінія – ФВП РК, розрахована за пропонованою методикою

ДОДАТОК А.2

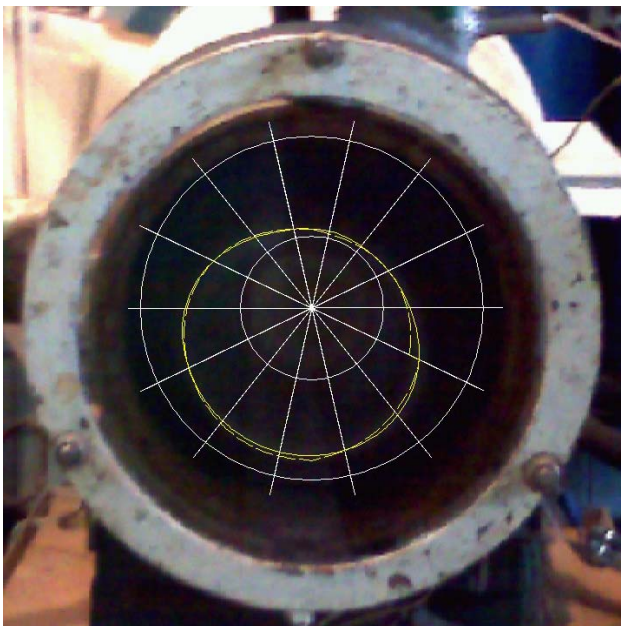
Знімки ФВП РК РКМ у вакуумному режимі та при повністю відкритому всмоктувальному та нагнітальному вентилях



