

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

Пояснювальна записка
до дипломної роботи
освітнього ступеня "Магістр" на тему:
Чисельне моделювання відцентрового молочного насоса

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

_____ Нечипоренко Олег Сергійович

Керівник: _____ Лупко Кристина Олегівна

Рецензент: _____ Носенко Євгеній Олегович

Дніпро, 2024

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**
Інженерно-технологічний факультет

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

доцент

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«12» листопада 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Нечипоренку Олегу Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Чисельне моделювання відцентрового молочного насоса

керівник роботи Лупко Кристина Олегівна, доктор філософії

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«12» листопада 2024 року № 3784

2. Строк подання студентом роботи 16.12.2024 року

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі механізації тваринництва та існуючих технічних засобів для доїння. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан і напрями досліджень. 2. Аналітичні дослідження процесу роботи відцентрового молочного насоса. 3. Методика чисельного моделювання. 4. Результати чисельного моделювання відцентрового молочного насоса. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність відцентрового молочного насоса. Висновки. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

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

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-6	Лупко К. О., старший викладач	12.11.2024	09.12.2024
Нормоконтроль	Івлєв В. В., доцент	06.12.2024	09.12.2024

7. Дата видачі завдання: 12 листопада 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент

Нечипоренко О. С.

Керівник роботи

Лупко К. О.

Нечипоренко О. С. Чисельне моделювання відцентрового молочного насоса. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2024.

Дана робота присвячена дослідженню ефективності відцентрового молочного насоса в контексті оптимізації доїльних установок. У вступі розглядаються основні аспекти важливості вдосконалення технологічних процесів у молочній промисловості, зокрема акцентується увага на конструкційних особливостях насосів та їх вплив на загальну продуктивність. У першому розділі аналізується стан та напрями досліджень, охоплюючи будову доїльної установки, вимоги до елементів молочної системи та конструкції гідравлічних насосів. Після цього в другому розділі розглядаються турбулентні потоки, моделювання турбулентності в турбомашинах, а також прогнозування продуктивності за допомогою моделей турбулентності, зокрема моделі $k-\omega$ SST. Третій розділ описує методику чисельного моделювання, що включає створення 3D-моделі насоса, сіткової моделі та налаштування параметрів CFD. У четвертому розділі представлені результати чисельного моделювання, зокрема вплив варіації лопаток насоса та додавання розгалужувачів на його характеристики. Останні два розділи присвячені охороні праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, а також економічній ефективності вдосконаленого насоса.

Ключові слова: доїльна установка, молоко, молочний насос, параметри, моделювання, ефективність.

Апробація. Нечипоренко О. С. (2024). Чисельне моделювання відцентрового молочного насоса. Збірник тез III Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (15 листопада 2024 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 143–145.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ	8
1.1 Будова доїльної установки.....	8
1.2 Вимоги до елементів молочної системи.....	10
1.3 Аналіз конструкцій гідравлічних насосів	12
1.3 Висновки з розділу	22
2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО МОЛОЧНОГО НАСОСА	23
2.1 Турбулентні потоки.....	23
2.2 Моделювання турбулентності в турбомашинах	24
2.3 Прогнозування продуктивності з використанням моделей турбулентності на основі в'язкості вихору	27
2.4 Модель турбулентності $k-\omega$ SST	30
2.5 Висновки з розділу.....	33
3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	34
3.1 3D-модель відцентрового насоса	34
3.2 Створення сіткової моделі	36
3.3 Критерії оцінки досліджень.....	37
3.4 Налаштування CFD.....	38
3.5 План чисельного експерименту	39
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО МОЛОЧНОГО НАСОСА	43
4.1 Вплив варіації лопатки насоса.....	43
4.2 Вплив додавання розгалужувачів на прохід насоса.....	49
4.3 Висновки з розділу	60
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	62
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВІДЦЕНТРОВОГО МОЛОЧНОГО НАСОСА ...	65
ВИСНОВКИ.....	67
Бібліографія	69
Додатки	73

ВСТУП

У сучасному світі молочна промисловість є однією з найважливіших галузей агропромислового комплексу, яка забезпечує населення високоякісними молочними продуктами. Успіх цієї галузі значною мірою залежить від ефективності технологічного обладнання, зокрема доїльних установок та молочних насосів. З розвитком технологій постає необхідність удосконалення існуючих систем, що дозволяє підвищити продуктивність та якість продукції, а також зменшити експлуатаційні витрати.

Основною **метою** цієї роботи є вивчення і аналіз ефективності молочних насосів та систем доїння, акцентуючи увагу на їх конструктивних особливостях, функціонуванні та впливі на загальну продуктивність. Важливим елементом у цьому процесі є оптимізація проектування насосів, використання обчислювальної гідродинаміки (CFD) для моделювання турбулентних потоків, а також детальне дослідження впливу різних елементів конструкції на роботу насосів.

Аналіз конструкцій гідравлічних насосів показує, що відцентрові насоси, незважаючи на свої переваги, потребують подальшого вдосконалення для вирішення існуючих проблем, таких як "втрата заповнення" і оптимізація системи всмоктування. Це дослідження також підкреслює важливість дотримання стандартів якості, що є критично важливими для запобігання змішування некондиційної продукції з якісною, а також для забезпечення чистоти та ефективності процесу.

Таким чином, дослідження акцентує увагу на важливих аспектах вдосконалення молочних насосів, їх впливу на ефективність виробництва, а також на необхідності інтеграції нових технологій для досягнення вищих стандартів якості у молочній промисловості. Результати роботи можуть слугувати основою для подальших досліджень у цій сфері та допомогти в розробці нових рішень для оптимізації процесів доїння та переробки молока.

1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Будова доїльної установки

Доїльна установка є найважливішим обладнанням на молочній фермі. Система збирання, охолодження та зберігання молока використовується більше годин на рік, ніж будь-яке інше обладнання на фермі. Правильне проектування, будівництво, обслуговування та експлуатація цього обладнання є ключовими для ефективного збору та доставки якісної продукції. Успіх будь-якої конструкції доїльної установки залежить від розуміння її функцій.

Конструкція сучасної доїльної системи є результатом поєднання практичного досвіду, методу спроб і помилок та контрольованих досліджень. Оскільки доїльні системи стають дедалі складнішими, особливо в автоматизованих доїльних залах, виникає зростаюча потреба в інженерній інформації про проектування та усунення несправностей доїльних систем. Вибір, проектування та встановлення системи обробки молока також повинні враховувати місцеві, державні вимоги до здоров'я. Доїльні системи зазвичай проєктують індивідуально для кожної конкретної ферми, однак багато основних функцій і компонентів залишаються однаковими. Усі види доїльних установок мають такі основні компоненти та функції: вакуумна система; система пульсацій; молочна система; доїльні апарати; обладнання для охолодження та зберігання молока; додаткове обладнання для очищення та дезінфекції доїльної установки після доїння.

Спрощена схема доїльної системи (рисунок 1.1) ілюструє шляхи руху молока та повітря через типову доїльну систему. Молоко потрапляє до доїльного апарата через дійкові стакани і рухається через короткі молочні трубки до колектора. Повітря надходить у доїльний апарат через повітряний клапан у колекторі або через повітряні отвори біля основи кожного дійкового стакана. «Непланований» вхід повітря відбувається через дійкові стакани, коли їх

приєднують або знімають, або коли вони зісковзують або падають з корови. Суміш молока та повітря рухається від кожного колектора через довгі молочні трубки, молочну лінію до ресивера. У ресивері молоко та повітря розділяються, і молоко перекачується в резервуар для зберігання. Повітря рухається від ресивера через санітарний трап і розподільчий бак до вакуумного насоса в основній повітряній магістралі.

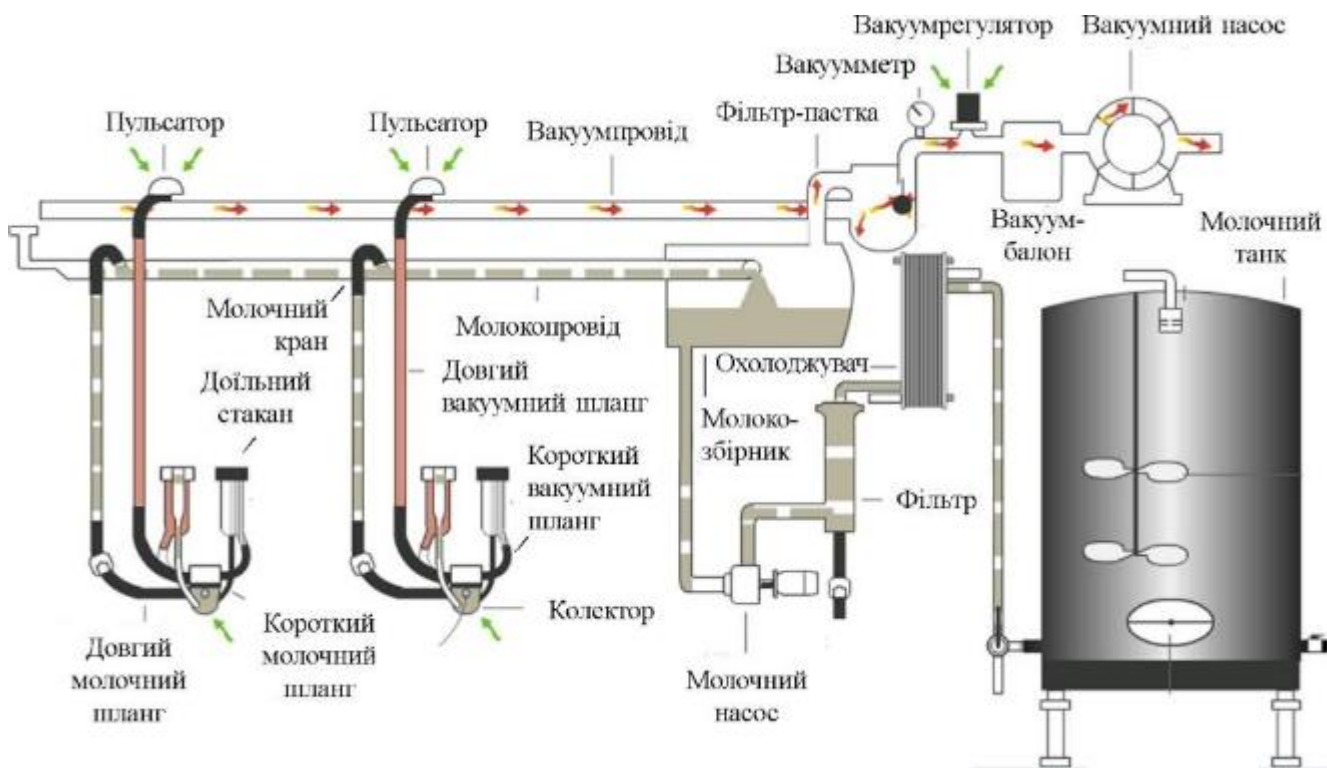


Рисунок 1.1 – Схема доїльної установки

Повітря потрапляє до кожної пульсаційної повітряної магістралі короткими регулярними імпульсами, що створює відкриття та закриття дійкової гуми. Це пульсуюче повітря рухається через пульсаційні повітряні магістралі до розподільчого бака і далі до вакуумного насоса, де воно виводиться в атмосферу. Інші неплановані витоки повітря потрапляють через тріщини в трубах, з'єднаннях і фітингах. Регулятор контролює рівень вакууму, регулюючи кількість повітря, яке потрапляє в систему (при постійній швидкості видалення повітря вакуумним

насосом), або регулюючи потужність вакуумного насоса, щоб вона відповідала кількості повітря, що надходить у систему.

1.2 Вимоги до елементів молочної системи

Молочна система повинна бути сконструйована таким чином, щоб була можливість проводити внутрішній огляд для перевірки чистоти. Інструкції з монтажу мають містити опис будь-яких створених спеціальних потоків повітря в системі.

Діаметр і нахил внутрішньої частини молокопроводу повинні гарантувати, що перепад тиску між молокозбірником і будь-якою точкою системи не перевищуватиме 2 кПа за умов роботи всіх доїльних апаратів на стандартних потоках молока і повітря.

У разі наявності замкнутого контуру, обидва його кінці повинні бути під'єднані до молокозбірника через окремі з'єднання. Якщо система має кілька контурів, дозволяється об'єднання двох кінців перед молокозбірником, утворюючи єдину лінію з необхідним перерізом.

Молокопроводи мають бути встановлені з постійним нахилом до молокозбірника для належного дренажу, відповідно до ISO 6690:2007. Обладнання, що може викликати засмічення, зниження вакууму або перешкоджати потоку молока, наприклад, фільтри, не повинно використовуватися. Відгалуження молокопроводів повинні бути спрямовані за напрямком потоку молока, з мінімальним радіусом вигину, що перевищує діаметр труби в 1,5 рази.

Максимальна висота підйому молока над рівнем підлоги, де стоять тварини, не повинна перевищувати 2 метрів.

Згідно з ISO 6690:2007, рівень повітря, що просочується в систему автоматичних доїльних установок або молокопроводів з реєстрацією потоку молока, не повинен перевищувати 10 л/хв, плюс 2 л/хв на кожен доїльний апарат.

Необхідно вжити заходів для забезпечення повного дренажу всіх компонентів молочної системи, як показано на рисунку 1.2.



Рисунок 1.2 – Загальний вигляд дренажного клапану

Молочні клапани і впускні канали, зображені на рисунку 1.3, повинні бути встановлені у верхній частині молокопроводів.



Рисунок 1.3 – Загальний вигляд молочного клапану

Слід вжити заходів для недопущення змішування некондиційного молока з продукцією високої якості. Молокозбірник повинен мати достатній об'єм для приймання рідин, що накопичуються під час доїння та миття. Робочий об'єм, згідно з ISO 6690:2007, має бути вказаний в інструкціях з монтажу. Впуск молока повинен бути спроектований так, щоб зменшити утворення піни під час доїння.

Релізер молока повинен відповідати вимогам до максимального потоку молока, а також миючих і дезінфікуючих розчинів. Параметри роботи молочного насоса при вакуумі 50 кПа повинні бути вказані в інструкціях з монтажу. Витоки повітря між релізером і молокозбірником не повинні виявлятися під час перевірки, а потік молока не має повертатися в молокозбірник.



Рисунок 1.4 – Загальний вигляд молокозбірника

Функціональність молочного насоса перевіряється за кількістю молока в молокозбірнику. Надмірне переповнення або змішування з повітрям не допускається.

Необхідно забезпечити дренаж усіх низьких точок нагнітального трубопроводу, фільтрів та охолоджувального обладнання. Під час використання стисненого повітря для очищення нагнітального трубопроводу необхідно стежити за чистотою повітря. Системи з охолоджувальним обладнанням повинні мати автоматичні пристрої для зупинки потоку холодоагенту під час миття.

1.3 Аналіз конструкцій гідравлічних насосів

Гідравлічний насос – це пристрій, який використовується для переміщення рідин. Процес його роботи полягає в додаванні кінетичної та потенційної енергії

до рідини з метою переміщення її з одного місця в інше. У технологічних операціях рідини та їхнє переміщення відіграють значну роль. Потік рідини також залежить від тертя, розміру труб, в'язкості рідини, а також вигинів і з'єднань у трубопроводі.

Щоб подолати проблеми з потоком і переміщувати рідини, долаючи вищий тиск або на більшу висоту, потрібно додати рідині енергію. Для цього використовують гідравлічні насоси. Насос визначається як «машина, яка використовується для додавання енергії до рідини». Насоси застосовуються у широкому діапазоні промислових та побутових сфер. Насосне обладнання є надзвичайно різноманітним, відрізняючись за типом, розміром і матеріалами виготовлення.

Існує багато різних типів насосів, які можна використовувати. Всі насоси можна класифікувати на дві широкі категорії: насоси позитивного витіснення та динамічні насоси або насоси неспозитивного витіснення. Насоси позитивного витіснення зазвичай забезпечують низьку, але постійну витрату за іноді дуже високого тиску. Об'єм рідини, що подається, не залежить від тиску на виході. Динамічні насоси зазвичай забезпечують високу витрату за відносно низького тиску, і тиск на виході безпосередньо впливає на об'єм поданої рідини.

Класифікація гідравлічних насосів:

1. Насоси позитивного витіснення.

1.1. Поршневі насоси (плунжер, діафрагма, поршень).

1.2. Ротаційні насоси (шестеренчастий, гвинтовий, лопатевий, пластинчастий).

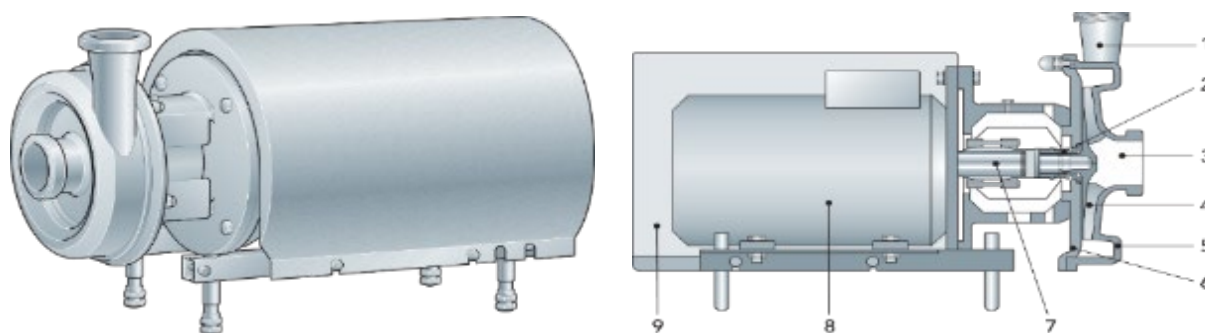
2. Насоси неспозитивного витіснення.

2.1. Відцентрові насоси (робоче колесо – відкрите, напіввідкрите, закрите; всмоктування – одинарне, подвійне; ступені – одинарна, багатоступенева; напір – низький, середній).

Щоб транспортувати рідину, необхідно додати достатньо енергії для подолання втрат від тертя. Багато факторів враховуються під час вибору розміру та типу насоса: необхідний тиск (напір); об'ємна витрата (швидкість потоку); властивості рідини (густина, в'язкість, чутливість до окислення, абразивність, властивості потоку (ньютонівські або неньютонівські), пінноутворення, руйнування зсувом); температура рідини та тиск пари; операційні умови, такі як переривчасте або постійне використання.

Типові насоси для молокопереробних підприємств – це відцентрові, рідинно-кільцеві та насоси позитивного витіснення. Ці три типи мають різні сфери застосування. Найбільш широко використовуваним на молокозаводах є відцентровий насос.

Відцентрові насоси (рис. 1.5). Слово "відцентровий" походить з латини і утворене від двох слів: "Centri" означає "центр" і "Fugal" – "відлітати від". Відцентровий – це "відлітати від центру". Це сила, яка розвивається через обертання тіла – твердого, рідкого або газоподібного. Сила обертання змушує тіло або рідину рухатися від центру обертання. Відцентровий насос відомий як "генератор тиску" на відміну від "генератора потоку".



- 1 – лінія нагнітання; 2 – ущільнення вала; 3 – лінія всмоктування; 4 – робоче колесо; 5 – корпус насоса; 6 – задня пластина; 7 – вал двигуна; 8 – двигун;
9 – обшивка з нержавіючої сталі та звукоізоляція

Рисунок 1.5 – Будова відцентрового насоса

Відцентровий насос складається з двох основних частин: ротор (або обертовий елемент); корпус (або оболонка чи тіло).

Однією з найбільших переваг відцентрового насоса є те, що він має дуже мало рухомих частин, що мінімізує механічні проблеми і втрати енергії через тертя. Крім підшипників (і, звісно, приводу), єдина рухома частина у відцентровому насосі – це ротор.

Ротор (обертовий елемент) складається з таких основних компонентів:

1. Робоче колесо – часто називається "колесо". У центрі робочого колеса знаходиться "око", яке отримує вхідний потік рідини в лопатки робочого колеса.

2. Вал – робоче колесо(а) монтується на валу і закривається корпусом.

Робоче колесо має елементи, схожі на колесо, з вигнутими лопатками, в центрі яких знаходиться вхід рідини, що називається "оком" робочого колеса. Колесо(а) встановлюються на валу, і разом вони називаються "обертовий елемент", який обертається з великою швидкістю. Існує кілька типів робочих коліс залежно від функцій насоса:

1. Відкрите робоче колесо: лопатки приєднані до центральної втулки без бічних стінок або "кожуха". Використовується для перекачування сильно забруднених рідин.

2. Напіввідкрите робоче колесо: лопатки прикріплені до стінки або кожуха з одного боку. Використовується для перекачування злегка забруднених і абразивних рідин та суспензій.

3. Закрите робоче колесо: лопатки закриті кожухом з обох боків і є найбільш ефективними, використовується для чистих або слабо забруднених рідин.

Робоче колесо(а) встановлюється на валу, який разом з ним утворює "ротор" або обертовий елемент, що з'єднаний з приводом насоса. Привід надає обертання ротору, який підтримується підшипниками у корпусі.

Основними приводами насосів є пристрої, які приводять їх у рух – обертові машини або інші механізми. Типи приводів для сучасних насосів: електродвигун, дизельний (або бензиновий) двигун, газова турбіна.

Відцентрові насоси визначаються за чотирма характеристиками.

Продуктивність. Це кількість рідини, яку насос подає за певний час. Продуктивність виражається в "м³/год", "гал/хв" тощо. Продуктивність насоса залежить від "напору", "швидкості" та "розміру" насоса.

Загальний напір насоса – це різниця між тиском на всмоктуванні та на виході, виражена в метрах або футах стовпа рідини.

Всмоктувальний напір. Це вертикальна відстань у футах або метрах від осі насоса до рівня рідини у резервуарі, з якого рідина перекачується. Якщо рівень рідини вище осі насоса, всмоктувальний напір є позитивним. Якщо нижче осі – негативним.

Напір на виході – це тиск насоса на виході, виражений у футах або метрах стовпа рідини.

Загальний напір – напір на виході мінус всмоктувальний напір.

Потужність – це енергія, яку використовує насос за певний час. Одиниця вимірювання – кінська сила (HP). 1 HP дорівнює 0,746 кіловата (кВт).

