

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

Пояснювальна записка
до дипломної роботи
освітнього ступеня "Магістр" на тему:
**Обґрунтування конструктивно-режимних параметрів перистальтичного
насоса системи промивання доїльної установки**

Виконав: студентка 2 курсу, групи МГАІз-1-23
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Кресоха Наталія Вячеславівна

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)

«11» листопада 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Красохі Наталії Вячеславівні

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування конструктивно-режимних параметрів перистальтичного насоса системи промивання доїльної установки

керівник роботи Лупко Кристина Олегівна, доктор філософії

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«11» листопада 2024 року № 3769

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 перистальтичного насоса. 3. Методика чисельного моделювання процесу роботи перистальтичного насоса. 4. Результати чисельного моделювання процесу роботи перистальтичного насоса. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність перистальтичного насоса системи промивання доїльної установки. Висновки. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

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

7. Дата видачі завдання: 11 листопада 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|---------------------------------|-------------------------------|----------|
| 1 | Аналітичний | до 01.10.2024 р | виконано |
| 2 | Теоретичний | до 20.10.2024 р | виконано |
| 3 | Експериментальний | до 09.11.2024 р | виконано |
| 4 | Охорона праці | до 19.11.2024 р | виконано |
| 5 | Економічний | до 26.11.2024 р | виконано |
| 6 | Демонстраційна частина | до 30.11.2024 р | виконано |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

Студент

_____ Красоха Н. В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ Лупко К. О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Красоха Н. В. Обґрунтування конструктивно-режимних параметрів перистальтичного насоса системи промивання доїльної установки. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2024.

У роботі здійснено комплексне дослідження ефективності перистальтичних насосів у системах промивання доїльних установок. Перший розділ присвячено стану і напрямкам досліджень, зокрема, неефективності промивних систем доїльних установок, їх чинникам і наслідкам, аналізу існуючих систем промивання та конструкцій насосів перистальтичного принципу дії. Висвітлено основні проблеми та недоліки традиційних рішень, що зумовлюють необхідність удосконалення систем. Другий розділ зосереджений на аналітичних дослідженнях процесу роботи перистальтичного насоса. Третій розділ описує методику чисельного моделювання процесу роботи перистальтичного насоса. Четвертий розділ присвячено результатам чисельного моделювання. Включає сіткову модель, аналіз деформації стінок насоса та результати трьох фаз симуляцій. П'ятий розділ розглядає питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях у контексті роботи систем промивання доїльних установок. Шостий розділ присвячено економічній ефективності перистальтичного насоса в системі промивання доїльної установки.

Ключові слова: доїльна установка, миюча речовина, система промивання, перистальтичний насос, параметри, ефективність.

Апробація. Красоха Н. В. (2024). Обґрунтування конструктивно-режимних параметрів перистальтичного насоса системи промивання доїльної установки. 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, 164–166.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ВСТУП | 6 |
| 1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ | 8 |
| 1.1 Неєфективна промивка доїльних установок: чинники і наслідки..... | 8 |
| 1.2 Аналіз систем промивання доїльних установок..... | 10 |
| 1.3 Аналіз існуючих конструкцій насосів перистальтичного принципу дії | 15 |
| 1.4 Висновки з розділу | 20 |
| 2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА | 22 |
| 2.1 Модель роботи перистальтичного насоса | 22 |
| 2.2 Аналіз аналітичної моделі роботи перистальтичного насоса | 26 |
| 2.3 Висновки з розділу | 28 |
| 3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА | 29 |
| 3.1 Вхідні параметри | 29 |
| 3.2 Методика чисельного моделювання..... | 32 |
| 3.3 Конструкція насоса..... | 35 |
| 3.4 Спрощення і припущення..... | 40 |
| 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА | 42 |
| 4.1 Сіткова модель | 42 |
| 4.2 Деформація стінки..... | 44 |
| 4.3 Перша фаза симуляцій | 47 |
| 4.4 Друга фаза симуляцій..... | 51 |
| 4.5 Третя фаза симуляцій | 53 |
| 4.6 Висновки з розділу | 55 |
| 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ | 57 |
| 6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА СИСТЕМИ ПРОМИВАННЯ ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ..... | 61 |
| ВИСНОВКИ..... | 63 |
| Бібліографія | 65 |
| Додатки | 70 |

ВСТУП

Державна цільова програма розвитку аграрного сектору економіки передбачала збільшення обсягів виробництва молока та підвищення його якості. Одним із ключових показників якості молока, як сировини для подальшої переробки, є рівень бактеріальної забрудненості. Цей показник залежить від санітарного стану доїльного обладнання, своєчасного охолодження молока та інших зовнішніх факторів. У процесі доїння молоко проходить через доїльні апарати, молокопроводи, молокозбірники, а також індивідуальні та групові лічильники, що можуть стати джерелом бактеріального забруднення. Для підвищення якості молока рекомендується ефективно промивання доїльних установок, що часто передбачає збільшення тривалості процесу, але водночас призводить до зростання витрат на воду, мийні засоби, електроенергію та підвищує собівартість молочної продукції.

Тому удосконалення системи технічного забезпечення для промивання доїльних установок, яка підвищує ефективність процесу без додаткових витрат, стає пріоритетною задачею у покращенні якості молока.

Одним з важливих елементів системи промивання доїльної установки є насос для дозування миючої рідини, який впливає на її витрати і як наслідок на економію коштів. Зазвичай використовуються насоси перистальтичного типу. Тому метою досліджень є підвищення ефективності роботи насоса перистальтичного типу шляхом обґрунтування його конструктивно-технологічних параметрів.

1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Неєфективна промивка доїльних установок: чинники і наслідки

Замість ДСТУ 3662-97 «Молоко коров'яче незбиране. Вимоги до закупівлі» набрав чинності новий стандарт — ДСТУ 3662:2018 «Молоко-сировина коров'яче. Технічні умови» (табл. 1.1). Цей стандарт містить вимоги щодо характеристик і технічних умов для закупівлі та приймання молока. Відповідне рішення було ухвалено на основі наказу Державного підприємства «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ») від 27 червня 2018 року № 188 «Про прийняття та скасування національного нормативного документа; про внесення змін до наказу від 18 грудня 2017 року № 420».

Таблиця 1.1 – Вимоги до якості молока згідно з ДСТУ 3662:2018

| Назва показника, одиниця вимірювання | Норма для ґатунків | | | Методи контролювання |
|--|--------------------|-------|--------|--|
| | екстра | вищий | перший | |
| Кількість мезофільних аеробних і факультативно-анаеробних мікроорганізмів (за температури 30° С), тис. КУО/см ³ | < 100 | < 300 | < 500 | ДСТУ 7357, ДСТУ 7089, ДСТУ ISO 4833, ДСТУ IDF 100B |
| Кількість соматичних клітин, тис/см ³ | < 400 | < 400 | < 500 | ДСТУ ISO 13366-1, ДСТУ ISO 13366-2, ДСТУ 7672 |

Згідно з Дегтярьовим Г.П. і Рекіним А.М., молоко після виходу з вимені є практично стерильним (крім перших цівок, які утворюють «мікробну пробку» і мають здоюватися окремо). Під час проходження через доїльну установку фізико-хімічні властивості молока змінюються. Молоко, просуваючись молокопровідною лінією, зазнає бактеріального обсіменіння, і до моменту потрапляння у молокозбірник у ньому вже розвивається певна мікрофлора. Кількісний та якісний склад цієї мікрофлори змінюється в залежності від умов зберігання та транспортування молока, що визначає його санітарно-гігієнічні показники на момент передання для переробки.

Зростання бактеріального обсіменіння молока під час його руху молокопроводом зображене на рис. 1.1, що відображає збільшення кількості бактерій у процесі його просування технологічною лінією.

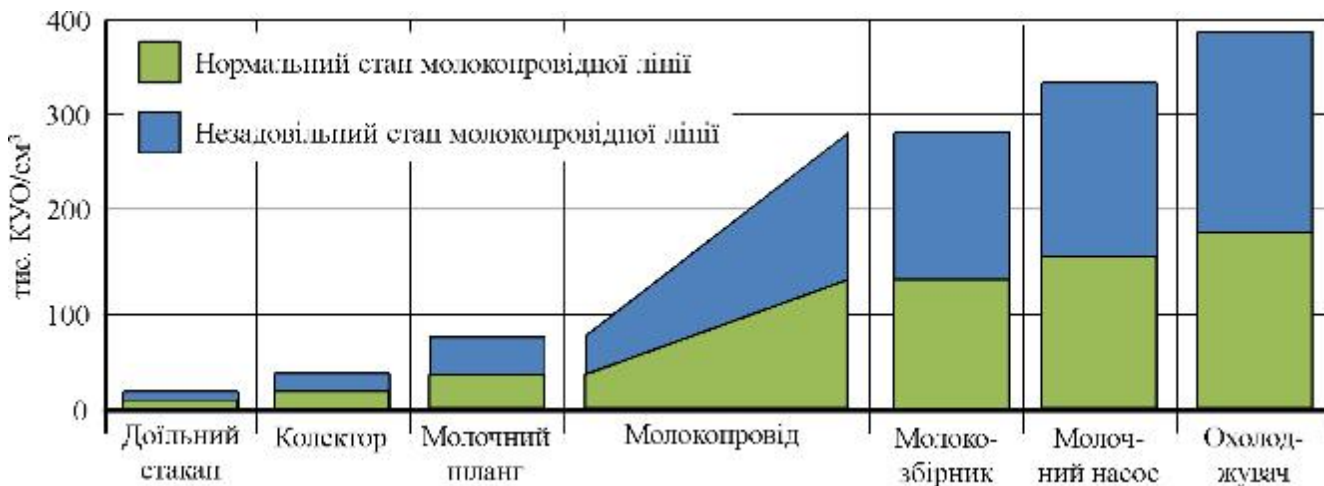


Рисунок 1.1 – Динаміка бактеріального обсіменіння молока під час його переміщення молокопроводом доїльної установки

Як зазначає Панін О.О., недостатнє очищення молочного обладнання та відсутність своєчасного контролю якості миття можуть призвести до накопичення забруднень на внутрішніх поверхнях молокопроводів (рис. 1.2). Це призводить до мікробного забруднення молока на всьому шляху: від доїння до переробки. Швидкість росту мікроорганізмів залежить від стану молокопроводів, умов зберігання молока та температурного режиму.

У разі недостатньої очистки та дезінфекції молочні залишки, які осідають на поверхнях молокопроводів, стають ідеальним середовищем для розвитку мікроорганізмів. Наприклад, молочнокислі бактерії подвоюють свою чисельність у таких умовах за 40 хвилин, а бактерії кишкової палички — за 20 хвилин при температурі 30°C. Таким чином, чисельність мікрофлори може зрости приблизно в 17 тис. разів між доїннями при дворазовому режимі доїння. Навіть після дезінфекції залишкові бактерії (2%) у середовищі забруднень можуть відновити свою кількість протягом приблизно 3,5 годин.



Рисунок 1.2. – Фрагменти механічних забруднень на окремих ділянках молокопроводних систем

Чистота і стерильність молокопроводів доїльної установки є важливими чинниками, що впливають на якість молока та безпеку його споживання. Метаболічна активність мікроорганізмів призводить до змін у молоці, зокрема, до зміщення рН, втрати термостійкості та спонтанного згортання казеїну.

1.2 Аналіз систем промивання доїльних установок

Усі види доїльних установок (для доїння у відра або бідони, установки з молокопроводами, а також системи з реєстраційними молокомірами) згідно зі стандартами ISO 3918, ISO 5707 та ISO 6690 є складними гідравлічними системами, які включають різні типи гідравлічних трактів з відмінними параметрами. До таких трактів належать (рис. 1.3):

- молокопроводи для переміщення молочно-повітряної суміші;
- вакуумпроводи з однофазним потоком повітря;
- молокозбірники (відра, бідони або молокоміри), де через великий об'єм внутрішнього простору сповільнюється потік, що сприяє розділенню молока і повітря;
- доїльні апарати, де відбувається пульсуючий потік молока і повітря, яке використовується для створення пульсацій.

Типова гідравлічна система доїльної установки є негерметичною з певним об'ємом. Протікання повітря всередину системи пов'язані з:

- витратами повітря на пульсації в доїльних апаратах;

- недостатньою герметичністю між доїльними стаканами і дійками;
- перетіканням повітря в стакани при надяганні або зніманні їх з дійок;
- негерметичністю з'єднань трубопроводів.

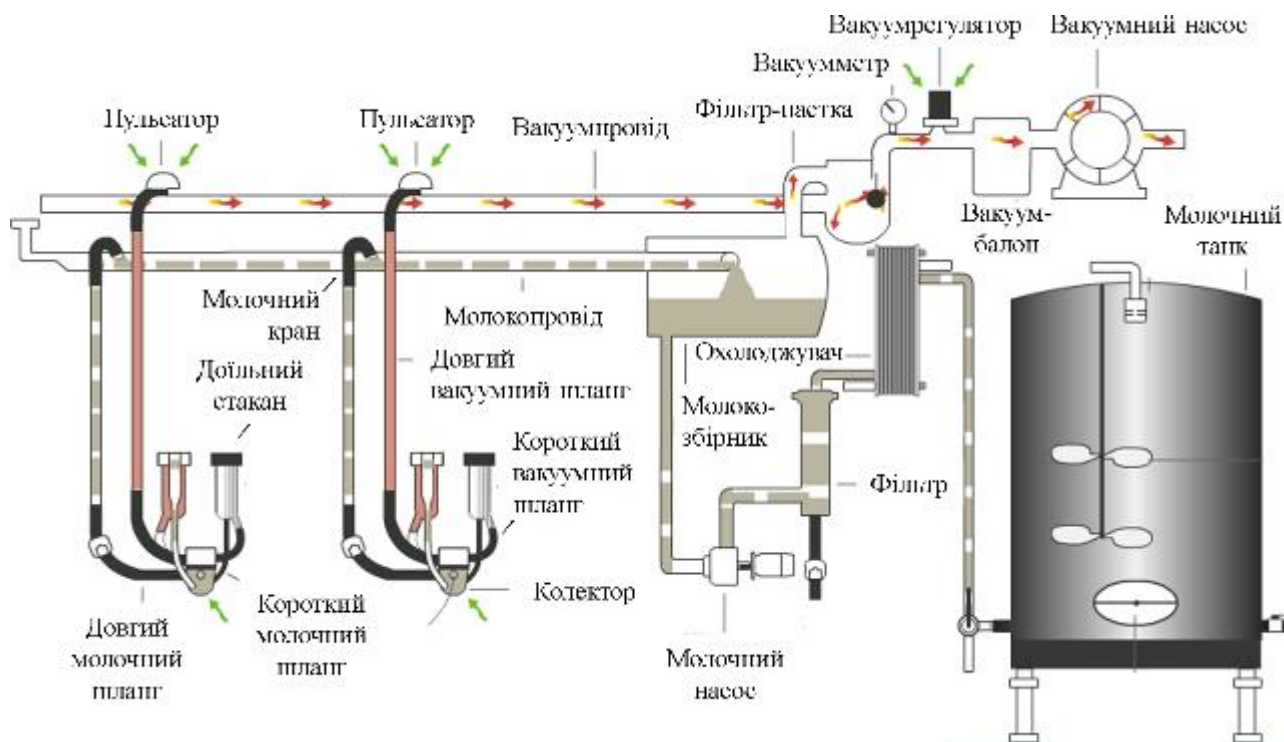


Рисунок 1.3 – Загальна схема доїльної установки

Обладнання для доїння корів за способом організації процесу поділяється на: для доїння в стійлах у відра (АД-100Б, ДАС-2Б); для доїння через молокопровід (АДМ-8А, УДМ-200); для доїння на пасовищах і майданчиках (УДС-3Б, УДЛ-Ф-12, К-Р-10); для доїння в доїльних залах («Тандем», «Ялинка», «Карусель», «Паралель»), а також пересувні доїльні установки (УДП-1, АИД-2, УДИ-1).

Оскільки найпоширенішими є доїльні установки для доїння через молокопровід та доїльні зали, у подальшому будемо розглядати їхні системи промивання. Їх загальний вигляд показано на рис. 1.4.

При аналізі різних технологічних схем доїння – від ручного доїння до автоматизованих систем – помітно, що молокопровідні системи постійно вдосконалюються, стають більш герметичними та довгими. Це збільшує площу

поверхні контакту молока з обладнанням, що ускладнює процес очищення та може вплинути на якість молока. Згідно з розрахунками, при ручному доїнні площа контакту молока з обладнанням становить 7 м², а в системах з відрами – 20 м². На установках з молокопроводами для доїння в стійлах площа збільшується до 100 м², у доїльних залах – до 45 м². Збільшення контактної площі підвищує ризик бактеріального забруднення молока і витрати на очищення систем.

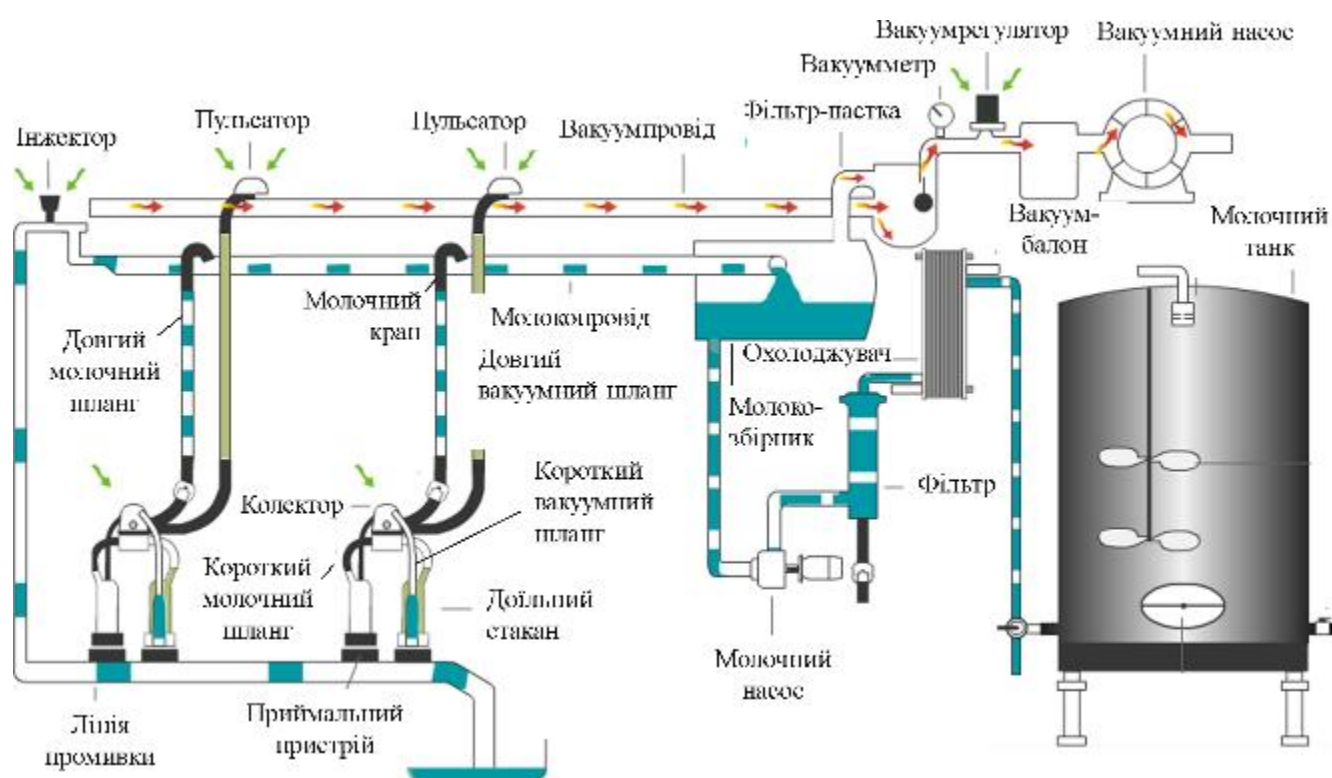


Рисунок 1.4 – Загальна схема системи промивання доїльної установки

Згідно зі стандартом ISO 5707, конструкція доїльної системи повинна забезпечувати: очищення від залишків молока та відкладень на внутрішній поверхні молокопроводу; усунення залишків мийних і дезінфекційних засобів з поверхонь молокопроводів; зменшення бактеріального забруднення до допустимого рівня.

Сучасні доїльні установки оснащуються різними системами промивання, які можна класифікувати за кількома ознаками: за способом циркуляції мийного розчину, за кількістю циклів заповнення молокопроводної системи, за

методами створення пробкового потоку мийного розчину та за рівнем автоматизації процесу (рис. 1.5).