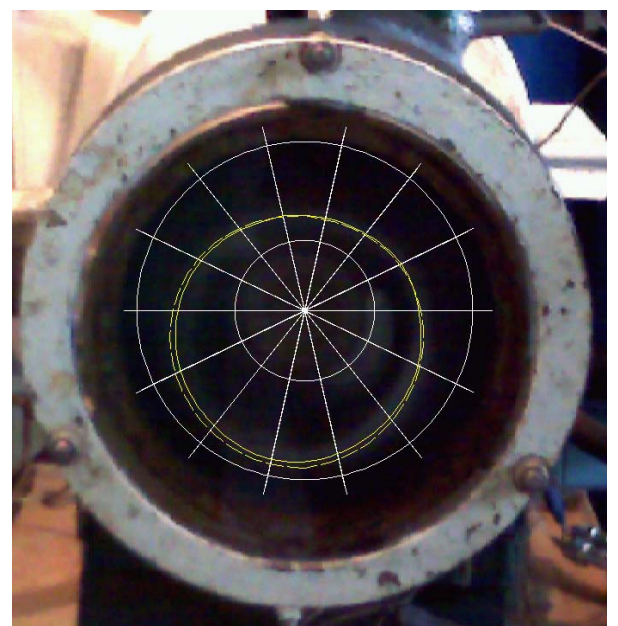
а



б



в



г

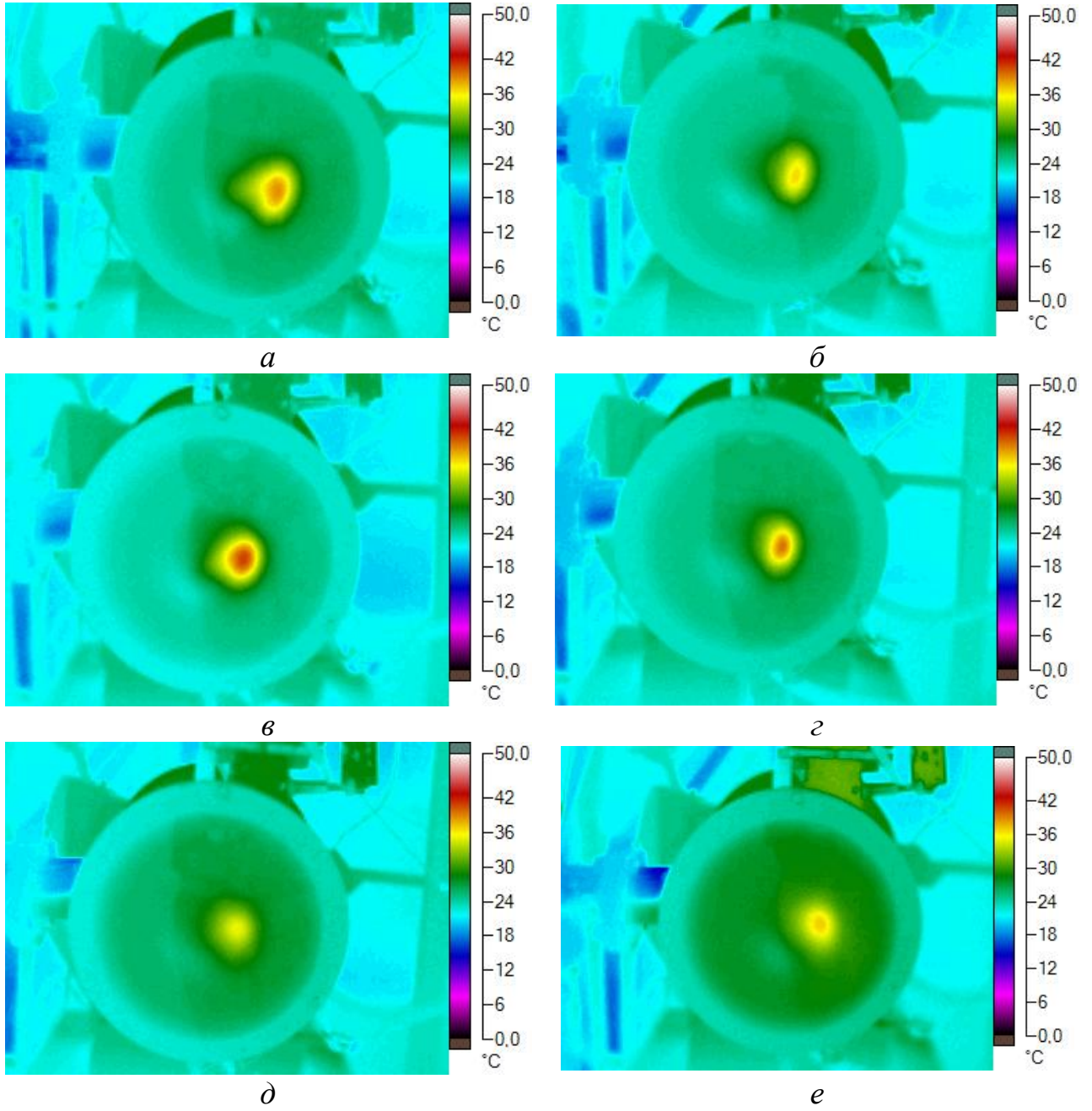
вакуумний режим (а, б, в); повністю відкритий всмоктувальний та нагнітальний вентилі (г) при $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$ та $R/r_2 = 1,1$:

а) $p_{y1} = 60 \text{ кПа}$; б) $p_{y1} = 40 \text{ кПа}$; в) $p_{y1} = 20 \text{ кПа}$; г) $p_{y1} = 100 \text{ кПа}$

суцільна лінія – дійсна ФВП РК; штрихова лінія – ФВП РК, розрахована за пропонованою методикою з урахуванням поправкового коефіцієнта C