ККД – це відсоткове співвідношення ефективності насоса у перетворенні використаної потужності в енергію, додану до рідини.

Потрібний чистий позитивний напір на всмоктуванні (NPSH). Виробник насоса вказує мінімальний запас тиску на всмоктуванні, необхідний для запобігання кавітації.

Клапани відцентрового насоса:

1. **Всмоктувальний клапан** дозволяє рідині надходити в насос.
2. **Випускний клапан** дозволяє рідині надходити з насоса в інші частини системи.

3. **Зворотний клапан** запобігає зворотному потоку з виходу до всмоктування через насос.

4. **Вентиляційний (примус) клапан** використовується для видалення повітря/газів з насоса перед запуском.

5. **Клапани ізоляції манометрів** дозволяють замінювати манометри на лініях всмоктування і виходу, найважливішим з яких є вихідний тиск.

6. **Клапан ущільнення** контролює подачу охолоджуючої рідини до ущільнення насоса.

7. **Рециркуляційний клапан** використовується для повернення перекачуваної рідини на всмоктування або в резервуар, щоб підтримувати потік через насос, коли вихідний клапан закритий.

8. **Зливний клапан** встановлений на дні корпусу насоса і використовується для зливу перед проведенням технічного обслуговування.

Застосування відцентрових насосів. Відцентровий насос є найпоширенішим у молочній промисловості, оскільки він зазвичай дешевший для придбання, експлуатації та обслуговування. Він має високу ефективність, низьке енергоспоживання, низький рівень шуму та низькі вимоги до NPSH, що робить його найбільш адаптивним до різних умов експлуатації. Відцентровий насос може використовуватися для перекачування всіх рідин з відносно низькою в'язкістю, які не потребують особливо дбайливого поводження. Він також може використовуватися для рідин, що містять відносно великі частинки, за умови, що розмір частинок не перевищує розміри каналу робочого колеса.

Недоліком відцентрового насоса є те, що він не може перекачувати аеровані рідини: він «втрачає заповнення» і припиняє перекачування. Його доводиться зупиняти, заповнювати рідиною і знову запускати, щоб продовжити перекачування. Таким чином, відцентровий насос не є самовсмоктуючим, і всмоктувальна лінія та корпус насоса повинні бути заповнені рідиною перед початком роботи. Тому установка повинна бути ретельно спланована.

Насос із об'ємним витісненням переміщує рідину шляхом захоплення фіксованого об'єму рідини, а потім примусово витісняє цей об'єм у нагнітальну трубку. Насоси з об'ємним витісненням, на відміну від відцентрових або роторно-динамічних насосів, забезпечують однаковий потік при заданій швидкості (об/хв), незалежно від тиску на виході. Таким чином, насоси з об'ємним витісненням є "машинами постійного потоку".

Насос із об'ємним витісненням не можна експлуатувати з закритим клапаном на стороні нагнітання, оскільки в нього немає "закривного тиску", як у відцентрових насосів. Насос із об'ємним витісненням, що працює з закритим клапаном на виході, продовжуватиме створювати потік, і тиск у нагнітальній лінії збільшуватиметься доти, поки лінія не прорветься або насос не зазнає серйозних пошкоджень, або обидва ці випадки.

Тому на нагнітальному боці насоса з об'ємним витісненням необхідний запобіжний або аварійний клапан. Запобіжний клапан може бути внутрішнім або зовнішнім. Виробник насоса зазвичай має можливість постачати внутрішні запобіжні або аварійні клапани. Внутрішній клапан, як правило, використовується лише як запобіжний захід, рекомендується встановлювати зовнішній запобіжний клапан у нагнітальну лінію з лінією повернення до всмоктувальної лінії або резервуара подачі.

Типи насосів із об'ємним витісненням: роторні насоси, поршневі насоси

Роторні насоси, внутрішній зубчастий насос, лопатевий насос, роторний насос з лопатками, гвинтовий насос і перистальтичний насос. Насоси з об'ємним витісненням роторного типу переміщують рідину за допомогою принципів обертання. Вакуум, створений обертанням насоса, захоплює і всмоктує рідину. Роторні насоси дуже ефективні, оскільки вони природно видаляють повітря з ліній, усуваючи необхідність ручного видалення повітря з ліній.

Зубчастий насос (рис. 1.6). Існує два основні типи зубчастих насосів: зовнішні та внутрішні. Зовнішні зубчасті насоси зазвичай мають дві шестерні з

однаковою кількістю зубців на кожній із них. Внутрішні зубчасті насоси мають одну більшу шестерню з зубцями, спрямованими всередину, що взаємодіє з меншою шестерню із зовнішніми зубцями. Ці насоси розраховані на низький тиск при низькій швидкості.

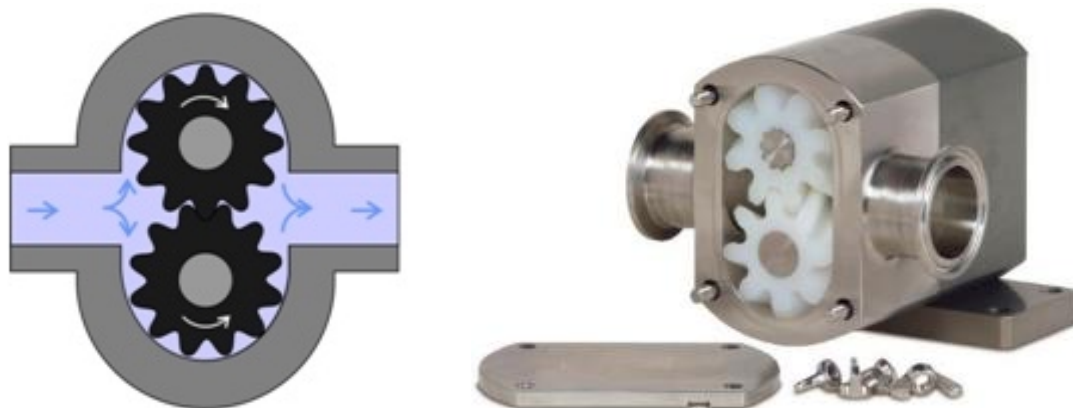


Рисунок 1.6 – Будова зубчастого насоса

Ці насоси прості в збиранні та ремонті, не вимагають особливої підготовки, і за правильного застосування вони ефективно виконують свої функції за невисоку вартість.

Роторно-лопатеві насоси (рис. 1.7) є самовсмоктуючими, безклапанними насосами з об'ємним витісненням. Рівномірне обертання пари роторів створює вакуум на всмоктувальному боці насоса, що визначається напрямком обертання приводу. Цей вакуум засмоктує рідину в камеру насоса. З подальшим обертанням перекачуване середовище переміщується вздовж стінки насоса в зону тиску. При кожному обертанні приводу перекачуються до шести камер – залежно від типу ротора. Коли ротор зупиняється, насос майже повністю герметизується.

Роторно-лопатевий насос є насосом із об'ємним витісненням, що складається з лопатей, змонтованих на роторі, який обертається всередині камери. У деяких випадках ці лопаті можуть змінювати довжину або бути натягнутими для підтримки контакту зі стінками при обертанні насоса.

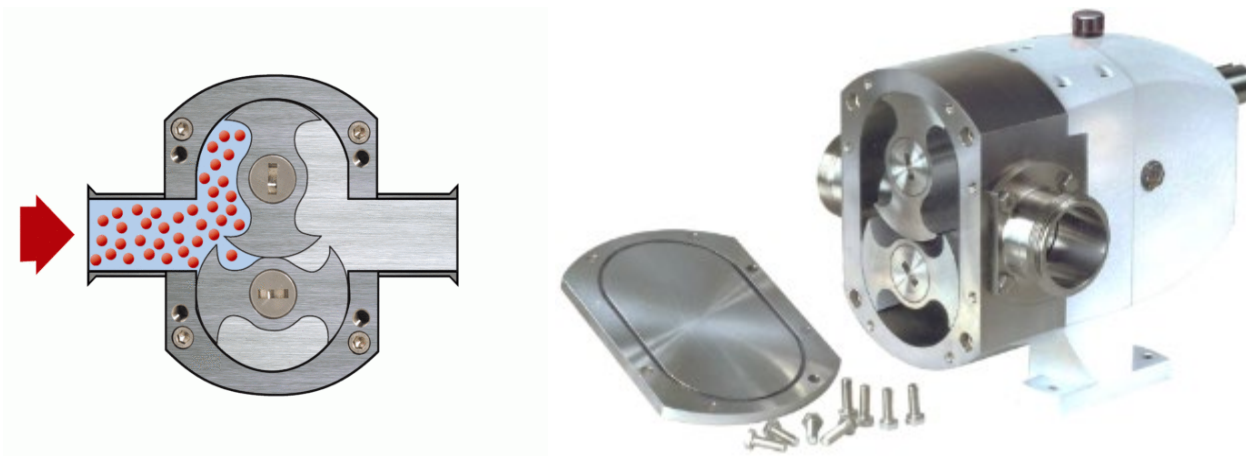


Рисунок 1.7 – Будова роторно-лопатевого насоса

Гвинтовий насос (рис. 1.8) – це тип насоса з об'ємним витісненням, що використовує два або більше гвинтів, які взаємодіють для підвищення тиску рідин і їх переміщення по системі. Гвинти захоплюють рідину і потім виштовхують її з іншого боку, підвищуючи її тиск.

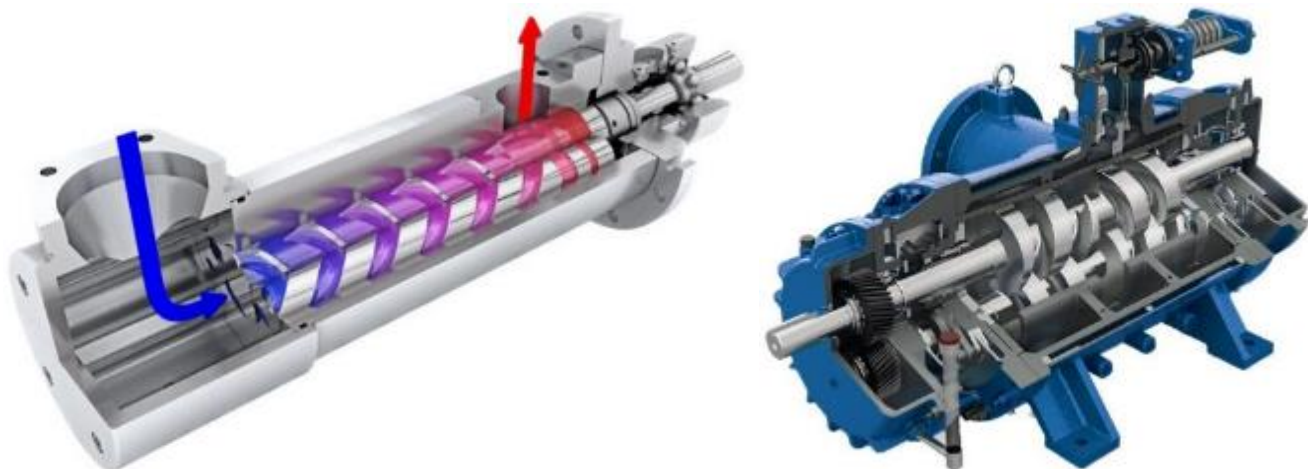


Рисунок 1.8 – Будова гвинтового насоса

Перистальтичний насос (рис. 1.9). Це найпростіша форма насосів із об'ємним витісненням з широкою сферою застосування. Гнучка трубка укладена в вигнуту доріжку насоса. Центральний ротор може мати два або більше роликів, розташованих по периметру. Під час обертання ротора поступально рухаючийся

ролик здавлює трубку, переміщуючи рідину вперед. Ділянка трубки позаду ролика повертається до своєї звичайної форми, створюючи низький тиск для всмоктування більшої кількості рідини в трубку, яку потім переміщує наступний ролик. Ці насоси використовуються в маломасштабних операціях із продуктивністю до 10–12 м³/год і відносно низьким тиском до 200 кПа. Проблема полягає в довговічності трубки, тому використовуються спеціальні армовані еластомери, які забезпечують високу хімічну стійкість при підвищених температурах. Існують промислові конструкції, які можуть досягати напорів 1–1,5 МПа і витрат до 75 м³/год. Процес перекачування є м'яким, і великі частки твердих речовин можуть проходити через насоси.



Рисунок 1.9 – Будова перистальтичного насоса

Переваги роторних насосів: вони можуть забезпечувати подачу рідини під високим тиском; самовсмоктування; забезпечують відносно рівномірний вихід, (особливо на високій швидкості); позитивна дія; можуть перекачувати в'язкі рідини;

Недоліки роторних насосів: більш дорогі, ніж відцентрові насоси; не слід використовувати для рідин, що містять тверді частки; надмірне зношення, якщо не перекачується в'язкий матеріал; ніколи не можна використовувати з закритим нагнітанням.

1.3 Висновки з розділу

1. Ефективність доїльної установки залежить від правильного проектування, обслуговування та розуміння її функцій, оскільки вона є ключовим елементом збору, охолодження та зберігання молока, що напряду впливає на якість кінцевої продукції. Важливим елементом доїльної установки є молочний насос, який забезпечує перекачування молока від ресивера до резервуара для зберігання, сприяючи розділенню молока та повітря та стабільності роботи всієї системи.

2. Вимоги до елементів молочної системи вказують на необхідність ретельного проектування та конструкції, щоб забезпечити чистоту, оптимальний потік молока, ефективний дренаж і уникнути змішування некондиційного молока з продукцією високої якості. Це включає контроль за діаметром та нахилом молокопроводів, використання належного обладнання без ризику засмічення, а також дотримання стандартів ISO, що сприяє стабільній та безпечній роботі системи.

3. Аналіз конструкцій гідравлічних насосів дозволив встановити, що відцентрові насоси мають ряд переваг, таких як простота конструкції, низький рівень шуму, висока ефективність та можливість роботи з рідинами з відносно низькою в'язкістю, що робить їх найбільш поширеними у промисловості, зокрема в молокопереробних підприємствах. Проте, незважаючи на ці переваги, відцентрові насоси потребують удосконалення, зокрема у вирішенні проблеми з "втратою заповнення" при перекачуванні аерованих рідин, а також в оптимізації системи всмоктування для забезпечення безперервної роботи.

2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО МОЛОЧНОГО НАСОСА

2.1 Турбулентні потоки

Реальні потоки описуються диференціальними рівняннями в частинних похідних, які не можна розв'язати аналітично в загальному випадку. Розділивши складну область потоку на безліч малих комірок, ці рівняння можна розв'язати наближено за допомогою чисельних методів. Завдяки їх широкому застосуванню чисельні розрахунки потоків («обчислювальна гідродинаміка» або скорочено CFD) стали окремою дисципліною гідродинаміки.

Більшість потоків, зокрема промислові, є турбулентними. Турбулентність описується хаотичною зміною значень полів у просторі та часі. У нашому випадку — це швидкість і тиск. Турбулентні потоки містять вихори різних розмірів і енергій (схематичне зображення цього наведено на рис. 2.1).

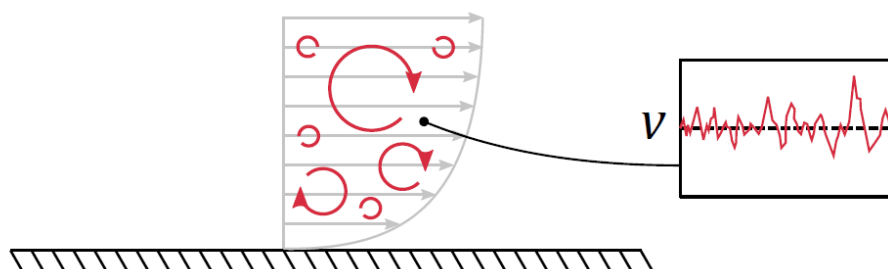


Рисунок 3.1 – Вихори потоку та коливання швидкості в турбулентному потоці

Таку поведінку можна точно вирішити за допомогою чисельного моделювання тільки ціною величезної обчислювальної потужності та лише для відносно простих потоків (через обмеження вартості обчислень). Цей метод називається прямим чисельним моделюванням (DNS).

Моделювання великих вихорів (LES) – це математична модель, яка зменшує обчислювальні витрати порівняно з DNS, ігноруючи найменші вихори та

розв'язуючи деякі з них. Вихори, менші за розмір сітки, не розв'язуються, а моделюються з використанням підсіткової моделі. Таким чином, сітка визначає мінімальний розмір вихору, який може бути розв'язаний. Цей тип моделі стає дедалі популярнішим завдяки ширшій доступності великої обчислювальної потужності. Однак необхідні ресурси все ще значні.

Більш поширеним підходом у CFD є моделювання турбулентності, а не пряме її розв'язання. Для цього використовують усереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса (RANS) або нестационарні усереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса (URANS). Основна ідея цієї моделі полягає в тому, щоб розділити хаотичну поведінку значень полів (див. рис. 3.1 для швидкості) на середнє та коливне значення.

Нестационарні рівняння RANS для в'язкої нестисливої рідини записані у рівнянні 3.1. Рівняння неперервності показано у рівнянні 3.2.

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \bar{v}_j = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{v}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{v'_i v'_j} \right) + g_i \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.2)$$

де v (м/с) — швидкість рідини, p (Па) — тиск, t (с) — час, ν (м²/с) — кінематична в'язкість рідини, x (м) — положення, ρ (кг/м³) — густина рідини, а g (м/с²) — зовнішнє прискорення. Під час усереднення за Рейнольдсом з'являється тензор напруг Рейнольдса (див. рівняння 3.3). Цей тензор невідомий, тому для вирішення проблеми потрібне моделювання турбулентності.

$$\tau_{ij} = \rho \overline{v'_i v'_j} \quad (2.3)$$

2.2 Моделювання турбулентності в турбомашинах

За роки було розроблено велику кількість моделей турбулентності для задоволення специфічних потреб або вдосконалення існуючих моделей. Інженери

вже десятиліттями використовують чисельні моделювання (CFD) для проектування насосів. Моделі турбулентності $k - \epsilon$ та $k - \omega$ SST є, безумовно, найпоширенішими в турбомашинах. Обидві моделі включають дві додаткові скалярні рівняння переносу для k і ϵ або ω залежно від моделі. Ці змінні фізично представляють енергію (k), дисипацію (ϵ) і швидкість дисипації (ω) турбулентності та є статистичним відображенням турбулентних коливань, які не вирішуються явним чином рівняннями RANS. Найпопулярнішою моделлю на сьогодні, яка також використовується в цій роботі, є $k - \omega$ SST за Менером. Ця модель детально розглядається після введення до обробки змінних біля стіни.

Біля стінки градієнти швидкості та інших змінних є великими. Для точного розв'язання цих градієнтів потрібна висока роздільна здатність сітки. Цей метод називається методом для малих чисел Рейнольдса. Зазвичай це призводить до появи осередків із великим аспектним співвідношенням біля стінки, що знижує якість осередку, і до високого загального числа осередків. Рішенням для зменшення кількості осередків біля стінки є використання методу функцій стінки. Основна ідея функцій стінки полягає в моделюванні градієнта біля стінки замість його прямого розв'язання (рис. 2.2). Функції стінки — це емпіричні функції, які підібрані відповідно до спостережуваної поведінки поблизу стінки (рис. 2.3). Параметр на осі x є безрозмірною відстанню до стінки y^+ .

$$y^+ = \frac{yu_\tau}{\nu} \quad (2.4)$$

де y (м) — абсолютна нормальна відстань до стінки, u_τ (м/с) — швидкість тертя, а ν (м²/с) — кінематична в'язкість рідини. Швидкість тертя визначається як

$$u_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho},$$

де τ_w (Па) — це напруга зсуву на стінці, а ρ (кг/м³) — густина рідини. Параметр на осі y — це безрозмірна швидкість U^+ (див. рівняння 2.5).

$$U^+ = u / u_\tau \quad (2.5)$$

де u (м/с) — це абсолютна швидкість.

Еталонна (чорна) лінія отримана з експериментальних вимірювань і DNS-моделювань. Стандартні функції стінки, як показано на рис. 2.3, для $y^+ < 5$ (синя лінія) і рівнянням 2.7 для $30 < y^+ < 300$ (зелена лінія).

$$U^+ = y^+ \quad (2.6)$$

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \log(Ey^+) \quad (2.7)$$

Прогнозування продуктивності з використанням моделей в'язкості турбулентності

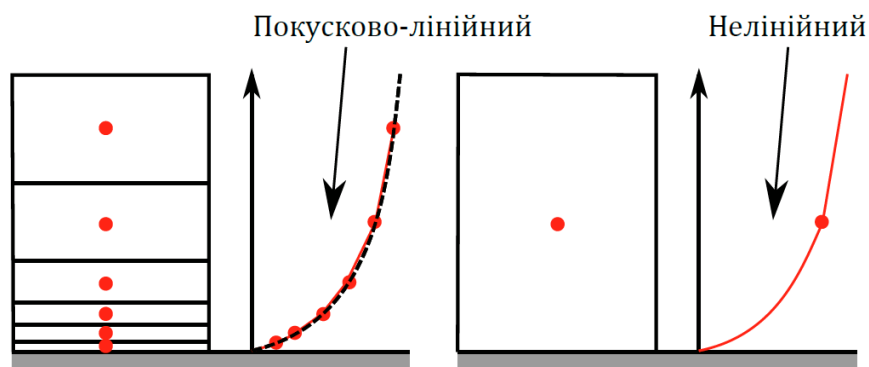


Рисунок 3.2 – Вирішений градієнт стіни (ліворуч) і використання функції стіни (праворуч)

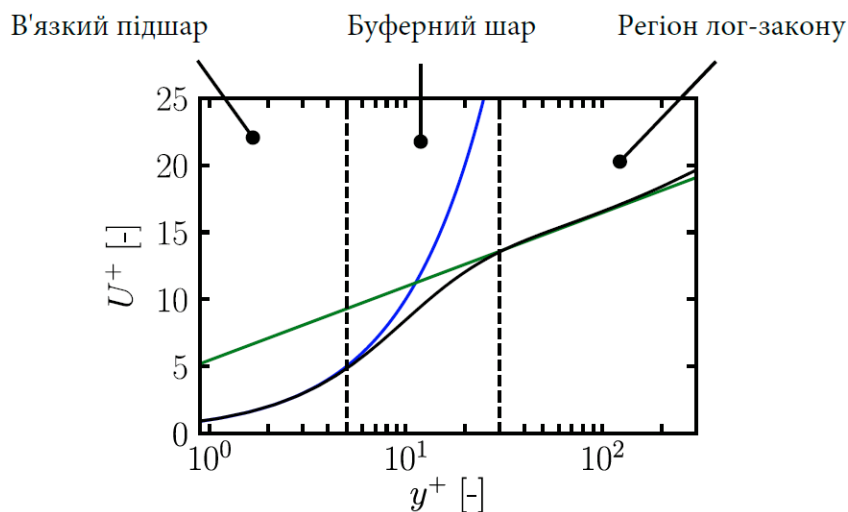


Рисунок 3.3 – Закон стіни

2.3 Прогнозування продуктивності з використанням моделей турбулентності на основі в'язкості вихору

Для застосувань у турбомашинах зі специфічною швидкістю $n_s > 55$ прогнози CFD часто є точними і забезпечують близьку відповідність між симуляцією та експериментом. Для насосів зі специфічною швидкістю $n_s < 55$ спостерігаються розбіжності, і в останні роки докладено значних зусиль для точного опису характеристик насосів із низькою специфічною швидкістю за допомогою CFD. Основним автором є Юккельндт, і його робота буде резюмована нижче.

