Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

Пояснювальна записка
до дипломної роботи
освітнього ступеня "Магістр" на тему:
Чисельне моделювання водокільцевого вакуумного насоса доїльної установки

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-3-23
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Щербина Іван Миколайович

Керівник: _____ Алієв Ельчин Бахтияр огли

Рецензент: _____ Носенко Євгеній Олегович

Дніпро, 2024

ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно-технологічний факультет

Кафедра інжинірингу технічних систем
Освітній ступінь: «Магістр»
Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
ІТС .
(назва кафедри)
доцент .
(вчене звання)
_____ Дудін В.Ю.
(підпис) (прізвище, ініціали)
«12» листопада 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Щербині Івану Миколайовичу .
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Чисельне моделювання водокільцевого вакуумного насоса доїльної установки

керівник роботи: Алієв Ельчин Бахтияр огли, д-р техн. наук, старший дослідник
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від
«12» листопада 2024 року № 3784
2. Строк подання студентом роботи 16.12.2024 року
3. Вихідні дані до проекту: Огляд стану питання в галузі механізації тваринництва та існуючих технічних засобів для забезпечення доїння. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Стан і напрями досліджень. 2. Методика чисельного моделювання водокільцевого вакуумного насоса. 3. Результати чисельного моделювання водокільцевого вакуумного насоса. 4. Аналітичні дослідження визначення продуктивності водокільцевого вакуумного насоса 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність удосконаленого вакуумного насоса. Висновки. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу:
1. Тема. Мета і задачі досліджень (2 аркуша, А4). 2. Стан і напрями досліджень (1 аркуша, А4). 3. Методика моделювання (2 аркуша, А4). 4 Результати моделювання (3 аркуша, А4). 5. Економічні показники (1 аркуш, А4). 6. Висновки (2 аркуш, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-6	Алієв Е. Б., професор	12.11.2024	09.12.2024
Нормоконтроль	Івлєв В. В., доцент	06.12.2024	09.12.2024

7. Дата видачі завдання: 12 листопада 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний	до 14.11.2024 р	виконано
2	Теоретичний	до 21.11.2024 р	виконано
3	Експериментальний	до 28.11.2024 р	виконано
4	Охорона праці	до 02.12.2024 р	виконано
5	Економічний	до 06.12.2024 р	виконано
6	Демонстраційна частина	до 09.12.2024 р	виконано

Студент _____ Щербина І. М. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Алієв Е. Б. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

№ п/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Номер аркуша	Примітка
			<u>Текстові документи</u>			
1	А4	46ДР061000.000 ПЗ	Пояснювальна записка	77		
			<u>Демонстраційні матеріали</u>			
2	А4		Тема. Мета і задачі досліджень	2	1-2	
3	А4		Стан і напрями досліджень	1	3	
4	А4		Методика моделювання	1	4	
5	А4		Результати моделювання	3	5-7	
6	А4		Економічні показники	1	8	
7	А4		Висновки	2	9-10	

					46ДР061000.000 ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата			
Розробив		Щербина			Відомість дипломної роботи	літер	аркуш	аркушів
Перевірив		Алієв					4	77
Т. контр						ДДАЕУ МгАІ-3-23		
Н. контр.		Івлєв						
Затверд.		Дудін						

Щербина І. М. Чисельне моделювання водокільцевого вакуумного насоса доїльної установки. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2024.

Вступна частина роботи присвячена аналізу сучасного стану молочно-доїльного обладнання в Україні, а також вивченню конструктивно-технологічних особливостей доїльних установок. У першому розділі наведено огляд існуючих досліджень та систематизацію основних проблем і напрямів вдосконалення доїльного обладнання. Особливу увагу приділено водокільцевим вакуумним насосам, які є ключовим елементом доїльних установок. У другому розділі описано методику чисельного моделювання роботи вакуумного насоса, зокрема перевірку сіткової та фізичної моделей. Третій розділ містить результати моделювання, що охоплюють дослідження полів потоку, схему руху води і повітря, а також вплив тиску всмоктування на роботу насоса. У четвертому розділі виконано аналітичне дослідження продуктивності вакуумного насоса, зокрема аналіз швидкості поглинання газу та моменту, що надається рідиною на робоче колесо. П’ятий розділ присвячено питанням охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, а шостий – економічній ефективності удосконаленого вакуумного насоса.

Ключові слова: доїльна установка, вакуум, вакуумний насос, параметри, ефективність, моделювання, симуляція.

Апробація. Щербина І. М. (2024). Чисельне моделювання водокільцевого вакуумного насоса доїльної установки. Збірник тез ІІІ Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (15 листопада 2024 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 128–130.

ЗМІСТ

ВСТУП 7
1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ 8
1.1 Аналіз молочно-доїльного обладнання в господарствах України 8
1.2 Аналіз конструктивно-технологічного забезпечення доїльних установок 9
1.3 Висновки з розділу 15
2 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ВОДОКІЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА 17
2.1 Формалізація моделювання 17
2.2 Перевірка сіткової моделі 20
2.3 Перевірка фізичної моделі 25
2.4 Висновки з розділу 26
3 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ВОДОКІЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА 28
3.1 Дослідження поля потоку 28
3.2 Схема потоку води і повітря 33
3.3 Вплив тиску всмоктування 36
3.4 Висновки з розділу 40
4 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ВОДОКІЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА 42
4.1 Швидкість поглинання газу насосом 42
4.2 Момент, що надається рідиною на робоче колесо 43
4.2 Процедура побудови рідинного кільця 47
4.3 Ефекти експлуатаційних умов 51
4.4 Висновки з розділу 54
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ 55
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА 59
ВИСНОВКИ 61
Бібліографія 63
Додатки 68

ВСТУП

У рамках національної програми «Відроджене скотарство» визначено ключові показники для розвитку галузі, зокрема планується збільшити в 2,5 рази кількість приватних господарств, що утримують три і більше корів, та запровадити в них механізоване доїння. Для реалізації цього завдання необхідно впроваджувати доїльні установки, які відповідатимуть зоотехнічним, санітарно-гігієнічним та міжнародним технічним стандартам (ISO 3918, ISO 5707, ISO 6690).

Водночас ефективність і надійність роботи доїльних установок у приватних господарствах значною мірою залежать від силових агрегатів, серед яких широко використовуються ротаційні пластинчасті вакуумні насоси. Однак, ці машини мають певні недоліки, обумовлені особливостями їх конструкції. Створення нових моделей вакуумних насосів дозволяє переосмислити існуючі підходи до їх конструкційно-технологічних параметрів. Крім того, досвід експлуатації доїльних установок свідчить, що більшість збоїв виникає через неправильне обслуговування силових агрегатів.

Отже, вдосконалення конструкції вакуумних насосів, а також спрощення або усунення потреби в регулярному технічному обслуговуванні є актуальним завданням на сьогодні.

Мета цього дослідження двоєдина. Перша — використати обчислювальну гідродинаміку (CFD), щоб зрозуміти природу потоку і теплопередачі в водокільцевому вакуумному насосі. Друга мета — використати отримані знання з CFD-дослідження для розробки спрощеної фізичної моделі, що дозволить передбачити швидкість захоплення повітря і споживання потужності насосом залежно від конструктивних і експлуатаційних параметрів для використання в попередньому проєктуванні водокільцевих вакуумних насосів.

1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз молочно-доїльного обладнання в господарствах України

Молочна галузь України має значний потенціал, який наразі не повністю використовується. В умовах зменшення кількості якісної сировини та зниження купівельної спроможності населення, молокопереробні підприємства вимушені працювати на межі рентабельності, випускаючи продукцію з низькою рентабельністю.

Обсяги виробництва молочної продукції тісно пов'язані з обсягами виробництва молока та станом тваринництва в Україні. З 2022 по 2024 рік кількість корів зменшилася на 13 %, з 2630,2 до 2261,7 тисяч голів (без врахування тимчасово окупованих територій). Цей спад супроводжувався змінами у виробництві молока всіх видів, що відображено у динаміці.

Ще один важливий фактор, що впливає на пропозицію на ринку, – продуктивність корів. За даними Держстату, виробництво молока в Україні за період незалежності скоротилося в 2,2 рази. Це скорочення здебільшого пов'язане зі зменшенням частки молока, виробленого сільськогосподарськими підприємствами, тоді як у господарствах населення виробництво зросло в 1,5 рази.

Водночас, спостерігається покращення якості молока. Частка молока екстра-класу зросла з 3,1 % до 4,1 %, а частка молока вищого сорту збільшилася з 20 % до 22 %. Це позитивно вплинуло на зменшення кількості молока нижчих сортів, що сприяє підвищенню рентабельності сільськогосподарських підприємств.

Технічне оснащення молочних ферм відіграє ключову роль у підвищенні ефективності виробництва молока. На українських фермах використовуються різні типи доїльних установок, залежно від технології утримання худоби.

Для ферм з прив’язною технологією утримання худоби переважають індивідуальні доїльні установки, такі як УІД-10 для родильних відділень, та доїльні установки з відрами або бідонами, наприклад УДБ-100, які

використовуються для доїння невеликих груп корів. Також широко застосовуються установки з верхнім молокопроводом, серед яких найпоширеніші – УДМ-50 та УДМ-100, що забезпечують більш автоматизований процес доїння на великих фермах.

На фермах з безприв’язно-боксовою технологією утримання худоби використовуються доїльні установки з нижнім молокопроводом, такі як «Ялинка» фірм «Westfalia Surge» та «De Laval», що дозволяють обслуговувати великі поголів'я корів за допомогою систем «Ялинка» або «Паралель». На великих фермах для доїння великих груп корів також використовуються установки типу «Карусель», що є одними з найефективніших для автоматизації процесу на молочних фермах.

Таким чином, вибір типу доїльної установки залежить від технології утримання худоби та масштабу виробництва. Завдяки впровадженню сучасних доїльних систем, ферми мають можливість підвищувати продуктивність та якість молока, що є важливим фактором для підтримки рентабельності виробництва в умовах жорсткої конкуренції.

1.2 Аналіз конструктивно-технологічного забезпечення доїльних установок

Стабілізація вакуумного режиму доїльних установок зараз досягається збільшенням об’єму вакуумного балону та продуктивності вакуумних насосів (рис. 1.1). Однак це призводить до зростання енергоспоживання доїльного обладнання.

У зв'язку з тим, що виробники молочно-доїльних систем зосереджені на розробці високопродуктивного обладнання, яке відповідає зоотехнічним, санітарним та міжнародним стандартам (ISO 3918, ISO 5707, ISO 6690), питання енергоефективності відходять на другий план.

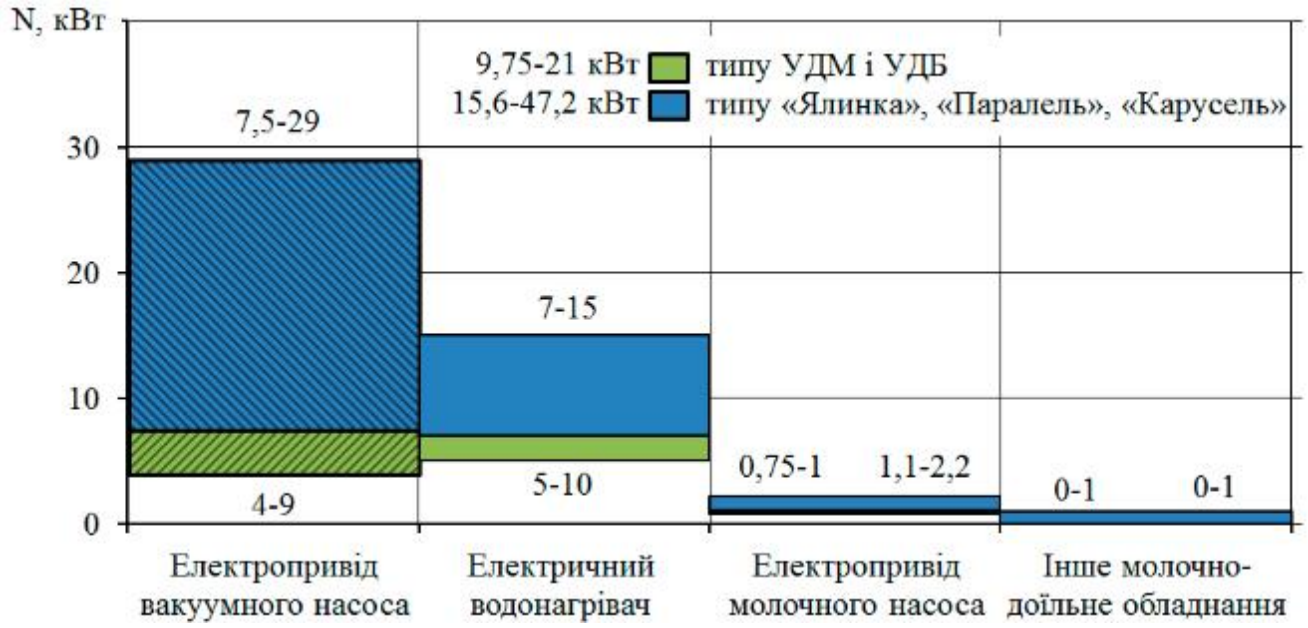


Рисунок 1.1 – Потужності складових доїльної установки

Аналізуючи енергоспоживання лінійних доїльних установок типу УДМ і УДБ, можна відзначити, що електропривід вакуумного насоса споживає від 4 до 9 кВт, електричний водонагрівач – від 5 до 10 кВт, молочний насос – від 0,75 до 1 кВт, а інше обладнання – до 1 кВт (рис. 1.1). Енергоспоживання доїльних залів, таких як "Ялинка", "Паралель" або "Карусель", є ще вищим: від 7,5 до 29 кВт для вакуумного насоса, від 7 до 15 кВт для водонагрівача, від 1,1 до 2,2 кВт для молочного насоса і до 1 кВт для іншого обладнання (рис. 1.1). Підсумовуючи, енергоспоживання лінійних установок варіюється від 9,75 до 21 кВт, а доїльних залів – від 15,6 до 47,2 кВт, залежно від їх розміру.

Оскільки обладнання експлуатується протягом 365 днів на рік, від 8 до 16 годин на день, загальні енерговитрати значні. Однак, не все обладнання працює весь цей час: вакуумні та молочні насоси функціонують під час процесу доїння, що становить від 2920 до 5840 годин на рік, тоді як водонагрівачі вмикаються лише на 20-40 хвилин до і після доїння.

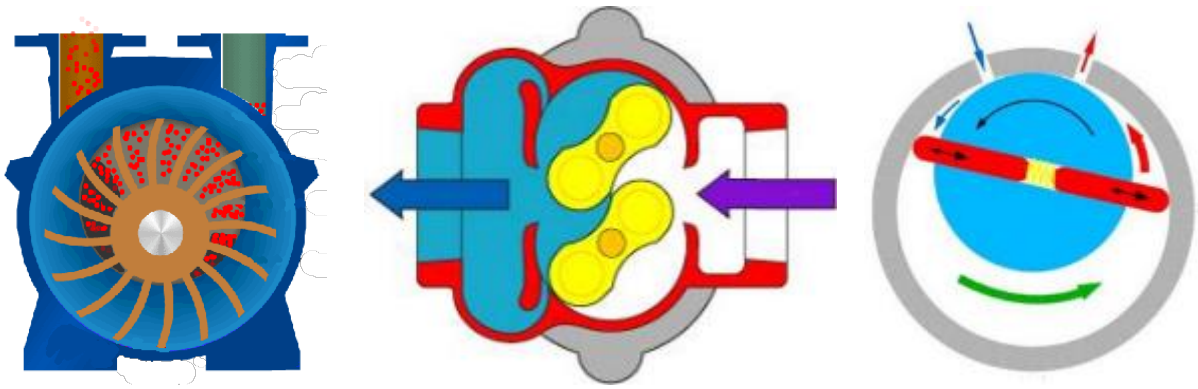
Найбільша частка енергоспоживання припадає на вакуумні насоси, тому їх оптимізація є ключовим напрямом для зниження загальних витрат електроенергії. Це може бути досягнуто за допомогою:

а) правильного вибору вакуумного насоса для конкретної установки;

б) конструкційних удосконалень для зменшення питомого енергоспоживання;

в) регулювання швидкості обертання насоса.

Серед вакуумних насосів, що використовуються в доїльних установках, найбільшого поширення набули ротаційні механічні насоси (рис. 1.2). Вони відповідають техніко-економічним вимогам і широко застосовуються. Доїльні установки, такі як «GEA Farm Technologies», «DeLaval», «Milkline», зазвичай оснащуються пластинчатими ротаційними або водокільцевими насосами. Останні відзначаються надійністю, але мають низький механічний ККД (0,48-0,52) і високі експлуатаційні витрати. Двороторні насоси, що використовуються, наприклад, компанією «BouMatic», мають свої переваги, але також є енергоємними через великі втрати повітря і шумність.



а б в

Рисунок 1.2 – Схеми водокільцевого (а), двороторного (б) і пластинчатого (в) вакуумних насосів

Один із широко використовуваних насосів — це вакуумний насос з рідинним кільцем, який не має контактів між твердими тілами в місцях з'єднання рухомих і нерухомих частин. Це значно збільшує термін служби таких насосів і суттєво знижує витрати на експлуатацію. Хоча вакуумні насоси з рідинним кільцем ефективні та надійні, виробники ставлять агресивні цілі щодо покращення їх ефективності, продуктивності та діапазону роботи. Один зі способів досягнення цього — розуміння того, як конструктивні та експлуатаційні параметри впливають на фізику потоку в насосах з рідинним кільцем, і використання цих знань для покращення конструкції.

Невелика кількість дослідників вивчала нестаціонарний багатовимірний газово-рідинний потік у вакуумних насосах з рідинним кільцем, і майже всі дослідження є обчислювальними. Ранні спроби були зосереджені на моделюванні та обчислювальних проблемах при симуляції таких насосів. Громанн та ін. [15] змоделювали насос як двовимірний потік. Обчислення починається з того, що робоче колесо спочатку розташоване на нульовому ексцентриситеті щодо корпусу, щоб отримати симетричне кільце води, після чого центр робочого колеса був зміщений до необхідного ексцентриситету. Какуда та ін. [16], моделюючи насос як двовимірний пристрій потоку, прийняли лагранжевий підхід для води, при цьому повітря було описане як нестискуване. Радле та ін. [17], виконуючи тривимірні нестаціонарні симуляції потоку для вивчення кавітації, моделювали повітря як нестискуване. Хуанг та ін. [18] [19] провели тривимірне моделювання, в якому повітря моделювалося як стисливе. Це дослідження надало оцінку для рідинного кільця, але не надало кількісного порівняння з експериментами. Нещодавно Дінг та ін. [20] провели точні тривимірні симуляції, що дозволили визначити межу між повітряно-водною взаємодією для вивчення впливу всмоктувального тиску та швидкості обертання робочого колеса. Їх передбачення об’ємних швидкостей потоку та споживання енергії добре співпали з експериментальними даними. На даний момент жодне дослідження не описало

механізми потоку та деталі особливостей потоку всередині вакуумних насосів з рідинним кільцем. Також, на сьогодні, жодне дослідження не досліджувало деталі розподілу температури та теплопередачі всередині вакуумних насосів з рідинним кільцем.

Рідинно-кільцевий вакуумний насос, який досліджується, показаний на рис. 1.3. Він складається з корпуса; робочого колеса, яке ексцентрично встановлене в корпусі; пластини, що моделюється як нескінченно тонка; та камери всмоктування/випуску. Пластина з'єднує камеру всмоктування/випуску з корпусом. Вона також з'єднується з впуском, через який вода потрапляє в корпус. Крім того, пластина має два набори отворів. Один набір — це єдиний отвір у формі нирки, який служить як всмоктувальний порт, де повітря з камери всмоктування потрапляє в робоче колесо. Інший набір складається з круглих отворів і кінцевого коміра, що слугують випускними портами, через які пресоване повітря викидається з робочого колеса в камеру випуску.

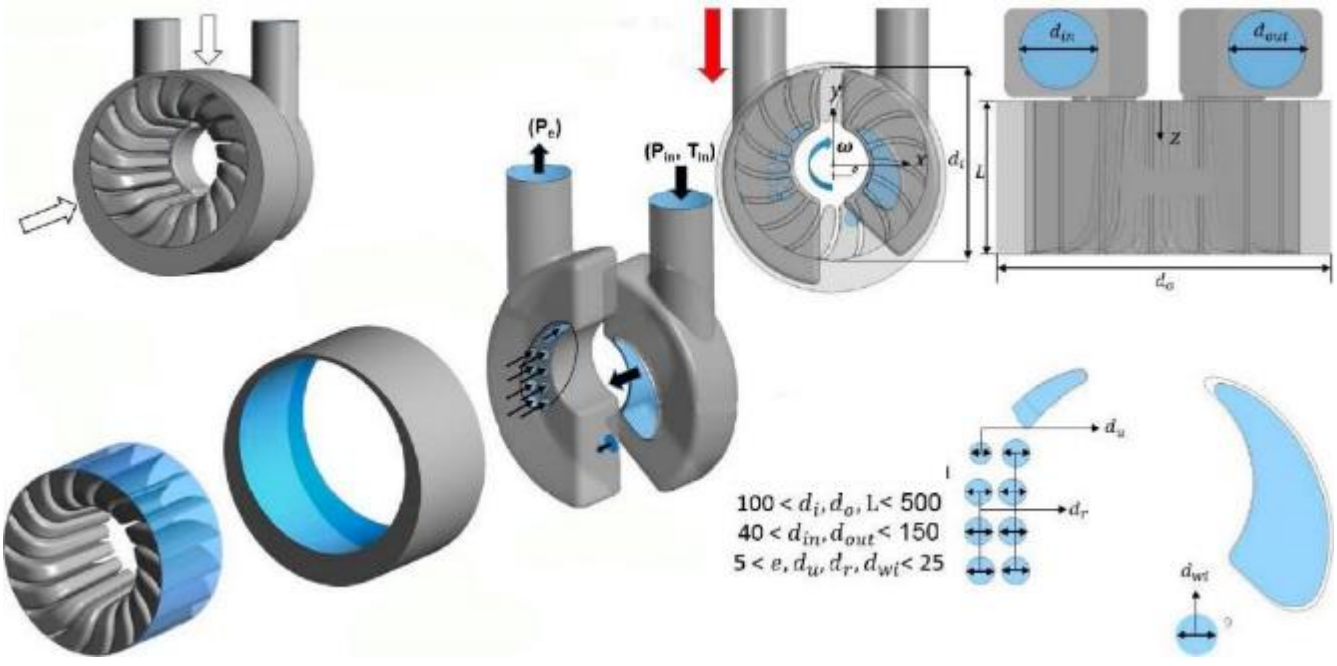


Рисунок 1.3 – Опис проблеми

Круглі отвори для випуску відкриваються лише тоді, коли тиск на стороні робочого колеса є вищим за тиск у випускній камері (тобто зворотний потік із камери випуску до камери насоса неможливий) (рис. 1.4). Коли отвори закриті, вони розглядаються як стінка. Об'єми між послідовними лопатками робочого колеса герметизуються лопатками, ступицею, пластиною та рідинним кільцем, що утворюється поруч із корпусом. У цьому дослідженні зазор між робочим колесом і пластиною не враховується, щоб уникнути витоків через лопатки. Для цього насоса відзначається, що ексцентриситет робочого колеса відносно корпуса спричиняє зміну радіальної відстані від кінчика лопатки до корпусу: найменша відстань, коли кінчик лопатки знаходиться найближче до корпусу, називається верхньою мертвою точкою (ВМТ), а найбільша — нижньою мертвою точкою (НМТ). Для описаного насоса було вивчено три швидкості обертання робочого колеса (ω = 1150, 1450 і 1750 об/хв) і три впускні тиски (P_{in} = 75, 300, 600 Торр). Загальна температура на вході (T_o) насоса підтримувалась на рівні 300 К, а статичний тиск на виході (P_e) насоса — на рівні 760 Торр. Повітря, що надходило в насос, вважалося сухим.

