

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

Пояснювальна записка
до дипломної роботи
освітнього ступеня "Магістр" на тему:
**Чисельне моделювання героторного насоса для перекачування рідких
кормів**

Виконав: студент 2 курсу, групи МГАІз-1-24
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Оскаленко Петро Володимирович

Керівник: _____ Алієв Ельчин Бахтияр огли

Рецензент: _____ Луц Павло Михайлович

Дніпро, 2025

**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)

«27» жовтня 2025 р.

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

Оскаленку Петру Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Чисельне моделювання героторного насоса для перекачування рідких кормів

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

«27» жовтня 2025 року № 3205

2. Строк подання студентом роботи 05.12.2025 року

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі механізації сільського господарства та існуючих технічних засобів для приготування і транспортування кормів. 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. Аналітичні дослідження процесу роботи героторного насоса. 3. Методика чисельного моделювання. 4. Результати чисельного моделювання. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність героторного насоса. Висновки. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Тема. Мета і задачі досліджень (2 аркуша, А4). 2. Стан і напрями досліджень (2 аркуша, А4). 3. Аналітичні дослідження (1 аркуш, А4). 4 Чисельне моделювання (3 аркуша, А4). 5. Економічні показники (1 аркуш, А4). 6. Висновки (2 аркуша, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-6	Алієв Е. Б., професор	24.10.2025	05.12.2025
Нормоконтроль	Івлєв В. В., доцент	05.10.2025	05.12.2025

7. Дата видачі завдання: 27 жовтня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний	до 05.11.2025 р	виконано
2	Теоретичний	до 14.11.2025 р	виконано
3	Чисельний експеримент	до 26.11.2025 р	виконано
4	Охорона праці	до 28.11.2025 р	виконано
5	Економічний	до 01.12.2025 р	виконано
6	Демонстраційна частина	до 05.12.2025 р	виконано

Студент

_____ Оскаленко П.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

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

Оскаленко П.В. Чисельне моделювання героторного насоса для перекачування рідких кормів. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2025.

У роботі представлено результати дослідження удосконаленого героторного насоса для перекачування рідких кормів. Проведено аналіз сучасного стану кормовиробництва, технологій годівлі тварин рідкими кормами та існуючих конструкцій насосів. Розроблено геометричну та гідродинамічну моделі, виконано чисельне моделювання роботи насоса з використанням 3D-моделі робочої області. Отримано залежності зміни подачі та об'ємного ККД від основних факторів – ексцентриситету, кількості зубців ротора і статора та частоти обертання. Проведено регресійний аналіз і оптимізацію параметрів, що забезпечили підвищення продуктивності та енергоефективності насоса.

Ключові слова: героторний насос, рідкі корми, чисельне моделювання, 3D-моделювання, економічна ефективність, оптимізація факторів.

Апробація. Оскаленко П.В. (2025). Моделювання героторного насоса для перекачування рідких кормів. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (21 листопада 2025 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 244–247.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ	9
1.1 Стан кормовиробництва в світі та Україні	9
1.2 Технології годівлі тварин рідкими кормами.....	10
1.3 Аналіз конструкцій насосів для перекачування рідких сумішей.....	13
1.4 Висновки з розділу	21
2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ГЕРОТОРНОГО НАСОСА.....	22
2.1 Вибір методів досліджень.....	22
2.2 Геометрична модель	23
2.3 Модуль гідродинаміки.....	25
2.4 Побудова 3D-моделі області героторного насоса	30
2.5 Висновки з розділу.....	33
3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ.....	35
3.1 Постановка задачі чисельного моделювання	35
3.2 Побудова сіткової моделі	36
3.3 Встановлення фізичних моделей і параметрів вирішувача	41
3.4 Побудова сцен візуалізації результатів моделювання	43
3.5 Планування моделювання	45
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	48
4.1 Результати симуляції роботи героторного насоса.....	48
4.2 Результати моделювання	51
4.3 Регресійний аналіз даних моделювання	55
4.4 Оптимізація факторів.....	57
4.5 Висновки з розділу.....	58
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	59
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ГЕРОТОРНОГО НАСОСА ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ РІДКИХ КОРМІВ.....	63
ВИСНОВКИ	65
Бібліографія.....	68
Додатки	72

ВСТУП

Героторні насоси є одними з найпоширеніших пристроїв для перекачування в'язких і нестабільних рідин завдяки їхній здатності забезпечувати рівномірний витратний потік, високий тиск та низький рівень пульсацій. В умовах агропромислового виробництва особливо актуальним є використання таких насосів для перекачування рідких кормів, які мають складний склад, підвищену в'язкість і наявність твердих частинок.

Традиційні експериментальні методи випробування насосів для рідких кормів є трудомісткими та дорогими, а точне визначення гідродинамічних характеристик у різних режимах роботи ускладнюється нестабільністю фізичних властивостей середовища. У цьому зв'язку чисельне моделювання стає ефективним інструментом для дослідження роботи героторних насосів, дозволяючи аналізувати внутрішні потоки, зміну тиску та витрати, оцінювати вплив геометрії шестерень і робочих камер, а також передбачати можливі втрати рідини через неповну герметичність.

Мета дослідження: підвищення ефективності роботи героторного насоса для перекачування рідких кормів шляхом удосконалення його конструктивних параметрів та оптимізації режимів роботи на основі аналітичного та чисельного моделювання.

Задачі дослідження:

1. Проаналізувати сучасний стан кормовиробництва та технологій перекачування рідких кормів.
2. Провести огляд існуючих конструкцій героторних насосів і визначити напрями їх удосконалення.
3. Розробити геометричну та гідродинамічну моделі процесу роботи героторного насоса.
4. Виконати чисельне моделювання гідродинамічних процесів у робочих порожнинах насоса.

5. Провести регресійний аналіз та оптимізацію факторів, що впливають на ефективність роботи насоса.

6. Оцінити економічну ефективність удосконаленого героторного насоса в порівнянні з базовою конструкцією.

Об'єкт дослідження: процес роботи героторного насоса при перекачуванні рідких кормів у системах годівлі тварин.

Предмет дослідження: закономірності впливу геометричних і кінематичних параметрів (ексцентриситету, кількості зубців ротора і статора, частоти обертання) на подачу, тиск і об'ємний коефіцієнт корисної дії героторного насоса.

1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Стан кормовиробництва в світі та Україні

Станом на 2024 рік, світове виробництво комбікормів демонструє різноспрямовані тенденції, зумовлені економічними, екологічними та регуляторними факторами. Згідно з прогнозами Європейської федерації виробників кормів (FEFAC), загальний обсяг виробництва комбікормів у країнах ЄС у 2024 році зменшиться на 0,3% порівняно з попереднім роком, досягнувши 147 млн тонн. Особливо це стосується сектору кормів для свиней, де очікується зниження на 1–2% через скорочення поголів'я та економічні труднощі фермерів.

Водночас, у країнах, таких як Ірландія та Польща, спостерігається помірне відновлення виробництва кормів для свиней (+3% та 2,7% відповідно), що зумовлено зростанням поголів'я свиней. Натомість у Німеччині, Бельгії та Нідерландах продовжується політичний тиск на зменшення масштабів тваринництва, що створює невизначеність щодо майбутнього сектору.

В Україні у 2024 році спостерігається позитивна динаміка у секторі свинарства. Згідно з даними Державної служби статистики, на переробні підприємства надійшло на 23,2% більше свиней порівняно з попереднім роком.

Проте, незважаючи на зростання виробництва свинини, Україна стикається з певними викликами у сфері кормовиробництва. Зокрема, скорочення світового виробництва фуражного зерна на 0,8% у 2024 році може вплинути на доступність кормових компонентів, що підвищує їх вартість та створює додатковий тиск на економіку галузі.

Для забезпечення сталого розвитку кормовиробництва в Україні необхідно:

– диверсифікація джерел кормових компонентів: розвиток внутрішнього виробництва сої, ріпаку та інших білкових культур зменшить залежність від імпорту;

– інвестиції в інноваційні технології: впровадження автоматизованих систем годівлі, використання штучного інтелекту та великих даних для оптимізації раціонів та підвищення ефективності виробництва;

– покращення ветеринарного контролю: забезпечення належного моніторингу та профілактики хвороб, таких як африканська чума свиней, для збереження здоров'я поголів'я та стабільності виробництва.

Загалом, попри існуючі виклики, Україна має потенціал для розвитку кормовиробництва через впровадження сучасних технологій, оптимізацію виробничих процесів та диверсифікацію джерел сировини

1.2 Технології годівлі тварин рідкими кормами

У промисловому свинарстві застосовують два основні методи годівлі: сухий та рідкий. Існують також проміжні варіанти – зволожений (напівсухий) та вологий, коли сухі корми перед подачею в годівниці змішують з водою або зволожують автоматично. Переважна більшість свиноферм світу (близько 70–75%) використовують сухі корми.

Серед переваг сухої годівлі відзначають стабільність гранульованих кормів із точки зору санітарії та більш високу біодоступність поживних речовин після термічно-вологих обробок (гранулювання, експандування, екструдкування). Це забезпечує кращу засвоюваність корму на 10–20% та підвищує продуктивність тварин на 5–25%. Водночас обробка не усуває ризику інфекцій, таких як сальмонельоз.

До недоліків сухої годівлі належать порушення фізіології шлунково-кишкового тракту, що може спричинити гастрити та інші захворювання, а також підвищена активність молодняка, який постійно пересувається між годівницею і напувалкою, що викликає втрати корму до 3–9%. Крім того, запиленість приміщень, що може досягати 20% від загальної кількості корму, негативно впливає на здоров'я тварин та персоналу, підвищуючи захворюваність легень на 8–10%.

Рідка годівля стає дедалі популярнішою в Європі. Лідери за її впровадженням – Ірландія (90% господарств), Німеччина, Данія (понад 60% великих свиноферм), Голландія (до 50% поголів'я) та Фінляндія, де понад 90% нових свиноферм використовують рідкі суміші.

Основні переваги рідкої годівлі:

- корм відповідає природним потребам свиней і дозволяє плавно змінювати раціони;
- точне дозування та спрощене введення добавок (премікси, медикаменти);
- зменшення втрат корму та відмова від додаткових напувалок;
- збільшення поїдання корму на 5%, приростів на 6% та зниження коефіцієнта конверсії до 10%;
- менше екскрементів, що позитивно впливає на економіку та екологію;
- одночасне застосування різних рецептур для різних вікових груп;
- доставка великого обсягу корму на значні відстані через трубопроводи;
- гнучкість системи та можливість оперативно змінювати раціон без участі комбікормового заводу;
- скорочення чисельності персоналу на 25%, зниження витрат електроенергії та зменшення впливу людського фактору;
- можливість ферментації кормової суміші, що підвищує біодоступність поживних речовин за рахунок зміни їх біохімічного складу.

Таким чином, рідка годівля забезпечує більш ефективний, гнучкий і економічний процес годування, підвищує продуктивність тварин і покращує умови утримання.

Розглянемо приклад системи рідкої годівлі на основі обладнання Liquid Feeding System компанії «WEDA Dammann & Westerkamp GmbH». До складу системи входять змішувальний резервуар, електронні ваги, кормовий насос, ємності для свіжої та технічної води, компресор та кормові клапани, встановлені всередині свинарника. Управління процесом здійснює комп'ютер, який автоматично розраховує норми видачі рідкого корму відповідно до росту тварин та їх потреб згідно заздалегідь складеного графіка годування.



Рисунок 1.1 – Рідке годування WEDA BW (BW)



Рисунок 1.2 – Загальний вигляд обладнання WEDA BW (BW)

Кормова суміш готується в змішувальному резервуарі. Під резервуаром розташовані ваги, які контролюють точну масу компонентів та забезпечують їх дозування (рис. 1.1). Після приготування суміш транспортується по трубопроводу та подається тваринам разом з водою з ємності використаної рідини. Кормова суміш транспортується насосом по кормопроводу до останнього клапана. На кожному клапані відбувається видача необхідної кількості корму до повного спустошення змішувальної ємності. Витиснута вода при цьому надходить у ємність для відпрацьованої води. Після подачі корму групі тварин у трубопроводі

залишається вода, яка потім повертається до змішувача для наступного приготування суміші. Насос при цьому виконує ключову роль у транспортуванні кормової суміші та подачі медикаментів у кінцеві лінії.

1.3 Аналіз конструкцій насосів для перекачування рідких сумішей

Насоси позитивного переміщення (Positive Displacement Pumps, PDP) переміщують обмежені об'єми рідини механічним шляхом через систему. На стороні всмоктування об'єм збільшується, а на стороні нагнітання – зменшується. Об'єм на один оберт ротора є сталим і теоретично не залежить від тиску на виході, вакууму на вході чи властивостей рідини. Насоси позитивного переміщення також самозасмоктуючі, створюючи сильний вакуум на вході. Це спрощує загальну конструкцію системи та дозволяє проводити обслуговування без ручного повторного запуску.

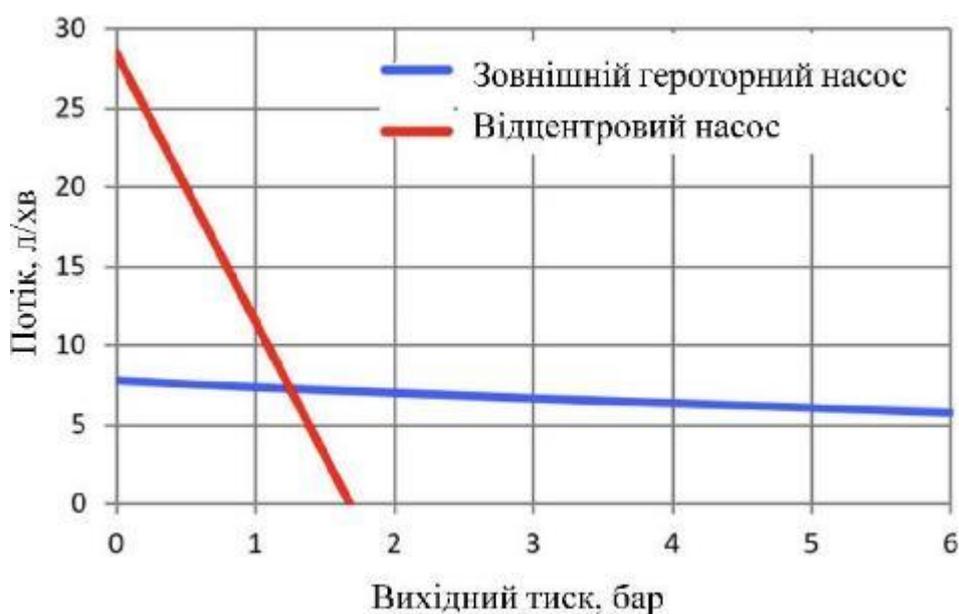


Рисунок 1.3 – Залежність потоку рідини від тиску

Поводження насосів позитивного переміщення суттєво відрізняється від відцентрових насосів, які працюють за рахунок імпульсу прискореної рідини і

дуже чутливі до змін тиску. На рис. 1.3 порівнюється зовнішній шестереневий насос (поширений насос позитивного переміщення) та відцентровий насос за однакового розміру двигуна. Відцентрові насоси можуть досягати значно вищих витрат, але вони дуже чутливі до змін тиску.

Незалежність витрати від тиску є лише теоретичною. Гнучкість матеріалу, внутрішні витоки, зношування та інші фактори викликають невеликий вплив тиску. Ступінь залежності від тиску визначається типом насоса та точністю його компонентів. При виборі типу насоса часто доводиться робити компроміс між точністю, довговічністю та швидкістю реакції системи. Негативні наслідки цього компромісу можна мінімізувати, тісно співпрацюючи з конструктором насоса та використовуючи високоточні та якісні компоненти.

Насоси позитивного переміщення поділяють на два підкатегорії, які мають різні характеристики та області застосування: поршневі (Reciprocating), ротаційні (Rotary)

Поршневі насоси позитивного переміщення. Поршневі насоси працюють за принципом повторюваного лінійного руху механізму. Рух часто називають ходом, а об'єм насоса визначають як об'єм на один хід. Потік у таких насосах пульсує через одноразове нагнітання на оберт ротора. Якщо система реалізована неправильно, пульсуючий потік може викликати надмірну вібрацію та/або пошкодження гідравлічної системи, явище, яке іноді називають «удар води». Пульсуючий потік також створює пікові витрати, що перевищують середні, тому проектування гідравлічного контуру потребує особливої уваги. Поршневі насоси ідеальні для точного та повторюваного дозування рідини. Найпоширеніші типи поршневих насосів:

– *Діафрагмові насоси (Diaphragm pump).* Діафрагмовий насос використовує гнучку мембрану (діафрагму), яка згинається всередину та назовні. Рух мембрани змінює внутрішній об'єм насоса і, у поєднанні з клапанами, дозволяє рідині надходити в насос і виходити з нього. Діафрагмові насоси ідеальні для роботи з вакуумом, повітрям і низькотисковими корозійними рідинами.

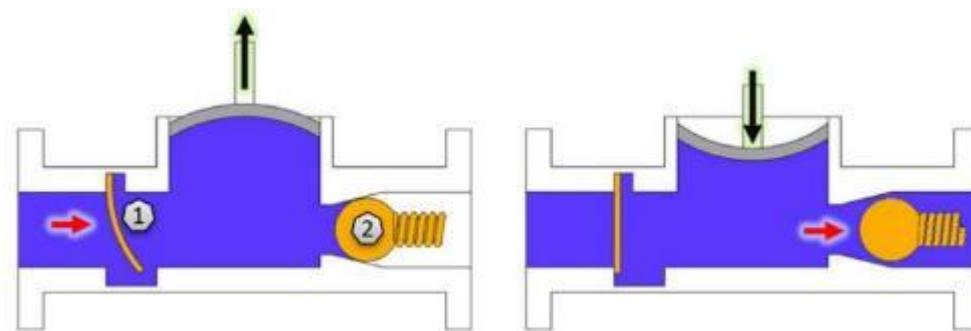


Рисунок 1.4 – Конструкція діафрагмових насосів

– *Поршневі насоси (Piston pump)*. У поршневому насосі поршень ковзає всередині щільно підігнутого циліндра. Коли поршень відходить назад, об'єм збільшується, відкривається клапан на вході, і рідина надходить у насос. При зворотному русі поршня об'єм зменшується, відкривається вихідний клапан, і рідина виходить.

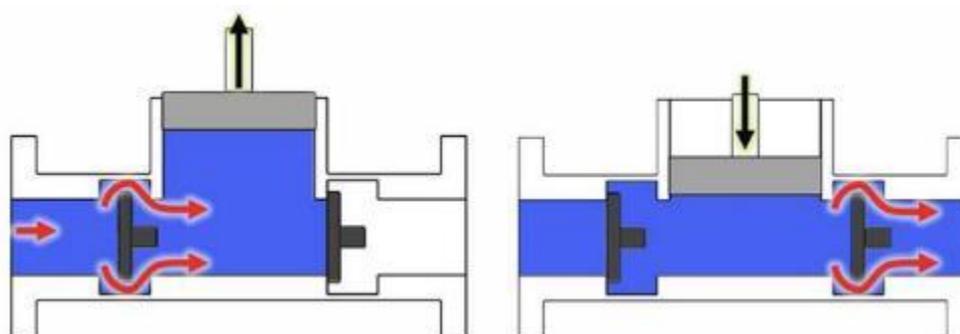


Рисунок 1.5 – Конструкція поршневих насосів

– *Безклапанні поршневі насоси (Valveless Piston Pump)*. Цей спеціалізований варіант не має клапанів і іноді називається безклапанним дозувальним насосом. Поршень рухається синусоїдально та обертається на 360° , а плоска частина поршня відкриває та закриває входи/виходи синхронно з рухом. Такий насос усуває проблеми з клапанами та спрощує конструкцію.

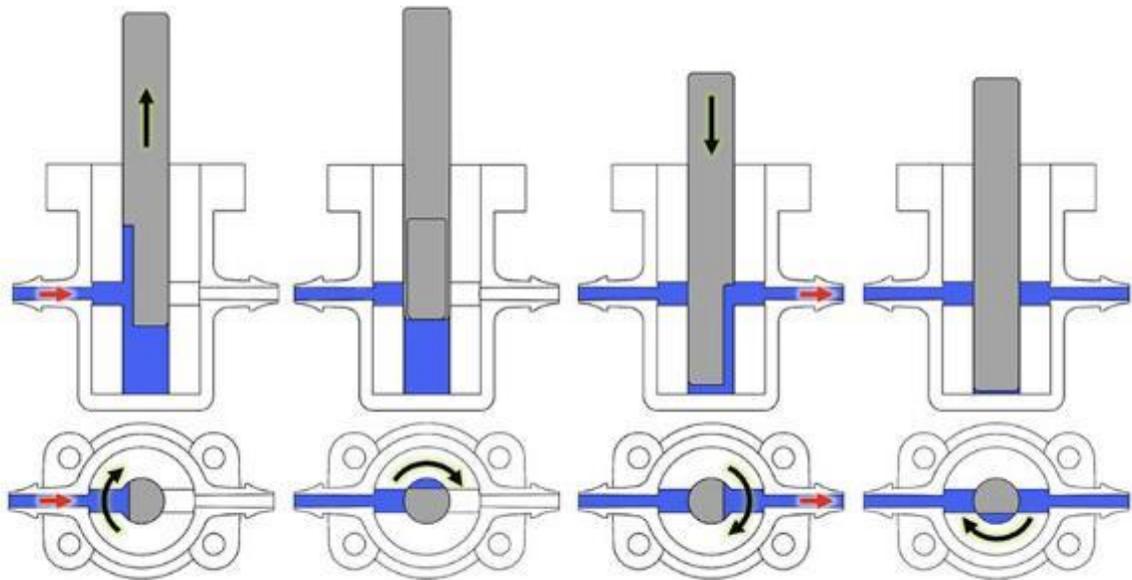


Рисунок 1.6 – Конструкція безклапанних поршневих насосів

– *Плунжерні насоси (Plunger pump)*. Плунжерні насоси працюють подібно до поршневих, але плунжер рухається через ущільнення у насосний об'єм, зміщуючи рідину та створюючи нагнітання.

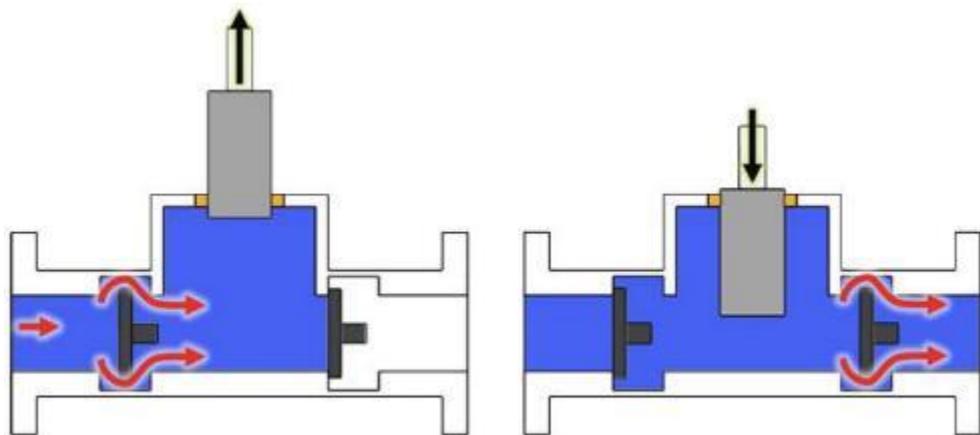


Рисунок 1.7 – Конструкція плунжерних насосів

Ротаційні насоси позитивного переміщення. Ротаційні насоси використовують серію обертових об'ємів для переміщення рідини, замість лінійного руху поршневих насосів. Обертові елементи герметизуються щодо

корпусу або інших елементів. Кілька об'ємів на оберт забезпечують більш плавний потік, ніж у поршневих насосів. Однак точність об'ємів нижча, тому вони менш придатні для точного дозування.

Найпоширеніші типи ротаційних насосів:

– *Зовнішньощестереневі (External gear pumps)*. Два зубчасті колеса на окремих валах, один вал приводиться двигуном. Об'єм рідини захоплюється між зубцями та стінками корпусу, переміщується до виходу і нагнітається.