ДОДАТОК А.3

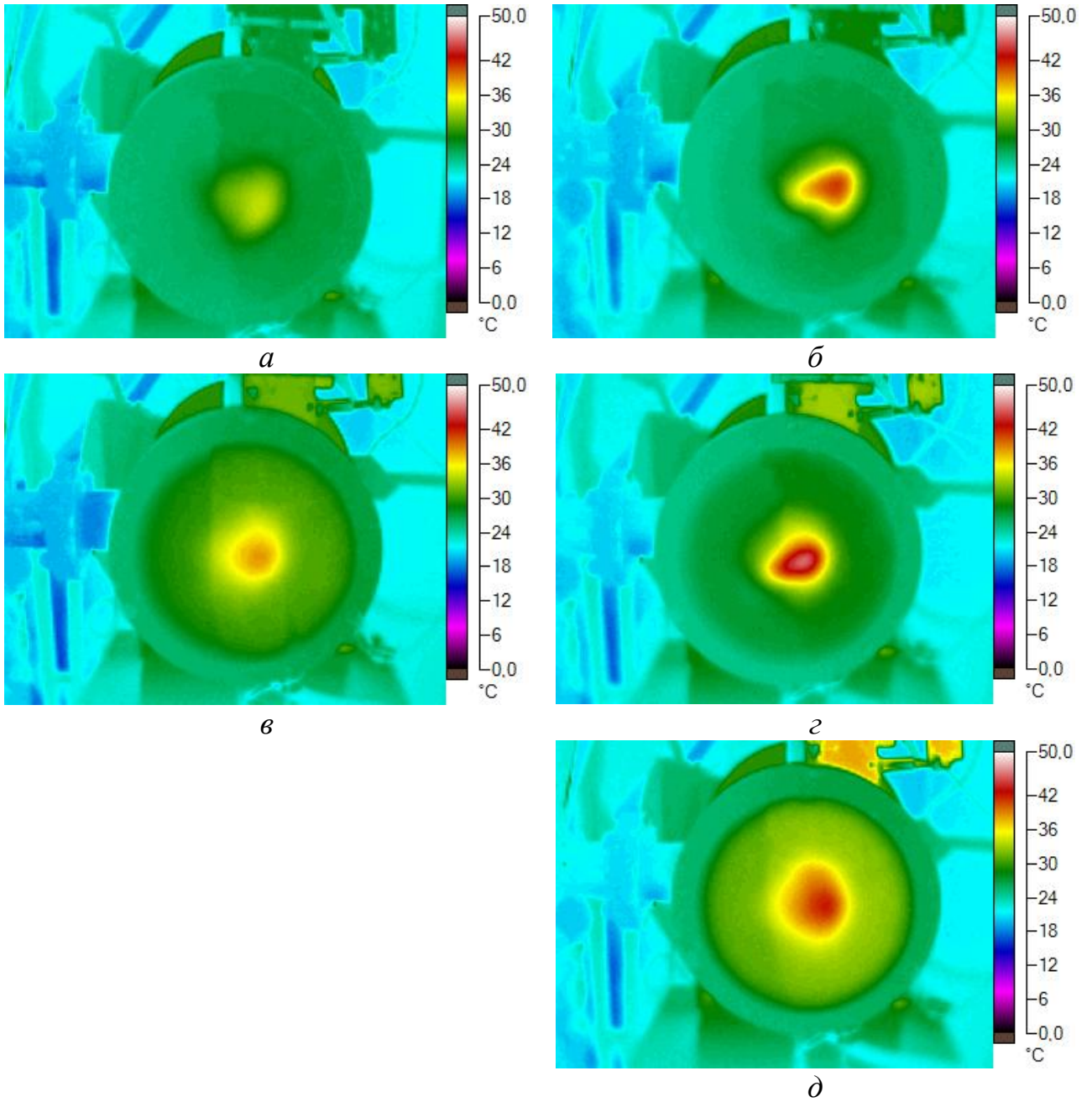
Тепловізійна зйомка РКМ у вакуумному режимі роботи



a, в, д – $U_2 = 13,1 \text{ м/с}$; *б, г, е* – $U_2 = 15,5 \text{ м/с}$;
a, б – $p_{\gamma 1} = 60 \text{ кПа}$; *в, г* – $p_{\gamma 1} = 40 \text{ кПа}$; *д, е* – $p_{\gamma 1} = 20 \text{ кПа}$