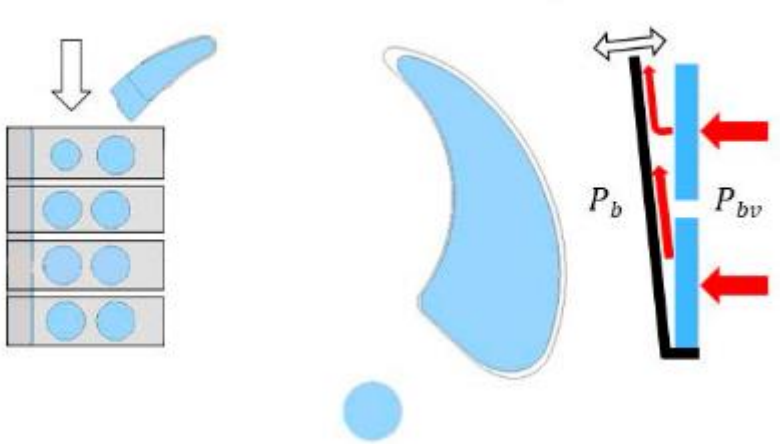


Рисунок 1.4 – Порти та клапани

Рідиною в насосі є вода, і її витрата у насос становить 0,378 кг/с. Інтенсивність турбулентності повітря і води, що надходять у насос, приймається рівною 3,07%, а турбулентна довжина масштабу — 0,0049 м.

1.3 Висновки з розділу

1. Молочна галузь України має значний потенціал, але стикається з численними викликами, включаючи скорочення поголів'я корів та зменшення обсягів виробництва молока. Водночас, спостерігається покращення якості молочної продукції завдяки підвищенню частки молока екстра-класу та молока вищого сорту, що сприяє зростанню рентабельності сільськогосподарських підприємств. Технічне оснащення ферм, зокрема вибір доїльного обладнання, відіграє ключову роль у підвищенні продуктивності та якості молока. На фермах із різними технологіями утримання худоби використовуються різні типи доїльних установок, що дозволяє фермам адаптувати виробничі процеси до своїх потреб і масштабу виробництва. Впровадження сучасних доїльних систем є важливим фактором підвищення ефективності виробництва та збереження конкурентоспроможності українських молочних ферм в умовах скорочення кількості сировини та зростаючих вимог до якості продукції.

2. Сучасні доїльні установки стикаються з проблемою енергоспоживання, яке зростає внаслідок збільшення об'єму вакуумних балонів і продуктивності вакуумних насосів. Це зумовлює підвищене енергоспоживання, яке є суттєвим у контексті щоденної експлуатації обладнання протягом тривалих годин. Важливою частиною енергетичних витрат є вакуумні насоси, які є основними споживачами енергії у доїльних установках.

3. Підвищення енергоефективності доїльних систем потребує оптимізації роботи вакуумних насосів. Цього можна досягти шляхом правильного вибору насосів, конструктивних удосконалень та регулювання швидкості обертання.

Найбільш поширеними є ротаційні механічні насоси, серед яких вакуумні насоси з рідинним кільцем є надійними, але потребують покращення ефективності та продуктивності.

4. Вивчені дослідження підтверджують необхідність удосконалення конструкції вакуумних насосів, зокрема насосів з рідинним кільцем, для підвищення їх енергетичної ефективності та зменшення витрат на експлуатацію. Розуміння механізмів потоку та деталі розподілу температури і теплопередачі в таких насосах є важливим для подальших вдосконалень. З метою зменшення загальних енергетичних витрат, необхідно зосередитися на оптимізації конструктивних і експлуатаційних параметрів вакуумних насосів.

2 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ВОДОКІЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

2.1 Формалізація моделювання

У CFD-аналізах потік і теплопередача в насосі з повітрям і водою моделювались за допомогою нестаціонарної форми рівнянь безперервності, імпульсу і загальної енергії, де повітря вважалося термічно і калорично ідеальним газом, а вода – рідиною з сталою густиною. Інтерфейс між повітрям і водою моделюється методом Volume-of-Fluid (VOF). Турбулентність моделюється за допомогою моделі Shear Stress Transport (SST) ментора з корекцією кривизни, і використовуються функції стінок. Початкові умови для цієї задачі описані пізніше в цьому розділі. Використані граничні умови такі: на вході всмоктувальної камери задається всмоктувальний тиск (P_{in}); на виході з вихлопної камери задається зворотний тиск (P_e); на вході, де вода потрапляє в насос, задається її масовий витрата; всі тверді поверхні моделюються як адіабатичні та без ковзання. Рішення наведених рівнянь і відповідних початкових і граничних умов були отримані за допомогою Simcenter Star-CCM+. Оскільки потрібні точні у часі рішення, використовується схема PISO, і виконуються ітерації, де застосовуються більше ніж стандартні дві корекції для забезпечення збіжності на кожному часовому кроці. Для диференціювання в часі використовується імпліцитна схема зворотного відліку другого порядку з трьома точками. Для просторового диференціювання конвективних термінів використовувалася схема upwind другого порядку. Всі терміни дифузії апроксимуються схемами центрального диференціювання другого порядку. Інтерфейс між повітрям і водою моделюється за допомогою імпліцитної VOF-схеми, де сили тіла обробляються імпліцитно. Для рівняння обсягової частки, необхідного для VOF, використовувалася схема захоплення інтерфейсу другого порядку. Для передачі даних між обертовими і не обертовими частинами насоса

використовувався підхід зі зсувом сітки. Порти всмоктування і скидання є межами інтерфейсу рідина-рідина, через які дозволена інтерполяція консервативного потоку через інтерфейс. Розмір кроку часу, кількість ітерацій на час, а також використовувані сіткові системи описані в розділі перевірки.

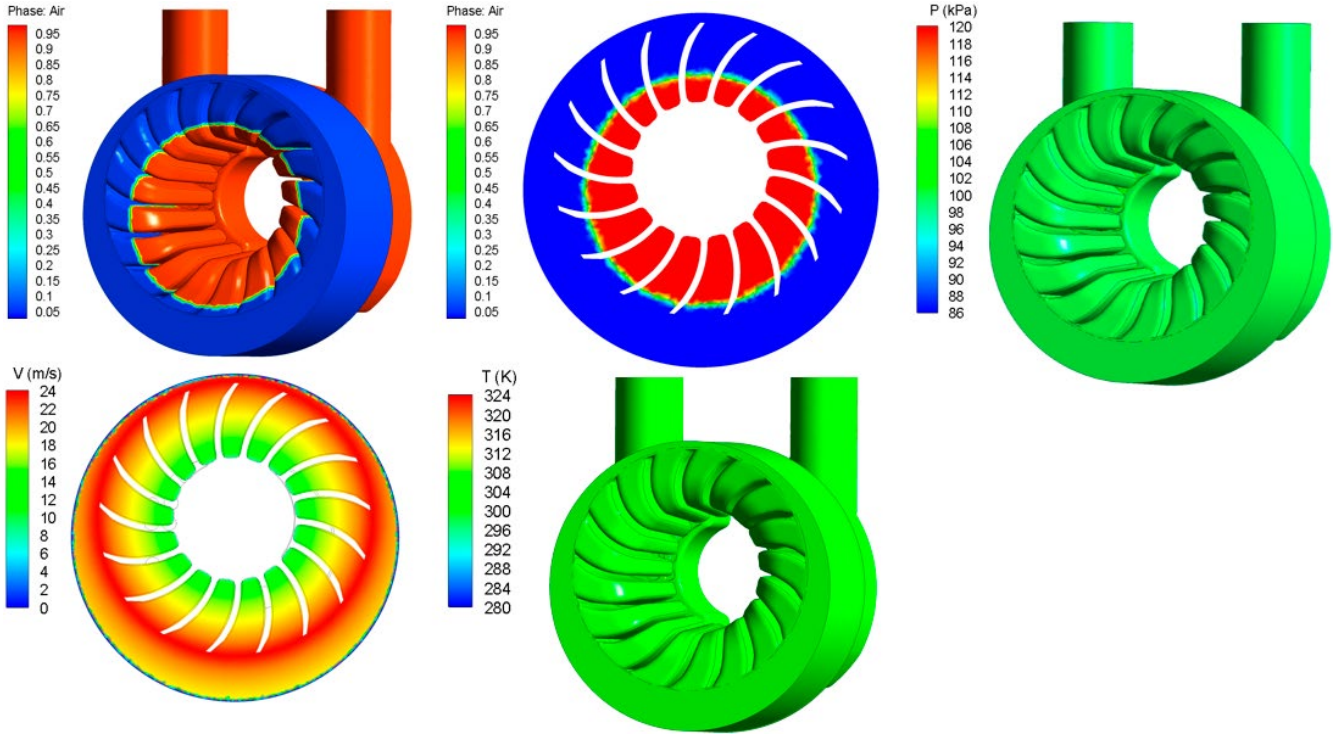


Рисунок 2.1 – Початкові умови

Хоча відбувається пошук точних у часі рішень, зацікавленість полягає в періодичному рішенні, а не в початкових транзієнтах пуску вакуумного насоса з рідиною в кільці. Початкові умови сильно впливають на те, як швидко рішення може стати періодичним. Початкова умова, використана в цьому дослідженні (рис. 2.1), така: вода в корпусі ініціалізується як кільце з його внутрішнім радіусом, визначеним кількістю води, яка повинна бути в корпусі. У рамках цього дослідження, передбачена кількість води в корпусі визначає внутрішній радіус 105 мм. Частина корпусу, яка не заповнена водою, заповнена повітрям. Для повітря і води в області робочого колеса корпусу нав'язується примусова вихорова течія, що

обертається на частоті обертання насоса (ω) ($V_r = 0$, $V_\theta = \omega r$). На радіусах поза колесом обертається нев'язка вихорова течія ($V_r = 0$, $V_\theta = \omega r$). Тут V_r і V_θ є радіальними (перпендикулярними до напрямку обертання) і азимутальними (в напрямку обертання) швидкостями, а r – це радіальна відстань від осі обертання колеса. Циркуляція (Г) вільного вихору була вибрана так, щоб швидкість в точці, де примусова і вільна течії зливаються (на кінчику лопатки колеса, яке знаходиться на радіальній відстані r_i), була однаковою ($\Gamma = 2\pi\omega r_i^2$). Температура, тиск повітря і води знаходились на рівні 300 К і 101,325 Па відповідно. Слід зазначити, що початковий тиск не відповідає початковому полю швидкостей і формі кільця. Однак, розрахунковий процес відновлює розподіл тиску, узгоджений з початковим полем швидкостей і формою кільця протягом кількох часових кроків (рис. 2.2).

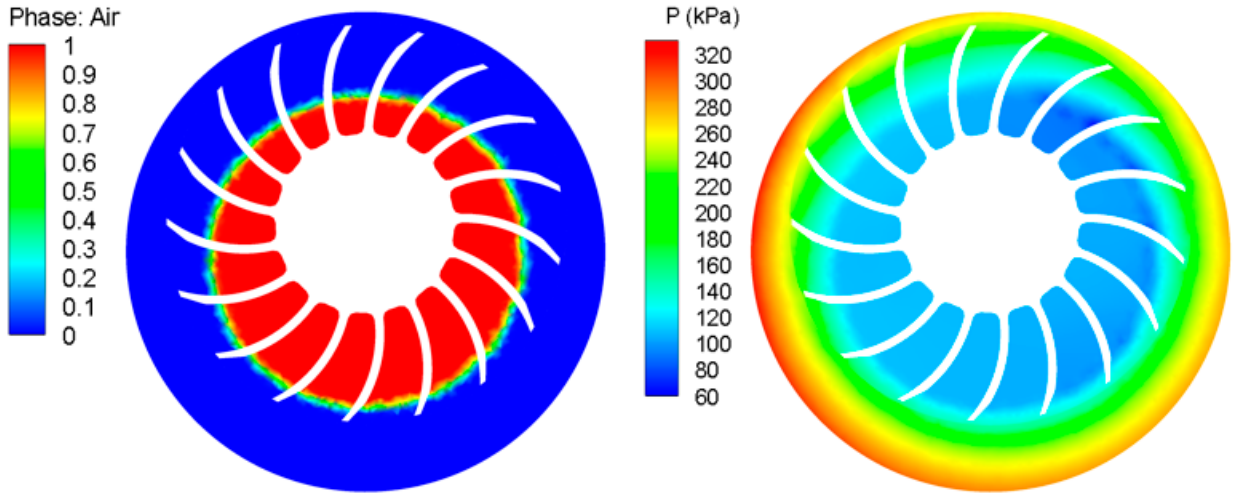


Рисунок 2.2 – Об’ємна частка та розподіл тиску після 43 часових кроків

Щодо граничної умови на вході в насос, хоча бажаний всмоктувальний тиск - це P_{in}, він не накладається відразу. Натомість спочатку на вході накладається умова масового витрату. Задана маса витрату є дуже малою (0.001 кг/с), достатньо великою для забезпечення того, щоб зворотний потік не відбувався на вході. Ця умова масового витрату накладається до тих пір, поки тиск на вхідній межі корпусу поблизу всмоктувального порту не знизиться на 5% нижче P_{in}. Коли цей

тиск досягається, гранична умова тиску накладається на вході з тиском, встановленим на P_{in}. За допомогою наведеного методу періодичні рішення досягаються протягом трьох-чотирьох обертів.

2.2 Перевірка сіткової моделі

Представницька сітка, використана в CFD-дослідженні, показана на рис. 2.3. Сітки між лопатками робочого колеса і в зовнішньому корпусі структуровані з гексаедральних осередків, а сітки в всмоктувальній і вихлопній камерах неструктуровані з тетраедральних осередків. Для вивчення впливу кількості осередків у сітковій системі використовувались результати, отримані трьома послідовно більш детальними сітковими системами.

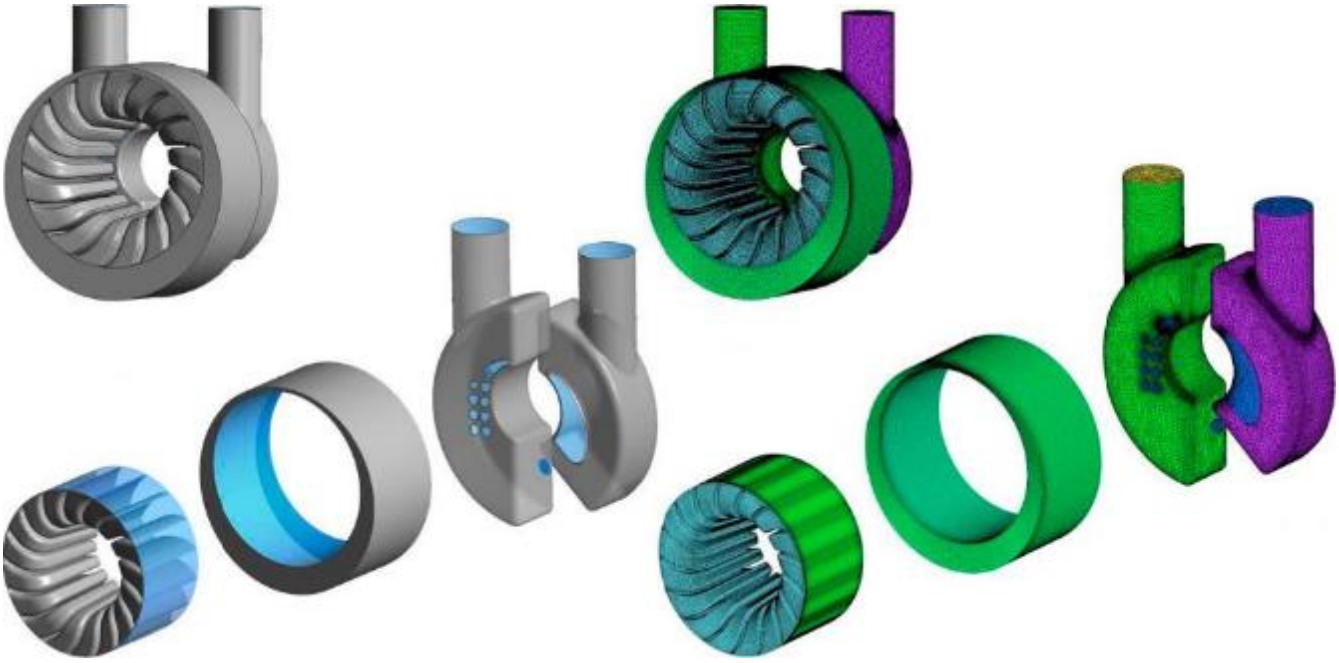


Рисунок 2.3 – Сітка системи

Найгрубіша, базова та найдрібніша сіткові системи мають відповідно 1,26, 3,42 і 6,7 мільйона осередків. Кількість осередків між двома сусідніми лопатками

становить 35 416; 75 372; і 154 758 для трьох сіткових систем (рис. 2.4). Сіткова система має осередки, які зменшуються в розмірі в міру наближення до твердих поверхонь. Значення y+ осередків поруч з усіма твердими поверхнями знаходиться між 35 і 50, що розміщує ці осередки в зонах логарифмічних законів турбулентних граничних шарів поруч з усіма твердими поверхнями. Рис. 2.5 показує базові сітки для зовнішнього корпусу і всмоктувальної/вихлопної камер. На вході та виході насоса були створені призматичні шари для розв'язання процесів всмоктування і скидання. Для оцінки роздільної здатності трьох сіткових систем було порівняно передбачену водяну кільцеву оболонку і тиск. На основі контуру обсягової частки було оцінено незалежність сітки на основі розташування і товщини інтерфейсу повітря-вода. Для тиску порівнювались значення в точках всередині областей у міру уточнення сітки. Дослідження проводилось для випадку з вхідним тиском 300 Торр і робочою частотою обертання 1750 об/хв. Рис. 2.6 показує обсягову частку для найдрібнішої сітки. З рисунка видно, що інтерфейс повітря-вода розв'язується двома осередками. Таким чином, інтерфейс повітря-вода є областю, і його товщина зменшується в міру уточнення сітки.

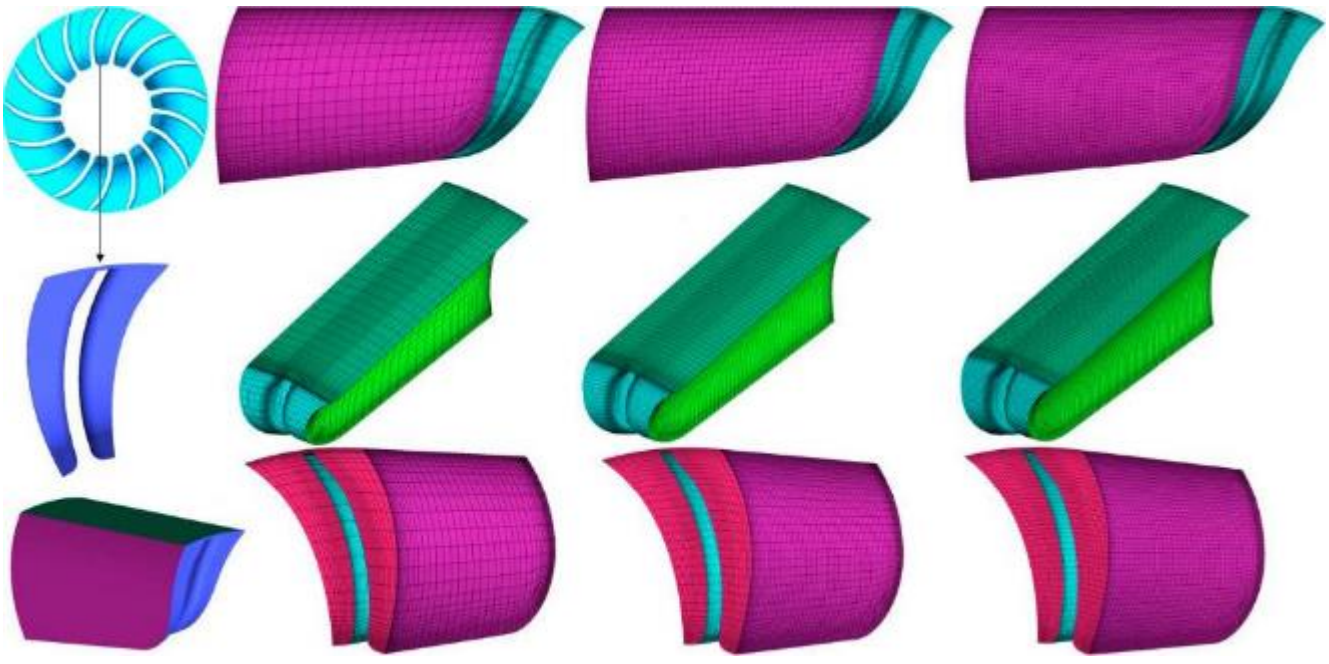


Рисунок 2.4 – Сектор робочого колеса

Можна помітити, що всі три сіткові системи передбачають фактично однакову форму водяного кільця. Максимальна відносна різниця у формі (виміряна від поверхні повітря області інтерфейсу повітря-вода) може досягати 8% для результатів від найбільш грубих і найдрібніших сіток і 2% для результатів від базової та найдрібнішої сіток. Максимальна відносна різниця спостерігається, коли кількість повітря між двома сусідніми лопатками досягає свого мінімуму. Рис. 4.6 показує передбачений тиск. Для запису даних про тиск в усіх точках, розташованих на серединній площині камери насоса, було вибрано 34 місця в усіх випадках, коли вони знаходяться на півдорозі між двома сусідніми лопатками колеса. Перші 17 точок знаходяться в області повітря, а решта 17 точок - в області води. Оскільки центри осередків можуть не збігатися з цими контрольними точками під час запису тиску, використовується трилінійна інтерполяція. Таким чином, записаний тиск був середнім. Найбільша відносна різниця в тиску між базовою і найдрібнішою сіткою становить 2%. Максимальна відносна різниця знову ж таки спостерігається там, де є найменша кількість повітря.