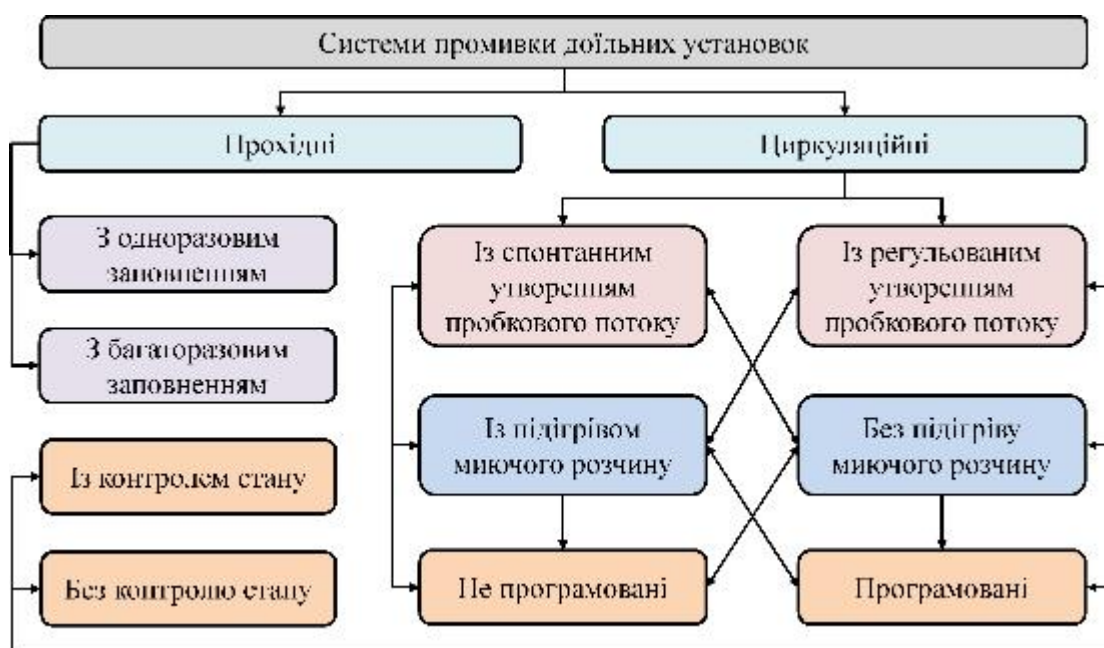


Рисунок 1.5 – Класифікація систем промивання доїльних установок

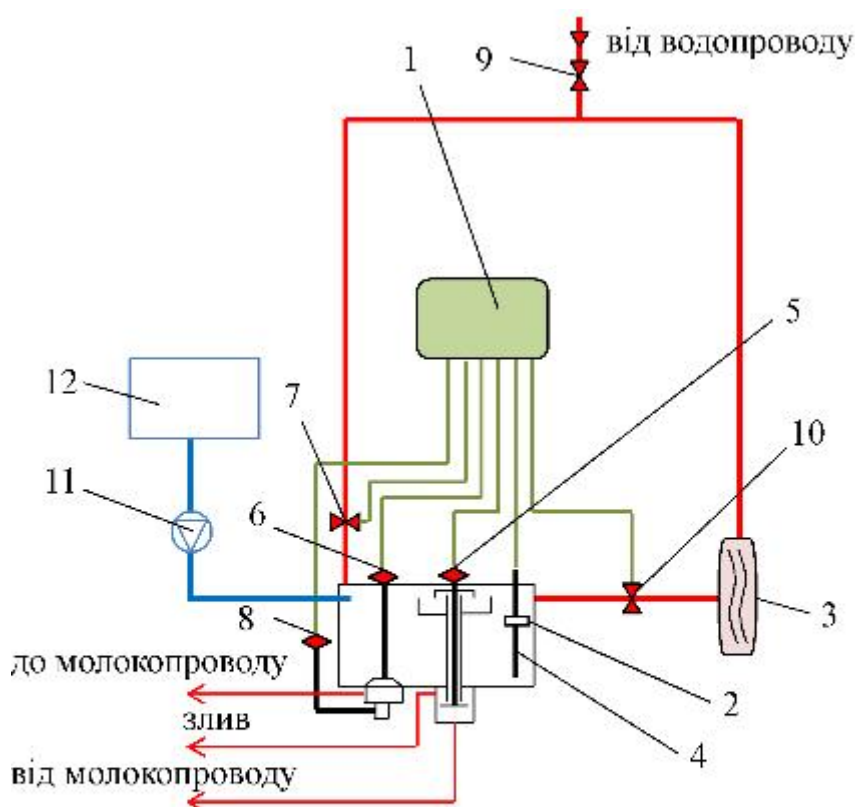
Незважаючи на конструктивні особливості, автоматичні системи промивання від різних виробників зазвичай включають такі основні компоненти: програмний блок, блок виконавчих механізмів, дозувальний пристрій і резервуар для рідини. У деяких моделях передбачена додаткова комплектація нагрівачем. Завдяки модульній конструкції, ряд компаній пропонує різноманітні варіанти автоматичних систем промивання на основі базової моделі.

Головною метою удосконалення систем промивання молокопроводів є зменшення ресурсоспоживання, зокрема, скорочення витрат повітря, гарячої води, електроенергії та зниження експлуатаційних витрат.

Різноманітність умов експлуатації та типів доїльного обладнання, а також суворі вимоги до якості промивання спричинили відмову від жорстких програм та перехід до використання програмованих автоматичних систем. Ці системи дозволяють адаптувати процес промивання відповідно до умов, змінювати

тривалість циклів та здійснювати контроль за процесом з можливістю своєчасного повідомлення про збої.

Наприклад, автоматична система промивання АП-03 (БУАП-03) від ТДВ «Брацлав» включає бак, поплавков, датчик рівня мийного розчину, клапани для циркуляції та всмоктування рідини, трубопроводи, електромагнітні клапани для подачі холодної і гарячої води, водонагрівач, клапан для введення концентрату мийного розчину, ємності, температурний датчик і блок керування (рис. 1.6).



- 1 – блок керування; 2 – поплавков; 3 – водонагрівач; 4 – датчик рівня мийного розчину;
 5 – клапан циркуляції-зливу; 6 – клапан всмоктування рідини на молокопровід баку;
 7 – електромагнітний клапан пуску холодної води; 8 – клапан пуску повітря; 9 – крап підключення води від водопроводу; 10 – електромагнітний клапан пуску гарячої води;
 11 – пасос для дозування мийної рідини; 12 – смісць для мийної рідини

Рисунок 1.6 – Схема технологічна (а) і вигляд загальний (б) автомата промивки БУАП-03 (ТДВ «Брацлав»)

Технологія ресурсозберігаючого промивання була впроваджена компанією DeLaval в моделі С100Е, компанією GEA Farm Technologies в автоматі SineTherm, а також в інших моделях. Системи з інжектуванням

повітря для ефективного циркуляційного промивання використовуються в автоматах MiniWash від PANAZOO та TOP WASH від InterPuls. Водночас компанія SAC пропонує системи промивання зі спонтанним утворенням рідинних пробок, не підтримуючи використання повітряної пульсації Uni-Air-Pulse, вважаючи, що це не підвищує ефективність промивання.

Одним з важливих елементів системи промивання доїльної установки є насос для дозування миючої рідини, який впливає на її витрати і як наслідок на економію коштів. Зазвичай використовуються насоси перистальтичного типу. Тому і проведемо їх аналіз.

1.3 Аналіз існуючих конструкцій насосів перистальтичного принципу дії

Перистальтичні насоси є гідравлічними машинами, в яких нагнітання рідини відбувається за рахунок деформації пружного робочого органу тим чи іншим способом. Насоси перистальтичного принципу дії отримали широке застосування в медицині, харчовій промисловості, для транспортування агресивних хімічних сполук. Також перистальтичні насоси використовуються в будівництві, гірничодобувній промисловості, на очисних спорудах, для транспортування і рециркуляції фарбувальних речовин тощо. Широке застосування гідравлічних машин перистальтичного типу в цих галузях обумовлене їх перевагами перед іншими видами гідравлічних машин. Зокрема, основною перевагою перистальтичних насосів є герметичність. Під час роботи насоса контакт перекачуваного середовища відбувається лише з внутрішньою поверхнею робочого органу. Це виключає забруднення робочої рідини продуктами зносу механічних частин насоса. Іншими перевагами перистальтичних насосів є простота обслуговування та висока точність дозування. З іншого боку, перистальтичні насоси мають і суттєві недоліки, серед яких можна виділити нерівномірність подачі та порівняно короткий термін служби пружного робочого органу.

Перші перистальтичні насоси мали конструкції, зображені на рис. 1.7. У конструкції з лінійно розташованим робочим органом використовувалися роликові ланцюги, що переміщували елементи стиснення насоса. У конструкції з шлангом, розташованим по колу, використовувався лише один елемент стиснення, який мав досить складну будову і приводився в рух вручну.

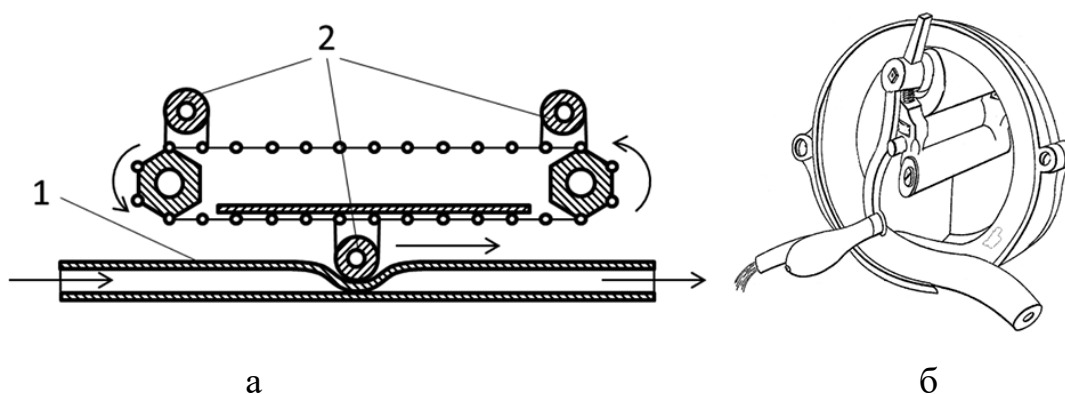


Рисунок 1.7 – Одні з перших конструкцій перистальтичного насоса:
 а) з лінійно розташованим пружним робочим органом; 1 – пружний робочий орган, 2 – елементи стиснення; б) з робочим органом, розташованим по колу

Сьогодні ці конструкції були замінені набагато ефективнішими варіантами. Для транспортування рідин і речовин з об'ємом подачі до 80–100 м³/год використовуються конструктивні рішення, показані на рис. 1.8. Пружний робочий орган у таких насосах являє собою однорідну трубку або багатошаровий шланг. Матеріали для пружного робочого органу включають гуму, біопрен, марпрен, силікон та інші еластомери. Пружний робочий орган стискається черевиками (рис. 1.8, а) або роликами (рис. 1.8 б), яких у конструкції насоса найчастіше два (рідше – 3 або 4).

Варто зазначити, що конструкція з роликами (рис. 1.8, б) майже повністю витіснила насос із черевиками (рис. 1.7, а) через значно вищу економічність. Справа в тому, що у насосах з черевиками відбувається значне тертя елементів стиснення об поверхню пружного робочого органу, що призводить до швидшого зносу шланга. Заміна шланга спричиняє простої обладнання та потребує заміни мастила (наприклад, гліцерину). Через більше тертя

конструкція насоса з черевиками зазвичай вимагає і більшого об'єму мастила, залитого в корпус насоса. У підсумку обслуговування насоса з черевиками коштує в 2,5 рази дорожче, ніж аналогічного насоса з роликками. Насоси з черевиками використовуються лише в тих галузях, де потрібно створювати високий тиск, максимальне значення якого приблизно на 0,4 МПа вище, ніж у аналогічного насоса з роликками. Коефіцієнт корисної дії таких насосів сягає 0,45, і для них існують завершені методики розрахунку.

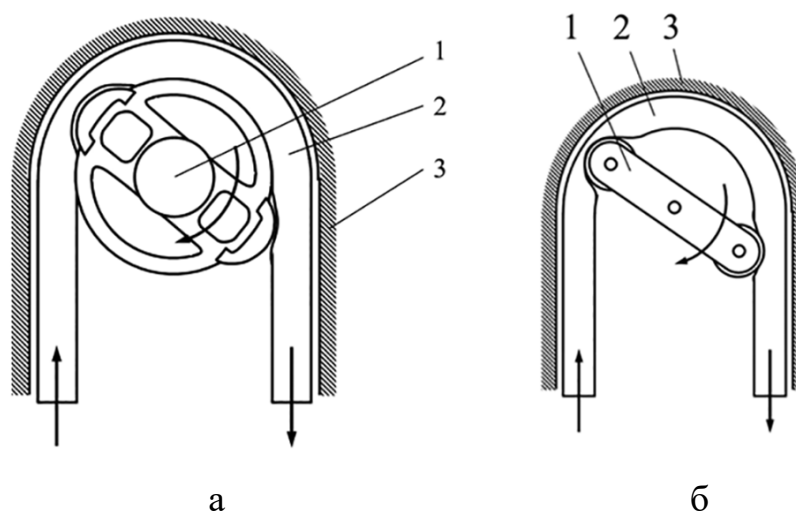


Рисунок 1.8 – Найбільш поширені в даний час конструкції перистальтичних насосів: а) з черевиками як вичавки; б) з роликками як вичавки; 1 – ротор з вичавними елементами; 2 – пружний робочий орган; 3 – корпус

У галузях, де потрібні значно менші об'єми подачі (до 2 мл/хв), застосовуються конструкції насосів з роликками та трубкою, розташованою по колу, або конструкції з лінійно розташованою трубкою. В останньому випадку використовуються п'єзоелектричні кристали або інші елементи, що стискають трубку зворотно-поступальними рухами. Іноді замість трубки застосовують мембранну конструкцію насоса з кількома камерами. Такі мініатюрні перистальтичні насоси призначені переважно для дозування перекачуваних речовин.

Принцип дії сучасних перистальтичних насосів заснований на циклічному стисненні та розслабленні гнучкої трубки, через яку проходить

рідина або інший продукт. Для цього використовують еластичну трубку з матеріалів, що сумісні з перекачуваним середовищем, таких як гума, силікон або тефлон. Трубку укладають у кругову камеру, всередині якої розташовані ролики (рис. 1.9).

Під час обертання роликів трубка послідовно стискається і розслабляється, що утворює хвилю стиснення, яка рухається вздовж трубки. Ця хвиля просуває продукт через трубку порціями у напрямку вихідного патрубка. Таким чином працює перистальтичний промисловий насос.

Швидкість обертання роликів визначає частоту утворення хвиль стиснення та продуктивність дозатора. Керуючи швидкістю, можна плавно регулювати об'єм перекачуваного продукту.

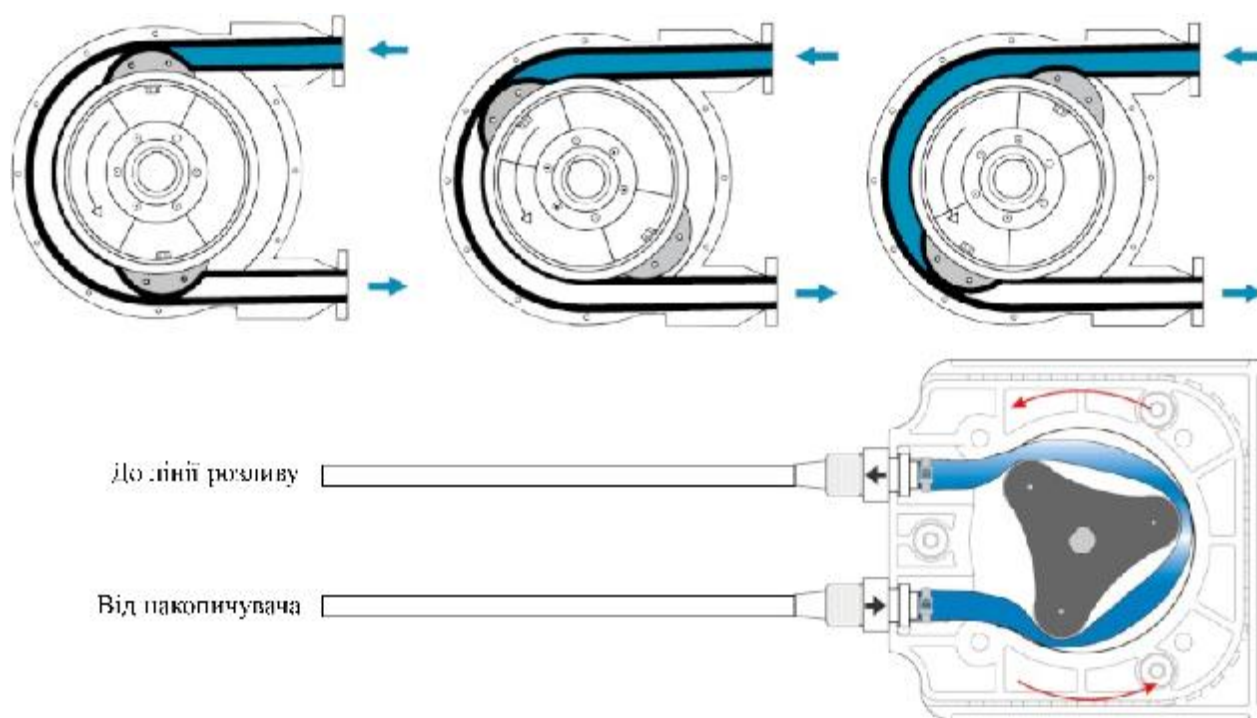


Рисунок 1.8 – Принцип дії перистальтичного насоса

Загальний вигляд деяких перистальтичних насосів різних виробників наведено на рис. 1.9.



Рисунок 1.9 – Загальний вигляд деяких перистальтичних насосів

Переваги перистальтичних насосів. Перистальтичний насос є об'ємним дозатором, який вимірює продукт у мілілітрах. Його принцип дії заснований на періодичному стисненні та розслабленні еластичної трубки, що дозволяє просувати продукт по трубці дискретними (переривчастими) порціями. Такий принцип роботи надає низку переваг при використанні для точного дозування.

Висока точність дозування. Перистальтичні насоси забезпечують високу точність дозування рідких і середньов'язких продуктів. Сучасні моделі дозволяють регулювати об'єм дози в широкому діапазоні та довго підтримувати стабільність дозування. Похибка дозування не перевищує 1%.

Універсальність щодо в'язкості продуктів. Дозатори ефективно працюють із рідинами та продуктами різної в'язкості — від води до пастоподібних мас. Перистальтичний принцип дозволяє подавати продукти з твердими частинками, не побоюючись засмічення або поломки обладнання.

Гігієнічність і простота обслуговування. Конструкція виключає контакт продукту з рухомими частинами, такими як ротор і шестерні, що є

особливо важливим у харчовій та фармацевтичній промисловості, де діють підвищені санітарно-гігієнічні вимоги. Відсутність контакту з механізмами насоса спрощує його очищення та скорочує час простоїв для технічного обслуговування.

Широкий діапазон продуктивності. У порівнянні з іншими типами дозаторів, перистальтичні насоси мають широкий діапазон продуктивності — від кількох мілілітрів до кількох літрів на годину, що дозволяє вибрати обладнання для конкретних технологічних завдань дозування та розливу.

Надійність і довговічність. Завдяки простій конструкції та мінімальній кількості витратних матеріалів, перистальтичні насоси відрізняються надійністю і тривалим терміном служби. Обладнання може безперебійно працювати протягом багатьох років, потрібно лише вчасно замінювати трубки.

1.4 Висновки з розділу

1. Неефективна промивка доїльних установок може призвести до накопичення забруднень на внутрішніх поверхнях молокопроводів, що стає сприятливим середовищем для розмноження мікроорганізмів. Це значно збільшує бактеріальне обсіменіння молока під час його транспортування, що негативно впливає на його якість та санітарно-гігієнічні показники, підвищуючи ризик розвитку мікрофлори, яка призводить до погіршення фізико-хімічних властивостей молока та зниження його безпечності для споживання.

2. Аналіз систем промивання доїльних установок показав, що, незважаючи на різноманітність типів обладнання та умов експлуатації, головною метою вдосконалення цих систем є зменшення ресурсоспоживання та забезпечення належної якості очищення. Сучасні системи дозволяють адаптувати процес промивання відповідно до потреб, що сприяє зменшенню експлуатаційних витрат та підвищенню ефективності обробки молокопроводів, зокрема через автоматизацію та впровадження інноваційних технологій, таких як повітряні пульсації та ресурсозберігаючі рішення.

3. Одним з важливих елементів системи промивання доїльної установки є насос перистальтичного типу для дозування миючої рідини, який впливає на її витрати і, як наслідок, на економію коштів. Аналіз конструкцій перистальтичних насосів показує, що, незважаючи на їхню історичну еволюцію та різноманітність конструкцій, перистальтичні насоси продовжують бути ефективними для точного дозування рідин завдяки своїм основним перевагам: герметичності, високій точності дозування, універсальності щодо в'язкості продуктів, гігієнічності та простоті обслуговування. Сучасні конструкції з роликками значно переважають старі моделі з черевиками завдяки кращій економічності і довговічності, що робить їх оптимальним вибором для широкого спектра застосувань.

2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА

2.1 Модель роботи перистальтичного насоса

Рівняння сили можна застосувати до роботи перистальтичного насоса – зокрема, до того, як сила, прикладена до трубки, впливає на характеристики та рух рідини всередині цієї трубки. Повне аналітичне рішення неможливе через надмірну складність питання, але завдяки аналітичному аналізу можна краще зрозуміти потік всередині трубки. З відповідними спрощеннями можна передбачити вплив різних компонентів рівняння, особливо при русі, незалежному від часу, і на основі цих передбачень спроектувати вдосконалений перистальтичний насос, який зменшить пульсації тиску та зріз.