Юккельндт та ін. досліджували насос зі специфічною швидкістю $n_s = 44$. Він показав, що використання функцій стінок у насосі з низькою специфічною швидкістю призводить до помилкових прогнозів продуктивності. Використана модель турбулентності — $k - \omega$ SST. При використанні цієї моделі передбачуваний ВЕР зміщується до більших витрат, а продуктивність при перевантаженні значно переоцінюється. Потім він використав метод низького числа Рейнольдса, який вимагає вирішення прикордонного шару, і порівняв результати з експериментом. Ефективність, розрахована за допомогою різних методів обробки стін, порівнюється з експериментом у рис. 2.4. Сітка, яка вирішує прикордонний шар (low-Re), показує майже ідеальну відповідність експерименту. Сітка, яка використовує функції стінок, також демонструє задовільну відповідність при низькій витраті та на проєктній точці, але зазнає невдачі при великій витраті. Дві сітки мають подібну поверхневу сітку. Змінюється лише висота першої комірки, яка розташована або в в'язкому підшарі ($y^+ < 5$), або в області закону логарифмічного закону ($y^+ > 30$). Відповідно змінюється кількість комірок, і для сітки, заснованої на функціях стінок, використовується менша кількість комірок.

Таким чином, використання обробки стінок із низьким числом Рейнольдса дало точні результати. Це можна зрозуміти, розглядаючи фізику насосів з низькою специфічною швидкістю. Основні розбіжності спостерігаються при перевантаженні, коли

потік закупорюється на язичку через невелику площу горла спіральної камери. Потік багаторазово прилипає та відривається вниз по потоку від язичка спіральної камери, створюючи велику зону втрат. Це явище не враховується методом функцій стінок. Ілюстрацію цього можна побачити на рис. 2.5, де візуалізується турбулентна кінетична енергія. У ілюстрації (а) велика зона турбулентної кінетичної енергії починається з язичка і транспортується в дифузор спіральної камери. Це просто не враховується у випадку (б), який не захоплює початок відриву потоку, що призводить до переоцінки продуктивності при великій витраті.

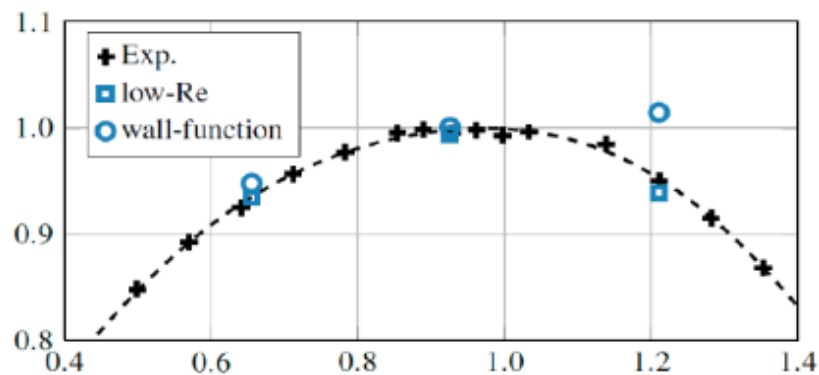


Рисунок 2.4 – Крива ефективності при $n_s = 44$. Підхід за функцією Wall (коло) і числом Лоу-Рейнольдса (квадрат)

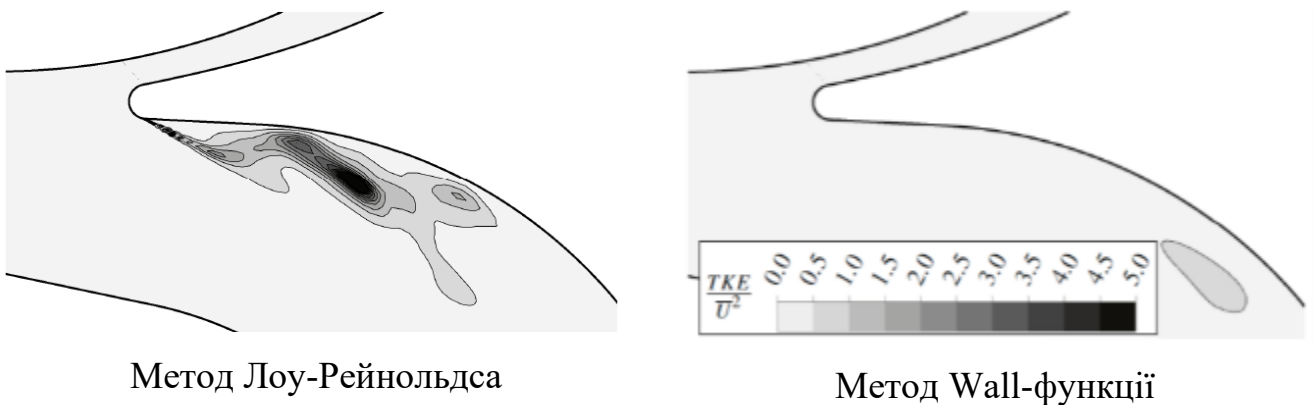


Рисунок 2.5 – Відшарування нижче язика при перевантаженні, що вказується великою областю ТКЕ

Автор також експериментально досліджував вплив шорсткості. Спочатку корпус і робоче колесо були виготовлені та відполіровані до гідравлічно гладкого стану. Щоб імітувати вплив шорсткості, прозорі клейкі плівки були оброблені потужним пікосекундним лазером і розміщені на стінках спіральної камери та зовнішніх стінках робочого колеса. Внутрішні поверхні робочого колеса залишалися гідравлічно гладкими. Еквівалентна шорсткість піщаних зерен структурованих плівок була оцінена на рівні приблизно 60 мкм. Порівнювалися крутний момент, натиск і ефективність насоса з гладкими та шорсткими стінками. Результати показані на рис. 2.6.

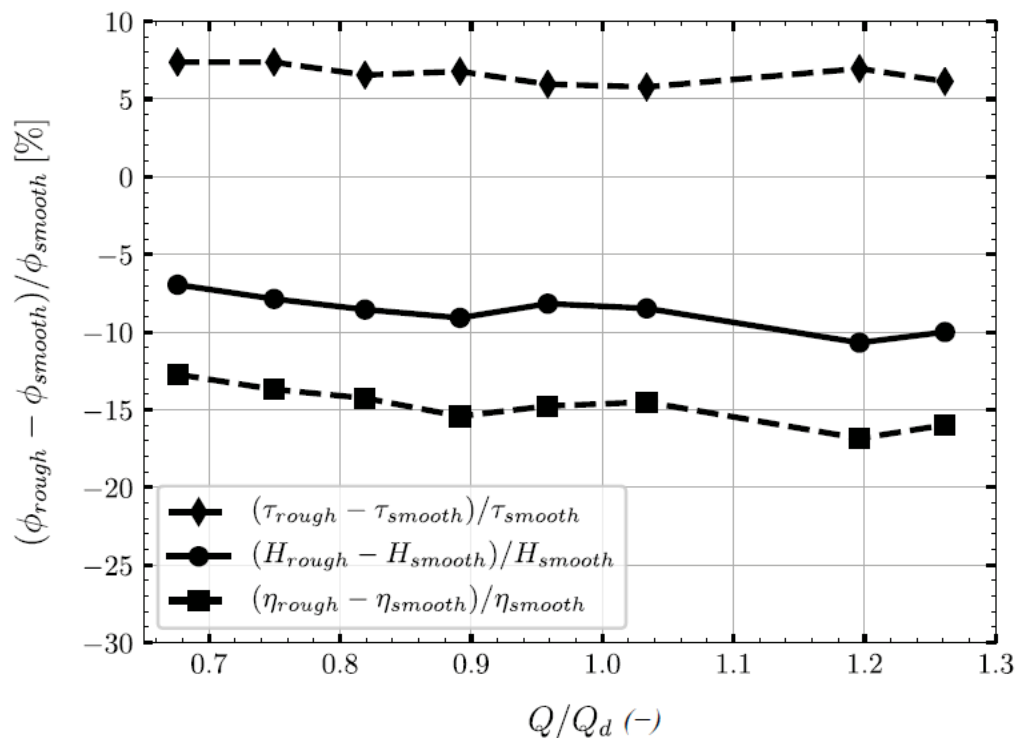


Рисунок 2.6 – Вплив шорсткості на виміряні гідравлічні характеристики

Крутний момент зі шорсткими стінками зріс у середньому на 6,6% через додаткове тертя на обертових стінках робочого колеса в зазорах між стінками. Натиск зменшився на 7–10% у діапазоні виміряних витрат від 70% до 130% від розрахункової витрати. Втрати натиску зростають зі збільшенням витрати.

Ефективність слідує тій же тенденції, що й натиск, з падінням більше ніж на 15% після проєктної точки. Ці результати показують важливий вплив шорсткості на насоси з низькою специфічною швидкістю ($n_s = 44$ у цьому випадку) і те, що оцінка шорсткості є вирішальною для точних прогнозів CFD. Варто зазначити, що шорсткість має стабілізуючий вплив на криву натиску, навіть якщо цей ефект незначний.

Рекомендації автора щодо моделювання насосів з низькою специфічною швидкістю за допомогою CFD такі:

- Визначити еквівалентну шорсткість різних стінок (якщо вони не гідравлічно гладкі).

- Ідентифікувати чутливі зони, тобто області відриву потоку та нерозвинені прикордонні шари. Для насосів з низькою специфічною швидкістю це стосується передніх і задніх кромek лопаток робочого колеса, сторони робочого колеса під тиском, язичка спіральної камери та дифузора, зазорів на бокових стінках з боку маточини та обода, а також ущільнювальних зазорів.

- Визначити зони з високими локальними помилками під час процесу збіжності та уточнити ці зони.

2.4 Модель турбулентності k- ω SST

Модель турбулентності k- ω SST використовується для всіх досліджень, проведених у цій роботі, на основі попередніх досліджень, які успішно передбачили продуктивність насосів з низькою специфічною швидкістю. Ця модель турбулентності вирішила проблеми, з якими стикалися старіші моделі турбулентності, а саме k- ϵ та k- ω , шляхом об'єднання цих двох моделей. Модель турбулентності k- ϵ має недоліки в різноманітних потоках, які зазвичай зустрічаються в турбомашинах: потоки по кривих траєкторіях; децелеровані

потоки; тривимірні прикордонні шари; обертові компоненти; закручені потоки; сильні вторинні потоки.

Виробництво турбулентної кінетичної енергії переоцінюється в місцях з великими градієнтами швидкості (наприклад, поблизу стагнаційних точок). Через це розділення потоків не визнаються (або недостатньо визнаються), що є серйозною проблемою для застосувань у турбомашинах. Наприклад, Ель-Бегері представив розрахунки стаціонарних рівнянь RANS для моделювання простого асиметричного дифузора та порівняв різні моделі турбулентності (Стандартну $k - \epsilon$, low-Re $k - \epsilon$, Стандартну $k - \omega$, $k - \omega$ SST, модель напружень Рейнольдса та модель v_2-f). На рис. 2.7 показана схема обчислювальної області.

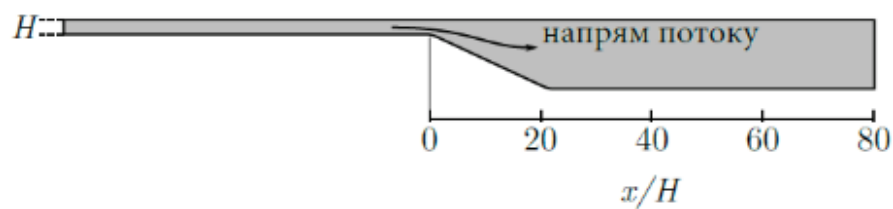


Рисунок 3.7 – Розрахункова область асиметричного дифузора

Кількість комірок у напрямку потоку не змінювалася. Точки відриву та повторного прилипання порівнювалися з експериментальними результатами. Обидві моделі, засновані на $k - \epsilon$, не передбачили жодного розділення потоку, незалежно від сітки. Інші моделі добре захопили точки відриву та повторного прилипання. Примітно, що результати майже не змінилися зі зміною сіток. Вважається, що модель $k - \omega$ залежить від умов турбулентності в зовнішньому потоці.

Модель турбулентності $k - \omega$ SST намагається вирішити обидві слабкі сторони та дає кращий прогноз потоку як поблизу, так і далеко від стінки. Транспортні рівняння для k та ω наведені у рівняннях 2.8 та 2.9 відповідно.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho k \omega \beta^* + P_{kb} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_j \omega)}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) \cdot \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \\ & + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \end{aligned} \quad (2.9)$$

У транспортному рівнянні для ω (2.9) F_1 — це функція змішування. Якщо $F_1 = 0$, модель еквівалентна $k - \epsilon$. Якщо $F_1 = 1$, модель еквівалентна $k - \omega$. Фактично, поблизу стінки F_1 приймає значення 1, а далеко від стінки — значення 0. Функція F_1 наведена у рівнянні 2.10 і показана на рис. 2.8. Функція \tanh використовується, щоб перехід між двома моделями був плавним. Функція F_1 також використовується для змішування між емпіричними константами, які використовуються в кожній моделі, наприклад, C_μ для моделі $k - \epsilon$ та β^* для моделі $k - \omega$.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2.10)$$

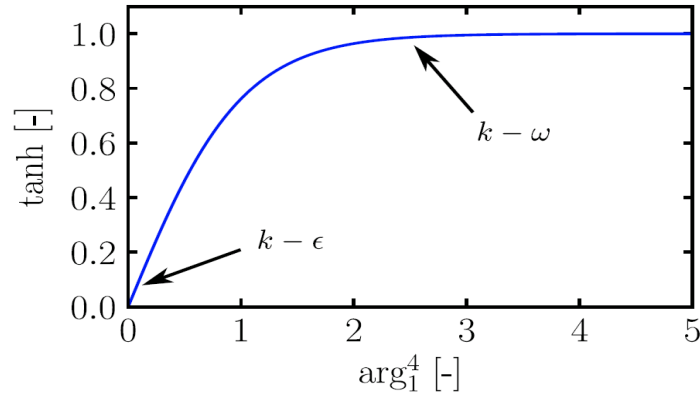


Рисунок 2.8 – Функція F_1 як функція \arg_1^4

Використання функції F_1 дає модель $k - \omega$ BST. Модель $k - \omega$ SST вводить обмежувач в'язкості, див. рівняння 2.11, з терміном SF_2 у знаменнику. Цей обмежувач призводить до кращої відповідності експериментальним вимірюванням розділених потоків.

$$\nu_t = \frac{a_1 \rho k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (2.11)$$

Функція F_2 – це ще одна функція змішування, подібна до F_1 , яка залежить від відстані до найближчої стінки. F_2 приймає більші значення поблизу стінки, що, якщо вони надто великі, обмежує в'язкість (вона зменшується). Обмежувач в'язкості є основною причиною кращої відповідності моделі $k - \omega$ SST експериментам розділених потоків.

2.5 Висновки з розділу

1. Обчислювальна гідродинаміка (CFD) є важливим інструментом для дослідження турбулентних потоків у турбомашинах, таких як молочні насоси. Вона дозволяє наближено розв'язувати диференціальні рівняння потоків, що важливо для моделювання складних явищ, наприклад, турбулентності. Однак, повне моделювання турбулентності вимагає великої обчислювальної потужності, тому використовуються спрощені моделі, такі як моделі RANS і LES.

2. Турбулентність у насосах є складним явищем, що описується хаотичною зміною швидкості та тиску. Для її моделювання в турбомашинах широко використовуються моделі $k-\epsilon$ та $k-\omega$ SST. Ці моделі фізично представляють енергію та дисипацію турбулентних коливань, що дозволяє інженерам прогнозувати роботу насосів із певною точністю. Моделювання насосів із низькою специфічною швидкістю ($n_s < 55$) часто супроводжується певними відхиленнями від реальних показників, особливо при використанні функцій стінок.

3. Шорсткість стінок насоса має значний вплив на його продуктивність. Експерименти показали, що збільшення шорсткості призводить до зростання тертя і зменшення натиску та ефективності. Це підкреслює важливість правильного врахування цього фактора під час чисельного моделювання для досягнення точних результатів. Переваги моделі $k-\omega$ SST: Модель турбулентності $k-\omega$ SST, яка об'єднує елементи моделей $k-\epsilon$ та $k-\omega$, дає точніші прогнози для потоків, як поблизу стінок, так і на відстані від них. Завдяки обмежувачам в'язкості, ця модель краще враховує явища розділення потоків, що підвищує її ефективність у прогнозуванні продуктивності насосів.

3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

3.1 3D-модель відцентрового насоса

Насос розбивається на кілька числових доменів. До них належать: всмоктуюча труба, робоче колесо, зазор між стінками на стороні втулки, зазор між стінками на стороні кожуха, равлик і напірна труба. Робоче колесо також може бути розділено на стаціонарну частину і обертову частину, яка починається прямо перед вхідною кромкою. На рисунку 3.1 показана типова декомпозиція домену, яка використовувалася в різних дослідженнях.



Рисунок 3.1 – 3D-модель відцентрового насоса

Включення зазорів між стінками в обчисленнях насосів стає все більш поширеним, хоча іноді трапляється, що зазори не враховуються в розрахунках CFD. Тут зазори включені через їх важливість і вплив на основний потік. Існує

кілька причин, які виправдовують важливість включення зазорів у CFD-розрахунки. Насправді, їх включення необхідне при низьких n_s . По-перше, низька об'ємна ефективність, що означає, що велика частина середнього потоку насосів з низькою питомою швидкістю повертається до всмоктування через зазори, що також впливає на потік всередині робочого колеса, особливо при низькій подачі. По-друге, важливість дискових втрат із зменшенням питомої швидкості експоненціально зростає. Аналітичні або емпіричні формули не можуть точно передбачити дискові втрати, що ще більше підкреслює необхідність включення зазорів між стінками. Нарешті, взаємодія між равликом і зазорами також є важливою, особливо поблизу язика. Юккельдандт схематично зобразив потік у зазорі між стінками насоса з питомою швидкістю $n_s = 44$ у точці проектування, див. рисунок 3.2. Показана взаємодія між потоками робочого колеса і равлика. Від 0 до 90° спостерігається значний потік від равлика до зазору через проходження лопатей робочого колеса повз язик. Від 90° до 270° спостерігаються незначні обміни, і основний потік із зазору до равлика відбувається в останній секції. Це зображення допомагає зрозуміти складність потоку в зазорі та його окружну неоднорідність, тому необхідно включати зазори в числову модель.

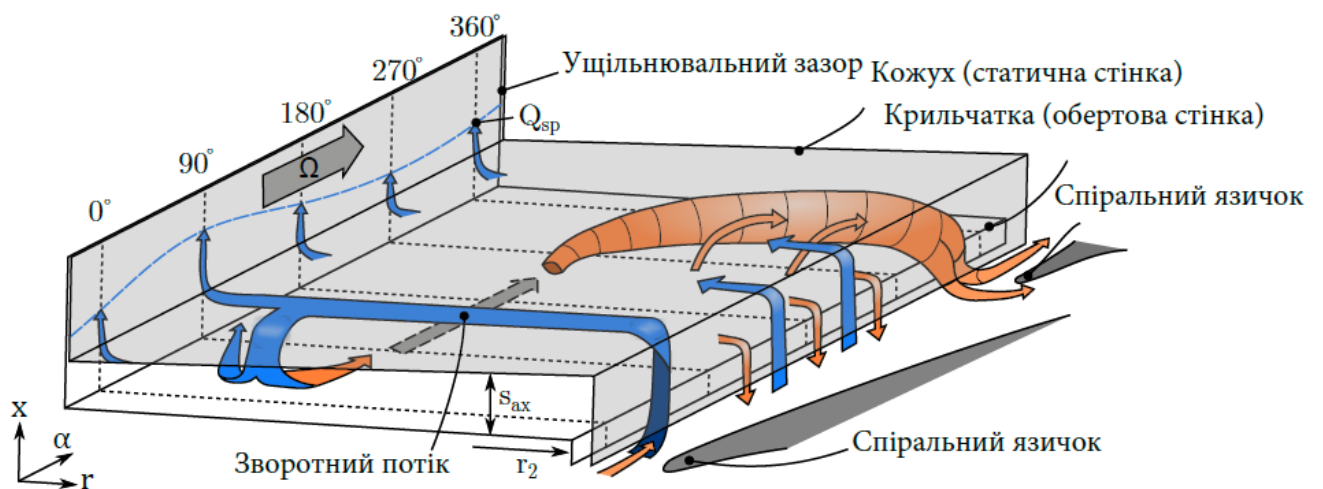


Рисунок 3.2 – Схематичне зображення потоку в зазорі бічної стінки (сторона кожуха) у проєктній точці

Поверхня входу розташована на відстані $L/D = 6$ від входу робочого колеса відносно діаметра всмоктуючої труби, а вихід розташований на відстані $L/D = 13$ від виходу равлика відносно діаметра напірної труби.