ДОДАТОК А.4

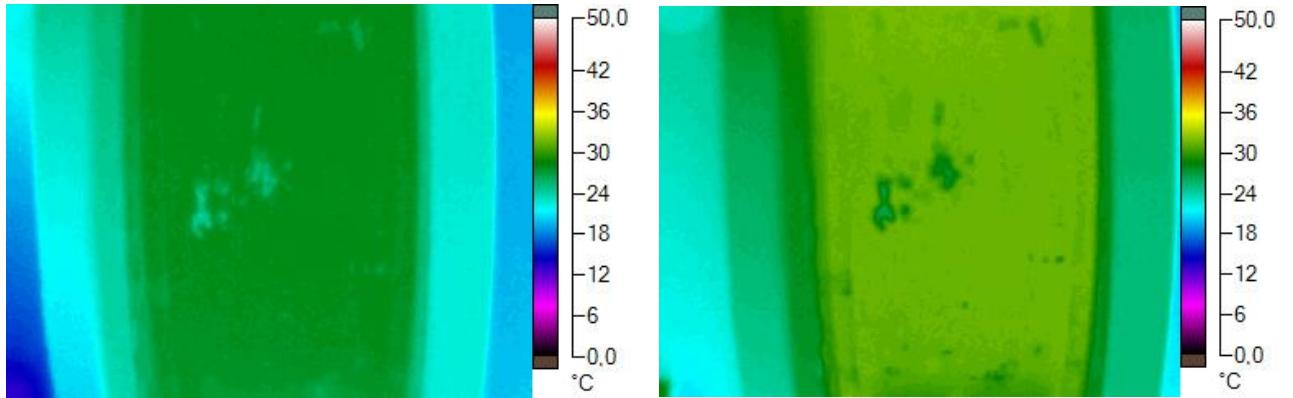
Тепловізійна зйомка РКМ у компресорному режимі роботи



a, в – $U_2 = 13,1 \text{ м/с}$; *б, г, д* – $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$;
a, б – $\pi = 1,7$; *в, г* – $\pi = 2,1$; *д* – $\pi = 2,5$

ДОДАТОК А.5

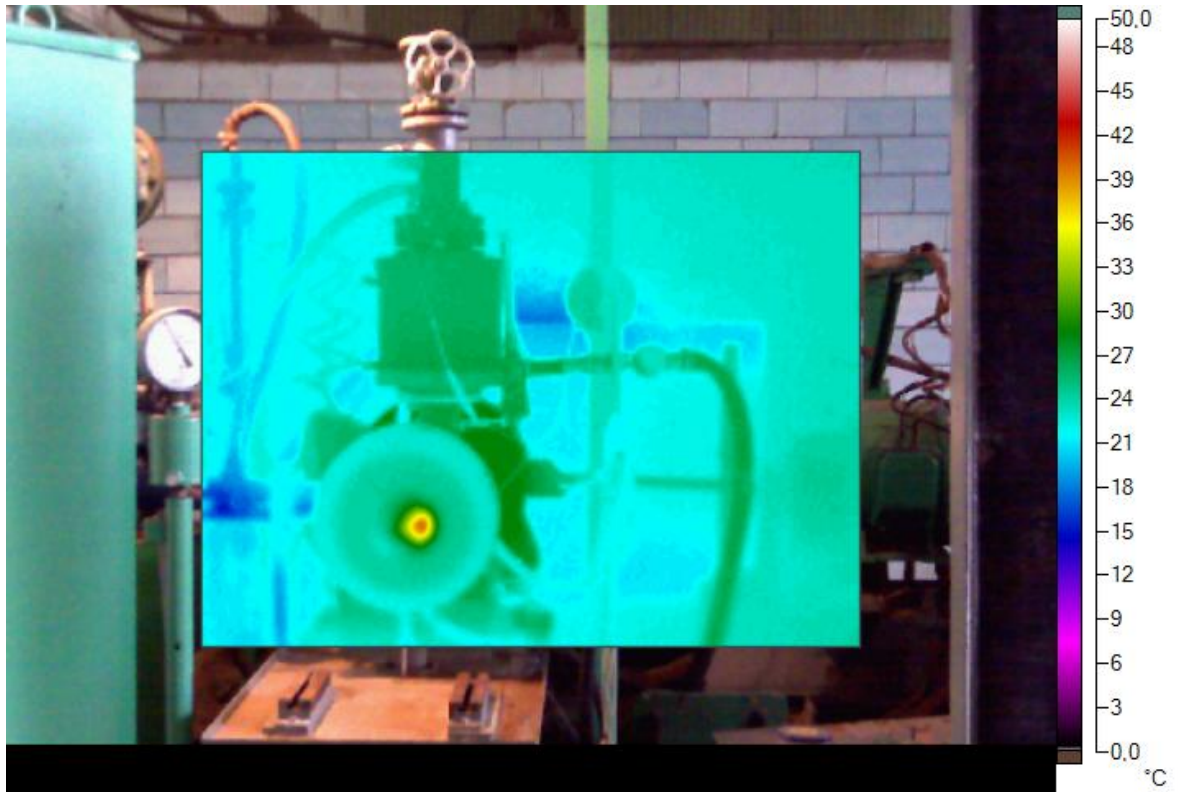
Розподіл температури у осьовому напрямку
в залежності від режиму роботи