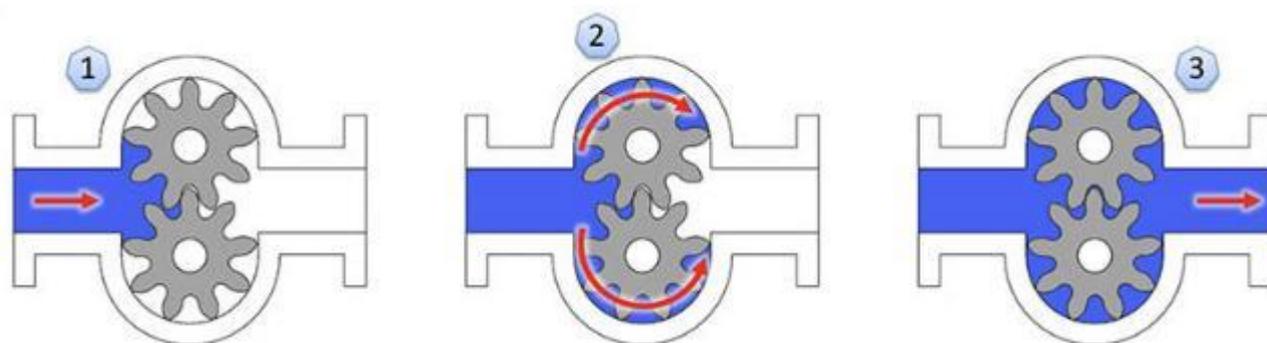


Рисунок 1.8 – Конструкція зовнішньощестереневих насосів

– *Внутрішньощестереневі (Internal gear pumps)*. Використовують зубчасті колеса різного розміру, одне з яких має внутрішні зуби. Об'єм відокремлюється елементом у формі півмісяця.

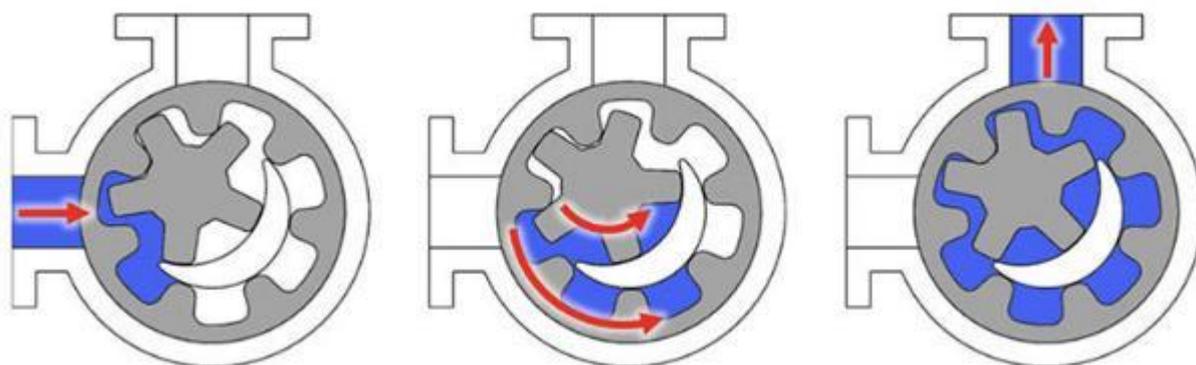


Рисунок 1.9 – Конструкція внутрішньощестереневих насосів

– *Героторні (Gerotor)*. Спеціальний тип внутрішньозубчастого насоса без півмісяця. Внутрішній ротор зазвичай приводиться двигуном. Відсутність півмісяця спрощує конструкцію, але потребує високої точності та малих зазорів.

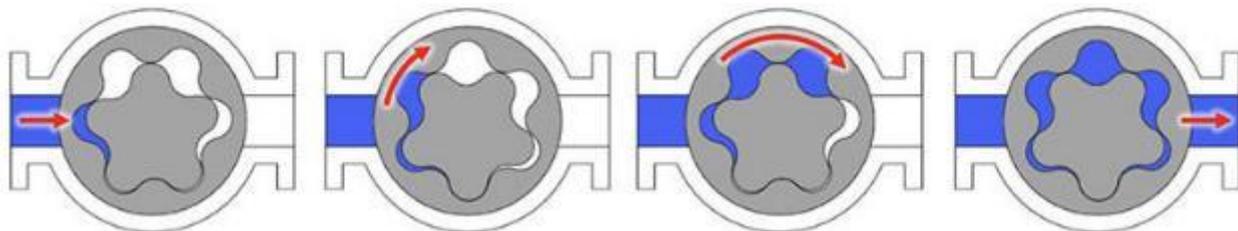


Рисунок 1.10 – Конструкція героторних насосів

– *Лопатеві насоси (Vane pumps)*. Мають один обертовий елемент з декількома лопатями, які ковзають або деформуються для щільного контакту зі стінками корпусу. Мало чутливі до зміни тиску, але мають питання терміну служби через тертя.

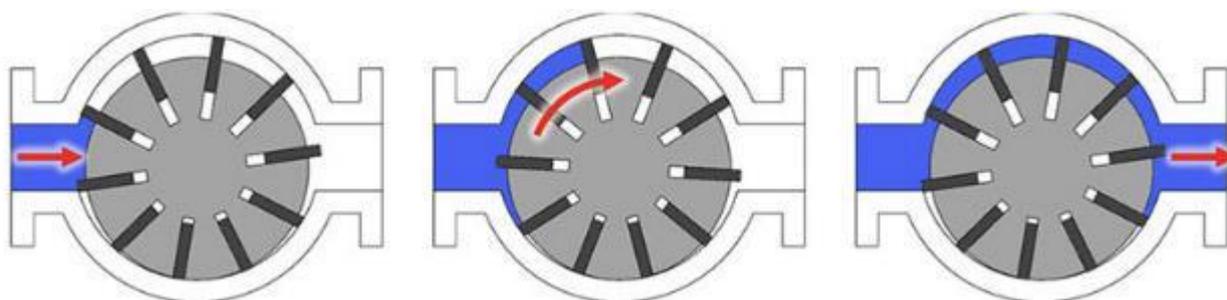


Рисунок 1.11 – Конструкція лопатевих насосів

– *Перистальтичні насоси (Peristaltic pumps)*. Рідина переміщується за допомогою роликів у гнучкій трубці. Потік пульсує, підходить для одноразового застосування, наприклад у медичних пристроях.

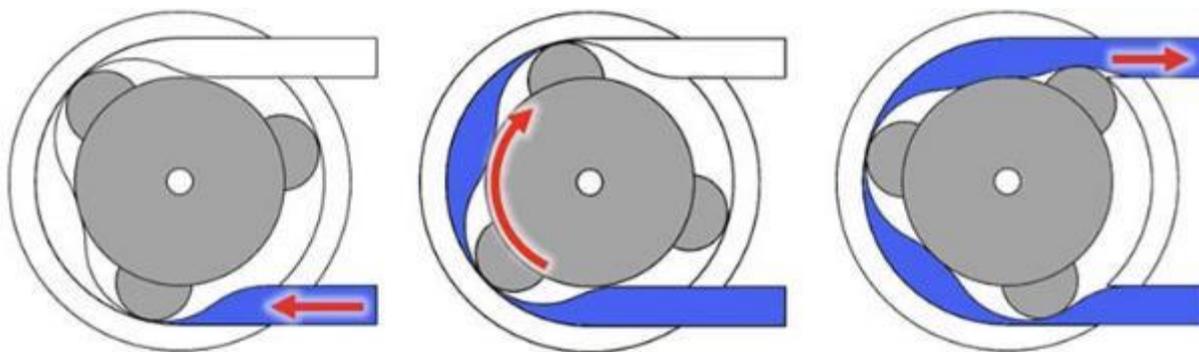


Рисунок 1.12 – Конструкція перистальтичних насосів

– *Лопаткові насоси (Lobe pumps)*. Схожі на зовнішньощестереневі, але мають лопаткові елементи. Лопаткові елементи приводяться двигуном із синхронізованим зазором, що зменшує тертя та дозволяє перекачувати рідини з більшими твердими частинками.

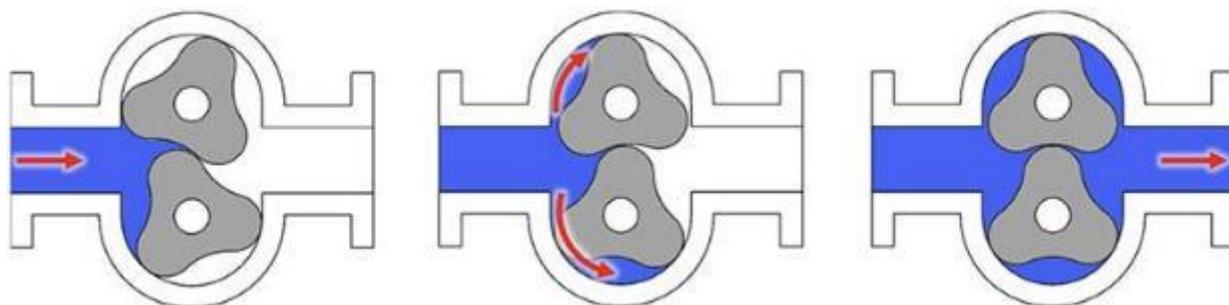


Рисунок 1.12 – Конструкція лопаткових насосів

Аналіз конструкцій різних типів позитивних насосів показав, що для транспортування рідких кормів найбільш ефективними є героторні насоси. Поршневі та діафрагмові насоси, хоча й забезпечують точне дозування рідини, характеризуються значними пульсаціями потоку, високими гідравлічними ударами та потребою у складному обслуговуванні клапанів, що ускладнює їхнє застосування у технологіях перекачування в'язких або абразивних сумішей. Зовнішньощестереневі та лопатеві насоси забезпечують відносно рівномірний потік, проте вони чутливі до присутності твердих частинок і потребують

регулярного змащення та точного дотримання зазорів між рухомими елементами. Перистальтичні насоси добре підходять для стерильних і одноразових процесів, але через обмежену продуктивність і високий знос трубок вони менш ефективні для промислового транспортування великих обсягів рідких кормів.

Героторні насоси забезпечують безперервний і практично пульсаційно-незалежний потік рідини за рахунок обертання внутрішнього та зовнішнього ротора, де об'єм робочої камери змінюється циклічно. Під час обертання ротора рідина захоплюється в об'ємі між зубцями ротора та корпусом, плавно переміщується від всмоктувальної до нагнітальної частини насоса і витісняється через вихідний патрубок. Така конструкція дозволяє мінімізувати гідравлічні удари та зберігати стабільний тиск у системі, навіть при зміні в'язкості корму або наявності дрібних твердих частинок. Крім того, героторні насоси мають замкнутий об'ємний контур, що забезпечує точне дозування рідини без значних втрат та витоків.

З фізичної точки зору, героторний насос дозволяє максимально ефективно перетворювати обертальний рух ротора на об'ємне переміщення рідини. Завдяки геометричній синхронізації внутрішнього та зовнішнього ротора, рідина піддається плавному стиску і розширенню в робочій камері, що забезпечує не тільки рівномірну подачу, але й зменшує утворення турбулентних зон і кавітаційних ефектів, які можуть погіршувати якість рідких кормів. Така фізична особливість особливо важлива для продуктів з високою в'язкістю або з включеннями твердих частинок, оскільки запобігає локальному перегріву, механічному руйнуванню частинок та розшаруванню суміші.

Таким чином, з урахуванням конструктивних і фізичних особливостей, героторні насоси є оптимальним рішенням для транспортування рідких кормів. Вони поєднують надійність, довговічність, стабільність потоку та мінімальний рівень механічних і гідравлічних впливів на перекачувану рідину, що робить їх найбільш ефективним і технологічно доцільним вибором для агропромислових систем та промислових ліній переробки кормів.

1.4 Висновки з розділу

1. Рідкі системи годівлі свиней забезпечують точне дозування корму та добавок, зменшують втрати, підвищують продуктивність тварин, дозволяють одночасно обслуговувати різні вікові групи та оптимізують процес за допомогою автоматизації, при чому насос є ключовим елементом транспортування суміші; це робить рідке годування найбільш ефективним, економічним і науково обґрунтованим методом у промисловому свинарстві.

2. В результаті аналізу конструкцій насосів для перекачування рідких сумішей встановлено, що героторні насоси, завдяки своїй конструкції та фізичним властивостям, забезпечують стабільний безперервний потік рідини, мінімізують гідравлічні удари та пульсації, дозволяють точно дозувати кормову суміш і ефективно працюють із в'язкими або твердими компонентами. Вони поєднують надійність, довговічність і технологічну ефективність, що робить їх оптимальним вибором для транспортування рідких кормів у промисловому свинарстві та агропромислових системах.

2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ГЕРОТОРНОГО НАСОСА

2.1 Вибір методів досліджень

У контексті моделювання героторних насосів зазвичай застосовують два підходи: моделі зі зведеними параметрами (Lumped Parameter, LP) та моделі обчислювальної гідродинаміки (Computational Fluid Dynamics, CFD). Моделі зі зведеними параметрами дозволяють швидко моделювати роботу насоса, проте втрачається точність та деталізація. CFD-моделі забезпечують дуже точне моделювання роботи насоса з детальною інформацією про неоднорідність у робочих камерах, але потребують значного часу на симуляцію та мають вищу складність. Через свою точність CFD зазвичай використовують як еталон для порівняння з експериментальними даними, коли таких даних немає. Використовуємо CFD як точку порівняння з огляду на вищезазначені причини та наявність програмного забезпечення для моделювання.

Також виявили, що реалізації обох підходів: залежать від комерційного програмного забезпечення та не інтегруються легко з іншими самостійними некомерційними інструментами проектування та оптимізації у контексті цифрових моделей.

У відповідь на ці обмеження пропонуємо реалізацію віртуального прототипу героторного насоса, який дозволяє інтегрувати вимірні дані та забезпечує функціонування цифрового двійника. Запропонована реалізація:

- інтегрує процеси проектування насоса, швидкого приблизного моделювання та візуалізації результатів;
- не потребує зовнішніх платформ для чисельного розв'язання для приблизної моделі;
- дозволяє швидко моделювати продуктивність героторного насоса.

Для оцінки роботи насоса можна використовувати різні змінні, зокрема максимальний тиск, крутний момент і потужність. Використовуємо

максимальний тиск у насосі як змінну для порівняння, оскільки: це змінна, що цікавить виробника насоса і яку передбачає наша модель, та порівняння з іншими змінними (наприклад, крутним моментом).

2.2 Геометрична модель

Внутрішній профіль героторного насоса генерується відповідно до параметризації, запропонованої у джерелі [16]:

$$x_i(\alpha_{pc}) = R_2 \cos\left(\frac{1}{Z-1}\alpha_{pc}\right) \pm e \cos\left(\frac{Z}{Z-1}\alpha_{pc}\right) - \frac{S}{m} \left[R_2 \cos\left(\frac{1}{Z-1}\alpha_{pc}\right) \pm r_2 \cos\left(\frac{Z}{Z-1}\alpha_{pc}\right) \right] \quad (2.1)$$

$$y_i(\alpha_{pc}) = -R_2 \sin\left(\frac{1}{Z-1}\alpha_{pc}\right) \mp e \sin\left(\frac{Z}{Z-1}\alpha_{pc}\right) + \frac{S}{m} \left[R_2 \sin\left(\frac{1}{Z-1}\alpha_{pc}\right) \pm r_2 \sin\left(\frac{Z}{Z-1}\alpha_{pc}\right) \right] \quad (2.2)$$

$$m = \sqrt{r_2^2 + R_2^2 \pm 2r_2R_2 \cos \alpha_{pc}} \quad (2.3)$$

де параметр $\alpha_{pc} \in [0, 2\pi]$ відповідає куту обертання ротора. На рисунку 2.1 показано форму внутрішнього профілю як слід контактної точки P' , положення якої визначають радіуси R_2 та r_2 , ексцентриситет e та кількість камер Z . Зовнішній профіль формується набором зовнішніх окружностей, обрізаних більшою відсічною окружністю.

Хоча цей метод побудови зовнішнього профілю простий і широко використовуваний, він обмежує продуктивність насоса, оскільки форма зовнішнього профілю не ідеально взаємодіє з внутрішньою формою [17]. Для поліпшення ефективності було реалізовано додатковий метод побудови зовнішнього профілю як спряженої кривої внутрішньої форми.

Нехай крива C , що відповідає внутрішньому профілю (рівняння (2.1) та (2.2)), піддається серії афінних перетворень, визначених «коченням без ковзання» окружності з радіусом r_1 відносно окружності з радіусом r_2 (рис. 2.1).

Зовнішній профіль потім визначається як обвідна крива сліду кривої C під час її руху в області обертання.

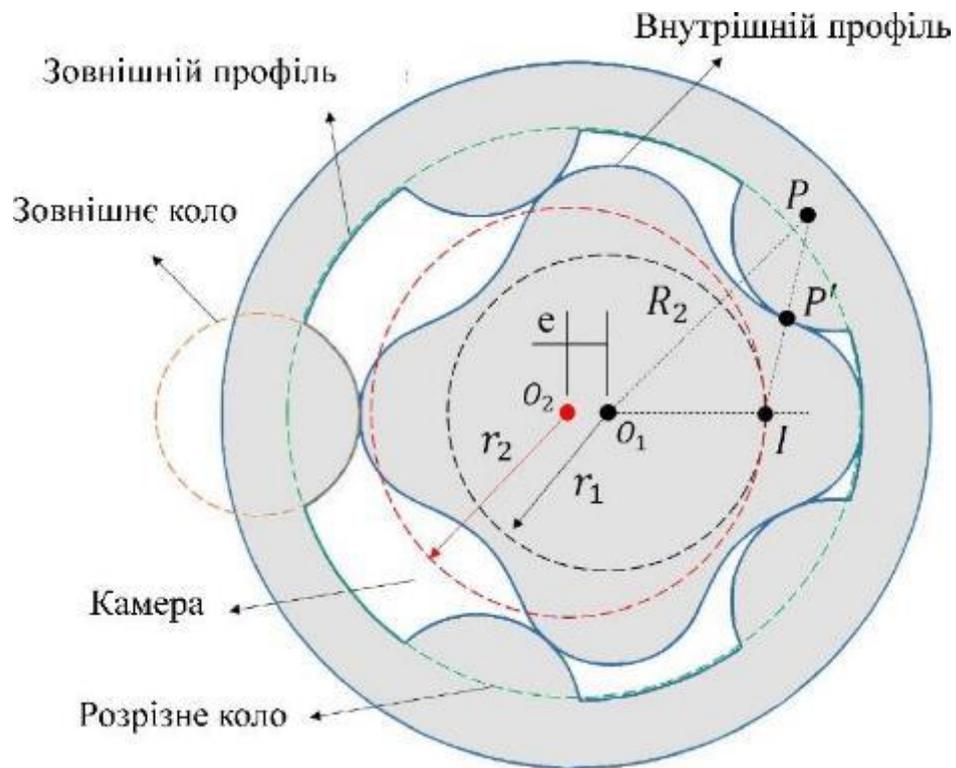


Рисунок 2.1 – Параметризація форми внутрішнього профілю відповідно до рівняння (2.1)–(2.3)

На рисунку 2.2 показано слід кривої C , згенерований рухом окружностей. Обвідна цього сліду може використовуватися як форма зовнішнього профілю, що дозволяє обом кривим ідеально взаємодіяти, покращуючи продуктивність насоса за рахунок зменшення рециркуляції рідини. Після визначення внутрішнього та зовнішнього профілів геометричні характеристики кожної камери обчислюються шляхом вибірки обох кривих для формування замкненого полігону та визначення площі A_i і периметра P_i полігону, що відповідає камері i .

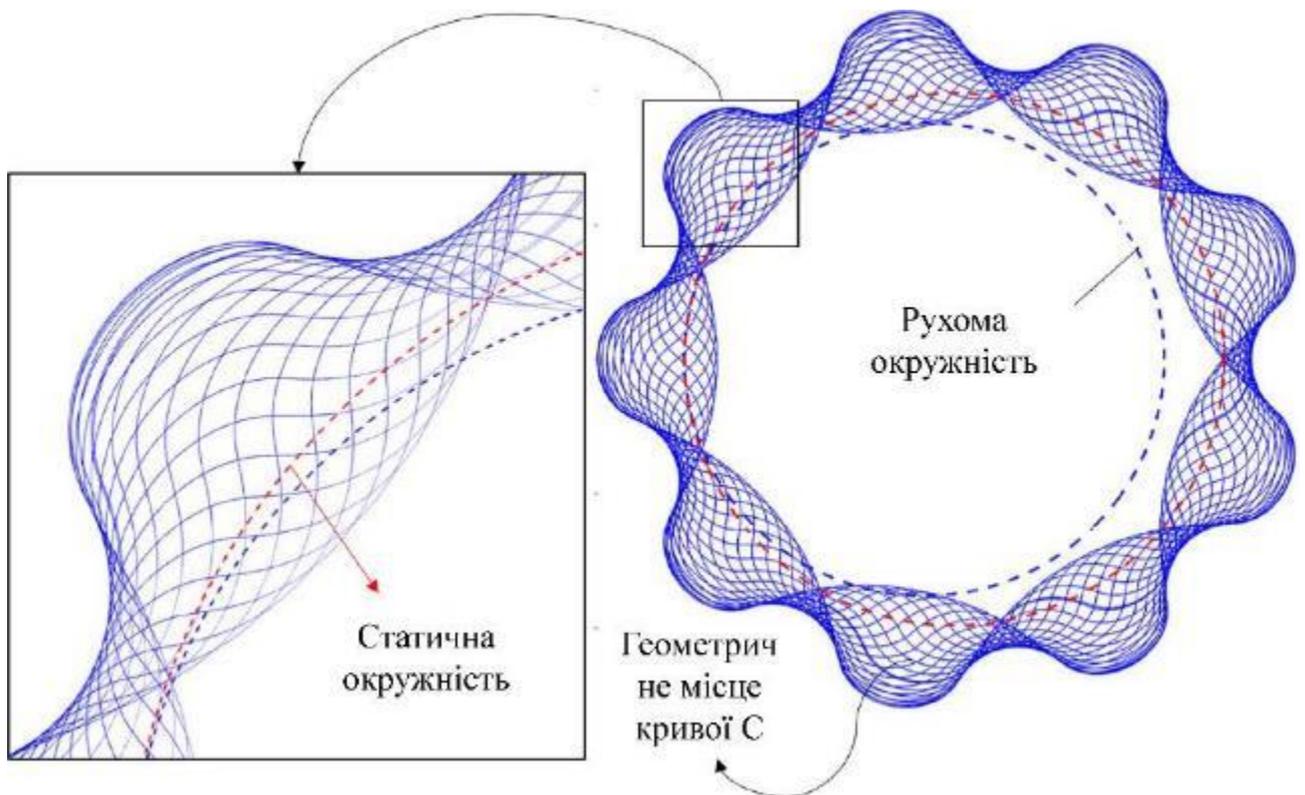


Рисунок 2.2 – Слід кривої внутрішнього профілю С

2.3 Модуль гідродинаміки

Для отримання зосереджено-параметричної моделі насоса область потоку дискретизують на кілька контрольних об'ємів (CV), як показано на рисунку 2.3. Вважається, що властивості рідини всередині кожного контрольного об'єму є однорідними, але змінними в часі, тобто кожен контрольний об'єм розглядається як базова область симуляції. Оскільки насос обертається, геометрія контрольних об'ємів змінюється, отже, модель вимагає постійного оновлення геометричних розрахунків для кожного контрольного об'єму (площа, периметр) залежно від положення насоса.