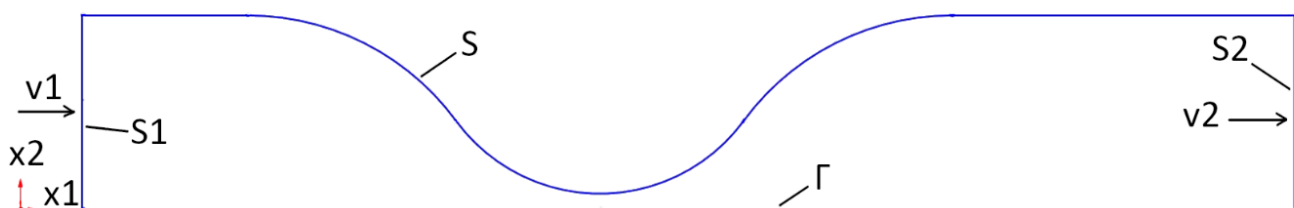


Рисунок 2.1 – Аналіз перистальтичного руху

Сила рідини, що діє на тверде тіло (рисунок 2.2–2.3), складається з в'язкого та тискового компонентів і описується рівнянням:

$$F_i = - \int_S \sigma_{ij} n_j dS. \quad (2.1)$$

Застосовуючи визначення сили, що діє на тверде тіло в рідині, до рівняння x , отримуємо остаточну форму рівняння:

$$F_i = \int_{\theta=\Gamma \cup S} \left(\rho \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i + \rho (v_i v_j) - (\rho g_j x_j) \right) n_j d\theta - \int_{\Gamma} \sigma_{ij} n_j d\Gamma. \quad (2.2)$$

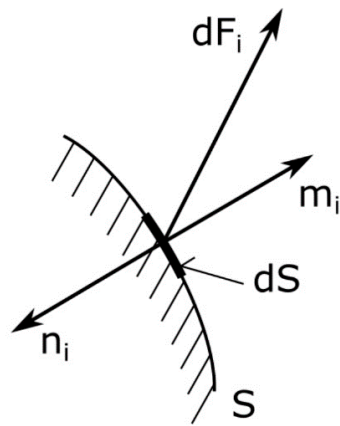


Рисунок 2.2 – Сила на поверхневому елементі

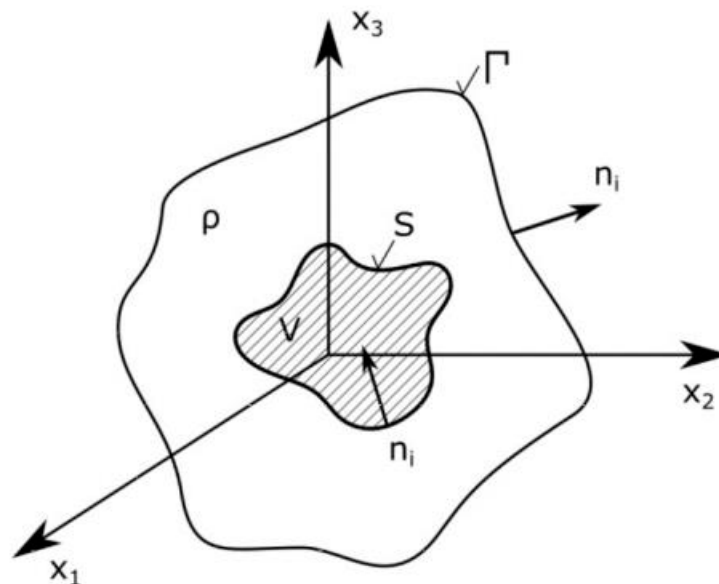


Рисунок 2.3 – Тверде тіло в закритому об'ємі рідини

Рівняння (2.2) можна перетворити відповідно до рисунка 2.1. Щоб проаналізувати рівняння, спочатку необхідно його спростити. Також припущення, що використовувалися для виведення рівняння сили:

- Компонента гравітації є незначною в порівнянні з іншими компонентами рівняння $\rightarrow g_j = 0$;
- Нестискаєма рідина та постійна густина $\rightarrow dv_i/dx_i = 0$; $\rho = \text{const}$;
- Трубка вважається лінійною (кривина ігнорується)
- Двовимірний простір ($i = 1, 2$)

Рівняння сили можна тоді записати у такій формі:

$$F_i = \int_{\Gamma \cup S} \sigma_{ij} n_j d\Gamma = \int_{\theta = \Gamma \cup S \cup S_1 \cup S_2} \left(\rho \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i + \rho (v_i v_j) \right) n_j d\theta - \int_{\Phi = S_1 \cup S_2} \sigma_{ij} n_j d\Phi \quad (2.3)$$

Розбивши рівняння (2.15), можемо побачити ефект всіх компонент:

$$\begin{aligned} F_i = & \rho \int_{\Gamma} \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i n_j d\Gamma + \rho \int_S \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i n_j dS + \rho \int_{S_1} \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i n_j dS_1 + \rho \int_{S_2} \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i n_j dS_2 \\ & + \rho \int_{\Gamma} v_i v_j n_j d\Gamma + \rho \int_S v_i v_j n_j dS + \rho \int_{S_1} v_i v_j n_j dS_1 + \rho \int_{S_2} v_i v_j n_j dS_2 \\ & - \int_{S_1} \sigma_{ij} n_j dS_1 - \int_{S_2} \sigma_{ij} n_j dS_2. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Оскільки для твердих кордонів швидкість рідини повинна дорівнювати швидкості кордону (умова "без ковзання", прийнята для в'язкої рідини), і поверхня Γ є стаціонарною стінкою ($v = 0$),

$$\rho \int_{\Gamma} \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i n_j d\Gamma = 0 \quad (2.5)$$

$$\rho \int_{\Gamma} v_i v_j n_j d\Gamma = 0. \quad (2.6)$$

Тоді визначимо середовище, використовуючи конститутивний зв'язок для ньютонівської в'язкої рідини:

$$\sigma_{ij} = \pi_{ij} - p\delta_{ij} = 2\eta v_{ij} - p\delta_{ij}. \quad (2.7)$$

Використовуючи $\delta_{ij} n_j = n_i$, рівняння сили тепер можна записати як:

$$\begin{aligned} F_i = & \rho \int_S \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i n_j dS + \rho \int_{S_1} \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i n_j dS_1 + \rho \int_{S_2} \frac{\partial v_j}{\partial t} x_i n_j dS_2 + \rho \int_S v_i v_j n_j dS \\ & + \rho \int_{S_1} v_i v_j n_j dS_1 + \rho \int_{S_2} v_i v_j n_j dS_2 - \int_{S_1} 2\eta v_{ij} n_j dS_1 - \int_{S_2} 2\eta v_{ij} n_j dS_2 \\ & + \int_{S_1} p n_i dS_1 + \int_{S_2} p n_i dS_2. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Рівняння описує вплив сили, що діє на трубку, на потік всередині трубки. Компоненти з інтегралом по поверхні S можуть бути змінені конструкцією насоса, оскільки вони представляють швидкість і прискорення ролика. Це рівняння більше не можна спростити, якщо ми хочемо описати деформацію на вході та виході насоса, де ефекти в напрямку x_2 не є незначними. Для решти руху, де трубка вже повністю деформована, рівняння можна спростити, приймаючи припущення, що ролик рухається лише вздовж трубки (в напрямку x_1), і ми можемо ігнорувати ефекти компонентів рівняння в напрямку x_2 , оскільки вони, ймовірно, є меншими за ефекти в напрямку x_1 .

Застосовуючи це припущення до рівняння, воно може бути записане у такій формі:

$$\begin{aligned}
 F_1 = & \rho \int_S \frac{\partial v_j}{\partial t} x_1 n_j dS + \rho \int_{S_1} \frac{\partial v_j}{\partial t} x_1 n_j dS_1 + \rho \int_{S_2} \frac{\partial v_j}{\partial t} x_1 n_j dS_2 + \rho \int_S v_1 v_j n_j dS \\
 & + \rho \int_{S_1} v_1 v_j n_j dS_1 + \rho \int_{S_2} v_1 v_j n_j dS_2 - \int_{S_1} 2\eta v_{1j} n_j dS_1 \\
 & - \int_{S_2} 2\eta v_{1j} n_j dS_2 + \int_{S_1} p n_1 dS_1 - \int_{S_2} p n_1 dS_2.
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

Цю форму рівняння можна модифікувати наступними кроками:

- Для поверхні S_1 :

$$x_1 = 0, v_j n_j = -v_1, p n_1 = -p \tag{2.10}$$

- Для поверхні S_2 :

$$x_1 = L, v_j n_j = v_1, p n_1 = p \tag{2.11}$$

- Для поверхні S :

$$v_j n_j = v_n \tag{2.12}$$

- В'язкова компонента для поверхонь S_1 і S_2 :

$$v_{1j} n_j = v_{11} = \left(\frac{\partial v_1}{\partial x_1} + \frac{\partial v_1}{\partial x_1} \right) = 0 \Rightarrow 2\eta v_{1j} n_j dS_{1,2} = 0 \tag{2.13}$$

Використовуючи ці модифікації, рівняння залежності від часу для напрямку x_1 набирає остаточну форму:

$$F_1 = \rho \int_S \frac{\partial v_n}{\partial t} x_1 dS + \rho \int_{S_2} L \frac{\partial v_1}{\partial t} dS_2 + \rho \int_S v_1 v_n dS - \rho \int_{S_1} v_1^2 dS_1 + \rho \int_{S_2} v_1^2 dS_2 - \int_{S_1} p dS_1 + \int_{S_2} p dS_2 \quad (2.14)$$

та при подальшому спрощенні, незалежна від часу форма:

$$F_1 = \rho \int_S v_1 v_n dS - \rho \int_{S_1} v_1^2 dS_1 + \rho \int_{S_2} v_1^2 dS_2 - \int_{S_1} p dS_1 + \int_{S_2} p dS_2. \quad (2.15)$$

Систему рівнянь можна доповнити рівнянням неперервності:

$$\int_S v_1 dS - \int_{S_1} v_1 dS + \int_{S_2} v_1 dS = 0. \quad (2.16)$$

2.2 Аналіз аналітичної моделі роботи перистальтичного насоса

З рівнянь тепер можна чітко побачити, як зміна швидкості та прискорення ролика безпосередньо впливає на тиск і швидкість рідини на вході та виході насоса (представлені поверхнями S_1 і S_2). Збільшення тиску шляхом прискорення ролика може бути особливо корисним для підвищення тиску в об'ємі між двома роликами. Таким чином, зменшиться зворотний потік рідини, коли перший ролик виходить з трубки, оскільки різниця тиску між стороною тиску і всмоктувальною стороною ролика зменшиться. Для досягнення цього другий ролик повинен бути прискорений відразу після того, як він повністю стисне трубку, і збільшити тиск до того, як перший ролик повністю вийде з трубки (див. рисунок 2.4, а). На жаль, це може бути досить складно, оскільки в базовій концепції на 180° перший ролик починає розтискати трубку, як тільки другий ролик повністю стискає її, тому другий ролик не має достатньо часу, щоб збільшити тиск належною мірою.

Другий ролик можна було б різко прискорити для подолання цієї проблеми, але тоді, ймовірно, виникне збільшення тиску, спричинене таким масивним прискоренням, що може бути шкідливим для потоку, який протікає через трубку. По-

друге, швидкість ролика під час стиснення та розтискання трубки повинна бути якомога нижчою, оскільки раптова зміна може призвести до гідравлічного удару.

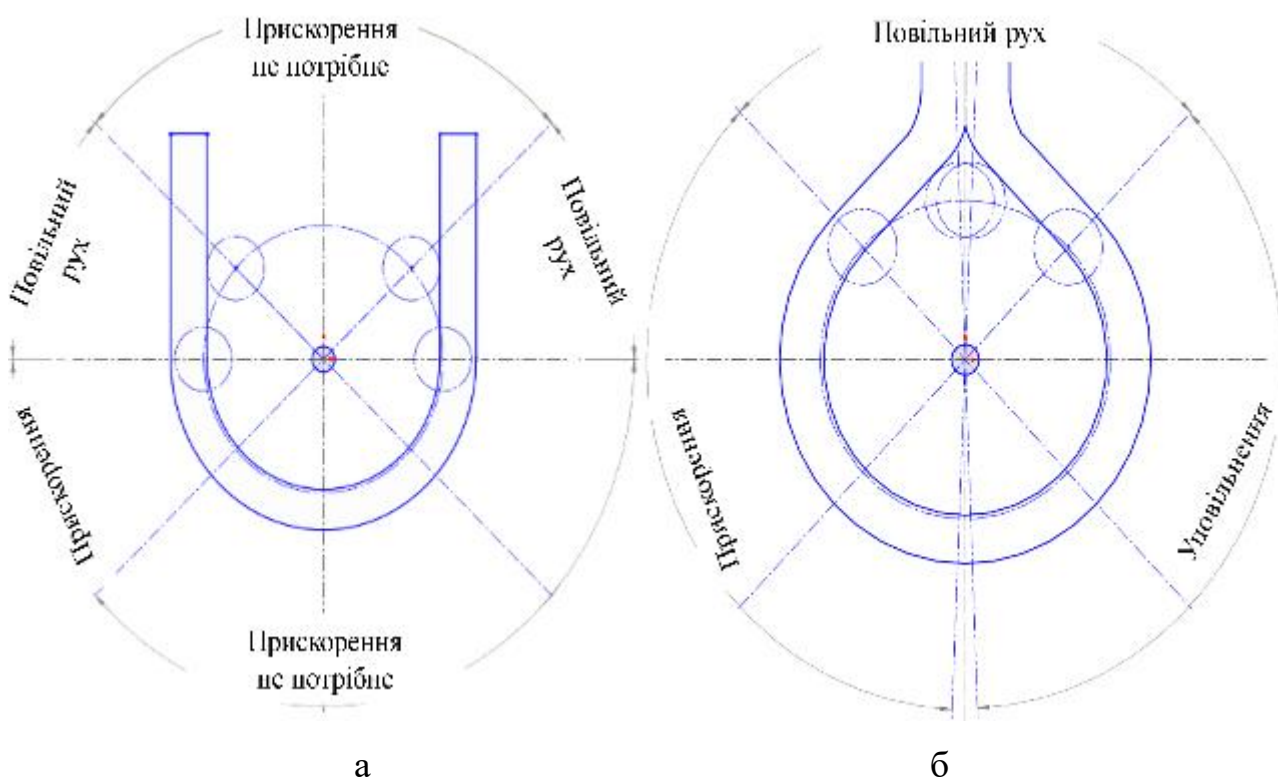


Рисунок 2.4 – Концепція перистальтичного насоса на 180° (а) і 270° (б)

Для повного усунення цієї проблеми необхідно відійти від базової концепції на 180° і обрати більш нестандартну концепцію на 270° (див. рисунок 2.4, б), де перший ролик розтискає трубку значно пізніше, а другий ролик стискає трубку раніше, тому може прискорюватися поступово. Загалом, чим більше часу другий ролик може рухатися перед тим, як перший ролик вийде з трубки, тим плавніше можна здійснити прискорення, а об'єм між роликами можна більше підвищити за рахунок тиску. Конструкцію також можна відрегулювати, використовуючи більше ніж два ролики, але ця можливість не аналізується, оскільки це не є основною метою роботи. Для кращого розуміння дивіться рисунок 2.4 (б), де показана різниця в довжині траєкторії, придатної для прискорення другого ролика.

2.3 Висновки з розділу

1. Аналітичне вирішення рівнянь, що описують рух рідини в перистальтичному насосі, хоча і не може бути повним, дозволяє на основі спрощень отримати корисну інформацію для покращення конструкції насоса. Зокрема, рівняння Нав'є-Стокса та рівняння безперервності забезпечують основу для аналізу впливу сили, що діє на трубку насоса, на рух рідини, що дозволяє оптимізувати конструкцію з метою зменшення тиску та підвищення ефективності.

2. Аналітичний аналіз руху рідини в перистальтичному насосі дозволяє краще зрозуміти вплив різних компонентів рівняння сили на характеристики потоку, що проходить через трубку. Використовуючи відповідні спрощення, можна оцінити, як зміна швидкості та прискорення роликів насоса впливає на тиск та швидкість рідини на вході і виході, що є ключовими параметрами для покращення роботи насоса.

3. Перехід до конструкції насоса з кутом 270° замість базової концепції на 180° дозволяє значно зменшити зворотний потік рідини та покращити стабільність тиску. Така модифікація дає більше часу для плавного прискорення другого ролика, що може зменшити пульсації тиску і зменшити негативний вплив на рідину.

3 МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА

3.1 Вхідні параметри

Перистальтичний насос повинен компенсувати всі втрати тиску в контурі та підтримувати тиск без високих пульсацій тиску і значних зсувів, особливо під час стиснення та розтискання трубки з матеріалу типу Tygon A-60-G (Norprenе A-60-G). На основі аналітичного виведення перистальтичного руху та чисельного моделювання були створені два проекти насоса. Перший проект заснований на базовій концепції 270° з другого розділу, без прискорення роликів, тоді як другий проект має на меті збільшити тиск у об'ємі між роликками, змінюючи прискорення роликів для зменшення пульсацій тиску під час розтискання трубки.

Насос для миючого розчину зазвичай здатен подавати рідину із витратою від 0 до 600 мл/хв і зазвичай налаштовується в діапазоні від 300 до 550 мл/хв, залежно від необхідних норм. Витрата обчислюється на основі кількості обертів за хвилину та об'єму сегменту трубки в насосі. У цілях цієї роботи витрата миючого розчину була встановлена на рівні 350 мл/хв.

Як згадувалося раніше, тиск перед насосом є від'ємним значенням по відношенню до атмосферного тиску. Тиск перед насосом коливається в межах від -80 до -100 мм рт. ст. (що відповідає -13332 Па). Тиск після контролюється безпосередньо перед виходом з контуру. Значення при цьому тиску становить близько +80 мм рт. ст. (+10665 Па). Тиск відразу після насоса зазвичай не вимірюється, оскільки це не надає суттєвих переваг. Щоб отримати тиск на стороні тиску насоса, необхідно передбачити втрати в контурі. Основні (локальні) втрати можуть варіюватися залежно від кожної заданої норми. Втрату тиску встановлено на рівні 125 мм рт. ст. (16665 Па). Основні втрати (через тертя в трубці) залежать від довжини та матеріалу трубки, що може значно відрізнятися для кожної установки. У порівнянні з локальними

втратами, основні втрати вважаються незначними. Тиск відразу після насоса можна розрахувати наступним чином:

$$p_2 = p_3 + p_d = 27331 \text{ Па.} \quad (3.1)$$

Різниця тиску насоса:

$$\Delta p = p_2 - p_1 = 40663 \text{ Па,} \quad (3.2)$$

де p_1 – тиск перед насосом, p_2 – тиск після насоса, p_d – втрата тиску в клапанах, p_3 – тиск перед виходом з контуру, а Δp – різниця тиску, що забезпечується насосом.

Типова ефективність перистальтичних насосів становить близько 30 %, але такі насоси зазвичай мають значно вищу витрату, ніж 350 мл/хв.

Вхідні параметри:

- витрата $Q = 350$ мл/хв
- тиск на стороні всмоктування насоса $p_1 = -13332$ Па
- тиск на стороні тиску насоса $p_2 = 27331$ Па
- оцінена ефективність $\eta_{est} = 30$ %
- густина рідини $\rho = 1050$ кг/м³
- кінематична в'язкість рідини $\mu = 2,65$ мм²/с

Оцінка джерела живлення. Однією з найважливіших частин насоса є джерело живлення. Основними параметрами насоса, необхідними для визначення джерела живлення, є оберти за хвилину (rpm), крутний момент і потужність. Загальна вихідна потужність двигуна складається з гідравлічної потужності та потужності, необхідної для деформації трубки Tygon. Розрахунок обох компонентів був виконаний для оціночних параметрів насоса — розміру насоса (100–180 мм), розміру ролика (20–30 мм), розміру трубки Tygon (внутрішній діаметр 10–20 мм). Оцінка була зроблена для базової концепції 180° (рис. 2.13).

Перший параметр — це кількість обертів за хвилину насоса. Цей параметр можна визначити за допомогою наступного рівняння:

$$Q_{th} = V \cdot n \cdot N_{roller} \quad (3.3)$$

де Q_{th} — теоретична витрата, V — об'єм між роликками, n — кількість обертів за хвилину і N_{roller} — кількість роликків на роторі. Необхідна витрата становить приблизно 350 мл/хв, кількість роликків — 2, а об'єм можна визначити за внутрішнім діаметром трубки та відстанню між двома роликками вздовж руху роликків. Тепер оберти за хвилину можна визначити наступним чином:

$$n = \frac{Q_{th}}{\left(\pi \frac{R+r}{2} - d_{roller}\right) \cdot \left(\frac{\pi d_{tube}^2}{4}\right) \cdot N_{roller}} \quad (3.4)$$

де перша частина знаменника представляє відстань між двома роликками, а друга — внутрішній переріз трубки. Результати для різних оцінюваних конструкцій варіюються від 2,37 до 4,1 об/хв.

Гідравлічна потужність. Оцінку гідравлічного компонента вихідної потужності можна легко визначити за необхідними параметрами витрати та напору. Тиск на всмоктувальному боці насоса зазвичай становить близько -100 мм рт. ст. (-13 332 Па) і близько +205 мм рт. ст. на боці тиску (+27 331 Па). Як зазначалося в попередньому розділі, витрата становить близько 350 мл/хв.

$$\Delta Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{27331 - (-13332)}{1050} = 38,73 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad (3.5)$$

$$P_h = \frac{Q \Delta Y \rho}{\eta_{est}} = \frac{350}{60 \cdot 10^6} \cdot 38,73 \cdot 1050}{0,3} = 0,79 \text{ W} \quad (3.6)$$

Деформація трубки Tygon. На відміну від визначення гідравлічного компонента потужності, потужність, необхідна для деформації трубки Tygon, є досить складною. Матеріал Tygon належить до гіпереластичної групи матеріалів, які характеризуються гіпереластичною деформативністю і демонструють нелінійну криву напруження при розтягуванні. Тому закон Гука не можна застосувати, а модуль Юнга не можна визначити точно, за винятком області малих деформацій. Гіпереластична поведінка матеріалів, подібних до гуми (включаючи Tygon), найкраще описується конститутивними моделями гіпереластичності. Незважаючи на те, що за останні роки було розроблено кілька конститутивних моделей, найбільш широко використовується нео-

Гукова модель через її простоту, оскільки вона має лише одну незалежну матеріальну константу.

Нео-Гукова модель може бути описана як:

$$W = \frac{1}{2} G (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) = \frac{1}{2} G (I_1 - 3) \quad (3.7)$$

де G може бути виражено як:

$$G = NkT; \quad G = \frac{E}{2(1 + \mu)}. \quad (3.8)$$

W — це енергія, що зберігається в трубці Tugon; G — лінійний модуль пружності; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ — основні коефіцієнти розтягу; N — кількість молекулярних ланцюгів на одиницю об'єму; k — стала Больцмана; T — абсолютна температура; I_1 — перший інваріант деформації; E — модуль Юнга, а μ — коефіцієнт Пуассона.