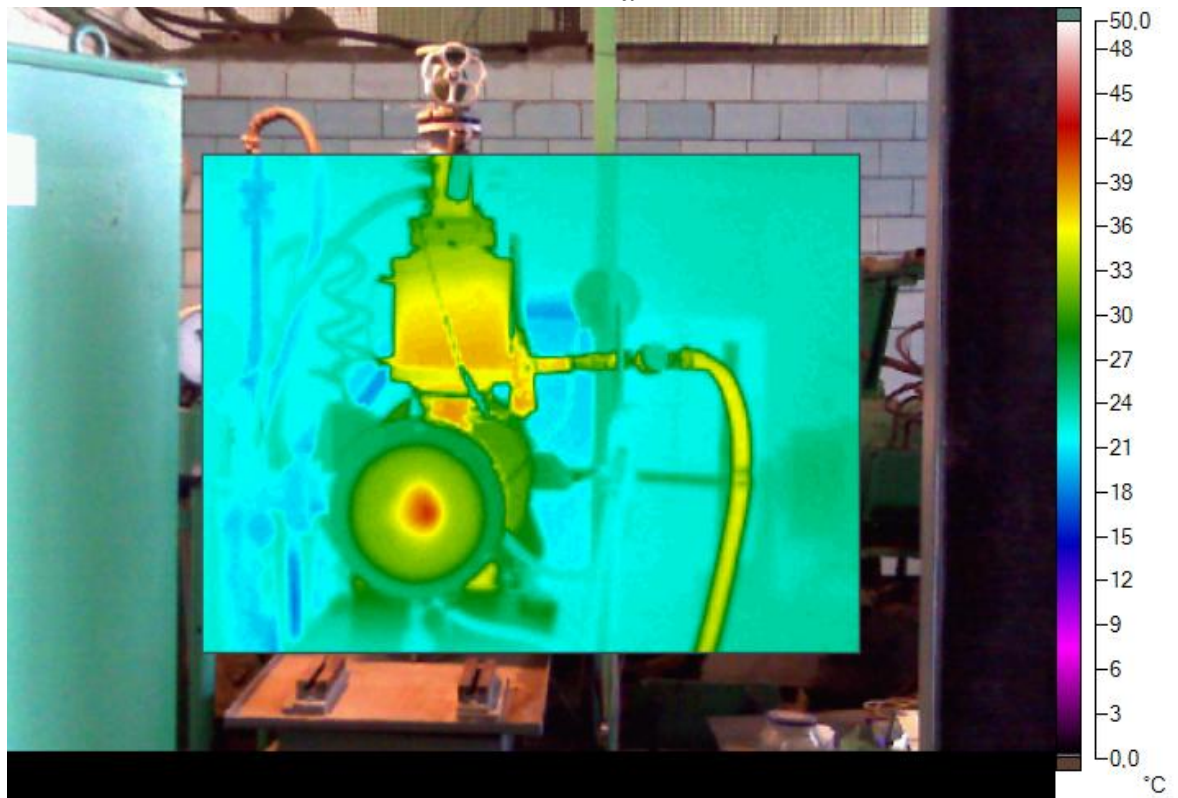
a
 $a - U_2 = 13,1 \text{ м/с}, p_{Y1} = 20 \text{ кПа}$; *б*
 $б - U_2 = 13,1 \text{ м/с}, \pi = 2,1$

