

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

Пояснювальна записка
до дипломної роботи
освітнього ступеня "Магістр" на тему:
**Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів
перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна**

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

_____ Чечеринда Олександр Миколайович

Керівник: _____ Алієв Ельчин Бахтияр огли

Рецензент: _____ Луц Павло Михайлович

Дніпро, 2025

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

ІТС

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«27» жовтня 2025 р.

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

Чечеринді Олександр Миколайовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна

керівник роботи: Алієв Ельчин Бахтияр огли, д-р техн. наук, старший дослідник

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«27» жовтня 2025 року № 3205

2. Строк подання студентом роботи 05.12.2025 року

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі механізації сільського господарства та існуючих технічних засобів для протруювання зерна. 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 протруювання зерна.

3. Методика чисельного моделювання. 4. Результати чисельного моделювання. 5.

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність.

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 (2 аркуша, А4). 4. Експериментальні дослідження (2 аркуша, А4). 5. Економічні показники (1 аркуш, А4). 6. Висновки (2 аркуша, А4)

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання: 27 жовтня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Студент

_____ Чечеринда О. М. _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

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

Чечеринда О. М. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2025.

У першому розділі проаналізовано сучасні способи протруювання зерна, оглянуто технічні засоби для обробки насіння та проведено огляд насосів-дозаторів рідини, виділено переваги перистальтичних насосів для сучасних протруювачів. Другий розділ присвячено теоретичним дослідженням роботи перистальтичного насоса-дозатора. Розроблено аналітичну модель, обґрунтовано методику чисельного моделювання та наведено результати моделювання, що відображають вплив частоти обертання, діаметра трубки та зазору між роликком і корпусом на продуктивність та енергоспоживання насоса. У третьому розділі описано методику експериментальних досліджень, включно з розробкою експериментального зразка насоса та плануванням дослідів за трирівневим планом Бокса–Бенкіна. Четвертий розділ містить результати чисельного моделювання та експериментів, оцінку впливу факторів на продуктивність і потужність, а також проведену оптимізацію роботи насоса для досягнення заданої продуктивності при мінімальних енергетичних витратах. П'ятий розділ присвячено питанням охорони праці та безпеки при роботі з перистальтичним насосом-дозатором. У шостому розділі проведено економічну оцінку ефективності нового насоса у порівнянні з базовим, визначено економічний ефект та строк окупності.

Ключові слова: перистальтичний насос-дозатор, протруювання зерна, продуктивність, потужність, оптимізація, економічна ефективність.

Апробація. Чечеринда О. М. (2025). Моделювання перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» (21 листопада 2025 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 267–270.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ	9
1.1 Способи протруювання зерна	9
1.2 Аналіз технічних засобів для протруювання зерна	12
1.3 Аналіз насоса-дозаторів рідини	16
1.4 Висновки з розділу	19
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА-ДОЗАТОРА	21
2.1 Аналітична модель роботи перистальтичного насоса-дозатора.....	21
2.2 Методика чисельного моделювання	29
2.3 Результати чисельного моделювання	38
2.4 Висновки з розділу.....	43
3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА-ДОЗАТОРА.....	45
3.1 Розробка експериментального зразка перистальтичного насоса-дозатора	45
3.2 Планування експериментальних досліджень	50
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	53
4.1 Опис отриманих результатів експерименту	53
4.2 Вплив факторів досліджень на продуктивність насоса	55
4.3 Вплив факторів досліджень на потужність насоса	59
4.4 Оптимізація результатів досліджень.....	63
4.5 Висновки з розділу.....	64
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	65
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА- ДОЗАТОРА ДЛЯ ПРОТРУЮВАЧА ЗЕРНА	68
ВИСНОВКИ	71
Бібліографія.....	73
Додатки	78

ВСТУП

Ефективність захисту насіння від шкідників і хвороб значною мірою визначає рівень майбутнього врожаю та якість аграрної продукції. Одним із ключових етапів післязбиральної обробки зерна є протруєння, що забезпечує рівномірне нанесення захисних речовин на поверхню насіння та зниження ризику розвитку патогенів. У цьому контексті особливе значення набувають технологічні засоби, які гарантують точне дозування протруйників і їх рівномірний розподіл по всій партії зерна.

Серед сучасних методів внесення рідких речовин особливу увагу привертають перистальтичні насоси-дозатори. Вони характеризуються високою точністю подачі, можливістю регулювання витрати та мінімізацією контакту робочої рідини з механічними вузлами, що забезпечує надійність і безпечність процесу. Проте для досягнення оптимальної продуктивності та якості протруєння необхідно ретельно обґрунтувати конструктивно-технологічні параметри таких насосів, враховуючи фізико-хімічні властивості робочих рідин, режим руху зерна та інтеграцію насоса в існуючий протруювальний комплекс.

Мета дослідження полягає у визначенні та обґрунтуванні оптимальних конструктивно-технологічних параметрів перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна, що забезпечують рівномірність обробки, економічну ефективність та безпеку експлуатації.

Задачі дослідження:

1. Провести аналіз сучасних методів протруювання зерна та технічних засобів для його реалізації.
2. Дослідити конструкції насосів-дозаторів рідини та обґрунтувати вибір перистальтичного насоса для протруювачів зерна.
3. Розробити аналітичну та чисельну модель роботи перистальтичного насоса-дозатора.
4. Провести експериментальні дослідження впливу частоти обертання, діаметра трубки та зазору між роликом і корпусом на продуктивність і потужність насоса.

5. Оптимізувати параметри роботи насоса для досягнення заданої продуктивності при мінімальному енергоспоживанні.

6. Оцінити економічну ефективність впровадження нового перистальтичного насоса-дозатора у порівнянні з базовим насосом.

7. Розробити рекомендації щодо експлуатації насоса-дозатора для підвищення продуктивності протруювальної лінії.

Об'єкт дослідження: процес дозованого подання рідких протруйних препаратів у протруювачах зерна за допомогою перистальтичного насоса-дозатора.

Предмет дослідження: вплив технологічних параметрів перистальтичного насоса (частоти обертання ротора, діаметра трубки, зазору між роликом і корпусом) на продуктивність, потужність та економічну ефективність його роботи.

1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Способи протруювання зерна

Протруювання зерна є невід'ємною частиною передпосівної підготовки насіння, яка спрямована на захист рослин від патогенних грибів, бактерій та шкідників на ранніх етапах розвитку. Цей технологічний процес підвищує схожість насіння, забезпечує рівномірне проростання та зменшує ризик загибелі сходів, що особливо важливо для високовартісних посівних матеріалів та культур, які мають високу чутливість до захворювань. Вибір способу протруювання визначається фізико-механічними властивостями зерна, біологічними особливостями культури, видом застосовуваних протруйників та масштабом виробництва.

Таблиця 1.1 – Основні способи протруювання зерна

Спосіб протруювання	Характеристика	Переваги	Недоліки	Тип обладнання
Сухе	Нанесення порошкоподібного препарату	Простота, низька вартість	Нерівномірність покриття, пиловиділення	Малий обсяг, ручне
Рідке (мокре)	Суспензії, емульсії, розчини	Висока точність, рівномірність	Потребує обладнання, контроль вологості	Барабанні, інжекторні протруювачі
Напівсухе	Концентрований розчин з мінімальною рідиною	Економія рідини, рівномірне покриття	Потребує контроль концентрації	Барабанні, шнекові
Інкрустація	Тонке полімерне покриття з протруйником	Висока адгезія, мінімальні втрати препарату	Висока вартість, спеціалізоване обладнання	Інкрустатори
Дражування	Багатошарова оболонка з добавками	Точний висів, покращення форми та маси насіння	Складність процесу, енергоємність	Дражувальні машини
Плівкоутворююче	Тонкий полімерний шар	Збереження препарату, рівномірне покриття	Дорожняча, контроль параметрів	Автоматичні плівкоутворюючі установки

Існує декілька основних методів протруювання, які можна умовно поділити на сухі, рідкі та спеціалізовані способи з додатковим формуванням захисного покриття. Сухе протруювання полягає у нанесенні на поверхню насіння порошкоподібних препаратів, що відрізняється простотою виконання та низькою вартістю. Проте цей метод має низку суттєвих обмежень, серед яких недостатня рівномірність покриття, високий пиловидільний ефект та низька ефективність дії препаратів порівняно з рідкими формами. У сучасних агротехнологіях сухе протруювання застосовується переважно для окремих культур або у випадках використання спеціалізованих порошкових препаратів.

Найбільш поширеним способом є рідке або мокре протруювання, при якому на насіння наносять суспензії, емульсії або розчини протруйників у водному середовищі. Цей метод забезпечує високу точність дозування та рівномірність нанесення, а також дозволяє поєднувати кілька діючих речовин одночасно. Норма витрати робочої рідини зазвичай становить 5–12 літрів на тонну зерна, що дозволяє уникнути перезволоження насіння та зберегти його посівні властивості. Мокре протруювання широко застосовується у промислових протруювальних агрегатах з автоматичним дозуванням препаратів, барабанними змішувачами та інжекторними системами, що забезпечують інтенсивне обертання і перемішування зерна. Недоліком цього методу є необхідність використання спеціального обладнання та підвищена увага до параметрів процесу, таких як швидкість обертання барабана, норма внесення препарату та вологість зерна.

Напівсухе протруювання поєднує переваги сухого та мокрого способів, застосовуючи мінімальну кількість рідини – від 0,5 до 2 літрів на тонну зерна. Препарат подається у більш концентрованому вигляді, а перемішування здійснюється механічно або за допомогою спеціальних змішувачів. Цей спосіб дозволяє економити воду та робочий розчин, мінімізує ризик перезволоження насіння та забезпечує достатню рівномірність нанесення. Напівсухе протруювання застосовується у сучасних протруювальних машинах, зокрема барабанних і шнекових, та забезпечує ефективну обробку великих обсягів зерна при збереженні якісних характеристик насіння.

Інкрустація насіння є прогресивним методом протруювання, що передбачає нанесення на поверхню зерна спеціальної полімерної композиції, яка містить протруйник, стимулятори росту або мікроелементи. В результаті на насінні утворюється тонка кольорова оболонка, яка забезпечує високу адгезію препарату та запобігає його осипанню. Інкрустація підвищує точність дозування, покращує посівні властивості насіння та мінімізує пиловиділення, що створює комфортні умови для роботи персоналу та безпечніше середовище для оточуючих. Недоліком цього методу є складність та висока вартість обладнання, а також підвищені вимоги до в'язкості робочих розчинів та контролю технологічного процесу.

Дражування насіння, яке є різновидом інкрустації, передбачає нанесення на зерно багат шарової оболонки з полімерів, мінеральних наповнювачів та протруйників. У результаті насіння набуває рівної сферичної форми та збільшується у масі, що сприяє більш точному висіву та покращенню однорідності сходів. Дражування використовується переважно для дрібного насіння овочевих культур, таких як морква, цибуля або люцерна, та дозволяє поєднувати захисні та живильні компоненти в одному покритті. До недоліків цього способу належить значна складність технологічного процесу та підвищена енергоємність.

Ще одним сучасним методом є плівкоутворююче протруювання, що передбачає нанесення на зерно тонкого полімерного шару, який утримує протруйник на поверхні і запобігає його осипанню під час транспортування та зберігання. Плівкоутворюючий метод дозволяє значно підвищити адгезію препаратів, мінімізувати втрати діючої речовини та забезпечити рівномірне покриття зерна, що особливо важливо для дрібних та чутливих до механічних впливів культур.

Таким чином, сучасні способи протруювання зерна включають як традиційні методи – сухе та рідке протруювання, так і прогресивні технології інкрустації, дражування та плівкоутворюючого нанесення. Вибір конкретного способу залежить від біологічних особливостей культури, вартості посівного матеріалу, умов господарства, доступності обладнання та необхідного рівня захисту насіння. Застосування сучасних методів протруювання забезпечує комплексний захист

рослин, підвищує ефективність посіву та дозволяє оптимізувати використання хімічних препаратів, зменшуючи їх вплив на навколишнє середовище та покращуючи економічну ефективність виробництва.

1.2 Аналіз технічних засобів для протруювання зерна

Протруювання зерна є важливою технологічною операцією у системі підготовки насіння до посіву, оскільки забезпечує захист від хвороб, шкідників та підвищує схожість та енергію проростання. Використання відповідних технічних засобів для протруювання значно впливає на ефективність процесу, точність витрати протруйників та рівномірність покриття зерна. Сучасні машини і установки для протруювання зерна відрізняються конструктивними особливостями, продуктивністю, типом нанесення протруйників та ступенем автоматизації.

Залежно від принципу дії, обладнання для протруювання зерна можна розділити на кілька груп:

1. Барабанні протруювачі – найпоширеніші у промисловому виробництві. Зерно переміщується у горизонтальному або нахиленому обертовому барабані, де відбувається нанесення протруйника у рідкому або сухому вигляді. Переваги такого обладнання – простота конструкції, можливість обробки великих обсягів зерна та рівномірне покриття. Недоліками є значні габарити та потреба у контролі витрати рідини та швидкості обертання барабана.

2. Шнекові протруювачі – зерно просувається по шнеку, у той час як на нього наноситься протруйник. Такі системи забезпечують компактність конструкції та точне дозування, проте обмежені у продуктивності порівняно з барабанними установками. Вони застосовуються переважно у малих і середніх підприємствах.

3. Інжекторні та розпилювальні системи – дозволяють наносити рідкі протруйники за рахунок розпилення під тиском на рухоме зерно. Це забезпечує високий ступінь рівномірності покриття та можливість точного дозування, однак вимагає складнішого обслуговування та контролю параметрів процесу.