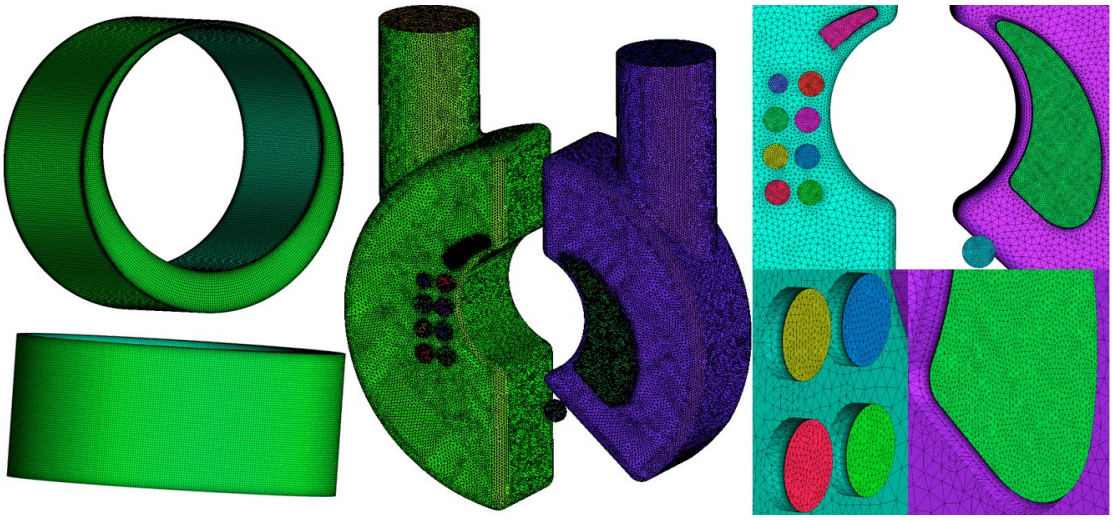


Рисунок 2.5 – Базова сітка для зовнішнього корпусу та камери всмоктування/вихлопу

Для забезпечення умови, що отримані рішення є незалежними від розміру кроку часу і кількості сіткових точок або осередків, було проведено чутливе дослідження. Розмір кроку часу був оцінений на основі часових масштабів, які необхідно розв'язати. Для цієї задачі часові масштаби, які потрібно розв'язати від великих до малих, такі: період одного обертання колеса, тривалість процесу всмоктування, тривалість процесу скидання через кожен з 8 отворів і кінець коміра, а також часові масштаби фізики рідини, такі як викид вихорів з кінців лопаток колеса. Ці часові масштаби визначаються частотою обертання колеса, а також положенням і розміром всмоктувальних і скидувальних портів відносно колеса. У цьому дослідженні використовувались наступні три розміри кроку часу, але зазначені в градусах обертання колеса на крок часу, щоб врахувати частоту обертання колеса: 0,105, 0,0525 і 0,02625 градуса на крок часу.

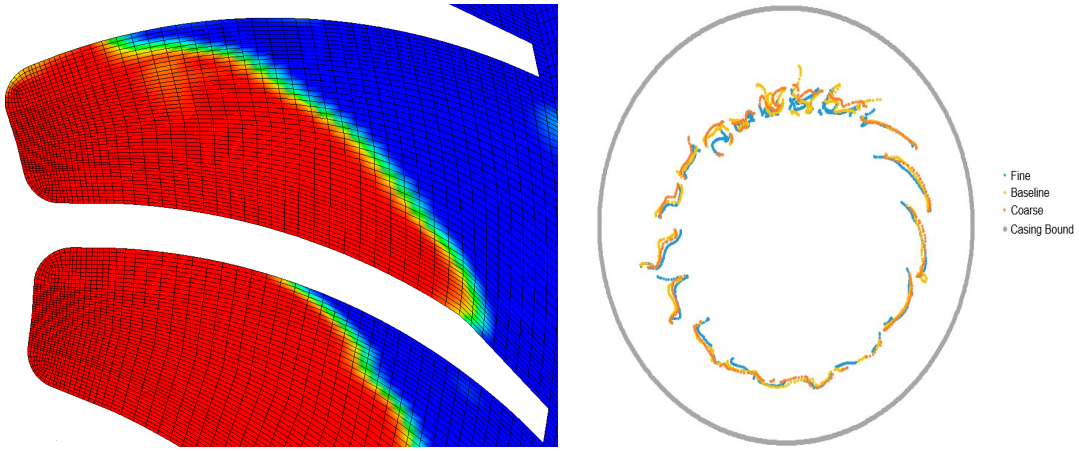


Рисунок 2.6 – Об'ємна частка для гніздової сітки (а) і крива розділу для трьох сіток (б)

Для насоса, показаного на рис. 2.3, що обертається на 1750 об/хв, 0,0525 градуса на крок часу відповідає розміру кроку часу 5 x 10^{-6} секунд, що приводить до 6960 кроків часу на один оберт, 1160 кроків часу для розв'язання процесу всмоктування та 40 кроків часу для розв'язання скидання через отвір, що охоплює найменший кут, виміряний від центру обертання колеса. Рис. 4.7 показує обчислений тиск в контрольних точках після півоберту лопатки для трьох

використаних кроків часу. Результати цього дослідження показують, що розмір кроку часу, який виробляє 0,0525 градуса на крок часу, дає результати, що відрізняються на менше ніж 1% від результатів, отриманих при подвоєнні розміру кроку часу (тобто, при розмірі 0,02625 градуса на крок часу). Крім розміру кроку часу, рішення на кожному кроці часу повинно бути збіжним. У цьому дослідженні критерієм збіжності для кожного кроку часу є масштабовані залишки (відносна похибка), які були зменшені до рівня 10^{-5} для безперервності, 10^{-6} для імпульсу, 10^{-9} для енергії, 10^{-6} для рівняння турбулентної кінетичної енергії, 10^{-5} для рівняння специфічної дисипації і 10^{-7} для рівняння обсягової частки. Як правило, було потрібно 10 ітерацій на крок часу.

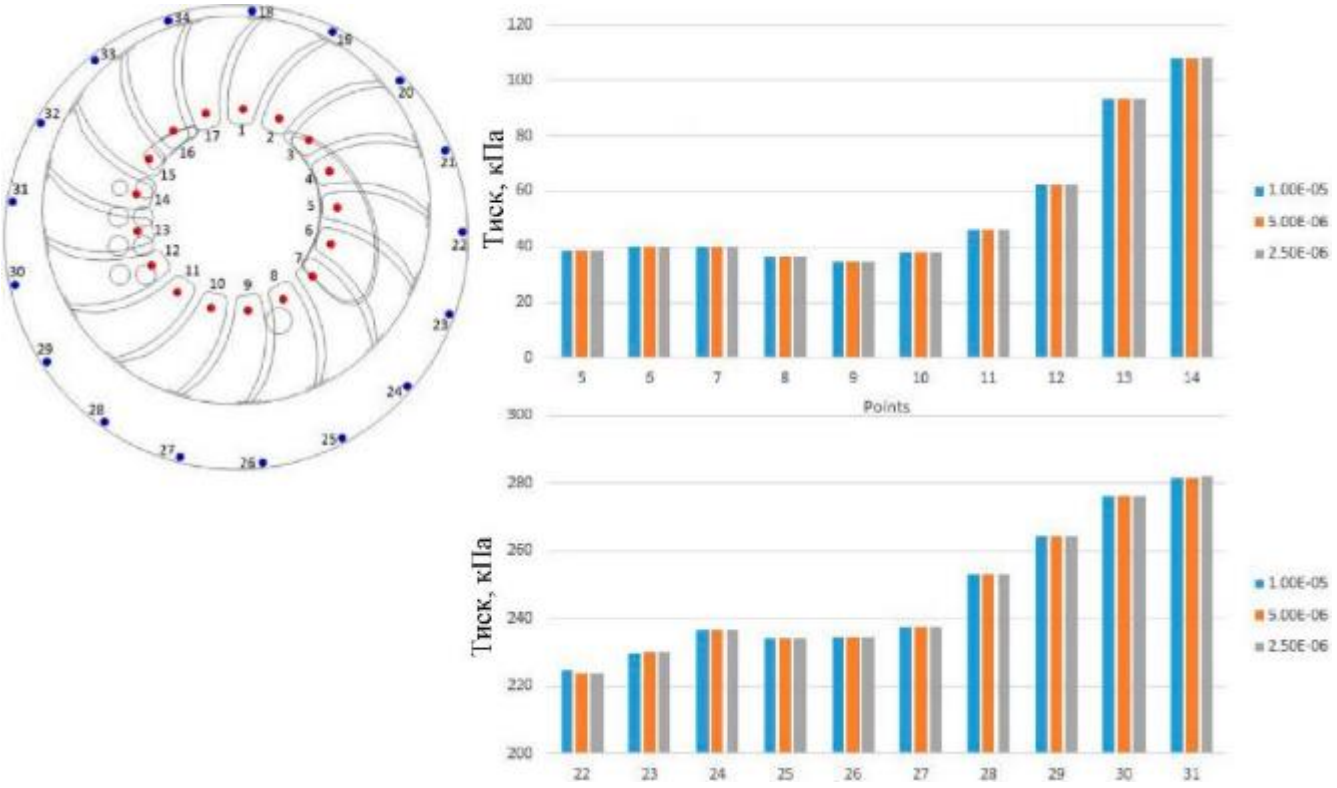


Рисунок 2.7 – Перевірка кроку часу

Оскільки результати базової сітки відрізняються від результатів найдрібнішої сітки не більше, ніж на 5%, використовуються лише результати базових сіток.

2.3 Перевірка фізичної моделі

Це CFD-дослідження перевіряється порівнянням розрахункових та експериментально виміряних значень масових витрат, що проходять через всмоктувальний порт, і моменту, що діє на робоче колесо насоса. Експериментальні дані включають середні значення об'ємних витрат насоса і споживання енергії в залежності від всмоктувального тиску і частоти обертання колеса, де споживання енергії розраховується як добуток моменту на частоту обертання. Рис. 2.8 і 2.9 показують типову зміну об'ємних витрат і споживання енергії з CFD. Рис. 4.10 показує розрахункові та виміряні середні значення об'ємних витрат і споживання енергії. З цих таблиць видно, що при частоті обертання 1 750 об/хв і всмоктувальному тиску 300 Торр CFD перевищує розраховані об'ємні витрати на 2,2% і заощаджує споживання енергії на 3,90%.

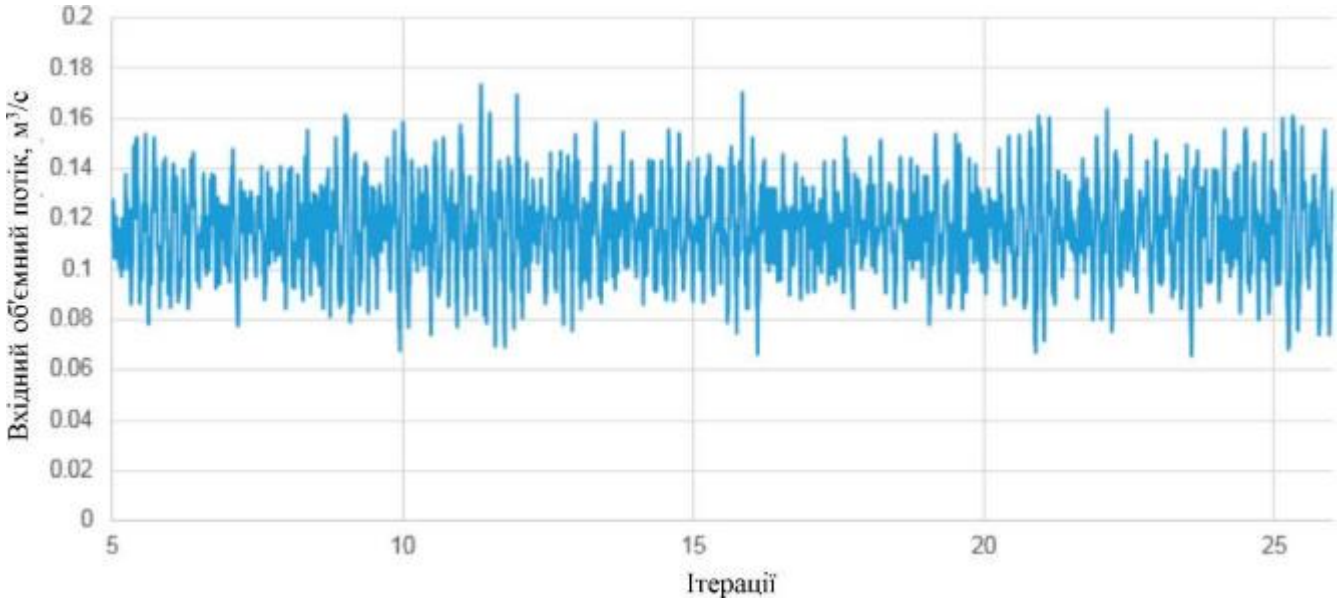


Рисунок 2.8 – Об'ємний потік на вході (продуктивність насоса)

Коли частота обертання дорівнює 1 450 об/хв і всмоктувальний тиск 300 Торр, CFD перевищує розраховані об'ємні витрати на 2,06% і заощаджує

споживання енергії на 2,81%. Розбіжність в об'ємних витратах можна пояснити недоліками в моделі турбулентності і в моделюванні інтерфейсу повітря-вода за допомогою VOF.

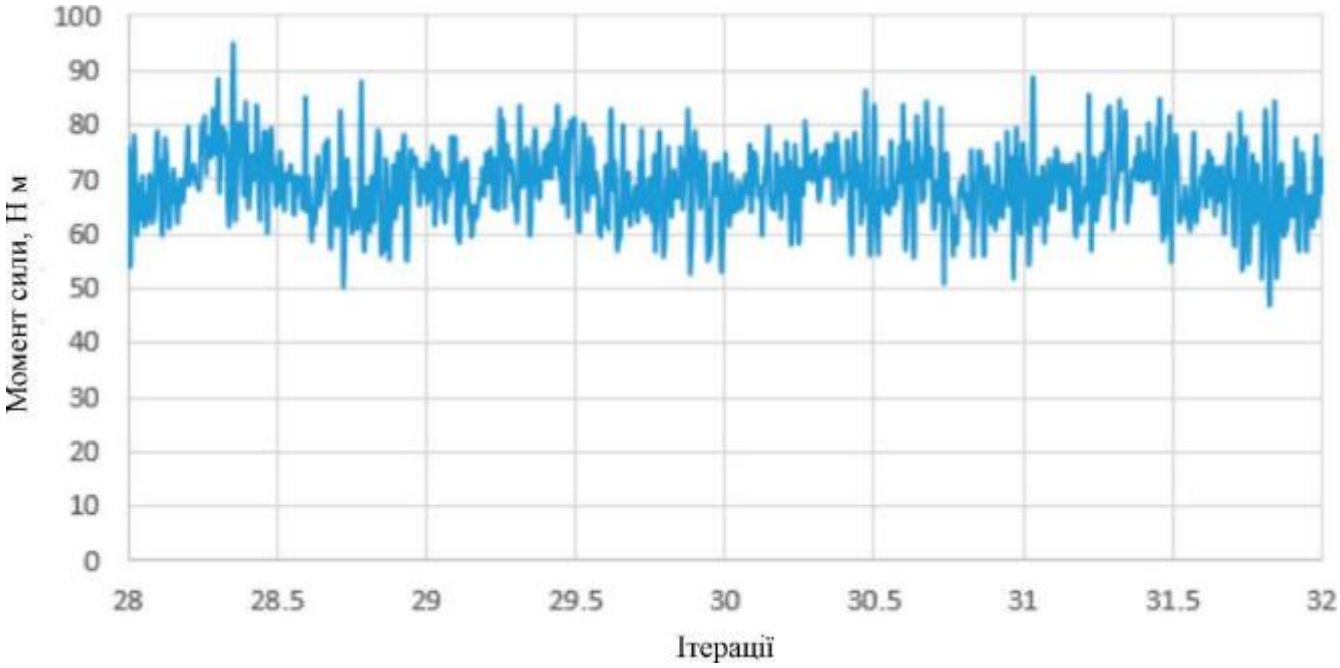


Рисунок 2.9 – Крутний момент

Розбіжність у споживанні енергії можна пояснити втратами, не врахованими в CFD-дослідженні, такими як втрати в підшипниках і момент, необхідний для підвищення кута швидкості води, яка постійно подається в насос. Ці порівняння надають певну впевненість у використаній CFD-методи для дослідження рідинних кільцевих насосів.

2.4 Висновки з розділу

1. В CFD-аналізах моделюється потік і теплопередача в насосі з повітрям і водою за допомогою нестаціонарних рівнянь безперервності, імпульсу і енергії, де повітря вважається ідеальним газом, а вода – рідиною зі сталою густиною.

Інтерфейс між повітрям і водою моделюється методом Volume-of-Fluid (VOF), а турбулентність – моделлю Shear Stress Transport (SST). Для отримання точних у часі результатів використовуються спеціальні методи, включаючи схему PISO та ітерації для забезпечення збіжності. Розрахунок початкових умов і граничних умов забезпечує періодичність розв'язків протягом кількох обертів насоса.

2. В CFD-дослідженні використовувалася представницька сітка для моделювання потоку і теплопередачі в насосі, де детальність сітки варіювалася від грубої до дуже детальної. Незважаючи на те, що результати для різних сіток демонструють невеликі відмінності, максимальна відносна різниця в формі водяного кільця складає до 8%, а в тиску – до 2%. Перевірка точності часу показала, що різні розміри кроків часу дають результати, що відрізняються менше ніж на 1%. Оскільки результати базової сітки близькі до результатів найдрібнішої сітки, для подальшого аналізу використовуються лише результати базової сітки.

3. Перевірка CFD-моделі показала, що розраховані результати об'ємних витрат і споживання енергії близькі до експериментально виміряних значень, хоча є деякі розбіжності: при частоті обертання 1750 об/хв та всмоктувальному тиску 300 Торр CFD перевищує об'ємні витрати на 2,2% і заощаджує споживання енергії на 3,90%, а при частоті обертання 1450 об/хв - перевищує об'ємні витрати на 2,06% і заощаджує споживання енергії на 2,81%. Розбіжності можна пояснити недоліками в моделі турбулентності та інтерфейсу повітря-вода, а також втратами, не врахованими в моделі. Незважаючи на це, результати підтверджують адекватність використовуваної CFD-методики для дослідження рідинних кільцевих насосів.

3 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ВОДОКІЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

3.1 Дослідження поля потоку

Перевірка CFD-моделі показала, що розраховані результати об'ємних витрат і споживання енергії близькі до експериментально виміряних значень, хоча є деякі розбіжності: при частоті обертання 1750 об/хв та всмоктувальному тиску 300 Торр CFD перевищує об'ємні витрати на 2,2% і заощаджує споживання енергії на 3,90%, а при частоті обертання 1450 об/хв - перевищує об'ємні витрати на 2,06% і заощаджує споживання енергії на 2,81%. Розбіжності можна пояснити недоліками в моделі турбулентності та інтерфейсу повітря-вода, а також втратами, не врахованими в моделі. Незважаючи на це, результати підтверджують адекватність використовуваної CFD-методики для дослідження рідинних кільцевих насосів.

Рисунок 3.1 показує миттєве поле тиску, температуру та інтерфейс вода-повітря у двох осьових площинах (z = 0, L/4; початок на площині, що містить профілі всмоктувального та викидного портів) у насосі з рідинним кільцем. Хоча це миттєве зображення, воно досить точно відображає якісну природу поля течії в інші моменти часу. З цієї фігури видно, що при будь-яких азимутальних координатах тиск збільшується радіально назовні через відцентрову силу від обертання. Це збільшення тиску є основною функцією густини, тому варіація тиску в радіальному напрямку досить значна у водяному кільці і майже незначна в повітрі. Фактична величина тиску у воді та повітрі визначається двома механізмами. Перший — це тиск повітря біля всмоктувальних та викидних портів, який сильно залежить від всмоктувального та вихлопного тисків (P_{in} і P_e). На азимутальних координатах біля всмоктувального порту тиск повітря близький до P_{in}. Тиск води на цих координатах зростає в радіальному напрямку через обертання і підвищується від цього тиску повітря на інтерфейсі повітря-вода до

дещо вищого тиску на корпусі ($P_{S,h}$). На азимутальних координатах біля викидних портів повітря близьке до P_e. Тиск води на цих координатах також зростає в радіальному напрямку до дещо вищого тиску на корпусі ($P_{D,h}$). Оскільки $P_e < P_{in}$, $P_{D,h} < P_{S,h}$. Таким чином, існує сприятливий градієнт тиску у водяному кільці від викидних портів до всмоктувального порту, і несприятливий градієнт тиску від всмоктувального порту до викидних портів.

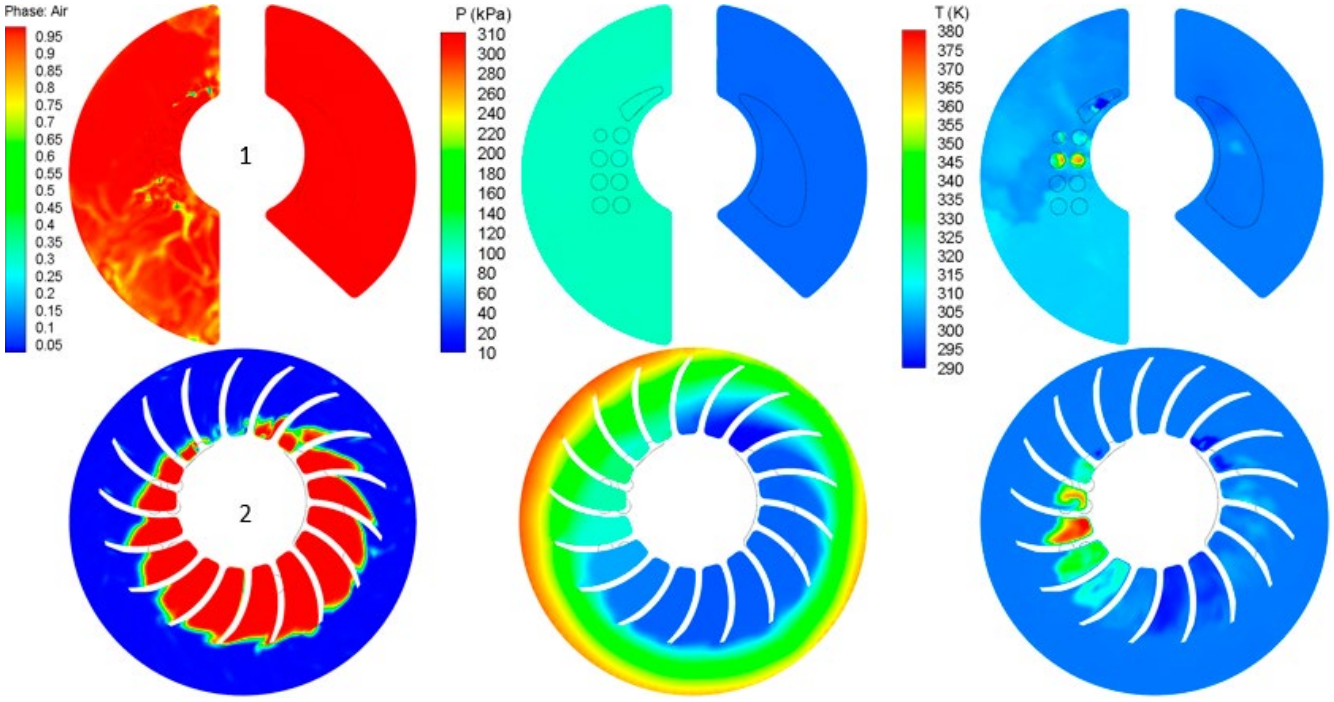


Рисунок 3.1 – Об'ємна частка, тиск, температура для P_{in}=300 Торр, ω=1750 об/хв

У зонах із сприятливим градієнтом тиску вода прискорюється, тому водяне кільце стає тоншим, щоб підтримувати неперервність. У зонах з несприятливим градієнтом тиску вода сповільнюється, тому водяне кільце стає товстішим, щоб підтримувати неперервність. Це одна з причин, чому водяне кільце є найтоншим біля всмоктувального порту і найтовстішим біля викидних портів. Другий механізм, що впливає на величину тиску, — це зміна об'єму між лопатками колеса і корпусом через ексцентриситет. Через ексцентриситет, загальний об'єм між лопатками і стінкою корпусу зменшується після нижньої мертвої точки (НМТ), що

змушує воду входити в область між лопатками. Аналогічно, через ексцентриситет, загальний об'єм між лопатками і стінкою корпусу збільшується після верхньої мертвої точки (ВМТ), що змушує воду рухатися радіально з області між лопатками через відцентрову силу від обертання. Таким чином, це друга причина, чому рідинне кільце є найтовстішим біля викидних портів і найтоншим біля всмоктувального порту. У товщенні рідинного кільця вода входить в область між лопатками. Це механізм, який стискає поглинуте повітря.