Лінійний модуль пружності та модуль Юнга для трубки Tugon були експериментально визначені в департаменті механіки та біомеханіки Технічного університету Брно ($E = 1,3$ МПа, $G = 4$ МПа). На жаль, оскільки стиснення трубки є асиметричним, перший інваріант деформації I_1 не може бути аналітично визначений навіть для малої деформації. Таким чином, для визначення потужності, необхідної для стиснення трубки, значення повинні бути отримані або експериментальним шляхом, або за допомогою числового розрахунку методом кінцевих елементів (програмне забезпечення Simcenter Star-CCM+). Враховуючи, що експеримент вимагатиме додаткових ресурсів і, ймовірно, буде тривалим, ми вибираємо числовий розрахунок. Хоча експеримент, ймовірно, був би більш точним, менш точні значення числових розрахунків повинні бути достатніми, оскільки ми проводимо першу попередню оцінку, і кінцевий дизайн насоса може суттєво відрізнятись.

3.2 Методика чисельного моделювання

Моделювання було проведено в Simcenter Star-CCM+, щоб побачити, як трубка Tugon реагує на стискання. Для досягнення цілей моделювання були

створені три тверді моделі — трубка, ролик і пластина, яка представляє корпус насоса. Під час моделювання ролик стискав трубку за 1 секунду до того моменту, коли відстань між роликом і пластиною стала рівною товщині трубки. Найважливішим параметром, який вимірювався, була сила, необхідна для стиснення. Пробник реакції сили, який вимірював силу в напрямку z (перпендикулярному до трубки і пластини), був встановлений на ролик та на пластині. Параметри матеріалу трубки були визначені модулем Юнга і коефіцієнтом Пуассона. Значення коефіцієнта Пуассона було розраховане за рівняннями (3.8).

Для якнайшвидшого розрахунку задачі кількість елементів/вузлів було встановлено менше ніж 32 000. Найбільш точна сітка була застосована для трубки, оскільки дві інші тверді частини були встановлені як жорсткі тіла, і тому не демонстрували деформації. Сітка показана на рисунку 3.1.

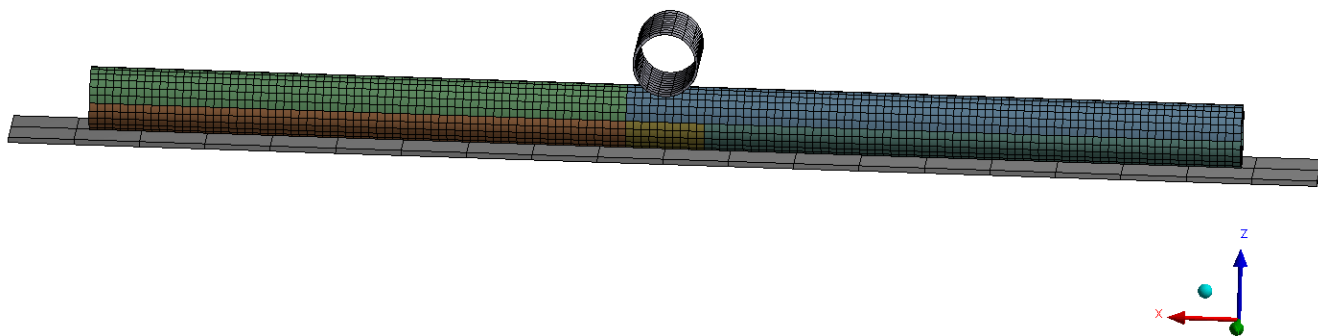


Рисунок 3.1 – Деформація трубки Тугон (Сітка)

Моделювання було завершено для різних розмірів ролика (20, 25, 30 мм) і різних внутрішніх діаметрів трубки (10, 15 мм). Товщина трубки була однаковою для всіх комбінацій (2 мм). Результати, отримані з Simcenter Star-CCM+, показані на табл. 3.1.

Щоб отримати значення крутного моменту та потужності, необхідної для стиснення, припускається, що вся сила сприяє крутному моменту (ϵ дотичною до руху ролика). Вихідну потужність можна отримати, помноживши крутний момент на швидкість ролика, задану обертами насоса:

$$M_{kd} = F \cdot l_{R-r} \quad (3.9)$$

$$P_d = Mk \cdot \omega \quad (3.10)$$

Таблиця 3.1 – Результати числових розрахунків

| Варіант | F _d [Н] | M _{kd} [Н м] | P _d [Вт] |
|---------|--------------------|-----------------------|---------------------|
| d15 B20 | 49,63 | 3,995 | 1,742 |
| d15 B25 | 48,68 | 3,918 | 1,691 |
| d15 B30 | 38,66 | 3,112 | 1,329 |
| d10 B20 | 42 | 3,276 | 0,83 |
| d10 B25 | 41,8 | 3,26 | 0,818 |
| d10 B30 | 41 | 3,198 | 0,794 |

У наведених рівняннях M_{kd} — крутний момент, F — сила, отримана з Simcenter Star-CCM+, L_{R-r} — відстань між центром обертання і центром трубки Tygon, P_d — потужність, а ω — кутова швидкість насоса. Усі варіанти розраховуються з однаковим зовнішнім діаметром трубки, рівним 18 мм.

Насправді не вся сила сприяє крутному моменту, оскільки тільки невелика складова сили є дотичною до руху ролика, тому реальна потреба в потужності буде меншою.

Однак за цього припущення можемо бути впевнені, що параметрів вихідної потужності буде достатньо, навіть якщо конструкція насоса зміниться після аналітичних і CFD розрахунків.

Варто зазначити, що правильний опис деформації трубки Tygon є дуже складним. Як видно з цього розділу, для того щоб отримати хоча б приблизне значення крутного моменту і вихідної потужності, було зроблено багато спрощень і припущень. Тому можна припустити, що крутний момент, який буде експериментально виміряний на кінцевій конструкції насоса, може суттєво відрізнятись. Більш точна характеристика деформації може стати одним із напрямків для майбутніх досліджень.

Загальну вихідну потужність можна визначити як суму гідравлічного компонента і компонента деформації:

$$P_c = P_h + P_d \quad (3.11)$$

І з загальної вихідної потужності ми отримуємо загальний крутний момент:

$$Mk_c = \frac{P_c}{\omega}. \quad (3.12)$$

Загальне значення вихідної потужності варіюється від 1,58 до 2,53 Вт, а загальний крутний момент — від 4,95 до 6,43 Нм.

3.3 Конструкція насоса

Аналітичні розрахунки та числове моделювання. Окрім відповідності вхідним параметрам, визначеним у розділі 3.2, конструкція перистальтичного насоса повинна дотримуватися деяких основних принципів: легкозамінні та регульовані частини для створення насоса з різними параметрами; низька складність конструкції; розумний розмір насоса; зниження тертя; зменшення зміщення трубки; легкий доступ; низька вартість.

Враховуючи, що насос в основному призначений для дослідницьких цілей, однією з найважливіших вимог є можливість заміни різних частин для налаштування насоса під різні установки. Це дозволить використовувати виготовлений насос для майбутніх досліджень – наприклад, можна вивчати вплив різних діаметрів роликів, діаметрів трубки, різної кількості роликів тощо. Так само важливо зробити конструкцію якомога простішою, щоб полегшити її збирання, виготовлення та доступ. Проста конструкція також здешевлює насос.

Конструкція також повинна мінімізувати тертя між роликами та трубкою, оскільки високе тертя може призвести до зменшення терміну служби трубки та збільшення крутного моменту на валу. Останньою вимогою є мінімізація зміщення трубки. Обертальна рука може спричиняти рух і зміщення трубки, якщо її належним чином не підтримати, що може призвести до асиметричного навантаження на насос. Хоча розмір не є головним параметром, насос все ж має бути достатньо компактним.

Враховуючи всі ці принципи, роторний перистальтичний насос з роликами, закріпленими на дисках ротора, виявляється найкращим варіантом. Ролики замість черевиків зменшують тертя, оскільки вони обертаються по трубці й тому не потребують додаткового змащування для зниження тертя. Підшипники дисків для роликів забезпечують легкий варіант збирання та дозволяють змінювати різні параметри, пов'язані з роликами. Параметри, такі як кількість та діаметр роликів, можна легко налаштувати для майбутніх досліджень. Ця концепція також працює з трубками різного діаметра, забезпечує легкий доступ і, відповідно, легку заміну трубки. Крім того, опори для трубки можуть бути закріплені на дисках ротора, що зменшує зміщення трубки.

Низька складність цього варіанту означає легке виготовлення, оскільки єдиною частиною зі складною геометрією є корпус. Це знижує вартість конструкції, тому що не всі частини потрібно виготовляти на 3D-принтері. Конструкцію також можна швидко налаштувати в разі, якщо насос не працюватиме оптимально.

Як зазначалося раніше, конструкція базується на «концепції 270° » з розділу 2, де ролик рухається на 270° в повністю стиснутому стані. Важливі параметри трубки Тугон можна побачити в списку вхідних параметрів. Діаметр корпусу, який утримує трубку, було визначено для забезпечення плавної деформації трубки на вході та виході. Припускається, що чим повільніше траєкторія трубки відхиляється від траєкторії ролика, тим плавніший відтік на виході та тиск на вході, оскільки деформація трубки менш різка. Діаметр було встановлено на рівні 160 мм, оскільки при менших значеннях кут відхилення траєкторій вважався занадто великим.

Більша кількість роликів може зменшити амплітуду та збільшити частоту пульсацій тиску, а також зменшити об'єм рідини, що транспортується за кожен оберт. Хоча цей вплив робить кількість роликів важливим параметром конструкції, він не є частиною цієї роботи, оскільки правильне визначення впливу роликів було б занадто тривалим. Тому визначення впливу кількості

роликів може бути предметом майбутніх досліджень. Подібний аргумент можна застосувати до підтримувальних роликів. Кількість як основних роликів, так і підтримувальних було встановлено на рівні 2 з діаметром 30 мм.

Вхідні параметри насоса:

- діаметр корпусу: $D = 160$ мм;
- діаметр підтримувального ролика: $d_{roller} = 30$ мм;
- кількість роликів: $N_{roller} = 2$;
- кількість підтримувальних роликів: $N_{sup} = 2$;
- трубка Tygon;
- внутрішній діаметр трубки: $d_{tube} = 13$ мм;
- товщина стінки трубки: $t = 1,5$ мм;
- коефіцієнт стиснення: $O_c = 0,2$ (20 % – фіксовано).

Для стислості в основній частині роботи будуть показані лише найважливіші розрахунки.

Зазор між роликом і корпусом:

$$s = 2t(1 - O_c) = 2,4 \text{ mm} \quad (3.13)$$

Зовнішній діаметр трубки:

$$D_{tube} = 2t + d_{tube} = 16 \text{ mm} \quad (3.14)$$

Відстань між центром обертання та центром ролика:

$$R_r = \frac{D}{2} - \frac{D_{roller}}{2} - s = 62,5 \text{ mm} \quad (3.15)$$

Відстань між центром обертання та центром підтримувального ролика:

$$R_{sup} = \frac{D}{2} - \frac{D_{tube}}{2} - \frac{D_{roller}}{2} = 57 \text{ mm} \quad (3.16)$$

Перетин трубки:

$$S_{tube} = \frac{\pi d_{tube}^2}{4} = 132,7 \text{ mm}^2 \quad (3.17)$$

Довжина між роликами:

$$l_{180} = \pi \left(\frac{D}{2} + \left(\frac{D}{2} - D_{tube} \right) \right) - \frac{D_{roller}}{2} = 226,2 \text{ mm} \quad (3.18)$$

Об'єм між роликами:

$$V_g = S_{tube} L_{180} = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (3.19)$$

Оберти насоса (об/хв):

$$n = \frac{Q_{th}}{V_g N_{roller}} = 0,104 \text{ s}^{-1} = 6,24 \text{ min}^{-1} \quad (3.20)$$

На основі основних розмірів насоса тепер можна спроектувати всі частини насоса (див. розібраний насос на рис. 3.2): корпус, 2 роторні диски, 2 ролики, 2 підтримувальних ролики, вал, корпус підшипників, кришка корпусу, 2 підшипники.

Товщина стінки корпусу, що підтримує трубку, становить 10 мм, оскільки її мета — витримувати навантаження, яке діє на трубку. Товщина інших стінок — 6 мм. Область входу та виходу забезпечена «носи́ком» для додаткової підтримки трубки та керування її виходом з корпусу. «Носик» вирізаний у формі трубки для кращого прилягання. Значна частина задньої стінки була вирізана для економії матеріалу під час друку. Хоча було б краще, якби корпус і корпус підшипників були однією частиною, вирішено друкувати їх окремо, а потім скріплювати гвинтами, оскільки це потребує менше матеріалу під час друку. Нижню частину насоса забезпечили опорами.

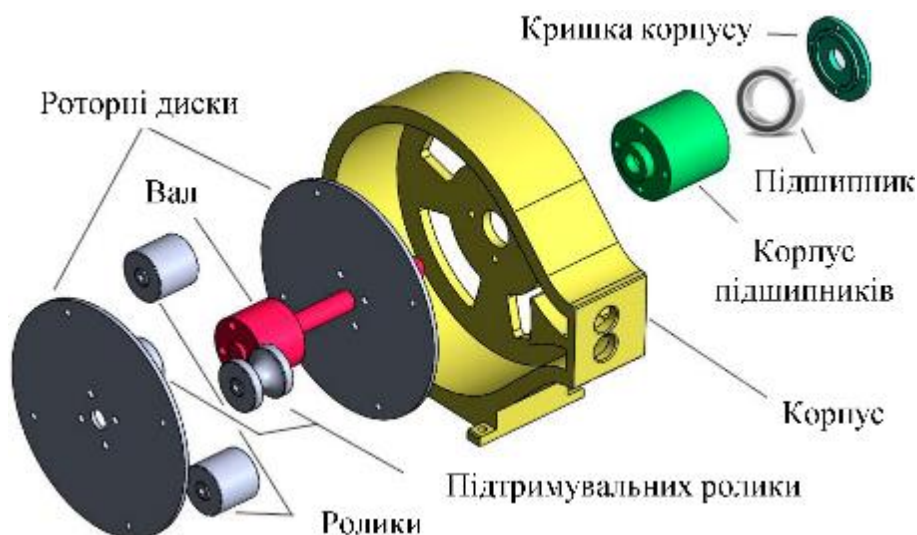


Рисунок 3.2 – Розібрана конструкція перистальтичного насоса

Товщина роторних дисків становить 3 мм. Диски можна попередньо налаштувати серією отворів як у радіальному, так і в периферійному напрямках

для забезпечення можливості змінної конфігурації роликів і підтримувальних роликів. Отвори для роликів і підтримувальних роликів просвердлені однакового діаметра, щоб дозволити їх взаємозамінність.

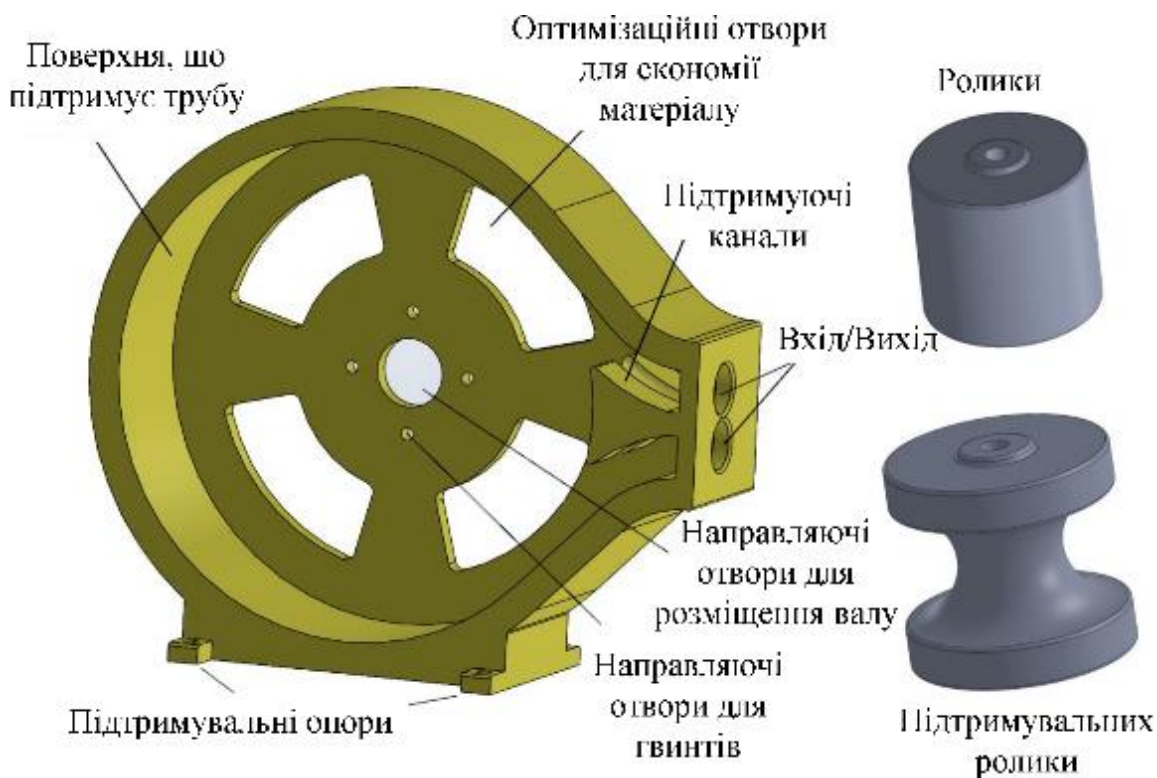


Рисунок 3.3 – Корпус (ліворуч), опорний ролик (праворуч внизу), ролик (праворуч зверху)

Ролики та підтримувальні ролики повинні бути однакової висоти, інакше їх не можна було б зібрати разом. Висота повинна перевищувати ширину трубки у найбільш деформованому стані, щоб трубка не стиснулася навколо роликів. Ширина була встановлена на рівні 24 мм, а висота роликів — 30 мм для забезпечення запасу, враховуючи можливе зміщення трубки. У фінальному дизайні насоса кожен ролик має власні підшипники для забезпечення обертання з мінімальним тертям.

Обертання головного вала забезпечується завдяки корпусу з двома кульковими підшипниками 16101 2RS. Як зазначалося раніше, корпус мав бути скріплений з корпусом насоса для зниження вартості матеріалів, необхідних для підтримки під час 3D-друку. Осьовому руху вала запобігає два стопорних

кільця. Підшипники спроектовані таким чином, що другий підшипник і лінія дії сили, яка впливає на ротор, знаходяться на однаковій відстані від першого підшипника. Симетрична установка повинна зменшити надмірний прогин вала під час роботи насоса. Вал найбільш схильний до прогину, коли стискається лише один ролик. Якщо обидва ролики рухаються рівномірно, прогин вала зменшується, оскільки ролики підтримують один одного, тому сила, що впливає на ротор, знижується. Розташування підшипників і вала можна побачити на рисунку 3.3.

Оскільки рідина не контактує з жодною частиною насоса, окрім трубки Tuqon, немає необхідності приділяти підвищену увагу сумісності матеріалів з рідиною. Тому можна використовувати стандартний матеріал ABS (акрилонітрил-бутадієн-стирол) для деталей, надрукованих на 3D-принтері (корпус, підтримувальні ролики, корпус підшипників і кришка для корпусу). Для вала було використано сталь, а решта деталей були виготовлені з пластикових матеріалів.

3.4 Спрощення і припущення

Створення числової моделі можна розділити на три фази. У першій фазі було проведено симуляції для різних конфігурацій геометричних параметрів, і основною метою було налаштування моделі для отримання максимально точних фізичних результатів. Іншими словами, створити модель, яка оцінює залежність пульсацій тиску від різних факторів конструкції. У другій фазі модель була налаштована відповідно до першої конструкції перистальтичного насоса. У третій фазі модель була розширена можливістю регулювання прискорення, щоб відповідати другій конструкції, що має еліптичну форму корпусу.

Було вирішено створити модель у 2D, оскільки вона вимагає найменших вимог до складності скриптів, що визначають перистальтичний рух, та має найменші вимоги до обчислювальної потужності та часу. Хоча 2D-симуляція є

найзручнішим вибором, важливо зазначити, що 2D-симуляція не є найкращим вибором для моделювання вихорів, які з'являються під час відтоку, оскільки вихори не можуть з'являтися та розчинятися в 2D. Моделювання вихорів в Simcenter Star-CCM+ у 2D є менш точним порівняно з 3D.

Іншою опцією є проведення симуляцій у 3D, що забезпечує більш точний результат, але скрипти для перистальтичного руху є занадто складними, і кількість елементів значно зростає. Тому краще проводити 3D-розрахунок остаточної конструкції насоса, де симуляцію можна перевірити експериментально. Також корисно виконати симуляцію як взаємодію рідини та структури (FSI), яка поєднує структурний аналіз з аналізом потоку. Це найточніший метод, але також і найскладніший, оскільки вимагає глибокого розуміння механіки і гідромеханіки, що стоять за симуляцією.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА

4.1 Сіткова модель

Для симуляцій використовувався тискоорієнтований абсолютний нестационарний розв'язувач. Модель була встановлена як реалізована $k-\varepsilon$ з нестационарною граничною функцією стінки. Модель $k-\varepsilon$ є дво-рівнянням і походить із задачі замикання рівнянь Нав'є-Стокса (RANS), які використовуються для симуляції турбулентного потоку. Реалізована варіація моделі $k-\varepsilon$ є новішою і забезпечує більш точні результати завдяки іншому підходу до визначення турбулентної в'язкості. Нестационарна гранична функція стінки описує потік у прикордонному шарі біля стінок. Застосування граничної функції до розв'язувача дозволяє використовувати грубішу сітку, що знижує вимоги до обчислювальних потужностей. Спочатку методи розв'язувача були налаштовані на стандартний метод першого порядку, а після досягнення збіжності – на метод другого порядку для рівнянь імпульсу і турбулентності. Метод для рівняння тиску був встановлений як лінійний і залишався незмінним протягом усіх симуляцій. Фактори недорелаксації були встановлені за замовчуванням.

На рисунку 4.1 можна побачити початкову геометрію домену, а також стан домену під час симуляції (зокрема під час стиснення другим роликком). Ця конкретна геометрія була створена для трубки з внутрішнім діаметром 10 мм, ролика діаметром 30 мм і базовою концепцією на 180° . На рисунку бачимо граничні умови, зони домену та деталі важливих частин сітки.