Згідно з принципами збереження маси та енергії, а також з теоремою Рейнольдса про транспорт, можна вивести рівняння для зміни тиску в контрольному об'ємі:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta_{eff}(p)}{V(\theta)} \left(\sum Q_i - \omega \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (2.4)$$

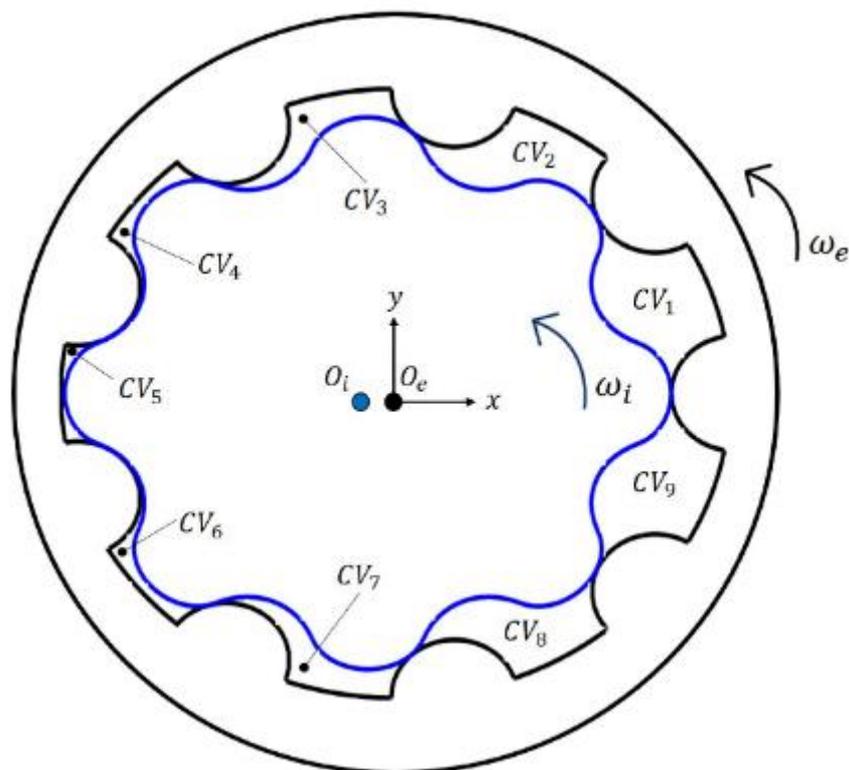


Рисунок 2.3 – Дискретизація героторного насоса на контрольні об'єми

Для інтеграції рівняння (2.5) необхідно визначити сумарну витрату через межу контрольного об'єму, оскільки об'єм $V(\theta)$ та його похідна за кутом θ задаються геометричним модулем. Розглядають два типи потоків через межу контрольного об'єму (рис. 2.4):

- вхідний/вихідний потік: надходження рідини від вхідного порту всередину насоса (заряд) або витікання від насоса до вихідного порту (розряд).
- потік витоку: перетікання рідини між камерами внаслідок неповної герметичності, зумовленої виробничими похибками та конструктивними обмеженнями.

Потік між контрольним об'ємом і портами моделюють як рух через дросель змінної геометрії під дією різниці тисків. Тиск на вході та виході подається в модель з експериментальних даних, тоді як тиск у контрольному

об'ємі змінюється згідно з рівнянням (2.4). Витрати в цьому випадку обчислюють як:

$$Q_{in} = C_d A_{i,in} \sqrt{\frac{2(P_i - P_{in})}{\rho_{eff}}} \quad (2.5)$$

$$Q_{out} = C_d A_{i,out} \sqrt{\frac{2(P_i - P_{out})}{\rho_{eff}}} \quad (2.6)$$

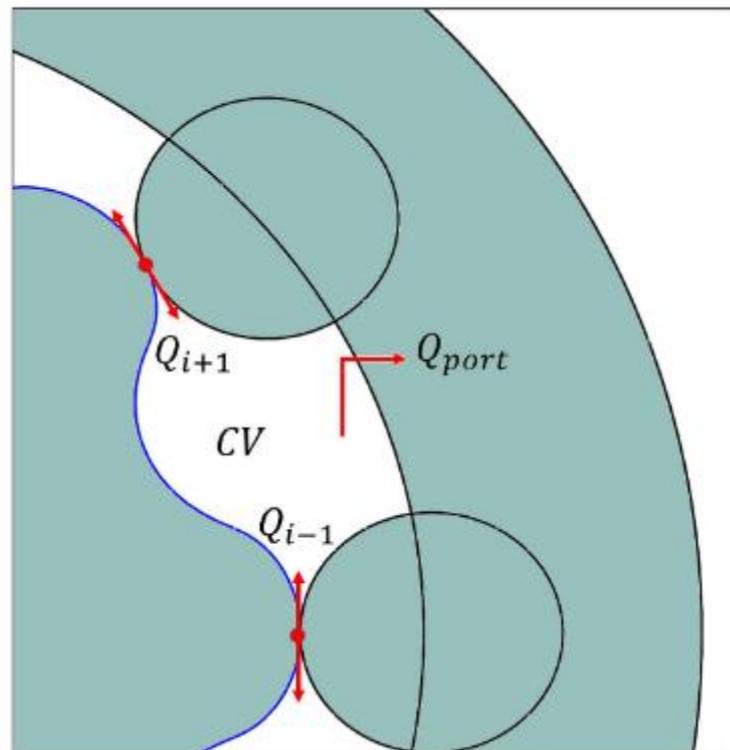


Рисунок 2.4 – Види потоків через межу контрольного об'єму

Оскільки в будь-який момент часу контрольний об'єм взаємодіє лише з одним портом, сумарна витрата через порт дорівнює Q_{in} або Q_{out} . Коефіцієнт витрати C_d залежить від числа Рейнольдса Re та гідравлічного діаметра D_h :

$$D_h = \frac{4A_i(\theta)}{P_i(\theta)} \quad (2.7)$$

$$Re = \frac{D_h}{\nu} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{eff}}} \quad (2.8)$$

Коефіцієнт витрати визначають за експериментальною залежністю [11]:

$$C_d = C_{d \max} \tanh \left(\frac{2R_e}{R_{\text{crit}}} \right) \quad (2.9)$$

де $C_{d \max}$ – максимальний коефіцієнт витрати, а R_{crit} – критичне число Рейнольдса, що відповідає переходу від ламінарного до турбулентного режиму.

Перетікання рідини між сусідніми контрольними об'ємами (які мають бути ізольованими) відбувається через невеликі зазори між роторами в точках найближчого зближення. Ці зазори потрібні для забезпечення обертання та зменшення тертя й зносу. Внаслідок цього виникають два типи потоків:

- потік Пуазейля – через різницю тисків між камерами.
- потік Куетта – через різницю кутових швидкостей внутрішнього та зовнішнього ротора.

У випадку потоку Пуазейля дві нерухомі паралельні пластини довжиною l_t і шириною b , розділені відстанню h_t , створюють витрату:

$$Q_p = b \frac{\Delta P \left(\frac{h_t}{2} \right)^3}{12\mu L} \quad (2.10)$$

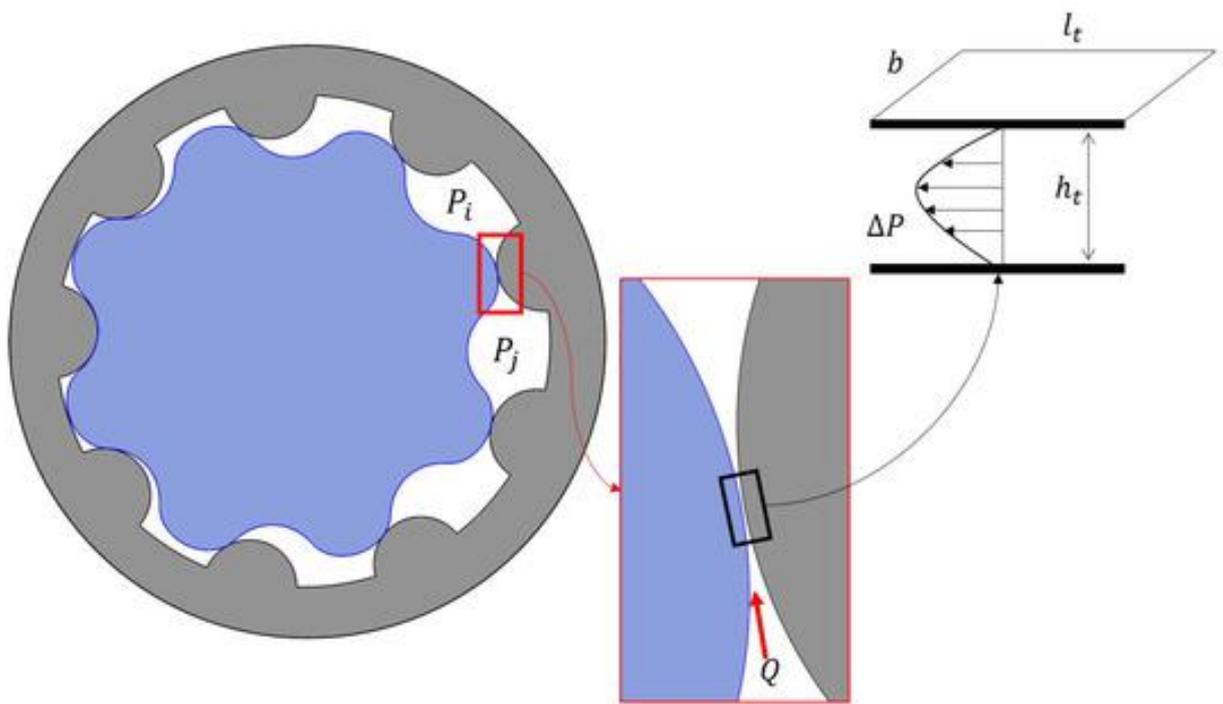


Рисунок 2.5 – Потік Пуазейля між сусідніми камерами

Ширина b відповідає довжині профілю насоса в осьовому напрямку (z). Величина h_t визначається геометричним модулем і змінюється протягом обертання ротора. Оскільки l_t напряму не вимірюється, його наближено оцінюють як функцію від h_t .

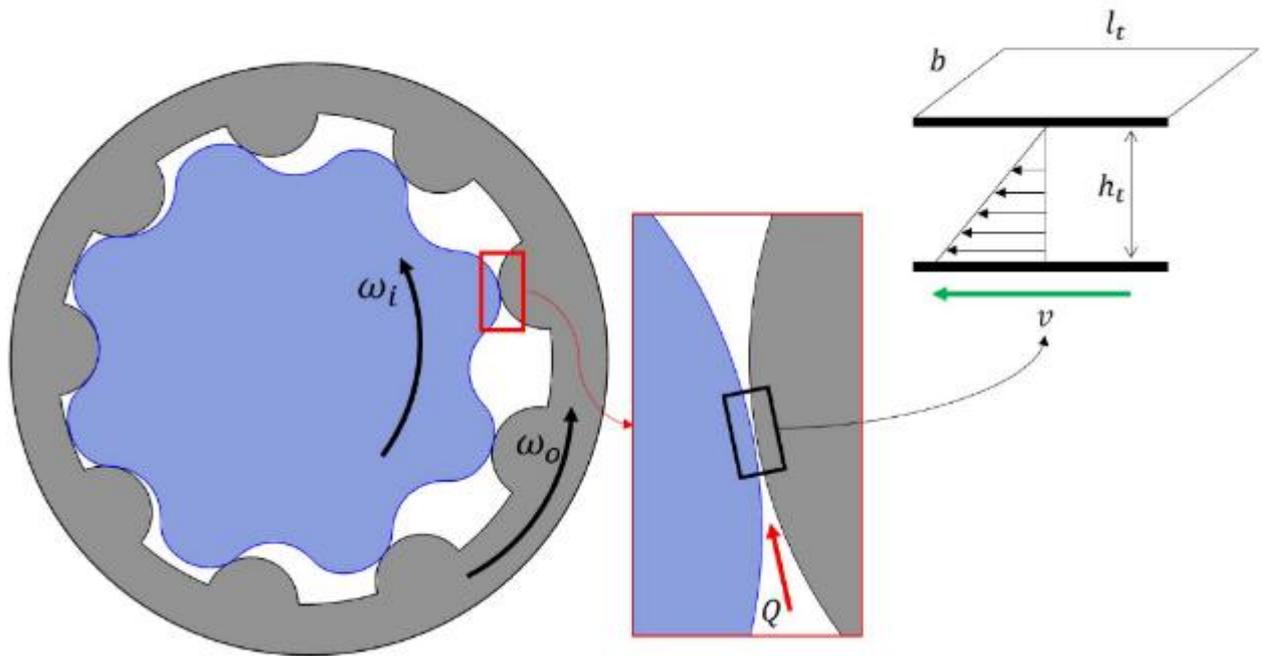


Рисунок 2.6 – Потік Куетта між сусідніми камерами

У випадку потоку Куетта дві паралельні пластини з відносною швидкістю створюють потік через в'язкість рідини та зсувне напруження. Обидва види потоків (Пуазейля та Куетта) зумовлюють перерозподіл рідини між камерами, змінюючи їх тиск і витрату.

Оскільки насос зазвичай працює при низьких тисках, потрібно враховувати зміну ефективних властивостей рідини (модуль об'ємної пружності, густина) залежно від миттєвого тиску в контрольному об'ємі [18]:

$$\beta_{\text{ef}} = \frac{\beta_{\text{oil}}}{1 + \alpha \cdot \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \left(\frac{\beta_{\text{oil}}}{\kappa \cdot p} - 1\right)} \quad (2.11)$$

$$\rho_{ef} = \frac{\alpha \cdot \rho_{air,0} + (1 - \alpha) \cdot \rho_{oil,0}}{\alpha \cdot \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}} + (1 - \alpha) \cdot \left(1 + \frac{m \cdot (p - p_0)}{\beta_{oil}}\right)^{-\frac{1}{m}}} \quad (2.12)$$

де β_{oil} , ρ_{air} , ρ_{oil} – властивості нафти й повітря при атмосферних умовах; p_0 – атмосферний тиск; α – газовий вміст (void fraction); κ – політропний коефіцієнт повітря.

2.4 Побудова 3D-моделі області героторного насоса

Інструмент NX CAD + Star-CCM+ реалізує дві основні функції:

- 2D конфігуратор геометрії дозволяє інженеру-конструктору задавати нову геометрію профілів внутрішньої та зовнішньої шестерень відповідно до набору параметричних змінних;

- 3D модуль роботи з даними перетворює модель, визначену у 2D конфігураторі, у повну B-Rep модель для цілей симуляції та візуалізації як даних, змодельованих у нашій попередній CFD-моделі, так і даних, імпортованих з CFD-симуляцій або експериментального стенду.

На рис. 2.7 показано візуалізацію параметризованого насоса в інтерфейсі 2D конфігуратора геометрії. Інженер може вводити потрібні значення параметричних змінних із рівняння (2.2). Додаток автоматично генерує як спряжений профіль (рис. 2.7, а), так і класичний профіль (рис. 2.7, б). Обидва варіанти, а також інші геометричні конфігурації можна зручно досліджувати у двовимірному візуалізаційному полі.

Окрім дискретизованої геометричної моделі внутрішньої та зовнішньої шестерень, конфігуратор обчислює форму робочих камер для будь-якого кута повороту насоса. Користувач може інтерактивно обертати насос за допомогою повзунка та відстежувати зміну площі камер у процесі роботи.

Для точного визначення площі перетину між камерами та портами необхідно правильне узгодження їхньої геометрії. Геометрія вхідних та

вихідних портів (рис. 2.8) визначається на основі внутрішньої й зовнішньої шестерень, щоб забезпечити правильне позиціонування. Обчислені додатком геометрії (шестерень, камер і портів) автоматично імпортуються в 3D модуль для симуляцій. Крім того, CAD-моделі експортуються у зовнішні файли.

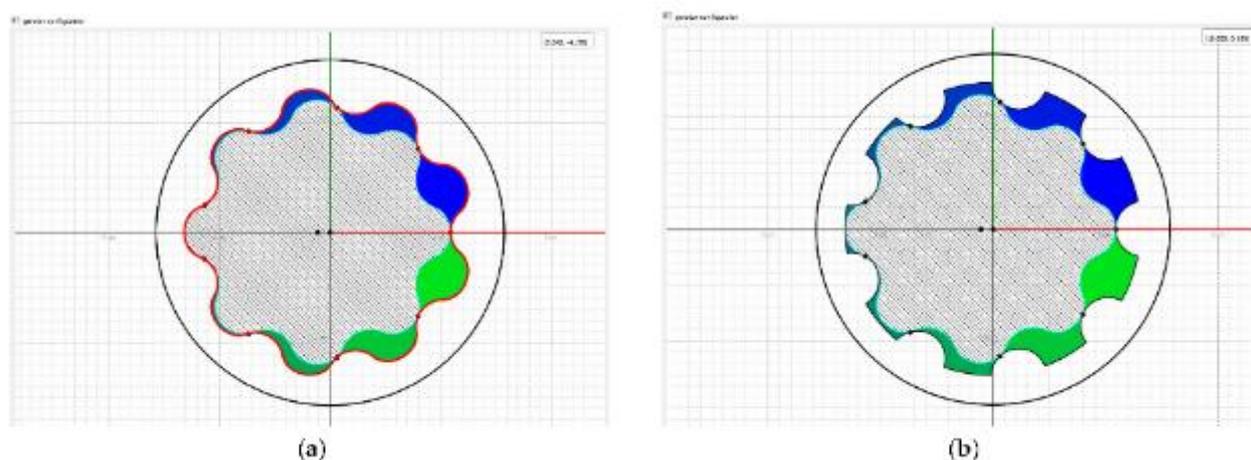


Рисунок 2.7 – Візуалізація параметризованого насоса в інтерфейсі двовимірного (2D) конфігуратора геометрії: а – насос зі спряженим зовнішнім профілем; б – насос із класичним зовнішнім профілем

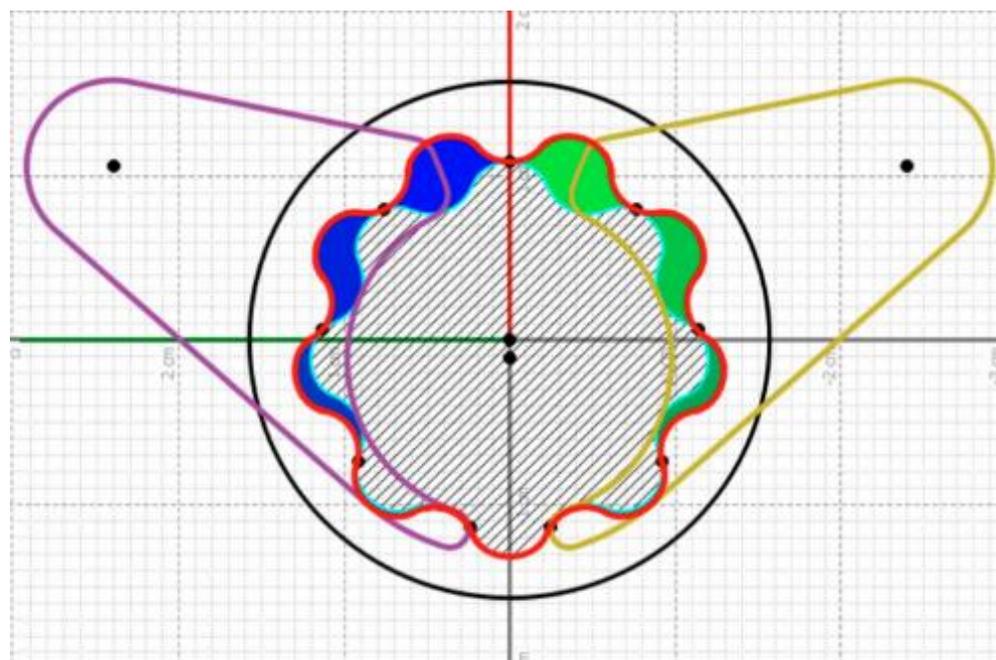


Рисунок 2.8 – Конструкція геротора з входними та вихідними портами

На рис. 2.9 представлено інтерфейс інструменту, розробленого у [19, 20] для створення віртуального прототипу. Інтерфейс складається з кількох панелей:

1. Панель 3D-візуалізації – для перегляду геометрії насоса (шестерні, порти, камери) та анімації обертання протягом робочого циклу.
2. Панель ієрархії – відображає дерево геометричної моделі та дозволяє виділяти об'єкти.
3. Панель налаштувань – для введення параметрів рідини, режимів роботи та початкових умов тиску для швидкої попередньої CFD-симуляції.
4. Панель симуляційних даних – відображає результати швидкої моделі.
5. Панель вимірних даних – показує змінні, імпортовані у віртуальний прототип (зі стенду чи CFD).

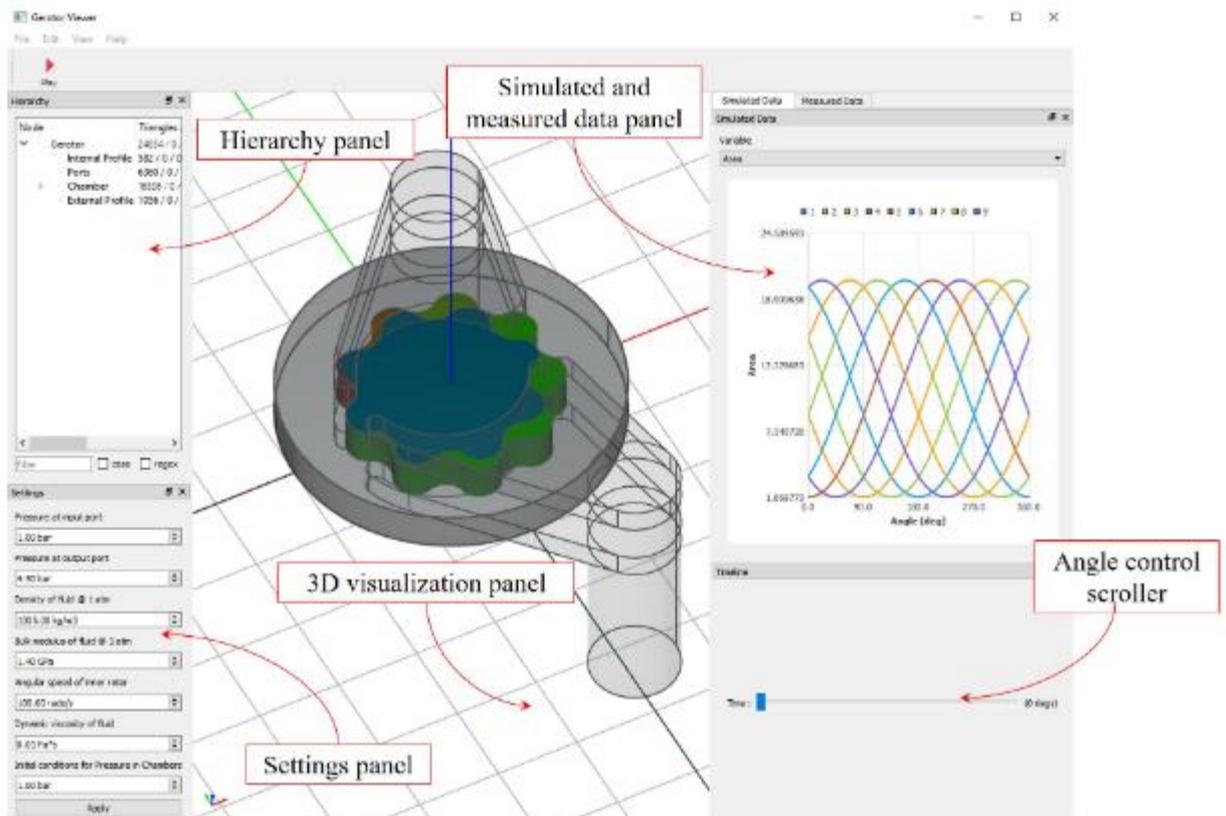


Рисунок 2.9 – Інтерфейс тривимірного (3D) інструменту роботи з даними

Панель 3D-візуалізації дозволяє детально аналізувати просторову поведінку насоса для параметрів, заданих у конфігураторі. Варто зазначити, що форма камер щоразу перераховується при зміні кута обертання. На рис. 2.10 показано високу гнучкість інструмента у візуалізації різних компонентів геометрії насоса.