4. Інкрустаційні та дражувальні машини – призначені для нанесення тонких плівок або багатошарового покриття на насіння. Таке обладнання дозволяє формувати додаткові властивості насіння, наприклад, поліпшену схожість або збільшену масу для висіву. Водночас вони є дорогими та складними у налаштуванні.

5. Пневматичні установки – використовуються для нанесення сухих порошкоподібних препаратів або дрібнодисперсних суспензій за допомогою повітряного потоку. Перевагою таких систем є мінімальна контактна дія на зерно та зменшення пиловиділення, а недоліком – складність контролю рівномірності нанесення.



Барабанні
протруювачі



Шнекові
протруювачі



Пневматичні
установки

Рисунок 1.1 – Загальний вигляд протруювачів насіння

Ключовими технічними характеристиками, що впливають на ефективність протруювання, є:

- Продуктивність установки, яка визначає обсяг зерна, що обробляється за одиницю часу, і залежить від об'єму барабана, швидкості обертання або пропускної здатності шнека.

- Точність дозування протруйника, що забезпечує необхідну концентрацію діючої речовини на одиницю маси зерна. Для рідких систем цей

показник прямо залежить від налаштування насосів та форсунок, для сухих – від параметрів живильних шнеків або подачі порошку.

– Рівномірність покриття зерна, яка визначається конструктивними особливостями установки (форма барабана, спосіб перемішування, кількість точок нанесення протруйника) та швидкістю руху зерна.

– Можливість автоматизації та контролю процесу, включаючи налаштування витрати рідини, швидкості обертання барабана, температури та вологості робочого середовища. Сучасні автоматизовані системи дозволяють зменшити людський фактор, знизити втрати протруйника та підвищити продуктивність.

– Надійність та довговічність вузлів, особливо рухомих частин (ролики, шнеки, барабани), контакт з агресивними протруйниками, а також простота обслуговування та очищення обладнання.

В табл. 2.2 наведено порівняння основних типів технічних засобів для протруювання зерна за ключовими характеристиками.

Таблиця 2.2 – Порівняння основних типів технічних засобів для протруювання зерна

Тип установки	Продуктивність	Точність дозування	Рівномірність покриття	Ступінь автоматизації	Основні недоліки
Барабанна	Висока	Середня	Висока	Механічна або частково автоматична	Великі габарити
Шнекова	Середня	Висока	Середня	Частково автоматична	Обмежена продуктивність
Інжекторна / розпилювальна	Середня	Висока	Висока	Автоматизована	Складність обслуговування
Інкрустаційна / дражувальна	Низька / середня	Висока	Висока	Автоматизована	Висока вартість, складність налаштування
Пневматична	Середня	Середня	Середня	Автоматизована	Потребує точного контролю повітряного потоку

Аналіз технічних засобів для протруювання зерна показує, що вибір конкретного обладнання залежить від обсягу виробництва, типу насіння, виду

протруйника та необхідної точності дозування. Барабанні установки підходять для промислових підприємств з великим обсягом обробки, шнекові – для малих і середніх господарств, а інжекторні, інкрустаційні та пневматичні – для високоточних технологій, що потребують автоматизації та мінімізації втрат препарату.



Рисунок 1.2 – Загальний вигляд шнекового протруювача

На сучасному етапі розвитку технологій шнекові протруювачі вважаються найбільш універсальними і ефективними для багатьох типів насіння. Основні переваги включають:

- Високу точність дозування – завдяки контролю швидкості обертання шнека та подачі протруйника забезпечується рівномірне нанесення препарату на одиницю маси зерна.
- Компактність та гнучкість конструкції – установки легко інтегруються в існуючі лінії і не займають багато місця.

- Мінімальний механічний вплив на зерно – плавний рух шнека зменшує пошкодження насіння і втрати протруйника через пил.
- Легкість автоматизації – дозволяє контролювати витрату препарату, швидкість подачі зерна та параметри обробки без значного залучення оператора.
- Можливість роботи з різними культурами – без значного переналагодження можна обробляти пшеницю, кукурудзу, ячмінь, просо та інші зернові культури.

Таким чином, шнекові протруювачі поєднують точність, безпеку для зерна та ефективність роботи, що робить їх оптимальним вибором для сучасних насінневих господарств середнього та малого масштабу.

1.3 Аналіз насоса-дозаторів рідини

Насоси-дозатори рідини є ключовими елементами технологічних ліній для протруювання зерна, оскільки саме вони забезпечують точне і рівномірне нанесення протруйних препаратів на насіння. Вибір оптимального типу насоса-дозатора безпосередньо впливає на якість обробки, економічність використання хімікатів та безпеку зерна від механічних пошкоджень.

За принципом дії насоси-дозатори поділяються на кілька основних типів:

1. Поршневі насоси – забезпечують високу точність дозування та можуть працювати з рідинами різної в'язкості. Недоліком є складність конструкції, необхідність регулярного технічного обслуговування та можливість механічного впливу на чутливі рідини.
2. Шестеренні насоси – забезпечують безперервний потік рідини і стабільний тиск. Вони менш схильні до утворення повітряних пробок, проте при роботі з абразивними або високов'язкими рідинами зношуються швидше.
3. Перистальтичні насоси-дозатори – працюють за принципом перистальтики, коли робоча рідина переміщується по гнучкій трубці під дією обертових роликів або лопаток. Цей тип насосів має низку переваг, які роблять його найоптимальнішим для застосування у протруювачах насіння:

- Безконтактна подача рідини – робоча рідина не контактує з рухомими частинами насоса, що зменшує ризик забруднення і зношування деталей.
- Точність дозування – плавний рух роликів забезпечує рівномірне і стабільне витрачання протруйника на одиницю маси зерна.
- Мінімальний ризик пошкодження зерна – відсутність сильного тиску і ударних навантажень дозволяє зберегти цілісність насіння.
- Можливість роботи з різними рідинами – включно з в'язкими суспензіями та агресивними хімікатами, що робить такі насоси універсальними для насінництва.
- Проста регульованість продуктивності – зміна швидкості обертання ротора або діаметра трубки дозволяє швидко підлаштувати подачу рідини під конкретний режим протруювання.

4. Дозатори мембранного типу – використовують гнучкі мембрани для подачі рідини порціями. Забезпечують високий тиск і точність дозування, але є складними в обслуговуванні і вразливими до абразивних компонентів.

5. Шестеренні або шнекові дозатори – менш точні при низьких витратах рідини і можуть створювати пульсації потоку, що негативно впливає на рівномірність покриття зерна.

Сучасні дослідження та практичний досвід показують, що перистальтичні насоси-дозатори є найкращим вибором для ліній протруювання насіння. Основні аргументи на користь цього типу насосів:

- Стабільність витрати рідини – важлива для забезпечення точного дозування та уникнення надлишкового або недостатнього нанесення протруйника.
- Мінімальні втрати рідини – завдяки герметичності трубки та відсутності протікання в конструкції.
- Універсальність роботи – можливість використання для зерна різних культур та з різними видами рідких препаратів.
- Простота обслуговування та надійність – заміна трубки є єдиним регулярним обслуговуванням, що знижує витрати на експлуатацію.

– Збереження фізичних властивостей насіння – плавний і рівномірний рух протруйника запобігає механічним пошкодженням зерна, що критично для високоякісного посівного матеріалу.



Поршневі насоси



Шестеренні насоси



Перистальтичні насоси-дозатори



Дозатори мембранного типу

Рисунок 1.3 – Загальний вигляд насос-дозаторів рідини різних типів

Аналіз насосів-дозаторів показує, що для сучасних протруювачів насіння перистальтичні насоси є найбільш ефективними і надійними. Вони поєднують точність дозування, мінімальний вплив на зерно, стабільність подачі рідини і простоту обслуговування. Це робить їх оптимальним вибором для автоматизованих ліній

протруювання, де важлива висока якість обробки, економічність та безпечність технологічного процесу.

Таблиця 2.3 – Порівняльний аналіз насос-дозаторів рідини різних типів

Тип насоса-дозатора	Точність дозування	Рівномірність потоку	Вплив на зерно	Обслуговування	Недоліки
Поршневий	Висока	Висока	Може травмувати	Складне	Складність обслуговування
Шестеренний	Середня	Середня	Мінімальний	Середнє	Пульсації потоку, знос шестерень
Перистальтичний	Висока	Висока	Мінімальний	Просте	Обмеження по максимальному тиску
Мембранний	Висока	Висока	Може травмувати	Складне	Чутливий до абразивів
Шнековий	Середня	Середня	Середній	Середнє	Пульсації потоку

1.4 Висновки з розділу

1. Протруювання є ключовим етапом передпосівної підготовки насіння, що дозволяє забезпечити високий рівень схожості та енергії проростання, а також зменшити втрати сходів через патогенні гриби, бактерії та шкідників. Вибір конкретного способу обробки визначається біологічними особливостями культури, фізико-механічними властивостями насіння, видом протруйника та масштабом виробництва. Сучасні методи протруювання, включно з мокрим, напівсухим, інкрустацією, дражуванням та плівкоутворюючим нанесенням, дозволяють підвищити ефективність обробки та зменшити негативний вплив на навколишнє середовище.

2. Сучасні установки для протруювання зерна включають барабанні, шнекові, інжекторні, інкрустаційні та пневматичні системи. Серед них шнекові протруювачі відзначаються найбільшою універсальністю та ефективністю для малих і середніх господарств, оскільки забезпечують високу точність дозування, рівномірне нанесення препарату, компактність конструкції та мінімальний механічний вплив на зерно. Використання таких установок дозволяє

оптимізувати процес обробки, зменшити втрати протруйника і підвищити продуктивність лінії.

3. Насоси-дозатори рідини є критично важливими для точного і рівномірного нанесення протруйних препаратів. Серед різних типів насосів (поршневі, шестеренні, мембранні та перистальтичні) перистальтичні насоси-дозатори виявляються оптимальними для сучасних протруювачів, оскільки забезпечують стабільну подачу рідини, мінімальний механічний вплив на зерно, високу точність дозування, простоту обслуговування та універсальність для різних культур і видів рідких препаратів. Використання перистальтичних насосів сприяє підвищенню якості обробки та економічності технологічного процесу.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА-ДОЗАТОРА

2.1 Аналітична модель роботи перистальтичного насоса-дозатора

Перистальтичний насос-дозатор (рис. 2.1) – це об’ємний насос, у якому транспортування робочого середовища здійснюється за рахунок послідовного стискання еластичної трубки (манжетки) роликками, язичками або пластинами. Основні фізичні явища, що визначають роботу такого насоса:

- деформація еластичного матеріалу трубки під дією точкових або лінійних навантажень;
- об’ємне витіснення рідини в камері між положеннями стиснення;
- гідравлічні втрати у вихідних трубопроводах (опір потоку);
- пружна релаксація і розподіл тисків у результаті пружної поведінки трубки;
- пульсація потоку і її згладжування за рахунок компресійної пружності системи та інерційних властивостей рідини.

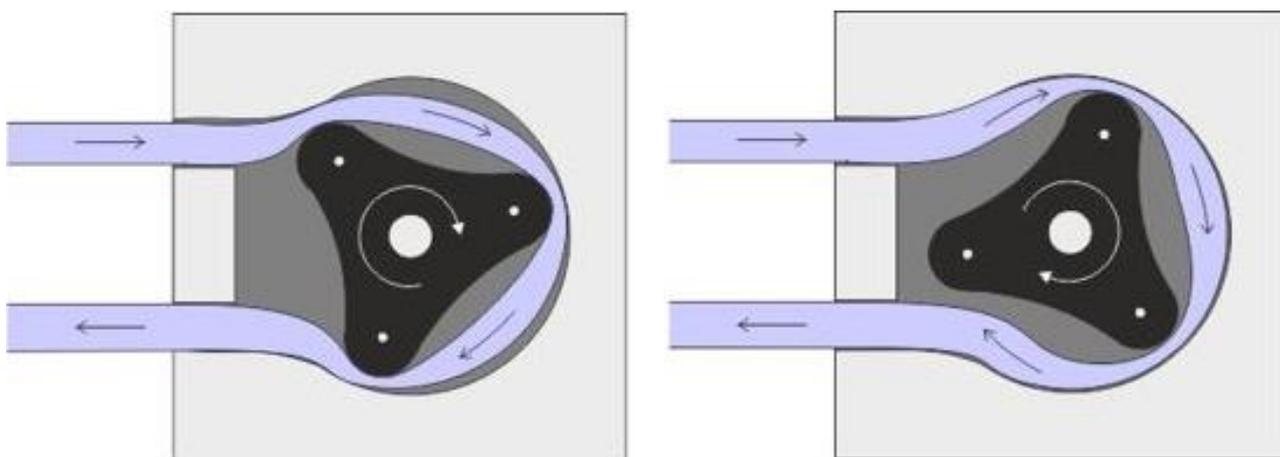


Рисунок 2.1 – Схема перистальтичного насоса-дозатора

Для теоретичного моделювання зручно розглядати насос як послідовність «пульсів» об’єму, кожен з яких утворюється при проходженні ролика, що

повністю або частково змикає поперечний переріз трубки. У першому наближенні стискання об'єм, витіснений одним проходом ролика, можна оцінити як добуток поперечного перерізу трубки A на ефективну довжину контакту (або довжину «камери»), яку переміщує ролик під час проходу – позначимо цю довжину L_c . Частота проходів роликів (пульсацій) дорівнює

$$f_p = N_{\text{rollers}} \cdot n, \quad (2.1)$$

де n – частота обертання ротора в обертах в секунду (м/с), N_{rollers} – число роликів на роторі.