Початковий домен містить три зони: зона біля входу та виходу, яка складається з чотирикутних елементів, основна деформована зона, що складається з трикутних елементів, і невелика зона вздовж нижнього краю, яка складається з чотирикутних елементів. Домен складається з двох типів елементів, оскільки для симуляції потоку зі стінкою, що деформується,

необхідно використовувати ремешинг. На жаль, ремешинг функціонує лише в зонах із трикутними елементами, тому неможливо використовувати структуровану сітку, яка б зменшила кількість елементів. Невеликий чотирикутний шар біля нижньої стінки містить лише 6 елементів у напрямку x_2 , і його мета – забезпечити наявність хоча б 6 елементів між нижньою стінкою та повністю стиснутою верхньою стінкою. Якби шар не був присутній, ремешинг призначив би лише один елемент у зазор, чого було б недостатньо для забезпечення достовірного профілю швидкості. Сітку в області між стінками у повністю деформованому стані можна побачити на рисунку 4.1.

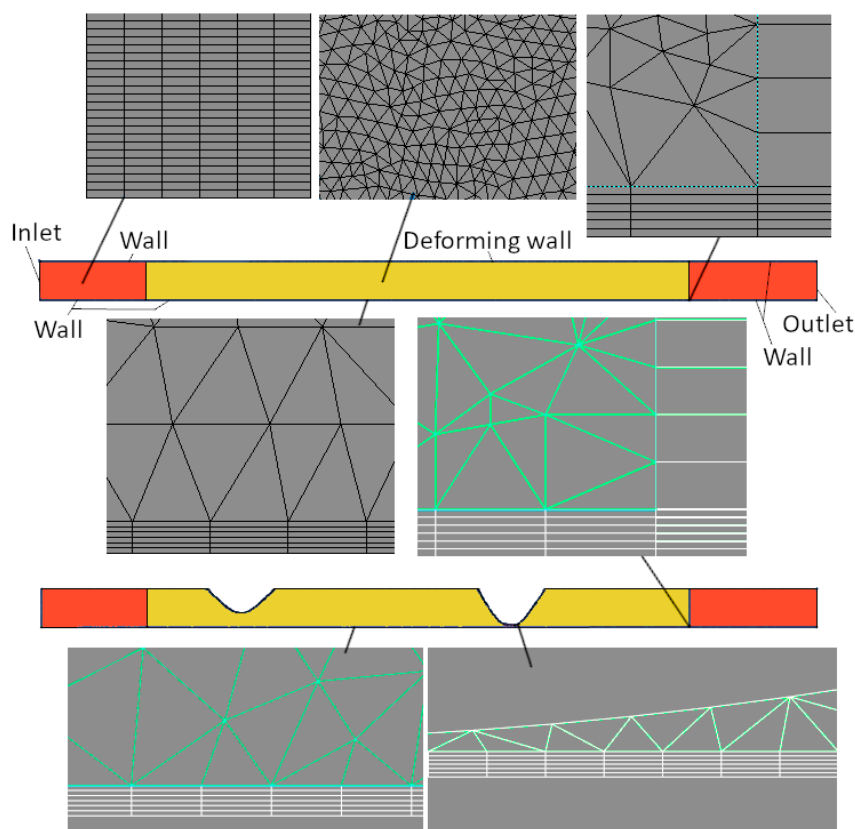


Рисунок 4.1 – Сітка та граничні умови домену (початковий домен – вгорі, домен під час стиснення – внизу)

Кількість елементів у початковому стані становить менше 512 000, щоб залишитися в межах студентської ліцензії, але в деяких випадках кількість перевищувала цей ліміт через увімкнений ремешинг. Зона з трикутними елементами є досить великою, оскільки вона повинна представляти всю трубку

в перистальтичному насосі. Велика зона, яка потребує неструктурованої сітки через ремешинг, призводить до великої кількості елементів, що означає, що сітка не може бути дуже детальною. На щастя, у деяких випадках груба сітка краще працює з ремешингом, оскільки вузли рухомого краю не можуть рухатися більше ніж приблизно на одну довжину елемента за один крок часу, інакше виникає помилка з негативним об'ємом. Це означає, що для швидких рухів із детальною сіткою розмір кроку часу має бути дуже малим, що призводить до високих вимог щодо обчислювального часу. Крім того, UDF задає рух для кожного елемента окремо, що ще більше підвищує залежність між обчислювальним часом та кількістю елементів. Враховуючи, що 2D-модель призначена для швидких початкових симуляцій, було вирішено продовжувати симуляції з грубою сіткою і залишити оптимізацію для майбутніх досліджень.

Граничні умови можна побачити на рисунку 4.1. Верхня стінка представляє деформовану стінку, стиснуту роликком, тоді як інші стінки були визначені як нерухомі. Для входу та виходу використовувалися дві комбінації граничних умов. Оскільки варіант із швидкісним входом і тисковим виходом призводив до помилок у майже всіх випадках, більшість симуляцій були розраховані з граничними умовами тиск на вході та тиск на виході. На пізніх етапах профіль швидкості, отриманий із симуляції тиск-тиск, використовувався як швидкісний вхід для симуляції швидкість-тиск. Завдяки пульсуючому профілю швидкості симуляція була менш схильна до помилок, і вдалося отримати додаткові дані.

4.2 Деформація стінки

Деформація стінки, що відповідає руху перистальтичного насоса, визначається за допомогою UDF, яка використовується в Simcenter Star-CCM+ для визначення складніших обчислень, таких як рух стінки, рух вузлів, нестационарний профіль швидкості тощо.

Деформація стінки може бути розділена на три частини: стиснення на початку домену, постійний рух у напрямку x_1 і декомпресія в кінці домену. Стиснення та декомпресія в напрямку x_2 означають, що є відносний рух між вузлами, тому рухомий край не може бути визначений як жорстке тіло.

Основною проблемою, що виникла під час початкових спроб, було те, що край, який представляє ролик, рухався в напрямку x_1 до кінця домену (виконуючи один оберт), але потім не міг повернутися на початок домену, оскільки вузли краю не можуть переміщатися більше, ніж приблизно на одну довжину елемента за один крок часу. Іншими словами, можна було виконати лише один оберт насоса, чого недостатньо, оскільки нестационарні обчислення стабілізуються після кількох періодичних обертів.

З огляду на це, стало очевидно, що рух повинен бути пов'язаний з якоюсь сутністю, яка не є частиною домену сітки, а деформація повинна здійснюватися шляхом переміщення вузлів у напрямку x_2 , що задається для кожного вузла деформованого краю (подібно до хвильового руху). Таким чином, перехід від кінця до початку домену не становитиме проблеми. На основі чисельної симуляції у Simcenter Star-CCM+ було створено приблизну форму деформованого краю, а координати фінальної форми було експортовано у текстовий файл. Після цього координати було імпортовано в MS Excel, де за допомогою інструменту регресії було отримано функцію, яка відповідає хвильовій формі деформованої стінки. Приклад різниці між координатами з Simcenter Star-CCM+ і обчисленими координатами показано на рисунку 4.2. Функція змінюється для різних конфігурацій діаметра трубки та ролика, але для схожих конфігурацій її можна швидко коригувати, змінюючи абсолютне значення, яке представляє максимальну відстань деформації. Це означає, що обчислення можна швидко налаштувати для різних зазорів між трубкою та роликом.

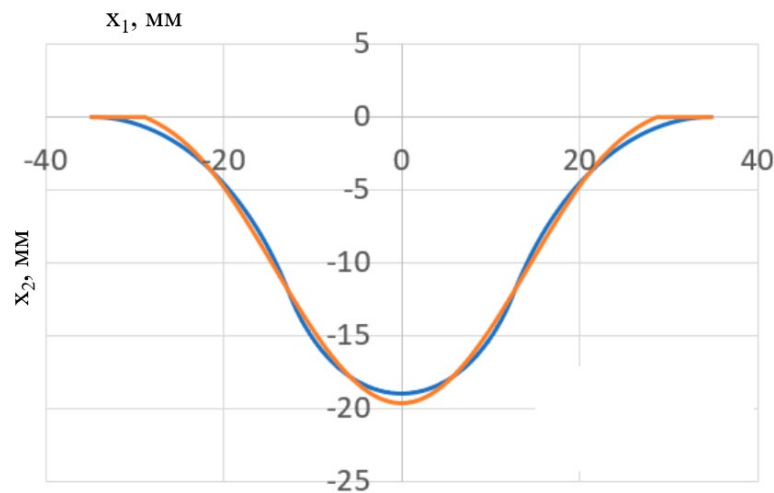


Рисунок 4.2 – Різниця між значеннями з Simcenter Star-CCM+ і обчисленими значеннями

$$x_2 = 4 \cdot 10^7 x_1^6 + 1,2979 x_1^5 - 79572 x_1^4 - 0,0009 x_1^3 + 56,875 x_1^2 + 3 \cdot 10^{-8} x - 0,0145$$

Як видно на рисунку 4.2, форма є функцією відстані від точки $[0,0]$, яку можна інтерпретувати як положення x_1 центру ролика. Рухаючи цю точку (С) вздовж деформованого краю, можна симулювати деформацію без необхідності переміщення реального краю (що могло б призвести до помилки під час симуляції), переміщуючи лише вузли краю в напрямку x_2 . Із збільшенням відстані від точки С координати x_2 відповідних вузлів наближаються до 0 і зрештою перетинають вісь у зону позитивних значень. Функція завершується умовою, що будь-які позитивні значення координати x_2 замінюються на 0, щоб забезпечити незмінність форми недеформованої трубки. Також, якщо відстань між вузлом і точкою С занадто велика і вплив, відповідно, є незначним, обчислення координати x_2 не виконується. Це дозволяє значно заощадити обчислювальний час, оскільки обчислення виконується лише для вузлів поблизу (в області впливу) точки С.

Попередній метод вирішує постійний рух під час повністю деформованого стану. Щоб налаштувати сценарій для стиснення та декомпресії, функція була розширена додаванням синуса (або косинуса) як функції симуляційного часу, що забезпечує поступовий перехід від недеформованого до повністю деформованого стану.

Лінія між етапами обчислюється як функція g_{ps} (обертів за секунду) і кута деформації (кутового зміщення ролика під час стиснення або декомпресії). Враховуючи, що контрольна точка C існує лише в сценарії й не має реальної форми в Simcenter Star-CCM+, коли вона досягає кінця домену, вона продовжує рухатися в тому ж напрямку, доки час симуляції не дорівнює часу одного оберту (360°), а потім її положення змінюється на початок руху. Рух продовжується таким же чином, доки не буде завершено розрахунок. Така ж функція призначається для руху другого ролика, лише початок зміщений на 180° .

Вхідними значеннями для коду є g_{ps} , кут деформації, функція деформації для конкретної геометрії, відстань між роликками та область впливу контрольних точок C . Хоча деякі з цих значень можуть бути обчислені за допомогою UDF, вхідні значення не потребують частих змін, оскільки зазвичай між розрахунками змінюється лише g_{ps} , тому обчислення виконуються в MS Excel і потім вводяться в сценарій. Такий підхід допомагає скоротити час обчислень і підвищити зрозумілість коду. Приклад обчислень у MS Excel наведено в додатку. Код також можна швидко адаптувати для різної кількості роликків, оскільки функція, що визначає рух, залишається тією ж і може бути скопійована з коригуванням відстані між роликками. Цей факт є цінним для майбутніх досліджень із використанням більше ніж двох роликків. Повний сценарій потім компілюється як UDF в Simcenter Star-CCM+ і призначається деформованій стінці в налаштуваннях динамічної сітки.

4.3 Перша фаза симуляції

Метою першої фази симуляції було створення робочої моделі, яка б передбачала залежність пульсацій тиску від різних факторів конструкції. Оскільки більша частина часу була витрачена на тестування різних конфігурацій розрахунків, коригування скрипта та налаштувань ремешингу, під час першої фази було змодельовано лише три різні геометрії. Параметри геометрій були такі: діаметр опорного корпусу та діаметр трубки – а саме варіанти D100d15, D100d10 і D150d10 (D – діаметр опорного корпусу [мм]; d –

діаметр трубки [мм]). Симуляції виконувались для різних значень обертів за секунду (rpm) у діапазоні від 0,2 до 0,8 rpm (12 та 48 об/хв). Значення rpm суттєво відрізнялися від розрахункових обертів для першої конструкції, оскільки симуляції проводились до завершення проектування, і очікувалось, що конструкція буде меншою. Однак отримана інформація від симуляцій з більшими значеннями rpm ймовірно буде корисною навіть для конструкції з нижчими rpm. Усі симуляції виконувались для концепції з кутом 180° .

Як згадувалося раніше, перша фаза проводилася з граничною умовою тиск-тиск (27331 Па на виході та -13331 Па на вході відносно атмосферного тиску). Під час симуляції моніторились значення тиску та швидкості.

Зокрема, тиск і швидкість (у напрямку x_1) на вході/виході та тиск на ізо-поверхні на відстані 0,1 і 0,15 м від координати $[0,0]$, що відповідає початку компресії. Курс тиску необхідно було вимірювати на ізо-поверхнях, які знаходились на достатній відстані від входу та виходу, оскільки ми припускаємо, що постійні нереалістичні граничні умови тиску обмежують підвищення тиску в системі. Курс тиску, виміряний на ізо-поверхні ($x = 0,1$), а також пульсаційну швидкість на вході та виході можна побачити на рисунках 4.3.

Згідно з графіками, ми можемо підтвердити, що пульсації тиску виникають як під час стиснення, так і під час розтиснення трубки. Падіння витрат на вході та виході точно відповідає пульсаціям тиску (падіння витрат збігаються з пульсаціями тиску).

Якщо подивитися на хід витрати, можна побачити безперервне падіння під час стиснення і розтиснення, яке триває довго порівняно з тривалістю одного оберту. Таким чином, середнє значення витрат суттєво відрізняється від витрат під час постійного руху (для цього конкретного випадку $Q_{mean} = 987$ мл/хв і $Q_{const} = 1360$ мл/хв). Пульсація витрат не очікувалася як така серйозна проблема, на що вказують ці графіки, і тому не була частиною процесу проектування. Але для майбутніх досліджень було б корисно зробити витрати максимально постійними, оскільки пульсації тиску тісно корелюють із

витратами.

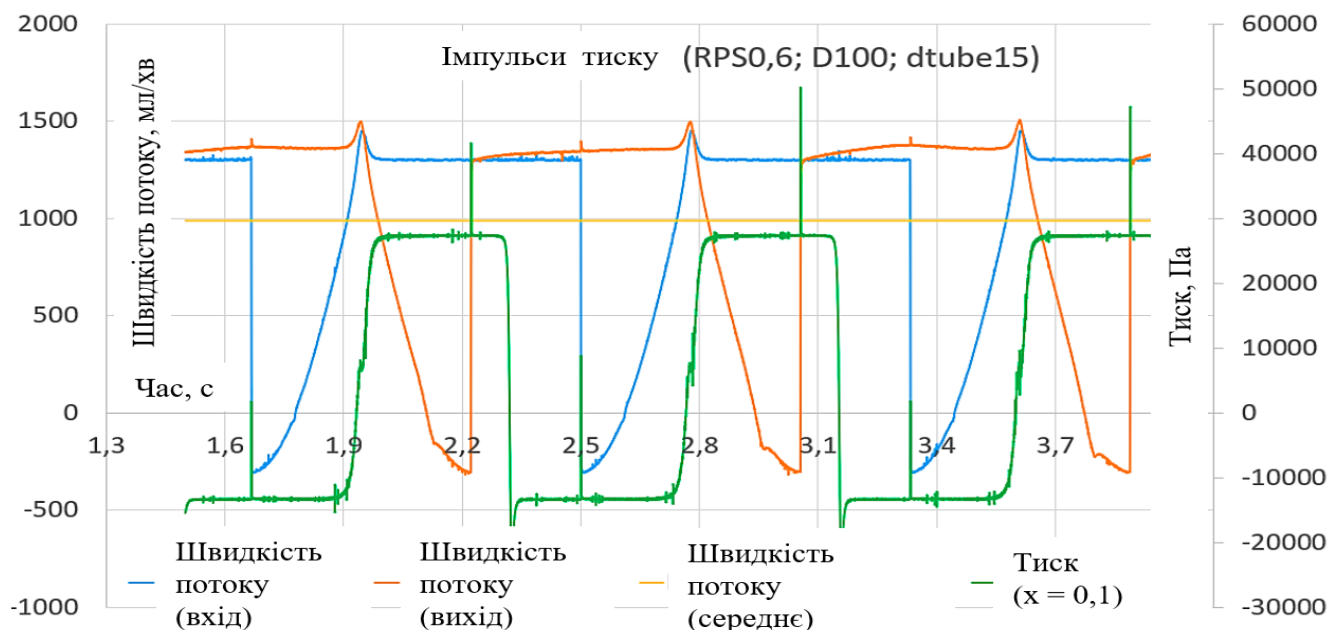


Рисунок 4.3 – Імпульси тиску та швидкість потоку під час стиснення та декомпресії

Дані симуляції, ймовірно, є неточними, тому варто бути обережними і не робити помилкових висновків. Для цілей проєктування як стиснення, так і декомпресія повинні розглядатися як потенційні джерела пульсацій тиску. Додаткову інформацію буде отримано з експерименту. З іншого боку, залежність амплітуди піку тиску від витрати виявилася схожою на передбачений хід. Зі збільшенням витрати піку тиску зростає.

Важливо зазначити, що витрата, отримана з симуляцій, суттєво відрізняється від теоретичної витрати. Цю різницю можна побачити на рисунку 4.4. Очікувалося, що значення з Simcenter Star-CCM+ буде нижчим за теоретичне через зворотний потік через зазор біля нижньої стінки, який не був врахований у рівнянні. Також зворотний потік під час зміни геометрії має призвести до зменшення витрати. Таким чином, ця різниця є несподіваною і, ймовірно, не буде підтверджена експериментом.

У спробі зробити симуляцію більш точною пульсуючий профіль швидкості, отриманий з симуляції «тиск-тиск», було використано як граничну умову для вхідної швидкості. Хоча пульсуючий вхід швидкості краще

відображає реальний характер потоку, результат був гіршим порівняно з граничною умовою «тиск-тиск».

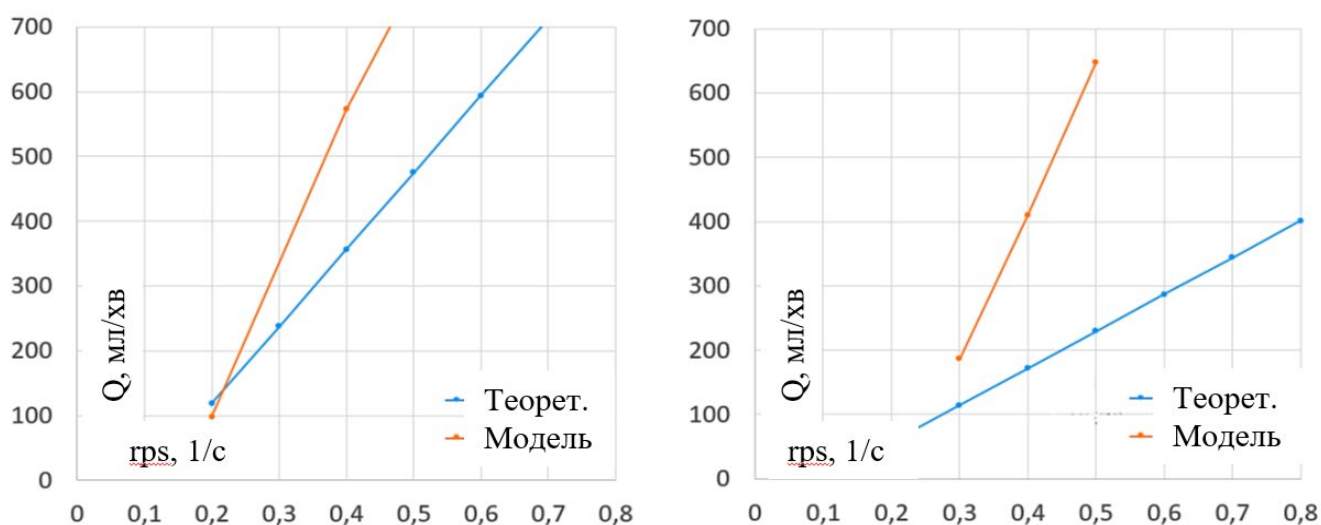


Рисунок 4.4 – Різниця між теоретичною витратою та витратою, отриманою з моделювання; D100d15 (ліворуч); D100d10 (справа)

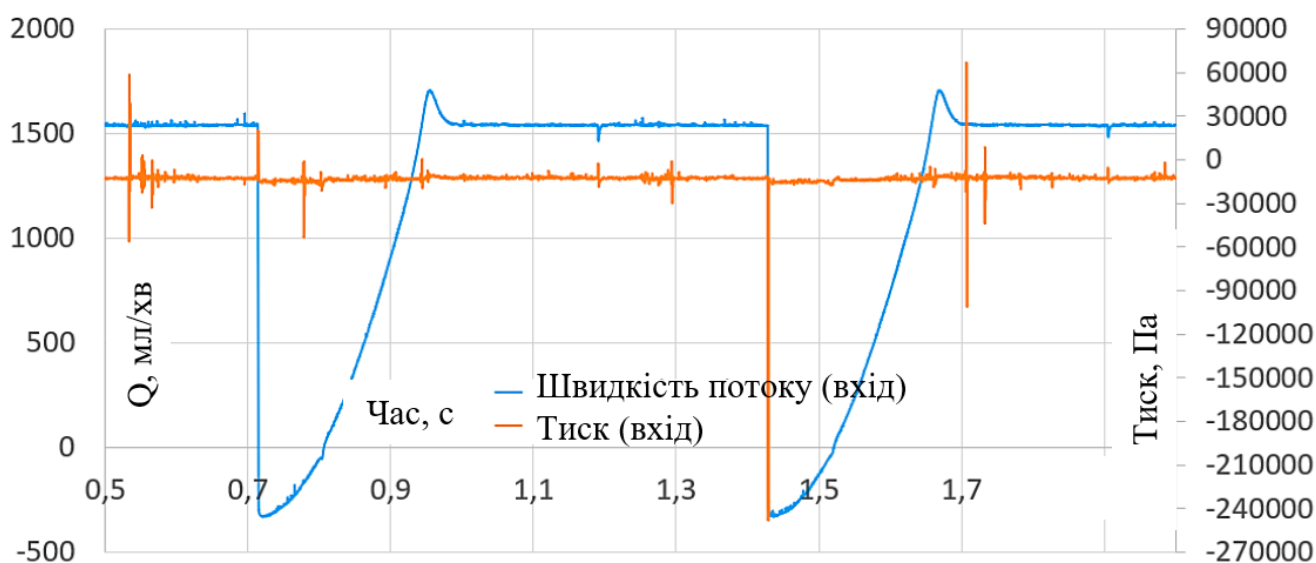


Рисунок 4.5 – Швидкість потоку та тиск на вході

Симуляція була дуже нестабільною, тому ми змогли отримати дані лише для геометрії D100d15. Як видно на рисунку 4.5 (вхідна швидкість і вихідний тиск для rps 0,7), тиск сильно коливається без очевидних причин. Під час другого стиснення тиск впав до -250 000 Па, що значно нижче фізично

допустимої межі, оскільки тиск відносний до атмосферного тиску (101 325 Па). Тиск для різних rpm мав схожий хід, тому було вирішено, що розрахунки з граничними умовами «вхідний тиск» є непереконливими.