3.2 Створення сіткової моделі

Створення числової сітки або решітки, мабуть, є найтрудомісткішим завданням інженера CFD. Кожен домен розбивається на дрібні елементи, у яких використовується метод скінченних об'ємів для опису фізики потоку. Хоча елемент може бути багатогранником з великою кількістю граней, найчастіше зустрічаються тетраедри, призми та гексаедри.

Тип гексаедричних елементів має числову перевагу з точки зору збіжності обчислень порівняно з неструктурованими сітками, що використовують переважно тетраедричні елементи. Генерація структурованих сіток для складних геометрій, що використовуються в турбомашинах, може займати багато часу і не завжди призводить до високоякісних сіток. Для генерації сітки використовуються препроцесор Simcenter Star-CCM+. Simcenter Star-CCM+ використовується для генерації частини сіток робочого колеса, обчислених у цій роботі. Це програмне забезпечення пропонує швидке створення структурованих сіток за мінімального введення користувача та спеціалізується на компонентах турбомашин. Однак користувач має обмежений контроль над сіткою. CFD є основним препроцесором, який використовувався в цій роботі. Цей препроцесор може створювати структуровані та неструктуровані сітки. Він використовувався лише для генерації структурованих сіток. Процес створення сітки полягає в декомпозиції домену на гексаедричні блоки, які мають грані, ребра та вершини, що пізніше асоціюються з поверхнями, кривими та точками геометрії, що цікавить. Це особливо копітке завдання, але його перевагою є великий контроль над сіткою з точки зору кількості елементів, якості та коефіцієнта розширення. На рисунку 3.3 показано

приклад структури блокування, що використовується для генерації робочого колеса (ICEM-CFD).

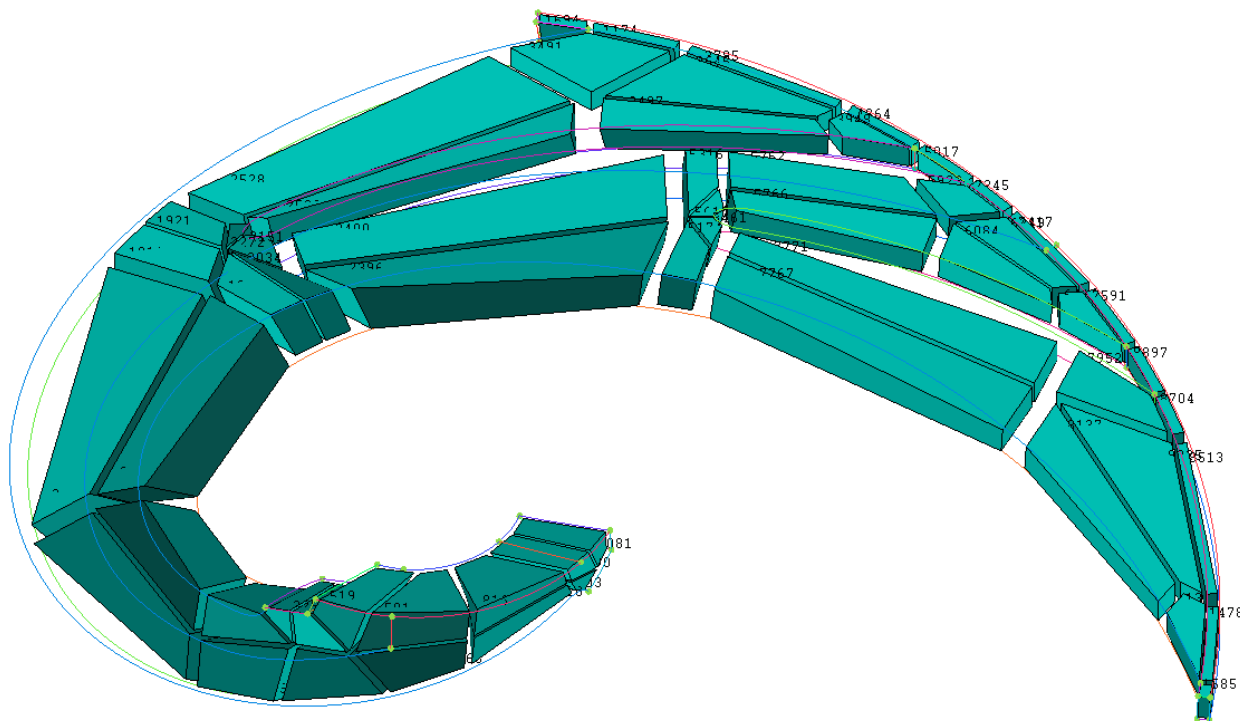


Рисунок 3.3 – Приклад блокуючої структури, що використовується для створення крильчатки (ICEM-CFD)

3.3 Критерії оцінки досліджень

Параметри, що представляють інтерес, включають напір, коефіцієнт корисної дії (ККД), момент та витрату. Основні параметри визначаються безпосередньо в моделі, а для деяких потрібні додаткові розрахунки.

Формула для розрахунку напору

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

де p_2 (Па) – тиск на виході насоса, p_1 (Па) – тиск на вході насоса, v_2 (м/с) – швидкість рідини на виході насоса, v_1 (м/с) – швидкість рідини на вході насоса, $h_2 - h_1$ (м) – різниця статичних тисків між двома датчиками тиску.

Оскільки вимірюється витрата, а не швидкість, використовується така формула для розрахунку напору:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{8Q^2}{g\pi^2} \left(\frac{1}{d_1^4} - \frac{1}{d_2^4} \right) + \frac{p_{2s} - p_{1s}}{\rho g} \quad (3.2)$$

де d_1 (м) – діаметр всмоктувальної труби, d_2 (м) – діаметр напірної труби.

Формула для розрахунку ККД

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{(M_k - M_{k,static}) N \cdot \pi / 30} \quad (3.3)$$

Оскільки цікавить гідравлічний ККД, статичний момент вираховується з вимірюного моменту. Статичний момент вимірюється при заливанні насоса водою та обертанні вала (без робочого колеса). Статичний момент включає момент опору від ущільнень та підшипників.

3.4 Налаштування CFD

Щоб забезпечити узгодженість між різними сітками робочого колеса, для створення сіток використовується програмне забезпечення Simcenter Star-CCM+. Через складність геометрії равлика після язичка, для переходу між равликом і нагнітальною трубою використовувалися тетраедричні та клиноподібні елементи. Тим не менш, 97 % елементів є гексаедричними. Для даного дослідження було обрано підхід зі стінковими функціями, незважаючи на детальне пояснення у розділі Методів, що для моделювання насосів із низькою питомою швидкістю слід використовувати сітку для низького числа Рейнольдса.

Вибір стінкового оброблення є прийнятним у цьому випадку, оскільки ділянка горловини равлика насоса спроектована з надлишковою площею для цієї питомої швидкості, і область з високою турбулентною кінетичною енергією за язичком тут не виникає. Це підтверджують результати, які показують, що при 160

% від розрахункової витрати точка найкращої ефективності, яка значною мірою визначається площею горловини равлика, ще не досягнута. Крім того, було протестовано велику кількість конструкцій, головною метою дослідження є вплив розподільних лопатей на основні характеристики, а не конкретні деталі потоку. Щоб забезпечити якість результатів, було виконано дослідження незалежності від сітки для двох параметрів: напору та гідравлічної ефективності. Остаточна сітка містить 8,6 мільйона осередків (для випадку 1) і середнє значення u^+ приблизно 30 при розрахунковій витраті. Сітку можна побачити на рис. 3.4.

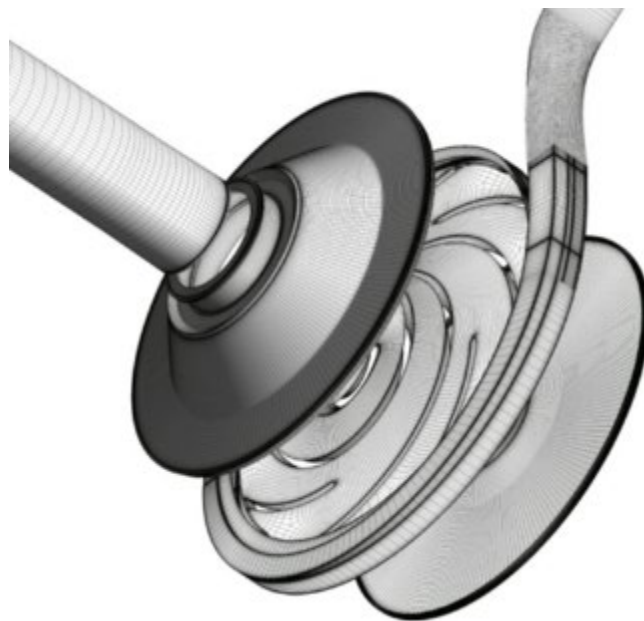


Рисунок 3.4 – Сітка відцентрового насоса

3.5 План чисельного експерименту

Було виконано план експериментів для оцінки впливу різних параметрів на напір, ефективність та параметр, який вимірює крутний момент розподільної лопаті (T_{sp}) відносно основного крутного моменту лопаті (T_{main}), який називається відносним крутним моментом розподільної лопаті ($T_{sp,rel}$):

$$T_{sp,rel} = \frac{T_{sp}}{T_{sp} + T_{main}} \quad (3.4)$$

Проведено повнофакторний експеримент із трьома параметрами та двома рівнями (2^3), що призвело до випробування 8 конструкцій. Різні рівні та параметри можна побачити в таблиці 3.1 і рис. 3.5.

Таблиця 3.1 – Параметри та рівні чисельного моделювання

Фактори	a (-)	θ (°)	α_{sp} (°)
Рівень -1	0,4	0,3	-5
Рівень 1	0,7	0,5	10

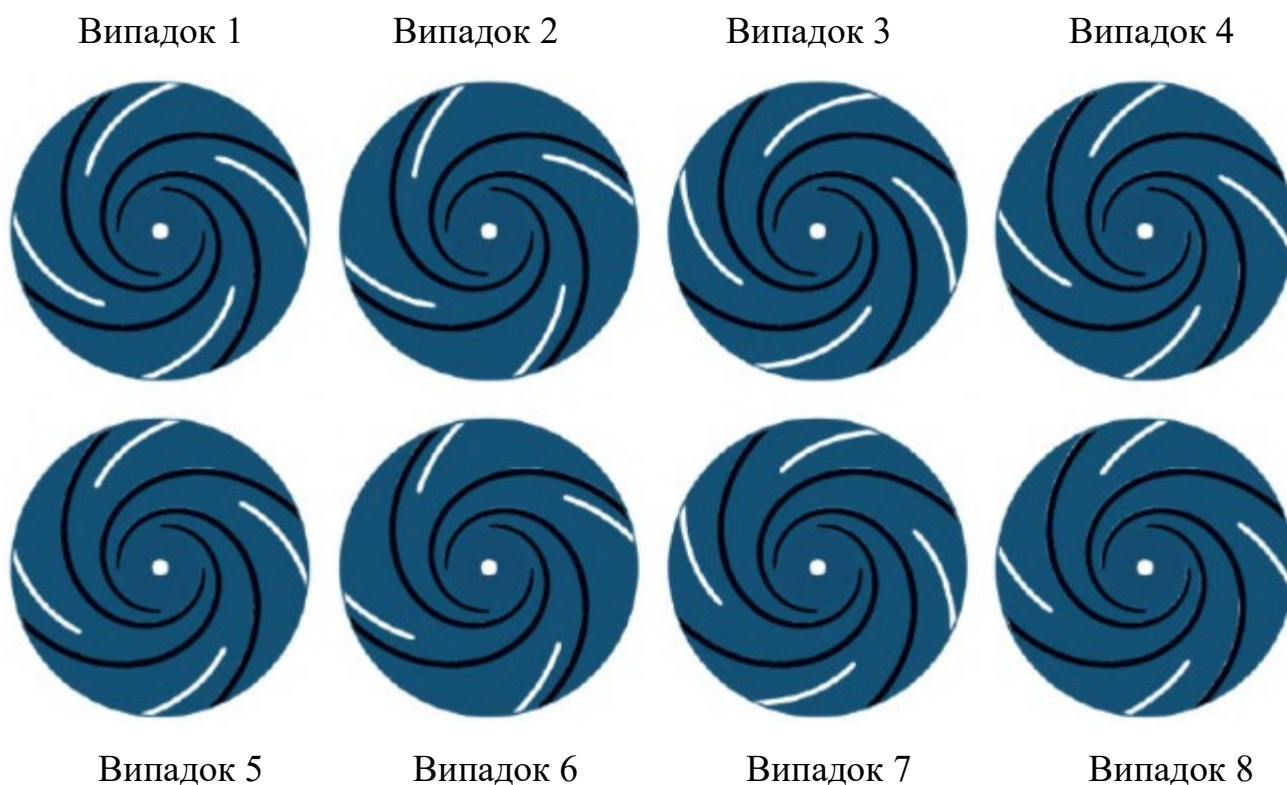


Рисунок 3.5 – Позиції кожної конфігурації лопатей розподільника, що тестувалися

Мета другого етапу дослідження полягає в аналізі впливу додавання одного та двох лопатей розгалужувача на проході ротора. Відмінність від попереднього

дослідження полягає в тому, що оптимальне розміщення одного розгалужувача тут не є предметом інтересу. Натомість, загальний вплив додавання другого розгалужувача на основні характеристики потоку є метою дослідження.

Досліджуваний насос відрізняється від попереднього. По-перше, дизайн спіральної камери був змінений на більш відповідний для цієї конкретної швидкості з меншою площею горловини, хоча точка найбільшої ефективності (BEP) все ще знаходиться на вищому рівні витрат, ніж проєктна точка. Дизайн спіральної камери є результатом дослідження, представленого в дослідженні площі горловини спіральної камери. Дизайн спіральної камери є неklasичним, оскільки не відповідає класичному правилу дизайну збереження кута моменту або постійної швидкості поперечного перерізу. Площа спіральної камери швидко збільшується поблизу горловини. Цей вибір дизайну був зроблений для забезпечення високої продуктивності насоса при високих витратах та уникнення різкого падіння голови через зашумлений потік у горловині спіральної камери. Нарешті, насос масштабується за співвідношенням 1/1.6 у порівнянні з попереднім дослідженням. Діаметр ротора зменшується з 320 мм до 200 мм. Це зміна була зроблена для зменшення витрат на експеримент, використаний для валідації числових результатів цього дослідження. Основні параметри насоса також масштабуються за допомогою законів сприйняття для постійної швидкості ротора та іншого діаметра.

Спроектовано три ротори. Перший ротор має 4 основні лопатки. Другий ротор має 8 загальних лопаток (4 основні лопатки та 4 довгі розгалужувачі), а третій ротор має 12 загальних лопаток (4 основні лопатки, 4 довгі розгалужувачі та 4 короткі розгалужувачі). Дивіться рисунок 3.6 для візуалізації розгалужувачів у роторі.

Як результат, використовується сітка, що застосовує метод обробки з малими числом Рейнольдса. Середнє значення u^+ на всіх стінах становить 1.3. Цей критерій не дотримано на задній кромці ротора, де очевидна сепарація потоку.

Результати можна побачити на рисунку 3.11. Загальна кількість елементів для кожного випадку становить 15.4, 16.6 та 17.2 мільйона елементів для Випадку 0sp, Випадку 1sp і Випадку 2sp відповідно. Різниця в розмірі сітки зумовлена лише роторами. Додавання розгалужувачів вимагає більшої кількості елементів сітки, особливо через додаткові стіни в каналах, де потрібно уточнити сітку. Повна сітка для наведена на рисунку 3.7.

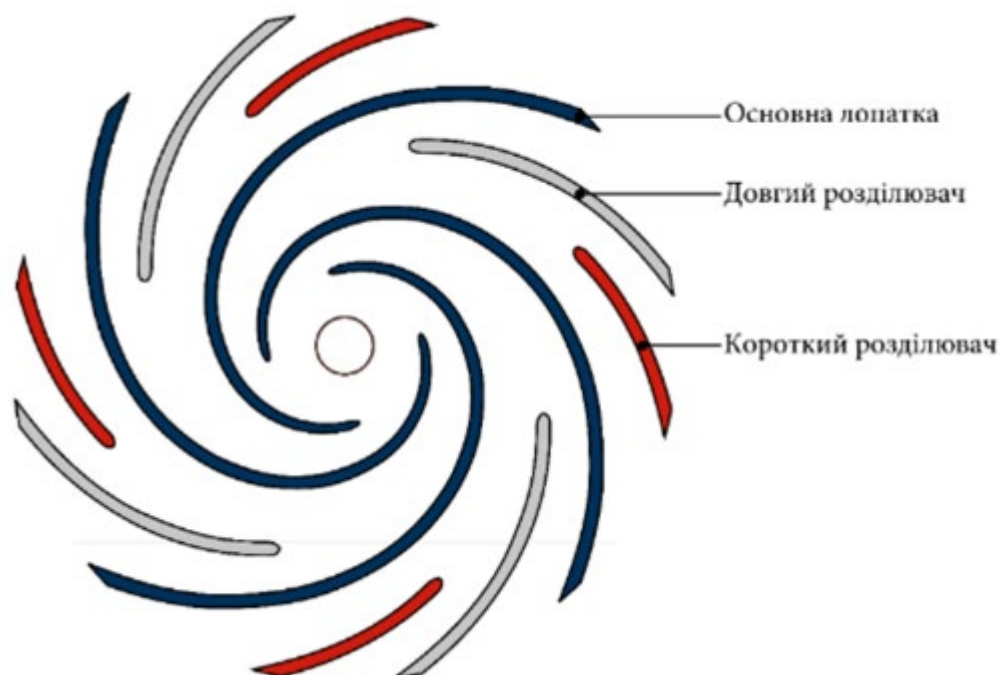


Рисунок 3.6 – Положення лопаток розподільника для трьох вивчених випадків



Рисунок 3.7 – Вид сітки ротору для випадків 0sp, 1sp і 2sp.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО МОЛОЧНОГО НАСОСА

4.1 Вплив варіації лопатки насоса

Метою цього дослідження є аналіз впливу положення лопатки розподільника в проході даного дизайну робочого колеса. Результати симуляції наведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Результати симуляцій

Випадок	a (–)	θ (°)	α_{sp} (°)	H (м)	η (–)	$T_{sp,rel}$
1	0,4	0,3	-5	32,93	0,56	0,24
2	0,4	0,3	10	31,95	0,55	0,40
3	0,4	0,5	-5	32,95	0,56	0,34
4	0,4	0,5	10	33,67	0,55	0,41
5	0,7	0,3	-5	32,78	0,55	0,16
6	0,7	0,3	10	31,76	0,55	0,20
7	0,7	0,5	-5	31,92	0,55	0,14
8	0,7	0,5	10	33,12	0,55	0,17

Дивлячись на таблицю 4.1, перший очевидний висновок стосується того, що гідравлічна ефективність слабо вплинула на проектну точку конфігурацій розподільних лопатей. Максимальна зміна за 8 протестованих конструкцій становить близько 2 %. Це вказує на те, що протестовані розподільні лопаті не мають значного впливу на ефективність у цих конфігураціях для цього насоса.

Графік основних ефектів та взаємодій (рисунки 4.1 і 4.2) дає інформацію про вплив різних параметрів на напір та відносний крутний момент розподільних лопатей. Подібний графік можна побудувати для ефективності, але він вважається незначним через невелику варіацію ефективності, що спостерігається.

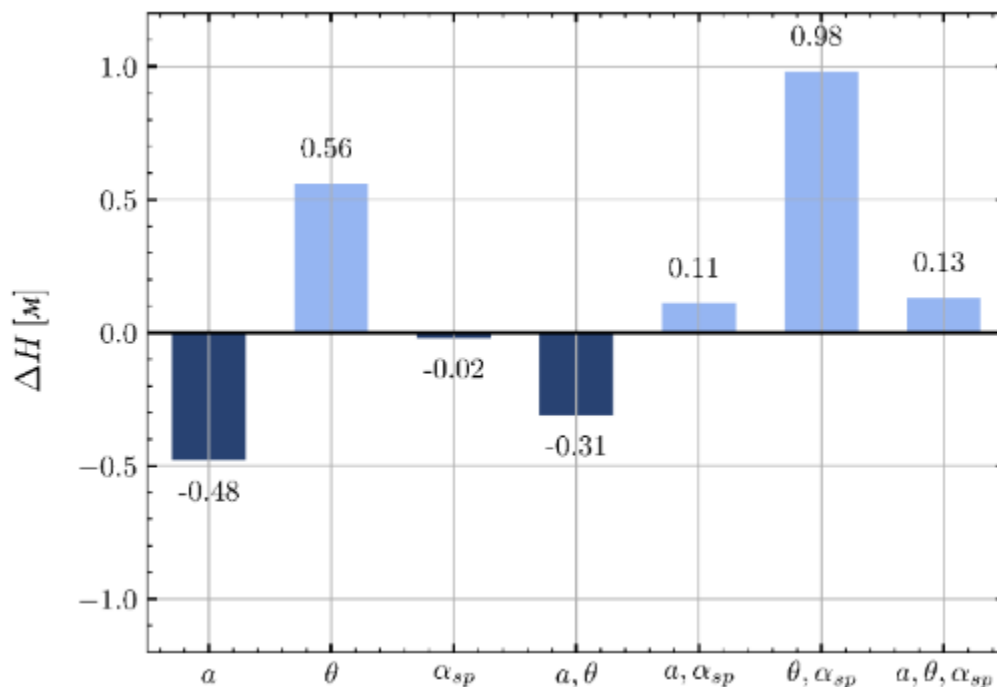


Рисунок 4.1 – Основні ефекти та взаємодії конструкції для напору

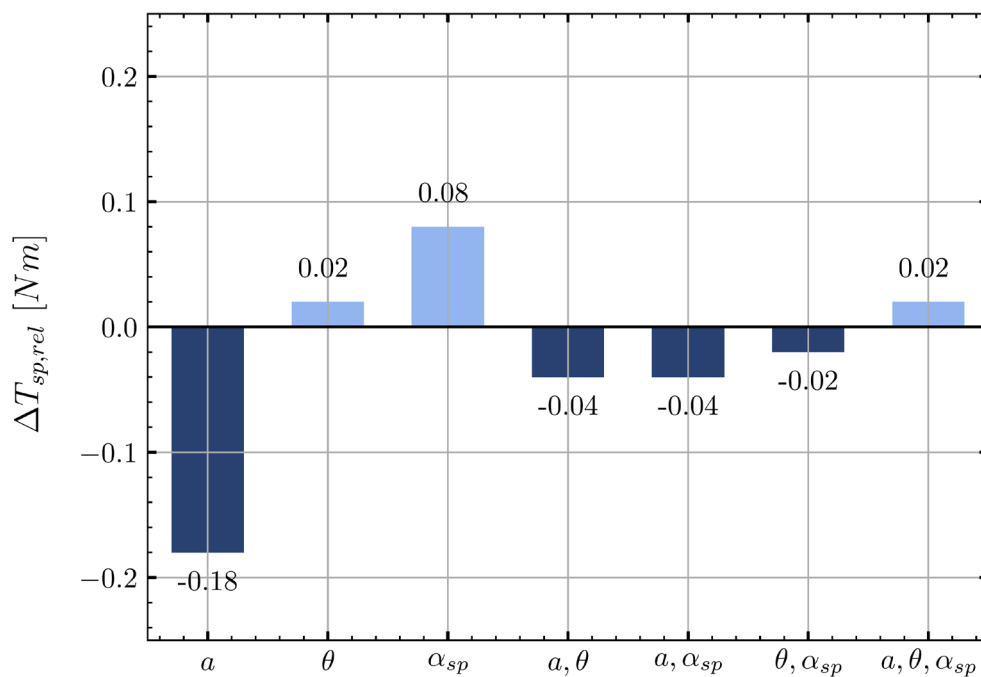


Рисунок 4.2 – Основні ефекти та взаємодії конструкції для відносного моменту на лопатках

Основні ефекти:

– Значення $-0,48$ вказує на те, що при збільшенні параметра a (пов'язаного з діаметром входу) спостерігається втрата напору на $0,48$ м. Зростання a означає менші розподільники. Відповідно, довші розподільні лопаті підвищують напір.