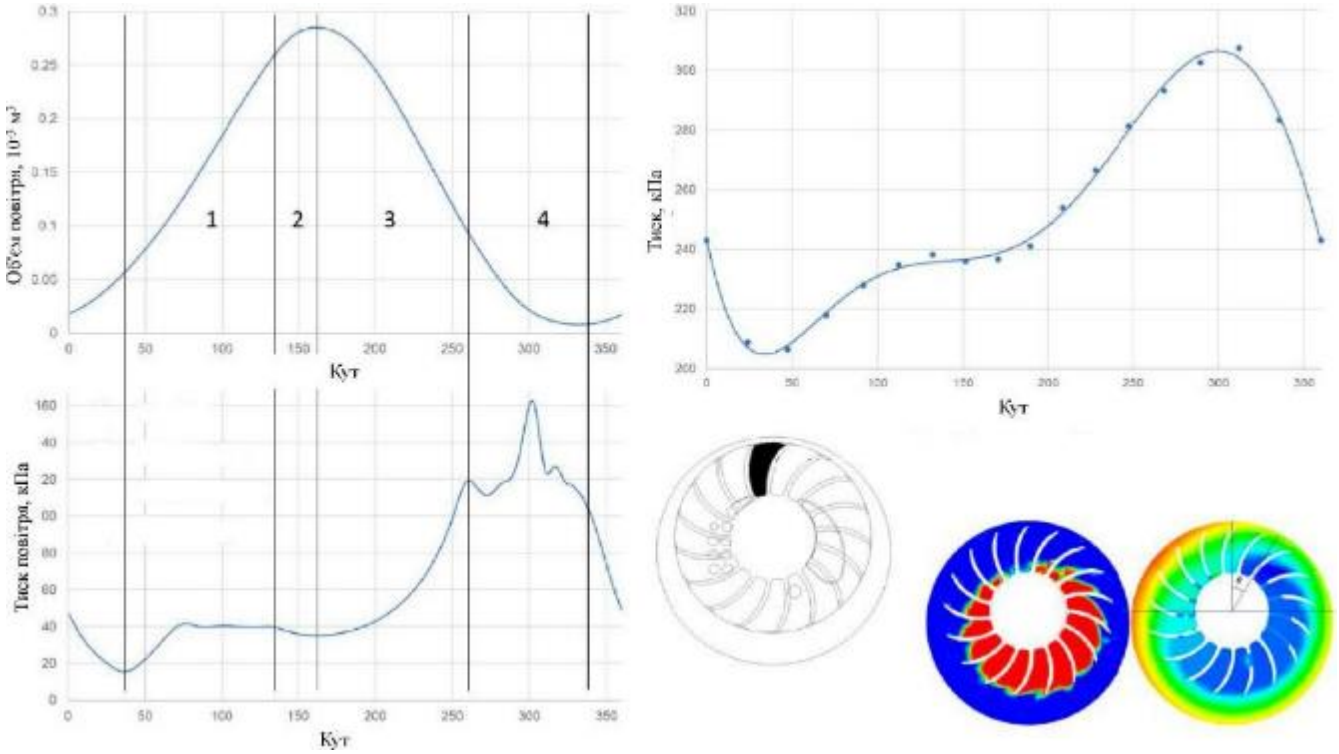


Рисунок 3.2 – Усереднений за часом об’єм і тиск повітря між лопатями та тиск у корпусі залежно від кута ротора

Механізми, за допомогою яких насос всмоктує, стискає та викидає повітря, будуть пояснені на прикладі лопатей ротора на нижній мертвій точці (НВТ). На НВТ починається стискання повітря між лопатями. Стискання відбувається з двох причин. По-перше, об’єм між лопатями та стінкою корпусу зменшується після НВТ. Це призводить до того, що вода переходить у зону між лопатями, стискаючи

повітря. По-друге, існує несприятливий градієнт тиску від всмоктувального порту до розвантажувальних портів.

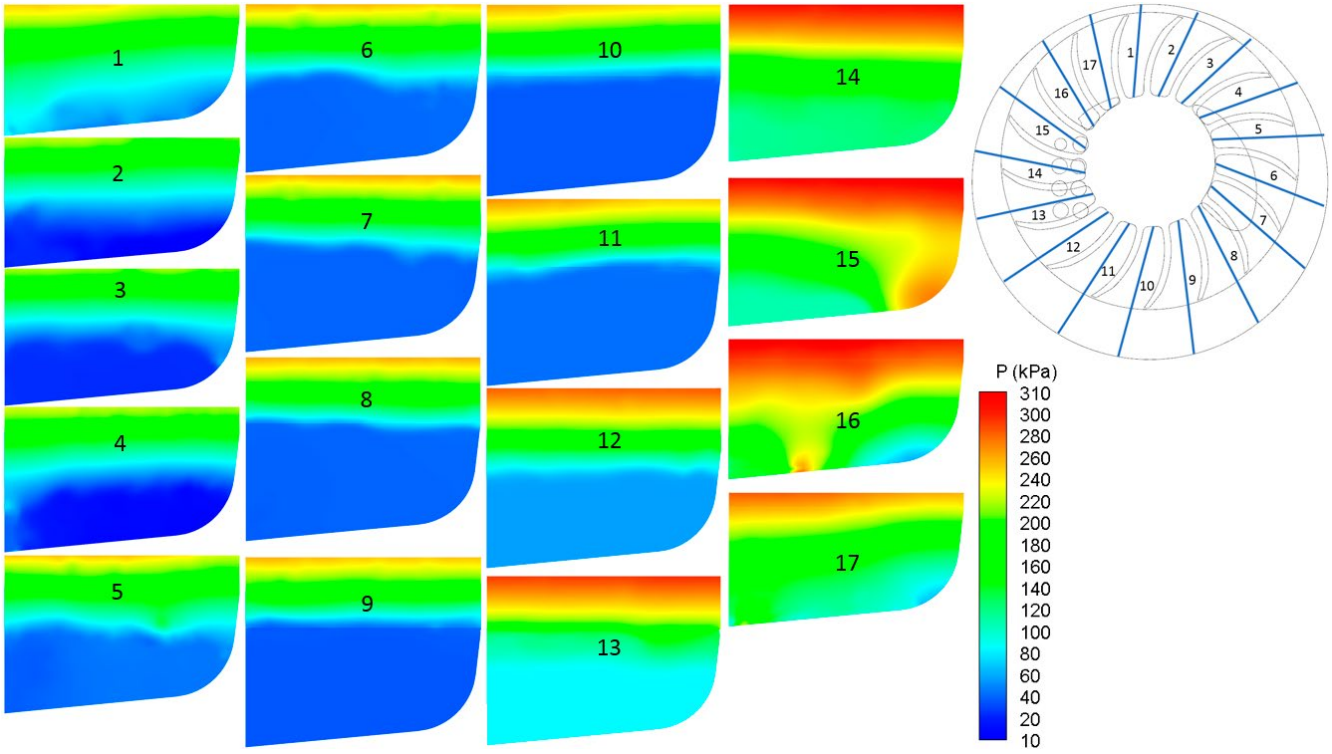


Рисунок 3.3 – Тиск на задані площини

Цей несприятливий градієнт тиску уповільнює рух води, тому для підтримання безперервності більше води переміщується у зону між лопатями, що призводить до додаткового стискання повітря. Стискання триває, поки не відкривається перший розвантажувальний порт. Як тільки розвантажувальні порти відкриваються, повітря між лопатями викидається в вихлопну камеру. Під час викиду об’єм, зайнятий повітрям, стабільно зменшується. Як тільки лопаті ротора проходять біля останнього розвантажувального порту, зазвичай прямо перед ВМТ, викид закінчується. Як тільки викид закінчується, об’єм, зайнятий повітрям, починає збільшуватися. Цей об’єм збільшується, тому що об’єм між лопатями та стінкою корпусу збільшується після ВМТ, а також існує сприятливий градієнт тиску від розвантажувальних портів до всмоктувального порту. Цей сприятливий

градієнт тиску прискорює рух води, тому для підтримання безперервності та відцентрової сили вода переміщується з області між лопатями, створюючи більше об'єму для повітря. Таким чином, тиск повітря в області між лопатями постійно знижується, поки всмоктувальний порт не відкриється. Як тільки всмоктувальний порт відкривається, можливі два сценарії, залежно від тиску повітря між лопатями безпосередньо перед відкриттям всмоктувального порту, позначеного як $P_{S,i}$, і тиску всмоктувального порту, P_S (P_S трохи нижче P_{in} через втрати в всмоктувальній камері та збільшення швидкості потоку біля всмоктувального порту). Якщо $P_{S,i}$ менше за P_S, всмоктування починається одразу. Як ротор обертається, об'єм, доступний для повітря, збільшується до ВМТ, навіть незважаючи на несприятливий градієнт тиску від всмоктувального порту до розвантажувальних портів. Це збільшення об'єму, доступного для повітря, викликає всмоктування повітря в зону між лопатями протягом всього процесу всмоктування. Якщо $P_{S,i}$ більше за P_S, то повітря викидається з області між лопатями в всмоктувальну камеру. Всмоктування в насос не відбувається до тих пір, поки тиск повітря в області між лопатями не знизиться нижче P_S. Всмоктування припиняється, коли всмоктувальний порт закривається. Як тільки повертаються до ВМТ, стискання починається і цикл повторюється.

У цьому розділі пояснюється розподіл тиску повітря в вакуумному насосі з рідинним кільцем під час обертання ротора. Рисунок 3.2 показує середній тиск повітря між лопатями обертового ротора та на стінці корпусу. З цього рисунка видно, що в останній частині процесу всмоктування (приблизно 70°) тиск повітря між лопатями майже постійний і лише трохи нижчий за P_{in}. Коливання тиску на початку процесу всмоктування пов'язані з тим, що тиск у повітрі, $P_{S,i}$, безпосередньо перед відкриттям всмоктувального порту, може не дорівнювати P_S. Від кінця всмоктування до НМТ повітря розширюється, що призводить до невеликого падіння тиску (максимальна відносна різниця в цьому зниженні становить близько 4%). Від НМТ до моменту перед відкриттям будь-якого з

розвантажувальних портів тиск підвищується, тому всмоктане повітря стискається. Від першого відкритого розвантажувального порту до останнього повітря викидається в вихлопну камеру, а швидкість його викиду залежить від кількості відкритих отворів. Якщо відкрито більше отворів, тиск повітря між лопатями швидко знижується. Однак, якщо відчинено занадто мало отворів, тиск повітря між лопатями може зрости з часом. Це пояснює коливання тиску, що спостерігаються на рис. 4.12 між 260° і 345°. Як тільки всі розвантажувальні порти закриваються до моменту, коли всмоктувальний порт відкривається, об'єм між лопатями для повітря збільшується, що призводить до зниження тиску повітря з $P_{D,i}$ (тиск у залишковому повітрі безпосередньо після закриття останнього розвантажувального порту) до $P_{S,i}$. Коли всмоктувальний порт відкривається, зазначається, що P_S може не дорівнювати P_{in}. Це пояснює коливання тиску на початку процесу всмоктування. Рисунок 2.3 показує тиск на кількох площинах. З цього рисунка видно, що тиск змінюється переважно в радіальному напрямку і контролюється розташуванням інтерфейсу повітря-вода. Під час викиду вода виштовхує повітря в вихлопну камеру і заповнює простір, створений викинутим повітрям. Заповнення водою нижчих радіальних рівнів ще більше збільшує тиск у радіальному напрямку через відцентрову силу, що посилює викид повітря. Коливання тиску в осьовому напрямку менше під час процесу всмоктування, оскільки вода рухається до корпусу під час цього процесу. У цей момент слід зазначити, що можуть бути повітряні кишені, вбудовані/захоплені в воді під час викиду повітря. Залежно від того, як ці повітряні кишені стиснуті водою через динамічний тиск води, тиск у цих повітряних кишенях може збільшитися.

3.2 Схема потоку води і повітря

Рисунки 3.4–3.9 показують турбулентність потоку води та повітря в насосі. Рисунок 3.4 демонструє абсолютну та відносну швидкість води і повітря відносно

ротора у вигляді ліній потоку в площині r-θ на рівні z = L/2. Рисунок 3.6 показує відносну швидкість води та повітря відносно ротора у вигляді ліній потоку, забарвлених температурою, на 17 площинах. Рисунок 3.5 демонструє абсолютну швидкість повітря у вигляді ліній потоку в камерах всмоктування та викиду.

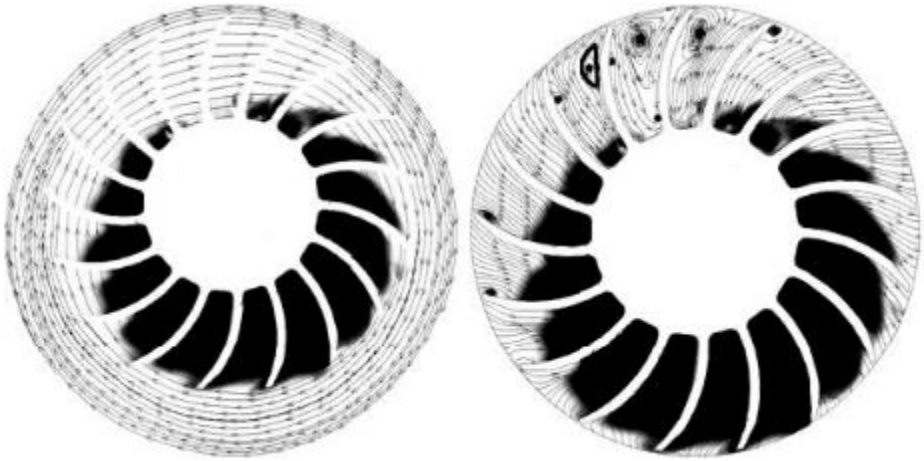


Рисунок 3.4 – Лінії потоку абсолютної та відносної швидкостей (ліва та права); об'ємна частка у фоновому режимі (чорна область – повітря; біла область – вода)

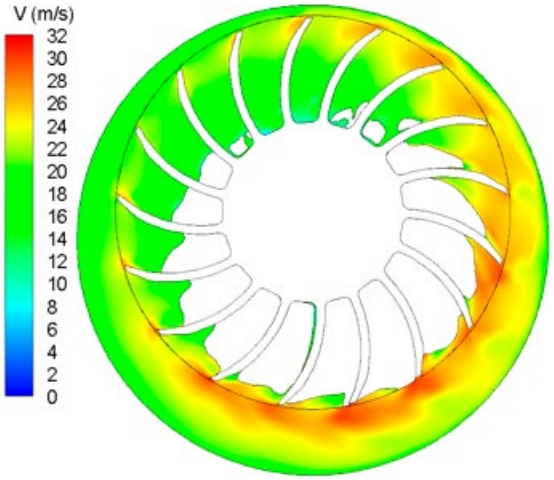


Рисунок 3.5 – Величина швидкості в насосі

З рисунка 3.5 видно, що циркуляції, створені фізикою потоку в площинах r-θ, не утворюють рециркуляційних потоків в абсолютній системі координат і можуть бути помічені тільки в системах координат, що рухаються разом з

ротором. Для води рециркуляційний потік, що спостерігається в системі координат відносно ротора, зумовлений змінами напрямку потоку води в радіальному напрямку. Під час стискання, яке відбувається від НМТ до кінця викиду, вода зазвичай рухається радіально всередину через несприятливий градієнт тиску та через ексцентриситет. Однак, як тільки всі розвантажувальні порти закриваються, сприятливий градієнт тиску разом з протилежним ефектом ексцентриситету викликає радіальний вихід води назовні.

Рисунок 3.5 показує рівномірний потік, що входить у трубу, яка веде до всмоктувальної камери. Після входження в всмоктувальну камеру, потік розділяється через раптову зміну геометрії. Розділення створює велику тороїдальну завихрену структуру. Коли повітря входить у зону між лопатями через всмоктувальний порт, формуються додаткові завихрені структури через дві причини. По-перше, це розділення потоку на краю всмоктувального порту. По-друге, це зумовлено імпінгементом струменя на стіну ротора.

Коли повітря входить у зону між лопатями через всмоктувальний порт, завихрення, що утворюється через розділення потоку, є невеликим на початку всмоктування. Коли об’єм повітря збільшується, розмір цього завихрення збільшується до 90°. Від 90° до кінця всмоктування розмір цього завихрення залишається майже постійним. Це відбувається тому, що це завихрення обмежене між інтерфейсом повітря-вода і вхідним повітряним потоком, що входить у зону між лопатями через всмоктувальний порт. На останніх стадіях всмоктування утворюються деякі менші завихрення через розділення потоку. Як тільки всмоктування припиняється, це завихрення повністю затягується у зону між лопатями, що викликає збільшення його розміру. Це відбувається тому, що вхідне повітря більше не обмежує це завихрення. Коли припиняється потік, зона між лопатями залишається з помітним рециркуляційним потоком. Як ротор продовжує обертатися, затримане повітря зазнає незначного збільшення об’єму, що

призводить до невеликого збільшення розміру цього завихрення. Коли починається стискання повітря, це завихрення зменшується в розмірі.

3.3 Вплив тиску всмоктування

У цьому розділі розглядається вплив робочого параметра, тиску всмоктування (P_{in}), на характер потоку в рідинному кільці вакуумного насоса.

Рисунки 3.6 та 3.7 показують, як зміни в тиску всмоктування (P_{in} = 600, 300 і 75 Торр) для заданого тиску викиду (P_e = 1 атм) та обертальної швидкості (ω = 1750 об/хв) впливають на форму водяного кільця та розподіл тиску в водяному кільці і всмоктаному повітрі. З Рисунка 3.11 видно, що форма водяного кільця змінюється разом із зміною форми інтерфейсу вода-повітря. Інтерфейс вода-повітря приблизно овальний, з великою віссю майже вертикальною, коли P_{in} = 600 Торр; круглий, коли P_{in} зменшується до 300 Торр; і знову овальний, але з великою віссю майже горизонтальною, коли P_{in} зменшується до 75 Торр. Ці зміни відбуваються через те, що зменшення P_{in} при заданому P_e збільшує градієнт тиску від портів викиду до порту всмоктування, що збільшує прискорення потоку води в області між кінцями лопаток і корпусом. Це збільшення прискорення підвищує швидкість води, що призводить до того, що вода в області між лопатками затягується в область між кінцями лопаток і корпусом, щоб забезпечити безперервність. Таким чином, об'єм між лопатками, доступний для повітря, збільшується, і повітря розширюється, а тиск зменшується. Збільшення несприятливого градієнту тиску від порту всмоктування до портів викиду має протилежний ефект, оскільки він збільшує уповільнення потоку води в області між кінцями лопаток і корпусом. Це уповільнення сповільнює швидкість там, що призводить до того, що вода в рідинному кільці переходить у область між лопатками, щоб забезпечити безперервність. Коли вода входить у область між

лопатками, об'єм між лопатками, доступний для повітря, зменшується, тому повітря стискається і тиск зростає.

Щоб зрозуміти розподіл тиску для різних P_{in}, важливо відзначити, що порти викиду не відкриються, поки тиск повітря між лопатками не буде вищий за P_e, хоча кінцевий комір завжди відкритий. Таким чином, хоча тиск всмоктаного повітря на початку процесу стискання нижчий при зниженні P_{in}, стискання триває, поки його тиск не перевищить P_e. Результати, отримані для цієї конфігурації насоса, показують, що порти викиду не відкриваються до $\phi = 230°$, 260° і 300°, що відповідає P_{in} = 600, 300 і 75 Торр відповідно.

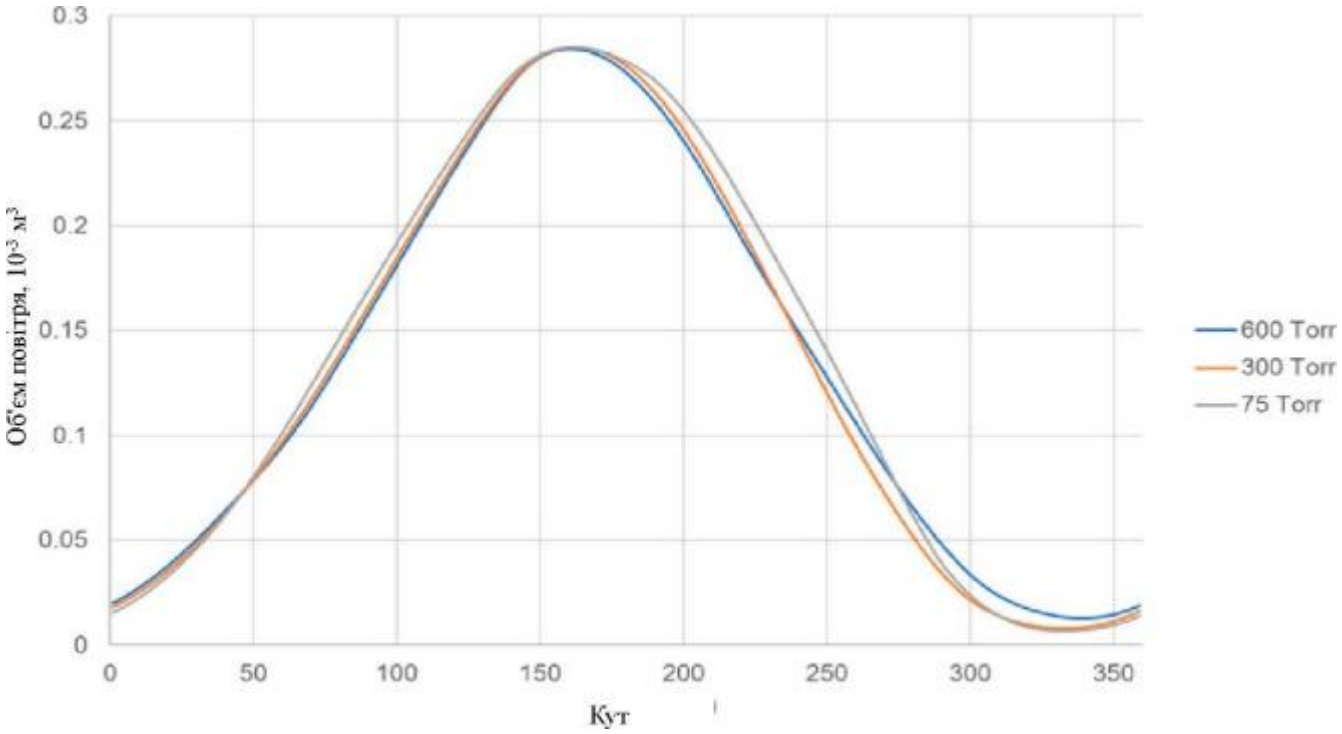


Рисунок 3.6 – Об'єм повітря в області між лопатками з кутовою координатою для P_{in}=600, 300, 75 Торр при ω = 1750 об/хв

Оскільки $\phi = 230°$ є найпершим можливим кутом для відкриття будь-якого порту викиду, всі порти викиду відкриті, коли P_{in} = 600 Торр. Для P_{in} = 300 Торр, порти викиду відкриваються при $\phi = 260°$. Коли P_{in} = 600 і 300 Торр, потік через

всі відкриті порти викиду завжди йде з області між лопатками до камери викиду. Зворотний потік ніколи не відбувається.