Середній об'ємний витрата отже дається формулою

$$Q = f_p \cdot A \cdot L_c. \quad (2.2)$$

Це просте й ефективне наближення для розрахунку середнього дозованого об'єму при відсутності значного підсмоктування або витоків через неповне змикання трубки.

Поперечний переріз трубки

$$A = \pi d_i^2 / 4, \quad (2.3)$$

d_i – внутрішній діаметр.

Гідравлічні втрати у підключеному трубопроводі для ламінарного режиму описуються законом Хагена—Пуазейля: для циліндричної перемички тиск при заданому об'ємі Q змінюється як

$$\Delta P = (8 \mu L Q) / (\pi r^4), \quad (2.4)$$

де μ – динамічна в'язкість рідини, L – довжина ділянки, r – внутрішній радіус труби.

Середня швидкість потоку

$$V = Q / (\pi r^2). \quad (2.5)$$

Число Рейнольдса $Re = \rho V d / \mu$ дає режим потоку (для $Re < \sim 2000$ – ламінарний). Для практичної селекції двигуна й приводів також важливо знати гідравлічну потужність

$$P_h = \Delta P \cdot Q. \quad (2.6)$$

Механічна потужність на валу

$$P_{\text{mech}} = P_h / \eta, \quad (2.7)$$

де η – загальна гідравлічно-механічна ефективність системи (включає механічні втрати в підшипниках, тертя, втрати через компресію трубки тощо).

Момент двигуна T при частоті обертання n (об/с) визначається як

$$T = P_{\text{mech}} / \omega, \quad (2.8)$$

де $\omega = 2\pi n$ – кутова частота.

Крім середніх величин, важливо оцінити пульсаційні характеристики: миттєвий витрата має форму імпульсів, що залежать від профілю стискання і кількості роликів. Амплітуда пульсацій зменшується при збільшенні числа роликів та при наявності пружних демпферів (трубних демпферів, камер згладжування). Вплив в'язкості рідини може бути поділений: у зоні контакту роликів з трубкою формування пульсу майже не залежить від в'язкості (об'єм витісняється механічно), але пропусклива здатність на виході й динаміка відновлення трубки після зняття навантаження залежать від в'язкоеластичних властивостей матеріалу трубки й реології рідини (особливо важливо для нестисливих високо в'язких рідин). Втрата дозуючої точності при збільшенні тиску на виході пояснюється частково «підсмоктуванням» або проковзуванням при частковому відкритті під дією різниці тисків та пружної реакції трубки – чим вища пружність трубки і жорсткіше її затискання роликком, тим менше підсмоктування, але тим більше зношування трубки.

Пружні характеристики трубки можна моделювати як нелінійно-еластичні – частіше використовують емпіричні залежності між радіальною деформацією й реакцією сили. Для першого наближення достатньо використовувати поняття «комплајнс» C_{tube} ($\text{м}^3/\text{Па}$) трубки: об'ємна зміна ΔV при зміні зовнішнього тиску ΔP_{tube}

$$\Delta V = C_{\text{tube}} \cdot \Delta P_{\text{tube}}. \quad (2.9)$$

Висока комплајансність приводить до згладжування імпульсів, але разом з тим знижує дозувальну точність під змінним тиском навантаження.

Розглянемо числовий приклад для ілюстрації (усі розрахунки в міжнародних одиницях, пояснення після підрахунків). Нехай внутрішній діаметр

трубки $d_i = 6$ мм (0,006 м), ефективна довжина камери (довжина «витіснення» при проході ролика) $L_c = 20$ мм (0,02 м), на роторі 3 ролики ($N_{\text{rollers}} = 3$), швидкість обертання ротора 60 об/хв = 1 об/с ($n = 1$ rev/s). Підставляємо: поперечний переріз трубки $A = \pi \cdot (0,006)^2 / 4 \approx 2,8274 \cdot 10^{-5}$ м². Частота пульсацій $f_p = N_{\text{rollers}} \cdot n = 3 \cdot 1 = 3$ імп/с. Середній об'ємний витрата $Q = f_p \cdot A \cdot L_c = 3 \cdot 2,8274 \cdot 10^{-5} \cdot 0,02 \approx 1,69646 \cdot 10^{-6}$ м³/с. Переведення в літри: $Q \approx 0,00169646$ л/с $\approx 0,1017876$ л/хв $\approx 6,1073$ л/год. Отже, при заданих розмірах і 60 об/хв насос-дозатор забезпечує приблизно 6,11 л/год у середньому в ідеальному наближенні без витоків.

Тепер оцінюємо тиск, потрібний для протікання рідини по остаточному трубопроводу. Нехай на виході з насоса трубка переходить у жорстку трубу довжиною $L = 1,0$ м з тим самим внутрішнім діаметром ($d = 6$ мм), рідина – вода з динамічною в'язкістю $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с. Використовуючи закон Хагена–Пуазейля, отримаємо $\Delta P = (8 \mu L Q) / (\pi r^4)$, внутрішній радіус $r = d/2 = 0,003$ м. Підстановка дає $\Delta P \approx 53,33$ Па (приблизно 0,00053 атм або 0,4 мм водяного стовпа), тобто дуже малий перепад тиску для такої короткої ділянки і невеликого витрату. Гідравлічна потужність $P_h = \Delta P \cdot Q \approx 9,05 \cdot 10^{-5}$ Вт. Якщо прийняти загальну ефективність привода $\eta = 0,7$, то механічна потужність на валу $P_{\text{mech}} \approx 1,2925 \cdot 10^{-4}$ Вт. Для частоти $n = 1$ об/с кутова швидкість $\omega = 2\pi$ рад/с, тому необхідний момент $T = P_{\text{mech}} / \omega \approx 2,06 \cdot 10^{-5}$ Н·м – дуже мала величина (у реальній системі момент більше через механічні втрати, початкові моменти при стисканні трубки, стикування і т. п.). Слід підкреслити: ці числові значення показують порядок величин для обраних геометрії і умов – в реальних системах тиск виходу часто набагато вищий (десятки кПа і більше), наприклад якщо насос нагнітає в контур з клапаном високого опору, і тоді механічні вимоги до привода суттєво зростають.

Розглянемо числа Рейнольдса та характер потоку у жесткій ділянці: середня швидкість $V = Q / (\pi r^2)$. Для наших чисел $V \approx 0,06$ м/с. Тоді $Re = \rho V d / \mu \approx 360$ (при $\rho \approx 1000$ кг/м³), тобто режим – ламінарний; відповідна середня величина градієнта зсуву (середній градієнт зсуву в трубі) $\gamma \approx 4Q / (\pi r^3) \approx 80$ с⁻¹. Ці оцінки важливі при роботі з в'язкими рідинами або колоїдними розчинами – при

зростанні μ подача зменшується (через зростання ΔP) і можуть виникнути нестабільності при великій в'язкості.

Точність дозування й похибка: основні джерела похибок – неповне змикання трубки в зоні контакту (утворення мікропропусків), стиснення і розтягнення трубки під впливом тиску (комплайанс), вікове старіння матеріалу трубки (втрата еластичності, розтріскування), температурні зміни в'язкості рідини, нестабільність частоти обертання привода та пульсації повернення через зворотні клапани або їх відсутність. Для приблизної оцінки відносної похибки δQ можна використовувати розгорнуте вираження

$$\delta Q \approx (\Delta V_{\text{stroke,leak}} + \Delta V_{\text{compliance}} + \Delta V_{\text{viscous}})/V_{\text{stroke}}, \quad (2.10)$$

де $V_{\text{stroke}} = A \cdot L_c$ – об'єм, витіснюваний одним проходом, а чисельники – поправки, що залежать від робочого тиску та властивостей трубки. Практично для якісних харчових чи фармацевтичних дозаторів типовою вимогою є похибка $\leq \pm 1-2\%$ на одиничний імпульс або на середнє дозування за багато імпульсів; досягнення таких значень вимагає точного підбору матеріалу трубки, жорсткості і довжини затискання, а також компенсації змін тиску на вході/виході.

Оцінка напруг у матеріалі трубки при змиканні: при повному змиканні поперечного перерізу трубки локально виникають значні деформації. Якщо трубка виготовлена зі силікону або термопластичного еластомеру (TPU), для грубого оцінювання напруг можна застосувати лінійне наближення відношення відносної деформації

$$\varepsilon \approx (d_i - d_{\text{closed}})/d_i, \quad (2.11)$$

де $d_{\text{closed}} \approx 0$ при повному змиканні), тобто $\varepsilon \approx 1$ – пропорційно великі відносні деформації; це вказує на те, що лінійна теорія малих деформацій непридатна, і потрібно звертатися до гіпереластичних моделей (наприклад, неогуксовської моделі або моделей Мур-Рівлінга) для коректної оцінки тривалості ресурсу трубки. Практично тривалість служби трубки залежить від матеріалу, амплітуди деформації, швидкості циклу і середовища; типовий ресурс для медичних трубок при інтенсивному циклічному навантаженні може йти від кількох тисяч до десятків тисяч циклів.

Методи зменшення пульсацій і підвищення точності:

- 1) збільшити число роликів (наприклад 6–8) – це зменшить амплітуду імпульсів пропорційно;
- 2) використати демпфери (акумулятори, рідиночні або повітряні камери) на виході, що накопичують частину імпульсу і віддають його між імпульсами;
- 3) застосувати механічне або електронне компенсаційне керування (зворотній зв'язок по витраті або тиску) для корекції частоти/фази;
- 4) оптимізувати профіль ролика і радіус затискання для зменшення локального зносу при мінімізації пропусків;
- 5) використовувати жорсткішу підпору трубки у зоні виходу, щоб мінімізувати підсмоктування.

Проведемо деякі розрахунки та встановимо аналітичні залежності, які відображають роботу перистальтичного насоса-дозатора.

Параметри сценаріїв:

- Сценарій А: $d_i = 3$ мм, $L_c = 10$ мм, 2 ролики, 30 об/хв, $C_{\text{tube}} = 5 \cdot 10^{-10}$ м³/Па;
- Сценарій В: $d_i = 6$ мм, $L_c = 20$ мм, 3 ролики, 60 об/хв, $C_{\text{tube}} = 2 \cdot 10^{-9}$ м³/Па;
- Сценарій С: $d_i = 8$ мм, $L_c = 30$ мм, 6 роликів, 120 об/хв, $C_{\text{tube}} = 5 \cdot 10^{-9}$ м³/Па.

Використано ефективний радіус ротора $R_{\text{rotor}} = 15$ мм, довжину жорсткої вихідної магістралі $L_{\text{out}} = 1$ м і в'язкість $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с (вода).

Моделюємо систему як джерело імпульсного об'єму $Q_{\text{in}}(t)$, що надходить у «комірку» комплайансу трубки C (м³/Па) і витікає через гідравлічний опір RRR (Па·с/м³). Рівняння збереження об'єму / балансу тиску має вигляд

$$\frac{dP}{dt} = \frac{Q_{\text{in}}(t) - Q_{\text{out}}(t)}{C}. \quad (2.12)$$

Після підстановки отримаємо лінійний диференціальний оператор

$$\frac{dP}{dt} + \frac{1}{RC}P(t) = \frac{Q_{\text{in}}(t)}{C}. \quad (2.13)$$

Часова стала розряду (характерний час релаксації) системи

$$\tau = RC. \quad (2.14)$$

Фізично τ – час, за який тиск у «комірці» зменшиться приблизно на еее-раз при відсутності підживлення. Поведінка системи визначається співвідношенням трьох часових масштабів: (1) тривалості одного імпульсу t_{pulse} , (2) інтервалу між послідовними імпульсами Δt_{pulse} (час між початками суміжних імпульсів), (3) релаксаційного часу τ . Далі – конкретно по сценаріях.

Рішення лінійного диференціального рівняння для $P(t)$ можна записати як згортку вхідного потоку з імпульсною характеристикою системи:

$$P(t) = \int_0^t \frac{1}{C} Q_{\text{in}}(s) e^{-(t-s)/\tau} ds \quad (2.15)$$

Отже, $e^{-t/\tau}$ – ядро згладжування. Якщо інтервали між імпульсами великі порівняно з τ , ядро практично «стирає» попередні імпульси \rightarrow окремі піки. Якщо інтервали малі і/або імпульсна частота висока — ядра накладаються і дають майже постійний сигнал.

Ключові числові підсумки розрахунку:

– Сценарій А: $V_{\text{cycle}} \approx 0,0707$ мл, $Q_{\text{avg}} \approx 4,24$ мл/хв, $t_{\text{pulse}} \approx 212$ мс, $C_{\text{tube}} = 5 \cdot 10^{-10}$ м³/Па, $R_{\text{hyd}} \approx 5,03 \cdot 10^8$ Па·с/м³;

– Сценарій В: $V_{\text{cycle}} \approx 0,5655$ мл, $Q_{\text{avg}} \approx 101,79$ мл/хв, $t_{\text{pulse}} \approx 212$ мс, $C_{\text{tube}} = 2 \cdot 10^{-9}$ м³/Па, $R_{\text{hyd}} \approx 3,14 \cdot 10^7$ Па·с/м³;

– Сценарій С: $V_{\text{cycle}} \approx 1,508$ мл, $Q_{\text{avg}} \approx 1085,73$ мл/хв, $t_{\text{pulse}} \approx 159$ мс, $C_{\text{tube}} = 5 \cdot 10^{-9}$ м³/Па, $R_{\text{hyd}} \approx 9,95 \cdot 10^6$ Па·с/м³.