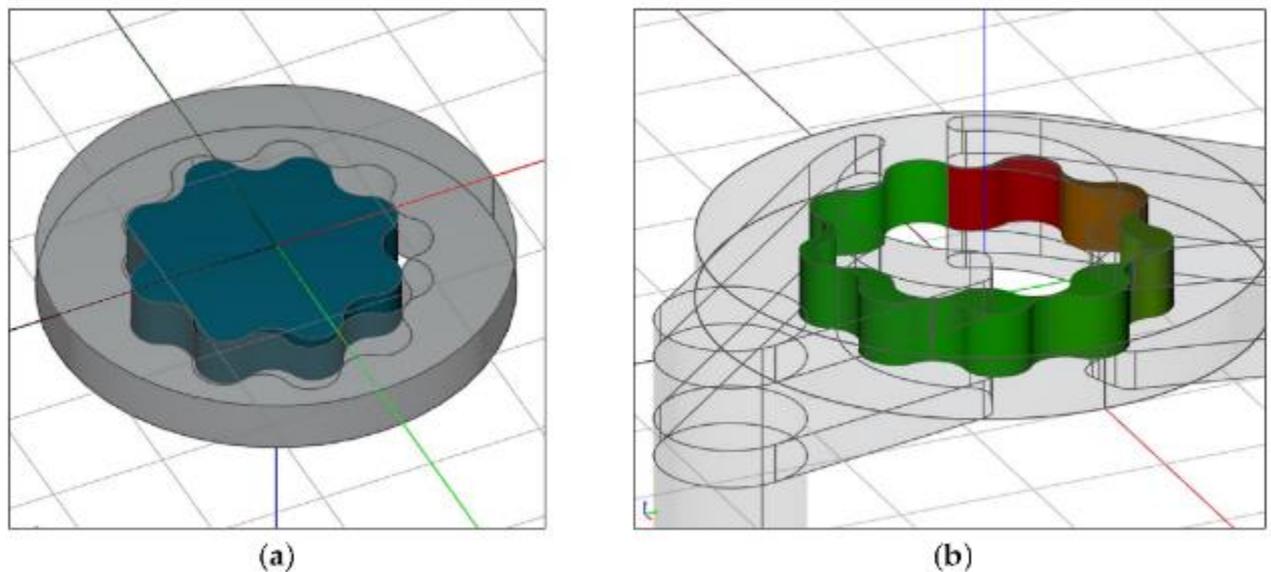


Рисунок 2.10 – Візуалізація геометрії: а – внутрішнє та зовнішнє зубчасте колесо насоса, б – робочі камери з прозорими портами

У рис. 2.10 (б) колір кожної камери відповідає тиску, розрахованому симуляційною моделлю. Інструмент також дозволяє імпортувати дані CFD-симуляцій і випробувань для інтеграції та порівняння прогнозованих і вимірних характеристик в єдиному середовищі.

2.5 Висновки з розділу

1. Виконана параметризація внутрішнього профілю героторного насоса та вдосконалений метод побудови зовнішнього профілю як спряженої кривої внутрішньої форми забезпечують кращу узгодженість взаємодії робочих

поверхонь. Це дозволяє мінімізувати рециркуляцію рідини, підвищити ефективність роботи насоса та точність визначення геометричних характеристик камер, що є основою для подальшого гідродинамічного моделювання та оптимізації конструкції.

2. Модуль гідродинаміки героторного насоса базується на дискретизації потоку на контрольні об'єми з урахуванням їх змінної геометрії під час обертання ротора. Використання принципів збереження маси та енергії дозволяє сформулювати рівняння для розрахунку тиску й витрати з урахуванням вхідних/вихідних потоків та перетікань через зазори, що моделюються як потоки Пуазейля та Куетта. Такий підхід забезпечує адекватний опис внутрішніх процесів у насосі, включаючи вплив витоків і зміни фізичних властивостей рідини залежно від тиску.

3. Розроблена 3D-модель героторного насоса на базі NX CAD і Star-CCM+ дозволяє інтегрувати параметричну геометрію внутрішніх та зовнішніх шестерень, обчислювати форми робочих камер для будь-якого кута повороту та узгоджувати положення портів. Інструмент забезпечує інтерактивну візуалізацію, анімацію обертання, імпорт і порівняння CFD-даних та експериментальних результатів. Такий підхід підвищує точність симуляцій і дозволяє детально аналізувати просторову поведінку насоса та його робочих параметрів.

3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

3.1 Постановка задачі чисельного моделювання

Героторний насос – це агрегат із внутрішнім та зовнішнім роторами, які мають різні частоти обертання, що визначаються кількістю їхніх зубців. Динамічно змінний об'єм між роторами транспортує рідину від входу до виходу.

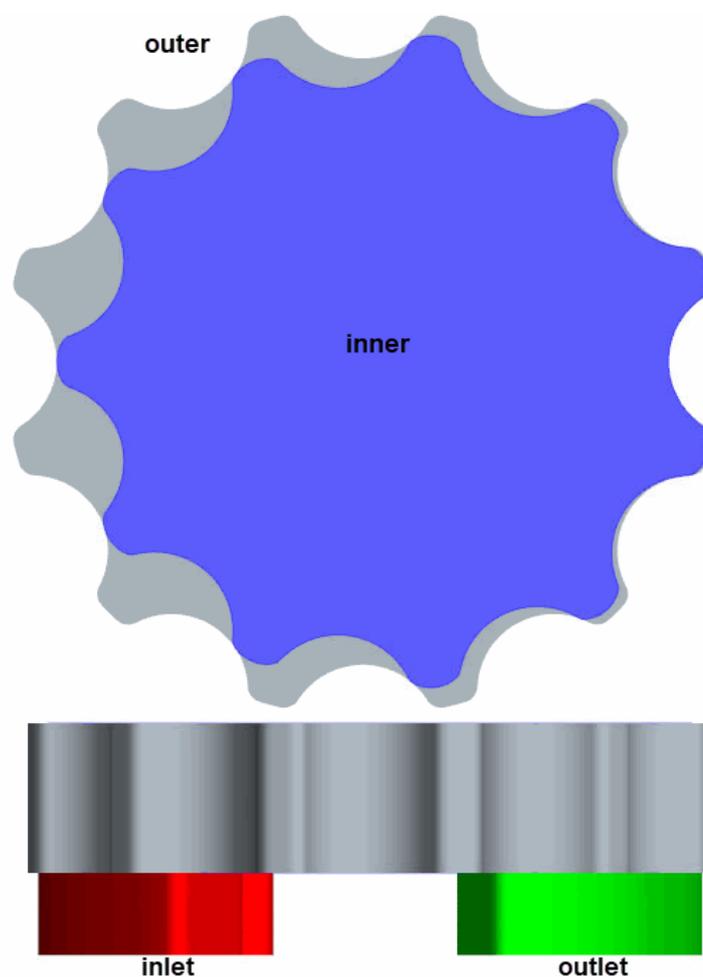


Рисунок 3.1 – Постановка задачі чисельного моделювання

Технічною складністю при моделюванні героторних насосів є врахування малих зазорів між роторами. Морфінг оберտальних рухів призводить до

погіршення якості сітки у вузьких проміжках. Для розв'язання цієї проблеми в Simcenter STAR-CCM+ можна застосувати модель перемешування з вбудованою функцією попередньої перевірки якості сітки.

Через особливу форму героторного насоса його геометрія повторюється після обертання на сегмент між двома зубцями. Геометрія повторюється після 30° для повільніше обертового зовнішнього ротора з 12 зубцями та після $32,73^\circ$ для швидшого внутрішнього ротора з 11 зубцями. Період повтору для обох випадків становить 5 мс.

Залежність між частотою обертання (*Rotation*) і кількістю зубців (*N*) виражається наступним чином:

$$Rotation_{inner} \times N_{inner} = Rotation_{outer} \times N_{outer} \quad (3.1)$$

У моделі перемешування використовуються повторювані сітки з циклічним узгодженням для повторного використання збережених сіток у певних положеннях, щоб уникнути надмірної кількості непотрібних перемешувань.

Геометричні частини, що розглядаються у підручнику, показані на рис. 3.1.

3.2 Побудова сіткової моделі

Операція побудови сітки для частин Inlet та Outlet була визначена в Automated Mesh_Inlet_Outlet. Під час перемешування сітки комірки забезпечували правильне позиціонування насоса. Крім того, через наявність малих зазорів застосовувалась спрямована сітка (Directed Mesh), щоб зменшити кількість комірок в осьовому напрямку насоса. Для об'єму героторного насоса задавалось дві операції трансформації руху, одна операція віднімання та одна операція створення спрямованої сітки. Спершу визначались два обертальні рухи для внутрішнього та зовнішнього ротора. Їхні частоти обертання відповідали кількості зубців: зовнішній ротор із 12 зубцями обертався трохи повільніше за внутрішній ротор з 11 зубцями.

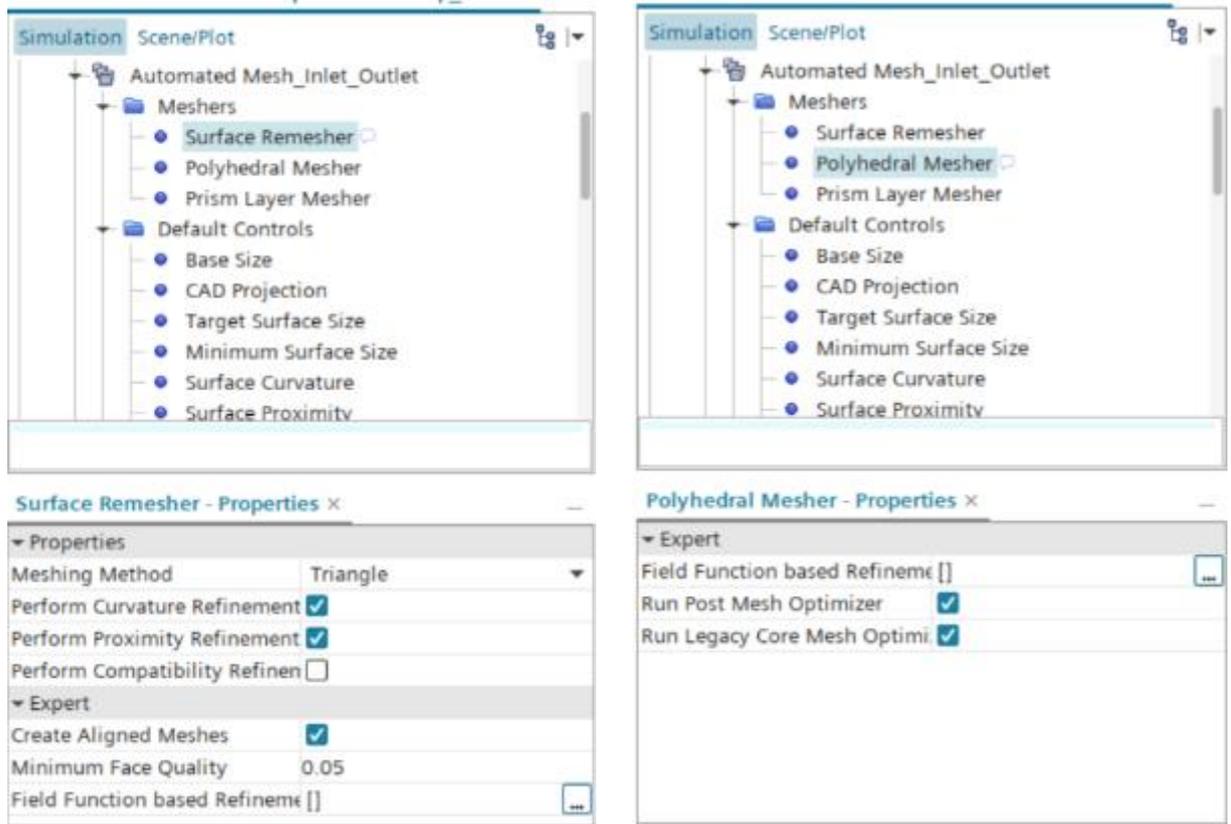


Рисунок 3.2 – Параметри побудови сітки Automated Mesh_Inlet_Outlet

Для внутрішнього ротора створювався новий вузол Rotation у гілці Tools > Motions, він перейменовувався на Rotation_inner, де задавались параметри: Rotation Specification – Rotation Rate, Rotation Rate – 1090,90909 об/хв, вісь обертання – напрямок [0.0, 0.0, 1.0], початок координат – [0.0, 0.0, 0.0] м. Для зовнішнього ротора створювався ще один вузол Rotation, який перейменовувався на Rotation_outer, і задавались параметри: Rotation Specification – Rotation Rate, Rotation Rate – 1000 об/хв, вісь обертання – напрямок [0.0, 0.0, 1.0], початок координат – [-0.0031, 0.0, 0.0] м. Для забезпечення правильного позиціонування геометрії ротора під час кожного перемешування створювались дві операції трансформації руху. У гілці Geometry > Operations обирався New > Surface Preparation > Transform, у діалозі Create Transform Operation вказувалась частина Inner, підтверджувався вибір і вузол перейменовувався на Transform_inner, після чого в його вкладці

Transforms додавався новий Motion і призначався рух Rotation_inner. Аналогічно створювався Transform_outer для частини Outer, який пов'язувався з рухом Rotation_outer.

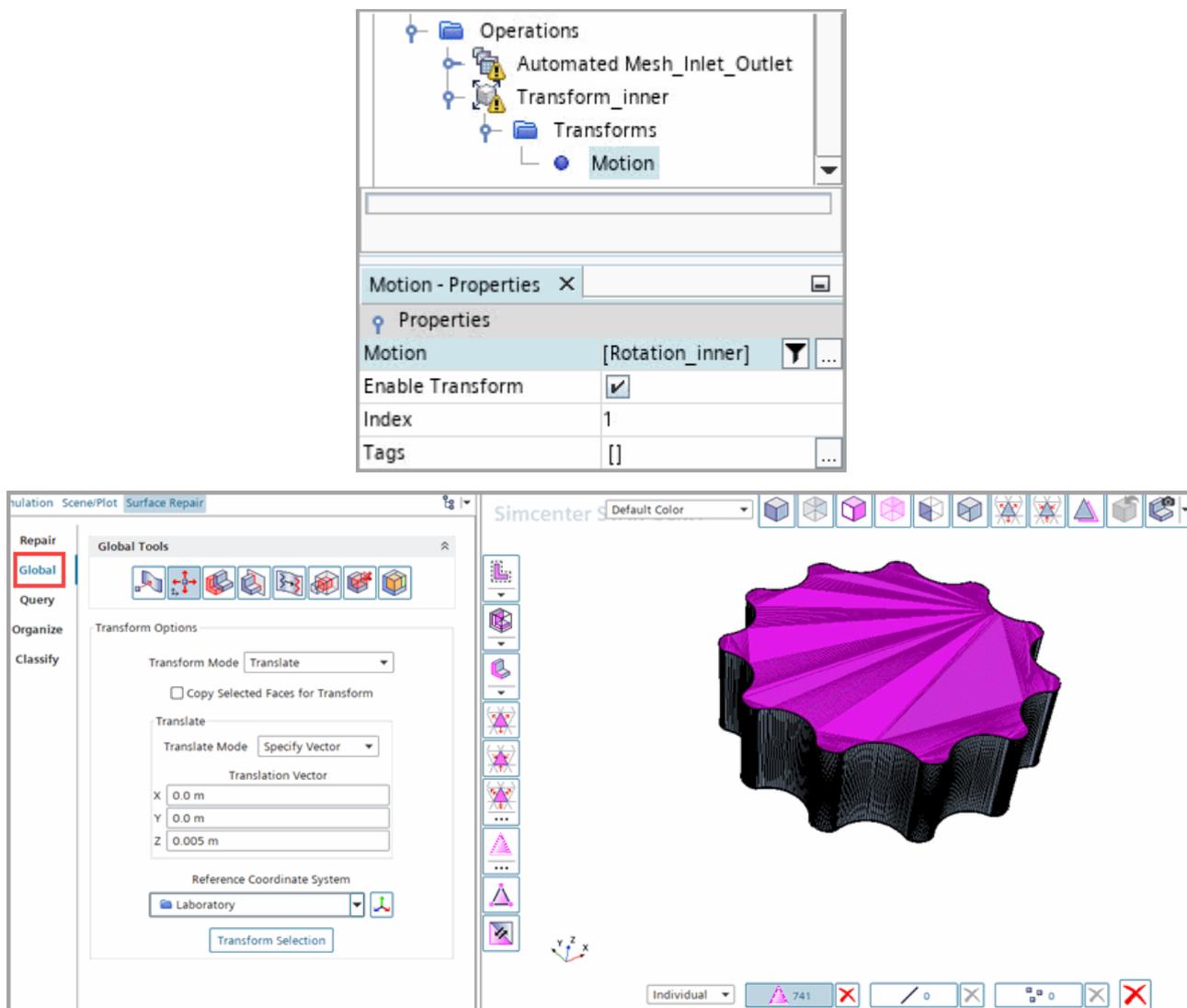


Рисунок 3.3 – Параметри побудови сітки Transform_outer

Щоб згенерувати об'єм, заповнений робочою рідиною, віднімався об'єм внутрішнього ротора від зовнішнього. Оскільки пізніше застосовувалось обмеження Boundary Plane для морфера, поверхня частини розширювалась у напрямку, нормальному до граничної площини, щоб забезпечити правильне перетинання. Для цього виконувалась операція Repair Surface для частини Inner, у налаштуваннях залишались параметри за замовчуванням і натискалась

клавіша ОК, після чого вибирались усі грані, що підлягали екструзії у напрямку +у. Використовуючи Global tools, задавався Transform Mode як Translate, Translation Vector [0.0, 0.0, 0.005] м і застосовувалась трансформація, після чого повторювались ті самі кроки для протилежних граней із вектором [0.0, 0.0, -0.005] м.

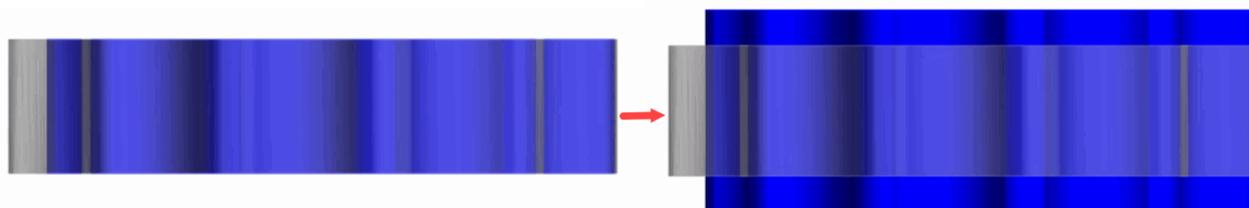


Рисунок 3.4 – Трансформація області насоса

Для створення змочуваного об'єму виконувалась операція Subtract між зовнішнім і внутрішнім роторами: у гілці Geometry > Operations обирався New > Boolean > Subtract, у діалозі Create Subtract Operation задавались частини Inner і Outer як вхідні, Outer – як цільова, після чого підтверджувалась дія. У вузлі Operations > Subtract активувалась опція Perform CAD Boolean, а у вкладці Tessellation Options задавалась щільність Very Fine, що забезпечувало точніше відтворення поверхні стінок зубчастого профілю. Вихідна частина Subtract перейменовувалась на PumpFluid.

Для побудови сітки частини PumpFluid створювалась спрямована сітка з призматичними шарами. Використання trimmed cell або polyhedral meshers призвело б до надмірної кількості комірок через вузькі зазори між роторами, тоді як спрямована сітка дозволяла формувати видовжені комірки у цих зонах і зменшувати їхню кількість. У гілці Geometry > Operations обирався New > Mesh > Directed Mesh, у діалозі Create Directed Mesh Option вказувалась частина PumpFluid і підтверджувався вибір. У вузлі Directed Mesh > Source Surfaces задавалась поверхня PumpFluid.Outer.top, у Target Surfaces – PumpFluid.Outer.bottom. Далі у вузлі Directed Mesh > Source Meshes

створювався Automated Source Mesh, де для частини PumpFluid активувались Quadrilateral Mesher та Prism Layer Mesher. У вузлі Auto Mesh > Default Controls задавались такі параметри: базовий розмір (Base Size) – 0.001 м, мінімальний розмір поверхні – 50% від базового, відсоток заповнення зазору призматичними шарами – 35.0, мінімальна товщина шару – 0.01, зменшення кількості шарів не допускалось (0.0), загальна товщина призматичних шарів – 10% від базового.

Після цього у вузлі Mesh Distributions створювалась нова розподільча сітка об'єму (New Volume Distribution), у діалозі вибиралась частина PumpFluid, підтверджувався вибір, а у вкладці Number of Layers задавалась кількість шарів рівною 10.

Перед запуском побудови сітки необхідно було створити слабкі внутрішні контакти, які з'єднували вхідну та вихідну частини з об'ємом героторного насоса. Ці контакти перетворювались на інтерфейси в межах регіонів. Для створення контакту між входом і об'ємом героторного насоса під деревом Parts вибирались одночасно вузли Inlet > Surfaces > interface та PumpFluid > Inherited Parts > Outer > top, після чого виконувався виклик Create Weak In-Place Contact. Для створення контакту між виходом і об'ємом героторного насоса повторювались ці самі дії, але вже для вузлів Outlet > Surfaces > interface та PumpFluid > Inherited Parts > Outer > top.

Перед генерацією об'ємної сітки частина PumpFluid призначалась до регіону: у гілці Parts > PumpFluid обирався Assign Parts to Regions. У діалоговому вікні Assign Parts to Regions активувались параметри *Create a Region for Each Part*, *Create a Boundary for Each Part Surface* та *Create Boundary-mode Interfaces From Contacts* (останній параметр активувався автоматично). При цьому слабкі контакти перетворювались на граничні інтерфейси, які узгоджувались після кожного кроку моделювання нестационарного процесу. Натискалась клавіша Apply, а потім Close.

Для генерації об'ємної сітки відкривався вузол Operations, виконувався вибір команди Execute All. Після цього створена сітка відображалась у вікні програми.

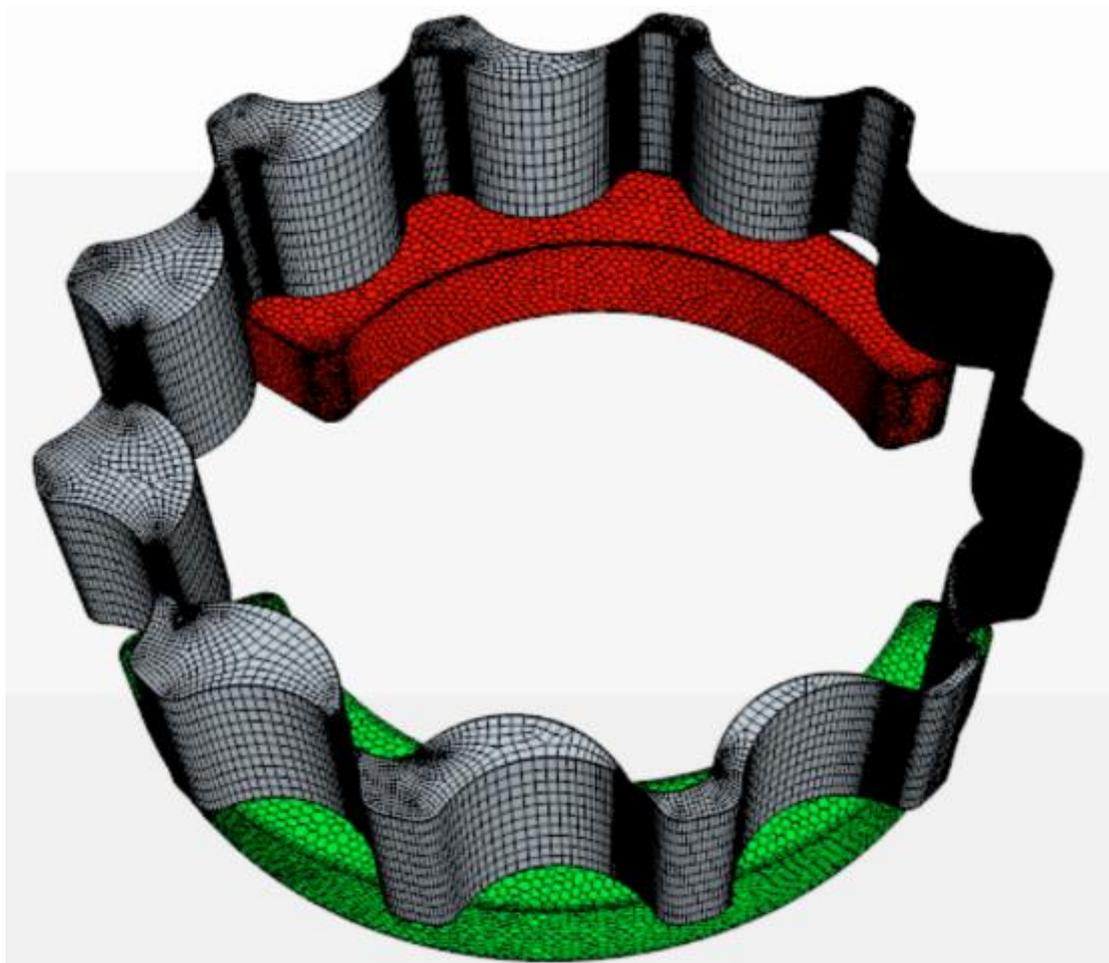


Рисунок 3.5 – Створена об'ємна сітка області насоса

3.3 Встановлення фізичних моделей і параметрів вирішувача

Під час моделювання руху час-крок підбирався відповідно до переміщення сітки. Оскільки поле швидкостей у рідині змінювалось разом із рухом ротора, розмір кроку мав бути достатньо малим, щоб уловлювати зміни, зумовлені цим рухом. Для даного прикладу час-крок встановлювався так, щоб відповідати одному градусу обертання ротора. Це дозволяло коректно описувати течію рідини в малих зазорах під час обертання. У випадку складнішої фізики, наприклад багатофазної, крок часу зменшувався б ще більше. Конфігурація двох роторів була такою: зовнішній ротор мав 12 зубців, сектор геометрії складав 30° , частота обертання дорівнювала 1000 об/хв, період повторення – 0,005 с. Для того щоб відслідковувати один градус обертання

зовнішнього ротора, на кожен сектор задавалось 30 кроків, а розмір час-кроку складав $1/6000$ с. Для внутрішнього ротора з 11 зубцями сектор геометрії становив $32,73^\circ$, частота обертання дорівнювала 1090,90909 об/хв, час повторення – 0,005 с, і також використовувалось 30 кроків із таким самим розміром кроку $1/6000$ с. Один цикл розв’язувався за 30 кроків, що відповідало одному градусу обертання зовнішнього ротора. У налаштуваннях моделі обиралась гілка Solvers > Implicit Unsteady і встановлювався час-крок рівним $1/6000$ с.