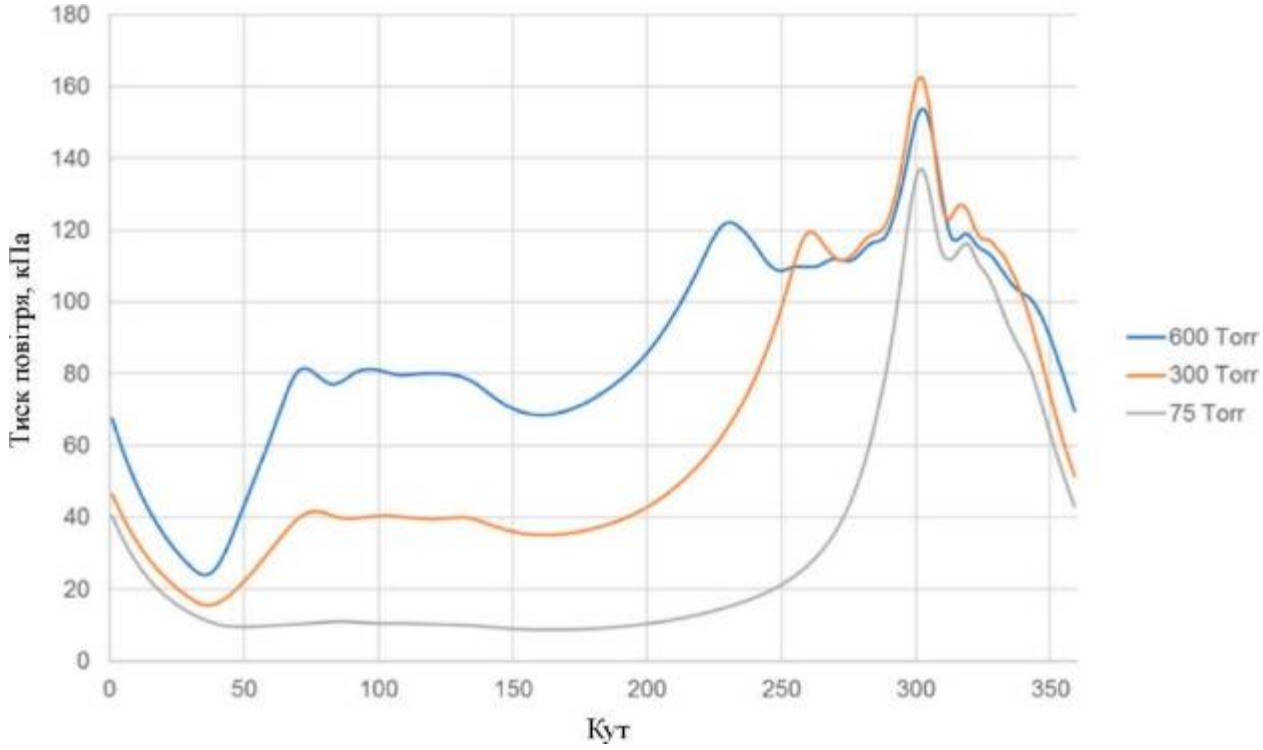


Рисунок 3.7 – Усереднений за обсягом тиск повітря в області між лопатями з кутовою координатою для P_{in}=600, 300, 75 Торр ω = 1750 об/хв

Коли P_{in} = 75 Торр, всі круглі порти викиду не відкривалися, оскільки тиск повітря все ще нижчий за P_e. Однак, коли ϕ = 300°, кінцевий комір відкривається незалежно від того, чи тиск повітря між лопатками вищий чи нижчий за P_e. Коли P_{in} = 75 Торр. Таким чином, потік входить з камери викиду в область між лопатками. Викид не відбувається, поки тиск повітря між лопатками не перевищить P_e, що відбувається приблизно при ϕ = 312°. Таким чином, навіть при P_{in} = 75 Торр, конфігурація насоса при 1750 об/хв все ще може всмоктувати та викидати повітря. Ще одне спостереження полягає в тому, що коли P_{in} зменшується, максимальний тиск у насосі, який відбувається на корпусі біля кінцевого коміра, зменшується, і це очікується, оскільки стискання всмоктаного

повітря почалося при нижчому тиску. На порту всмоктування він завжди відкривається при ϕ = 35°, незалежно від того, чи тиск повітря між лопатками ($P_{S,i}$) вищий чи нижчий за P_{in}. Для дослідженого насоса, $P_{S,i}$ завжди менший за P_{in}, коли P_{in} = 600 і 300 Торр, тому повітря завжди входить в область між лопатками; тобто зворотного потоку на порту всмоктування ніколи не відбувається. Коли P_{in} = 75 Торр, $P_{S,i}$ вищий за P_e, коли він вперше досягає порту всмоктування. Таким чином, повітря виходить з області між лопатками в камеру всмоктування, що знижує ефективність насоса. Всмоктування не відбувається, поки ϕ = 55°, коли $P_{S,i}$ починає бути меншим за P_{in}. Один зі способів вирішення цієї проблеми полягає в затримці ϕ, при якому відкривається порт всмоктування.

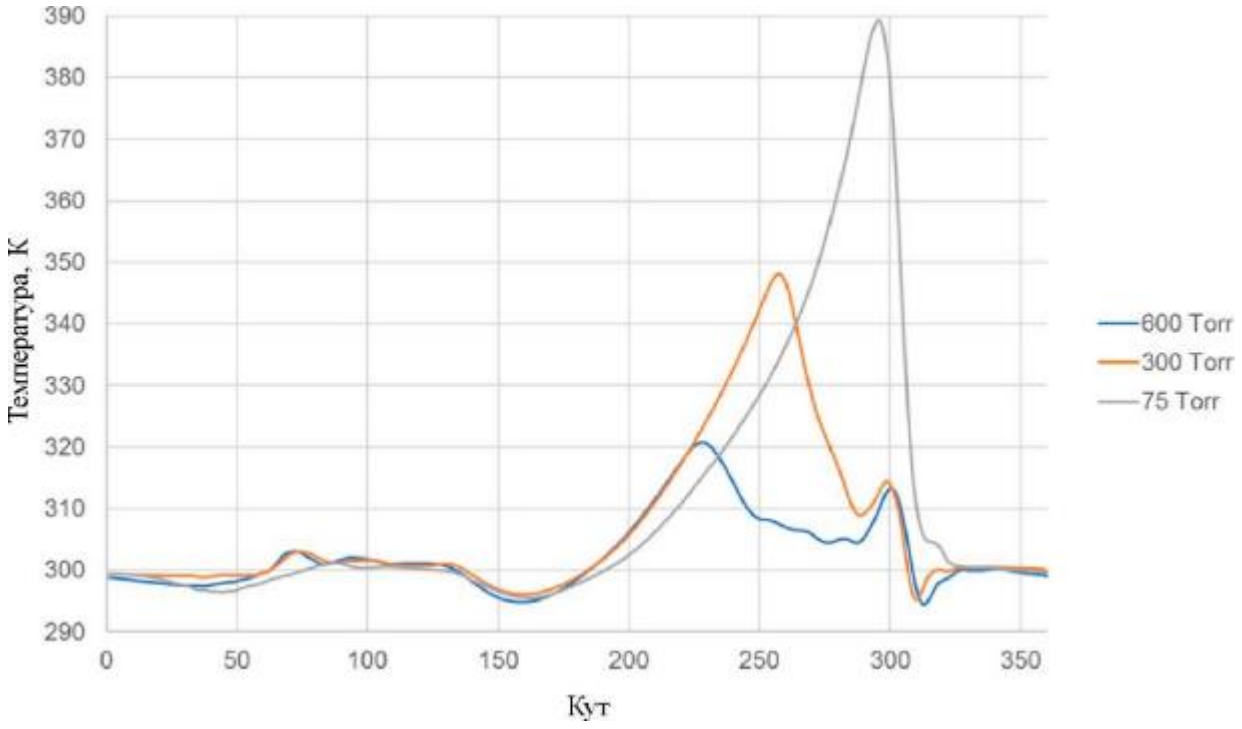


Рисунок 3.8 – Середня температура повітря в області між лопатками з кутовою координатою для P_{in}=600, 300, 75 Торр при ω=1750 об/хв

Рисунок 3.8 показує, як P_{in} впливає на температуру повітря між лопатками. Коли P_{in} зменшується, коефіцієнт стискання – тобто відношення максимального до мінімального об’єму, зайнятого повітрям між лопатками під час процесу

стискання – збільшується. Оскільки коефіцієнт стискання зростає зі зменшенням P_{in}, а температура повітря на вході в камери всмоктування зберігається сталою, температура викиду повітря зростає зі зменшенням P_{in}.

3.4 Висновки з розділу

1. Аналіз поля тиску та температури в насосі показує, що тиск у водяному кільці зростає радіально через відцентрову силу обертання і значно варіює залежно від густини води і повітря. Зміна товщини водяного кільця та об'єм між лопатками колеса визначаються ексцентриситетом і градієнтом тиску, що впливають на процеси всмоктування і викиду. У зонах з сприятливим градієнтом тиску вода прискорюється, а в несприятливих зонах - сповільнюється. Це впливає на товщину водяного кільця і механізм стискання повітря між лопатками. Під час обертання ротора тиск повітря між лопатками і в корпусі змінюється, що впливає на процеси всмоктування і викиду. Коливання тиску можуть бути викликані недостатньою кількістю відкритих розвантажувальних портів або присутністю повітряних кишень в воді.

2. Результати дослідження показують, що потоки води і повітря в насосі формують складні турбулентності в різних режимах роботи. Вода демонструє рециркуляційні потоки лише в системах координат, що рухаються разом з ротором, через зміни в напрямку потоку під час стискання і розширення. Потік повітря в насосі формує тороїдальні завихрення через розподіл струменя. Процеси всмоктування і викиду повітря супроводжуються значними змінами температури та тиску, що впливають на характеристики потоку і викликають утворення завихрень і турбулентностей. Важливим є вплив теплопередачі між повітрям і водою, що зумовлює відхилення від ізотропних процесів, зокрема під час стискання і розширення. Нерівномірності температури, що спостерігаються, зумовлені конвекцією і теплопередачею в різних зонах насосу.

3. Досліджено вплив тиску всмоктування (P_{in}) на роботу рідинного кільця вакуумного насоса. Зміни в P_{in} значно впливають на форму водяного кільця, розподіл тиску і характеристики потоку в насосі. При високому P_{in} (600 Торр) форма водяного кільця близька до овальної з великою віссю вертикальною, а при зниженні P_{in} до 75 Торр форма стає більш горизонтальною. Це пов'язано з тим, що зменшення P_{in} при сталому P_e підвищує градієнт тиску, що, в свою чергу, збільшує прискорення потоку води та змінює об'єм, доступний для повітря. При низькому P_{in} (75 Торр) порти викиду відкриваються пізніше, і тиск повітря між лопатками залишається нижчим за P_e, що веде до зворотного потоку повітря і знижує ефективність насоса. Навіть при низькому P_{in} насос здатний всмоктувати і викидати повітря, але зменшення P_{in} знижує максимальний тиск у насосі і ускладнює процес всмоктування.

4 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ВОДОКІЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

4.1 Швидкість поглинання газу насосом

Дослідження за допомогою CFD показало, що форма рідинного кільця визначає, скільки повітря насос може поглинути, оскільки ця форма грає основну роль у створенні розширювального відношення або вакууму, необхідного для всмоктування повітря в насос через всмоктувальний порт, а також в стисненні повітря через вихлопні порти. Застосовуючи рівномірність до контрольного об'єму, позначеного товстими чорними лініями (1 і 2 на рис. 4.1), де поверхня робочого колеса з одного боку і поверхня рідинного кільця з іншого боку, для швидкості поглинання повітря насосом отримаємо:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \tag{4.1}$$

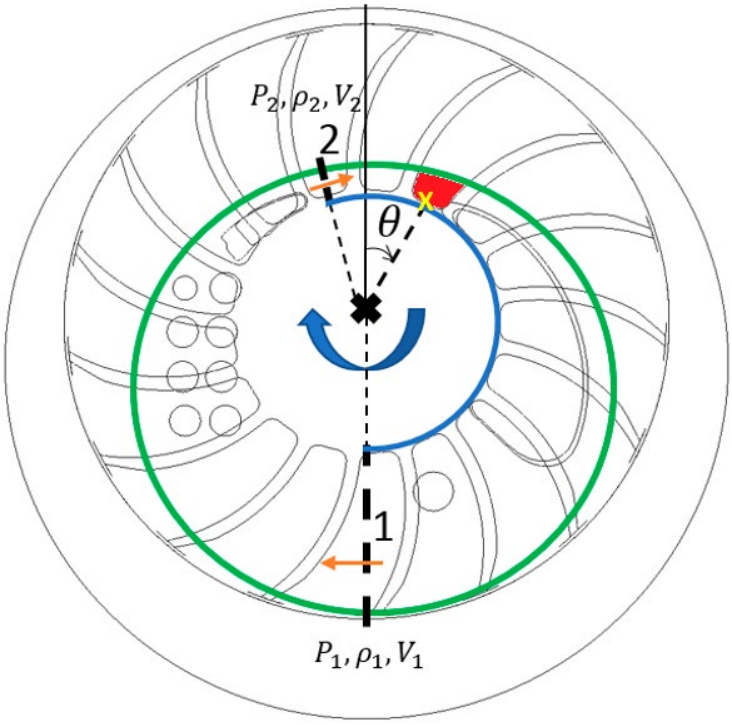


Рисунок 4.1 – Контрольний обсяг для застосування безперервності

Це можна записати як:

$$\rho_{in} Q_{in} = \rho_1 Q_1 - \rho_2 Q_2 \tag{4.2}$$

Переставивши, отримаємо:

$$Q_{in} = \frac{\rho_1}{\rho_{in}} Q_1 - \frac{\rho_2}{\rho_{in}} Q_2 \tag{4.3}$$

Оскільки повітря зазнає політропних процесів між кінцем всмоктування до ВМД і від кінця викиду до початку всмоктування, вище наведене рівняння стає:

$$Q_{in} = \left(\frac{P_{a1}}{P_{in}}\right)^{1/\gamma_1} Q_1 - \left(\frac{P_{a2}}{P_{in}}\right)^{1/\gamma_2} Q_2 \tag{4.4}$$

де об'ємні витрати Q_1 і Q_2 задані як:

$$Q_1 = \frac{V_{a1}}{t_{blps}};\ Q_2 = \frac{V_{a2}}{t_{blps}};\ t_{blps} = \frac{2\pi}{\omega n_b} \tag{4.5}$$

У наведеному рівнянні V_{a1} — об'єм повітря між лопатями на поверхні 1, V_{a2} — об'єм повітря між лопатями на поверхні 2, а t_{blps} — час на прохід однієї лопаті. Оскільки V_{a1} і V_{a2} можуть змінюватися з часом, V_{a1} і V_{a2} — це значення, коли "X" (див. рис. 4.1) збігається з поверхнею 1 і 2, де "X" — це точка на поверхні робочого колеса між лопатями.

4.2 Момент, що надається рідиною на робоче колесо

Дослідження CFD також показало, що форма рідинного кільця визначає споживання потужності, оскільки ця форма прямо корелює з кількістю води, яку робоче колесо має обертати всередині камери насоса, а також з опором, що чинить вода на обертання робочого колеса, який є основним джерелом споживання потужності у вакуумному насосі з рідинним кільцем. Кожна лопатка розбивається на обмежену кількість елементів, як показано на рис. 4.2. Загальна кількість елементів лопатки — N_e. Застосування рівноваги сил до елемента лопатки в неінерційній системі координат дає:

$$\vec{F} - \int_V \vec{a}_{rel}\, dm = \sum \vec{F}_B + \sum \vec{F}_S \tag{4.6}$$

Дані CFD показують, що сила, спричинена зсувним напруженням рідини, менша за 0.2% від загальної сили на робочому колесі. Тому поверхневими силами, спричинені тертям (F_{S3} і F_{S4}), можна знехтувати. Отже, чиста поверхнева сила:

$$\sum \vec{F}_S = \vec{F}_{S1} + \vec{F}_{S2} = \int_S P(-\hat{n})\, dA = (P_i - P_b) A_e \hat{n} \tag{4.7}$$

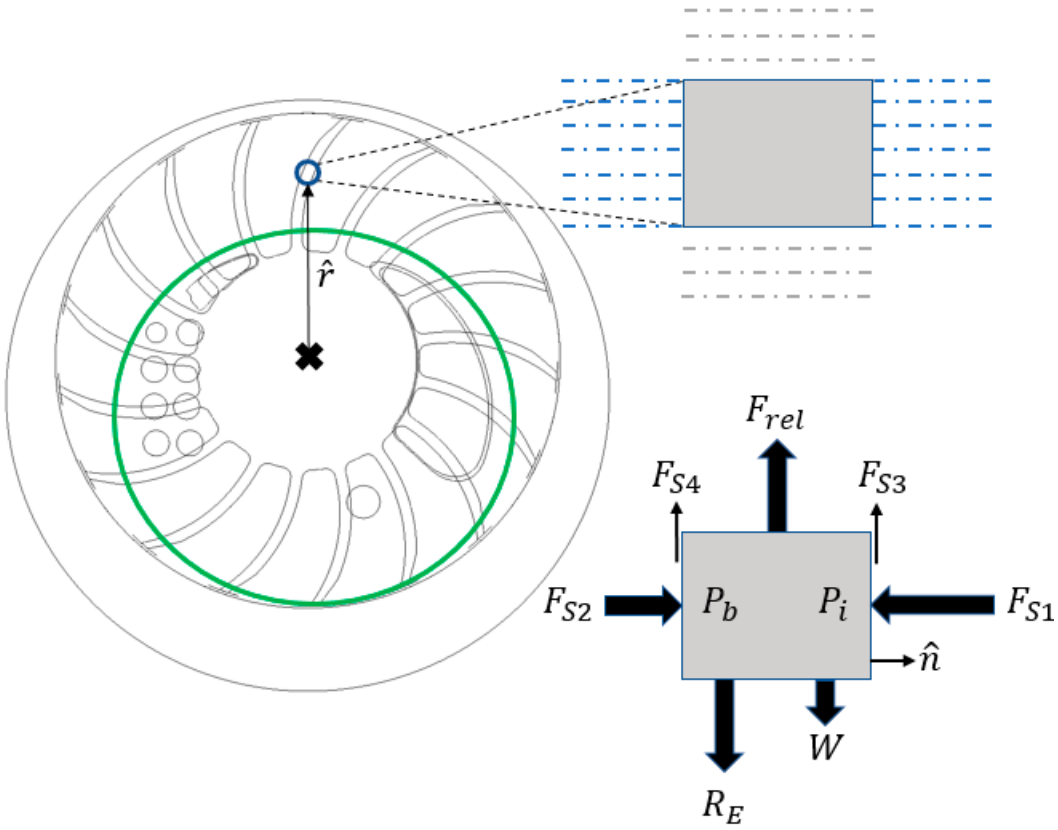


Рисунок 4.2 – Елемент на лопаті робочого колеса зі схемою вільного тіла; сірий позначає суцільні області; синій колір позначає регіони

Прискорення неінерційної системи координат a_{rel} може бути записана як:

$$\vec{a}_{rel} = \frac{d^2\vec{R}}{dt^2} + \frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{r} + 2\vec{\omega} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \tag{4.8}$$

Лінійне прискорення початку системи координат дорівнює нулю. Отже:

$$\frac{d^2\vec{R}}{dt^2} = 0 \tag{4.9}$$

Кутове прискорення дорівнює нулю. Отже:

$$\frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{r} = 0 \tag{4.10}$$

Прискорення Коріоліса дорівнює нулю. Отже:

$$2\vec{\omega} \times \vec{r} = 0 \tag{4.11}$$

Центрифугальне прискорення не дорівнює нулю. Отже:

$$\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) = \omega^2 r\hat{r} \tag{4.12}$$

Отже, прискорення неінерційної системи координат a_{rel}:

$$\vec{a}_{rel} = \omega^2 r\hat{r} \tag{4.13}$$

Використовуючи найменшу випробувану обертову швидкість (1150 об/хв) для конфігурації 1 на найменшому можливому радіусі (r_h), можна виявити, що сила тяжіння менша за 1% від центрифугального прискорення для цього випадку. Тому силою тяжіння (W) можна знехтувати. Це дає:

$$\sum \vec{F}_B = \vec{R}_E \tag{4.14}$$

Тут R_E — це реакція на елемент лопатки, показана на рис. 4.2, від елементів лопатки в його околиці. Отже, загальна сила на елемент лопатки дорівнює:

$$\vec{F} = (P_i - P_b)A_e\hat{n} + m_e\omega^2 r\hat{r} + \vec{R}_E \tag{4.15}$$

Рівновага в радіальному напрямку (припускаючи нееластичний матеріал):

$$\vec{R}_E = -m_e\omega^2 r\hat{r} \tag{4.16}$$

Таким чином, загальна сила на елемент лопатки приблизно дорівнює:

$$\vec{F} = (P_i - P_b)A_e\hat{n} \tag{4.17}$$

Знаючи силу на елементі лопатки, момент на елементі лопатки можна визначити як:

$$\vec{T}_j = \vec{r} \times \vec{F} \tag{4.18}$$

Підставивши силу в рівняння для моменту, отримуємо:

$$\vec{T}_j = \vec{r} \times ((P_i - P_b) A_e \hat{n}) \tag{4.19}$$

Переставивши:

$$\vec{T}_j = r(P_i - P_b) A_e (\hat{r} \times \hat{n}) \tag{4.20}$$

Векторний добуток виглядає так:

$$\hat{r} \times \hat{n} = \sin\beta \hat{k} \tag{4.21}$$

де β— це кут між r і n. Отже, кінцеве рівняння для моменту виглядає так:

$$\vec{T}_j = r(P_i - P_b) A_e \sin\beta \hat{k} \tag{4.22}$$

Загальний момент є векторною сумою моментів по всіх елементах лопатки, і дорівнює:

$$\vec{T} = \sum_{j=1}^{N_e} \vec{T}_j \tag{4.23}$$

При підсумовуванні слід зазначити, що деякі елементи лопатки піддаються впливу тільки газу, а деякі — тільки рідині. Коли момент відомий, потужність (PW) можна розрахувати наступним чином:

$$PW = T\omega \tag{4.24}$$

Тепер потужність (PW) і момент (T) можуть використовуватися взаємозамінно для аналізу, оскільки вони відрізняються лише масштабним коефіцієнтом ω (швидкість обертання).