– Напір вищий, коли $\theta = 0,5$. Розподільники, розташовані посередині каналу, покращують напір для протестованих конфігурацій.

– Відносний кут лопатей α_{sp} не має безпосереднього впливу на напір тут, хоча очікується, що він позитивно вплине на напір, оскільки напір підвищується з кутом виходу лопатей.

Взаємодії:

– Основна взаємодія відбувається між (θ, α_{sp}) . Високі рівні обох параметрів розташовують розподільник посередині каналу з великими кутами виходу лопатей (випадок 4, 8). Два найвищі напори були обчислені для цих двох конструкцій.

У попередніх дослідженнях спостерігалось, що вищі кути виходу лопатей для розподільників завжди підвищують напір насоса. Тут це безпосередньо не спостерігається. Це пояснюється випадками 2 та 6, де використано верхній рівень для фактора α_{sp} , поєднаний з нижнім фактором для θ . Отримане положення розподільників занадто близьке до всмоктувальної сторони основних лопатей, що заважає їх роботі.

Для $T_{sp,rel}$ лише a та α_{sp} мають значний вплив. Як і для напору, довші розподільники підвищують $T_{sp,rel}$. α_{sp} має позитивний ефект тут, вказуючи на те, що розподільники з більшими кутами виходу лопатей призводять до вищого відносного крутного моменту розподільної лопаті. Ці два висновки відповідають класичним очікуванням щодо дизайну лопатей.

Щоб зрозуміти вплив розподільних лопатей на всю характеристику кривих, було виконано нестабільні симуляції для всіх конструкцій, окрім випадків 2 та 6, оскільки було зроблено висновок, що розподільники були неправильно розташовані. Характеристики напору без розподільників також обчислені, щоб побачити загальний вплив розподільників на характеристичні криві. Для всіх

обчислених конструкцій було побудовано лише 3 точки кривих для економії часу при витратах $Q = [0.3; 1.0; 1.6]Q_d$.

Для вимірювання крутизни характеристик напору ми визначаємо параметр, який вимірює падіння напору H_{drop} між обчисленим напором при частковому навантаженні та проектній точці. Цей параметр безпосередньо не вказує, чи характеристика насоса є стабільною або нестабільною, оскільки напір насоса поблизу відключення не оцінюється тут. Інформація про нестабільність буде точною лише у випадку, якщо H_{drop} є позитивним.

$$H_{drop} = H_{Q=0.3Q_d} - H_{Q=1.0Q_d} \quad (4.1)$$

Щоб оцінити вплив окремих параметрів, порівнюємо падіння напору різних випадків парами.

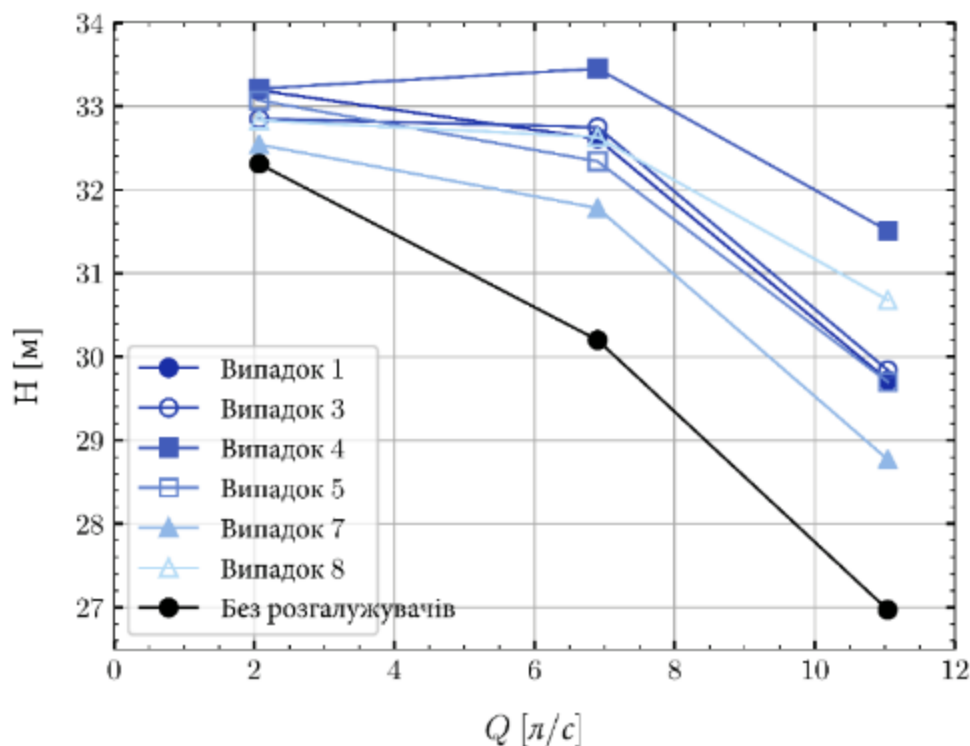


Рисунок 4.3 – Характеристики кривої напору

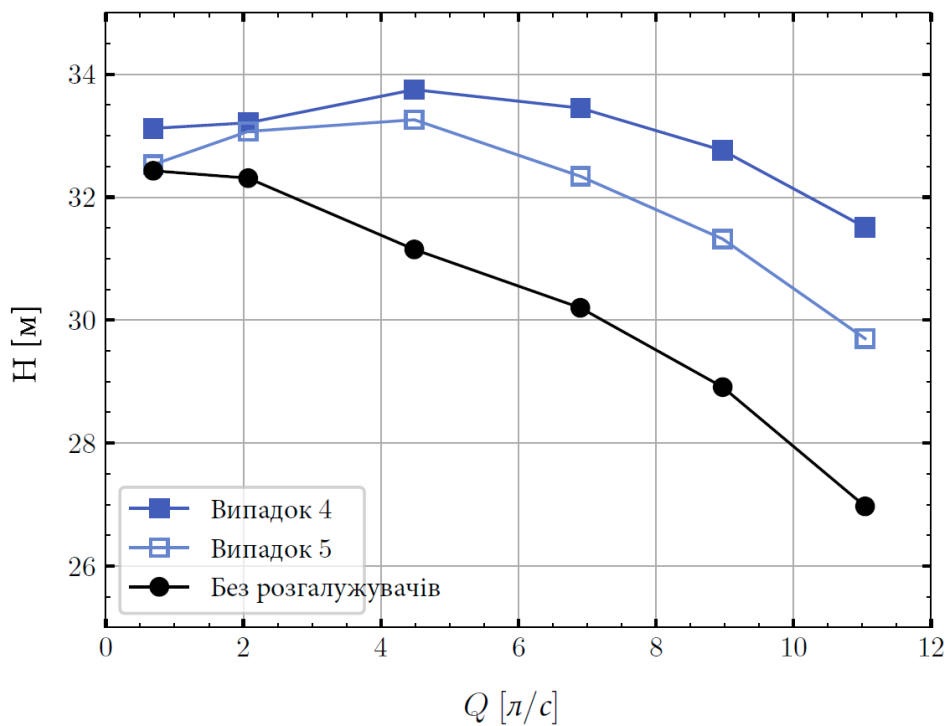


Рисунок 4.4 – Характеристики кривої напору

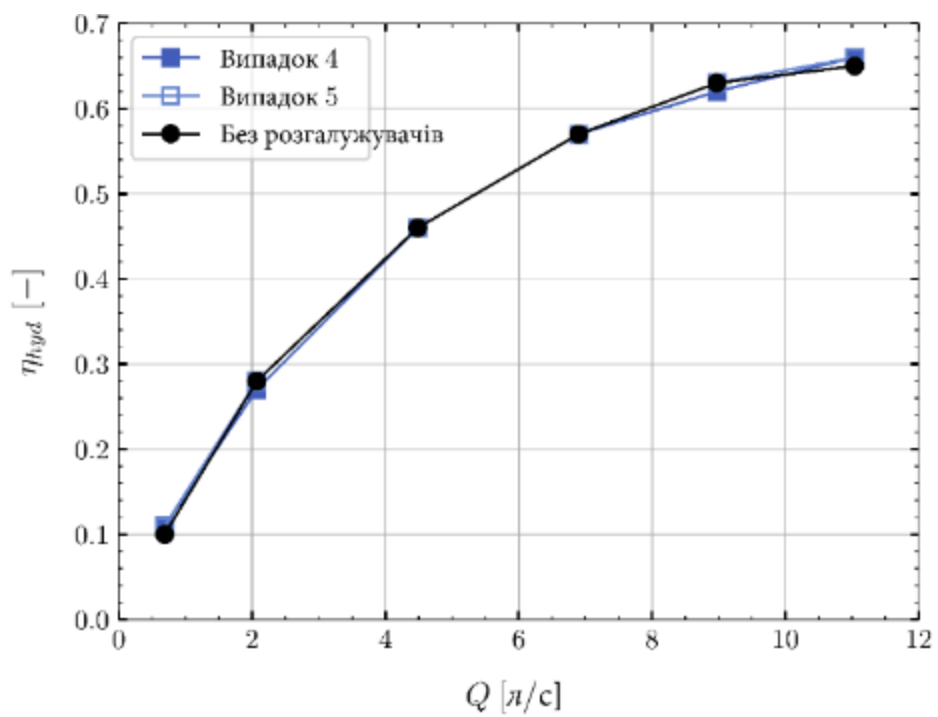


Рисунок 4.5 – Характеристики кривої ефективності

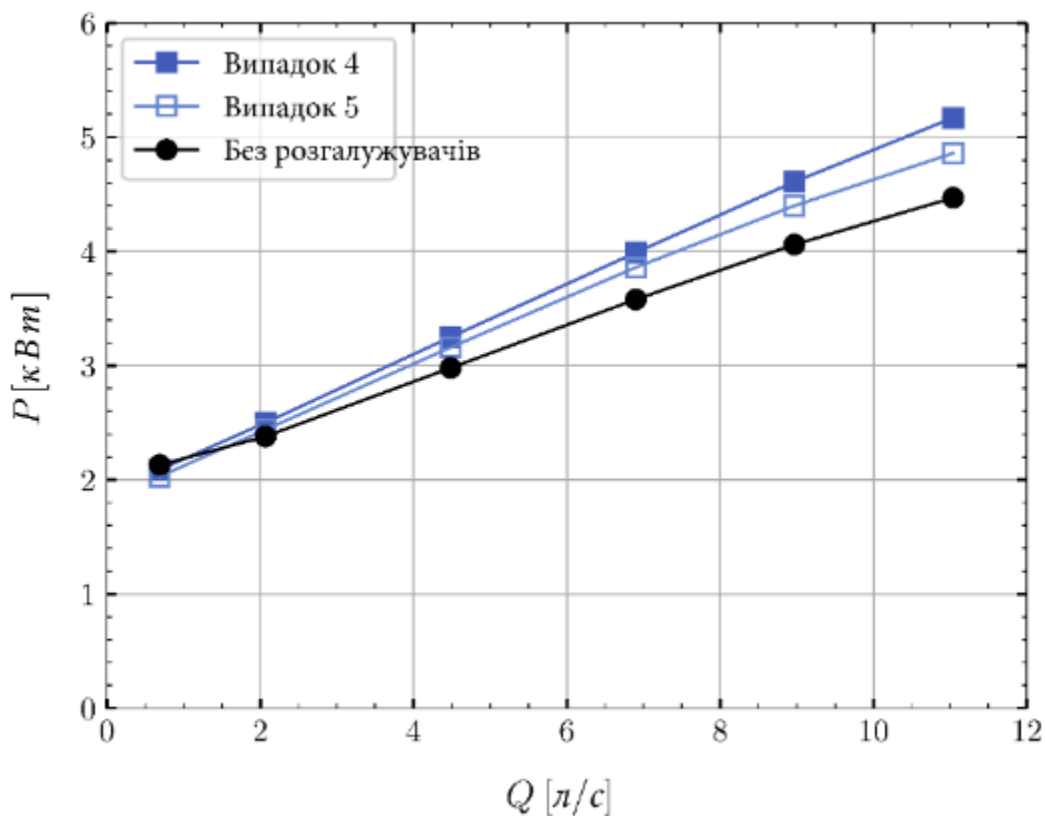


Рисунок 4.6 – Характеристики кривої потужності

– Вплив a (довжина розгалужувача): Випадки (1-5), (3-7), (4-8) є парами, де θ та α_{sp} подібні, і лише a змінюється. Падіння напору для випадків 5, 7 і 8 більше, ніж у їхніх відповідниках. В результаті, менші лопаті розгалужувачів призводять до більш крутого напору, як і очікувалося.

– Вплив θ (співвідношення кроку): Випадки (1-3), (5-7) є парами, де a та α_{sp} подібні, і лише θ змінюється. Випадок 1 має більш круту характеристику напору, ніж його відповідник. Випадки 5 і 7 мають приблизно однаковий нахил. В середньому, розгалужувачі з меншим співвідношенням кроку (ближче до всмоктувальної сторони) здається, що призводять до більш крутого напору, але вплив не такий чіткий, як у інших параметрів.

– Вплив α_{sp} (кут виходу лопаті розгалужувача): Випадки (3-4), (7-8) є парами, де a та θ подібні, і лише α_{sp} змінюється. Випадки 3 і 7 мають більш круту

характеристику напору, ніж їхні відповідники. Розгалужувачі з меншим кутом виходу лопаті призводять до більш крутого напору.

Згідно з цим простим аналізом, найбільш круту характеристику напору повинен давати Випадок 5 (короткий розгалужувач, ближче до всмоктувальної сторони основної лопаті, з меншим кутом виходу лопаті), а найплоскішу/нестабільну — Випадок 4 (довгі розгалужувачі, в середині каналу, з більшим кутом виходу лопаті). Для цих двох випадків розраховані додаткові точки для більшої точності характеристик напору, і, що найважливіше, для оцінки напору при частковому навантаженні, щоб зробити висновки про стабільність насосів. Також оцінюються ефективність (рис. 4.5) і потужність валу (фігура 4.6).

Для обох випадків крива напору значно сплющується в порівнянні з імPELLером без розгалужувачів. При частковому навантаженні, навіть для Випадку 5, який демонструє велике падіння напору, нестабільність проявляється при дуже низьких витратах. Еволюція ефективності практично однакова для всіх випадків, показуючи, що розгалужувачі не впливають на цей параметр у цьому дослідженні. Крім того, очевидно, що найкраща точка ефективності не досягнута, що вказує на те, що обчислені насоси працюють при частковому навантаженні.

Отже, дійсна площа горловини близька до 2.5 разів більше рекомендованої, і її співвідношення відповідає насосу зі специфічною швидкістю $n_s = 82$.

4.2 Вплив додавання розгалужувачів на прохід насоса

Інтегральні результати, що показують напір та ефективність на одному графіку для всіх випадків, зображені на рисунку 4.7. Першим помітним моментом є те, що напір збільшується з додаванням розподільників. У проектній точці підвищення напору щодо випадку $0sp$ становить 8,2 % і 11,3 % для випадків $1sp$ та $2sp$ відповідно. Гідравлічна ефективність показує іншу тенденцію залежно від випадку. При низькому потоці найвищу ефективність демонструє випадок $0sp$, без

розподільників. Ця тенденція змінюється при високому потоці. Максимальна гідравлічна ефективність для кожного випадку подібна і становить 52%, але завжди розташована на вищих швидкостях потоку, ніж проєктна точка. ККД (ВЕР) розташований на значеннях Q/Q_d 1.24, 1.30 та 1.34 для випадків 0sp, 1sp та 2sp відповідно, що свідчить про те, що введення розподільників зміщує ККД до вищих швидкостей потоку.

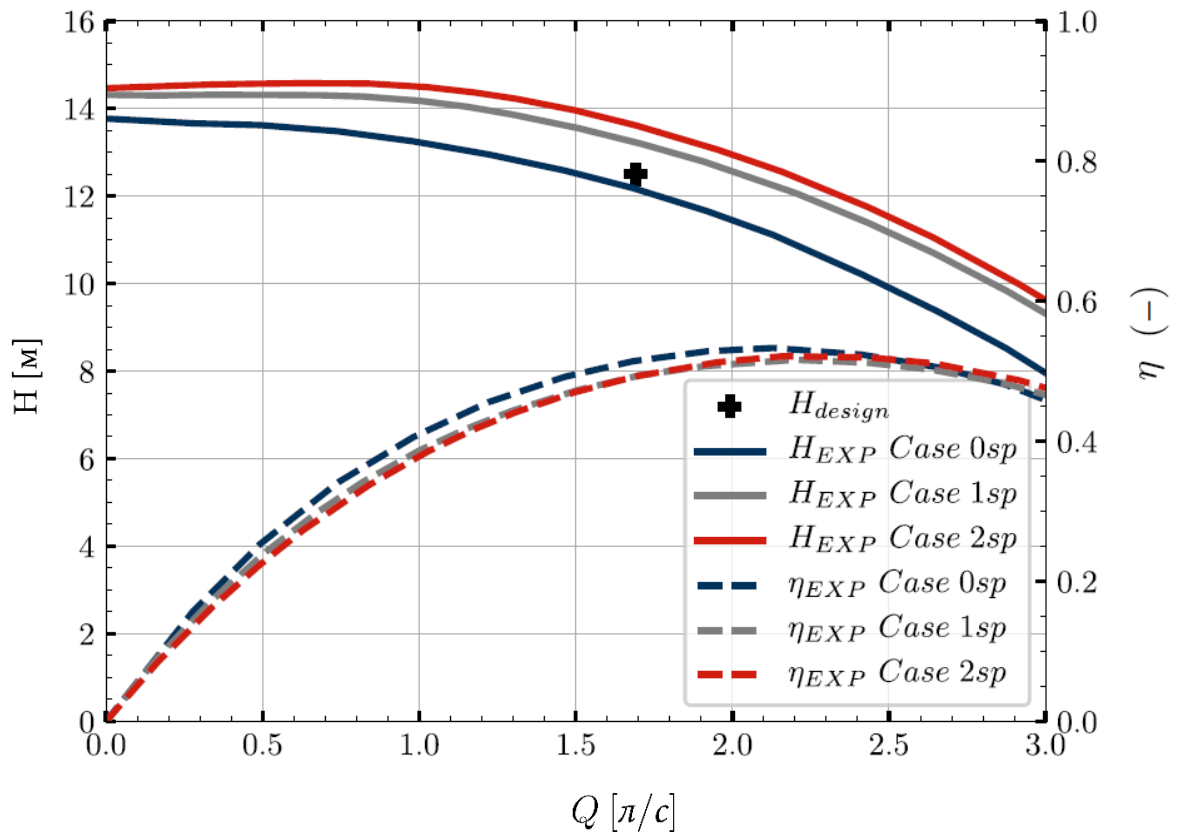


Рисунок 4.7 – Експериментальні результати для трьох випробуваних роторів

Очевидно, що введення розподільників у проходах роторів негативно впливає на стабільність кривої напору при низькому потоці. Напір стабільний для випадку 0sp, строго рівний для випадку 1sp та повільно підвищується з точки відключення для випадку 2sp до $Q/Q_d = 0.37$. Слід зазначити, що числові моделювання змогли зафіксувати незначну нестабільність напору для випадку 2sp.

Для кращого розуміння впливу розподільних лопатей на продуктивність насоса проводиться аналіз втрат потужності в кожному числовому домені. Всі втрати масштабуються за потужністю валу в проєктній точці для кожного відповідного випадку, щоб дозволити порівняти відносні втрати. Числові домени, що досліджуються, – це ротор, спіраль і зазори бокових стін (з окремим розглядом з боку кожуха та вала). Втрати в всмоктувальному трубопроводі не враховуються, оскільки є дуже незначними.

Спочатку загальні відносні втрати зображені як функція швидкості потоку на рисунку 4.25.