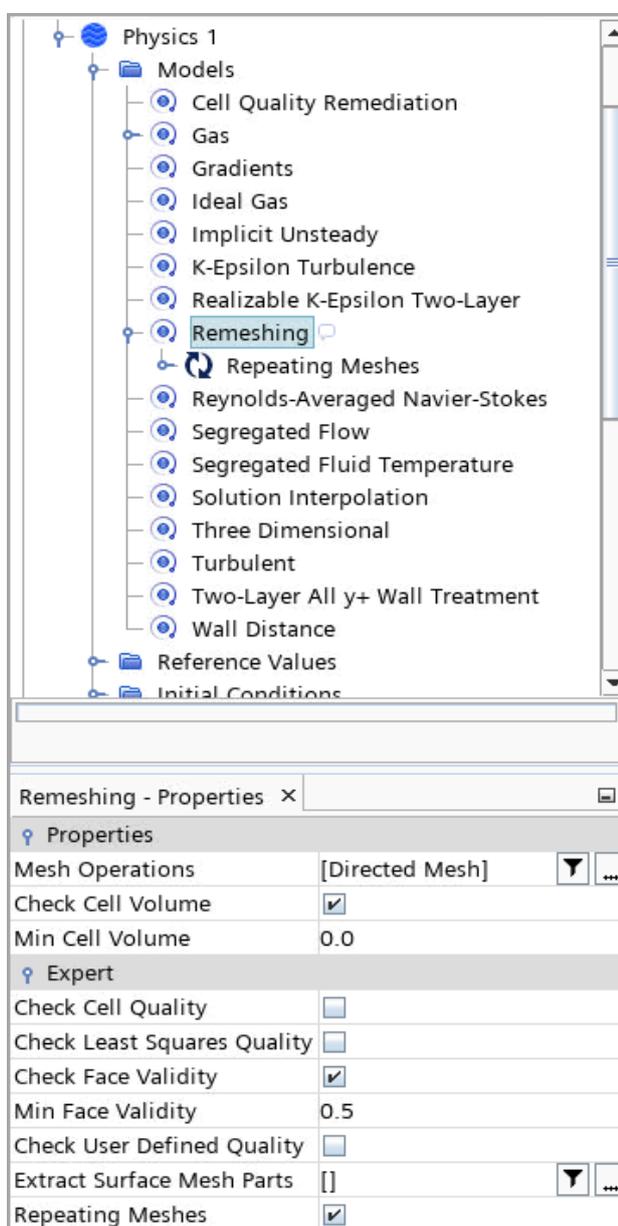


Рисунок 3.6 – Встановлення параметрів фізичних моделей

Далі виконувався етап налаштування Remeshing із використанням циклічного узгодження. Модель Remeshing додавалась у вже наявний фізичний континуум і контролювалась як самою моделлю, так і однойменним солвером. У дереві Continua > Physics 1 через меню Select Models додавалась модель Remeshing з опціональних моделей. Для неї обиралась лише операція сітки Directed Mesh, при цьому всі необхідні попередні операції (Transform_inner, Transform_outer, Subtract) автоматично виконувались у разі перемешування. У вузлі Physics 1 > Models > Remeshing встановлювались параметри: Mesh Operations – Directed Mesh, Check Cell Volume – активовано, Min Cell Volume – 0.0, що означало запуск ремешингу при прогнозі появи негативних комірок у наступному кроці; Check Face Validity – активовано, Min Face Validity – 0.5, що означало запуск ремешингу при виявленні комірок із валідністю граней нижче 0.5. Також активувалась опція Repeating Meshes, яка дозволяла зберігати сітки протягом циклу та повторно використовувати їх у наступному циклі, щоб уникнути зайвих перебудов. Оскільки геометрія героторного насоса повторювалась після проходження одного зубця, тобто після 30 кроків, активувалась опція Enable Cyclic Matching у вузлі Remeshing > Repeating Meshes, а у Time-Step Frequency встановлювалась частота 30.

Крім цього, у солвері Remeshing задавалась ще одна умова запуску перебудови – через кожні 10 кроків незалежно від якості сітки. Для цього у вузлі Solvers > Remeshing активувалась опція Enable Trigger, а у Solvers > Remeshing > Time-Step Frequency частота встановлювалась рівною 10.

3.4 Побудова сцен візуалізації результатів моделювання

Візуалізація переміщення сітки та розподілу тиску виконувалась на перерізі області героторного насоса. Для візуалізації руху сітки у дереві Scenes створювалась нова сцена типу Mesh, яку перейменовували на Mesh Movement. У гілці Mesh Movement > Mesh 1 > Parts задавали частини як Regions > PumpFluid. У вкладці Attributes > View встановлювали параметри: View Up =

[0.0, 1.0, 0.0], Projection Mode = Parallel. Щоб відображався номер поточного кроку часу, у Tools > Annotations обирали Time Step і перетягували його на сцену Mesh Movement, після чого розташовували у верхньому лівому куті. Таким чином отримувалась сцена переміщення сітки.

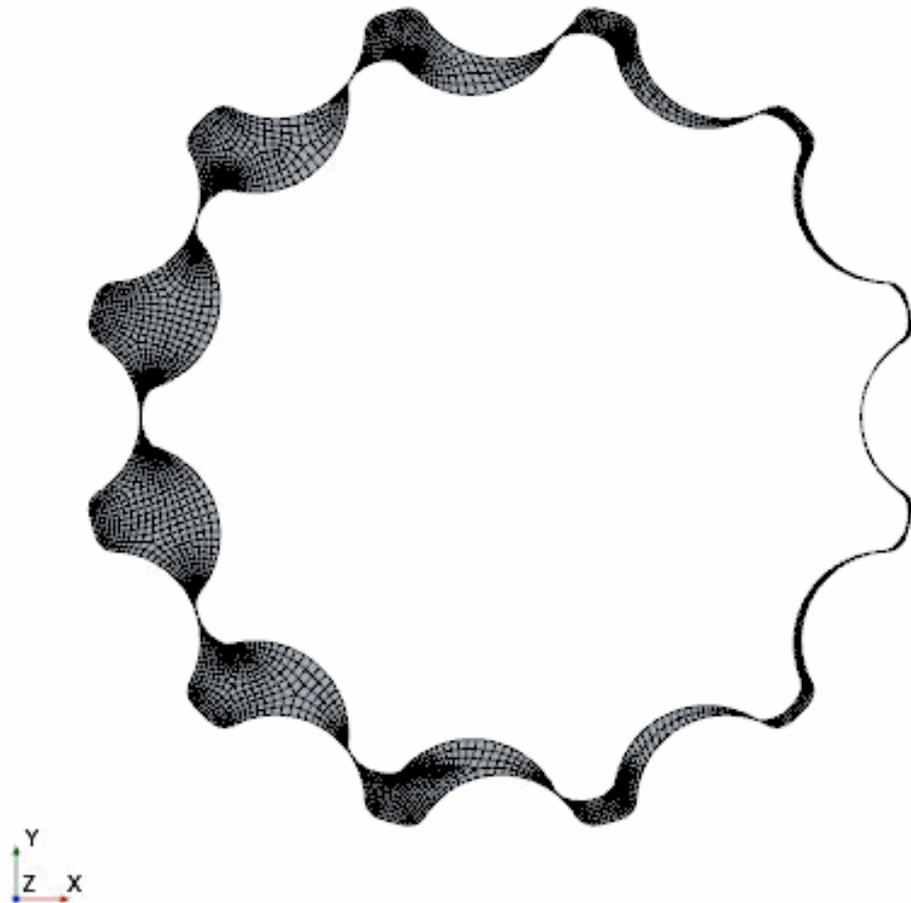


Рисунок 3.7 – Сцена сітки

Для візуалізації розподілу тиску у героторному насосі на перерізі створювалась нова сцена типу Scalar, яку перейменовували на Scalar Pressure. У гілці Derived Parts створювали нову площину перерізу (Section > Plane Section), де задавались параметри: Input Parts = PumpFluid, origin = [0.0, 0.0, 0.01], normal = [0.0, 0.0, 1.0], Display = No Displayer. Після цього натискали Create і Close. Для накладання геометрії на скалярну сцену у вузлі Scenes > Scalar Pressure > Outline 1 задавали прозорість (Opacity = 0.2) і активували Surface. У вкладці Attributes > View встановлювали ті самі параметри огляду: View Up = [0.0, 1.0,

0.0], Projection Mode = Parallel. Далі у вузлі Scalar 1 > Parts додавали частину Derived Parts > Plane Section. У вузлі Scalar Field задавали: Function = Pressure, Auto Range = Off, Clip = Disabled, Min = -500.0 Па, Max = 500.0 Па. Для Scalar 1 обирали стиль відображення контурів – Smooth Filled. Щоб відображався номер поточного кроку часу, знову використовували Tools > Annotations > Time Step і перетягували його на сцену Scalar Pressure. У результаті будувалась сцена розподілу тиску, після чого модель зберігали.

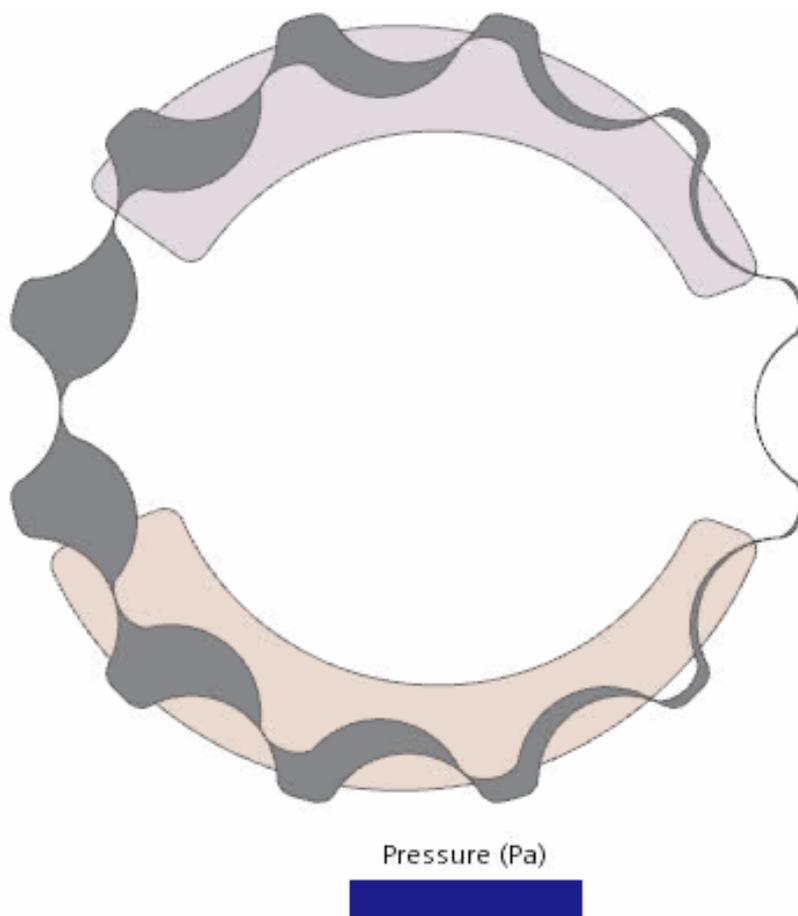


Рисунок 3.8 – Сцена розподілу тиску

3.5 Планування моделювання

Методологія Design of Experiments (DOE) є математичним підходом, який став одним із найпоширеніших статистичних методів, що застосовуються в

промисловості та наукових дослідженнях. У технічних і виробничих експериментах найчастіше застосовуються факторіальні плани. Існують три основні типи експериментальних планів: повний факторіальний, фракційний факторіальний та ортогональні плани Тагучі.

Факторіальний план є ефективним інструментом для оцінки впливу окремих змінних та дослідження їх взаємодії з мінімальною кількістю експериментів. Хоча повний факторіальний план потребує великої кількості експериментів або розрахунків, він забезпечує високу точність визначення взаємодії факторів, що робить висновки надійними та відтворюваними. Основна характеристика факторіального плану полягає в тому, що всі рівні одного фактора поєднуються з усіма рівнями інших факторів.

Ефективність експерименту значно зростає при вдалому виборі типу плану. Експериментальний план з трьома рівнями позначається як 3^n факторіальний експеримент, де n – кількість факторів, кожен із яких має три рівні. У цій роботі рівні факторів представлені числовими значеннями 0, 1, 2 (можливе також використання значень -1, 0, +1, але це може ускладнювати інтерпретацію при порівнянні з двурівневим планом, де 0 означає центральну точку). Такий план часто використовується як основа для складних планів завдяки своїм хорошим характеристикам, хоча його значущість менша порівняно з планом 2^n для тієї ж мети.

Загальна кількість комбінацій рівнів факторів визначається як добуток рівнів усіх факторів. У цій роботі обрано факторіальний план 3^3 , який включає три фактори, кожен з яких має три рівні, що утворює матрицю з 27 комбінацій.

Відповідно до поставлених цілей дослідження, було заплановано тестування героторних насосів з різними геометриями зубчастих пар.

Вимірювання проводились для двох різних моделей зубчастих пар відповідно до обраного експериментального плану.

Вплив розглянутих факторів і їх взаємодія на зміну подачі та об'ємного ККД героторного насоса досліджувався на основі отриманих даних чисельного моделювання.

Таблиця 3.1 – Фактори та рівні

		Рівень		
Фактор	Позначення	0	1	2
Коефіцієнт трокоїда	А	1,37	1,57	1,67
Частота обертання, об/хв	В	600	1100	2100
Тиск, бар	С	1	6	11

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

4.1 Результати симуляції роботи героторного насоса

Для забезпечення коректної валідації під час чисельного моделювання було необхідно, щоб потік мав високу збіжність після кожного переміщення сітки. Це було особливо важливо для задач із рухомими межами, в тому числі при дослідженні роботи героторного насоса, де об'єм робочої камери змінювався циклічно. У нашому випадку максимальна кількість внутрішніх ітерацій (Maximum Inner Iterations) задавалась рівною 10, а коефіцієнт недорозслаблення (Under-Relaxation Factor, URF) для тиску підвищувався до 0.3. Загальна кількість часових кроків (Maximum Steps) становила 720, що відповідає двом повним обертам ротора насоса. Така тривалість дозволяла простежити зміну параметрів потоку у характерному робочому циклі й оцінити сталість гідродинамічної картини.

Налаштування критеріїв зупинки (Stopping Criteria) виконувалося наступним чином. Спочатку у дереві проєкту вибирався вузол Stopping Criteria > Maximum Inner Iterations, і значення Maximum Inner Iterations встановлювалося рівним 10. Це обмежувало кількість внутрішніх ітерацій на кожному часовому кроці, знижувало обчислювальні витрати та забезпечувало стабільність. Далі вибирався вузол Stopping Criteria > Maximum Steps і встановлювалося значення 720, що визначало тривалість симуляції у часових кроках. Для того щоб вимкнути критерій зупинки за фізичним часом, переходили до вузла Stopping Criteria > Maximum Physical Time і деактивували опцію Enabled. У цьому випадку симуляція припинялась виключно після досягнення визначеної кількості кроків.

Налаштування URF для тиску (URF of Pressure) також змінювалося. Для покращення збіжності підвищувався коефіцієнт недорозслаблення (Under-Relaxation Factor). Для цього у дереві проєкту вибирався вузол Solvers > Segregated Flow > Pressure, і параметр Under-Relaxation Factor встановлювався

рівним 0.3. Це дозволяло швидше досягати стабільності розрахунку при збереженні фізичної достовірності результатів.

Після завершення всіх налаштувань запускалася симуляція. У процесі моделювання відслідковувалися повідомлення в консолі й криві збіжності для основних величин: тиску, швидкості, масового балансу. У ході розрахунку даного прикладу remesh не активувався, оскільки якість сітки залишалася достатньою протягом усіх кроків. Це спрощувало аналіз і зменшувало витрати пам'яті.

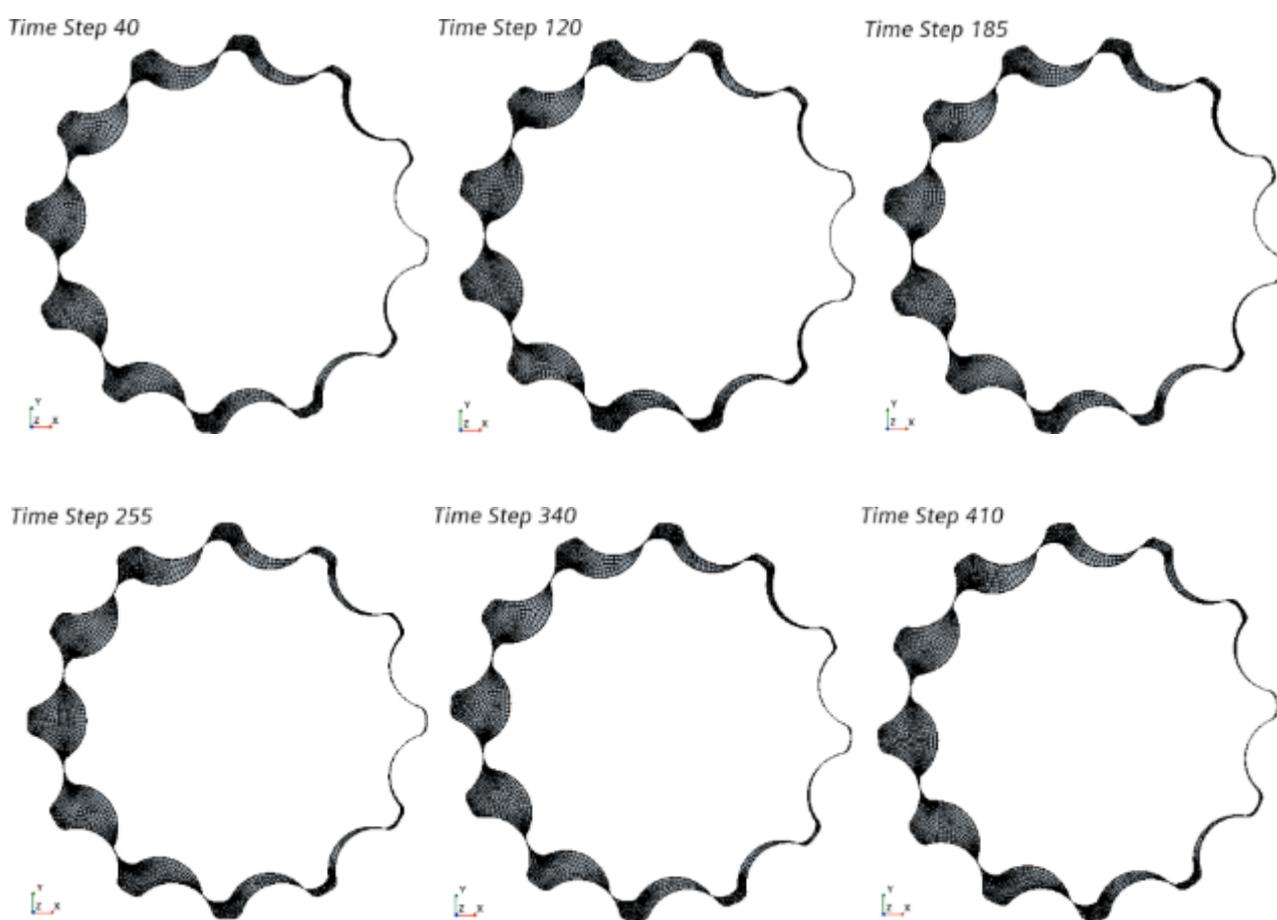


Рисунок 4.1 – Симуляція переміщення сітки області героторного насоса

Упродовж одного робочого циклу (30 кроків) система автоматично зберігала три репрезентації сітки: Initial Volume Mesh — початкову об'ємну сітку, створену до запуску симуляції; RepeatingMesh_10 — оновлену сітку, яка відповідала геометрії після 10 кроків; RepeatingMesh_20 — ще одну оновлену

сітку, що відповідала геометрії після 20 кроків. Для оптимізації використання пам'яті Volume Mesh динамічно посилався на одну з цих репрезентацій. Наприклад, на 56-му кроці симуляція повторно використовувала RepeatingMesh_20, яка була збережена на 50-му кроці. При цьому Volume Mesh перезаписувався новим станом, а попередня версія сітки видалялася, щоб уникнути дублювання у пам'яті.

Робочий процес був побудований так, що після завершення двох повних обертів ротора сітка відновлювала початковий стан. На 60-му кроці завантажувалася Initial Volume Mesh, і об'ємна сітка перезаписувалася його конфігурацією. На 71-му кроці завантажувалася RepeatingMesh_10, який замінював поточну сітку. Такий підхід гарантував сталість граничних умов і коректність циклічних розрахунків.