4.4 Друга фаза симуляцій

У другій фазі скрипт, який визначає рух перистальтичного насоса, було налаштовано для відповідності конструкції на 270° . Внутрішній діаметр трубки становить 13 мм, діаметр ролика — 30 мм. Значення обертів на хвилину (rpm) було обрано відповідно до очікуваних під час експерименту. Симуляцію виконували лише для граничної умови "тиск-тиск", оскільки попередні симуляції з граничною умовою "швидкість-тиск" не показали переваг.

З огляду на те, що поверхня, яка потребує сітки, є більшою для фінального дизайну, ніж для раніше змодельованих геометрій, сітка повинна бути грубішою, щоб залишатися в межах ліцензії студента. Грубіша сітка не вплинула на стабільність симуляцій, і всі вони були завершені без проблем. Налаштування розв'язувача та динамічної сітки залишилися незмінними. Курс тиску вимірювали на ізо-поверхнях на відстані (в напрямку x_1) 0,15 і 0,35 м від координати $[0,0]$, оскільки ізо-поверхня, використана в першій фазі симуляцій ($x_1 = 0,1$ м), не здатна вимірювати показники на виході, тому що другий ролик завжди знаходиться між ізо-поверхнею і виходом.

На рисунку 4.6 можемо побачити курс швидкості потоку через вхід та вихід для симуляції з $rpm = 0,15 \text{ c}^{-1}$, а також значення теоретичної швидкості потоку і середньої швидкості потоку. Коли другий ролик стискає трубку, в трубці відбувається зворотний потік, що супроводжується підвищенням тиску так само, як у першій фазі симуляцій з концепцією на 180° . Після стабілізації потоку швидкість потоку майже вдвічі вища, ніж коли лише один ролик рухав рідину через трубку. Можна припустити, що збільшення викликане підвищеним опором проти зворотного потоку через невелику пробку. Можна також припустити, що зворотний потік у симуляції вищий, ніж у реальності,

оскільки опір корелює з в'язкістю рідини, яка є нижчою в симуляціях, ніж у реальності. Додатково, явища, пов'язані з втратами через перешкоди в потоці, зменшені в 2D симуляціях. Тому різке збільшення опору, викликане другим роликом, призводить до більшого зростання швидкості потоку в симуляції порівняно з реальністю. З іншого боку, зростання швидкості потоку компенсується більшими вимогами до двигуна насоса, оскільки обидва ролики стискають трубку.

Порівнюючи значення середньої швидкості потоку з теоретичною швидкістю потоку (рисунок 4.7), ми бачимо, що середня симульована швидкість потоку є нижчою, на відміну від результатів з першої фази симуляції. Порівняння швидкостей потоку з другої фази є ближчим до очікуваних результатів, оскільки тренд кривих є більш подібним, а залежність від rps видається лінійною. Швидкість потоку, отримана з експериментальних досліджень, ймовірно, дотримуватиметься подібного тренду, будучи нижчою за теоретичні результати і вищою за симульовані результати. Швидкість потоку обертається навколо значення $rps = 0,1 \text{ c}^{-1}$, при якому насос вже не здатний проштовхувати рідину через контур. Можна очікувати, що зворотний потік є значно нижчим в реальності, оскільки опір зазору між роликом і опорною стінкою є помітно нижчим у симуляції.

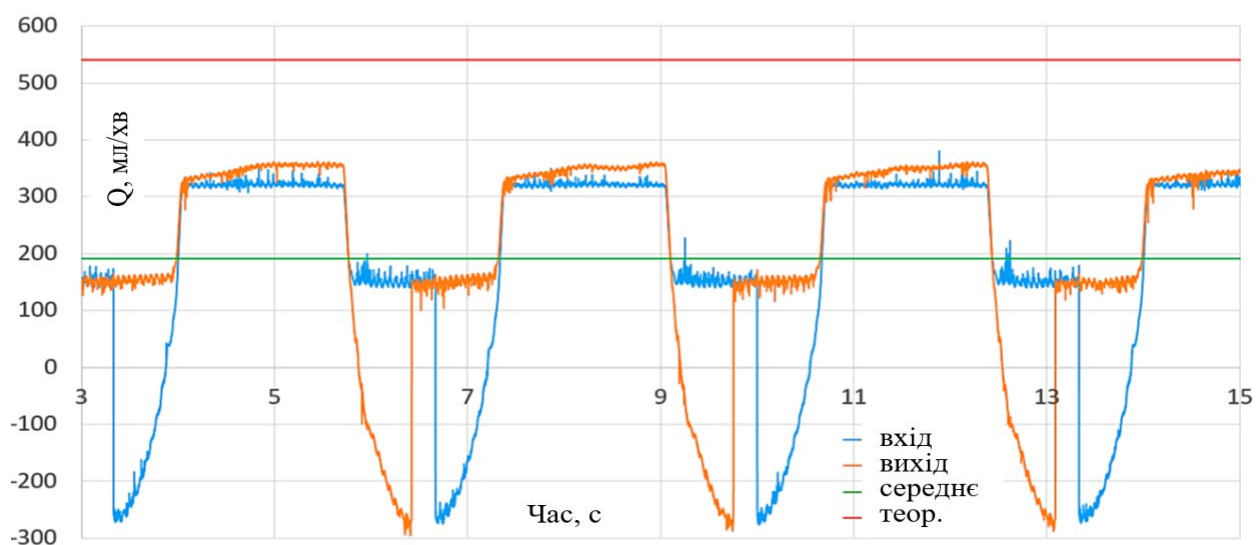


Рисунок 4.6 – Швидкість потоку (конструкція 270° ; $RPS=0,15 \text{ 1/s}$; $d_{\text{tube}}=13 \text{ мм}$)

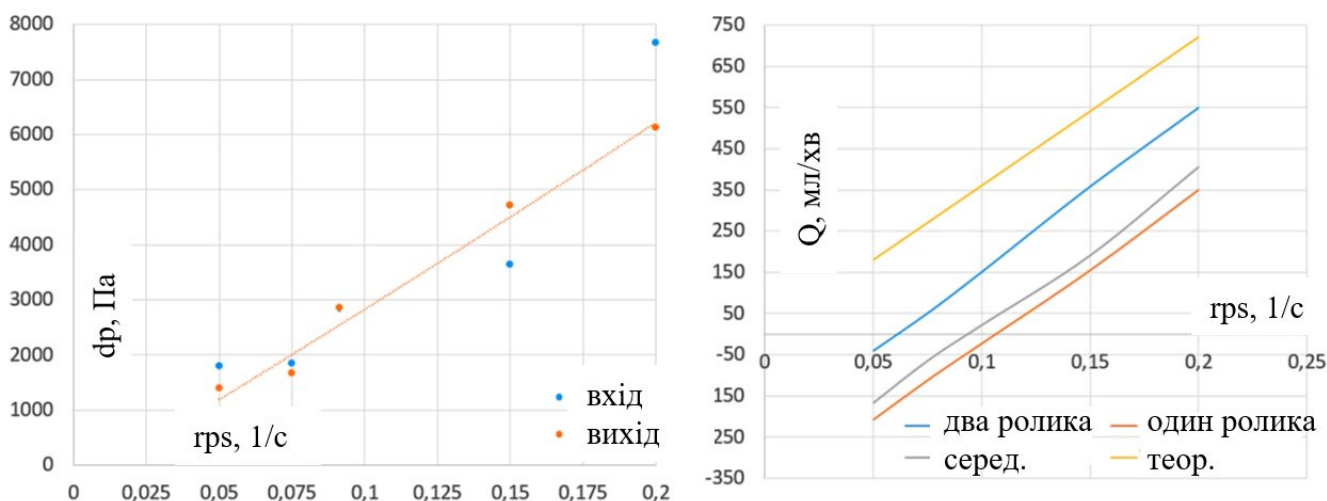


Рисунок 4.7 – Залежність підвищення тиску від об/с (ліворуч), залежність швидкості потоку від об/с (праворуч)

4.5 Третя фаза симуляцій

На третій фазі скрипт, що визначає рух перистальтичного насоса, був адаптований до конструкції на 270° . Скрипт, в основному, залишився незмінним, за винятком зон стискання та розширення, які були налаштовані таким чином, що це призвело до подовження періоду часу, коли обидва ролики стискають трубу. Внутрішній діаметр труби становить 13 мм, діаметр ролика – 30 мм. Значення оборотів за хвилину (rpm) було обране так, щоб відповідати очікуваним оборотам під час експерименту. Симуляція проводилася тільки для умови тиску-тиск, оскільки попередні симуляції з умовою швидкість-тиск не довели свою перевагу.

Оскільки поверхня, яку потрібно змодельовати, більша для фінального дизайну, ніж для попередньо змодельованих геометрій, сітка повинна бути грубіша, щоб залишатися в межах студентської ліцензії. На щастя, грубіша сітка не вплинула на стабільність симуляцій, і всі симуляції були завершені без проблем. Налаштування розв'язувача та динамічної сітки залишилися без змін. Тиск вимірювався на ізоповерхнях на відстані (в напрямку x_1) 0,15 і 0,35 м від координати $[0,0]$, оскільки ізоповерхня, використана на першій фазі симуляцій

($x_1 = 0,1$ м), не здатна вимірювати явища на виході, оскільки другий ролик завжди перебуває між ізоповерхнею та виходом.

На рисунку 4.8 можемо побачити зміну витрати через вхід і вихід для симуляції з $rps = 0,15$ с⁻¹, а також значення теоретичної витрати і середньої витрати. Коли другий ролик стискає трубу, в трубі відбувається зворотний потік, що супроводжується підвищенням тиску так само, як і на першій фазі симуляції з концепцією 180°. Після стабілізації потоку витрата майже вдвічі вища, ніж коли тільки один ролик переміщує рідину через трубу. Можна припустити, що збільшення викликане підвищенням опором проти зворотного потоку через невелику зону перекриття. Можна припустити, що зворотний потік у симуляції є вищим, ніж насправді, оскільки опір корелює з в'язкістю рідини, яка в симуляціях є меншою, ніж насправді. Крім того, втрати через перешкоди в потоці зменшені в 2D симуляціях. Тому різке підвищення опору, викликане другим роликом, призводить до більш різкого зростання витрати у симуляції порівняно з реальною ситуацією. З іншого боку, підвищення витрати компенсується більшими вимогами до двигуна насоса, оскільки обидва ролики стискають трубу.

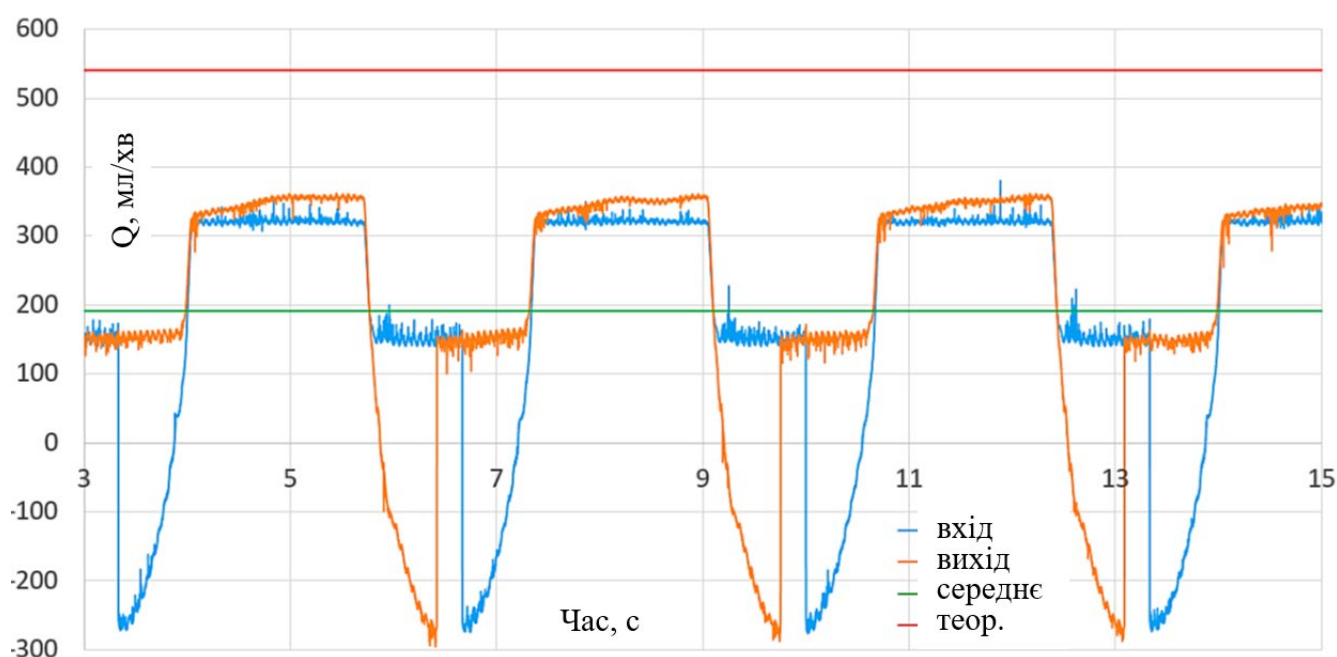


Рисунок 4.8 – Швидкість потоку (конструкція 270°; $RPS=0,15$ 1/s; $d_{tube}=13$ mm)

При порівнянні середньої витрати з теоретичною витратою (рисунок 4.9) видно, що середня симульована витрата є нижчою, на відміну від результатів першої фази симуляції. Порівняння витрат з третьою фазою є ближчим до очікуваних результатів, оскільки тренди кривих більш схожі і залежність від gpr виглядає лінійною. Витрата, отримана з експериментальних досліджень, очікується, що буде дотримуватись подібного тренду, будучи нижчою за теоретичні результати та вищою за симульовані результати. Витрата змінюється навколо значення $gpr = 0,1 \text{ c}^{-1}$, при якому насос більше не здатний прокачувати рідину через систему. Можна очікувати, що зворотний потік насправді буде значно нижчим, оскільки опір щілини між роликом і підтримуючою стінкою є помітно нижчим у симуляції.

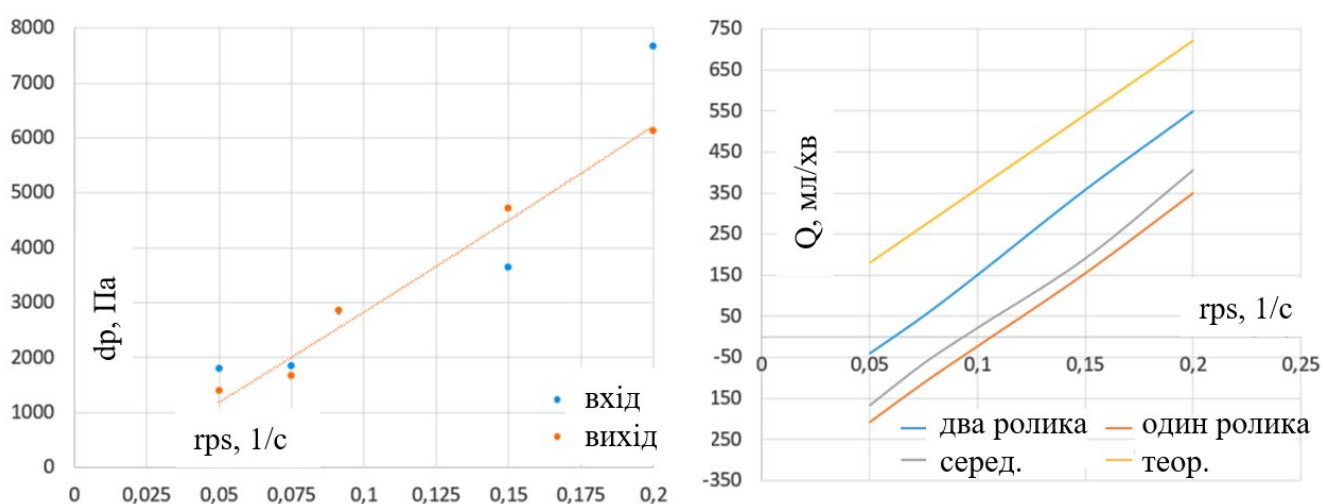


Рисунок 4.14 – Залежність підвищення тиску від об/с (ліворуч), залежність швидкості потоку від об/с (праворуч)

4.6 Висновки з розділу

Використовуючи Simcenter Star-CCM+, була створена 2D чисельна модель роботи перистальтичного насоса. Залежність пульсацій тиску від різних параметрів насоса була розрахована, і на основі цих значень була інтерпольована лінійна функція, що відповідає пульсаціям тиску на виході, отриманим експериментально. 2D модель змогла передбачити залежність

пульсацій тиску від швидкості потоку на виході з відхиленням від 1% до 7%. Відхилення для входу було більш значним, оскільки симульовані пульсації тиску на вході і виході майже ідентичні за величиною, тоді як експеримент показує різницю між пульсаціями тиску на вході та виході. Модель симуляції може бути використана для швидкої перевірки впливу різних параметрів насоса на величину пульсацій тиску.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці є важливою складовою безпечної діяльності на будь-якому виробничому об'єкті, особливо в сільському господарстві, де використовуються складні механізми, такі як доїльні установки. Під час експлуатації систем промивання доїльної установки на фермі великої рогатої худоби працівники стикаються з багатьма небезпечними та шкідливими факторами, що можуть негативно впливати на їхнє здоров'я і життя. У цьому розділі буде розглянуто основні небезпечні та шкідливі фактори, які можуть виникати в робочому середовищі, методи захисту від них, а також правила безпечного виконання робіт і дії під час надзвичайних ситуацій.

Одним з головних небезпечних факторів при експлуатації системи промивання доїльної установки є “хімічний вплив”. Під час очищення та дезінфекції обладнання використовуються миючі засоби, які можуть містити агресивні речовини. Вони можуть спричиняти подразнення шкіри, слизових оболонок або дихальних шляхів працівників. Крім того, деякі хімічні речовини можуть бути небезпечними при вдиханні парів або при контакті з очима. Важливим є те, що працівники часто не приділяють достатньої уваги використанню індивідуальних засобів захисту (ІЗЗ), що призводить до підвищеного ризику травмування або інтоксикації.

Фізичні фактори також є важливою складовою безпеки в робочому середовищі. Під час роботи з доїльною установкою і промивною системою працівники можуть зазнавати впливу підвищеної вологості, що виникає внаслідок використання великої кількості води для очищення. Це може призвести до ризику переохолодження або розвитку захворювань, особливо якщо не дотримуватись гігієнічних норм. Крім того, високий рівень шуму, що виникає під час роботи установки, може негативно вплинути на слух працівників, а тривалий вплив шуму може призводити до погіршення слухових здібностей.

Ще одним фізичним фактором є *електрична небезпека*. Система доїльної установки працює на електроприводах, тому існує ризик ураження електричним струмом. Це може статися через несправності в електрообладнанні, недбале поводження з проводами, або вологість, що підвищує ризик короткого замикання. Особливу увагу слід приділяти технічному стану електричних з'єднань і регулярній перевірці обладнання для запобігання нещасним випадкам.

Крім того, при експлуатації системи промивання доїльної установки працівники можуть стикатися з *механічними ризиками*. Це включає можливість травмування рухомими частинами установки під час її очищення або ремонту. Недотримання правил техніки безпеки може призвести до порізів, забоїв або серйозніших ушкоджень. Особливо небезпечно проводити роботи без відключення установки від мережі, оскільки це може призвести до травмування працівника внаслідок випадкового ввімкнення механізмів.

Ще одним важливим аспектом є *біологічні фактори*. Відходи, які виникають під час доїння, включаючи молоко, органічні залишки та забруднення, можуть містити патогенні мікроорганізми. Контакт з ними може призводити до інфекційних захворювань або інших негативних наслідків для здоров'я працівників. Особливо небезпечні ситуації, коли в умовах підвищеної вологості створюється сприятливе середовище для розвитку бактерій.

Щоб забезпечити належний рівень безпеки на робочому місці, необхідно застосовувати низку *методів захисту працівників*. Один з основних методів — це використання індивідуальних засобів захисту. Працівники повинні мати захисні окуляри, маски, рукавички та водонепроникні костюми, що забезпечать захист від агресивних миючих засобів, гарячої води і забруднень. Особливу увагу слід приділити рукавичкам і взуттю, оскільки контакт з агресивними хімічними речовинами і вода можуть призвести до подразнень або опіків.

Для запобігання ураженню електричним струмом слід обов'язково контролювати стан електрообладнання. Воно повинно бути заземлене та захищене від вологи. Рекомендується встановлювати захисні автоматичні

вимикачі на електропристрої, що використовуються в доїльній установці. Також необхідно проводити регулярні перевірки ізоляції проводів і технічного стану електромережі.