За результатами розрахунку побудовані графіки (рис. 2.2–2.4) пульсацій потоку і тиску для кожного сценарію.

Для сценарію А (рис. 2.2) імпульси рідкі (низька середня подача) – вихід сильно згладжується, тиск зростає і потім спадає по експоненті між імпульсами.

Для сценарію В (рис. 2.3) видно регулярні сильні імпульси та помітне згладжування на виході (C_{tube} згладжує та накопичує тиск).

Для сценарію С (рис. 2.4) висока частота імпульсів і велика середня подача – тиск швидко виходить на режим із періодичними невеликими пульсаціями навколо сталого значення.

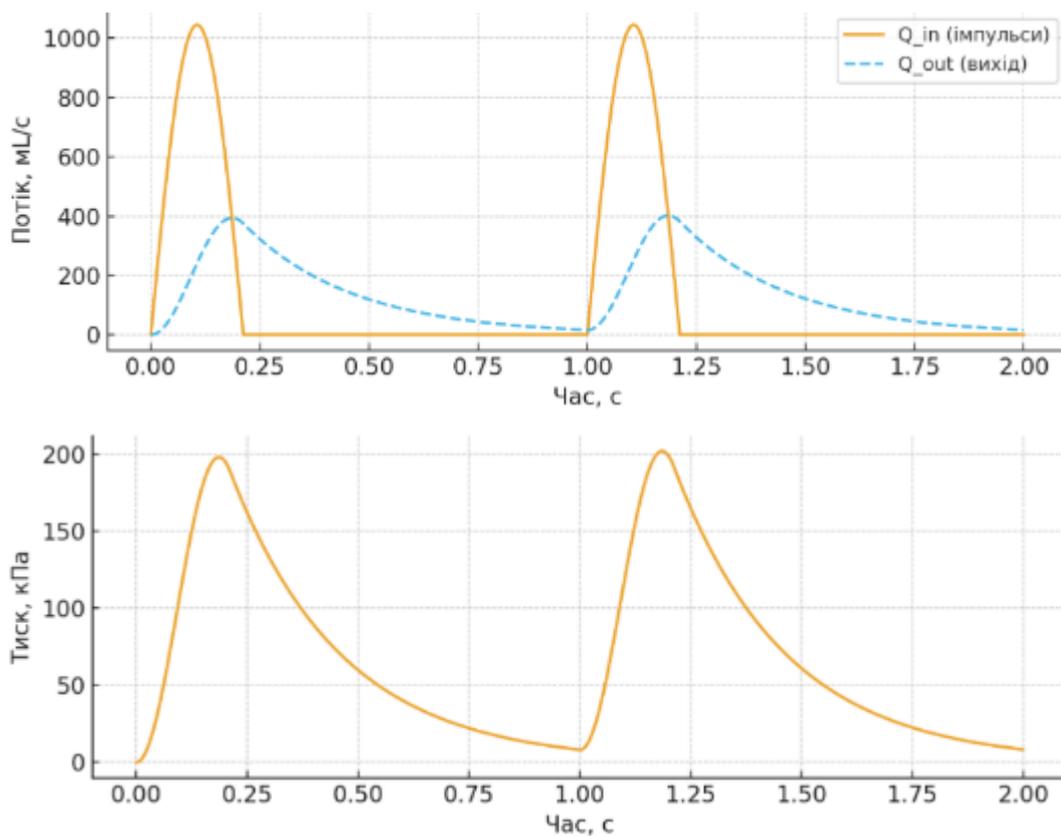


Рисунок 2.2 – Пульсації потоку і тиску для сценарію А

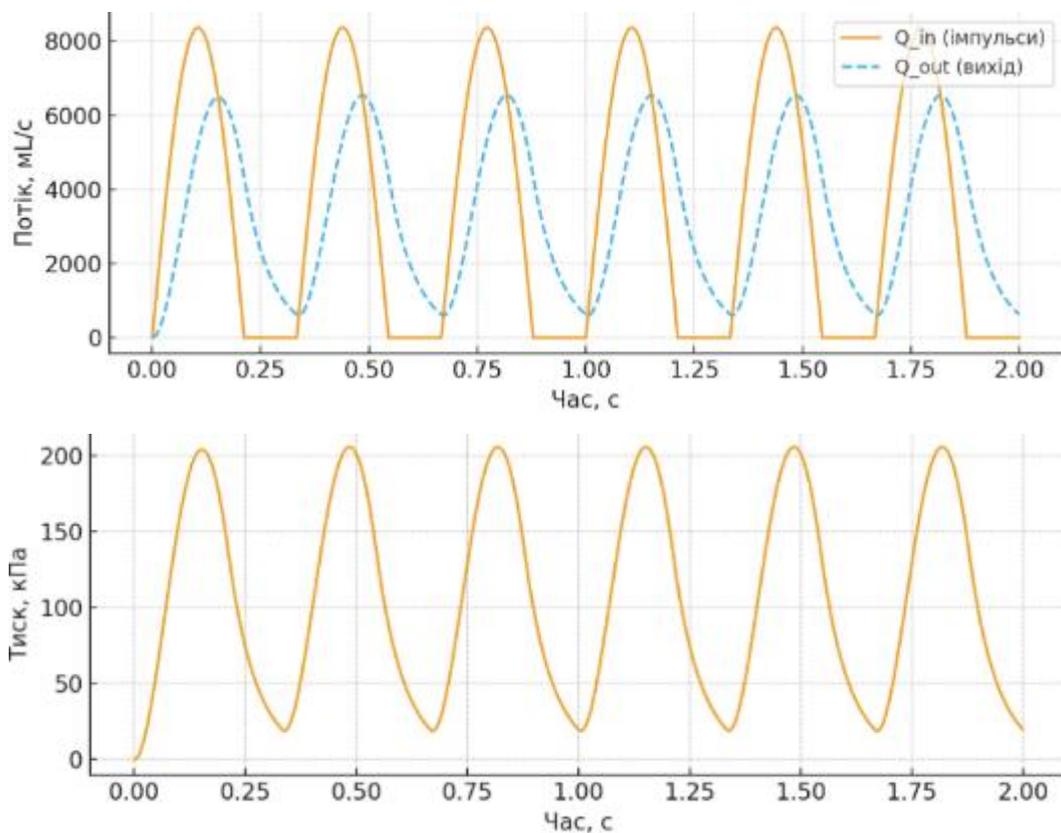


Рисунок 2.3 – Пульсації потоку і тиску для сценарію В

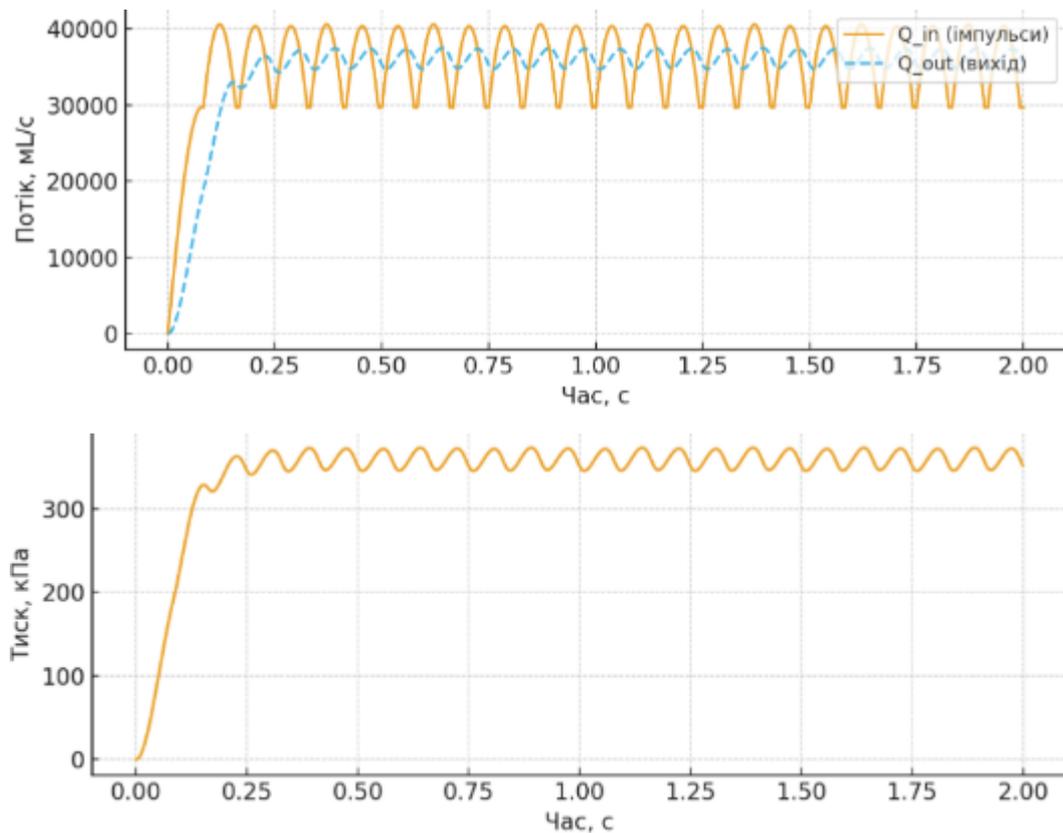


Рисунок 2.4 – Пульсації потоку і тиску для сценарію С

2.2 Методика чисельного моделювання

Перистальтичний насос-дозатор є пристроєм для переміщення рідких робочих речовин через гнучку трубку. Принцип його роботи ґрунтується на перистальтиці – чергуванні скорочення і розслаблення циркулярної трубки. Коли робоча рідина надходить у гнучку трубку, ролики, закріплені на центральному роторі, обтискають трубку при своєму обертанні. Це стискання створює вакуум позаду ролика, який дозволяє захоплювати рідину, а подальше обертання роликів протискає її вперед по трубці.

Для моделювання в програмі Simcenter STAR-CCM+ роботи перистальтичного насоса (рис. 2.5) в протруювальному комплексі доцільно враховувати деформацію гнучкої трубки, при цьому ротор і зовнішній корпус трактуються як жорсткі, незмінні компоненти. Такий підхід дозволяє сфокусуватися на механічних властивостях гнучкої трубки і на взаємодії її зі

жорсткими елементами конструкції, без необхідності моделювати безпосередньо рідину та її вплив на тверді частини. Через симетрію задачі достатньо моделювати лише половину трубки.

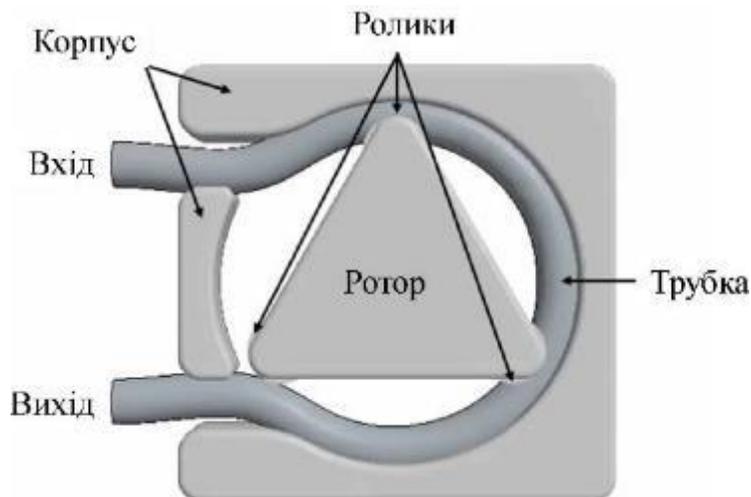


Рисунок 2.5 – Конструктивно-технологічна схема перистальтичного насоса-дозатора

Трубка фіксується на вході та виході, що запобігає її переміщенню в усіх напрямках. Ротор насоса обертається проти годинникової стрілки зі швидкістю 20 об/хв. Для моделювання контакту між деформованою трубкою та жорсткими частинами (ротором і корпусом) застосовується метод доповненої Лагранжевої функції (алгоритм Узави) у поєднанні з дискретизацією контакту Mortar-методом.

При моделюванні контакту з жорсткими компонентами важливо задати штрафний параметр, який визначає допустимість нефізичних проникнень. Загалом, більші значення параметра штрафу зменшують нефізичні проникнення, але надто великі значення можуть спричинити проблеми збіжності обчислень, тоді як малі значення – неточне моделювання контакту. Метод доповненої Лагранжевої функції зменшує потребу у підборі оптимального початкового параметра штрафу та покращує збіжність розрахунків у випадках, коли потрібні великі значення цього параметра.

Застосування такого підходу дозволяє на етапі проектування перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна оцінити вплив основних конструктивних параметрів – діаметра і товщини трубки, радіуса роликів, швидкості обертання ротора – на точність дозування рідини, її рівномірність розподілу по зерну та довговічність елементів насоса. Це створює наукову основу для оптимізації конструкції та підбору технологічних режимів роботи насоса у складі протруювального агрегату.

Для проведення дослідження використовувалася початкова симуляція, яка містила необхідну геометрію перистальтичного насоса, параметри сітки та твердий об'єм, що відтворював гнучку силіконову трубку. Симуляція дозволяла оцінити деформації трубки під дією роликів, зберігаючи ротор і корпус жорсткими, незмінними компонентами.

В програмі Simcenter STAR-CCM+ виконано візуалізація форми трубки та розташування роликів у роторі. Такий підхід дозволяв сфокусуватися на механічній взаємодії гнучкої трубки з жорсткими компонентами насоса та забезпечував основу для подальшого моделювання контактних процесів.