Рівняння (4.6)-(4.23) розраховують момент, що надається рідиною на робоче колесо при одній кутовій позиції. Оскільки момент є функцією його кутової позиції, його потрібно розраховувати для ряду позицій робочого колеса, а потім середнє значення. У цьому дослідженні T розраховується при N кутових позиціях, де кожна позиція відокремлена один градус, де $N = 360 / n_b$.

4.2 Процедура побудови рідинного кільця

У цьому розділі моделюється форма рідинного кільця. Дослідження CFD показало, що форма і розташування рідинного кільця сильно залежать від відцентрової сили, від обертання і прискорення/гальмування, від різниці в тиску на вихлопних і всмоктувальних портах разом з ексцентриситетом робочого колеса відносно корпусу насоса. Варіація всмоктувального тиску змінює градієнт тиску в азимутальному напрямку. Це змушує рідинне кільце змінювати форму відповідно. Рідинне кільце приблизно еліптичне з його великою віссю майже вертикальною при P_{in} = 600 Торр; кругле, коли P_{in} падає до 300 Торр; і знову еліптичне, але з великою віссю майже горизонтальною, коли P_{in} падає далі до 75 Торр. Варіація швидкості обертання змінює баланс між відцентровим прискоренням і градієнтом тиску в азимутальному напрямку. Тому, коли швидкість обертання зменшується з ω= 1750 до 1150 об/хв, еліптична форма внутрішньої поверхні кільця обертається в напрямку, протилежному обертанню робочого колеса. Це говорить про те, що рідинне кільце є сильною функцією параметрів дизайну та експлуатації.

Один із підходів для моделювання внутрішньої поверхні рідинного кільця полягає в розділенні ефектів геометрії і експлуатаційних умов. Геометричні ефекти закладені в кривій, що називається базовою кривою, а ефекти експлуатаційних умов закладені як корекція до базової кривої. Базова крива вибирається як коло і будується з урахуванням наступної інформації: радіус робочого колеса, радіус хаба та ексцентриситет, як показано нижче:

$$(x - x_{cb})^2 + (y - y_{cb})^2 = r_1^2 \tag{4.25}$$

де:

$$x_{cb} = k_x e_x \tag{4.26}$$

$$y_{cb} = k_y e_y \tag{4.27}$$

$$r_1 = \frac{r_\mathrm{i} + r_\mathrm{h}}{2} \tag{4.28}$$

$$k_x = 0.95\left(\frac{r_i - r_h}{2e_x}\right)^{0.9} \tag{4.29}$$

$$k_y = 0.95\left(\frac{r_i - r_h}{2e_y}\right)^{0.9} \tag{4.30}$$

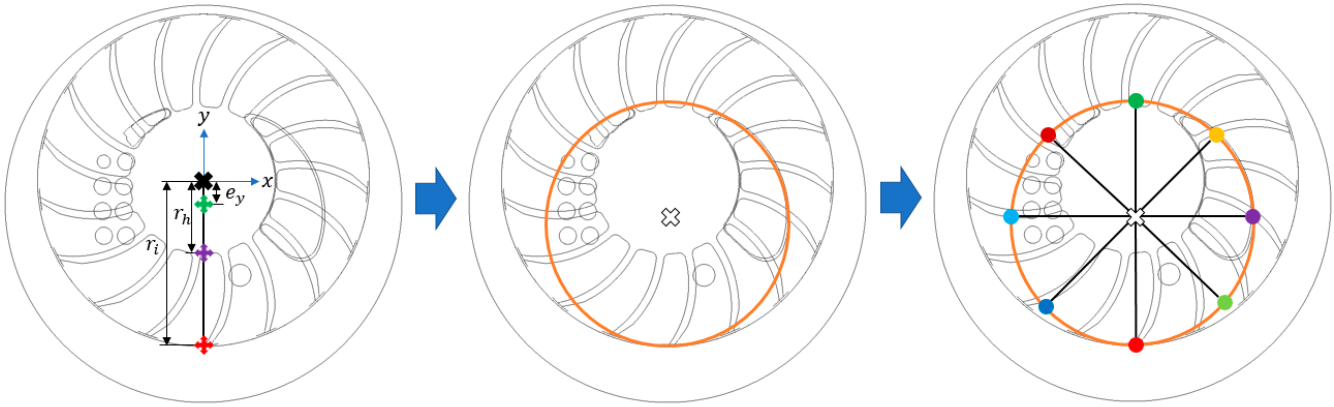


Рисунок 4.3 – Побудова базової кривої

Коефіцієнти, що описують центр базової кривої (k_x, k_y), були визначені, щоб забезпечити, що в ВМД між рідиною і робочим колесом не буде зазору для проходження газу між лопатками. Після визначення базової кривої геометрія внутрішньої поверхні рідинного кільця може бути розроблена як корекція до радіусу базової кривої (рис. 4.4) таким чином:

$$\mathbf{r_2} = r_1 * \phi \tag{4.31}$$

де r_2 — це радіальна відстань від центру базової кривої до внутрішньої поверхні рідинного кільця, а φ, що є функцією кутової позиції, є корекційним фактором. Щоб отримати φ, вибрані вісім точок на базовій кривій з рівними кутовими інтервалами, як показано на рис. 4.4, так що рівняння (4.31) стає:

$$\mathbf{r_2} = \begin{bmatrix} r_{21} \\ r_{22} \\ r_{23} \\ r_{24} \\ r_{25} \\ r_{26} \\ r_{27} \\ r_{28} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_1\phi_1 \\ r_1\phi_2 \\ r_1\phi_3 \\ r_1\phi_4 \\ r_1\phi_5 \\ r_1\phi_6 \\ r_1\phi_7 \\ r_1\phi_8 \end{bmatrix} \tag{4.32}$$

Щоб отримати φ, було помічено, що в дослідженні CFD спостерігалося, що поверхня рідинного кільця є приблизно еліптичною. Загальне рівняння для еліпса таке:

$$x^2 + Axy + By^2 + Cx + Dy + E = 0 \tag{4.33}$$

З вище наведеного рівняння видно, що для визначення еліпса потрібно п'ять точок. За допомогою методу проб і помилок було з'ясовано, що п'яти точок недостатньо для захоплення ефектів експлуатаційних умов на геометрію рідинного кільця. Однак вісім точок виявилися адекватними для захоплення ефектів експлуатаційних умов на геометрію рідинного кільця. Тому для представлення внутрішньої поверхні рідинного кільця використовується інший тип замкнутої кривої, який має вигляд:

$$Ax^4 + By^4 + Cx^2y + x^2 + Dxy + Ey^2 + Fx + Gy + H = 0 \tag{4.34}$$

Вісім точок рівномірно розташовані і мають наступні кутові позиції:

$$\boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \\ \theta_6 \\ \theta_7 \\ \theta_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0^{\circ} \\ 45^{\circ} \\ 90^{\circ} \\ 135^{\circ} \\ 180^{\circ} \\ 225^{\circ} \\ 270^{\circ} \\ 315^{\circ} \end{bmatrix} \tag{4.35}$$

Значення φ для кожної з цих точок залежить від:

$$F_{\mathrm{P_{in}}} = \frac{P_{\mathrm{in}}}{P_{\mathrm{out}}} \tag{4.36}$$

$$F_{\omega} = \frac{1}{2}\frac{\rho\omega^2 {r_{\mathrm{i}}}^2}{P_{\mathrm{out}}} \tag{4.37}$$

Деталі того, як φ залежить від F_{Pin} та F_{ω}, будуть надані пізніше в цьому розділі. Як тільки φ буде визначено, розв'язується система лінійних рівнянь для знаходження коефіцієнтів у рівнянні (4.34) наступним чином:

$$\begin{bmatrix} x_1^4 & y_1^4 & x_1^2y_1 & x_1y_1 & y_1^2 & x_1 & y_1 & 1 \\ x_2^4 & y_2^4 & x_2^2y_2 & x_2y_2 & y_2^2 & x_2 & y_2 & 1 \\ x_3^4 & y_3^4 & x_3^2y_3 & x_3y_3 & y_3^2 & x_3 & y_3 & 1 \\ x_4^4 & y_4^4 & x_4^2y_4 & x_4y_4 & y_4^2 & x_4 & y_4 & 1 \\ x_5^4 & y_5^4 & x_5^2y_5 & x_5y_5 & y_5^2 & x_5 & y_5 & 1 \\ x_6^4 & y_6^4 & x_6^2y_6 & x_6y_6 & y_6^2 & x_6 & y_6 & 1 \\ x_7^4 & y_7^4 & x_7^2y_7 & x_7y_7 & y_7^2 & x_7 & y_7 & 1 \\ x_8^4 & y_8^4 & x_8^2y_8 & x_8y_8 & y_8^2 & x_8 & y_8 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \\ D \\ E \\ F \\ G \\ H \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1^2 \\ x_2^2 \\ x_3^2 \\ x_4^2 \\ x_5^2 \\ x_6^2 \\ x_7^2 \\ x_8^2 \end{bmatrix} \tag{4.38}$$

де:

$$x_{\mathrm{n}} = r_{2n}\cos\theta_{\mathrm{n}} + x_{\mathrm{cb}} \; ; n = 1 \text{ to } 8 \tag{4.39}$$

$$y_{\mathrm{n}} = r_{2n} \sin \theta_{\mathrm{n}} + y_{\mathrm{cb}} \; ; n = 1 \text{ to } 8 \tag{4.40}$$

4.3 Ефекти експлуатаційних умов

Щоб отримати φ, необхідно виконати чотири кроки:

1. Розробити модель для геометрії лопатки.

2. Розробити модель для об'єму повітря як функцію форми рідинного кільця (з урахуванням варіації радіусу хаба).

3. Визначити φ для випадків CFD.

4. Узагальнити φ як функцію експлуатаційних умов.

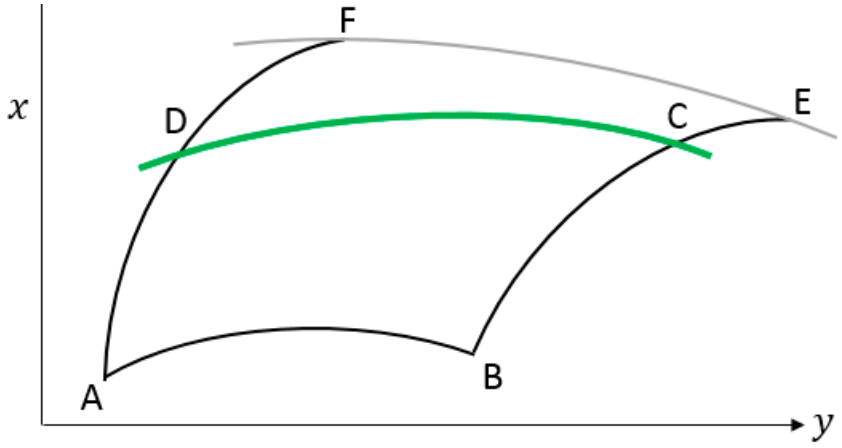


Рисунок 4.4 – Схематичне зображення області між лопатями з рідинним кільцем і наконечником робочого колеса

Рівняння контуру лопатки потрібно вивести. У цьому підході лопатка вважається круговою дугою. Використовуючи це та доступні геометричні параметри (радіус робочого колеса, радіус хаба, кількість лопаток, кут нахилу лопаток і товщину лопаток), можна вивести рівняння для контуру лопатки.

На рис. 4.5 показано схему контуру лопатки. З цього рисунка можна помітити, що центр кругової дуги знаходиться в точці (r_h, -r_b), а радіус кругової дуги дорівнює r_b. Отже, рівняння кругової дуги можна записати так:

$$(x - r_h)^2 + (y + r_b)^2 = r_b^2 \tag{4.41}$$

У наведеному рівнянні r_b є невідомою і потребує обчислення. Оскільки кінчик робочого колеса розташований у точці T, застосовуючи формулу відстані між O і T, отримуємо:

$$\sqrt{(r_b \sin\delta + r_h)^2 + (r_b \cos\delta - r_b)^2} = r_i \tag{4.42}$$

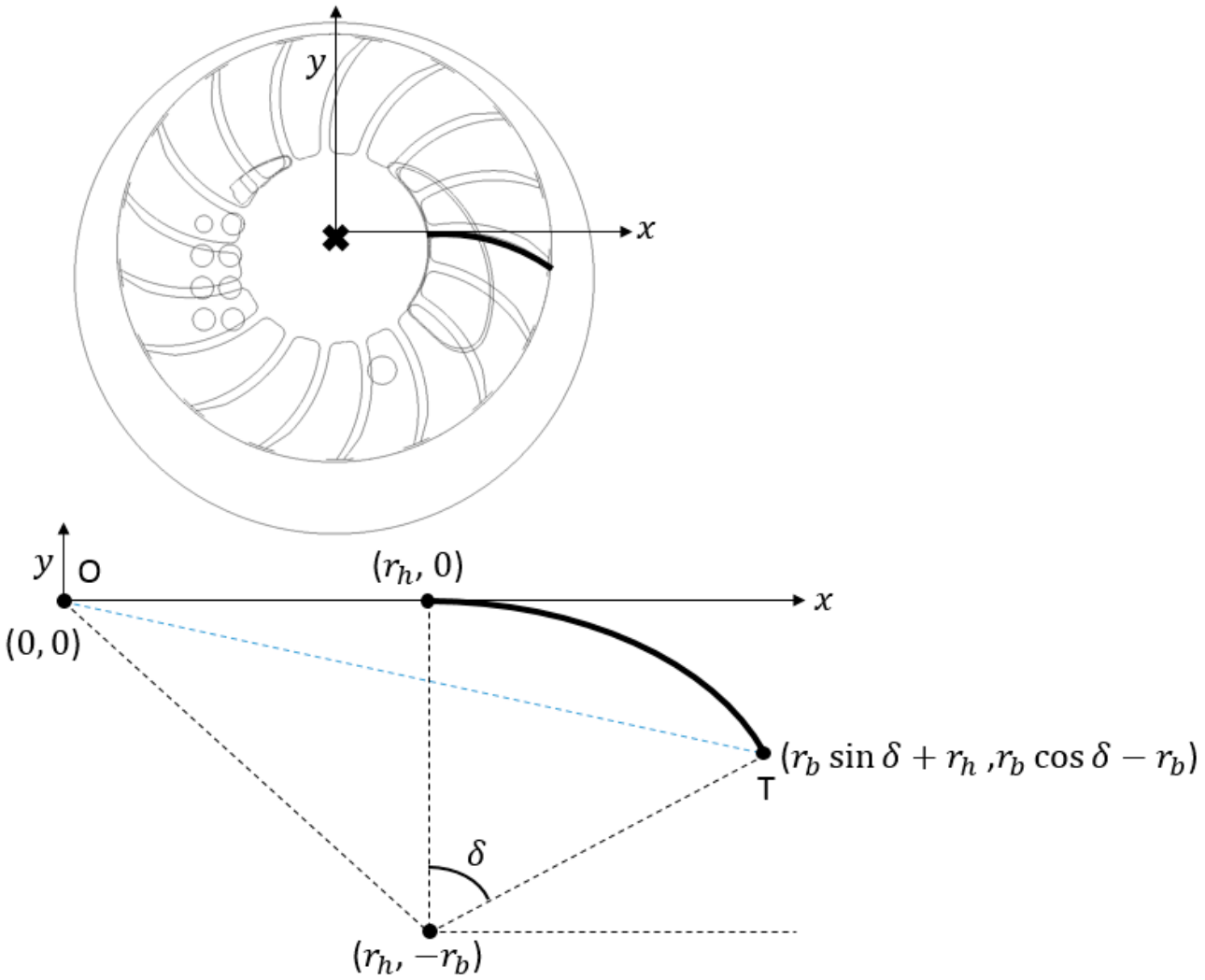


Рисунок 4.5 – Схема контуру леза

Піднесемо обидві сторони до квадрата:

$$(r_b \sin\delta + r_\text{h})^2 + (r_b \cos\delta - r_b)^2 = r_i^2 \tag{4.43}$$

Перегрупуємо:

$$r_b^2(1-\cos\delta) + r_b(r_\text{h}\sin\delta) - \frac{r_i^2 - r_h^2}{2} = 0 \tag{4.44}$$

Це квадратне рівняння відносно r_b. Позитивний корінь рівняння є рішенням, яке дорівнює:

$$r_b = \frac{\sqrt{r_h^2 \sin^2\delta + 2(1-\cos\delta)(r_i^2 - r_h^2)} - r_\text{h}\sin\delta}{2(1-\cos\delta)} \tag{4.45}$$

Рівняння (4.41) і (4.45) визначають рівняння контуру лопатки.

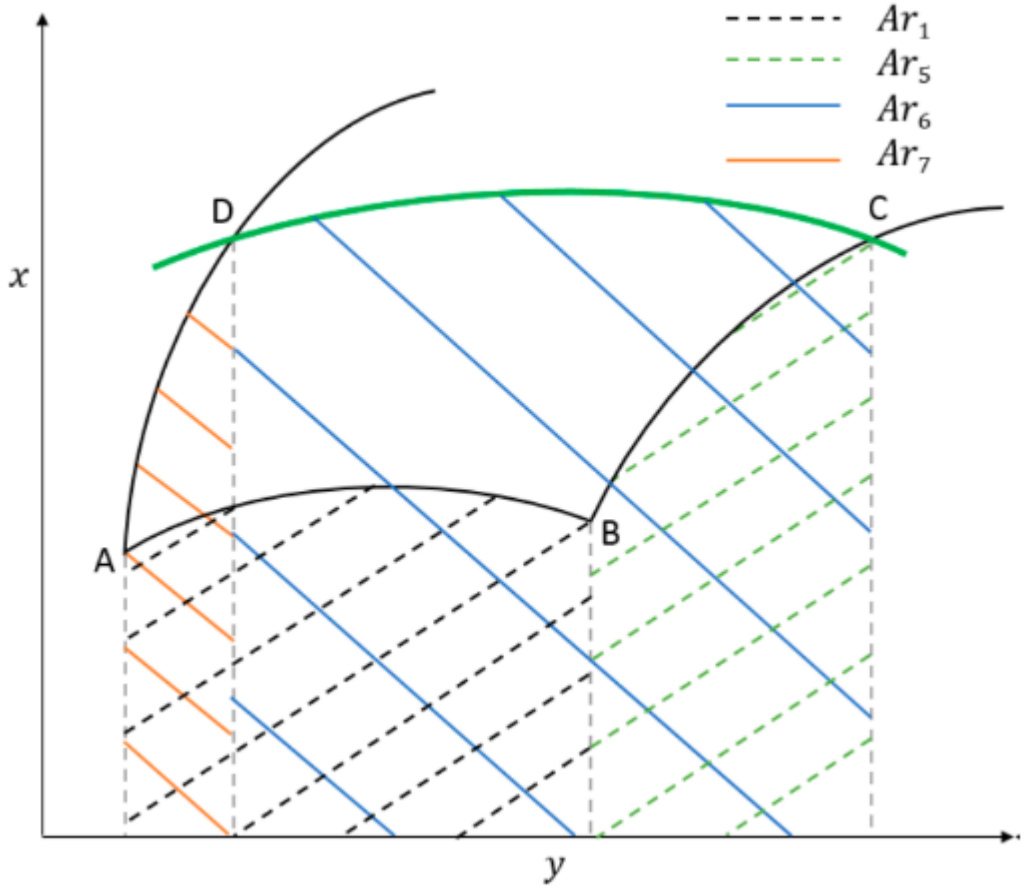


Рисунок 4.6 – Схема об'єму повітря між лопатками

4.4 Висновки з розділу

1. Дослідження за допомогою CFD моделювання показало, що форма рідинного кільця має значний вплив на швидкість поглинання повітря насосом. Це зумовлено тим, що форма кільця впливає на створення розширювального відношення або вакууму, необхідного для всмоктування повітря через всмоктувальний отвір, та стискання повітря при виході через вихлопні отвори. На основі рівняння безперервності для контрольного об’єму можна отримати рівняння, яке описує об’ємні витрати повітря між лопатями робочого колеса.

2. Дослідження CFD показало, що форма рідинного кільця значно впливає на момент, який надається рідиною на робоче колесо, і відповідно на споживання потужності насосом. Це обумовлено тим, що обертання робочого колеса всередині рідинного кільця створює опір з боку рідини, що є основним джерелом споживання енергії. Момент на робоче колесо можна розрахувати через векторну суму сил на елементах лопатки, а отримані результати дозволяють оцінити споживання потужності в залежності від кутової позиції робочого колеса.

3. Дослідження показало, що експлуатаційні умови суттєво впливають на роботу вакуумного насоса з рідинним кільцем. Для аналізу ефектів були розроблені моделі геометрії лопаток і об'єму повітря, які враховують варіації форми рідинного кільця. Визначення параметра φ, для різних сценаріїв CFD, дозволило узагальнити його залежність від експлуатаційних умов, що дозволяє краще передбачати роботу насоса за різних режимів і умов експлуатації.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Вакуумні насоси доїльних установок є невід'ємною складовою молочно-товарних ферм, де вони забезпечують механізоване доїння корів. Під час експлуатації такого обладнання виникають певні небезпечні та шкідливі фактори, що можуть загрожувати здоров'ю та життю працівників. Тому питання охорони праці на таких підприємствах мають вирішальне значення для збереження здоров’я робітників і підвищення безпеки виробничого процесу. Цей розділ розглядає ключові аспекти охорони праці, безпеки при експлуатації вакуумних насосів доїльних установок, а також дії працівників під час надзвичайних ситуацій.

При роботі з вакуумними насосами доїльних установок на молочно-товарних фермах можуть виникати наступні небезпечні та шкідливі фактори:

1. Механічні фактори:

- Рухомі частини вакуумного насоса можуть призвести до травм працівників, у разі недотримання правил безпеки або несправності обладнання.

- Можливість затиснення кінцівок у механізмах установки.

2. Шум і вібрація:

- Вакуумні насоси створюють значний рівень шуму та вібрації, що може викликати втомлюваність, головні болі, порушення роботи нервової системи та призвести до зниження слуху.

- Вібрація може також вплинути на судинно-нервову систему працівників.

3. Пил та біоаерозолі:

- Під час доїння можливе виділення біоаерозолів, які можуть включати бактерії та віруси, що підвищує ризик захворювань, зокрема інфекцій верхніх дихальних шляхів.

- Пил у приміщеннях, де утримуються тварини, може містити органічні та неорганічні частки, шкідливі для органів дихання.

4. Електробезпека:

- Небезпека ураження електричним струмом через несправність електрообладнання або неправильне підключення вакуумних насосів.

- Можливі короткі замикання при підвищеній вологості у приміщеннях для утримання тварин.

5. Температурні фактори:

- Перегрів вакуумного насоса, в результаті інтенсивної експлуатації, може спричинити опіки або інші травми при контакті з обладнанням.

Методи захисту працівників від небезпечних і шкідливих факторів.

1. Організаційні заходи:

- Проведення регулярних інструктажів з техніки безпеки для всіх працівників, які взаємодіють із доїльним обладнанням.

- Організація графіку роботи, що передбачає перерви для відпочинку з метою зниження впливу шуму, вібрації та інших шкідливих факторів.

- Забезпечення належної вентиляції в приміщеннях для видалення пилу та біоаерозолів.