У приміщеннях, де експлуатуються доїльні установки, слід встановити *системи вентиляції*, щоб забезпечити належний повітрообмін і видалення парів миючих засобів та вологи. Це допоможе знизити ризик захворювань, пов'язаних з вологістю, а також запобігти утворенню агресивного середовища для дихальних шляхів.

Для безпечної роботи з системою промивання доїльної установки необхідно дотримуватися *правил безпечного виконання робіт*. Перед початком роботи працівник повинен перевірити стан установки та переконатися у відсутності будь-яких несправностей або пошкоджень. Якщо під час експлуатації виникають несправності, слід негайно вимкнути обладнання та повідомити про це керівника. Забороняється самостійно ремонтувати електрообладнання без спеціальної кваліфікації.

Під час роботи з миючими засобами необхідно використовувати лише ті хімічні речовини, які рекомендовані виробником обладнання. Змішування різних засобів може призвести до хімічних реакцій, які можуть спричинити виділення токсичних парів або інших небезпечних речовин. При роботі з хімічними речовинами обов'язкове використання засобів захисту для очей, дихальних шляхів та шкіри.

Під час проведення робіт з очищення доїльної установки всі механізми повинні бути вимкнені, щоб запобігти травмуванню. Роботи з промивання повинні проводитися при вимкненій установці, крім тих операцій, де потрібно короткочасне включення системи для забезпечення технологічного процесу промивання.

У випадку виникнення *надзвичайних ситуацій* слід діяти швидко та відповідно до інструкцій. У разі ураження електричним струмом необхідно негайно вимкнути електроживлення і, якщо це можливо, надати першу допомогу постраждалому. Якщо сталася хімічна травма, слід негайно промити

уражену ділянку шкіри або очі великою кількістю води і звернутися до медичного персоналу.

У разі пожежі, пов'язаної з роботою доїльної установки, необхідно негайно евакуювати працівників з небезпечної зони, викликати пожежну службу і, якщо це безпечно, скористатися первинними засобами пожежогасіння. Важливо пам'ятати, що гасити пожежу електрообладнання водою заборонено — слід використовувати спеціальні вогнегасники для гасіння електричних пристроїв.

Дотримання цих заходів безпеки та своєчасна реакція на надзвичайні ситуації дозволяють мінімізувати ризики для здоров'я і життя працівників, а також забезпечити безперебійну роботу фермерського господарства. Охорона праці в сільському господарстві є невід'ємною частиною безпечного виробничого процесу, і її належне впровадження сприяє не лише збереженню здоров'я працівників, а й ефективності роботи всієї ферми.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА СИСТЕМИ ПРОМИВАННЯ ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Для розрахунку економічної ефективності перистальтичного насоса системи промивання доїльної установки в порівнянні з базовим варіантом (насос мембранний), потрібно врахувати кілька ключових показників: витрати на оплату праці, амортизацію, витрати на ремонт, загальні витрати, річний економічний ефект та строк окупності додаткових капіталовкладень. Цей аналіз дозволить оцінити, наскільки вигідним є застосування перистальтичного насоса порівняно з традиційними мембранним насосом.

Витрати на оплату праці. У базовому варіанті потрібен один працівник, який витрачає 1 годину на день для обслуговування системи промивання. Припустимо, що заробітна плата працівника становить 10 000 грн на місяць за 160 робочих годин. Тоді вартість однієї години праці становить: $10\,000\text{ грн} / 160\text{ годин} = 62,5\text{ грн за годину}$.

Для базового варіанту, витрати на оплату праці становлять: $62,5\text{ грн} * 125\text{ днів} = 7\,812,5\text{ грн на рік}$.

При використанні перистальтичного насоса, можливо, працівник буде потрібен лише для періодичного контролю, наприклад, 1 годину на тиждень, що дає: $62,5\text{ грн} * 52\text{ тижні} = 3\,250\text{ грн на рік}$.

Отже, економія на витратах на оплату праці при використанні перистальтичного насоса становить: $22\,812,5\text{ грн} - 3\,250\text{ грн} = 4\,562,5\text{ грн на рік}$.

Амортизація. Розрахуємо амортизаційні витрати, враховуючи, що вартість базового варіанту системи промивання становить 10 000 грн, а вартість перистальтичного насоса – 15 000 грн. Припустимо, що термін амортизації становить 5 років.

Для базового варіанту: $10\,000\text{ грн} / 5\text{ років} = 2\,000\text{ грн на рік}$.

Для перистальтичного насоса: $15\,000\text{ грн} / 5\text{ років} = 3\,000\text{ грн на рік}$.

Різниця в амортизаційних витратах: $3\ 000\ \text{грн} - 2\ 000\ \text{грн} = 1\ 000\ \text{грн}$ на рік.

Витрати на ремонт. Припустимо, що базовий варіант потребує витрат на ремонт у розмірі $1\ 000\ \text{грн}$ на рік, а перистальтичний насос – $500\ \text{грн}$ на рік.

Економія на витратах на ремонт: $1\ 000\ \text{грн} - 500\ \text{грн} = 500\ \text{грн}$ на рік.

Загальні витрати. Розрахуємо загальні річні витрати для кожного варіанту.

Для базового варіанту: $7\ 812,5\ \text{грн}$ (зарплата) + $2\ 000\ \text{грн}$ (амортизація) + $1\ 000\ \text{грн}$ (ремонт) = $10\ 812,5\ \text{грн}$ на рік.

Для перистальтичного насоса: $3\ 250\ \text{грн}$ (зарплата) + $3\ 000\ \text{грн}$ (амортизація) + $500\ \text{грн}$ (ремонт) = $6\ 750\ \text{грн}$ на рік.

Отже, загальні витрати на перистальтичний насос зменшуються на: $10\ 812,5\ \text{грн} - 6\ 750\ \text{грн} = 4\ 062,5\ \text{грн}$ на рік.

Річний економічний ефект. Річний економічний ефект використання перистальтичного насоса становить $4\ 062,5\ \text{грн}$ на рік.

Строк окупності додаткових капіталовкладень. Додаткові капіталовкладення при переході на перистальтичний насос становлять: $15\ 000\ \text{грн} - 10\ 000\ \text{грн} = 5\ 000\ \text{грн}$.

Строк окупності: $5\ 000\ \text{грн} / 4\ 062,5\ \text{грн} \approx 1,23$ роки.

Використання перистальтичного насоса в системі промивання доїльної установки є значно економічно вигіднішим за базовий варіант (насос мембранний). Основні переваги – зниження витрат на оплату праці та ремонти, хоча амортизаційні витрати дещо збільшуються. Річний економічний ефект становить $4\ 062,5\ \text{грн}$, а додаткові капіталовкладення окупаються всього за 1,23 роки.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз систем промивання доїльних установок показав, що, незважаючи на різноманітність типів обладнання та умов експлуатації, головною метою вдосконалення цих систем є зменшення ресурсоспоживання та забезпечення належної якості очищення. Одним з важливих елементів системи промивання доїльної установки є насос перистальтичного типу для дозування миючої рідини, який впливає на її витрати і як наслідок на економію коштів. Аналіз конструкцій перистальтичних насосів показує, що, незважаючи на їхню історичну еволюцію та різноманітність конструкцій, перистальтичні насоси продовжують бути ефективними для точного дозування рідин завдяки своїм основним перевагам: герметичності, високій точності дозування, універсальності щодо в'язкості продуктів, гігієнічності та простоті обслуговування. Сучасні конструкції з роликами значно переважають старі моделі з черевиками завдяки кращій економічності і довговічності, що робить їх оптимальним вибором для широкого спектра застосувань.

2. На основі інформації, отриманої шляхом аналітичного аналізу та чисельних симуляцій, спроектовано робочий перистальтичний насос, що використовує запропоновані модифікації, які ведуть до зменшення пульсацій тиску. Також створено чисельну модель в Simcenter Star-CCM+, яка симулює роботу перистальтичного насоса та ефективно передбачає залежність пульсацій тиску від різних параметрів насоса.

3. Завдяки проведеній аналітичній роботі була розроблена нова концепція для зменшення пульсацій тиску. Ця концепція використовує прискорення другого ролика для збільшення тиску в об'ємі між роликами, що призводить до зниження різниці тиску перед і за виходом ролика. Очікується, що зниження різниці тиску призведе до зменшення пульсацій тиску на виході, оскільки зменшиться реверс потоку.

4. Використовуючи Simcenter Star-CCM+, була створена 3D чисельна модель роботи перистальтичного насоса. Залежність пульсацій тиску від різних

параметрів насоса була розрахована, і на основі цих значень була інтерпольована лінійна функція, що відповідає пульсаціям тиску на виході, отриманим експериментально. 3D модель змогла передбачити залежність пульсацій тиску від швидкості потоку на виході з відхиленням від 1 % до 7 %. Відхилення для входу було більш значним, оскільки симульовані пульсації тиску на вході і виході майже ідентичні за величиною. Модель симуляції може бути використана для швидкої перевірки впливу різних параметрів насоса на величину пульсацій тиску.

5. Використання перистальтичного насоса в системі промивання доїльної установки є значно економічно вигіднішим за базовий варіант (насос мембранний). Основні переваги – зниження витрат на оплату праці та ремонти, хоча амортизаційні витрати дещо збільшуються. Річний економічний ефект становить 4 062,5 грн, а додаткові капіталовкладення окупаються всього за 1,23 роки.

Бібліографія

1. ДСТУ 3662-97. (1997). Молоко коров'яче незбиране. Вимоги до закупівлі. К.: Держспоживстандарт України.
2. ДСТУ 3662:2018. (2019). Молоко-сировина коров'яче. Технічні умови. К.: ДП «УкрНДНЦ».
3. ДСТУ 7357:2013. (2013). Молоко та молочні продукти. Методи мікробіологічного контролювання. К.: ДП «УкрНДНЦ».
4. ДСТУ 7089:2009. (2009). Молоко і молочні продукти. Методика підрахування кількості мезофільних аеробних та факультативно-анаеробних мікроорганізмів, дріжджів і плісневих грибів за допомогою пластин. К.: ДП «УкрНДНЦ».
5. ДСТУ ISO 4833:2006. (2006). Мікробіологія харчових продуктів і кормів для тварин. Горизонтальний метод підрахунку мікроорганізмів. Техніка підрахування колоній за температури 30 °С. К. : ДП «УкрНДНЦ».
6. ДСТУ IDF 100B:2003. (2003). Молоко і молочні продукти. Визначення кількості мікроорганізмів. Метод підрахунку колоній за температури 30 °С. К.: ДП «УкрНДНЦ».
7. ДСТУ ISO 13366-1/IDF 148-1:2014. (2014). Молоко. Підрахування соматичних клітин. Частина 1. Мікроскопічний (контрольний) метод). К.: ДП «УкрНДНЦ».
8. ДСТУ ISO 13366-2/IDF 148-2:2014. (2014). Молоко. Підрахування соматичних клітин. Частина 2. Настанови щодо використання флуоро-оптоелектронних лічильників. К.: ДП «УкрНДНЦ».
9. ДСТУ 7672:2014. (2014). Молоко коров'яче. Визначення кількості соматичних клітин методом проточної цитометрії (експрес-метод). К.: ДП «УкрНДНЦ».
10. 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

11. 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.
12. Paliy A., Aliiev E., Nanka A., Bogomolov O., Bredixin V., Paliy A., Shkromada O., Musiienko Y., Stockiy A., Grebenik N.. Identifying changes in the technical parameters of milking rubber under industrial conditions to elucidate their effect on the milking process. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 3, Issue 1 (111), 2021. 21–29. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.231917>
13. Gunko I., Babyn I., Aliiev E., Yaropud V., Hrytsun A. Research into operating modes of the air injector of the milking parlor flushing system. *U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 83, Issue 2, 2021. 297–310.* https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rez4fb_469127.pdf
14. Paliy, A., Aliiev, E., Paliy, A., Nechyporenko, O., Baidevliatova, Y., Baydevliatov, Y., Lazorenko, A., Ukhovskyi, V., Korniienko, L., Sharandak, P. (2021). Determining the efficiency of cleaning a milk line made from different materials from contaminants. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (1 (112)), 76–85. Doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.237070>
15. Paliy, A., Aliiev, E., Paliy, A., Ishchenko, K., Lukyanov, I., Dobrovolsky, V., Yurchenko, O., Chekan, O., Dedilova, T., & Musiienko, Y. (2021). Revealing changes in the technical parameters of the teat cup liners of milking machines during testing and production conditions. *EUREKA: Physics and Engineering*, (6), 102-111. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2021.002056>
16. Бабин, І. А. (2018). Дослідження метрологічних характеристик пристрою для вимірювання вакуумметричних параметрів лінії промивання доїльної установки. *Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. Вінниця. 3 (102). С. 5-10.*

17. Бабин, І. А. (2019). Фізико-математичний апарат руху двофазного мийного розчину по молокопровідній лінії. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. Вінниця. 1 (104). С. 5-12.

18. Пришляк, В. М., Бабин, І. А. (2019). Результати досліджень фотодатчика визначення забрудненості молокопровідної лінії. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 49. Кропивницький: ЦНТУ. С. 206-212.

19. Бабин, І. А. (2019). Аналіз сучасних автоматичних способів промивання доїльних установок. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. Вінниця. 3 (106). С. 13-17.

20. Бабин, І. А. (2019). Обґрунтування режимів роботи системи промивання молокопроводів доїльної установки. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. Вінниця. 4 (107). С. 89-99.

21. Pryshliak Viktor, Babyn Igor (2019). Justification of the modes of the milk washing system of the milking installation. ТЕКА. Quarterly journal of agri-food industry. Vol. 19. No. 4. P. 5-12.

22. Гунько І. В., Бабин І. А., Пришляк В. М. (2020). Експериментальні дослідження режимів роботи повітряного інжектора системи промивання молокопроводів доїльної установки. Наукові горизонти. № 03 (88). С. 44-53.

23. How a Peristaltic Pump works. In: <https://www.michael-smith-engineers.co.uk> [online]. Michael Smith Engineers [cit. 2019-05-20]. Available from: <https://www.michael-smith-engineers.co.uk/mse/uploads/resources/literature/Ismatec/How-a-Peristaltic-Pump-Works.pdf>

24. Cengel, Yunus A., John M. Cimbala. Fluid mechanics: fundamentals and applications. 2nd ed. Boston: McGraw-Hill Higher Education, 2010. ISBN 00-772-9546-3.

25. Treutel C. Peristaltic pumps in the food industry. *Pumps & Systems*. – Birmingham, USA: Cahaba Media Group, July 2007. P. 28–31.
26. Allen E.E. Instrument for transfusion of blood. Patenr US № 249285, 08.11.1881.
27. Porter R., Bradley J.D. Rotary Pump Patenr US № 12753, 17.04.1855.
28. Loudin T. The evolution of peristaltic pump. *Pumpengineer*. Zutphen, Netherlands: KCI Publishing, September 2007. P. 44–47.
29. Skafte-Pedersen P., Hemmingsen M., Blaga F.S., Bruus H., Dufva M. A self-contained, programmable microfluidic cell culture system with real-time microscopy access. *Biomed Microdevices*. Springer Science, Business Media. 2011. P. 385–399. DOI: 10.1007/s10544-011-9615-6
30. Daniel Minarik D., Beck J.E. Peristaltic pump having means for reducing flow pulsation. Patenr US № 5257917, 02.11.1993.
31. Jönsson A., Toppi A., Dufva M. The FAST Pump, a low-cost, easy to fabricate, SLA-3D-printed peristaltic pump for multi-channel systems in any lab // *HardwareX*. Elsevier. 2020, 45 p. DOI: 10.1016/j.ohx.2020.e00115
32. Liermann M. Active Pneumatic Pulsation Damper for Peristaltic Pump Flow Loops. *Proceedings of the 2016 Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC2016, Bath, England*. 20 16, 9 p.
33. Hoffmeier K.L., Hoffman D., Feller K.-H. A First Inherently Pulsation Free Peristaltic Pump. 58th Ilmenau scientific colloquium, Technische Universität Ilmenau, 08–12 September 2014. 11 p.
34. Lin Q., Yang B., Xie J., Tai Y. Dynamic simulation of a peristaltic micropump considering coupled fluid flow and structural motion. *Journal of micromechanics and microengineering*. – UK, Institute of physics publishing: IOP Publishing Ltd, 2006. No. 17. P. 220–228.
35. Trencle F., Haeberle S., Zengerle R. Normally-closed peristaltic micropump with re-usable actuator and disposable fluidic chip. *Sensors and Actuators B: Chemical*. – Elsevier Science, 2011. 154. P. 137–141. DOI: 10.1016/j.snb.2009.12.069

36. ISO 3918. (2007). Milking machine installations – Vocabulary. Geneva, Switzerland: The International for Standardization Organization. 42 p.
37. ISO 5707. (2007). Milking machine installations – Construction and performance. Geneva, Switzerland: The International for Standardization Organization. 52 p.
38. ISO 6690. (2007). Milking machine installations – Mechanical tests. Geneva, Switzerland: The International for Standardization Organization. 46 p.
39. Линник Ю. Шляхи усунення дестабілізації вакуумного режиму доїльних установок. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. пр. ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. Дослідницьке, 2014. № 18 (32). С. 278–283.
40. Москаленко С., Ліщинский С. (2010). Методика комплексної оцінки ефективної експлуатації доїльних установок. Техніка і технологія АПК. № 8 (11). УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. С. 29–31.
41. Фененко, А. І. (1997). Техніко-технологічні аспекти удосконалення молоковакуумних систем доїльних установок: дис. доктора техн. наук: 05.20.01. Глеваха: ІМЕСГ УААН. 358 с.
42. Фененко, А. І. (2008). Техніко-технологічні параметри біотехнічної ланки «машина-тварина» процесу виробництва молока. Молочное дело. № 3. С. 50–51.

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

**Обґрунтування конструктивно-режимних параметрів
перистальтичного насоса системи промивання доїльної установки**

Додатки

Виконав: магістрант групи МгАІз-1-23
Красоха Наталія Вячеславівна

Керівник: доктор філософії
Лушко Кристина Олегівна

Дніпро, 2024

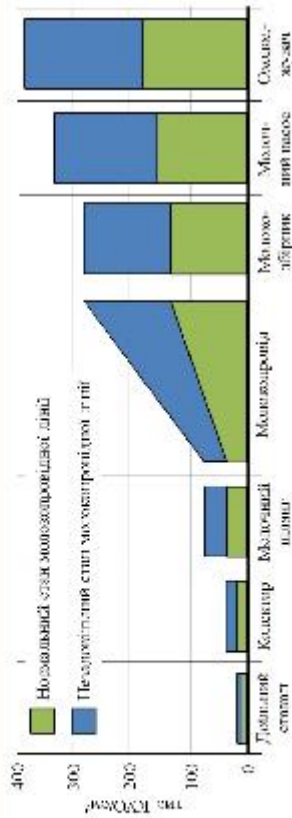
Мета досліджень – підвищення ефективності роботи насоса перистальтичного типу шляхом обґрунтування його конструктивно-технологічних параметрів.

Для досягнення цієї мети передбачається виконати наступні задачі досліджень:

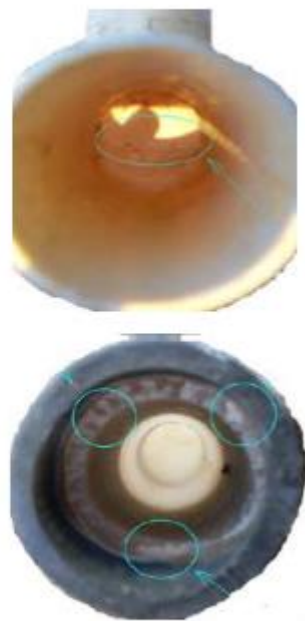
1. Проаналізувати існуючі системи промивання доільних установок, їх конструктивні особливості, переваги та недоліки, з метою обґрунтування вибору технологічно та економічно ефективного варіанта.
2. Дослідити конструкції насосів перистальтичного принципу дії, їх недоліки та переваги, а також обґрунтувати вибір сучасної конструкції для використання в системах промивання доільних установок.
3. Розробити фізико-математичну модель роботи перистальтичного насоса, яка описує взаємозв'язок параметрів конструкції, робочих умов і нульової тиску, та провести її аналітичний аналіз.
4. Створити чисельну модель роботи перистальтичного насоса на основі вхідних параметрів, визначити спрощення та припущення, провести симуляції з урахуванням фаз роботи та впливу конструктивних змін.
5. Оцінити економічність ефективність використання перистальтичного насоса в системах промивання доільних установок, враховуючи витрати на експлуатацію, технічне обслуговування, економію ресурсів та термін окупності інвестицій.