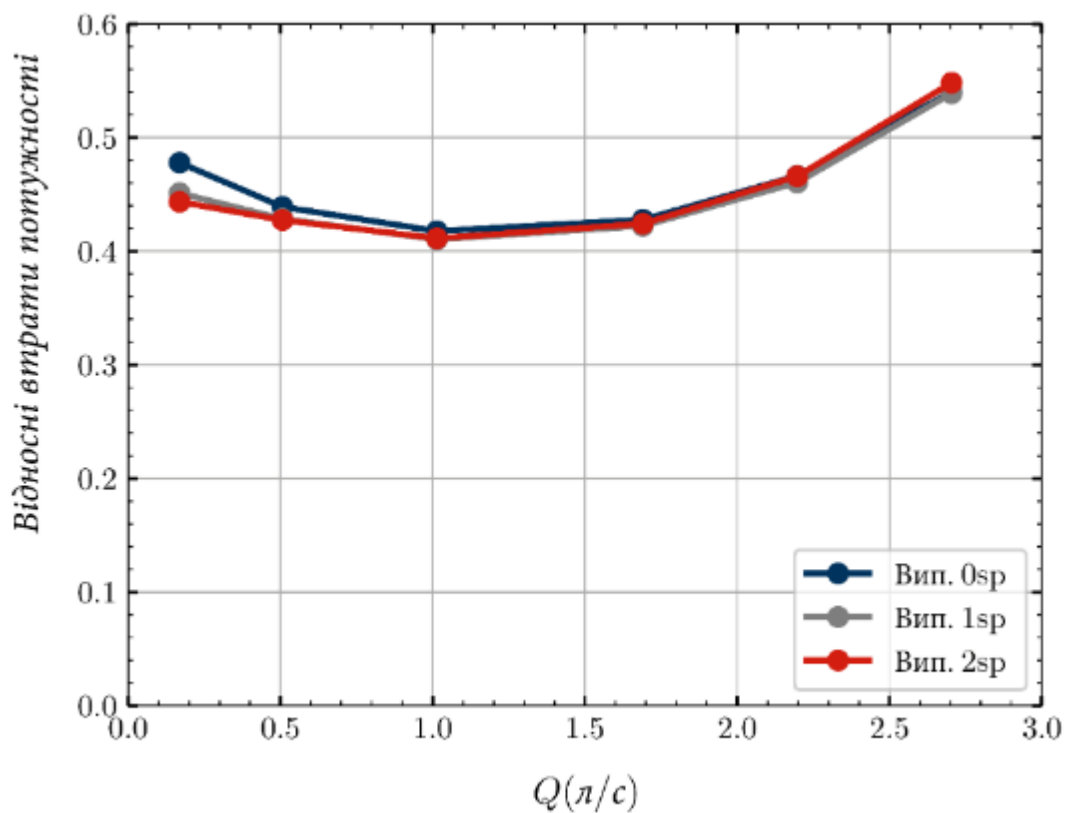


Рисунок 4.7 – Відносні втрати потужності

При низькому потоці відносні втрати трохи вищі для випадку 0sp, але дуже подібні в проєктній точці та на вищих швидкостях потоку. Це очікувано, оскільки

гідравлічна ефективність подібна для всіх випадків. Відносні втрати ротора подібні в усій діпазоні швидкостей потоку. Незважаючи на додавання розподільних лопатей та абсолютне збільшення втрат потужності (тертя шкіри додаткових лопатей і ударні втрати на передніх краях), відносні втрати ротора не змінюються. Відносні втрати в зазорах бокових стін (як зі сторони вала, так і з боку кожуха) вищі для випадку $0sp$. Втрати в зазорах переважно залежать від діаметра ротора та швидкості обертання, тому абсолютні втрати для всіх випадків подібні. Оскільки випадок $0sp$ розвиває менше потужності (через меншу кількість лопатей), відносна дисипація потужності в зазорах є вищою.

Спіраль є доменом, де випадки $1sp$ та $2sp$ мають значно вищі відносні втрати, ніж випадок $0sp$. У проєктній точці відносні втрати на 21 % і 17 % вищі для випадків $2sp$ і $1sp$ відповідно в порівнянні з випадком $0sp$.

Причина збільшення втрат у спіралі не є очевидною, оскільки роль розподільних лопатей також полягає у забезпеченні кращого керування потоком і виходу більш рівномірного потоку в спіраль. Насправді, основним відомим ефектом розподільних лопатей на потік ротору є пригнічення потоку в джет-сліді. Причина цього малюнка – локальна вихрова область, розташована на тисковій стороні лопаті і візуалізована на рисунку 4.8, який представляє відносну швидкість в роторі у проєктній точці для всіх випадків. Існує регіон з нульовою відносною швидкістю, де з'являється локальний вихор для випадку $0sp$, і введення розподільних лопатей пригнічує цей вихор. В результаті у роторі спостерігаються більш рівномірні значення відносної швидкості. На передніх краях розподільних лопатей можна побачити прискорення відносної швидкості на всмоктувальній стороні, що свідчить про те, що лопаті не вирівняні з потоком. Незважаючи на цей факт, ми бачили, що відносні втрати ротора не підлягають впливу розподільних лопатей.

Аналіз потоку на виході з ротора дозволяє кількісно оцінити вплив розподільних лопатей на потік, що входить у спіраль. Компоненти швидкості

виділяються на $r = r_2$ за допомогою постпроцесора CFD-Post з дискретизацією 0.5 градусів у обертовому напрямку та 9 точками в просторовому напрямку, що загалом дає 6480 даних, отриманих на поверхні виходу ротора.

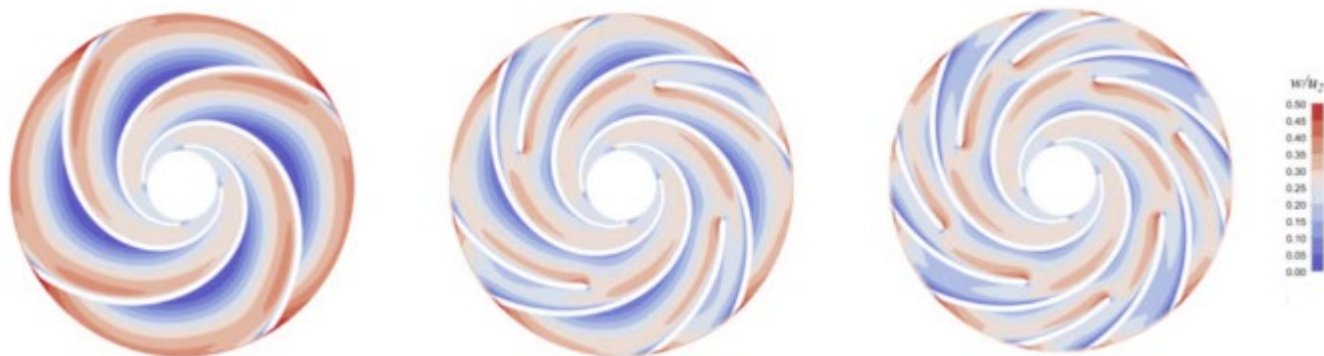


Рисунок 4.8 – Порівняння відносної швидкості в проєктній площині

Вивчається вплив розподільників на потік у роторі, особливо на локальне вихрове рухання.

На рисунках 4.9 та 4.10 показані середні за часом лінії потоку в роторі при всіх витратах для трьох досліджуваних конструкцій. Кожному ряду відповідає різний витрата, починаючи з 10% Q_d , потім 30% Q_d і 60% Q_d для рисунку 4.9, і починаючи з 100% Q_d , потім 130% Q_d і 160% Q_d для рисунку 4.10. Кожен стовпець представляє іншу конструкцію, починаючи з варіанту 0sp зліва, варіанту 1sp в центрі та варіанту 2sp справа.

Починаючи з найнижчого витрату 10% Q_d , вплив розподільників на потік вже чітко видно. Для Варіанту 0sp на тисковій стороні основного леза присутні три великі вихори, що залишає приблизно половину каналу ротора для здорових ліній потоку. Те, що лінії потоку відображаються як середні за часом, свідчить про те, що ці вихори обертаються разом з ротором і не з'являються і не зникають з певною частотою. Для Варіанту 1sp потік вже покращений, і на тисковій стороні основного леза присутній один великий вихор. Маленький вихор також присутній на тисковій стороні розподільника. Для Варіанту 2sp великий вихор на тисковій

стороні пригнічується, оскільки короткий розподільник не залишає достатньо місця для розвитку вихору. Здається, що потік покращений на тисковій стороні основного леза, і в результаті витрата на всмоктуючій стороні основного леза менша, що призводить до розвитку невеликого вихору там. Вихори також присутні на тисковій стороні обох розподільників.

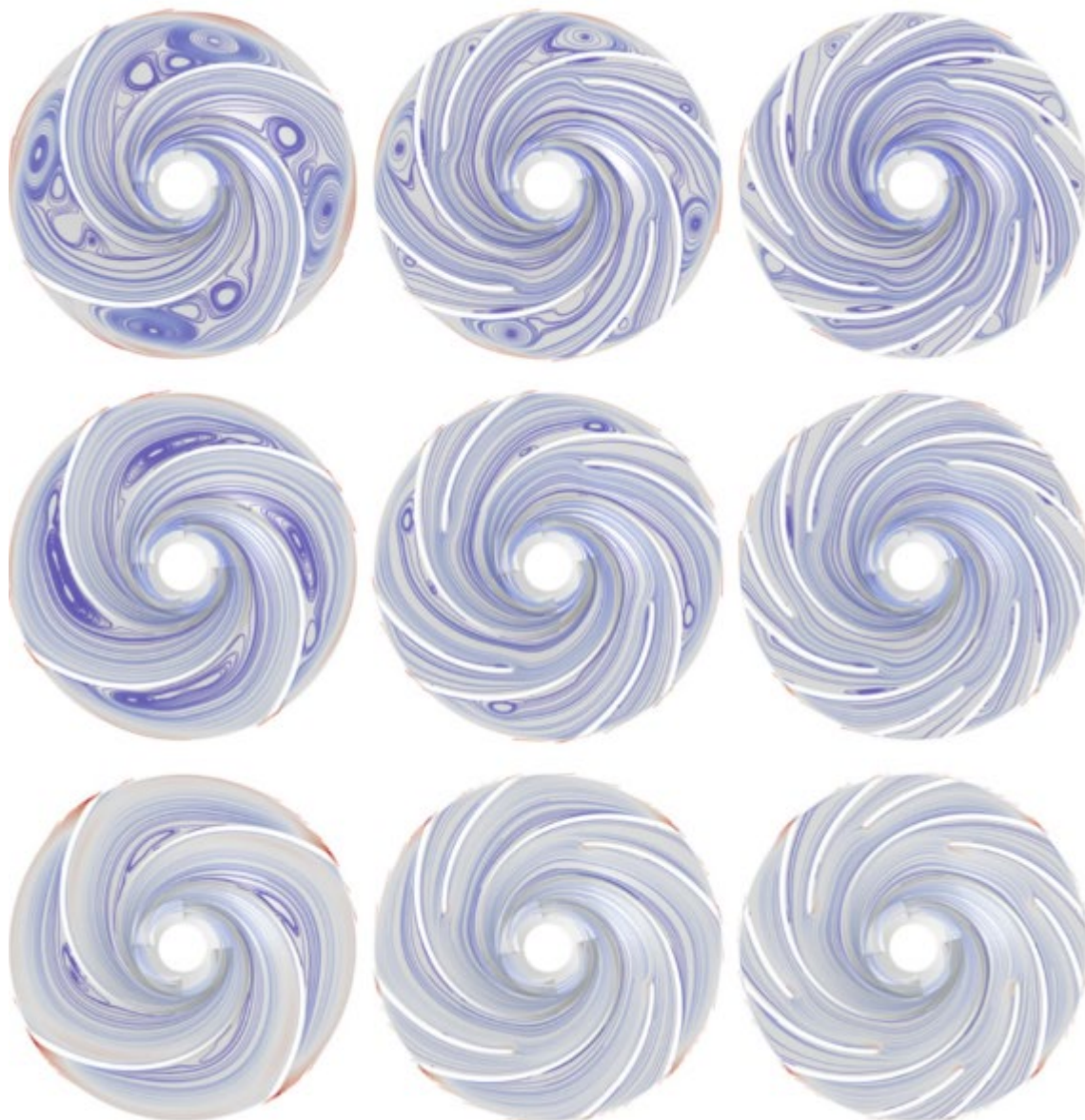


Рисунок 4.9 – Лінії потоку середнього значення за часом

Зліва направо: Варіант 0sp, Варіант 1sp, Варіант 2sp

Зверху вниз: $Q = 10\% Q_d$, $Q = 30\% Q_d$, $Q = 60\% Q_d$

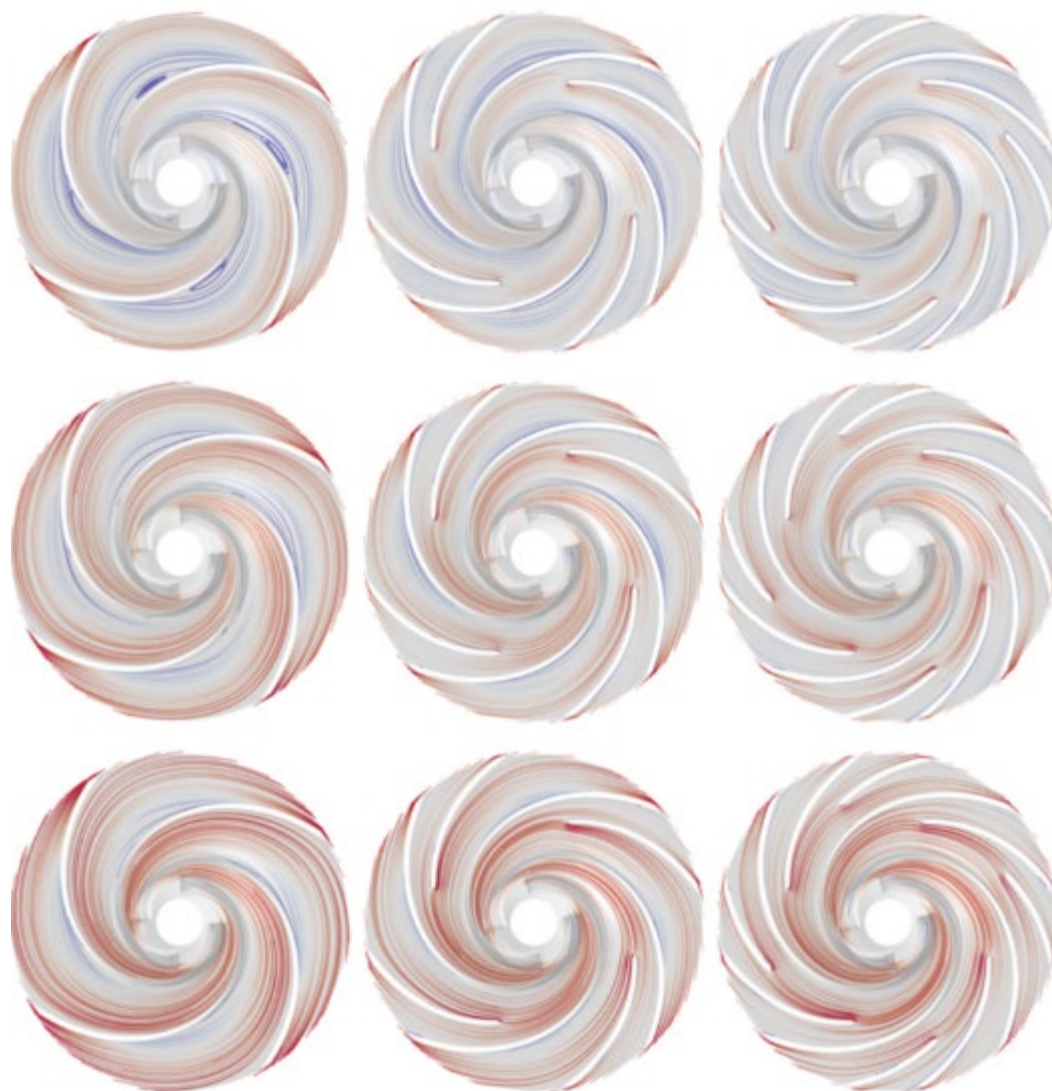


Рисунок 4.10 –Лінії потоку середнього значення за часом

Зліва направо: Варіант 0sp, Варіант 1sp, Варіант 2sp

Зверху вниз: $Q = 100\% Q_d$, $Q = 130\% Q_d$, $Q = 160\% Q_d$

При $30\% Q_d$ на тисковій стороні основного леза для варіанту 0sp залишається великий вихор. Лінії потоку обтікають вихор і наближаються до заднього краю на тисковій стороні. Ці лінії потоку мають кут потоку, близький до нуля градусів. Варіант 1sp демонструє велике поліпшення ліній потоку, оскільки на тисковій стороні основного леза присутні лише два маленькі вихори. Потік поблизу всмоктуючої сторони відносно хороший. Для варіанту 2sp на тисковій

стороні основного леза взагалі немає локальних вихорів, а невеликий вихор присутній на всмоктуючій стороні, як і для попереднього витрату.

При 60% Q_d варіант 0sp демонструє ті самі риси потоку, що й для попереднього витрату, просто з меншим локальним вихором. Відхилення ліній потоку в порівнянні з кутами лез залишається важливим. Для варіанту 1sp та варіанту 2sp локальні вихори повністю пригнічені, і потік в основному адекватний. Спостерігається велике відхилення потоку для Варіанту 1sp між тисковою стороною основного леза та розподільником, що менш помітно для варіанту 2sp. Розподільники не надають достатньо місця потоку для сильного відхилення.

На проектній точці при 100% Q_d для варіанту 0sp потік знову дуже схожий на попередній витрат. Локальний вихор менший, але все ще присутній, потік в основному відхиляється до виходу ротора, і різниця відносної швидкості між тисковою та всмоктуючою стороною є суттєвою. Для варіанту 1sp та варіанту 2sp потік в основному здоровий. Спостерігається незначне невіривнювання переднього краю в порівнянні з лініями потоку. При вищому витраті, для 130% Q_d та 160% Q_d , коментарі аналогічні. Для Варіанту 0sp локальний вихор нарешті зникає. Лінії потоку все ще сильно відхиляються на виході з ротора, і на тисковій стороні основного леза присутня зона низької швидкості. Для варіанту 1sp та варіанту 2sp потік більш однорідний в порівнянні з Варіантом 0sp, незважаючи на локальне прискорення, яке присутнє на передніх краях лез розподільників.

Проведено простий аналіз впливу лопатей розподільників на перехідні процеси насоса. Мета полягає в оцінці, чи допомагають лопаті розподільників у зменшенні коливань характеристик перехідного потоку. Результати базуються як на експериментальних, так і на числових даних.

Аналізуються коливання тиску в всмоктувальному та розподільному трубопроводах завдяки віртуальному датчику тиску. Пробник p1 у всмоктувальному трубопроводі розташований на 150 мм вище переднього краю

ротору. Пробник p2 у розподільному трубопроводі розташований на відстані 365 мм від центру обертання ротору.

Цікавить різниця між максимумами коливань. Змінна Δp_1 на малюнку 4.32 представляє цю різницю. Представлений сигнал – це тиск у всмоктувальному трубопроводі в точці проектування для Варіанту 0рз. На осі x період t представляє 1 оберт ротора або приблизно 0.041 с. Очевидно, що коливання тиску безпосередньо залежать від лопаті, оскільки за один період спостерігається 4 піки.

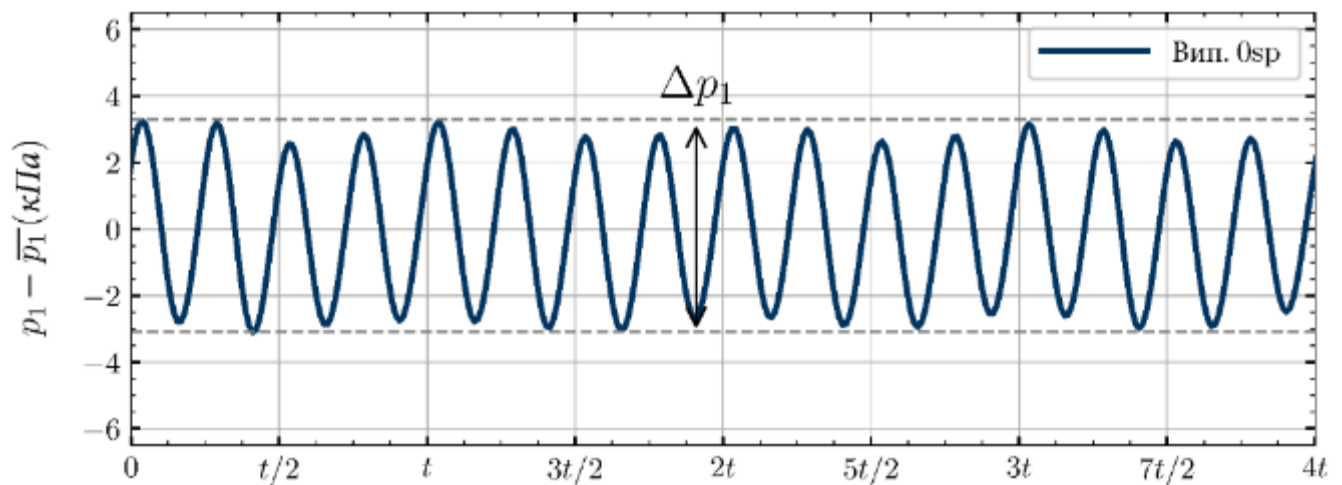


Рисунок 4.11 – Тиск, виміряний у всмоктувальній трубі в проєктній точці

Різниця між максимумами відкладена залежно від витрати для варіанту 0sp, Варіанту 1sp та Варіанту 2sp для пробників p1 (рис. 4.12) та p2 (рис. 4.13).

При закритті коливання тиску в всмоктувальному трубопроводі Δp_1 вищі для Варіанту 0рз, приблизно в три рази більше, ніж для Варіанту 2sp. Потім коливання тиску зменшуються до того, щоб бути в межах одного порядку величини близько до точки проектування. Після точки проектування коливання для всіх варіантів приблизно однакові і починають зростати. Основна різниця між трьома варіантами спостерігається при частковому навантаженні. Можна припустити, що потік на виході з ротора відповідальний за спостережувані відмінності. Потік у роторі значно покращується при низькому потоці завдяки

лопатям розподільників. Рециркульований потік з виходу ротора до ока ротора пульсує з проходженням лопаті мови спірального корпусу. Для Варіанту 0рз велика різниця в швидкості при низькому потоці в одному каналі ротора (через те, що більшість каналу заблоковано вихорами) створює великі пульсації тиску в насосі, що рухаються назад до всмоктувального трубопроводу. Це явище зменшується за наявності лопатей розподільників. У міру зростання потоку потік у всіх роторах стає більш однорідним. Різниця в пульсаціях тиску між варіантами також зменшується, і переваги лопатей розподільників у цьому питанні зникають.