2. Технічні заходи:

- Використання звукоізоляційних кожухів на вакуумних насосах для зниження рівня шуму.

- Установлення віброізолюючих платформ або підкладок під вакуумні насоси для зниження вібраційного впливу.

- Монтаж системи пиловидалення та очищення повітря в приміщеннях, де працюють вакуумні насоси.

- Регулярне обслуговування та перевірка електрообладнання, зокрема систем заземлення, для запобігання ураженню електричним струмом.

3. Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ):

- Використання працівниками засобів захисту органів слуху (беруші або навушники) для зниження впливу шуму.

- Використання віброізолюючих рукавичок при роботі з вакуумними насосами для зниження впливу вібрацій.

- Носіння захисних масок або респіраторів для запобігання вдиханню пилу та біоаерозолів.

- Використання спеціального взуття та одягу, що знижує ризик травмування при контакті з вакуумним насосом.

4. Електробезпека:

- Виконання регулярної перевірки стану електрообладнання та кабельної мережі.

- Використання обладнання з автоматичним відключенням при короткому замиканні або витіканні струму.

- Дотримання правил електробезпеки та уникнення роботи з вакуумними насосами при підвищеній вологості або у воді.

Правила безпечного виконання робіт при роботі з молочно-доїльним обладнанням:

1. Перед початком роботи необхідно провести перевірку технічного стану вакуумного насоса, переконатися у справності електричного підключення та відсутності механічних пошкоджень.

2. Забороняється працювати на обладнанні при виявленні несправностей. Всі ремонтні роботи повинні виконуватися кваліфікованим персоналом.

3. Під час роботи з доїльними установками слід уникати контакту з рухомими частинами насоса.

4. Забезпечити, щоб доступ до обладнання мали тільки працівники, які пройшли відповідний інструктаж та навчання з техніки безпеки.

5. Під час роботи з молочним обладнанням вологість повітря повинна відповідати встановленим нормам для безпеки електроустаткування.

6. Після завершення роботи необхідно вимкнути вакуумний насос, від'єднати його від електромережі та очистити робоче місце.

Дії під час надзвичайних ситуацій. У разі виникнення надзвичайних ситуацій на фермі або при експлуатації вакуумних насосів важливо дотримуватись наступних заходів:

1. Пожежа:

- Негайно відключити вакуумний насос від електромережі.

- Використовувати вогнегасники для ліквідації пожежі на початковій стадії. При неможливості ліквідації пожежі евакуювати працівників згідно з планом евакуації.

2. Ураження електричним струмом:

- Негайно вимкнути електропостачання в приміщенні та надати першу допомогу постраждалому, при необхідності викликати швидку медичну допомогу.

3. Механічні травми:

- Негайно зупинити роботу обладнання, викликати медичну допомогу та надати першу допомогу потерпілому.

4. Несправність обладнання:

- Якщо під час роботи виявлено несправності у вакуумному насосі, його слід негайно вимкнути, повідомити керівника та викликати фахівця для ремонту.

Дотримання правил охорони праці та заходів безпеки під час експлуатації вакуумних насосів на молочно-товарних фермах є необхідною умовою для збереження здоров'я працівників та безперебійної роботи обладнання. Використання засобів індивідуального захисту, правильна організація робочого процесу, регулярне технічне обслуговування обладнання та дії під час надзвичайних ситуацій допомагають мінімізувати ризики та підвищити рівень безпеки на виробництві.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

У даному розділі було проведено економічне порівняння базової конструкції водокільцевого вакуумного насоса з удосконаленою версією, яка має покращений коефіцієнт корисної дії (ККД). Метою порівняння було визначення загальних витрат на експлуатацію обох насосів, обчислення економічного ефекту від впровадження удосконалень та строку окупності додаткових капіталовкладень.

Вихідні дані:

1. Вартість базового насоса становить 18000 грн, в той час як вартість удосконаленого зросла на 10% і дорівнює 19800 грн.

2. Споживана потужність базового насоса — 2,2 кВт, а для удосконаленого на 10 % вища, що зменшує споживання електроенергії до 90 % від базового рівня, тобто 1,98 кВт.

3. Насоси працюють по 4 години двічі на день протягом року, що становить 2,920 годин на рік.

4. Вартість праці оператора технічного обслуговування — 80 грн на годину. Обслуговування проводиться 2 рази на рік по 8 годин, що складає 16 годин на рік.

5. Річний коефіцієнт відрахування на ремонт і амортизацію дорівнює 20% від вартості кожного насоса.

Річні витрати на базовий насос. Розрахуємо витрати на експлуатацію базового насоса. За рік насос працює 2,920 годин, споживаючи 2,2 кВт на годину. Витрати електроенергії базового насоса складуть:

$$2{,}2 \text{ кВт} \times 2{,}920 \text{ годин} = 6424 \text{ кВт·год}.$$

При середній вартості електроенергії 5,68 грн за кВт·год, річні витрати на електроенергію складуть:

$$6424 \text{ кВт·год} \times 5{,}68 \text{ грн/(кВт·год)} = 36488{,}32 \text{ грн}.$$

До цього додаємо витрати на технічне обслуговування. Оператор обслуговує насос 16 годин на рік, тому витрати на оплату праці будуть такими:

16 годин × 80 грн/год = 1280 грн.

Річна амортизація і ремонт становить 20% від вартості насоса:

18000 грн × 0,20 = 3600 грн.

Загальні річні витрати на базовий насос:

36488,32 грн + 1280 грн + 3600 грн = 41368,32 грн.

Річні витрати на удосконалений насос. Удосконалений насос споживає на 10% менше електроенергії, що зменшує річне споживання електроенергії до:

1,98 кВт × 2920 годин = 5781,6 кВт·год.

Річні витрати на електроенергію:

5781,6 кВт·год × 5,68 грн/(кВт·год) = 32839,48 грн.

Витрати на технічне обслуговування залишаються такими ж, як і для базового насоса, — 1280 грн на рік.

Амортизація та ремонт для удосконаленого насоса розраховується за тією ж ставкою 20%, але від вищої вартості:

19800 грн × 0,20 = 3960 грн.

Загальні річні витрати на удосконалений насос:

32839,48 грн + 1280 грн + 3960 грн = 38079,48 грн.

Економічний ефект. Річні витрати на удосконалений насос на 3288,84 грн менші за витрати на базовий насос:

41368,32 грн – 38079,48 грн = 3288,84 грн.

Строк окупності. Додаткові капіталовкладення в удосконалений насос складають 1800 грн (19800 грн - 18000 грн). Строк окупності додаткових витрат можна обчислити як відношення додаткових інвестицій до річної економії:

1800 грн / 3288,84 грн/рік = 0,54 роки.

Таким чином, удосконалений насос окупиться за 0,54 роки за рахунок зменшення витрат на електроенергію.

ВИСНОВКИ

1. Підвищення енергоефективності доїльних систем потребує оптимізації роботи вакуумних насосів. Цього можна досягти шляхом правильного вибору насосів, конструктивних удосконалень та регулювання швидкості обертання. Найбільш поширеними є ротаційні механічні насоси, серед яких вакуумні насоси з рідинним кільцем є надійними, але потребують покращення ефективності та продуктивності. Вивчені дослідження підтверджують необхідність удосконалення конструкції вакуумних насосів, зокрема насосів з рідинним кільцем, для підвищення їх енергетичної ефективності та зменшення витрат на експлуатацію.

2. В CFD-аналізах моделюється потік і теплопередача в насосі з повітрям і водою за допомогою нестаціонарних рівнянь безперервності, імпульсу і енергії, де повітря вважається ідеальним газом, а вода – рідиною зі сталою густиною. Інтерфейс між повітрям і водою моделюється методом VOF, а турбулентність – моделлю SST. Для отримання точних у часі результатів використовуються спеціальні методи, включаючи схему PISO та ітерації для забезпечення збіжності.

3. Аналіз поля тиску та температури в насосі показує, що тиск у водяному кільці зростає радіально через відцентрову силу обертання і значно варіює залежно від густини води і повітря. Зміна товщини водяного кільця та об'єм між лопатками колеса визначаються ексцентриситетом і градієнтом тиску, що впливають на процеси всмоктування і викиду. У зонах з сприятливим градієнтом тиску вода прискорюється, а в несприятливих зонах - сповільнюється. Це впливає на товщину водяного кільця і механізм стискання повітря між лопатками. Під час обертання ротора тиск повітря між лопатками і в корпусі змінюється, що впливає на процеси всмоктування і викиду. Коливання тиску можуть бути викликані недостатньою кількістю відкритих розвантажувальних портів або присутністю повітряних кишень в воді.

4. Досліджено вплив тиску всмоктування (P_{in}) на роботу рідинного кільця вакуумного насоса. Зміни в P_{in} значно впливають на форму водяного кільця, розподіл

тиску і характеристики потоку в насосі. При високому P_{in} (600 Торр) форма водяного кільця близька до овальної з великою віссю вертикальною, а при зниженні P_{in} до 75 Торр форма стає більш горизонтальною. Це пов'язано з тим, що зменшення P_{in} при сталому P_e підвищує градієнт тиску, що, в свою чергу, збільшує прискорення потоку води та змінює об'єм, доступний для повітря. При низькому P_{in} (75 Торр) порти викиду відкриваються пізніше, і тиск повітря між лопатками залишається нижчим за P_e, що веде до зворотного потоку повітря і знижує ефективність насоса. Навіть при низькому P_{in} насос здатний всмоктувати і викидати повітря, але зменшення P_{in} знижує максимальний тиск у насосі і ускладнює процес всмоктування.

5. Дослідження за допомогою CFD моделювання показало, що форма рідинного кільця має значний вплив на швидкість поглинання повітря насосом. Це зумовлено тим, що форма кільця впливає на створення розширювального відношення або вакууму, необхідного для всмоктування повітря через всмоктувальний отвір, та стискання повітря при виході через вихлопні отвори. На основі рівняння безперервності для контрольного об’єму можна отримати рівняння, яке описує об’ємні витрати повітря між лопатями робочого колеса.

6. Дослідження показало, що експлуатаційні умови суттєво впливають на роботу вакуумного насоса з рідинним кільцем. Для аналізу ефектів були розроблені моделі геометрії лопаток і об'єму повітря, які враховують варіації форми рідинного кільця. Визначення параметра φ для різних сценаріїв CFD дозволило узагальнити його залежність від експлуатаційних умов, що дозволяє краще передбачати роботу насоса за різних режимів і умов експлуатації.

7. Проведене економічне порівняння показує, що удосконалений водокільцевий вакуумний насос має значну економічну перевагу перед базовим. Хоча початкові інвестиції на удосконалений насос вищі на 10 %, економія на електроенергії дозволяє окупити ці витрати вже за 0,54 роки. Річний економічний ефект від впровадження удосконаленого насоса складає 3288,84 грн.

Бібліографія

1. Алієв Е. Б. (2023). Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва: підручник. Київ: Аграрна наука, 340 с. ISBN 978-966-540-584-9. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9

2. Шевченко, І.А., Алієв, Е.Б. (2013). Науково-методичні рекомендації з багатокритеріального виробничого контролю доїльних установок. За редакцією доктора технічних наук, професора, член-кореспондента НААН України, І.А. Шевченка – Запоріжжя: Акцент Інвест-трейд. 156 с. ISBN 978-966-2602-41-VIII.

3. Хмельовський, В. С., Павленко, С. І., Линник, Ю. О., Дудін, В. Ю., Алієв, Е. Б. (2017). Механіко-технологічні основи використання вакуумних насосів доїльних установок: монографія. К. : ЦП "Компринт".177 с. ISBN 978-966-929-645-0.

4. Paliy A., Aliiev E., Nanka A., Bogomolov O., Bredixin V., Paliy A., Shkromada O., Musiienko Y., Stockiy A., Grebenik N.. Identifying changes in the technical parameters of milking rubber under industrial conditions to elucidate their effect on the milking process. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, Vol. 3, Issue 1 (111), 2021. 21–29. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.231917

5. Gunko I., Babyn I., Aliiev E., Yaropud V., Hrytsun A. Research into operating modes of the air injector of the milking parlor flushing system. U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 83, Issue 2, 2021. 297–310. https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rez4fb_469127.pdf

6. Paliy, A., Aliiev, E., Paliy, A., Nechyporenko, O., Baidevliatova, Y., Baydevliatov, Y., Lazorenko, A., Ukhovskyi, V., Korniienko, L., Sharandak, P. (2021). Determining the efficiency of cleaning a milk line made from different materials from contaminants. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4 (1 (112)), 76–85. Doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.237070

7. Paliy, A., Aliiev, E., Paliy, A., Ishchenko, K., Lukyanov, I., Dobrovolsky, V., Yurchenko, O., Chekan, O., Dedilova, T., & Musiienko, Y. (2021). Revealing changes in the technical parameters of the teat cup liners of milking machines during testing and production conditions. EUREKA: Physics and Engineering, (6), 102-111. https://doi.org/10.21303/2461-4262.2021.002056

8. Aliiev E., Paliy A., Kis V., Paliy A., Petrov R., Plyuta L., Chekan O., Musiienko O., Ukhovskyi V., Korniien L. (2022). Establishing the influence of technical and technological parameters of milking equipment on the efficiency of machine milking. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (1 (115)), 44–55. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.251172

9. Aliiev, E., Paliy, A., Dudin, V., Kis, V., Paliy, A., Ostapenko, V., Levchenko, I., Prihodko, M., Korg, O., Kladnytska, L. (2022). Establishing an interconnection between the technical and technological parameters of milking equipment based on the movement of a milk-air mixture in a milking machine. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2(1 (116), 35–46. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.253978.

10. Aliiev, E., Paliy, A., Kis, V., Milenin, A., Ishchenko, K., Paliy, A., Levchenko, I., Livoshchenko, L., Livosh-chenko, Y., Plyuta, L. (2022). Justifying parameters for the automatic servo control system of a rotary plate vacuum pump in the milking machine. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4 (1 (118)), 80–89. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.262215

11. Paliy, A., Aliiev, E., Paliy, A., Kotko, Y., Kolinchuk, R., Livoschenko, E., Chekan, O., Nazarenko, S., Livoschenko, L., Uskova, L. (2022). Determining the effective mode of operation for the system of washing the milking machine milk supply line. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5 (1 (119)), 74–81. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.265778

12. Aliiev E., Paliy A., Paliy A., Kis V., Levkin A., Kotko Y., Levchenko I., Shkurko M., Svysenko S., Sevastianov V. Increasing energy efficiency and enabling the

process of vacuum mode stabilization during the operation of milking equipment. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2022. 6 (1 (120)), 62–69. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.267799

13. Paliy A., Aliiev E., Paliy A., Ishchenko K., Rybalko I., Pavlichenko O., Prihodko M., Popsui V., Bondarchuk L., Chernyavskaya T. (2023). Establishing changes in the parameters of teat rubber for milking machines during testing and under industrial conditions. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (1 (121)), 58–66. doi: https://doi.org/ 10.15587/1729-4061.2023.272030

14. Пат. 67798 Україна, МПК (2012) A 01J7/00. Пристрій для контролю технічних параметрів доїльних установок / Е.Б. Алієв, О.С. Тісліченко; заявник і патентовласник Ін–т мех. тв–ва НААН. – № u 2011 08417; заявл. 04.07.2011; опублік. 12.03.2012, Бюл. №5, 2012 р.

15. Алієв Е. Дослідження спрацьованості дійної гуми доїльного апарату з урахуванням теорії старіння на основі плоскої задачі // Е. Алієв // Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: зб. наук. пр. ІМТ НААН – Запоріжжя, 2010. – Вип. 1(5,6). – С.233-242.

16. Алієв Е.Б. Теоретичне дослідження впливу технічних параметрів доїльної установки на швидкість молоковіддачі / Е.Б. Алієв // Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій у тваринництві: Вісник харківського Національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка – Харків, 2011. – Вип. 108. – С. 92-98.

17. Hashemi S, Crotogino R, Douglas W. 1997. Effect of papermaking parameters on through drying of semi-permeable paper. Drying Technology. 15(2):175-188.

18. Rey L, May J. 2004. Freeze-drying/lyophilization of pharmaceutical and biological products. CRC Press. 400 p.

19. Ying Y, Qiuzhou J. 2004. Progress of moulding technology of resin-matrix composite/foam plastic sandwich. Aerospace Materials and Technology. 1:34-45.

20. Namba S. 1981. Ion implantation in semiconductor processing. Nuclear Instruments and Methods in Physics Research. 189(1):175-180.

21. Madou M. 2011. Manufacturing techniques for microfabrication and nanotechnology. CRC Press. 640 p.

22. Baldwin D, Rowe G. 1961. Lubrication at high temperatures with vapor-deposited surface coatings. Journal of Basic Engineering. 83(2):133-141.

23. Halle EV, HW III, Lowry R. 1983. The effect of vacuum core boundary conditions on separation in the gas centrifuge. Nuclear Technology. 62(3):325-332.

24. Havet M, Hennequin F. 1999. Experimental characterization of the ambience in a food-processing clean room. Journal of Food Engineering. 39(3):329-334.

25. Behnsen H. 2008. Underground repositories for chemically toxic waste in German salt and potash mines. Reviews in Engineering Geology. 29:31-41.

26. Hong S, Son G. 2017. Numerical study of a vane vacuum pump with two-phase flows. Journal of Mechanical Science and Technology. 31(7):3329-3338.

27. Harris R, Edge K, Tilley D. 1994. The suction dynamics of positive displacement axial piston pumps. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 116(2):281-286.

28. Kovacevic A, Stosic N, Mujic E, Smith I. 2007. CFD integrated design of screw compressors. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 1(2):96-104.

29. Wang J, McDonough J, Zhang D. 2015. Analysis and numerical simulation of a novel gas-liquid multiphase scroll pump. Journal of Heat and Mass Transfer. 91:27-38.

30. Cui M. 2006. Numerical study of unsteady flows in a scroll compressor. Journal of Fluids Engineering. 128(5):947-953.

31. Grunow I, Salecker U, Bartsch P, Grohmann T. 2011. Analysis of cavitating flow in a liquid ring vacuum pump. Technical Study by CFX-Berlin.

32. Kakuda K, Ushiyama Y, Obara S, Toyotani J, Matsuda S, Tanaka H, Katagiri K. 2010. Flow simulations in a liquid ring pump using a particle method. Computer Modeling in Engineering and Sciences. 66:215-225.

33. Radle M, Shome B. 2013. Cavitation prediction in liquid ring pump for aircraft fuel systems by CFD approach. SAE Technical Paper, 2013-01-2238.

34. Huang S, Ruan ZY, Deng Q, Wu TZ, Tan ZH. 2009. Numerical analysis of gas-liquid two-phase flow in liquid ring vacuum pump. Vacuum. 2:26-30.

35. Guan J, Huang S. 2010. Property analysis of the two-phase flow of liquid-ring vacuum pumps based on computational fluid dynamics (CFD). Chemical Engineering and Machinery. 6:21-29.

36. Ding H, Jiang Y, Wu H, Wang J. 2015. Two phase flow simulation of water ring vacuum pump using VOF model. ASME/JSME/KSME Joint Fluids Engineering Conference, V001T33A019.

37. Menter FR, Kuntz M, Langtry R. 2003. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. Turbulence, Heat and Mass Transfer. 4:625-634.

38. Hirt C, Nichols B. 1981. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. Journal of Computational Physics. 39(1):201-225.

39. Pardeshi I, Pandey A, Shih TI. 2018. A reduced-order model for predicting the performance of a liquid-ring vacuum pump. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition.

40. Si H, He J, Wang X, Qiu G. 2017. Theoretical model for the performance of liquid ring pump based on the actual operating cycle. International Journal of Rotating Machinery. 2017.

41. D.V.T. Inc. 2015. Experimental studies on DV0300B-KA liquid ring vacuum pump. Personal Communication.

Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра інжинірингу технічних систем

Чисельне моделювання водокільцевого вакуумного насоса доїльної установки

Виконав: магістрант групи МгАІ-3-23
Щербина Іван Миколайович

Керівник: д-р техн. наук, страш. дослід.
Алієв Ельчин Бахтияр огли

Дніпро, 2024

Мета і задачі досліджень 2

Метою є

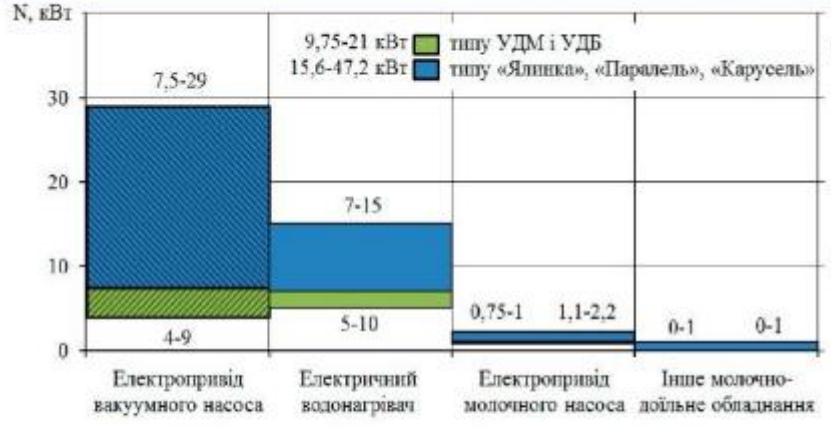
- дослідження природи потоку і теплопередачі у водокільцевому вакуумному насосі за допомогою обчислювальної гідродинаміки (CFD),

- використання результатів CFD-дослідження для створення спрощеної фізичної моделі, яка дозволить прогнозувати швидкість захоплення повітря і споживання потужності насосом залежно від конструктивних і експлуатаційних параметрів, що сприятиме оптимізації процесу попереднього проєктування водокільцевих вакуумних насосів.

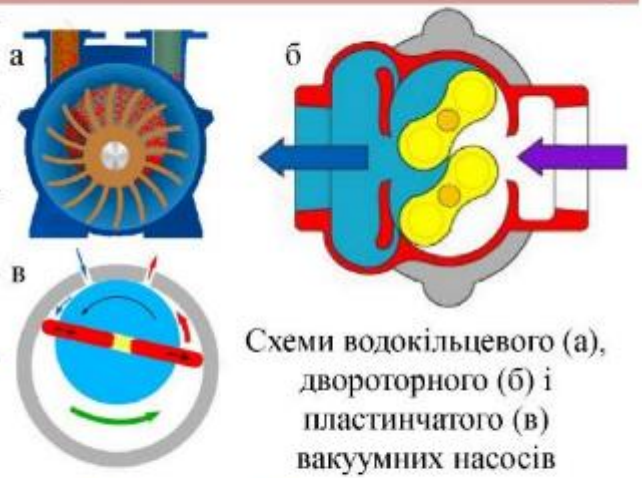
Для досягнення цієї мети передбачається виконати наступні **задачі досліджень**:

1. Провести аналіз стану і напрямів розвитку молочно-доїльного обладнання в господарствах України, зокрема конструктивно-технологічного забезпечення доїльних установок.
2. Розробити методику чисельного моделювання роботи водокільцевого вакуумного насоса, включаючи: формалізацію процесів моделювання; перевірку сіткової та фізичної моделей для забезпечення достовірності результатів.
3. Провести чисельне моделювання водокільцевого вакуумного насоса і встановити поля потоку; схеми руху води та повітря; вплив тиску всмоктування на роботу насоса.
4. Виконати аналітичні дослідження продуктивності водокільцевого вакуумного насоса, зокрема.
5. Розробити рекомендації щодо охорони праці та забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях при експлуатації вакуумного насоса.
6. Оцінити економічну ефективність удосконаленого водокільцевого вакуумного насоса з урахуванням його продуктивності та енергоспоживання.