Стан і напрями досліджень

3



Динаміка об'ємного обміну молока під час його переміщення молокопроводами додільної установки



Фрагменти механічних забруднень на окремих ділянках молокопроводних систем

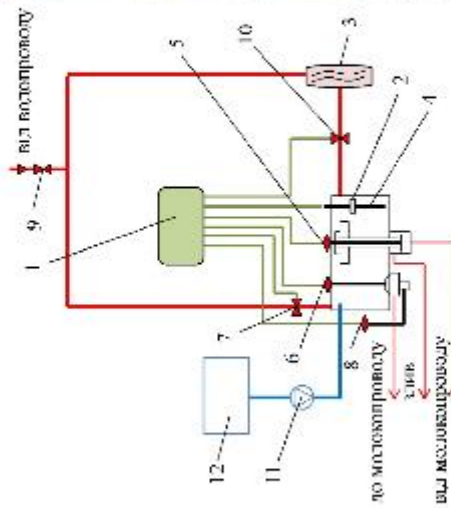
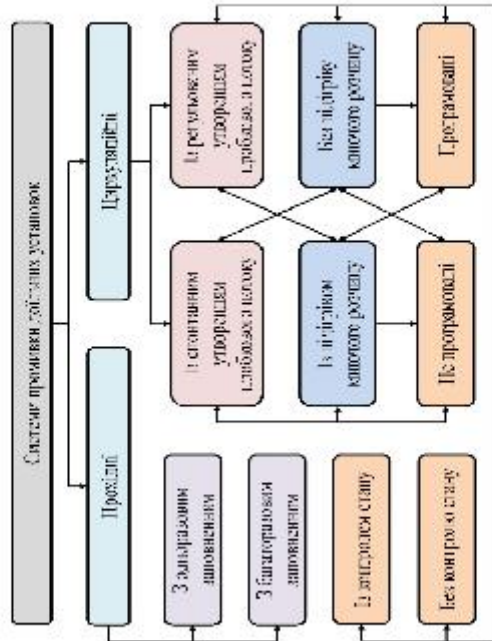
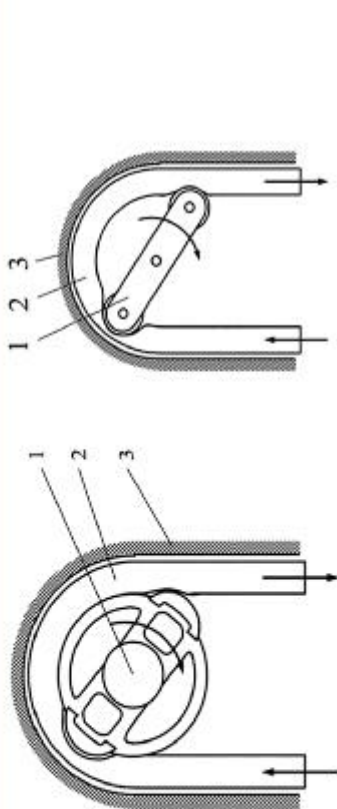


Схема технологічна (а) і вигляд загальної (б) автоматизованої технології (ТДВ «Брацлав»)



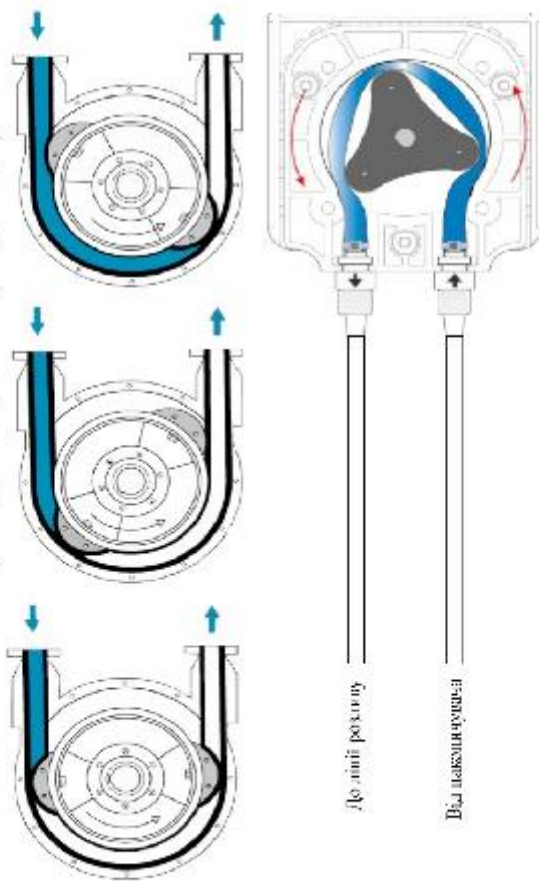
Загальна схема системи промивання додільної установки

Методика чисельного моделювання процесу роботи перистальтичного насоса 4



Найбільш поширені в даній час конструкції перистальтичних насосів:

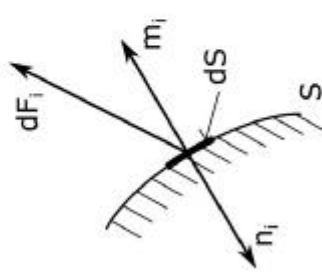
а) з черевцями як вищавит; б) з роликами як вищавит; 1 – ротор з вищавими елементами; 2 – пружинний робочий орган; 3 – корпус



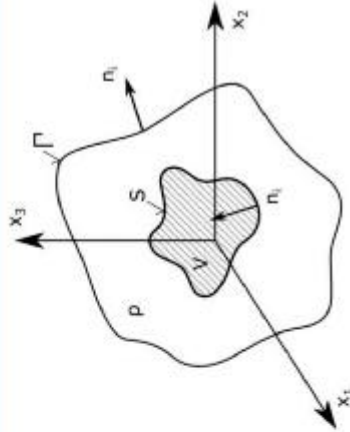
Принцип дії перистальтичного насоса



Зовнішній вигляд деяких перистальтичних насосів



Сила на поверхневому елементі



Тверде тіло в закритому об'ємі рідини

Сила, що діє на тверде тіло в рідині

$$F_i = \int_{\theta=\Gamma_{0S}} \left(\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} x_i + \rho (v_i v_i) - (\rho g, x_i) \right) n_j d\theta - \int_{\Gamma} \sigma_{ij} n_j d\Gamma.$$

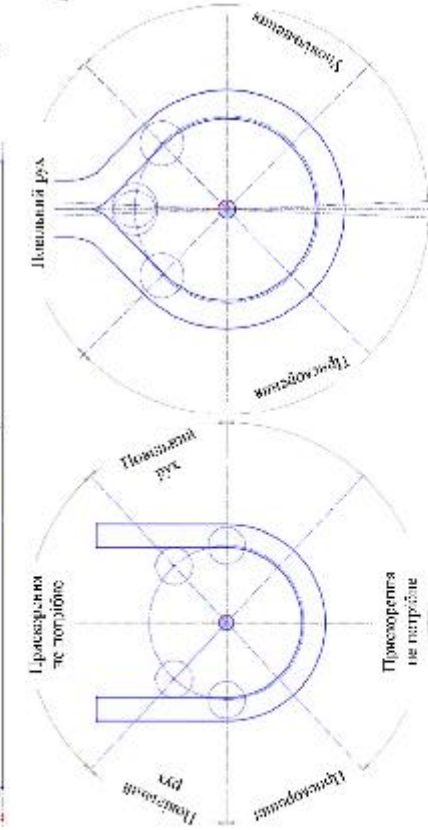
Припущення:

- компонента гравітації є незначною в порівнянні з іншими компонентами рівняння $\rightarrow \xi_i = 0$;
- нестискаєма рідина та постійна густина $\rightarrow dv_i/dx_i = 0$; $\rho = const$;
- трубка вважається лінійною (кривина ігнорується)
- /повимірний простір ($i = 1, 2$)



Аналіз нериснальничного руху

$$F_1 = \rho \int_{S_1} v_1 v_n dS - \rho \int_{S_2} v_2^2 dS_2 + \rho \int_{S_1} v_1^2 dS_1 + \int_{S_1} p dS_1 + \int_{S_2} p dS_2.$$



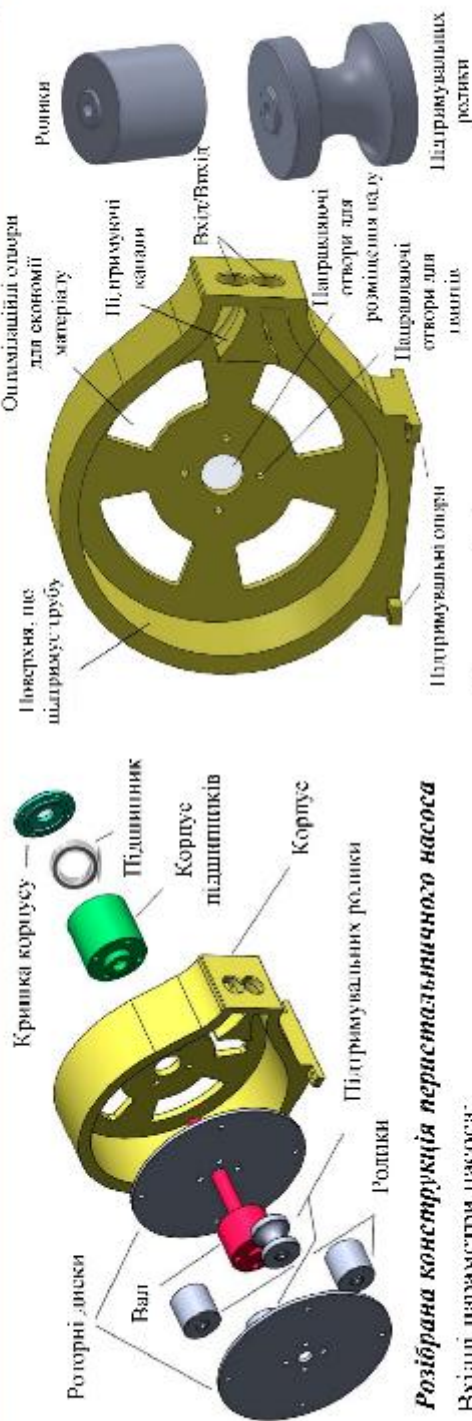
Деформація трубки
Результати числових розрахунків

| Варіант | F_1 [Н] | $M_{c,1}$ [Н м] | P_0 [Вт] |
|---------|-----------|-----------------|------------|
| d15 B20 | 49,63 | 3,995 | 1,742 |
| d15 B25 | 38,66 | 3,112 | 1,329 |
| d15 B30 | 38,66 | 3,112 | 1,329 |
| d10 B20 | 42 | 3,276 | 0,83 |
| d10 B25 | 41,8 | 3,26 | 0,818 |
| d10 B30 | 41 | 3,198 | 0,794 |

Концепція перистальтичного насоса на 180° і 270°

d діаметр трубки, B діаметр ролика

Методика чисельного моделювання процесу роботи перистальтичного насоса 6



Розібрана конструкція перистальтичного насоса

Вхідні параметри насоса:

- діаметр корпусу: $D = 160$ мм;
- діаметр підтримувального ролика: $d_{roller} = 30$ мм;
- кількість роликів: $N_{roller} = 2$;
- кількість підтримувальних роликів: $N_{sup} = 2$;
- трубка Lugon,
- внутрішній діаметр трубки: $d_{tube} = 10$ мм;
- товщина стінки трубки: $t = 1,5$ мм;
- коефіцієнт стиснення: $O_c = 0,2$ (20% фіксовано).
- зазор між роликком і корпусом: $s = 2t(1 - O_c) = 2,4$ мм

- перетин трубки $S_{tube} = \frac{\pi d_{tube}^2}{4} = 132,7 \text{ mm}^2$

- довжина між роликками $l_{180} = \pi \left(\frac{D}{2} + \left(\frac{D}{2} - d_{tube} \right) \right) - \frac{D_{roller}}{2} = 226,2 \text{ mm}$

- об'єм між роликками

$$V_g = S_{tube} l_{180} = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

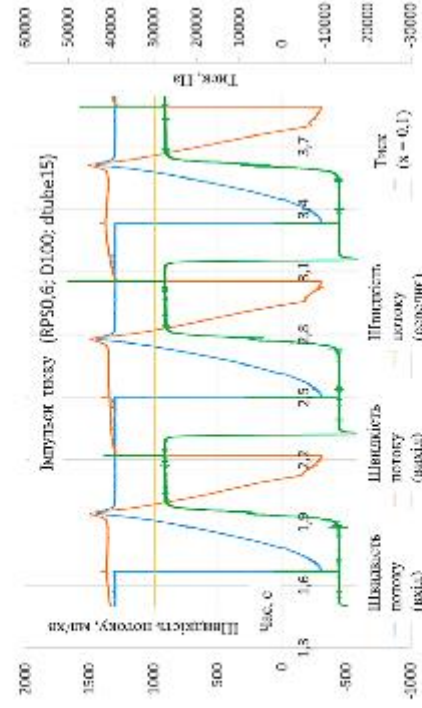
Конструкція бізового перистальтичного насоса



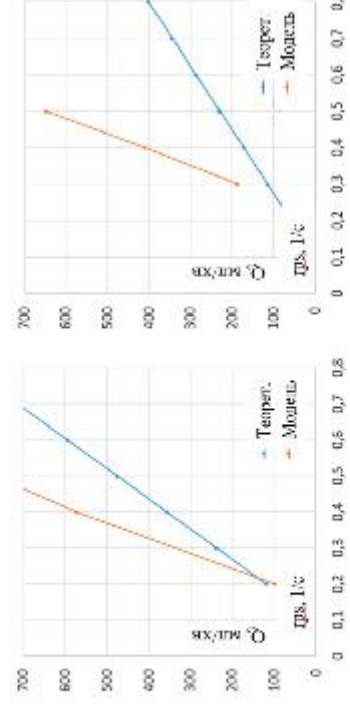
Стіткова модель

Результати чисельного моделювання процесу роботи перистальтичного насоса 7

Перша фаза симуляції

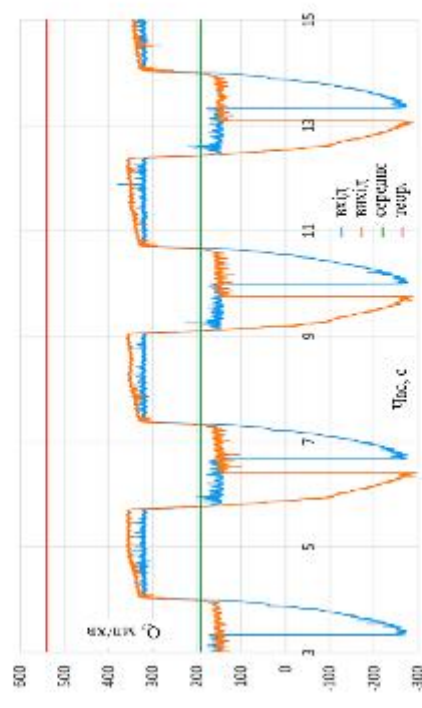


Матриця тиску та швидкості потоку під час стиснення та декомпресії

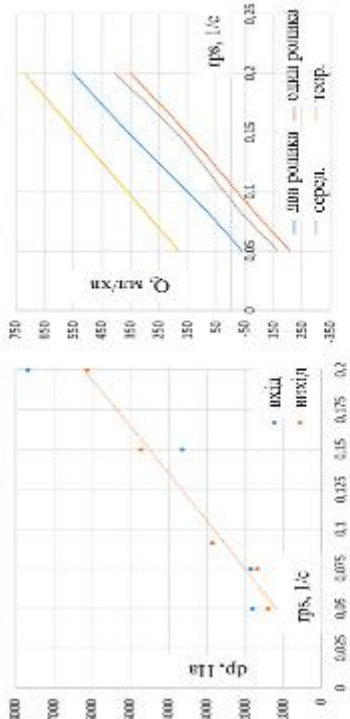


Різниця між теоретичною витратою та витратою, отриманою з моделювання; D100 d15 (ліворуч); D100 d10 (справа)

Друга фаза симуляцій



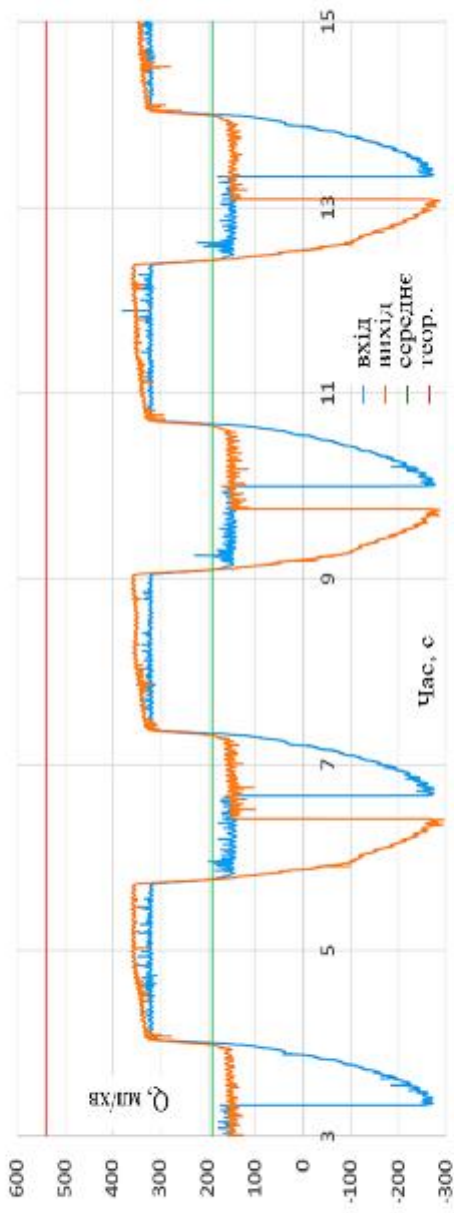
Швидкість потоку (конструкція 270°; RPS=0,15 l/c; d=15 мм)



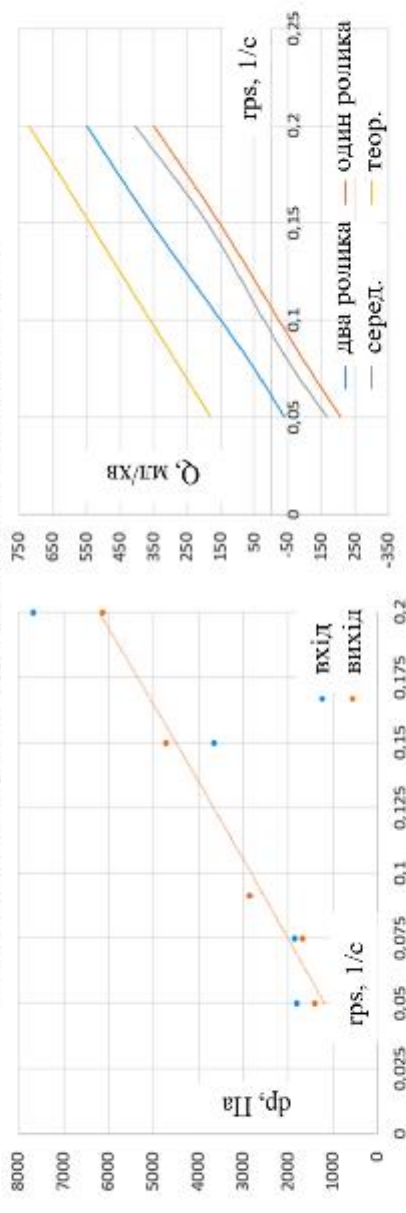
Залежність підвищення тиску від частоти обертання (ліворуч), залежність швидкості потоку від частоти обертання (праворуч)

Результати чисельного моделювання процесу роботи перистальтичного насоса 8

Третя фаза симуляції



Швидкість потоку (конструкція 270°; $RP5=0,15$ 1/с, $d=15$ мм)



Залежність підвищення тиску від частоти обертання (ліворуч), залежність швидкості потоку від частоти обертання (праворуч)

Економічна ефективність перистальтичного насоса системи промивання 9

| Показник | Базовий варіант (мембранний насос) | Перистальтичний насос | Економія / Додаткові витрати |
|----------------------------------|---------------------------------------|--------------------------|---------------------------------|
| Ціна насоса, грн | 10 000 | 15 000 | -5 000 |
| Витрати на оплату праці, грн/рік | 7 812,5 | 3 250 | 4 562,5 |
| Амортизація, грн/рік | 2 000 | 3 000 | -1 000 |
| Витрати на ремонт, грн/рік | 1 000 | 500 | 500 |
| Загальні витрати, грн/рік | 10 812,5 | 6 750 | 4 062,5 |
| Додаткові капіталовкладення, грн | — | 5 000 | — |
| Річний економічний ефект, грн | — | — | 4 062,5 |
| Строк окупності, років | — | — | 1,23 |

1. Аналіз систем промивання доїльних установок показав, що, незважаючи на різноманітність типів обладнання та умов експлуатації, головною метою вдосконалення цих систем є зменшення ресурсоспоживання та забезпечення належної якості очищення. Одним з важливих елементів системи промивання доїльної установки є насос перистальтичного типу для дозування миючої рідини, який впливає на її витрати і як наслідок на економію коштів. Аналіз конструкцій перистальтичних насосів показує, що, незважаючи на їхню історичну еволюцію та різноманітність конструкцій, перистальтичні насоси продовжують бути ефективними для точного дозування рідин завдяки своїм основним перевагам: герметичності, високій точності дозування, універсальності щодо в'язкості продуктів, гігієнічності та простоті обслуговування. Сучасні конструкції з роликками значно переважають старі моделі з черевиками завдяки кращій економічності і довговічності, що робить їх оптимальним вибором для широкого спектра застосувань.
2. На основі інформації, отриманої шляхом аналітичного аналізу та чисельних симуляцій, запропоновано робочий перистальтичний насос, що використовує запропоновані модифікації, які ведуть до зменшення пульсацій тиску. Також створено чисельну модель в Simscinet Stag-CCM+, яка симулює роботу перистальтичного насоса та ефективно передбачає залежність пульсації тиску від різних параметрів насоса.
3. Завдяки проведеному аналітичній роботі була розроблена нова концепція для зменшення пульсації тиску. Ця концепція використовує прискорення другого ролика для збільшення тиску в об'ємі між роликками, що призводить до зниження різниці тиску перед і за виходом ролика. Очікується, що зниження різниці тиску призведе до зменшення пульсації тиску на виході, оскільки зменшиться реверс поточку.
4. Використовуючи Simscinet Stag-CCM+, була створена 3D чисельна модель роботи перистальтичного насоса. Залежність пульсації тиску від різних параметрів насоса була розрахована, і на основі цих значень була інтерпольована лінійна функція, що відповідає пульсаціям тиску на виході, отриманим експериментально. 3D модель змогла передбачити залежність пульсації тиску від швидкості потоку на виході з відхиленням від 1% до 7%. Відхилення для входу було більш значним, оскільки симулювали пульсації тиску на вході і виході майже ідентичні за величиною. Модель симуляції може бути використана для швидкої перевірки впливу різних параметрів насоса на величину пульсації тиску.
5. Використання перистальтичного насоса в системі промивання доїльної установки є значно економітнішим за базовий варіант (насос мембранний). Основні переваги – зниження витрат на оплату праці та ремонтів, хоча амортизаційні витрати ледь збільшуються. Річний економічний ефект становить 1 062,5 грн, а додаткові капіталовкладення окупаються всього за 1,23 роки.