Для створення обчислювальної сітки застосовували попередньо визначену операцію Directed Mesh, що дозволяла генерувати патч-сітку з базовим розміром елементу 2 мм. Сітка була необхідна для точного відображення деформації трубки під час контакту з роликами та забезпечувала достатню роздільну здатність для оцінки локальних напружень у матеріалі. Операція генерації сітки була виконана на вузлі Geometry > Operations > Directed Mesh, після чого створено нову сітку на вузлі Scenes через New > Mesh, що дозволяло підготувати модель до подальших механічних розрахунків.

Це забезпечувало можливість подальшого моделювання деформацій гнучкої трубки з урахуванням контактів із жорсткими елементами та дозволяло проводити чисельні дослідження впливу конструктивних параметрів трубки, роликів та швидкості обертання ротора на точність дозування рідини.

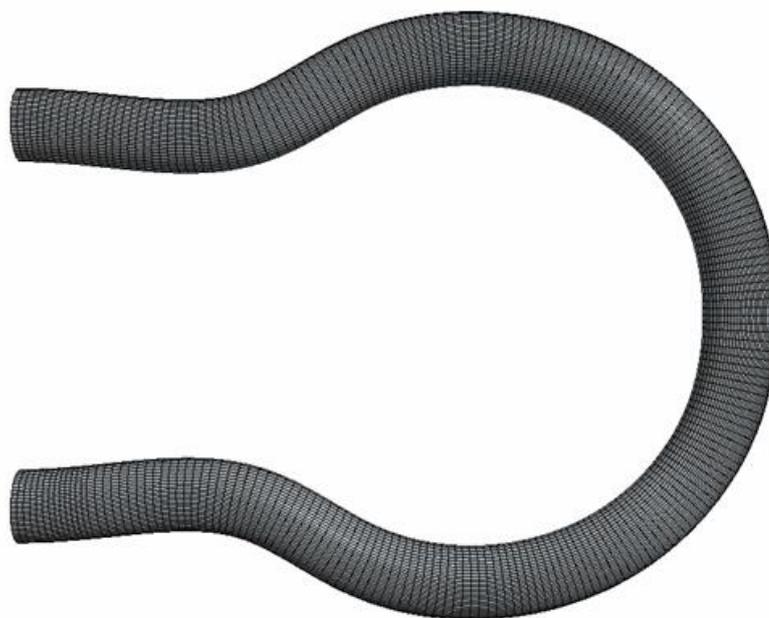


Рисунок 2.6 – Сіткова модель перистальтичного насоса-дозатора

Силіконова трубка моделювалася як нелінійний, гіпереластичний та майже нестисливий матеріал. Для відображення нелінійної залежності між напруженням і деформацією застосовувалася гіпереластична модель Нео-Гука. Фізичний континуум було перейменовано на «Tube», а для нього обрано тривимірну просторову модель з неявним інтегруванням у часі (Implicit Unsteady) та матеріалом твердого тіла. Використовувалися моделі Solid Stress, Nonlinear Geometry та Enhanced Elements для майже нестисливого матеріалу.

Модель майже нестисливого матеріалу забезпечувала незмінність об'єму трубки під дією навантажень, а нелінійна геометрія враховувала великі нелінійні переміщення. Для гіпереластичної поведінки обрана модель Neo-Hookean з використанням великої деформації Green-Lagrange, яка враховувала Right Cauchy-Green Deformation Tensor для оцінки деформації трубки як функції градієнта деформації або правого тензора розтягнення. Параметри матеріалу задавалися через модуль Юнга 917000 Па та коефіцієнт Пуассона 0,45, а матеріал Rubber (Arlon ThermaBond 99180T010) було перейменовано на «Silicone».

Для моделювання руху трубки визначалися тверді переміщення. Інтерфейс Tools > Motions дозволяв створювати Solid Displacement, задаючи переміщення для всіх сегментів трубки.

Взаємодія трубки з ротором та корпусом моделювалася через чотири обмеження. Два з них визначали контакт між гнучкою трубкою та жорсткими елементами, а інші два обмежували переміщення трубки вздовж осі X. Ротор обертався проти годинникової стрілки зі швидкістю 20 об/хв, що відображало фізичний рух ротора.

Сегменти трубки були визначені таким чином: Inlet_Fixed і Outlet_Fixed забезпечували попереднє натягування трубки шляхом зміщення на 1 мм у негативному напрямку осі X і фіксації положення у всіх напрямках. Сегменти Casing_Contact і Rotor_Contact дозволяли моделювати контакт із корпусом і ротором за методом жорсткого контакту (Rigid Contact) з використанням Tessellated Geometry. Segment Symmetry забезпечував урахування лінії симетрії геометрії для зменшення обчислювальної задачі (рис. 2.7).

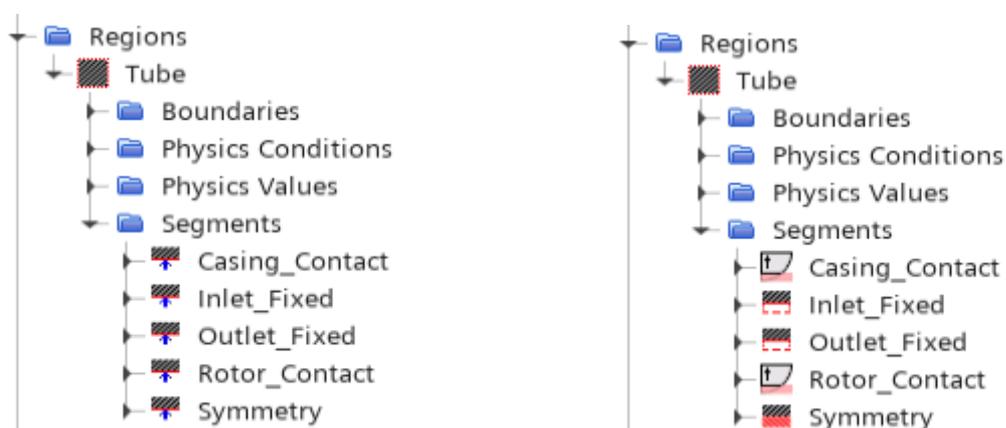


Рисунок 2.7 – Встановлення параметрів моделі

Для обчислення контактів застосовувався метод доповненої Лагранжевої функції (Uzawa algorithm). Цей метод дозволяв коригувати значення Лагранжевих множників та штрафний параметр у матриці жорсткості, забезпечуючи точніше відтворення контакту та контроль допуску нефізичного

проникнення трубки через жорсткі елементи. Штрафний параметр було задано на рівні $1,0E7$ Па/м, а для дискретизації контакту використовувався метод Mortar. Критерії оновлення Uzawa контролювали порівняння залишків сили та переміщення з допустимим значенням для забезпечення збіжності розрахунку.

Візуалізація контактного зазору та деформацій трубки здійснювалася через створення звіту Minimum, що відстежував мінімальний контактний зазор між ротором і трубкою, та створення скалярної сцени Displacement Full Geometry для оцінки повного поля переміщень трубки. Для цього були визначені графічні трансформації руху, активація скалярного поля для всіх сегментів трубки та поверхонь ротора, а також обмеження максимального діапазону переміщень від 0 до 10 мм.

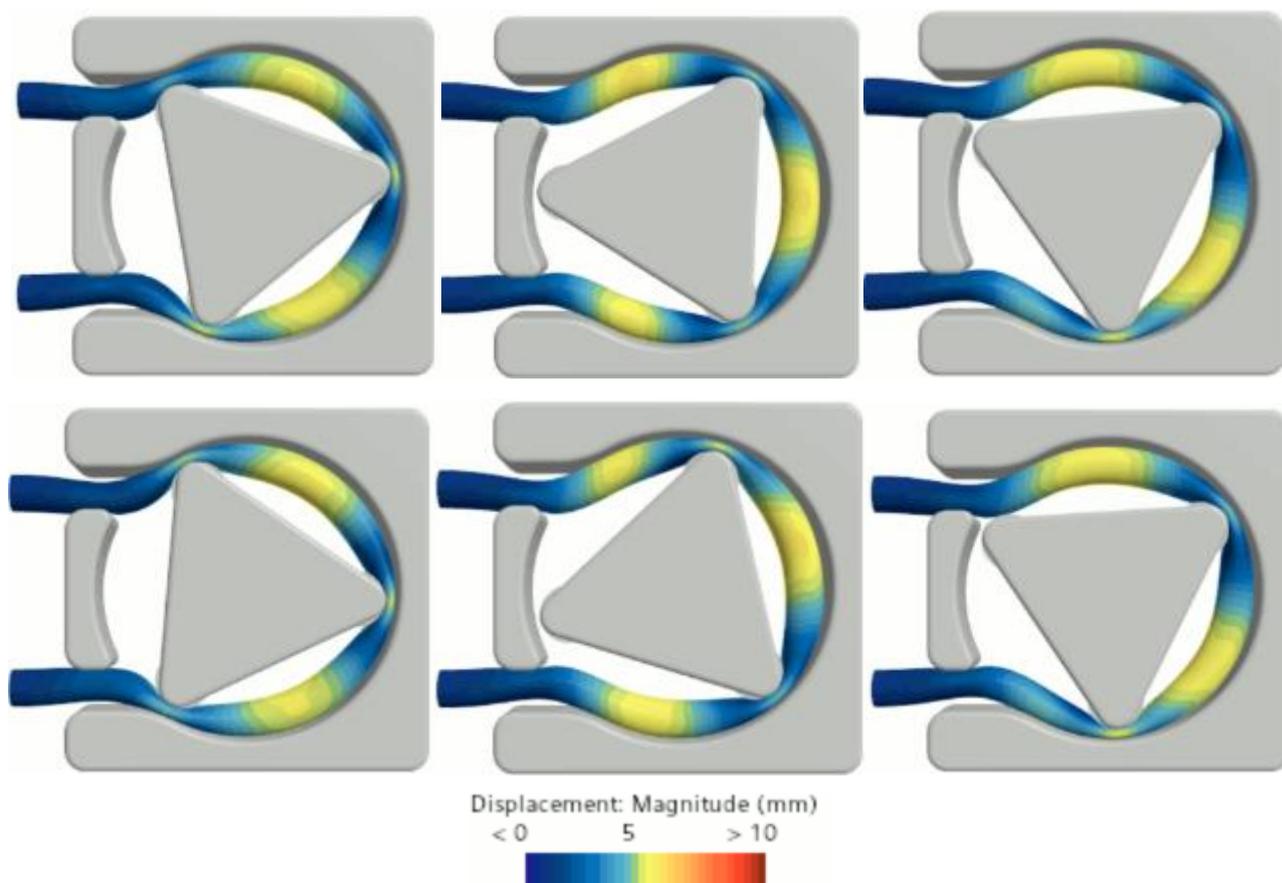


Рисунок 2.8 – Візуалізація процесу моделювання перистальтичного насоса-дозатора

Було виконано чисельне моделювання роботи перистальтичного насоса-дозатора із гнучким силіконовим шлангом у середовищі Simcenter STAR-CCM+. Перед запуском симуляції було задано часовий крок розрахунку, загальний час фізичного моделювання та критерії зупинки, що забезпечувало точність і стабільність обчислень. Для відтворення руху гнучкої трубки після завершення моделювання було створено історію розв'язку (solution history), що дозволило відстежити зміни деформації трубки у часі.

У моделі було сформовано новий запис у розділі Solution Histories із назвою PumpDisplacement, де в якості вхідних даних визначено область «Tube» (гнучка трубка), а як функцію – Displacement > Magnitude, тобто модуль зміщення. Це дало змогу фіксувати просторові коливання стінок трубки під час обертання роликів ротора. Для правильного відображення результатів було встановлено відповідне представлення у розділі Transforms > Rotation Transform, що відповідає руху ротора перистальтичного насоса.

У налаштуваннях нестационарного неявного розв'язувача (Implicit Unsteady Solver) часовий крок було прийнято 0,01 с, що дозволяло детально простежити деформаційні процеси. У розділі Stopping Criteria було активовано контроль трьох основних параметрів: зміщення, силової взаємодії та контактних обмежень. Для критерію контакту встановлено мінімальне допустиме значення $2,0 \times 10^{-4}$ м, що відповідало максимальному проникненню поверхонь у межах 0,2 мм. Таким чином, на кожному часовому кроці рішення вважалося збіжним лише тоді, коли контакт між ротором і трубкою стабілізувався в межах цього допуску. Максимальний фізичний час симуляції становив 3 с, що відповідало одному повному оберту ротора.

Монітори зміщення та сили були налаштовані без нормалізації, що дозволило отримати реальні значення в абсолютних одиницях. Після запуску симуляції було відкрито сцену Displacement Full Geometry, де відображався процес деформації трубки у часі. Під час відтворення анімації спостерігалося, як ролики послідовно стискали еластичну трубку, витісняючи робочу рідину у напрямку виходу, після чого трубка поверталася до початкової форми.