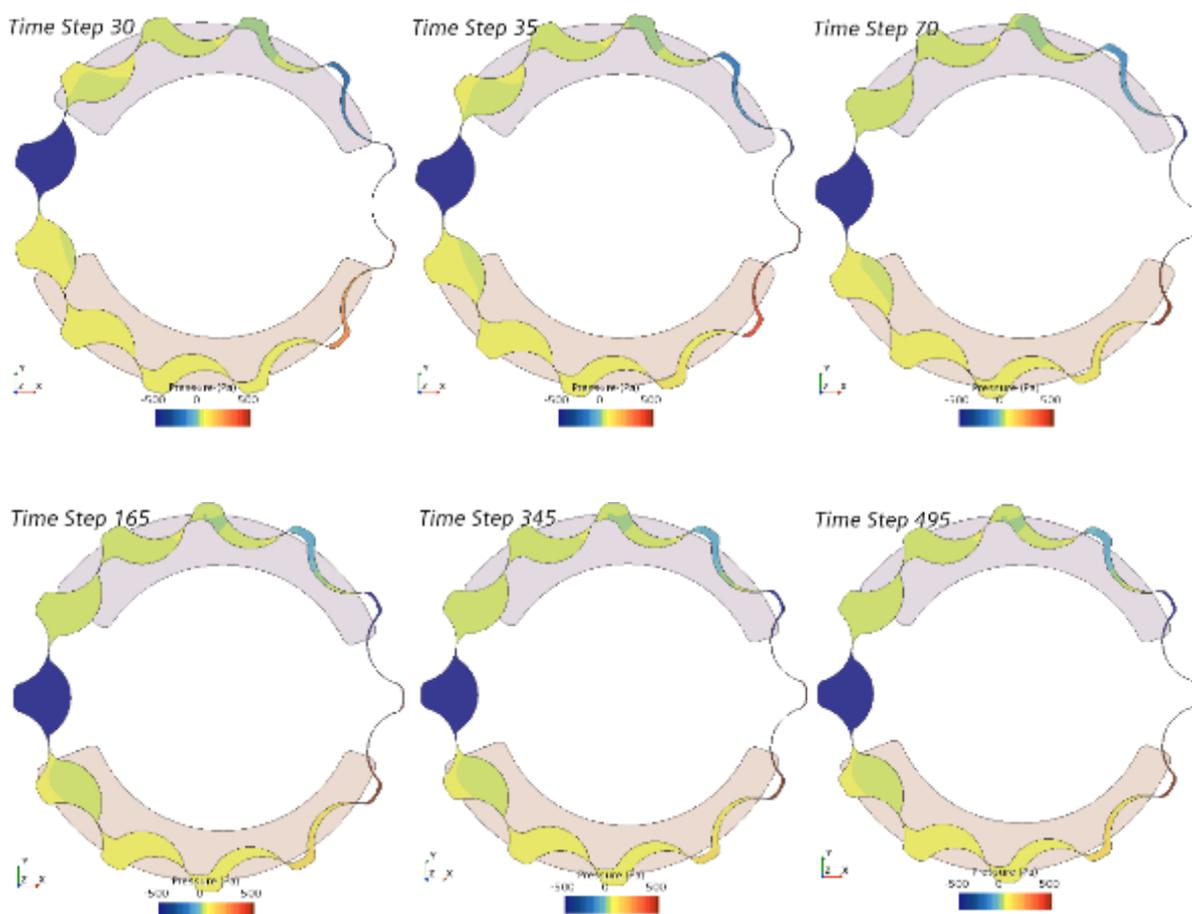


Рисунок 4.2 – Симуляція зміни тиску в області героторного насоса

У результаті розрахунку можна було простежити рух сітки героторного

насоса, тобто деформацію та переміщення осередків сітки відповідно до руху ротора і зміни робочого об'єму. Також визначався розподіл тиску (Pressure distribution) – тиск зростав у тих зонах, де об'єм робочої камери зменшувався, і, навпаки, падав при її розширенні. Це відповідало фізичній картині роботи насоса: під час зменшення об'єму відбувалося стискання рідини або газу.

Time Step 720

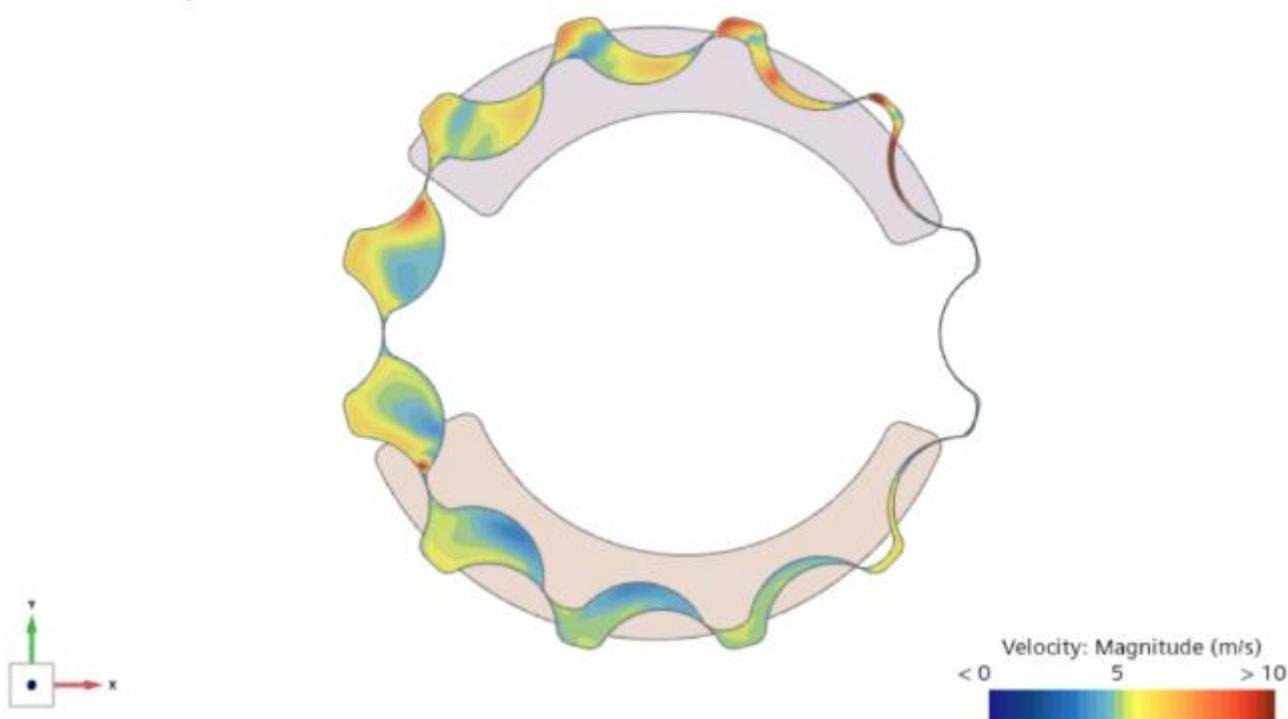


Рисунок 4.3 – Симуляція зміни швидкості рідини в області героторного насоса

Таким чином, описана методика дозволяла відтворити повний робочий цикл героторного насоса, забезпечити збереження маси, стабільність розрахунків і наочну візуалізацію основних характеристик потоку.

4.2 Результати моделювання

Статистична значущість розроблених моделей була оцінена за допомогою аналізу дисперсії (ANOVA), а точність моделей додатково підтверджена регресійним аналізом та нормальним графіком залишків. Основна перевага

застосування методу Response Surface Methodology (RSM) полягає в його здатності визначати комбінації налаштувань змінних, які спільно оптимізують одну або декілька відповідей (показників ефективності насоса).

Таблиця 4.1. Результати чисельного експерименту

A	B	Подача, л/хв			Об'ємний ККД		
		C = 0	C = 1	C = 2	C = 0	C = 1	C = 2
0	0	6,91	13,44	26,94	0,993	0,995	1,000
0	1	6,52	13,11	26,53	0,936	0,971	0,986
0	2	5,31	12,22	25,72	0,763	0,904	0,954
1	0	6,83	13,53	27,15	0,986	0,993	1,000
1	1	6,31	13,04	26,52	0,914	0,957	0,978
1	2	5,02	12,01	25,31	0,725	0,878	0,934
2	0	6,86	13,42	26,72	0,986	1,000	1,000
2	1	6,44	12,93	26,21	0,929	0,967	0,982
2	2	5,54	12,14	25,33	0,799	0,905	0,948

Отримані результати оброблено у статистичному пакеті Wolfram Cloud для аналізу впливу факторів та їх взаємодії на продуктивність героторного насоса.

У таблицях 4.2 та 4.3 наведені результати для зміни подачі та об'ємного ККД насоса на основі проведеного аналізу ANOVA. Вплив факторів можна визначити за допомогою розподілу Фішера для ймовірності 99%, 95% або 90%, враховуючи кількість ступенів свободи фактору та похибки. Значення F, отримані в результаті аналізу, повинні перевищувати критичні значення розподілу Фішера для відповідної кількості ступенів свободи. Для ймовірності 99% ($F = 8,40$) можна зробити висновок, що тиск та його квадратичний ефект впливають на зміну подачі, окрім значного впливу частоти обертання ротора. Аналіз дисперсії (ANOVA) застосований для оцінки значущості моделі. На основі процентного внеску факторів у зміну подачі (табл. 4.2) можна зробити висновок, що найбільший вплив має частота обертання (99,43%). Аналіз об'ємного ККД проводився аналогічно аналізу подачі. Фактор C (тиск) з внеском 53,14% має найбільший вплив на об'ємний ККД, тоді як фактор B

(частота обертання) впливає на нього з внеском 19,86%. Взаємодія факторів С*В також має значний вплив на ККД (14,11%). За розподілом Фішера, найбільший вплив має тиск, далі йде частота обертання, квадратичний ефект частоти обертання та взаємодія факторів С·В.

Таблиця 4.2 – Результати аналізу поверхні та внесок факторів для зміни подачі

Джерело	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P	Pr (%)
Регресія	9	1892	1892	210	9557	0,001	–
Лінійна	3	1892	1794	598	27192	0,001	–
А	1	0,09	0,08	0,08	3,92	0,064	0,00
В	1	1882	1784	1785	81081	0,001	99,5
С	1	9,85	9,22	9,22	419	0,001	0,53
Квадратична	3	0,25	0,25	0,09	3,66	0,033	–
Взаємодія	3	0,09	0,09	0,04	1,18	0,343	–
Помилка	17	0,38	0,38	0,03	–	–	–
Разом	26	1893	–	–	–	–	–

Таблиця 4.3 – Результати аналізу поверхні та внесок факторів для об'ємного ККД

Джерело	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P	Pr (%)
Регресія	9	0,1315	0,1315	0,0145	30,44	0,001	–
Лінійна	3	0,1019	0,0951	0,0315	65,98	0,001	–
А	1	0,0001	0,0001	0,0001	0,021	0,895	0,02
В	1	0,0278	0,0337	0,0332	70,12	0,001	19,92
С	1	0,0743	0,0608	0,0601	126,5	0,001	53,16
Квадратична	3	0,0097	0,0098	0,0032	6,73	0,002	–
Взаємодія	3	0,0198	0,0196	0,0061	13,71	0,001	–
Помилка	17	0,0082	0,0082	0,0005	–	–	5,83
Разом	26	0,1397	–	–	–	–	–

Для вивчення взаємодії факторів використовуються графіки поверхні відповіді та контурні графіки. На графіках зміни подачі видно, що подача збільшується зі збільшенням частоти обертання при будь-якому значенні тиску. Для об'ємного ККД спостерігається зростання при збільшенні частоти обертання та зменшенні тиску. Мінімальний ККД досягається при максимальному тиску та мінімальній частоті обертання.

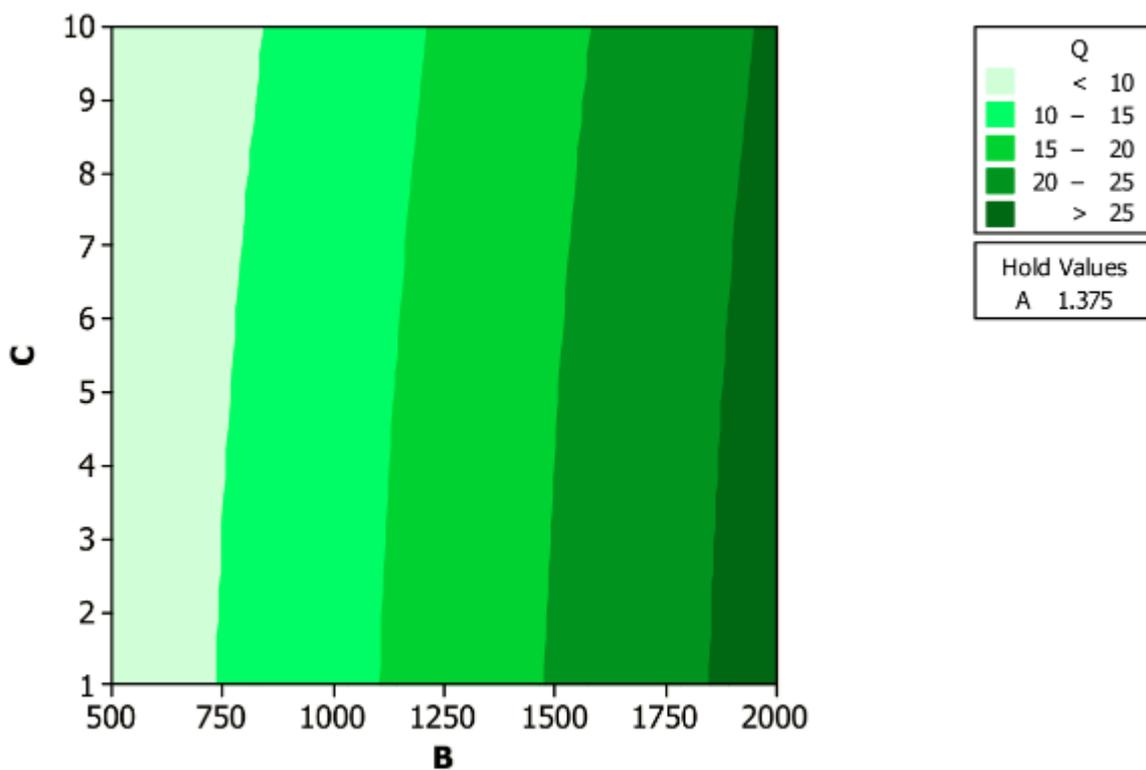


Рисунок 4.4 – Контурний графік зміни подачі залежно від частоти обертання та тиску

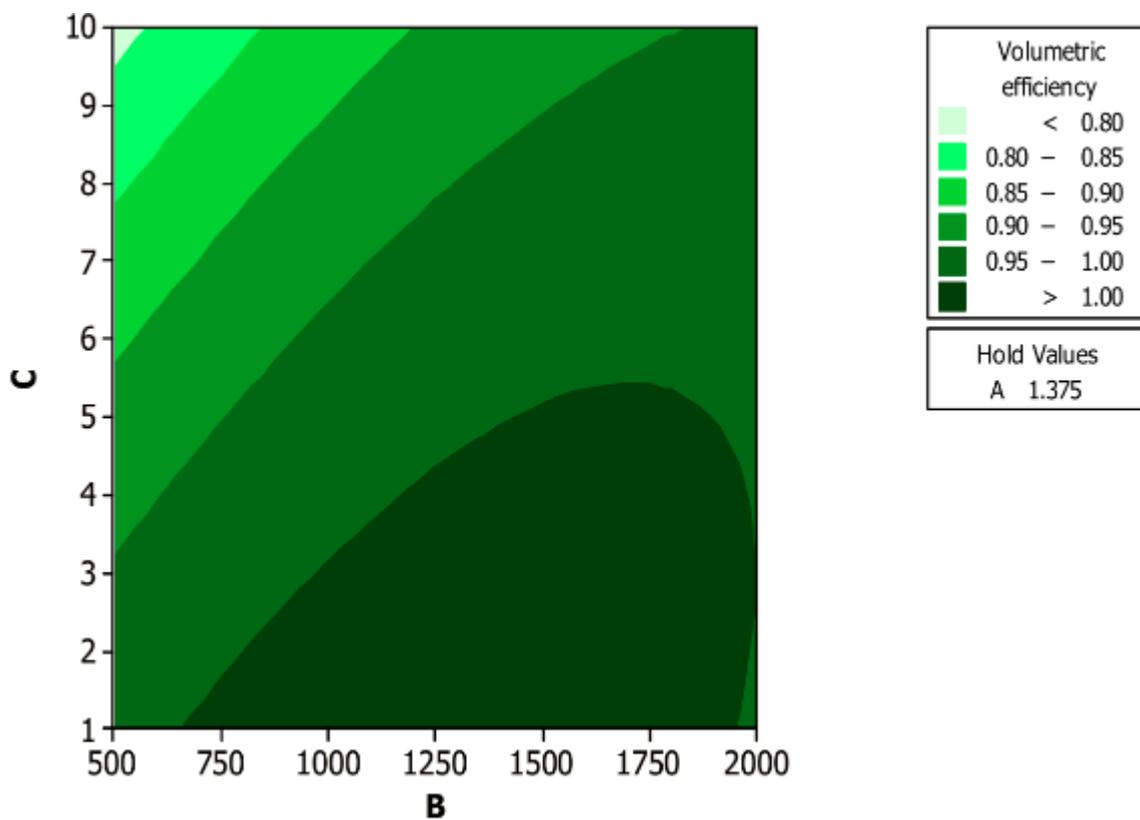


Рисунок 4.5 – Контурний графік зміни об'ємного ККД залежно від частоти обертання та тиску

4.3 Регресійний аналіз даних моделювання

Математична модель дозволяє передбачити, як змінюються вихідні змінні (показники ефективності насоса) і як вони пов'язані з іншими факторами. Таким чином, залежність зміни подачі та об'ємного ККД від факторів представлена у вигляді математичної моделі. Таблиця 4.4 містить результати регресійного аналізу для зміни подачі. Таблиця 4.5 – для об'ємного ККД.

При побудові моделей до уваги беруться лише найвпливовіші фактори та їх взаємодії; фактори з малим внеском у зміну показника у рівняннях регресії не враховуються.

Математичні моделі дозволяють визначити незалежні змінні та їх взаємодії, які найбільше впливають на показники ефективності. Значущість кожного незалежного фактору залежить від коефіцієнта регресії.

Адекватне рівняння для зміни подачі Q отримано за результатами регресійного аналізу статистичних даних і наведено в рівнянні (4.1). Для об'ємного ККД η рівняння наведено в рівнянні (4.2):

$$Q = -0,0526853 \cdot C - 0,0133896 \cdot B + 0,185803 - 0,00996915 \cdot C^2 - 1,17685 \cdot 10^{-5} \cdot C \cdot B - 6,51185 \cdot 10^{-8} \cdot B^2; \quad (4.1)$$

$$\eta = -0,0279709 \cdot C - 0,00015608 \cdot B + 0,947808 - 3,3788 \cdot 10^{-6} \cdot B^2 + 1,21 \cdot 10^{-5} \cdot B \cdot C; \quad (4.2)$$

Чим більший коефіцієнт регресії, тим сильніше вплив відповідного фактору на показник ефективності. Для моделі зміни подачі найбільший коефіцієнт має частота обертання ротора, далі йде тиск. Для моделі об'ємного ККД найбільший коефіцієнт має тиск.

Таблиця 4.5 – Коефіцієнти регресійного аналізу для зміни подачі

Терміни	Коеф,	SE Коеф,	T	P
Константа	0,185801	0,092871	2,002	0,056
B (частота обертання)	0,013391	0,000046	285,4	0,001
C (тиск)	-0,052684	0,035615	-1,478	0,152
C·C	-0,009968	0,003111	-3,205	0,003

Таблиця 4.6 – Коефіцієнти регресійного аналізу для об'ємного ККД

Терміни	Коеф,	SE Коеф,	T	P
Константа	0,947806	0,029291	32,361	0,001
В (частота обертання)	0,000155	0,000052	3,054	0,007
С (тиск)	-0,027972	0,002572	-10,884	0,001
В·В	-0,000001	0,000001	-3,378	0,004
В·С	0,000013	0,000003	6,058	0,001

Нормальні графіки залишків (рис. 4.6) показують, що залишки розташовані близько до прямої лінії, що свідчить про нормальний розподіл помилок. Це підтверджує адекватність моделей для всіх розглянутих показників.

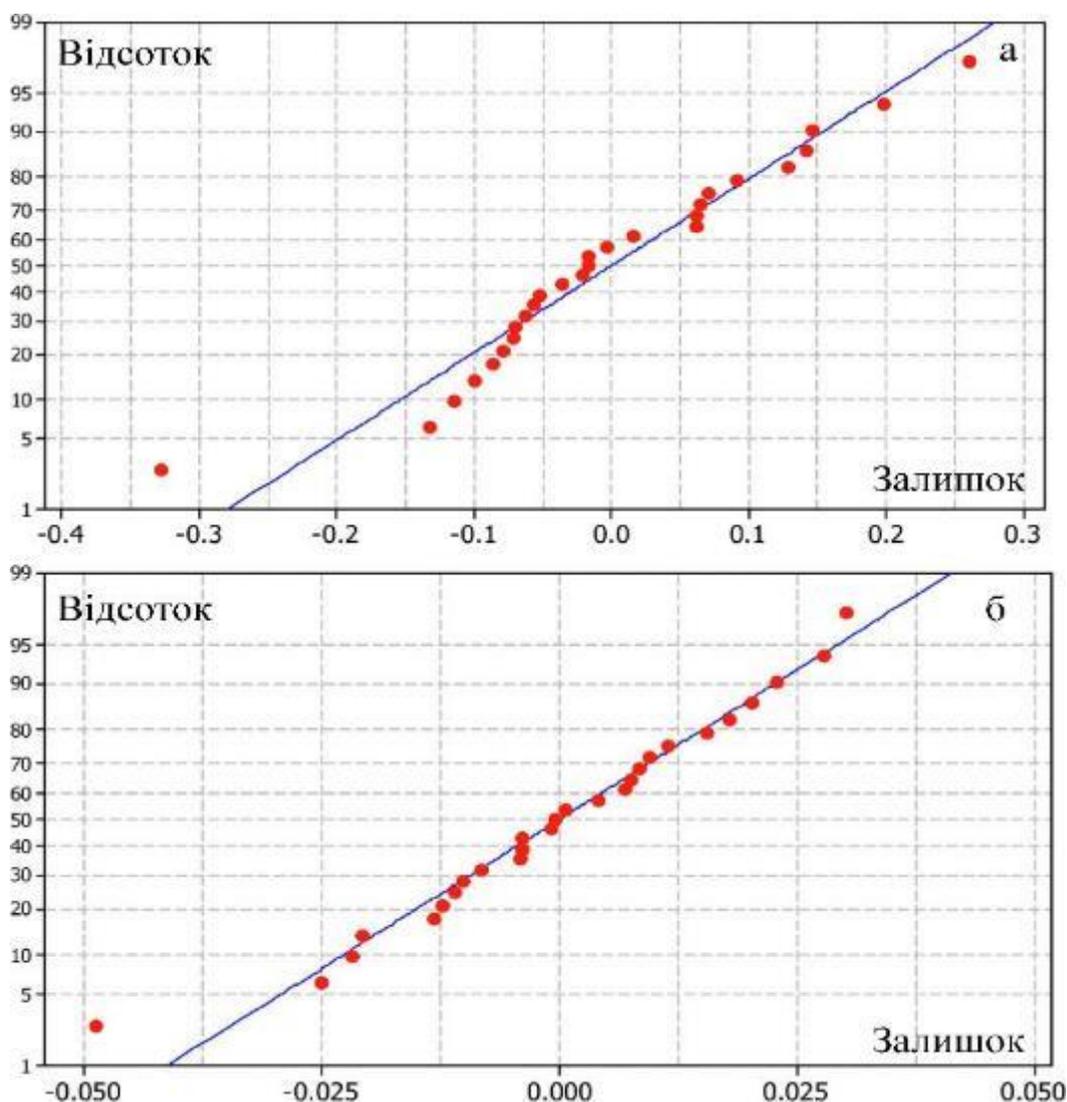


Рисунок 4.6 – Нормальний графік ймовірності залишків героторного насоса для кожного показника: а – зміна подачі, б – об'ємний ККД

4.4 Оптимізація факторів

За результатами статистичного аналізу в Wolfram Cloud можна визначити оптимальні значення факторів. Метод RSM дозволяє оптимізувати показники ефективності насоса, змінюючи незалежні фактори.