ДОДАТОК А.6

Порівняння тепловізійних фото РКМ в цілому для вакуумного (а) та компресорного (б) режимів роботи



а



б

а – $U_2 = 13,1 \text{ м/с}$, $p_{\gamma 1} = 40 \text{ кПа}$; б – $U_2 = 16,7 \text{ м/с}$, $\pi = 2,5$

ДОДАТОК Б
АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

ДОДАТОК Б.1



**КОНЦЕРН
УКРРОСМЕТАЛЛ**



ОАО «НПАО ВНИИкомпрессормаш»
 ОТКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
 «НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
 ВНИИкомпрессормаш»
 40020, Украина, г. Сумы, Курский проспект, б/код ЕГРПОУ 00220434
 Тел.: + 38 0542 214-156, факс: +38 0542 214-179
 E-mail: info@ukrrosmetall.com.ua
 www.ukrrosmetall.com.ua

№ _____
 на № _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова правління
 ВАТ «НВАТ ВНДІкомпрессормаш»

Нікулін Л.К.

« 16 » _____ 04 2009 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи

Даним актом засвідчується, що наукові результати дисертаційної роботи здобувача Козіна Віктора Миколайовича на тему «Узагальнена модель робочого процесу рідинно-кільцевої компресорної машини» впроваджені у ВАТ «НВАТ ВНДІкомпрессормаш» і використовуються для розрахунку рідинно-кільцевих машин, що можуть застосовуватися для відкачування метаноповітряних сумішей при дегазації вугільних шахт.

Заст. голови правління по _____

Р.З. Негреба

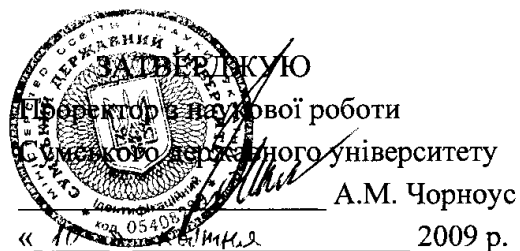
Виконавець

В.М. Козін



00004002

ДОДАТОК Б.2



АКТ

впровадження матеріалів дисертаційної роботи
 молодшого наукового співробітника кафедри технічної теплофізики
 Сумського державного університету
 Козіна Віктора Миколайовича у навчальний процес

10.04.2009 р.

м. Суми

Даним актом засвідчується, що матеріали дисертаційної роботи Козіна В.М. на тему «Узагальнена модель робочого процесу рідинно-кільцевої компресорної машини» впроваджені у навчальний процес на факультеті технічних систем та енергоефективних технологій СумДУ у курсі «Об'ємні компресори», що викладається для студентів спеціальності 7.090508 «Компресори, пневмоагрегати і вакуумна техніка».

Декан факультету ТСЕТ

О.Г. Гусак

В.о. зав. кафедри технічної теплофізики

С.М. Ванєєв