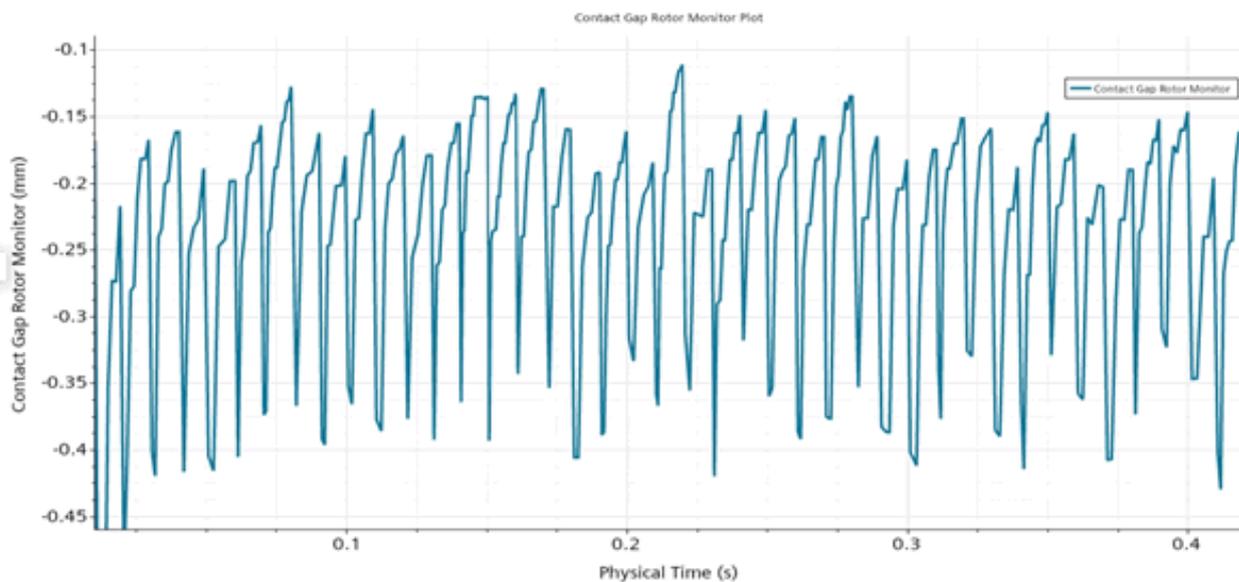


Рисунок 2.9 – Динамівка зміни контактного зазору ролика із трубкою

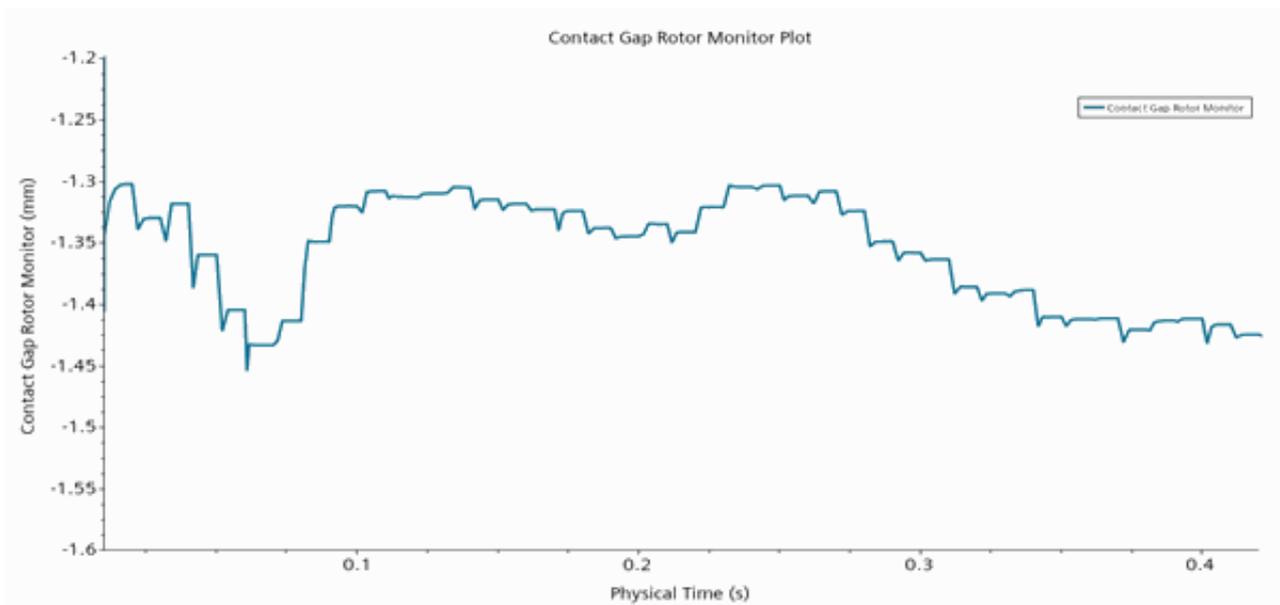


Рисунок 2.10 – Динамівка зміни контактного зазору ролика із трубкою
(параметр штрафу = $1,0 \times 10^{-7}$ Па/м)

Додатково було проведено аналіз контактної проміжки (Contact Gap) між ротором і трубкою при різних методах реалізації контакту. Для цього будувались графіки, що відображали зміну контактної проміжки протягом кожного кроку часу. Зіставлення результатів показало, що при використанні методу штрафного

параметра (Penalty Contact Enforcement Method) точність збіжного рішення значно залежала від вибраного коефіцієнта штрафу.

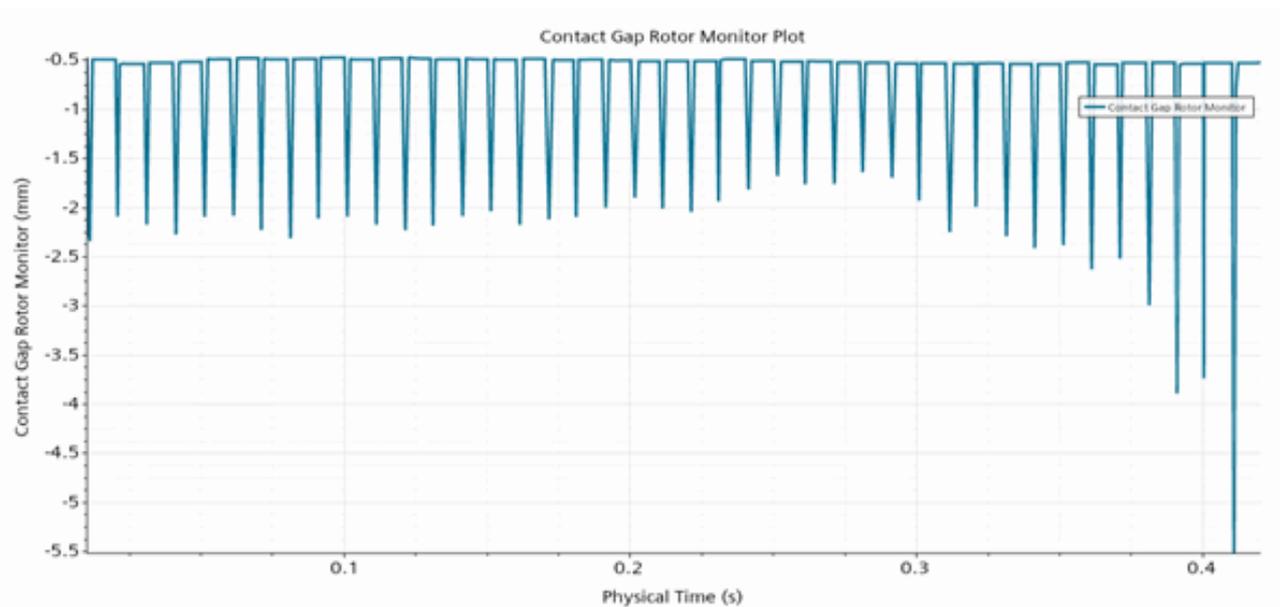


Рисунок 2.11 – Динамівка зміни контактного зазору ролика із трубкою
(параметр штрафу = $5,0 \times 10^{-7}$ Па/м)

Так, при параметрі штрафу $1,0 \times 10^{-7}$ Па/м (рис. 2.10) спостерігалось значне коливання контактного зазору від $-1,3$ до $-1,45$ мм, що свідчило про нестабільність моделі. Збільшення коефіцієнта штрафу до $5,0 \times 10^{-7}$ Па/м (рис. 2.11) призводило до стабілізації зазору на рівні $-0,5$ мм, але надмірне підвищення цього параметра викликало розбіжність рішення приблизно на 0,42 с моделювання.

Найбільш точні результати були отримані при застосуванні методу розширеного множника Лагранжа (Augmented Lagrangian Method), який забезпечував стабільне збіжне рішення без втрати стійкості. При цьому контактний зазор змінювався у межах від $-0,11$ до $-0,2$ мм, що найбільш достовірно відповідало фізичному проміжку між поверхнями ротора та трубки у реальній конструкції перистальтичного насоса-дозатора.

2.3 Результати чисельного моделювання

У реальному процесі складання перистальтичного насоса ролик повністю стискає шланг, проте під час чисельного моделювання необхідно дотримуватися закону збереження енергії для забезпечення збіжності розв'язку. Тому в моделі на внутрішній стінці шланга залишається зазор 2,5 мм. У процесі навантаження тиском витік рідини поступово збільшується зі зростанням максимального тиску, але за високих швидкостей витрата стабілізується. Витоки можуть певною мірою впливати на зміну структури потоку в шлангу.

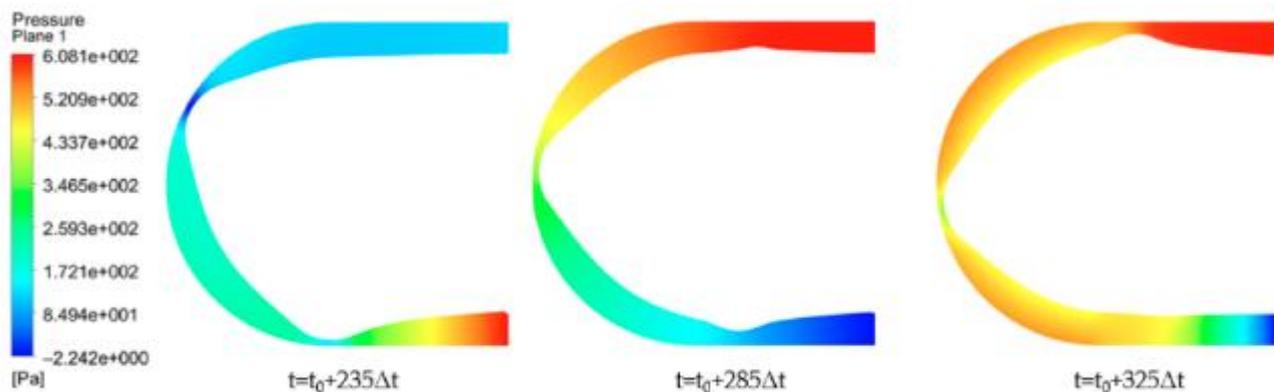
За різних швидкостей, оскільки ролик по-різному стискає шланг, змінюються й швидкості потоку. Частоти обертання насоса становили 35 об/хв, 55 об/хв та 65 об/хв. За результатами експериментальних розрахунків, швидкості потоку на всмоктувальному боці становили приблизно 0,24 м/с, 0,35 м/с та 0,6 м/с відповідно. У моделюванні ці значення були задані як вхідні швидкості. Тиск на виході приймався рівним 0 МПа та 0,1 МПа.

На рисунках 2.12 і 2.13 наведено розподіл статичного тиску за різних швидкостей обертання ролика при тиску на виході 0 МПа та 0,1 МПа. Момент $t = t_0$ відповідає встановленому усталеному режиму роботи насоса ($t_0 = 1$ с), а Δt — часовий крок CFD-моделювання ($\Delta t = 0,002$ с).

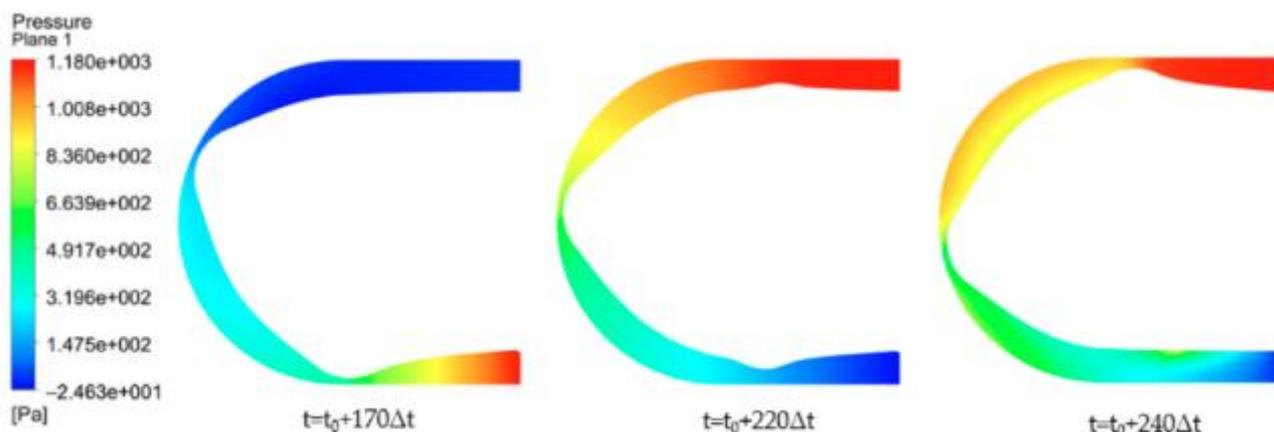
При нульовому вихідному тиску зміна статичного тиску за різних швидкостей практично однакова. Як показано на рис. 2.12, у момент $t = t_0 + 235\Delta t$, коли ролик повертається на 270° , тиск на всмоктувальному боці менший, ніж на напірному. При подальшому русі ролика ($t = t_0 + 325\Delta t$) тиск на всмоктувальному боці зростає, а на напірному – зменшується. Коли рідина, витіснена наступним роликом, рухається вперед, попередній ролик починає залишати шланг. У цей момент розподіл тиску на напірному боці вирівнюється.