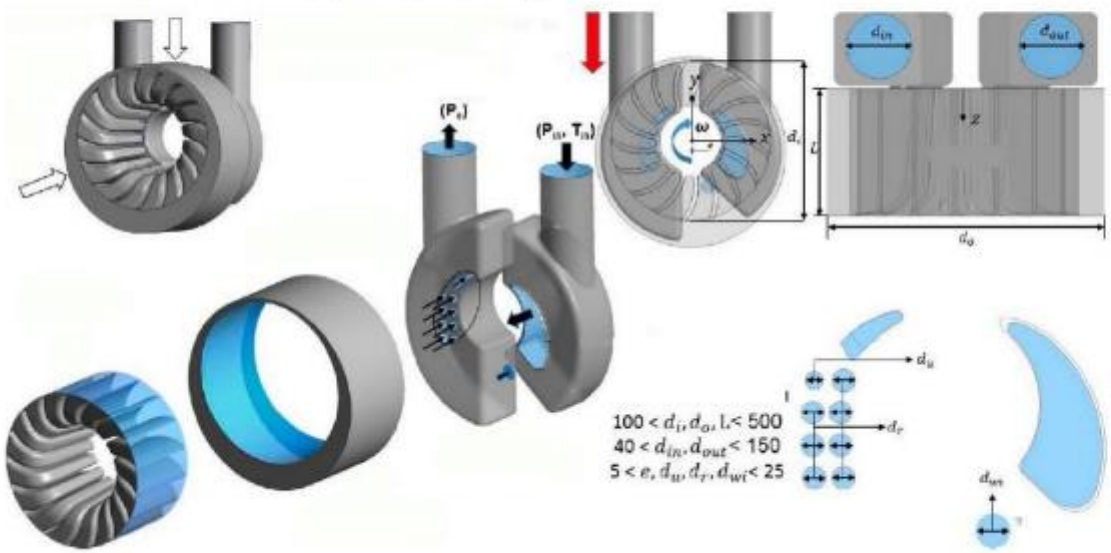
Стан і напрями досліджень



Потужності складових доїльної установки



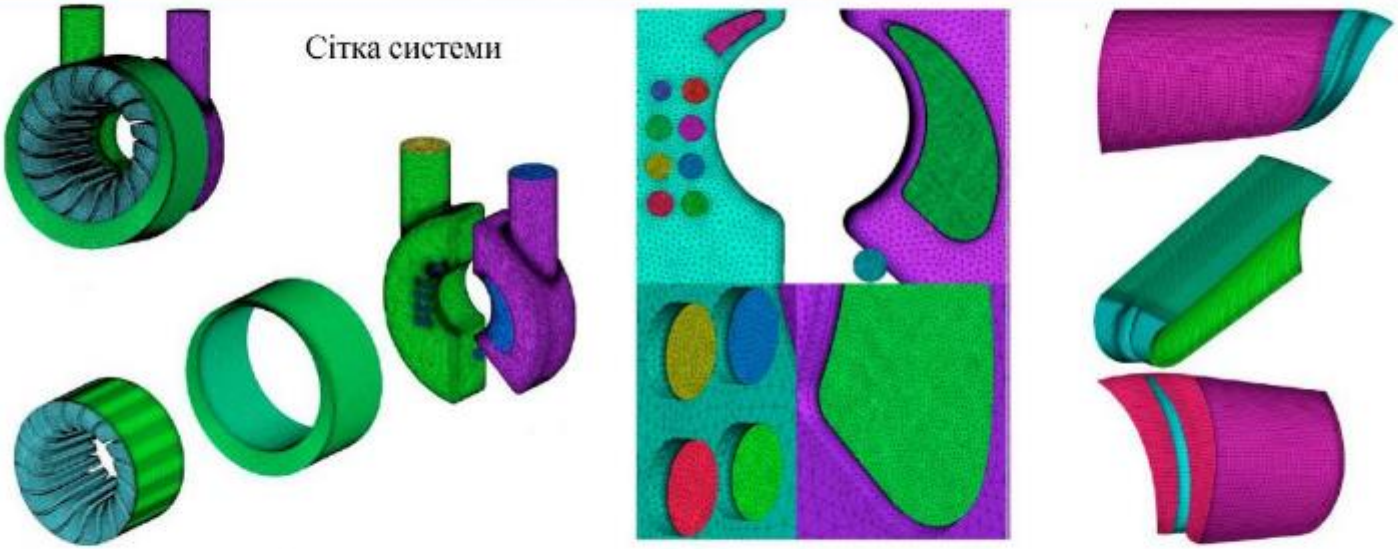
Схеми водокільцевого (а), двороторного (б) і пластинчатого (в) вакуумних насосів

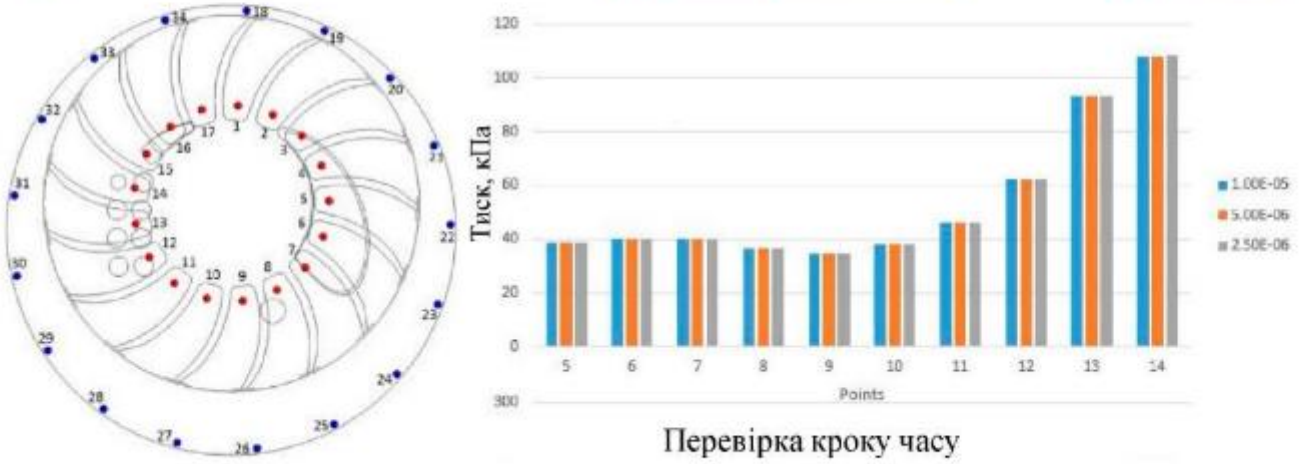


Конструктивно-технологічна схема водокільцевого вакуумного насоса

Методика чисельного моделювання 4

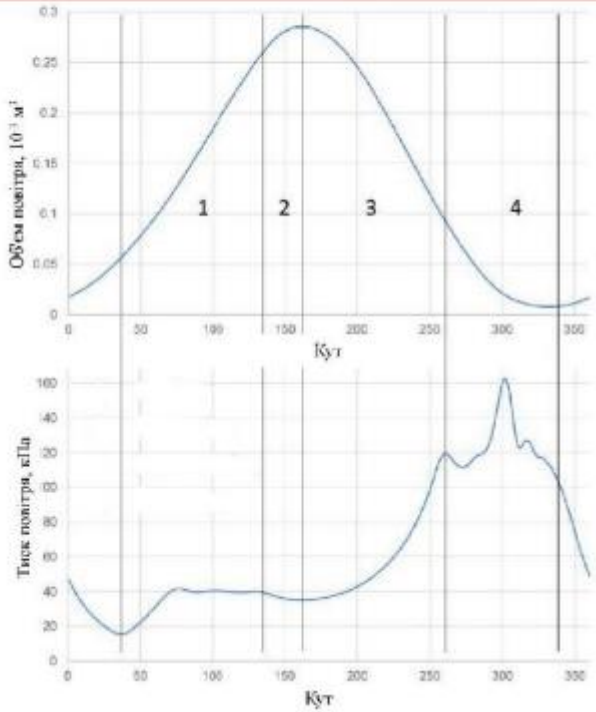
Сітка системи

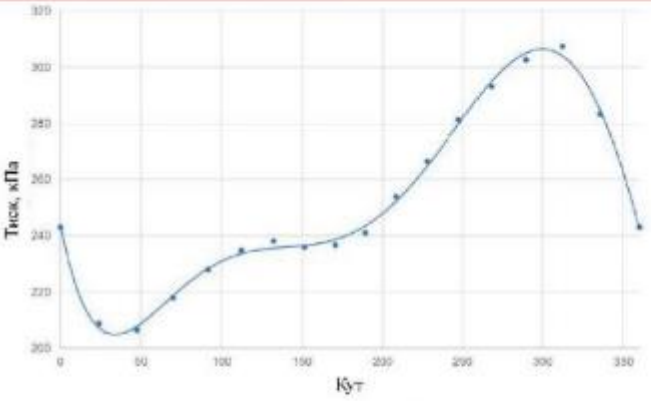


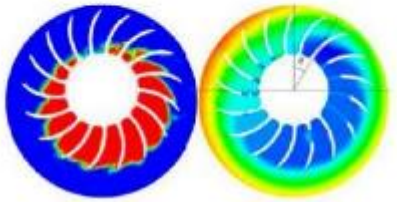


Перевірка кроку часу

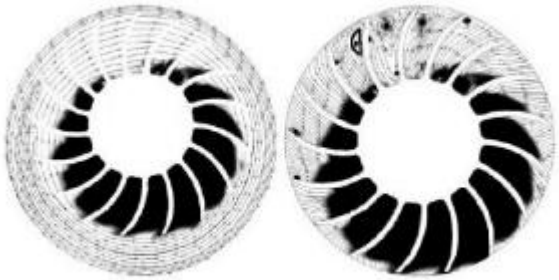
Результати чисельного моделювання



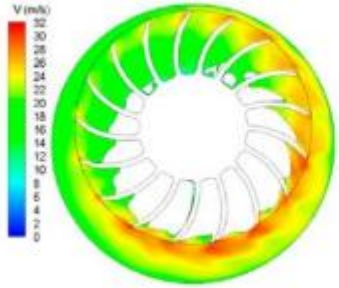




Усереднений за часом об’єм і тиск повітря між лопатями та тиск у корпусі залежно від кута ротора



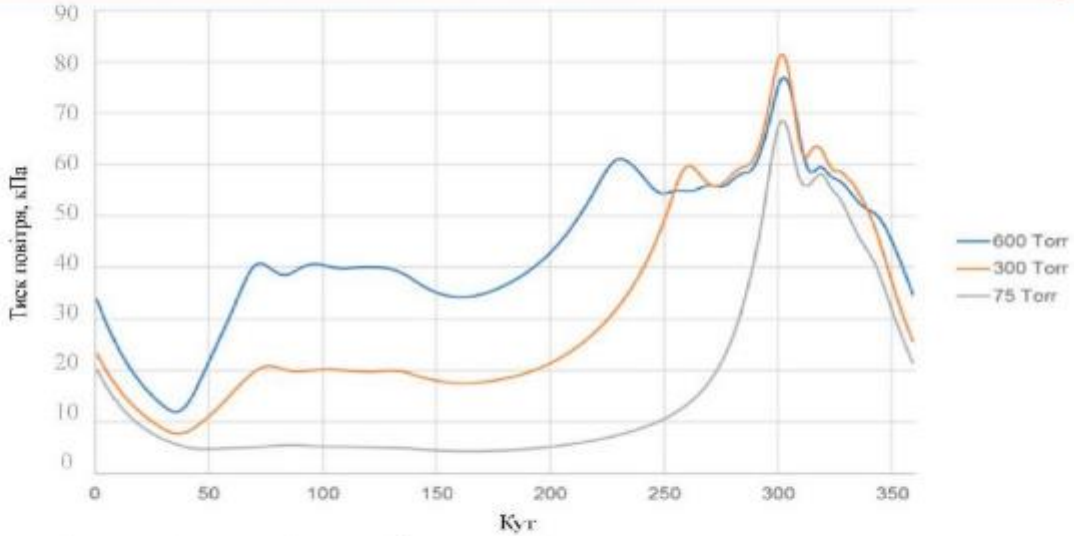
Об'ємна частка (чорна область – повітря; біла область – вода)

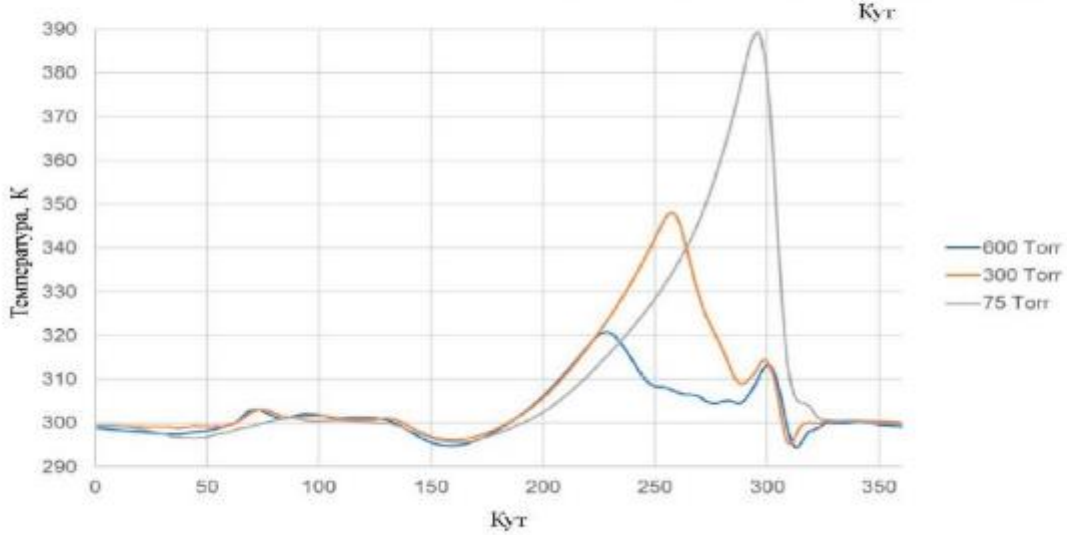


Величина швидкості в насосі

Результати чисельного моделювання

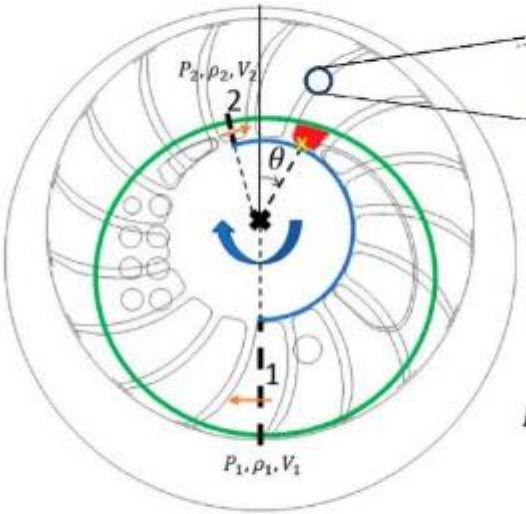
Усереднений за обсягом тиск повітря в області між лопатями з кутовою координатою для P_{in}=600, 300, 75 Торр ω = 1750 об/хв



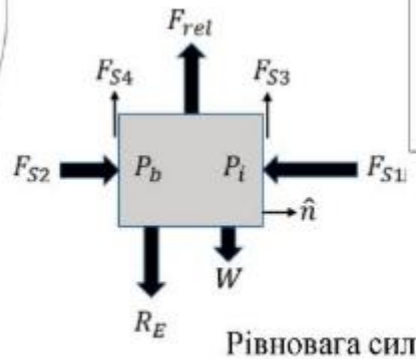


Середня температура повітря в області між лопатками з кутовою координатою для P_{in}=600, 300, 75 Торр при ω=1750 об/хв

Аналітичні дослідження визначення продуктивності 7



Розрахункова схема



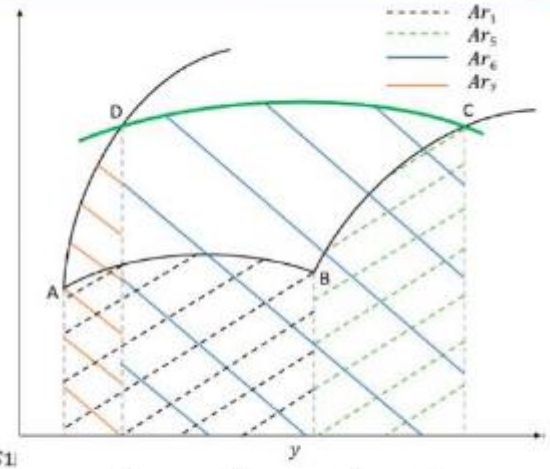


Схема об'єму повітря між лопатками

Продуктивність

$$Q_{in} = \left(\frac{P_{a1}}{P_{in}}\right)^{1/\gamma_1} Q_1 - \left(\frac{P_{a2}}{P_{in}}\right)^{1/\gamma_2} Q_2$$

де об'ємні витрати Q_1 і Q_2

$$Q_1 = \frac{V_{a1}}{t_{blps}};\ Q_2 = \frac{V_{a2}}{t_{blps}};\ t_{blps} = \frac{2\pi}{\omega n_b}$$

V_{a1} — об'єм повітря між лопатями на поверхні 1, V_{a2} — об'єм повітря між лопатями на поверхні 2, а t_{blps} — час на прохід однієї лопаті

Рівновага сил до елемента лопатки

$$\sum \vec{F}_S = \vec{F}_{S1} + \vec{F}_{S2} = \int_S P(-\hat{n})\, dA = (P_i - P_b) A_e \hat{n}$$

$$\vec{F} - \int_V \vec{a}_{rel}\, dm = \sum \vec{F}_B + \sum \vec{F}_S$$

$$\vec{F} = (P_i - P_b) A_e \hat{n} + m_e \omega^2 r \hat{r} + \vec{R}_E \qquad \vec{R}_E = -m_e \omega^2 r \hat{r}$$

Потужність (PW) і момент (T)

$$PW = T\omega \qquad \vec{T} = \sum_{j=1}^{N_e} \vec{T}_j \qquad \vec{T}_j = r(P_i - P_b) A_e \sin\beta \hat{k}$$

Економічна ефективність 8

Параметр	Базовий насос	Удосконалений насос	Різниця
Вартість насоса, грн	18000	19800	1800
Потужність насоса, кВт	2,2	1,98	-0,22
Річний час роботи, год	2,92	2,92	-
Річне споживання електроенергії, кВт·год	6424	5781,6	-642,4
Вартість електроенергії, грн	36488,32	32839,48	-3648,84
Витрати на технічне обслуговування, грн	1280	1408	128
Амортизація та ремонт, грн	3600	3960	360
Загальні річні витрати, грн	41368,32	38079,48	-3288,84
Економія, грн/рік	—	—	3288,84
Додаткові капіталовкладення, грн	—	—	1800
Строк окупності, роки	—	—	0,54

Висновки 9

1. Підвищення енергоефективності доїльних систем потребує оптимізації роботи вакуумних насосів. Цього можна досягти шляхом правильного вибору насосів, конструктивних удосконалень та регулювання швидкості обертання. Найбільш поширеними є ротаційні механічні насоси, серед яких вакуумні насоси з рідинним кільцем є надійними, але потребують покращення ефективності та продуктивності. Вивчені дослідження підтверджують необхідність удосконалення конструкції вакуумних насосів, зокрема насосів з рідинним кільцем, для підвищення їх енергетичної ефективності та зменшення витрат на експлуатацію.

2. В CFD-аналізах моделюється потік і теплопередача в насосі з повітрям і водою за допомогою нестаціонарних рівнянь безперервності, імпульсу і енергії, де повітря вважається ідеальним газом, а вода – рідиною зі сталою густиною. Інтерфейс між повітрям і водою моделюється методом VOF, а турбулентність – моделлю SST. Для отримання точних у часі результатів використовуються спеціальні методи, включаючи схему PISO та ітерації для забезпечення збіжності.

3. Аналіз поля тиску та температури в насосі показує, що тиск у водяному кільці зростає радіально через відцентрову силу обертання і значно варіює залежно від густини води і повітря. Зміна товщини водяного кільця та об'єм між лопатками колеса визначаються ексцентриситетом і градієнтом тиску, що впливають на процеси всмоктування і викиду. У зонах з сприятливим градієнтом тиску вода прискорюється, а в несприятливих зонах - сповільнюється. Це впливає на товщину водяного кільця і механізм стискання повітря між лопатками. Під час обертання ротора тиск повітря між лопатками і в корпусі змінюється, що впливає на процеси всмоктування і викиду. Коливання тиску можуть бути викликані недостатньою кількістю відкритих розвантажувальних портів або присутністю повітряних кишень в воді.

4. Досліджено вплив тиску всмоктування (P_{in}) на роботу рідинного кільця вакуумного насоса. Зміни в P_{in} значно впливають на форму водяного кільця, розподіл тиску і характеристики потоку в насосі. При високому P_{in} (600 Торр) форма водяного кільця близька до овальної з великою віссю вертикальною, а при зниженні P_{in} до 75 Торр форма стає більш горизонтальною. Це пов'язано з тим, що зменшення P_{in} при сталому P_e підвищує градієнт тиску, що, в свою чергу, збільшує прискорення потоку води та змінює об'єм, доступний для повітря. При низькому P_{in} (75 Торр) порти викиду відкриваються пізніше, і тиск повітря між лопатками залишається нижчим за P_e, що веде до зворотного потоку повітря і знижує ефективність насоса. Навіть при низькому P_{in} насос здатний всмоктувати і викидати повітря, але зменшення P_{in} знижує максимальний тиск у насосі і ускладнює процес всмоктування.

5. Дослідження за допомогою CFD моделювання показало, що форма рідинного кільця має значний вплив на швидкість поглинання повітря насосом. Це зумовлено тим, що форма кільця впливає на створення розширювального відношення або вакууму, необхідного для всмоктування повітря через всмоктувальний отвір, та стискання повітря при виході через вихлопні отвори. На основі рівняння безперервності для контрольного об’єму можна отримати рівняння, яке описує об’ємні витрати повітря між лопатями робочого колеса.

6. Дослідження показало, що експлуатаційні умови суттєво впливають на роботу вакуумного насоса з рідинним кільцем. Для аналізу ефектів були розроблені моделі геометрії лопаток і об'єму повітря, які враховують варіації форми рідинного кільця. Визначення параметра φ для різних сценаріїв CFD дозволило узагальнити його залежність від експлуатаційних умов, що дозволяє краще передбачати роботу насоса за різних режимів і умов експлуатації.

7. Проведене економічне порівняння показує, що удосконалений водокільцевий вакуумний насос має значну економічну перевагу перед базовим. Хоча початкові інвестиції на удосконалений насос вищі на 10 %, економія на електроенергії дозволяє окупити ці витрати вже за 0,54 роки. Річний економічний ефект від впровадження удосконаленого насоса складає 3288,84 грн.