Рис. 4.7 показує оптимальні значення для всіх відповідей. Оптимальні значення факторів для максимізації подачі та об'ємного ККД: коефіцієнт радіуса трохойди – 1,375; частота обертання ротора – 2000 об/хв; тиск –1 бар

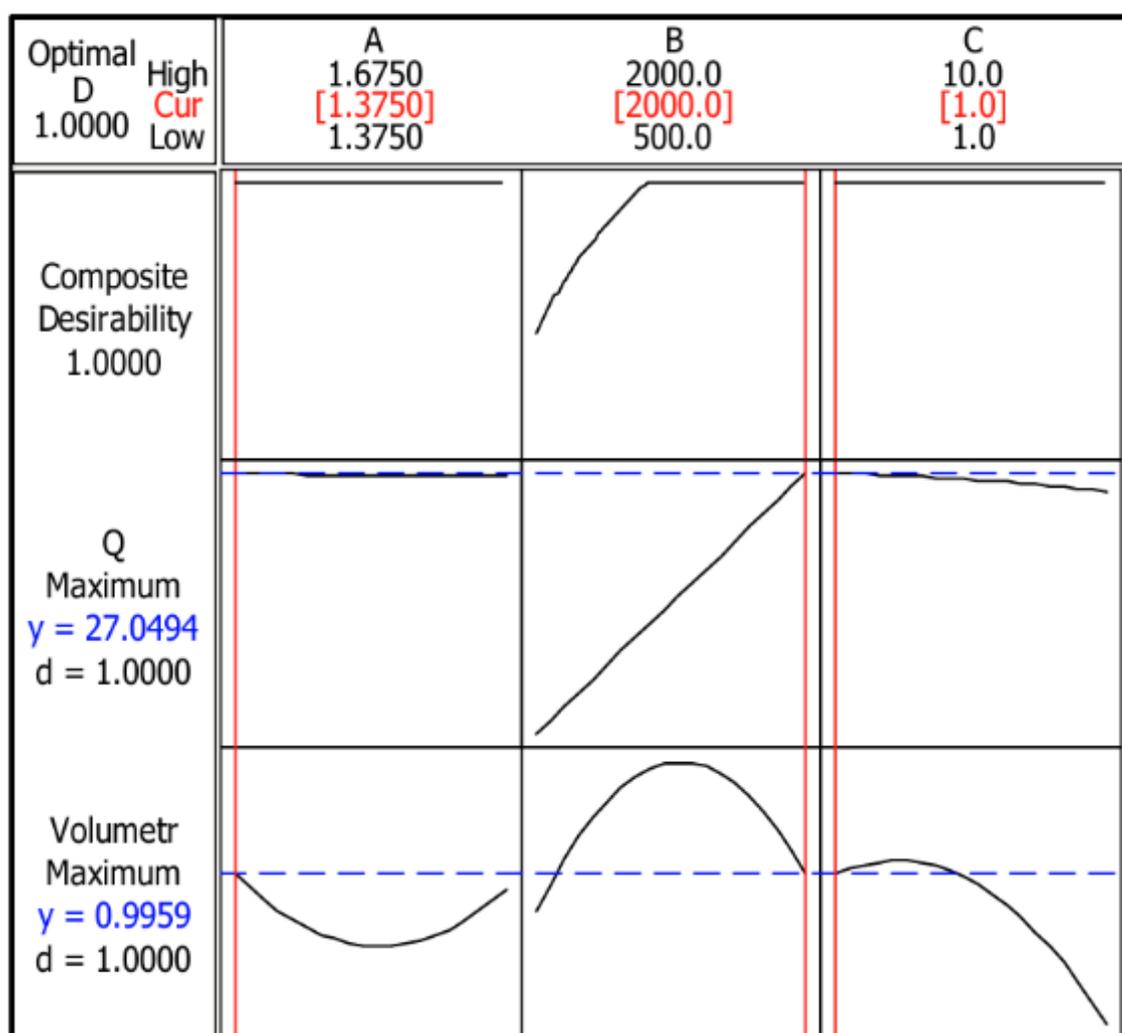


Рисунок 4.7 – Оптимізація результатів

Ці налаштування дозволяють досягти максимальних значень подачі та об'ємного ККД героторного насоса для перекачування рідких кормів.

4.5 Висновки з розділу

1. Чисельне моделювання роботи героторного насоса дозволило відтворити повний робочий цикл з циклічно змінним об'ємом робочої камери, забезпечуючи високу збіжність потоку та стабільність розрахунків завдяки налаштуванню внутрішніх ітерацій і коефіцієнта недорозслаблення для тиску. Використання динамічного оновлення сітки гарантувало коректність циклічних симуляцій та економію обчислювальних ресурсів, а розподіл тиску і швидкості рідини відповідав фізичній картині роботи насоса, демонструючи підвищення тиску у зонах зменшення об'єму та збільшення швидкості при розширенні об'єму.

2. Статистичний аналіз, проведений методом ANOVA, показав, що на зміну подачі найбільший вплив має частота обертання ротора, тоді як на об'ємний ККД визначальним фактором є тиск, а взаємодія тиск·частота обертання також має значний ефект. Регресійний аналіз дозволив побудувати математичні моделі, які відображають залежність подачі та об'ємного ККД від факторів, підтверджуючи адекватність моделей через нормальні графіки залишків та визначаючи найбільш впливові змінні.

3. Використання методу Response Surface Methodology дало змогу оптимізувати показники ефективності насоса, визначивши, що максимальні значення подачі та об'ємного ККД досягаються при коефіцієнті радіуса трохойди 1,375, частоті обертання ротора 2000 об/хв та тиску 1 бар. Отримані результати дозволяють не лише оцінити роботу героторного насоса для перекачування рідких кормів, але й визначити оптимальні параметри його експлуатації для підвищення продуктивності та ефективності.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Експлуатація героторних насосів для перекачування рідких кормів є важливим технологічним процесом у сільському господарстві та кормовій промисловості. Героторні насоси характеризуються високою продуктивністю, стабільністю потоку та здатністю працювати з рідинами різної в'язкості. Водночас їх робота пов'язана з певними технічними та технологічними ризиками, що вимагає суворого дотримання правил охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях. Організація безпечного процесу експлуатації насоса передбачає комплекс заходів, які включають правильне проектування робочого місця, застосування засобів індивідуального захисту, дотримання електробезпеки, контроль технічного стану обладнання та підготовку персоналу до реагування на аварійні ситуації.

Перед початком роботи з героторним насосом обов'язковим є проведення інструктажу з охорони праці для всього персоналу, що залучений до експлуатації та обслуговування обладнання. Працівники повинні ознайомитися з експлуатаційною документацією насоса, технічними паспортами та схемами підключення, а також знати алгоритм дій у випадку аварійних ситуацій. Всі роботи з насосом дозволяється виконувати тільки за умови повного дотримання встановлених правил безпеки, що виключає самовільне відкриття корпусу насоса під час роботи або без відключення електроживлення та трубопровідної системи. Особлива увага приділяється організації робочої зони: вона повинна бути добре освітлена, обладнана протипожежними засобами та мати належну вентиляцію для видалення парів та аерозолів рідких кормів, які можуть утворюватися під час перекачування.

Одним із ключових аспектів безпечної експлуатації героторного насоса є *використання засобів індивідуального захисту*. Персонал зобов'язаний використовувати захисні рукавички, спецодяг, окуляри та захисне взуття. У разі роботи з високов'язкими кормами або при можливості утворення аерозолу

доцільно застосовувати респіратори та фартухи. Такі заходи запобігають контакту рідини з шкірою, очима та дихальними шляхами, а також зменшують ризик опіків і алергічних реакцій, що можуть виникати при тривалому контакті з органічними кормовими сумішами.

Особливу увагу слід приділяти *електробезпеці*. Електроприводи героторного насоса повинні бути надійно заземлені, а пульти керування обладнані аварійними вимикачами для негайного припинення роботи в разі виникнення позаштатної ситуації. Перед запуском насосного агрегату необхідно перевіряти цілісність ізоляції електропроводки, наявність герметичних з'єднань у трубопроводі та відсутність механічних пошкоджень на корпусі насоса. Особливу увагу приділяють стану ущільнювальних елементів та шестерень, оскільки їх пошкодження може призвести до витoku рідини під тиском, заклинювання ротора та передчасного зносу обладнання.

Безпечна експлуатація насоса також передбачає *контроль режиму роботи*. Перевищення допустимих тиску та витрати може призвести до руйнування корпусу насоса або трубопровідної системи, а також до аварійного викиду рідкого корму. Забороняється запускати насос без рідини в системі, оскільки це може викликати сухий хід, перегрів та поломку робочих шестерень. Необхідно контролювати відсутність сторонніх предметів у рідкому кормі, які можуть потрапити в робочу камеру насоса та пошкодити шестерні або спричинити заклинювання.

При використанні героторного насоса завжди існує ймовірність *аварійних ситуацій*, таких як розгерметизація трубопроводів, протікання рідини під тиском, електричні короткі замикання або поломка насосного агрегату. У разі виникнення витoku рідини під тиском або розгерметизації трубопроводу необхідно негайно зупинити насос, перекрити подачу рідини та повідомити чергову службу технічної безпеки. Для запобігання пожежам та займанням слід використовувати вогнегасники, призначені для органічних та гідравлічних середовищ, а також евакуювати персонал із небезпечної зони.

У випадку травмування або контакту рідини з шкірою чи очима постраждалого слід негайно промити великою кількістю води і надати медичну допомогу. Працівники повинні мати доступ до аптечок першої допомоги, інструкцій щодо надання допомоги при опіках, порізах або інтоксикації кормовою рідиною. Регулярне навчання персоналу щодо правил дій при аварійних ситуаціях підвищує рівень безпеки та знижує ризик серйозних травм.

Для запобігання аваріям важливо контролювати технічний стан насосного обладнання. Регулярні огляди, планові ремонти та заміна зношених деталей зменшують ймовірність розгерметизації камер, заклинювання шестерень або пошкодження електроприводу. Крім того, рекомендується використовувати автоматизовані системи контролю тиску та витрати рідини, що дозволяють виявляти відхилення від нормального режиму роботи на ранній стадії та оперативно вживати заходи щодо усунення неполадок.

Одним із важливих елементів забезпечення безпеки є правильне проектування робочої зони та розташування насосного агрегату. Рекомендується розміщувати насос на стійких фундаментних підставках, забезпечувати вільний доступ до всіх контрольних та регулювальних елементів, а також передбачати можливість швидкого відключення живлення та перекриття подачі рідини. У приміщеннях, де експлуатується насос, повинна бути передбачена система вентиляції для видалення пари та аерозолю, що утворюється при перекачуванні рідких кормів, а також система освітлення, яка забезпечує достатню видимість під час обслуговування та ремонту.

Враховуючи, що героторний насос працює із рідинами, що можуть мати високу в'язкість та містити частинки кормової маси, слід забезпечити належну герметизацію робочих камер і стиків трубопроводів. Для цього використовують спеціальні ущільнювальні матеріали, які витримують робочий тиск і не реагують із перекачуваною рідиною. Зусилля на обслуговуючі елементи повинно бути регламентоване, а доступ до рухомих деталей насоса обмежений, щоб запобігти травмуванню рук чи кінцівок.

В цілому, дотримання комплексних заходів з охорони праці та безпеки при експлуатації героторного насоса дозволяє не лише захистити персонал від травм та шкідливого впливу рідких кормів, а й забезпечити надійну, ефективну та безперебійну роботу технологічного обладнання. Комплексний підхід до безпеки включає організаційні заходи, використання засобів індивідуального захисту, контроль технічного стану насоса, електробезпеку, моніторинг режимів роботи, підготовку персоналу до надзвичайних ситуацій та дотримання вимог виробничої гігієни та пожежної безпеки.

Таким чином, безпека при роботі з героторними насосами є важливим аспектом експлуатації, що охоплює як профілактичні заходи, так і готовність до реагування на надзвичайні ситуації. Дотримання встановлених правил і процедур забезпечує не лише збереження життя та здоров'я персоналу, а й підвищує ефективність технологічного процесу перекачування рідких кормів, запобігає втратам продукту та знижує ризик аварійних ситуацій у виробничому середовищі.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО ГЕРОТОРНОГО НАСОСА ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ РІДКИХ КОРМІВ

Розрахунок економічної ефективності удосконаленого героторного насоса для перекачування рідких кормів

Для оцінки економічної ефективності удосконаленого героторного насоса порівнюємо його показники з базовим насосом, використовуючи дані по продуктивності (подача, л/хв) та об'ємному ККД, отримані з моделювання та регресійного аналізу.

Вихідні дані. Базовий насос: подача: $Q_{\text{баз}} = 20$ л/хв; об'ємний ККД: $\eta_{\text{баз}} = 0,90$; потужність електродвигуна: $P_{\text{баз}} = 5$ кВт; вартість електроенергії: $C_e = 5$ грн/кВт·год; робочий час на рік: $T = 2000$ год. Удосконалений насос: подача: $Q_{\text{нов}} = 27$ л/хв; об'ємний ККД: $\eta_{\text{нов}} = 0,995$;

Потужність електродвигуна розраховується з урахуванням підвищеної подачі та ККД:

$$P_{\text{нов}} = P_{\text{баз}} \cdot \frac{Q_{\text{нов}} \cdot \eta_{\text{баз}}}{Q_{\text{баз}} \cdot \eta_{\text{нов}}}$$

Підставляючи значення:

$$P_{\text{нов}} = 5 \cdot \frac{27 \cdot 0,90}{20 \cdot 0,995} \approx 6,1 \text{ кВт}$$

Вартість удосконаленого насоса: $C_{\text{нов}} = 20000$ грн, базового насоса: $C_{\text{баз}} = 15000$ грн.

Пояснення: збільшення потужності обумовлено більшою подачею, але високий ККД компенсує частину енергоспоживання.

Енергетичні витрати на рік.

Базовий насос: $E_{\text{баз}} = P_{\text{баз}} \cdot T = 5 \cdot 2000 = 10000$ кВт

Удосконалений насос: $C_{\text{ен, баз}} = E_{\text{баз}} \cdot C_e = 10000 \cdot 5 = 50000$ грн/рік

Пояснення: хоча удосконалений насос споживає більше енергії, він перекачує більший об'єм рідини, що знижує витрати на одиницю продукції.

Об'єм рідини за рік та вартість перекачки 1 літра

$$V_{\text{баз}} = Q_{\text{баз}} \cdot T \cdot 60 = 20 \cdot 2000 \cdot 60 = 2,4 \cdot 10^6 \text{ л/рік}$$

$$V_{\text{нов}} = Q_{\text{нов}} \cdot T \cdot 60 = 27 \cdot 2000 \cdot 60 = 3,24 \cdot 10^6 \text{ л/рік}$$

Вартість 1 л рідини:

$$C_{\text{л, баз}} = \frac{C_{\text{ен, баз}}}{V_{\text{баз}}} = \frac{50000}{2,4 \cdot 10^6} \approx 0,0208 \text{ грн/л}$$

$$C_{\text{л, нов}} = \frac{C_{\text{ен, нов}}}{V_{\text{нов}}} = \frac{61000}{3,24 \cdot 10^6} \approx 0,0188 \text{ грн/л}$$

Економічна ефективність

$$\eta_{\text{ек}} = \frac{C_{\text{л, баз}} - C_{\text{л, нов}}}{C_{\text{л, баз}}} \cdot 100\% = \frac{0,0208 - 0,0188}{0,0208} \cdot 100\% \approx 9,6\%$$

Пояснення: економія на одиницю перекачаної рідини складає майже 10%.

Строк окупності. Інвестиції в удосконалений насос:

$$\Delta C_{\text{нас}} = C_{\text{нов}} - C_{\text{баз}} = 5000 \text{ грн}$$

Щорічна економія:

$$\Delta C_{\text{рік}} = C_{\text{ен, баз}} - \frac{C_{\text{ен, нов}} \cdot V_{\text{баз}}}{V_{\text{нов}}} \approx 50000 - 45185 \approx 4815 \text{ грн/рік}$$

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta C_{\text{нас}}}{\Delta C_{\text{рік}}} \approx \frac{5000}{4815} \approx 1,04 \text{ роки}$$

Пояснення: інвестиції в удосконалений насос окупляться приблизно за один рік, що робить його фінансово вигідним.

Таблиця 6.1 – Порівняння базового та удосконаленого насоса

Показник	Базовий насос	Удосконалений насос	Зміна / Ефективність
Подача (Q), л/хв	20	27	+35%
Об'ємний ККД (η)	0,90	0,995	+10,5%
Потужність P, кВт	5	6,1	+22%
Енергоспоживання на рік, кВт·год	10000	12200	+22%
Вартість енергії на рік, грн	50000	61000	+22%
Об'єм рідини за рік, л	$2,4 \cdot 10^6$	$3,24 \cdot 10^6$	+35%
Вартість 1 л рідини, грн	0,0208	0,0188	-9,6%
Інвестиції, грн	15000	20000	+5000
Строк окупності, роки	–	1,04	–

ВИСНОВКИ

1. Рідкі системи годівлі свиней забезпечують точне дозування корму та добавок, зменшують втрати, підвищують продуктивність тварин, дозволяють одночасно обслуговувати різні вікові групи та оптимізують процес за допомогою автоматизації, при чому насос є ключовим елементом транспортування суміші; це робить рідке годування найбільш ефективним, економічним і науково обґрунтованим методом у промисловому свинарстві. В результаті аналізу конструкцій насосів для перекачування рідких сумішей встановлено, що героторні насоси, завдяки своїй конструкції та фізичним властивостям, забезпечують стабільний безперервний потік рідини, мінімізують гідравлічні удари та пульсації, дозволяють точно дозувати кормову суміш і ефективно працюють із в'язкими або твердими компонентами. Вони поєднують надійність, довговічність і технологічну ефективність, що робить їх оптимальним вибором для транспортування рідких кормів у промисловому свинарстві та агропромислових системах.

2. Виконана параметризація внутрішнього профілю героторного насоса та вдосконалений метод побудови зовнішнього профілю як спряженої кривої внутрішньої форми забезпечують кращу узгодженість взаємодії робочих поверхонь. Це дозволяє мінімізувати рециркуляцію рідини, підвищити ефективність роботи насоса та точність визначення геометричних характеристик камер, що є основою для подальшого гідродинамічного моделювання та оптимізації конструкції. Модуль гідродинаміки героторного насоса базується на дискретизації потоку на контрольні об'єми з урахуванням їх змінної геометрії під час обертання ротора. Використання принципів збереження маси та енергії дозволяє сформулювати рівняння для розрахунку тиску й витрати з урахуванням вхідних/вихідних потоків та перетікань через зазори, що моделюються як потоки Пуазейля та Куетта. Такий підхід забезпечує адекватний опис внутрішніх процесів у насосі, включаючи вплив витоків і зміни фізичних властивостей рідини залежно від тиску.

3. Розроблена 3D-модель героторного насоса на базі NX CAD і Star-CCM+ дозволяє інтегрувати параметричну геометрію внутрішніх та зовнішніх шестерень, обчислювати форми робочих камер для будь-якого кута повороту та узгоджувати положення портів. Інструмент забезпечує інтерактивну візуалізацію, анімацію обертання, імпорт і порівняння CFD-даних та експериментальних результатів. Такий підхід підвищує точність симуляцій і дозволяє детально аналізувати просторову поведінку насоса та його робочих параметрів.

4. Чисельне моделювання роботи героторного насоса дозволило відтворити повний робочий цикл з циклічно змінним об'ємом робочої камери, забезпечуючи високу збіжність потоку та стабільність розрахунків завдяки налаштуванню внутрішніх ітерацій і коефіцієнта недорозслаблення для тиску. Використання динамічного оновлення сітки гарантувало коректність циклічних симуляцій та економію обчислювальних ресурсів, а розподіл тиску і швидкості рідини відповідав фізичній картині роботи насоса, демонструючи підвищення тиску у зонах зменшення об'єму та збільшення швидкості при розширенні об'єму. Статистичний аналіз, проведений методом ANOVA, показав, що на зміну подачі найбільший вплив має частота обертання ротора, тоді як на об'ємний ККД визначальним фактором є тиск, а взаємодія тиск·частота обертання також має значний ефект. Регресійний аналіз дозволив побудувати математичні моделі, які відображають залежність подачі та об'ємного ККД від факторів, підтверджуючи адекватність моделей через нормальні графіки залишків та визначаючи найбільш впливові змінні.

5. Використання методу Response Surface Methodology дало змогу оптимізувати показники ефективності насоса, визначивши, що максимальні значення подачі та об'ємного ККД досягаються при коефіцієнті радіуса трохойди 1,375, частоті обертання ротора 2000 об/хв та тиску 1 бар. Отримані результати дозволяють не лише оцінити роботу героторного насоса для перекачування рідких кормів, але й визначити оптимальні параметри його експлуатації для підвищення продуктивності та ефективності.

б. Проведений аналіз показав, що удосконалений героторний насос для перекачування рідких кормів має суттєві переваги порівняно з базовим насосом. Завдяки підвищеній подачі та покращеному об'ємному ККД, новий насос перекачує на 35% більше рідини при майже на 10% нижчій вартості енергії на одиницю продукції. Хоча електродвигун удосконаленого насоса споживає на 22% більше потужності, економія на витратах енергії та підвищена продуктивність забезпечують економічну ефективність на рівні 9,6%. Інвестиції в удосконалений насос окупаються приблизно за 1 рік, що свідчить про високу фінансову доцільність його використання. Таким чином, впровадження удосконаленого героторного насоса дозволяє одночасно підвищити продуктивність, енергетичну ефективність і скоротити експлуатаційні витрати, що робить його ефективним рішенням для промислового перекачування рідких кормів.

Бібліографія

1. Gamez-Montero P.J., Codina E., Castilla R. A review of gerotor technology in hydraulic machines // *Energies*. – 2019. – Vol. 12. – P. 2423.
2. Castilla R., Gamez-Montero P., Ertürk N., Vernet A., Coussirat M., Codina E. Numerical simulation of turbulent flow in the suction chamber of a gearpump using deforming mesh and mesh replacement // *Int. J. Mech. Sci.* – 2010. – Vol. 52. – P. 1334–1342.
3. Houzeaux G., Codina R. A finite element method for the solution of rotary pumps // *Comput. Fluids*. – 2007. – Vol. 36. – P. 667–679.
4. Hsieh C.F. Fluid and dynamics analyses of a gerotor pump using various span angle designs // *J. Mech. Des.* – 2012. – Vol. 134.
5. Bae J.H., Kwak H.S., San S., Kim C. Design and CFD analysis of gerotor with multiple profiles (ellipse–involute–ellipse type and 3-ellipses type) using rotation and translation algorithm // *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.* – 2016. – Vol. 230. – P. 804–823.
6. Rundo M., Altare G. Lumped Parameter and Three-Dimensional CFD Simulation of a Variable Displacement Vane Pump for Engine Lubrication // *J. Fluids Eng.* – 2018. – Vol. 140. – P. 61–101.
7. Gamez-Montero P.J., Castilla R., del Campo D., Ertürk N., Raush G., Codina E. Influence of the interteeth clearances on the flow ripple in a gerotor pump for engine lubrication // *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* – 2012. – Vol. 226. – P. 930–942.
8. Pellegrini M., Vacca A., Frosina E., Buono D., Senatore A. Numerical analysis and experimental validation of Gerotor pumps: A comparison between a lumped parameter and a computational fluid dynamics-based approach // *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.* – 2017. – Vol. 231. – P. 4413–4430.
9. Pellegrini M., Vacca A., Devendran R.S., Dautry E., Ginsberg B. A Lumped parameter approach for gerotor pumps: Model Formulation and experimental validation // In: *Proceedings of the 2016 10th International Fluid Power*

Conference, Dresden, Germany, 8–10 March 2016. – Dresden: Technische Universität Dresden, 2016. – Vol. 1. – P. 465–476.

10. Shah Y., Vacca A., Dabiri S., Frosina E. A fast lumped parameter approach for the prediction of both aeration and cavitation in Gerotor pumps // *Meccanica*. – 2018. – Vol. 53. – P. 175–191.

11. Rundo M. Models for flow rate simulation in gear pumps: A review // *Energies*. – 2017. – Vol. 10. – P. 1261.

12. Tao F., Zhang H., Liu A., Nee A.Y. Digital twin in industry: State-of-the-art // *IEEE Trans. Ind. Inform.* – 2018. – Vol. 15. – P. 2405–2415.

13. Pires F., Cachada A., Barbosa J., Moreira A.P., Leitão P. Digital Twin in Industry 4.0: Technologies, Applications and Challenges // In: *Proceedings of the 2019 IEEE 17th International Conference on Industrial Informatics (INDIN)*, Espoo, Finland, 22–25 July 2019. – Piscataway: IEEE, 2019. – Vol. 1. – P. 721–726.

14. Mejia D., Moreno A., Arbelaiz A., Posada J., Ruiz-Salguero O., Chopitea R. Accelerated thermal simulation for three-dimensional interactive optimization of computer numeric control sheet metal laser cutting // *J. Manuf. Sci. Eng.* – 2018. – Vol. 140.

15. Mejia-Parra D., Arbelaiz A., Ruiz-Salguero O., Lalinde-Pulido J., Moreno A., Posada J. Fast Simulation of Laser Heating Processes on Thin Metal Plates with FFT Using CPU/GPU Hardware // *Appl. Sci.* – 2020. – Vol. 10. – P. 3281.

16. Gámez Montero P.J. *Caracterización Fluidodinámica de una Bomba Oleohidráulica de Engranajes Internos Generados por Perfiles Trocoidales*. – Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2004.

17. Kwon S.M., Kang H.S., Shin J.H. Rotor profile design in a hypogero rotor pump // *J. Mech. Sci. Technol.* – 2009. – Vol. 23. – P. 3459–3470.

18. Kim S., Murrenhoff H. Measurement of effective bulk modulus for hydraulic oil at low pressure // *J. Fluids Eng.* – 2012. – Vol. 134.