При тиску на виході 0,1 МПа картина зміни статичного тиску подібна до випадку з 0 МПа. За однакового вихідного тиску зі збільшенням швидкості обертання швидкість відходу ролика від шланга зростає, статичний тиск набуває сильнішої циркуферентної нерівномірності, а осьова нерівномірність стає

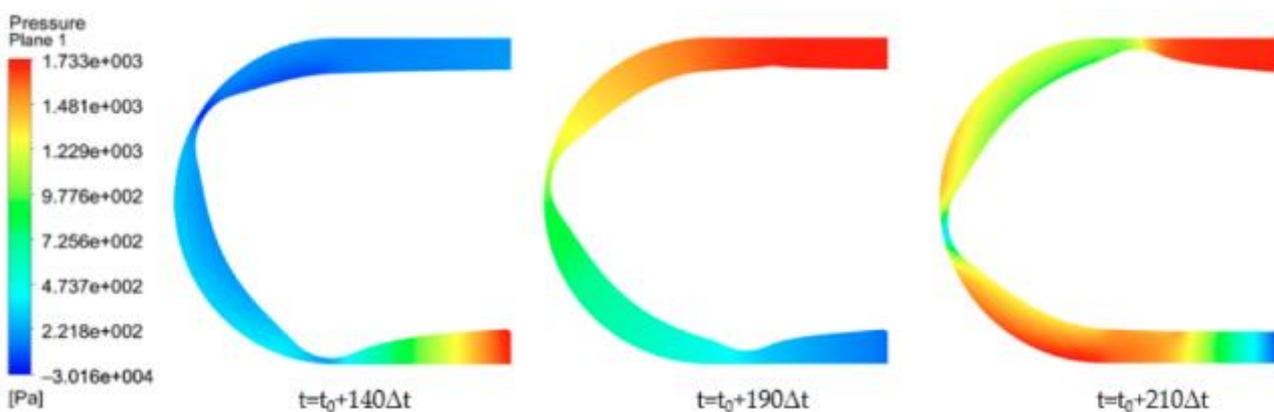
більш вираженою. Діапазон коливань тиску становить $(-22,42 \dots 1733 \text{ Па})$. За того ж режиму, але підвищеного зовнішнього тиску, діапазон коливань суттєво збільшується – $(-30,16 \dots 102,00 \text{ Па})$.



а) 35 об/ХВ

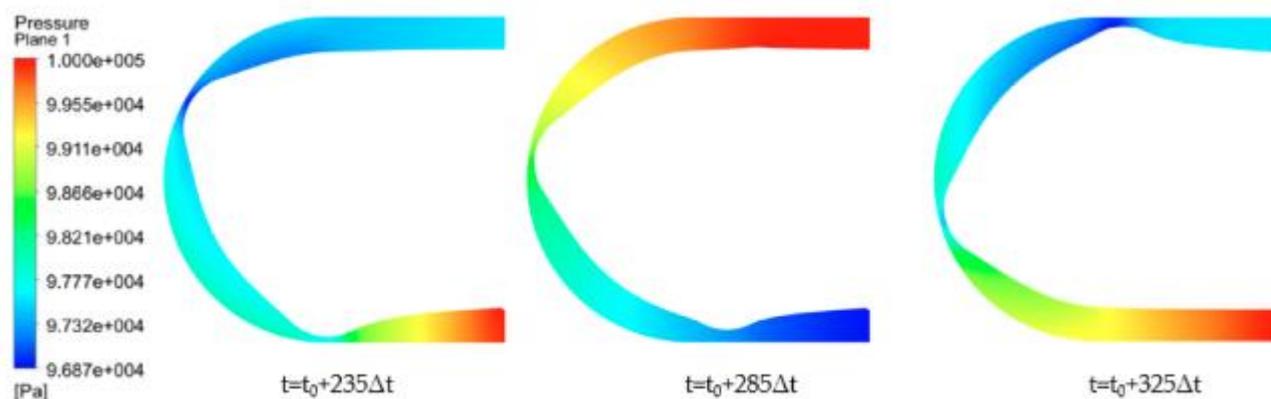


б) 50 об/ХВ

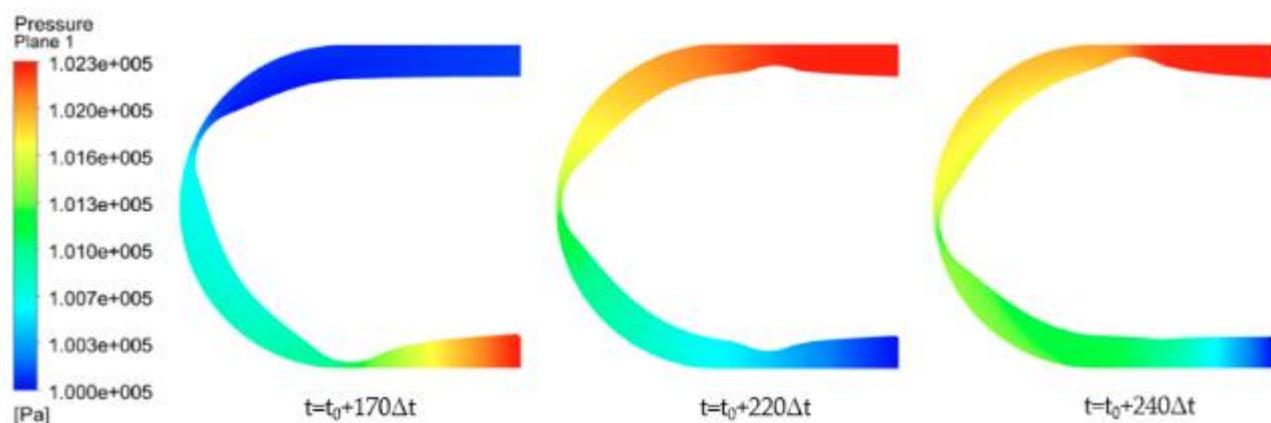


в) 65 об/ХВ

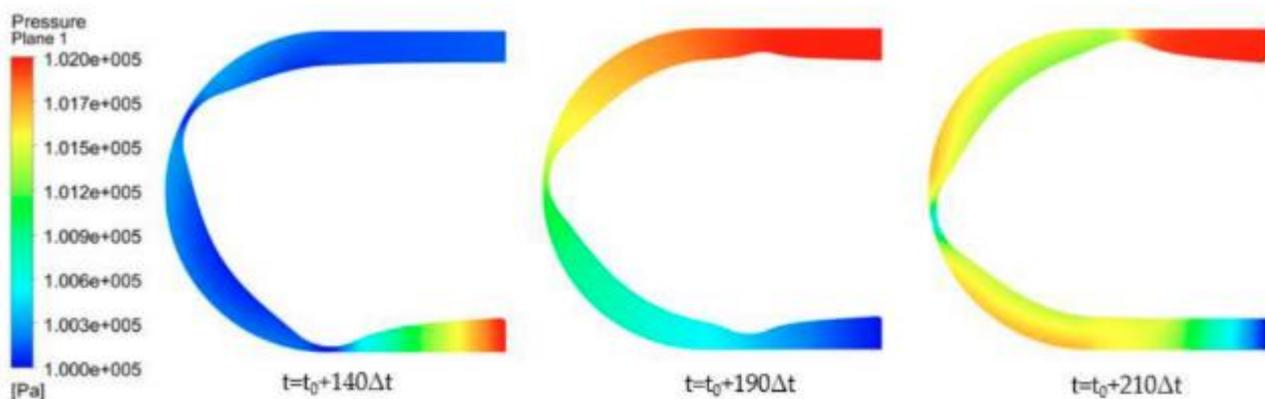
Рисунок 2.12 – Розподіл статичного тиску за вихідного тиску 0 МПа на різних швидкостях



а) 35 об/хв



б) 50 об/хв

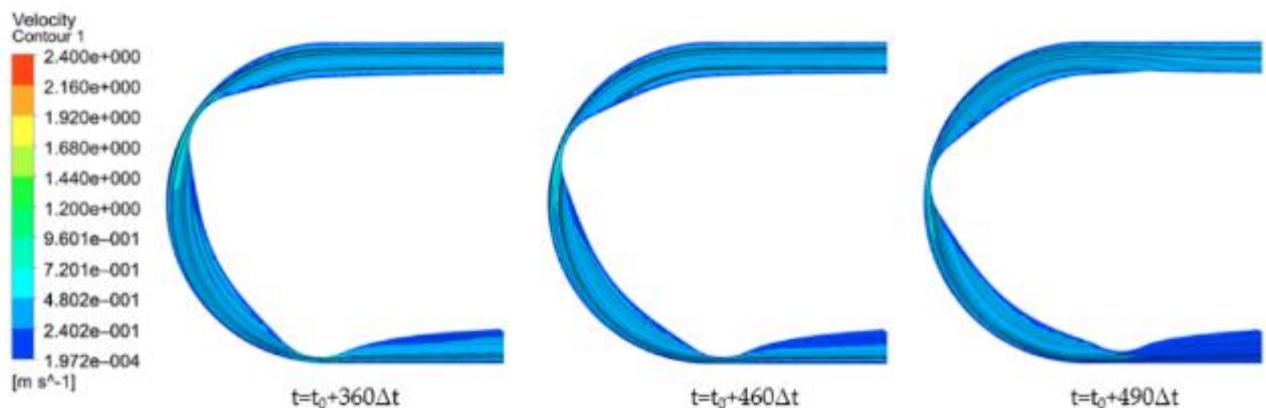


в) 65 об/хв

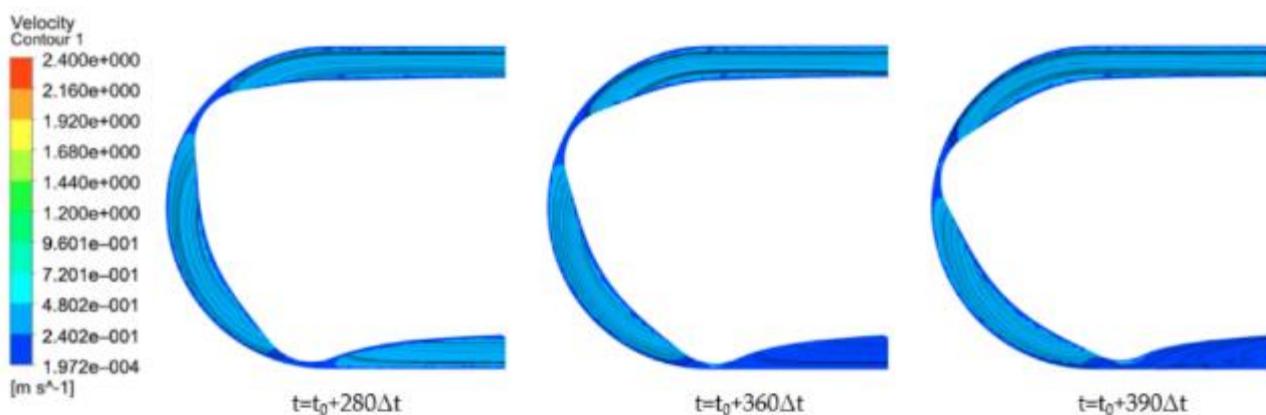
Рисунок 2.13 – Розподіл статичного тиску за вихідного тиску 0,1 МПа на різних швидкостях

При тиску 0 МПа зі збільшенням швидкості обертання ролика швидкість його виходу зі шланга зростає, і рециркуляція стає більш помітною (рис. 2.14). При 35 об/хв спостерігається рівномірний розподіл ліній швидкості в різні

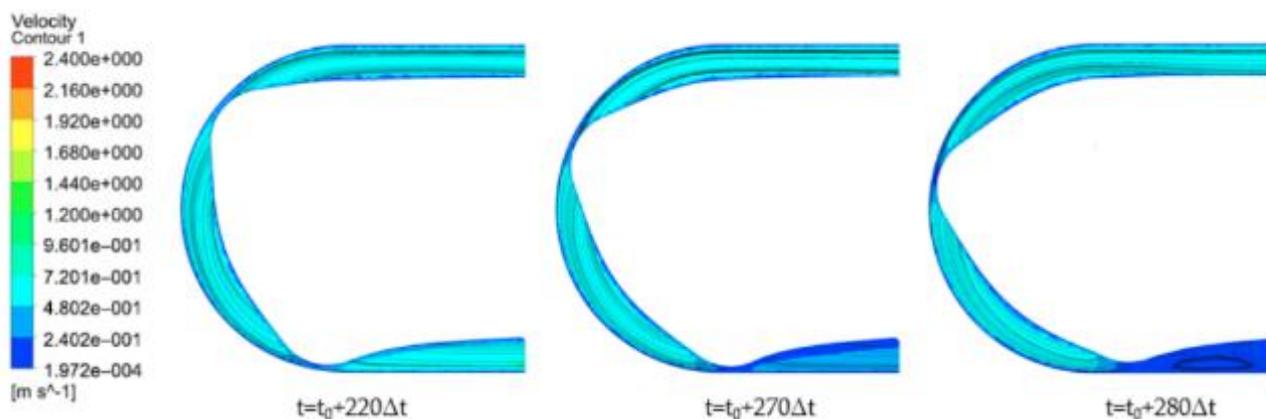
моменти руху ролика. При 50 об/хв з'являється певна нерівномірність. При 65 об/хв у момент $t = t_0 + 280\Delta t$ формується вихор за годинниковою стрілкою, який зникає у момент $t = t_0 + 300\Delta t$.