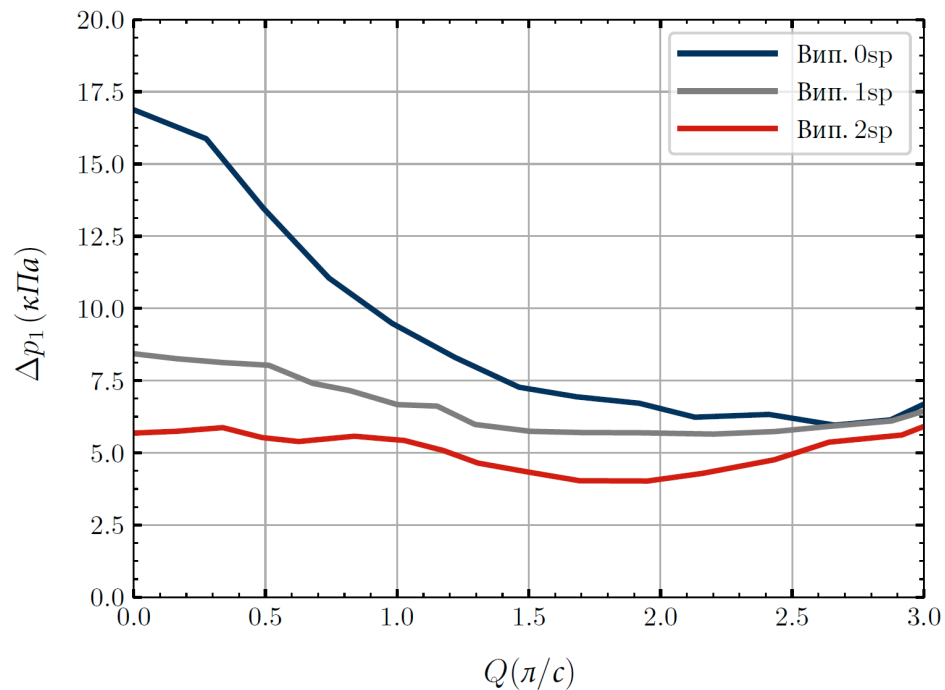


Рисунок 4.12 – Тиск, виміряний у всмоктувальній трубці в проєктній точці

У розподільному трубопроводі коливання тиску Δp_2 дають різні результати. В цілому три варіанти мають схожу тенденцію, і Δp_2 зменшується з ростом витрат. При закритті Варіант 2рз має найнижчі коливання тиску. Оскільки пробник р2 розташований відносно далеко від ротора, важко зробити висновки про результати. Можливо, пульсації тиску вже були загашені.

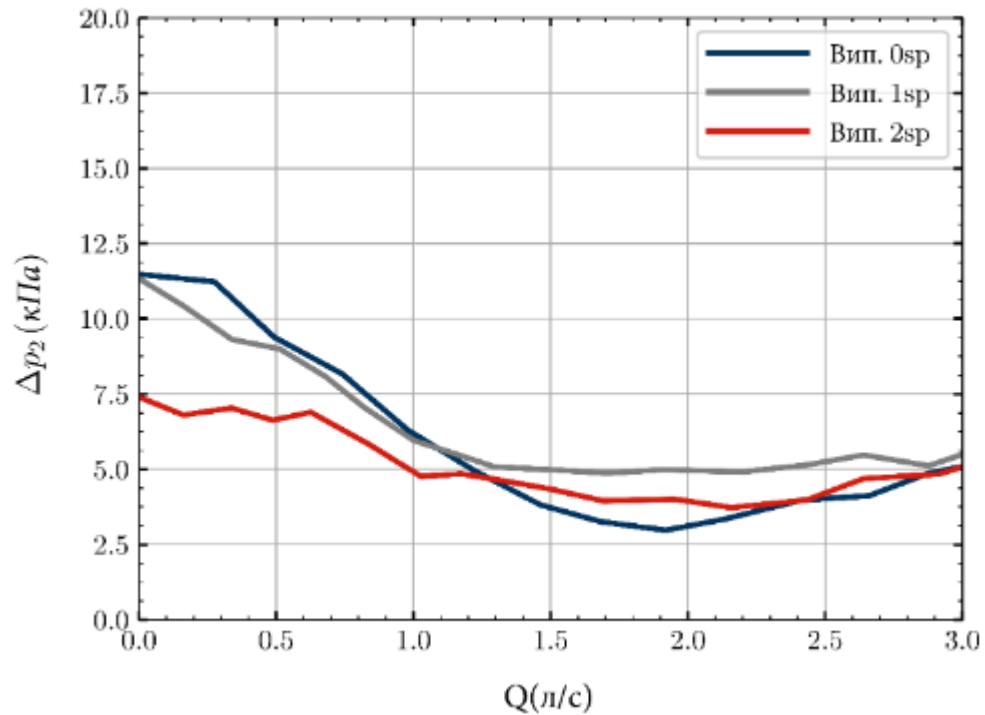


Рисунок 4.13 – Перепад тиску від піку до піку, напірна труба

На закінчення, дослідження зосереджується на впливі доданих лопатей розподільників у проходженнях потоку насоса з дуже низькою специфічною швидкістю ротора. Основний висновок з інтегральних результатів полягає в тому, що напір підвищується завдяки лопатям розподільників, точка максимального робочого тиску (ВЕР) зміщується на вищі витрати, а стабільність кривої напору негативно впливає на введення лопатей розподільників. Максимальна ефективність майже не змінюється через введення розподільників. Покращена продуктивність насоса є наслідком покращеного коефіцієнта зсуву на виході з ротора завдяки наявності розподільника. Потік більш співвідносний з лопатями. Аналіз втрат у кожній зоні насоса приводить до висновку, що введення розподільників трохи покращує потік у роторі та в проміжках між бортами. Покращений потік у роторі призводить до вищої абсолютної швидкості на виході з ротора, що компенсує переваги, згадані вище, додатковими втратами тертя в спіральному корпусі. Однак лопаті розподільників мають загальний позитивний

вплив, оскільки вони покращують продуктивність, не впливаючи на ефективність. Варіант з 2 розподільниками також показує переваги в порівнянні з варіантом з 1 розподільником і свідчить про те, що збільшення кількості розподільників може бути корисним, оскільки втрати тертя на поверхні та ударні втрати в роторі є мінімальними, як показано в аналізі втрат. Потoki в роторі показують вихори, які розвиваються на тисковій стороні лопаті, якщо розподільники відсутні. Наявність розподільників суттєво допомагає у знищенні цих вихорів. Ніякий великий вихор не присутній у потоці навіть при 10% точки проектування для варіанту 2sp. Вихори, що присутні в роторі варіанту 0sp при низькому потоці, безпосередньо впливають на коливання тиску та сил у насосі при низькому потоці через патерн потоку "струмінь-рукав". При вищих витратах, коли потоки є більш здоровими, коливання тиску та сили схожі для всіх варіантів. Лопаті розподільників показують переваги в основному при низьких витратах через трансформаторні ефекти.

4.3 Висновки з розділу

1. Дослідження впливу розподільних лопаток на характеристики насоса показало, що їхня конструкція лише незначно впливає на гідравлічну ефективність, з максимальними змінами лише близько 2% серед восьми протестованих випадків. Головними факторами, що впливають на напір і крутний момент, є довжина лопаток (параметр a) і їхнє положення в проході (параметр θ). Напір зменшується зі зростанням a та досягає оптимальних значень при середньому положенні лопаток ($\theta = 0,5$). Хоча вищі кути виходу лопатей (α_{sp}) традиційно вважаються вигідними, у даному випадку їхній вплив не був очевидним, оскільки невірне розташування лопаток може призвести до зменшення ефективності. Загалом, результати показали, що коротші розподільники, розташовані ближче до всмоктувальної сторони, забезпечують кращі показники,

тоді як довші лопатки, розташовані посередині каналу, призводять до більш плоских характеристик напору. Також було виявлено, що вплив розподільників на ефективність та потужність валу є незначним, підтверджуючи, що насоси працюють в умовах часткового навантаження, а справжня площа горловини є значно більшою за рекомендовану.

2. Додавання розподільників до проходу насоса позитивно впливає на підвищення напору, зокрема в проектній точці, де спостерігається збільшення на 8,2 % для одного розподільника та 11,3 % для двох. Однак, гідравлічна ефективність показує зменшення при низьких витратах і стабільно залишається на подібному рівні при високих витратах. Введення розподільників зміщує коефіцієнт корисної дії (ККД) до вищих швидкостей потоку, що впливає на стабільність кривої напору. Аналіз втрат потужності показує, що, незважаючи на збільшення абсолютних втрат потужності через додаткові лопаті, відносні втрати залишаються стабільними. Основна причина цього полягає в зменшенні вихорів на тисковій стороні лопатей, що сприяє більш рівномірному потоку. В результаті, лопаті розподільників покращують продуктивність насоса, не впливаючи на його загальну ефективність. При цьому варіант з двома розподільниками демонструє кращі результати в порівнянні з одним, що свідчить про доцільність подальшого збільшення кількості розподільників для оптимізації роботи насоса в умовах низьких витрат.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Забезпечення охорони праці та безпеки на робочому місці є невід'ємною складовою виробничого процесу, особливо в молочній галузі, де використовуються різноманітні механізми, зокрема молочні насоси, які встановлені на доїльних установках. Основна мета цього розділу – визначити вимоги до безпеки при експлуатації молочних насосів, а також розробити картку безпеки для цього обладнання.

Загальні вимоги до безпеки

- Перед початком роботи з молочним насосом персонал повинен пройти навчання з охорони праці та ознайомитися з інструкцією з експлуатації обладнання.
- Необхідно проводити регулярні медичні огляди працівників, які працюють з насосами.
- Заборонено експлуатувати насос без наявності технічного обслуговування та перевірки його працездатності.

Захисні засоби

- Працівники повинні використовувати індивідуальні засоби захисту (ІЗЗ), зокрема рукавиці, захисні окуляри, спецодяг і взуття, що забезпечують надійний захист від механічних ушкоджень і контакту з рідинами.
- Обладнання повинно бути забезпечене захисними огорожами для запобігання травмам.

Експлуатація насоса

- Під час роботи з насосом необхідно дотримуватися правил безпечного маневрування, уникати контакту з обертовими частинами.
- Забороняється проводити будь-які ремонтні роботи на працюючому насосі.

– У разі виявлення несправностей, насос слід зупинити та повідомити відповідальну особу.

Безпека при надзвичайних ситуаціях

– У разі виникнення аварійної ситуації (витік молока, електричний удар тощо) необхідно відразу зупинити насос і вжити заходів щодо усунення небезпеки.

– Кожен працівник повинен бути ознайомлений з планом дій у надзвичайних ситуаціях, включаючи порядок виклику аварійних служб.

Пожежна безпека

– Заборонено курити та користуватися відкритим вогнем в зоні експлуатації насоса.

– Обладнання повинно бути оснащено вогнегасниками, а персонал — навчений їх використанню.

Карта безпеки для молочного насоса наведена в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Карта безпеки для молочного насоса

Небезпечні фактори	Оцінка ризику (високий, середній, низький)	Заходи контролю	Відповідальні особи
Обертання ротора	Високий	Захисні огорожі, ІЗЗ	Виробничий керівник
Витік рідини	Середній	Регулярні перевірки, ремонти	Технічний персонал
Електричний удар	Високий	Заземлення, обмеження доступу	Електрик
Пожежа	Середній	Вогнегасники, плани евакуації	Пожежна безпека
Неправильне використання	Високий	Навчання персоналу	Керівник відділу

Забезпечення охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при роботі з молочними насосами є важливим елементом не лише для збереження здоров'я

працівників, але й для підтримання безперебійної роботи виробництв. Впровадження чітких вимог до безпеки, використання засобів індивідуального захисту, дотримання інструкцій та проведення навчання персоналу є необхідними заходами для зменшення ризику травмування та аварій.

Крім того, регулярні перевірки технічного стану обладнання та дотримання планів дій у надзвичайних ситуаціях допоможуть створити безпечне робоче середовище для всіх працівників.

Рекомендації

– ***Регулярний моніторинг:*** Проводити регулярні огляди та технічне обслуговування молочних насосів, щоб запобігти виникненню небезпечних ситуацій.

– ***Оновлення інструкцій:*** Переглядати та оновлювати інструкції з охорони праці відповідно до нових технологій та вимог.

– ***Навчання працівників:*** Організувати періодичні тренінги для всіх працівників щодо безпеки при експлуатації обладнання.

– ***Аудит безпеки:*** Здійснювати регулярний аудит дотримання вимог безпеки та охорони праці на робочих місцях.

Дотримуючись цих рекомендацій, можна значно підвищити рівень безпеки на підприємстві, запобігти травмам та аваріям, що, в свою чергу, забезпечить стабільність і ефективність роботи в молочному виробництві.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВІДЦЕНТРОВОГО МОЛОЧНОГО НАСОСА

Розглядається економічна ефективність удосконаленого відцентрового молочного насоса в порівнянні з базовим насосом Г2-ОПБ. Основні показники, що характеризують обидва насоси, включають продуктивність, потужність електродвигуна, вартість, амортизаційні відрахування та витрати на технічне обслуговування.

Спочатку розглянемо продуктивність насосів. Базовий насос має продуктивність 10 м³/год, тоді як удосконалений насос демонструє продуктивність 12,1 м³/год. Це свідчить про те, що удосконалений насос може обробляти більший обсяг молока, що є перевагою в умовах збільшення обсягів виробництва. З іншого боку, потужність електродвигуна удосконаленого насоса складає 1,4 кВт, що є нижчим порівняно з 2,0 кВт базового насоса. Це призводить до зменшення витрат на електроенергію.

Для розрахунку річних експлуатаційних витрат обчислимо витрати на електроенергію, витрати на технічне обслуговування та ремонт, амортизаційні відрахування та заробітну плату. Виходячи з інформації, наданої у характеристиках насосів, для обчислення річних експлуатаційних витрат спочатку визначимо середньодобовий надій молока. Середньодобовий надій однієї корови становить 25 л, а усього обслуговується 100 корів, що дає загальний надій молока за добу 2500 л або 2,5 м³. Період лактації становить 305 днів, отже, річний обсяг молока, який може бути оброблений, складе $2,5 \text{ м}^3/\text{день} \times 305 \text{ днів} = 762,5 \text{ м}^3$.

З огляду на продуктивність насосів, базовий насос зможе працювати в режимі повної завантаженості (10 м³/год) протягом 76,25 годин на рік, а удосконалений насос (12,1 м³/год) — 62,96 годин на рік. При цьому, враховуючи нову вартість електроенергії в 6,3 грн/кВт·год, витрати на електроенергію для базового насоса складуть: $2,0 \text{ кВт} \times 76,25 \text{ годин} \times 6,3 \text{ грн/кВт}\cdot\text{год} = 957,75 \text{ грн}$.

Для удосконаленого насоса витрати на електроенергію становитимуть: $1,4 \text{ кВт} \times 62,96 \text{ годин} \times 6,3 \text{ грн/кВт}\cdot\text{год} = 548,46 \text{ грн}$.

Таким чином, річні витрати на електроенергію суттєво зменшуються при переході на удосконалений насос.

Тепер розглянемо витрати на технічне обслуговування та ремонт, які складають 25% від вартості насоса. Базовий насос коштує 18000 грн, отже, витрати на технічне обслуговування складуть: $18000 \text{ грн} \times 25 \% / 100 \% = 4500 \text{ грн}$.

Для удосконаленого насоса (21000 грн) витрати на технічне обслуговування становитимуть: $21000 \text{ грн} \times 25 \% / 100 \% = 5250 \text{ грн}$. Амортизаційні відрахування розраховуються аналогічно. Для базового насоса: $18000 \text{ грн} \times 25 \% / 100 \% = 4500 \text{ грн}$. Для удосконаленого насоса: $21000 \text{ грн} \times 25 \% / 100 \% = 5250 \text{ грн}$.

Що стосується заробітної плати, то її вартість для обслуговуючого персоналу можна умовно прийняти за незмінну, оскільки вона не залежить від типу насоса.

Тепер обчислимо загальні річні експлуатаційні витрати. Для базового насоса вони складуть: витрати на електроенергію (957,75 грн) + витрати на технічне обслуговування (4500 грн) + амортизаційні відрахування (4500 грн) = 9457,75 грн. Для удосконаленого насоса витрати будуть: $548,46 \text{ грн} + 5250 \text{ грн} + 5250 \text{ грн} = 6048,46 \text{ грн}$.

Різниця в річних експлуатаційних витратах становитиме: $9457,75 \text{ грн} - 6048,46 \text{ грн} = 3409,29 \text{ грн}$. Це означає, що удосконалений насос є більш економічно вигідним.

Для оцінки строку окупності капітальних вкладень розрахуємо його за формулою: Додаткові капіталовкладення для удосконаленого насоса складає 3000 грн, а річний економічний ефект становить 3409,29 грн. Отже, строк окупності становитиме: $3000 / 3409,29 = 0,88 \text{ рока}$.

Отже, використання удосконаленого відцентрового молочного насоса демонструє суттєві переваги, зокрема зменшення річних експлуатаційних витрат і відносно короткий строк окупності капітальних вкладень. Ці фактори роблять новий насос більш привабливим для застосування у молочному виробництві, що, в свою чергу, може позитивно вплинути на загальну економічну ефективність підприємства.

ВИСНОВКИ

1. Ефективність доїльної установки є результатом комплексного підходу, що включає правильне проєктування, обслуговування та розуміння функціонування її елементів. Ключовим компонентом у цьому процесі є молочний насос, який забезпечує безперебійне перекачування молока, що впливає на якість кінцевої продукції. Вимоги до елементів молочної системи підкреслюють важливість дотримання стандартів, що гарантують чистоту та ефективність потоку молока, а також запобігання змішування некондиційної продукції з якісною. Аналіз конструкцій гідравлічних насосів показує, що відцентрові насоси, завдяки своїм перевагам, є оптимальним вибором для молокопереробної промисловості, але потребують подальшого удосконалення для вирішення існуючих проблем, таких як "втрата заповнення" та оптимізація системи всмоктування. Таким чином, інвестування в новітні технології та дотримання високих стандартів якості є критично важливими для забезпечення стабільної роботи молочної системи і, в кінцевому рахунку, для покращення якості молочних продуктів.

2. Обчислювальна гідродинаміка (CFD) є ключовим інструментом для аналізу та моделювання турбулентних потоків у турбомашинах, таких як молочні насоси. Моделі $k-\epsilon$ та $k-\omega$ SST ефективно описують поведінку турбулентних потоків, однак моделювання насосів із низькою специфічною швидкістю може демонструвати відхилення від реальних показників, особливо з урахуванням шорсткості стінок, яка значно впливає на продуктивність насосів.

3. Дослідження впливу розподільних лопаток на характеристики насоса виявило, що їх конструкція має незначний вплив на гідравлічну ефективність, з максимальними змінами лише близько 2%. Основними чинниками, які впливають на напір і крутний момент, є довжина лопаток та їх положення в проході, з оптимальними показниками при середньому положенні лопаток. Встановлено, що коротші лопатки, розташовані ближче до всмоктувальної сторони, забезпечують

кращі результати, тоді як довші лопатки призводять до більш плоских характеристик напору. Додавання розподільників позитивно впливає на підвищення напору, особливо в проєктній точці, проте гідравлічна ефективність зменшується при низьких витратах. Введення розподільників призводить до зміщення ККД до вищих швидкостей потоку, що підвищує стабільність кривої напору. В результаті, лопаті розподільників покращують продуктивність насоса без суттєвого впливу на загальну ефективність, з варіантом з двома розподільниками, який демонструє кращі результати. Ці дані підтверджують доцільність подальшого збільшення кількості розподільників для оптимізації роботи насоса в умовах низьких витрат.

4. Удосконалений відцентровий молочний насос демонструє значні переваги в економічній ефективності в порівнянні з базовим насосом Г2-ОПБ. Основні переваги нового насоса включають вищу продуктивність (12,1 м³/год проти 10 м³/год) та нижчу потужність електродвигуна (1,4 кВт проти 2,0 кВт), що призводить до суттєвого зменшення витрат на електроенергію. Річні експлуатаційні витрати для удосконаленого насоса становлять 6048,46 грн, тоді як для базового — 9457,75 грн, що забезпечує економію в 3409,29 грн на рік. Короткий строк окупності капітальних вкладень (0,88 року) підтверджує фінансову доцільність переходу на нове обладнання.

Бібліографія

1. Алієв Е. Б. (2023). Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва: підручник. Київ: Аграрна наука, 340 с. ISBN 978-966-540-584-9. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9
2. Шевченко, І.А., Алієв, Е.Б. (2013). Науково-методичні рекомендації з багатокритеріального виробничого контролю доїльних установок. За редакцією доктора технічних наук, професора, член-кореспондента НААН України, І.А. Шевченка – Запоріжжя: Акцент Інвест-трейд. 156 с. ISBN 978-966-2602-41-VIII.
3. Хмельовський, В. С., Павленко, С. І., Линник, Ю. О., Дудін, В. Ю., Алієв, Е. Б. (2017). Механіко-технологічні основи використання вакуумних насосів доїльних установок: монографія. К. : ЦП "Компринт".177 с. ISBN 978-966-929-645-0.
4. ISO 9001. Quality management systems – Requirement (IDT). Billerica, USA: The International for Standardization Organization, 2008. 24 p.
5. Шевченко І.А., Павленко С.І., Алієв Е.Б., Белка О.В. (2012). Технічне забезпечення виробництва якісного молока у господарствах населення. Техніка і технології АПК. – УкрНДПІВТ ім. Л. Погорілого, № 1 (28). С. 13-16.
6. Шевченко І.А., Алієв Е.Б. (2012). Підвищення якості виконання технологічного процесу машинного доїння. Вісник аграрної науки. №6. С. 57-59.
7. ISO 3918. Milking machine installations – Vocabulary. Geneva, Switzerland: The International for Standardization Organization, 2007. 42 p.
8. ISO 5707. Milking machine installations – Construction and performance. Geneva, Switzerland: The International for Standardization Organization, 2007. 52 p.
9. ISO 6690. Milking machine installations – Mechanical tests. Geneva, Switzerland: The International for Standardization Organization, 2007. 46 p.