19. Simões B., Creus C., Carretero M.d.P., Guinea Ochaíta A. Streamlining XR Technology Into Industrial Training and Maintenance Processes // In: *The 25th*

International Conference on 3D Web Technology. – New York: Association for Computing Machinery, 2020.

20. Simões B., del Puy Carretero M., Santiago J.M. Photorealism and Kinematics for Web-Based CAD Data // In: The 25th International Conference on 3D Web Technology. – New York: Association for Computing Machinery, 2020.

21. Castilla López R., Gámez Montero P.J., Raush Alviach G.A., Codina Macià E. Three dimensional simulation of gerotor with deforming mesh by using OpenFOAM // In: Proceedings of the Fluid Power Networks: 19–21 March 2018, Aachen, Germany. – P. 260–271.

22. Ivanović L., Stojanović B., Ilić A., Miletić I. Modeling of the functional characteristics of planetary gerotor pumps // IMK-14- Research & Development. – 2011. – Vol. 17, No. 4. – P. 77–83.

23. Ivanović L., Josifović D., Blagojević M., Stojanović B., Ilić A. Determination of gerotor pump theoretical flow // In: 1st International Scientific Conference, Jahorina, B&H, 28–30 November 2012. – P. 243–250.

24. Ristivojević M., Lazović T., Vencl A. Studying the load carrying capacity of spur gear tooth flanks // Mechanism and Machine Theory. – 2013. – Vol. 59. – P. 125–137.

25. Ivanović L., Josifović D. Specific Sliding of Trochoidal Gearing Profile in the Gerotor Pumps // FME Transactions. – 2006. – Vol. 34, No. 3. – P. 121–127.

26. Ivanovic L., Eric M., Stojanovic B., Ilic A. Determination of Tooth Clearances at Trochoidal Pump // FME Transaction. – 2011. – Vol. 39, No. 3. – P. 117–126.

27. Veličković S. Analysis of influential factors on the tensile strength of polyethylene using the factorial design // Technical Diagnostics. – 2015. – Vol. 14, No. 3. – P. 33–40.

28. Hwang Y., Hsieh C. Determination of surface singularities of a cycloidal gear drive with inner meshing // Elsevier. – 2007. – Vol. 45, Issues 3–4. – P. 340–354.

29. Hwang Y., Hsieh C. Geometric Design Using Hypotrochoid and Nonundercutting Conditions for an Internal Cycloidal Gear // *J. Mech. Des.* – 2007. – Vol. 29, Issue 7. – P. 413–420.

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

31. Aliiev E., Dudin V., Yanovsky A. Study of air distribution phases of the small-sized rotary vane vacuum pump // *U.P.B. Sci. Bull., Series D.* – 2022. – Vol. 84, Issue 1. – P. 249–264.

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

33. Алієв Е.Б., Малегін Р.Д. Результати експериментальних досліджень гомогенізатора-диспергатора рідких кормів для свиней // *Сільськогосподарські машини.* – 2024. – Vol. 50. – P. 48–60. DOI: 10.36910/acm.vi50.1334

34. Малегін Р.Д., Алієв Е.Б. Методика проведення експериментальних досліджень роботи диспергатора-гомогенізатора рідких кормів // *Матеріали XIII Міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем», 25–26 травня 2023 р.* – P. 85–87.

35. Алієв Е., Малегін Р., Алієва О. Етапи розробки гомогенізатора-диспергатора рідких кормів // *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Досягнення та перспективи галузі виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції», Кропивницький, 2022.* – P. 40–41.

36. Алієв Е.Б., Дудін В.Ю., Алієва О.Ю., Малегін Р.Д. Результати чисельного моделювання кавітаційного диспергатора рідких кормів // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – 2020. – № 21. – P. 33–40. DOI: <https://doi.org/10.37700/ts.2020.21.33-40>

Додатки

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

Чисельне моделювання героторного насоса для перекачування рідких кормів

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІз-1-24
Оскаленко Петро Володимирович

Керівник: д-р техн. наук, старший дослідник, професор
Алієв Ельчин Бахтияр огли

Дніпро, 2025

Мета і задачі досліджень

2

Мета дослідження: підвищення ефективності роботи героторного насоса для перекачування рідких кормів шляхом удосконалення його конструктивних параметрів та оптимізації режимів роботи на основі аналітичного та чисельного моделювання.

Задачі дослідження:

- Проаналізувати сучасний стан кормовиробництва та технологій перекачування рідких кормів.
- Провести огляд існуючих конструкцій героторних насосів і визначити напрями їх удосконалення.
- Розробити геометричну та гідродинамічну моделі процесу роботи героторного насоса.
- Виконати чисельне моделювання гідродинамічних процесів у робочих порожнинах насоса.
- Провести регресійний аналіз та оптимізацію факторів, що впливають на ефективність роботи насоса.
- Оцінити економічну ефективність удосконаленого героторного насоса в порівнянні з базовою конструкцією.

Об'єкт дослідження: процес роботи героторного насоса при перекачуванні рідких кормів у системах годівлі тварин.

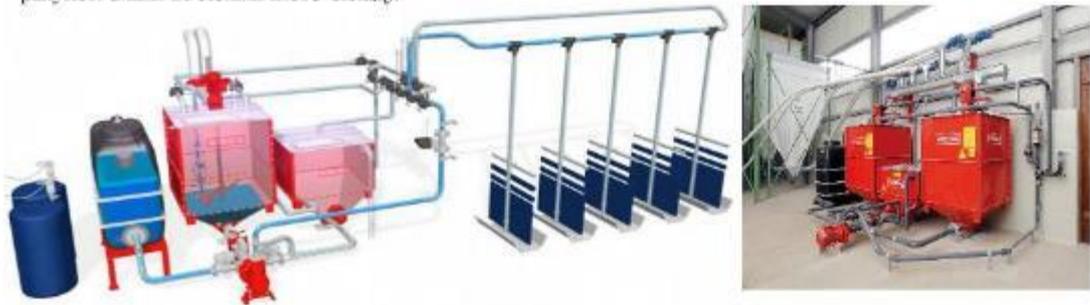
Предмет дослідження: закономірності впливу геометричних і кінематичних параметрів (ексцентриситету, кількості зубців ротора і статора, частоти обертання) на подачу, тиск і об'ємний коефіцієнт корисної дії героторного насоса.

Технології годівлі тварин рідкими кормами

3

Основні переваги рідкої годівлі:

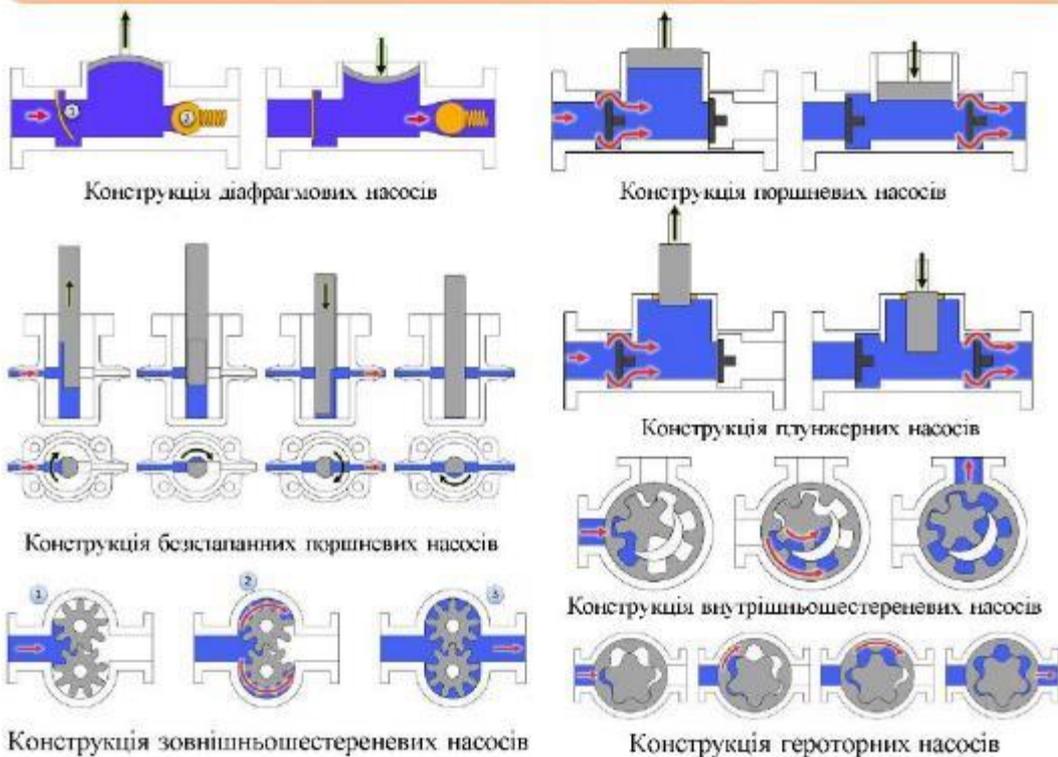
- корм відповідає природним потребам свиней і дозволяє плавно змінювати раціони;
- точне дозування та спрощено введення добавок (премікси, медикаменти);
- зменшення втрат корму та відмова від додаткових нагувалок;
- збільшення поїдання корму на 5%, приростів на 6% та зниження коефіцієнта конверсії до 10%;
- менше екскрементів, що позитивно впливає на економіку та екологію;
- одночасне застосування різних рецептур для різних вікових груп;
- доставка великого обсягу корму на значні відстані через трубопроводи;
- гнучкість системи та можливість оперативної зміни раціон без участі комбікормового заводу;
- скорочення чисельності персоналу на 25%, зниження витрат електроенергії та зменшення впливу людського фактору;
- можливість ферментації кормової суміші, що підвищує біодоступність поживних речовин за рахунок зміни їх біохімічного складу.



Рідке годування WEDA BW (BW)

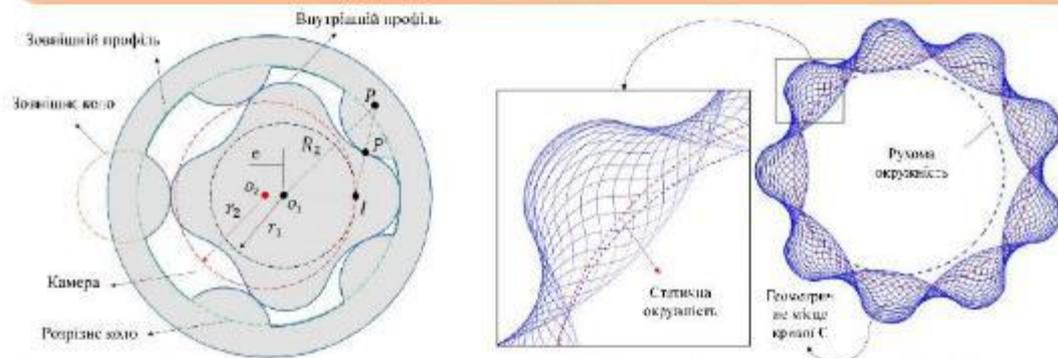
Аналіз конструкцій насосів для перекачування рідких сумішей

4

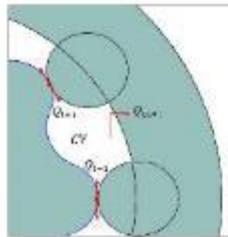


Аналітичні дослідження процесу роботи героторного насоса

5



Параметризація форми внутрішнього профілю відповідно до рівняння



Види потоків через межу контрольного об'єму

$$Q_{in} = C_d A_{1, in} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_w)}{\rho_{eff}}}$$

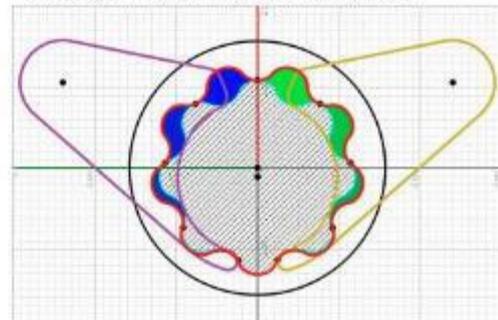
$$Q_{out} = C_d A_{1, out} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_{atm})}{\rho_{eff}}}$$

$$D_h = \frac{4A_c(\theta)}{P_1(\theta)}$$

$$Re_c = \frac{D_h}{\nu} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{eff}}}$$

$$C_d = C_{d, max} \tanh\left(\frac{2Re_c}{Re_{crit}}\right)$$

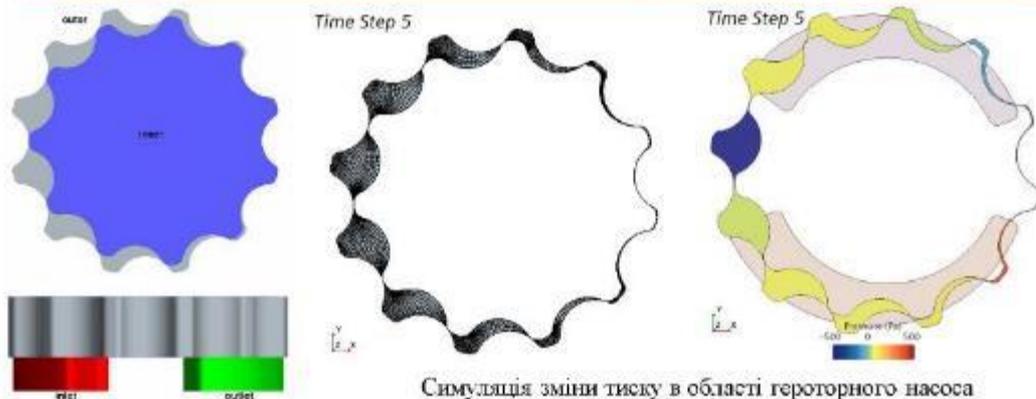
Слід кривої внутрішнього профілю C



Конструкція геротора

Результати чисельного моделювання

6



Симуляція зміни тиску в області героторного насоса

Постановка задачі чисельного моделювання

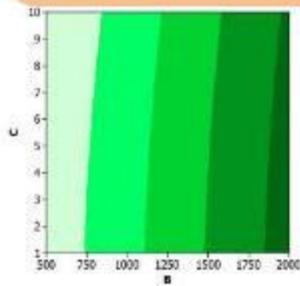


Результати чисельного експерименту

A	B	Подітча, л/хв			Об'ємний ККД		
		C = 0	C = 1	C = 2	C = 0	C = 1	C = 2
0	0	6,91	13,44	26,94	0,993	0,995	1,000
0	1	6,52	13,11	26,53	0,936	0,971	0,986
0	2	5,31	12,22	25,72	0,763	0,904	0,954
1	0	6,83	13,53	27,15	0,986	0,993	1,000
1	1	6,31	13,04	26,52	0,914	0,957	0,978
1	2	5,02	12,01	25,31	0,725	0,878	0,934
2	0	6,86	13,42	26,72	0,986	1,000	1,000
2	1	6,44	12,93	26,21	0,929	0,967	0,982
2	2	5,54	12,14	25,33	0,799	0,905	0,948

Результати чисельного моделювання

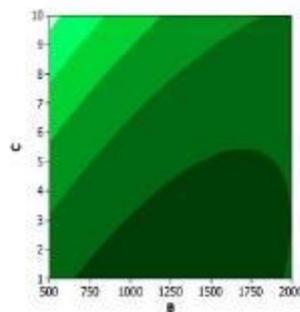
7



Залежність зміни подачі залежно від частоти обертання та тиску

$$Q = -0,0526853 \cdot C - 0,0133896 \cdot B + 0,185803 - 0,00996915 \cdot C^2 - 1,17685 \cdot 10^{-5} \cdot C \cdot B - 6,51185 \cdot 10^{-8} \cdot B^2;$$

Терміни	Коеф.	SE Коеф.	T	P
Константа	0,185801	0,092871	2,002	0,056
B (частота обертання)	0,013391	0,000046	285,4	0,001
C (тиск)	-0,052684	0,035615	-1,478	0,152
C·C	-0,009968	0,003111	-3,205	0,003



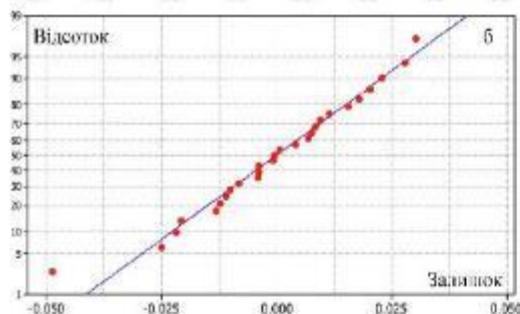
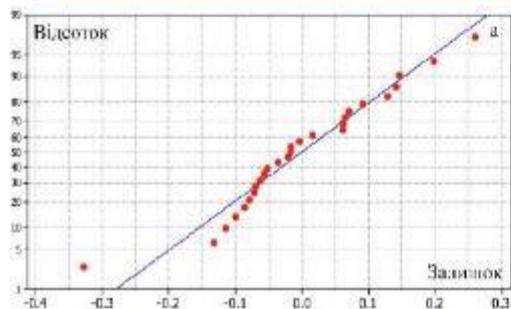
Залежність зміни об'ємного ККД залежно від частоти обертання та тиску

$$\eta = -0,0279709 \cdot C - 0,00015608 \cdot B + 0,947808 - 3,3788 \cdot 10^{-6} \cdot B^2 + 1,21 \cdot 10^{-5} \cdot B \cdot C$$

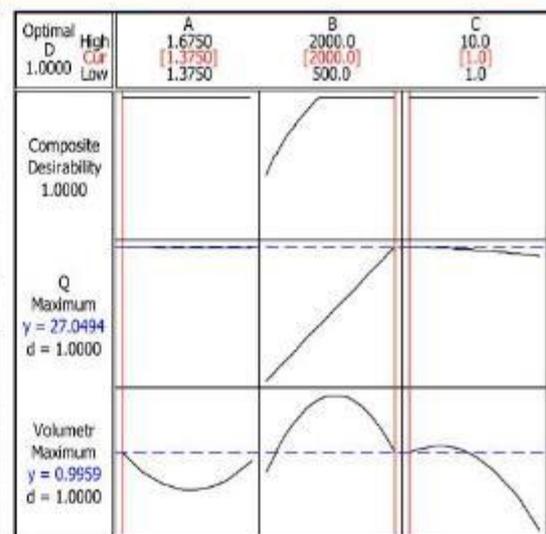
Терміни	Коеф.	SE Коеф.	T	P
Константа	0,947806	0,029291	32,361	0,001
B (частота обертання)	0,000155	0,000052	3,054	0,007
C (тиск)	-0,027972	0,002572	-10,884	0,001
B·B	-0,000001	0,000001	-3,378	0,004
B·C	0,000013	0,000003	6,058	0,001

Результати чисельного моделювання

8



Нормальний графік ймовірності залишків героторного насоса для кожного показника: а – зміна подачі, б – об'ємний ККД



Оптимізація результатів

Оптимальні значення факторів для максимізації подачі та об'ємного ККД: коефіцієнт радіуса трохоїди – 1,375; частота обертання ротора – 2000 об/хв; тиск – 1 бар

Показник	Базовий насос	Удосконалений насос	Зміна / Ефективність
Подача (Q), л/хв	20	27	+35%
Об'ємний ККД (η)	0,90	0,995	+10,5%
Потужність P, кВт	5	6,1	+22%
Енергоспоживання на рік, кВт·год	10000	12200	+22%
Вартість енергії на рік, грн	50000	61000	+22%
Об'єм рідини за рік, л	$2,4 \cdot 10^6$	$3,24 \cdot 10^6$	+35%
Вартість 1 л рідини, грн	0,0208	0,0188	-9,6%
Інвестиції, грн	15000	20000	+5000
Строк окупності, роки	–	1,04	–

Висновки

10

1. Рідкі системи годівлі свиней забезпечують точне дозування корму та добавок, зменшують витрати, підвищують продуктивність тварин, дозволяють одночасно обслуговувати різні вікові групи та оптимізують процес за допомогою автоматизації, при чому насос є ключовим елементом транспортування суміші; це робить рідке годування найбільш ефективним, економічним і науково обґрунтованим методом у промисловому свиñarстві. В результаті аналізу конструкції насосів для перекачування рідких сумішей встановлено, що героторні насоси, завдяки своїй конструкції та фізичним властивостям, забезпечують стабільний безперервний потік рідини, мінімізують гідравлічні удари та пульсації, дозволяють точно дозувати кормову суміш і ефективно працюють із в'язкими або твердими компонентами. Вони поєднують надійність, довговічність і технологічну ефективність, що робить їх оптимальним вибором для транспортування рідких кормів у промисловому свиñarстві та агропромислових системах.
2. Виконана параметризація внутрішнього профілю героторного насоса та вдосконалений метод побудови зовнішнього профілю як спряженої кривої внутрішньої форми забезпечують кращу узгодженість взаємодії робочих поверхонь. Це дозволяє мінімізувати рециркуляцію рідини, підвищити ефективність роботи насоса та точність визначення геометричних характеристик камер, що є основою для подальшого гідродинамічного моделювання та оптимізації конструкції. Модуль гідродинаміки героторного насоса базується на дискретизації потоку на контрольні об'єми з урахуванням їх змінної геометрії під час обертання ротора. Використання принципів збереження маси та енергії дозволяє сформувати рівняння для розрахунку тиску й витрати з урахуванням вхідних/вихідних потоків та перетікань через зазори, що моделюються як потоки Пуазейля та Куєтта. Такий підхід забезпечує адекватний опис внутрішніх процесів у насосі, включаючи вплив витоків і зміни фізичних властивостей рідини залежно від тиску.
3. Розроблена 3D-модель героторного насоса на базі NX CAD і Star-CCM+ дозволяє інтегрувати параметричну геометрію внутрішніх та зовнішніх шестерень, обчислювати форми робочих камер для будь-якого кута повороту та узгоджувати положення портів. Інструмент забезпечує інтерактивну візуалізацію, анімацію обертання, імпорт і порівняння CFD-даних та експериментальних результатів. Такий підхід підвищує точність симуляцій і дозволяє детально аналізувати просторову поведінку насоса та його робочих параметрів.

4. Чисельне моделювання роботи героторного насоса дозволило відтворити повний робочий цикл з циклічно змінним об'ємом робочої камери, забезпечуючи високу збіжність потоку та стабільність розрахунків завдяки налаштуванню внутрішніх ітерацій і коефіцієнта подорозслаблення для тиску. Використання динамічного оновлення сітки гарантувало коректність циклічних симуляцій та економлю обчислювальних ресурсів, а розподіл тиску і швидкості рідини відповідав фізичній картині роботи насоса, демонструючи підвищення тиску у зонах зменшення об'єму та збільшення швидкості при розширенні об'єму. Статистичний аналіз, проведений методом ANOVA, показав, що на зміну подачі найбільший вплив має частота обертання ротора, тоді як на об'ємний ККД визначальним фактором є тиск, а взаємодія тиск частота обертання також має значний ефект. Регресійний аналіз дозволив побудувати математичні моделі, які відображають залежність подачі та об'ємного ККД від факторів, підтверджуючи адекватність моделей через нормальні графіки залишків та визначаючи найбільш впливові змінні.
5. Використання методу Response Surface Methodology дало змогу оптимізувати показники ефективності насоса, визначивши, що максимальні значення подачі та об'ємного ККД досягаються при коефіцієнті радіуса трохлоїди 1,375, частоті обертання ротора 2000 об/хв та тиску 1 бар. Отримані результати дозволяють не лише оцінити роботу героторного насоса для перекачування рідких кормів, але й визначити оптимальні параметри його експлуатації для підвищення продуктивності та ефективності.
6. Проведений аналіз показав, що удосконалений героторний насос для перекачування рідких кормів має суттєві переваги порівняно з базовим насосом. Завдяки підвищеній подачі та покращеному об'ємному ККД, новий насос перекачує на 35% більше рідини при майже на 10% нижчій вартості енергії на одиницю продукції. Хоча електродвигун удосконаленого насоса споживає на 22% більше потужності, економія на витратах енергії та підвищена продуктивність забезпечують економічну ефективність на рівні 9,6%. Інвестиції в удосконалений насос окупаються приблизно за 1 рік, що свідчить про високу фінансову доцільність його використання. Таким чином, впровадження удосконаленого героторного насоса дозволяє одночасно підвищити продуктивність, енергетичну ефективність і скоротити експлуатаційні витрати, що робить його ефективним рішенням для промислового перекачування рідких кормів.