10. Klas, R., Pochylý F., Rudolf P. (2014) Analysis of novel low specific speed pump designs. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 22(1), 012010. DOI: 10.1088/1755-1315/22/1/012010.
11. Wei, Y., Yang, Y., Zhou, L., Jiang, L., Shi, W., & Huang, G. (2021). Influence of impeller gap drainage width on the performance of low specific speed centrifugal pump. Journal of Marine Science and Engineering, 9(2), 106. <https://doi.org/10.3390/jmse9020106>
12. Zemanová, L., & Rudolf, P. (2020). Flow inside the sidewall gaps of hydraulic machines: A review. Energies, 13(24), 6617. <https://doi.org/10.3390/en13246617>
13. Gülich, J. F. (2003). Disk friction losses of closed turbomachine impellers. Forschung im Ingenieurwesen, 68, 87-95. <https://doi.org/10.1007/s10010-003-0111-x>
14. Maruzewski, P., Hasmatuchi, V., Mombelli, H.-P., Burggraeve, D., & Finnegan, P. (2009). Surface roughness impact on Francis turbine performances and prediction of efficiency step up. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2(4), 353-365. <https://doi.org/10.5293/IJFMS.2009.2.4.353>
15. Worster, R. C., & Hydraulic Plant and Machinery Group. (1963). The flow in volutes and its effect on centrifugal pump performance. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 177(1), 843-875. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1963_177_061_02
16. Kagawa, S., Kurokawa, J., Matsui, J., & Choi, Y.-D. (2007). Performance of very low specific speed centrifugal pumps with circular casing. Journal of Fluid Science and Technology, 2(1), 130-138. <https://doi.org/10.1299/jfst.2.130>
17. Wo, A. M., & Bons, J. P. (1994). Flow physics leading to system instability in a centrifugal pump. Journal of Turbomachinery, 116(4), 612-620. <https://doi.org/10.1115/1.2929451>
18. Cui, B., Zhu, Z., & Chen, Y. (2006). The flow simulation and experimental study of low-specific-speed high-speed complex centrifugal impellers. Chinese Journal

of Chemical Engineering, 14(4), 435-441. [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(06\)60096-7](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(06)60096-7)

19. Hongxun, C., Weiwei, L., Wen, J., & Peiru, W. (2010). Impellers of low specific speed centrifugal pump based on the draughting technology. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 12, 012018. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/12/1/012018>

20. Zhou, X., Zhang, X. Y., Li, Z. L., & Chen, L. (2012). Hydraulic design and performance analysis of low specific speed centrifugal pump. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 15(3), 032023. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/3/032023>

21. Zhao, A., Wu, P., Wu, D. Z., & Q. L. (2013). The optimization of a low specific speed pipeline pump. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 52(3), 032002. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/52/3/032002>

22. Gölcü, M., Pancar, Y., & Sekmen, Y. (2006). Energy saving in a deep well pump with splitter blade. Energy Conversion and Management, 47(5), 638-651. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.05.001>

23. Kergourlay, G., Younsi, M., Bakir, F., & Rey, R. (2007). Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: Test-analysis comparison. International Journal of Rotating Machinery, 2007, 085024. <https://doi.org/10.1155/2007/85024>

24. Zhang, Y. L., Yuan, S. Q., Zhang, J. F., Feng, Y. N., & Lu, J. X. (2014). Numerical investigation of the effects of splitter blades on the cavitation performance of a centrifugal pump. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 22(5), 052003. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/22/5/052003>

25. Zhang, J., Li, G., Mao, J., Yuan, S., Qu, Y., & Jia, J. (2018). Effects of the outlet position of splitter blade on the flow characteristics in low-specific-speed centrifugal pump. Advances in Mechanical Engineering, 10(7). <https://doi.org/10.1177/1687814018789525>

26. Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), 1598-1605. <https://doi.org/10.2514/3.12149>
27. Wang, Y., & Wang, W. J. (2012). Applicability of eddy viscosity turbulence models in low specific speed centrifugal pump. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 15(6), 062013. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/15/6/062013>
28. El-Behery, S. M., & Hamed, M. H. (2011). A comparative study of turbulence models performance for separating flow in a planar asymmetric diffuser. *Computers and Fluids*, 44(1), 248-257. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2011.01.009>
29. Kok, J. C. (2000). Resolving the dependence on freestream values for the $k-\omega$ turbulence model. *AIAA Journal*, 38(7). <https://doi.org/10.2514/3.14547>
30. Chabannes, L., Štefan, D., & Rudolf, P. (2021). Volute throat area and wall modelling influence on the numerical performances of a very low specific speed pump. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 774(1), 012007. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/774/1/012007>

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

**Чисельне моделювання
відцентрового молочного насоса**

Виконав: магістрант групи МгАІ-2-23
Нечипоренко Олег Сергійович

Керівник: доктор філософії
Лушко Кристина Олегівна

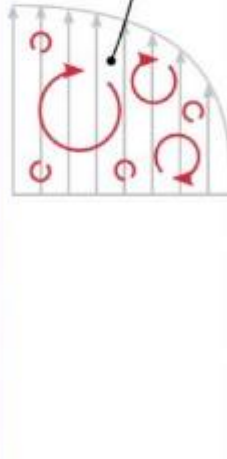
Дніпро, 2024

Додатки

Мета досліджень – розробка, чисельне моделювання та оптимізація конструкції відцентрового молочного насоса для підвищення його гідравлічної ефективності, зменшення енергоспоживання та забезпечення стабільності його роботи, що сприяє покращенню якості молочних продуктів і економічності ефективності молокопереробних підприємств.

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

1. Аналіз сучасних конструкцій відцентрових насосів для молочних систем з метою виявлення їх переваг та недоліків.
2. Дослідження впливу конструктивних параметрів лопатей насоса на гідравлічну ефективність, напір та стабільність роботи насоса.
3. Застосування методів обчислювальної гідродинаміки (CFD) для моделювання турбулентних потоків у насосах, визначення оптимальних параметрів конструкції та врахування шорткості стінок у моделюванні.
4. Оптимізація конструкції насоса через модифікацію розподільних лопаток для забезпечення стабільності роботи в умовах низьких витрат.
5. Проведення економічного аналізу ефективності модернізованого насоса порівняно з базовими моделями, оцінка економії експлуатаційних витрат та строку окупності.
6. Розробка заходів з охорони праці та безпеки під час експлуатації молочних насосів для мінімізації ризиків травмувань та аварій.

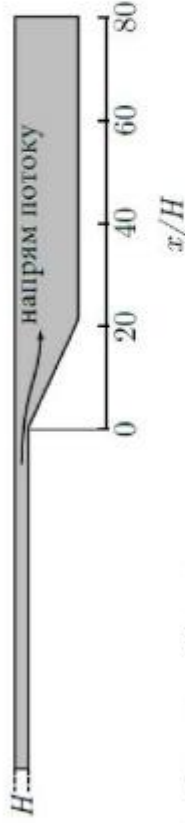


Нестационарні рівняння RANS для в'язкої нестисливої рідини

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{v}_i \bar{v}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{v}_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\overline{v'_i v'_j} \right) + g_i$$

де v (м/с) — швидкість рідини, p (Па) — тиск, t (с) — час, ν (м²/с) — кінематична в'язкість рідини, x (м) — положення, ρ (кг/м³) — густина рідини, а g (м/с²) — зовнішнє прискорення.

Вихори потоку та коливання швидкості в турбулентному потоці



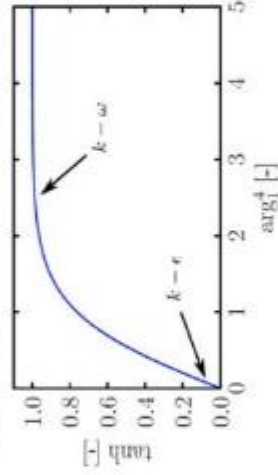
Розрахункова область асиметричного дифузора

Модель турбулентності $k - \omega$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho k \omega \beta^* + P_{kb}$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) \cdot \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + P_{\omega b}$$

У транспортному рівнянні для ω : F_1 — це функція змішування. Якщо $F_1 = 0$, модель еквівалентна $k - \epsilon$. Якщо $F_1 = 1$, модель еквівалентна $k - \omega$. Фактично, поблизу стінки F_1 приймає значення 1, а далі від стінки — значення 0.



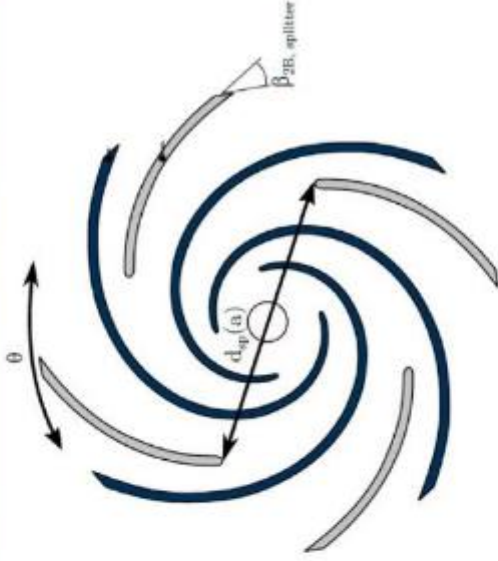
Функція F_1 як функція \arg^4

$$F_1 = \tanh(\arg^4)$$



3D-модель відцентрового насоса

Сітка відцентрового насоса

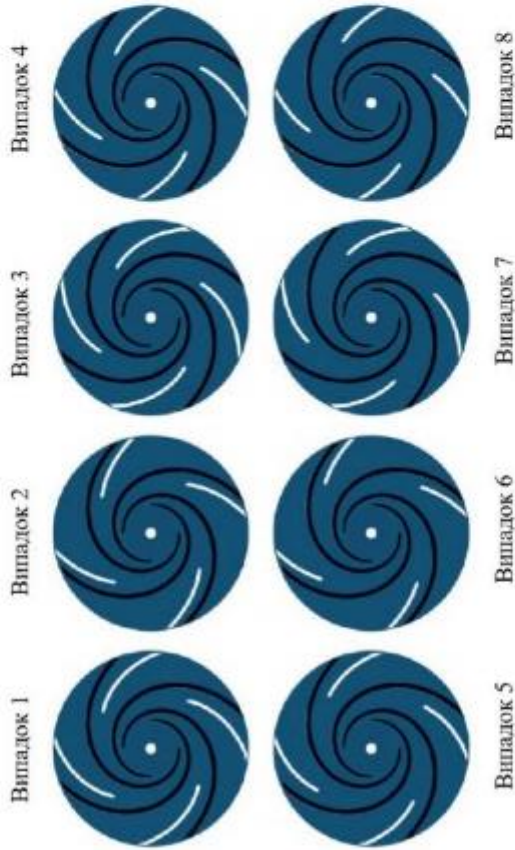


Положення лопаток розподільника для трьох вивчених випадків

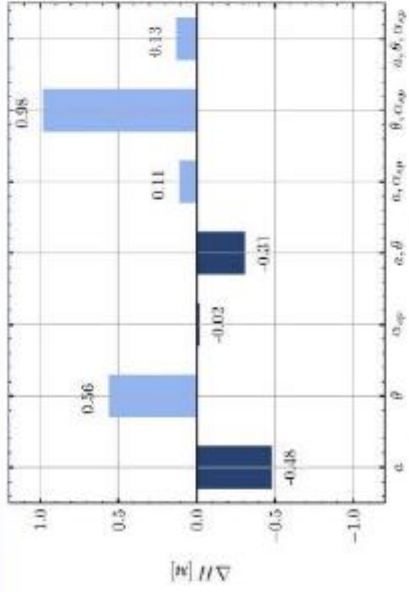
- a – параметр лопаті роздільвача (передній край);
- θ – параметр лопаті роздільвача (положення по окружності);
- a_{sp} – параметр лопаті роздільвача (кут лопаті на виході)

Параметри та рівні чисельного моделювання

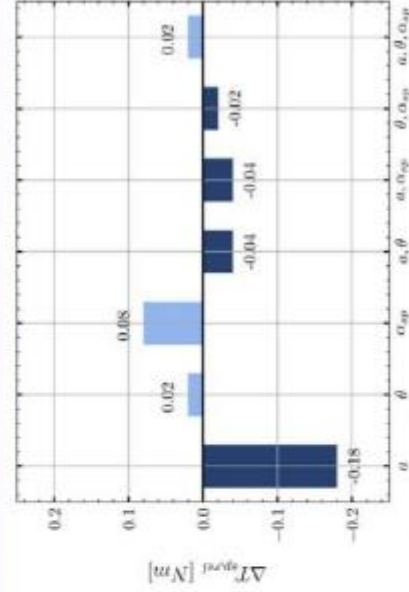
Фактори	a (-)	θ (°)	a_{sp} (°)
Рівень -1	0,4	0,3	-5
Рівень 1	0,7	0,5	10



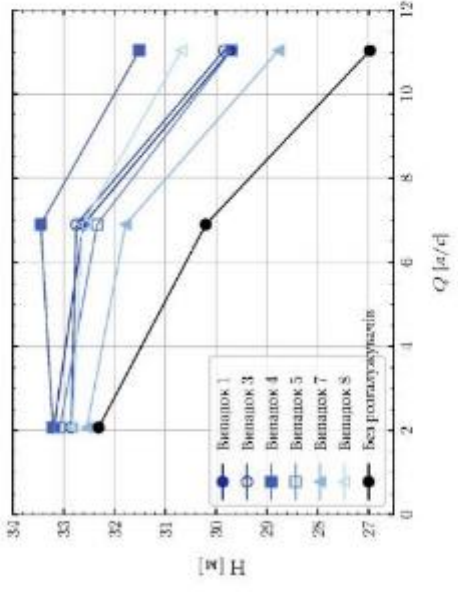
Позиції кожної конфігурації лопатей розподільника



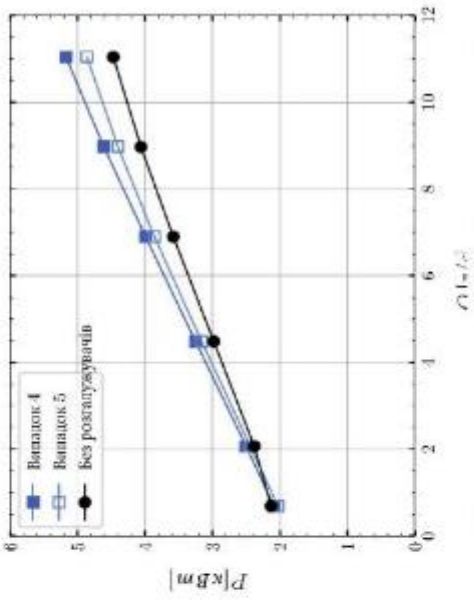
Основні ефекти та взаємодій конструкцій для напору



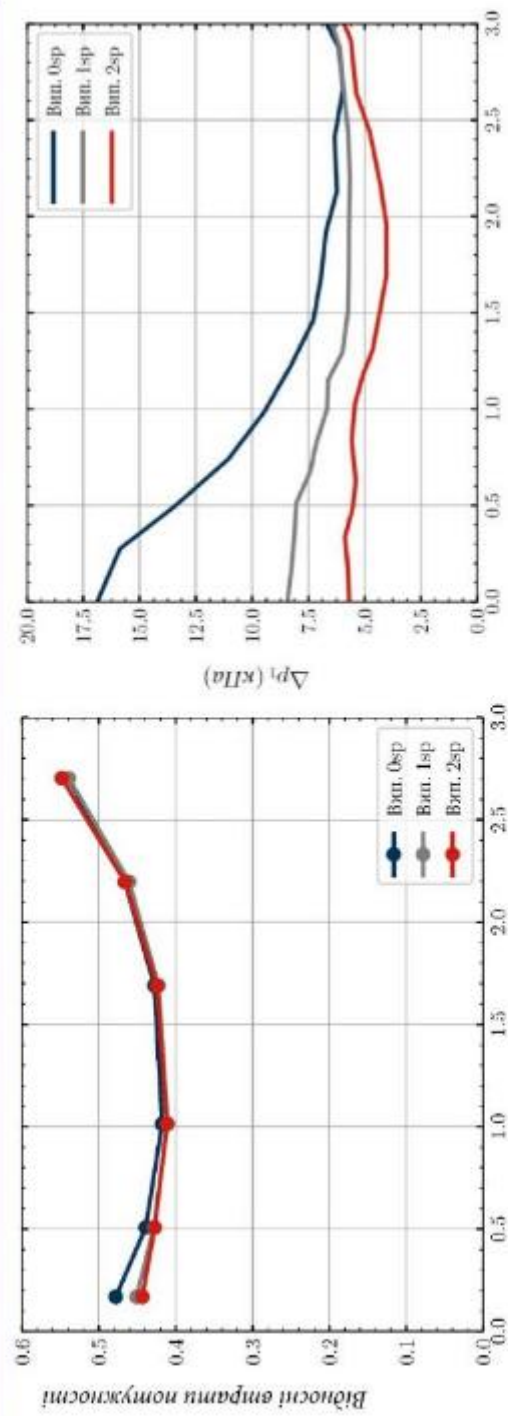
Основні ефекти та взаємодій конструкцій для відносного моменту на лопатках



Характеристики кривої напору



Характеристики кривої потужності



Відносні втрати потужності

Тиск, вимірний у всмоктувальній трубі



Порівняння відносної швидкості в проектній площині



Линії потоку середнього значення за часом
Зліва направо: Варіант 0sp, Варіант 1sp, Варіант 2sp
Зверху вниз: $Q = 100\% Q_{\Phi}$, $Q = 130\% Q_{\Phi}$, $Q = 160\% Q_{\Phi}$

Линії потоку середнього значення за часом
Зліва направо: Варіант 0sp, Варіант 1sp, Варіант 2sp
Зверху вниз: $Q = 10\% Q_{\Phi}$, $Q = 30\% Q_{\Phi}$, $Q = 60\% Q_{\Phi}$

Показник	Базовий насос (Г2-ОПБ)	Удосконалений насос	Різниця
Продуктивність, м ³ /год	10	12,1	+2,1
Потужність електродвигуна, кВт	2,0	1,4	-0,6
Вартість насоса, грн	18 000	21 000	3 000
Витрати на електроенергію, грн/рік	957,75	548,46	-409,29
Витрати на технічне обслуговування, грн/рік	4 500	5 250	750
Амортизаційні відрахування, грн/рік	4 500	5 250	750
Загальні експлуатаційні витрати, грн/рік	9 457,75	6 048,46	-3 409,29
Річний економічний ефект, грн	-	-	3 409,29
Додаткові капіталовкладення, грн	-	3 000	-
Строк окупності, роки	-	0,88	-

1. Ефективність доїльної установки є результатом комплексного підходу, що включає правильне проектування, обслуговування та розуміння функціонування її елементів. Ключовим компонентом у цьому процесі є молочної насос, який забезпечує безперебійне перекачування молока, що впливає на якість кінцевої продукції. Вимоги до елементів молочної системи підкреслюють важливість дотримання стандартів, що гарантують чистоту та ефективність потоку молока, а також запобігання змішування некондиційної продукції з якісною. Аналіз конструкцій гідравлічних насосів показує, що відцентрові насоси, завдяки своїм перевагам, є оптимальним вибором для молокопереробної промисловості, але потребують подальшого удосконалення для вирішення існуючих проблем, таких як "втрата заповнення" та оптимізація системи всмоктування. Таким чином, інвестування в новітні технології та дотримання високих стандартів якості є критично важливими для забезпечення стабільної роботи молочної системи і, в кінцевому рахунку, для покращення якості молочних продуктів.
2. Обчислювальна гідродинаміка (CFD) є ключовим інструментом для аналізу та моделювання турбулентних потоків у турбомашинах, таких як молочні насоси. Моделі $k-\epsilon$ та $k-\omega$ SST ефективно описують поведінку турбулентних потоків, однак моделювання насосів із низькою специфічною швидкістю може демонструвати відхилення від реальних показників, особливо з урахуванням шорсткості стінок, яка значно впливає на продуктивність насосів.
3. Дослідження впливу розподільних лопаток на характеристики насоса виявило, що їх конструкція має незначний вплив на гідравлічну ефективність, з максимальними змінами лише близько 2%. Основними чинниками, які впливають на напір і крутний момент, є довжина лопаток та їх положення в проході, з оптимальними показниками при середньому положенні лопаток. Встановлено, що коротші лопатки, розташовані ближче до всмоктувальної сторони, забезпечують кращі результати, тоді як довші лопатки призводять до більш плоских характеристик напору. Долавання розподільників позитивно впливає на підвищення напору, особливо в проєктній точці, проте гідравлічна ефективність зменшується при низьких витратах. Введення розподільників призводить до зміщення ККД до вищих швидкостей потоку, що підвищує стабільність кривої напору. В результаті, лопаті розподільників покращують продуктивність насоса без суттєвого впливу на загальну ефективність, з варіантом з двома розподільниками, який демонструє кращі результати. Ці дані підтверджують доцільність подальшого збільшення кількості розподільників для оптимізації роботи насоса в умовах низьких витрат.
4. Удосконалений відцентровий молочний насос демонструє значні переваги в економічній ефективності в порівнянні з базовим насосом Г2-ОПБ. Основні переваги нового насоса включають вищу продуктивність (12,1 м³/год проти 10 м³/год) та нижчу потужність електродвигуна (1,4 кВт проти 2,0 кВт), що призводить до суттєвого зменшення витрат на електроенергію. Річні експлуатаційні витрати для удосконаленого насоса становлять 6048,46 грн, тоді як для базового — 9457,75 грн, що забезпечує економію в 3409,29 грн на рік. Короткий строк окупності капітальних вкладень (0,88 року) підтверджує фінансову доцільність переходу на нове обладнання.