а) 35 об/хв

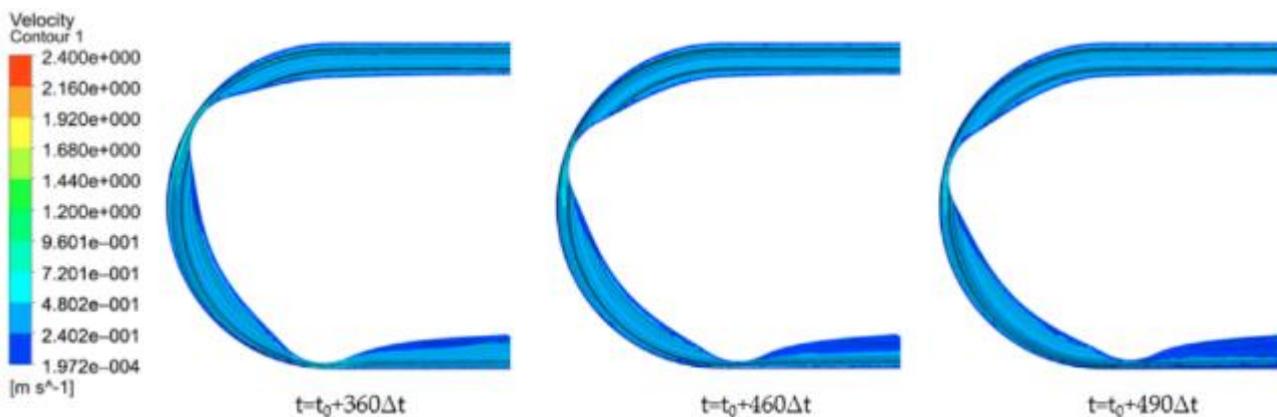


б) 50 об/хв

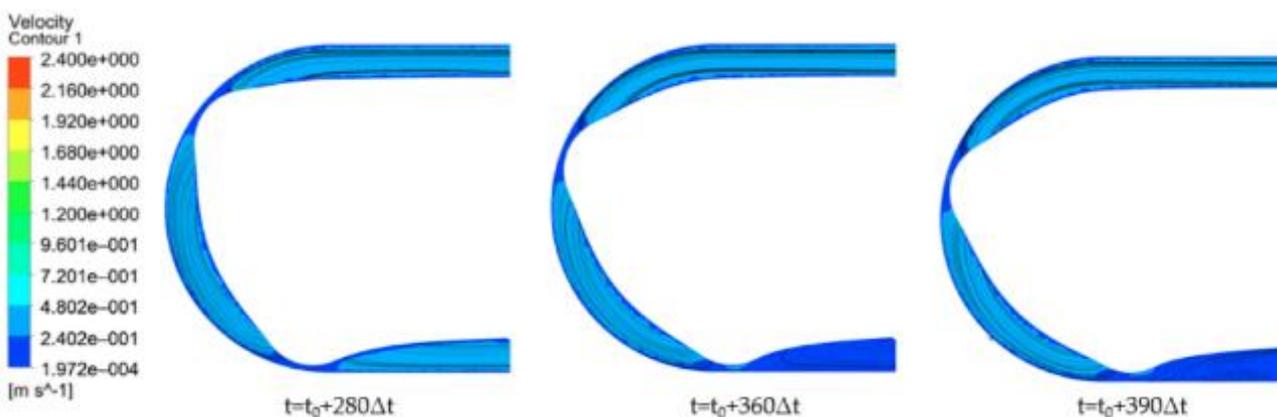


в) 65 об/хв

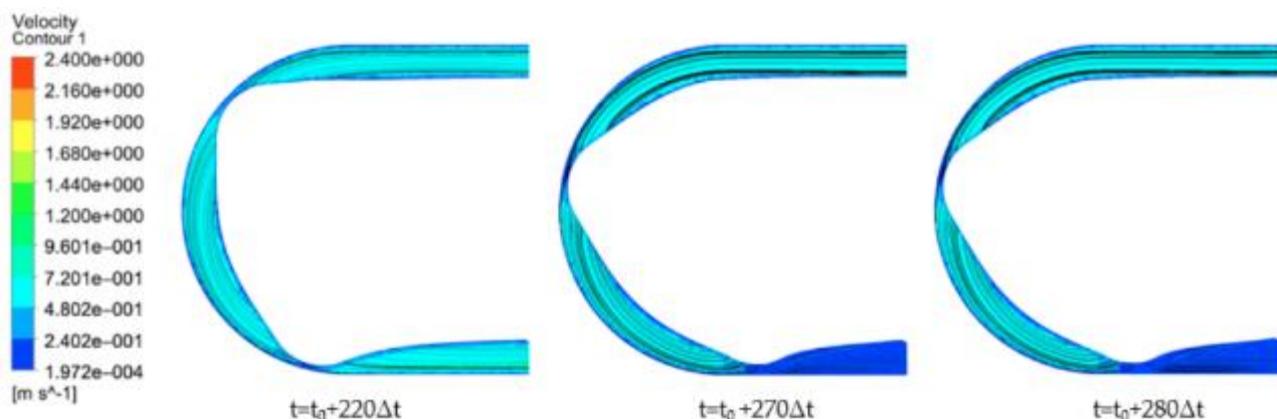
Рисунок 2.14 – Схема ліній течії за вихідного тиску 0 МПа на різних швидкостях



а) 35 об/хв



б) 50 об/хв



в) 65 об/хв

Рисунок 2.15 – Схема ліній течії за вихідного тиску 0,1 МПа на різних швидкостях

При тиску 0,1 МПа (рис. 2.15) для 35 об/хв картина залишається майже такою самою. При 50 об/хв на $t = t_0 + 390\Delta t$ утворюються два вихори різних розмірів; один зникає на $t = t_0 + 395\Delta t$, другий — на $t = t_0 + 400\Delta t$. При 65 об/хв

вихор формується раніше, є більшим та не зникає у момент відриву ролика від шланга. Це свідчить, що вихорові структури зумовлені зворотним потоком, а різниця тиску між напірною та всмоктувальною сторонами суттєво впливає на тиск у каналі.

За однакової швидкості збільшення тиску підсилює утворення вихорів. У момент відриву ролика від шланга лінійні швидкості в його стінках стають різко неоднорідними. Максимальна відносна вихровість спостерігається в порожнині, де ролик залишає шланг, і переміщується праворуч. На напірній поверхні спостерігаються зони з інтенсивною вихровістю, що свідчить про формування вихорів, які посилюють нестационарність потоку та збільшують пульсації тиску.

За одного тиску збільшення швидкості обертання підсилює нерівномірність вихровості. Із зростанням швидкості насоса та тиску вихрові структури стають більш вираженими. Потік у шлангу умовно поділяється на два напрямки:

- один – спрямований уперед під дією наступного ролика, який заповнює утворену порожнину;
- інший – частково формується зворотним потоком через підвищений вихідний тиск.

Чисельний аналіз дозволив отримати повну тривимірну картину нестационарного потоку в шлангу перистальтичного насоса.

2.4 Висновки з розділу

1. У результаті аналітичного опрацювання принципу роботи перистальтичного насоса-дозатора сформовано узагальнену математичну модель, що враховує ключові фізичні процеси: механічне витіснення рідини роликками, пружно-в'язку поведінку трубки, гідравлічні втрати та пульсаційний характер подачі. Встановлено залежності, які дозволяють визначати середній витрата, тиск, необхідну потужність привода та режим потоку, що забезпечує можливість коректного підбору конструктивних параметрів та режимів роботи

насоса. Дослідження показало, що число роликів, геометрія трубки, комплайнс та опір магістралі суттєво впливають на рівень пульсацій і точність дозування. Проведені сценарні розрахунки продемонстрували, що зі зростанням діаметра трубки, довжини зони стискування та частоти обертання суттєво збільшується середній потік, а характер пульсацій переходить від окремих імпульсів до майже сталого режиму. Модель дозволяє прогнозувати роботу насоса при різних навантаженнях і є основою для подальшої оптимізації конструкції та підвищення точності дозування.

2. Методика чисельного моделювання перистальтичного насоса-дозатора, реалізована в середовищі Simcenter STAR-CCM+, забезпечує детальне та достовірне відтворення взаємодії гнучкої трубки з жорсткими елементами конструкції – ротором і корпусом. Використання гіпереластичної моделі матеріалу, нестационарного підходу до розрахунків та вдосконалених контактних алгоритмів дозволило врахувати великі деформації трубки, контактні явища та вплив кінематичних параметрів насоса. Створена сіткова модель та коректно налаштовані граничні умови забезпечили точне відтворення процесу стискування та відновлення трубки під дією роликів. Порівняння різних методів моделювання контакту показало, що найбільш стабільні та фізично обґрунтовані результати дає метод доповненого множника Лагранжа, тоді як застосування лише штрафного параметра потребує ретельного підбору коефіцієнта та може призводити до розбіжності розрахунку. Розроблена чисельна модель дає змогу прогнозувати деформаційні процеси, контактні навантаження та характер руху гнучкої трубки, що створює основу для оптимізації конструкції перистальтичного насоса-дозатора, підвищення точності дозування рідини та забезпечення надійності його роботи у складі протруювального комплексу.

3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА-ДОЗАТОРА

3.1 Розробка експериментального зразка перистальтичного насоса-дозатора

Експериментальний зразок перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна та стенд для його дослідження було розроблено з метою підвищення точності та рівномірності дозування робочих розчинів у процесі обробки насіння. Розроблена конструкція (рис. 3.1) дозволяє не лише досліджувати технічні характеристики насоса, а й оптимізувати його роботу для різних умов експлуатації, враховуючи в'язкість рідини, об'єм дозування, тиск у системі та інші параметри.

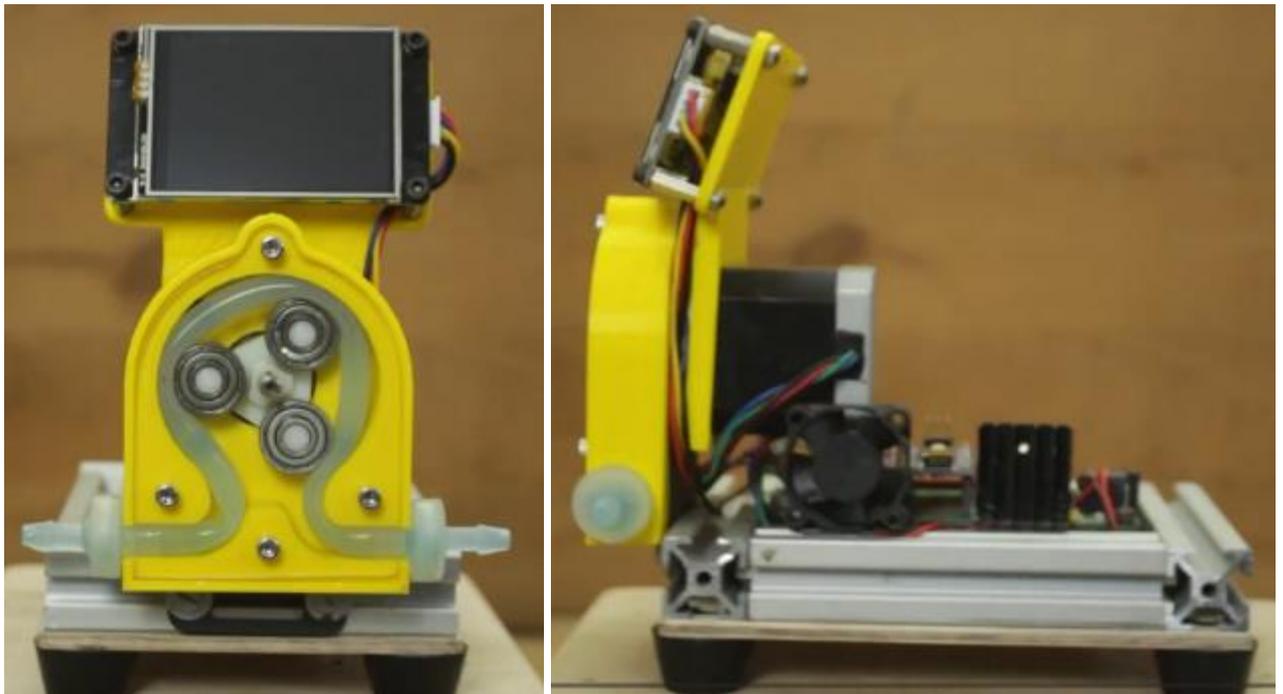


Рисунок 3.1 – Загальний вигляд перистальтичного насоса-дозатора

У конструкції насоса використано принцип перистальтичного переміщення, за якого гнучка трубка періодично стискається роликками, що

обертаються на роторі. У результаті цього формується поступальний рух рідини, що дозволяє забезпечити безконтактне дозування, зберігаючи чистоту рідини та запобігаючи її забрудненню. Для протруювача зерна це має важливе значення, оскільки препарат не контактує з металевими елементами, а лише з внутрішньою поверхнею трубки.

Конструкція експериментального зразка включає корпус із легкого полімерного матеріалу ABS (надрукованого на 3D-принтері), перистальтичну головку, силіконову трубку, привідний кроковий двигун, систему подачі рідини, резервуар, фільтр, вихідну форсунку, датчики контролю обертів та витрати, а також електронний блок керування на базі плати Arduino UNO. Головка насоса складається з ротора з трьома роликками, які притискають трубку до дугоподібного корпусу. Під час обертання роликки послідовно проштовхують рідину всередині трубки, створюючи безперервний потік. Швидкість обертання ротора визначає витрату рідини, а об'єм подачі за один оберт залежить від діаметра трубки та ширини контактної зони роликків.

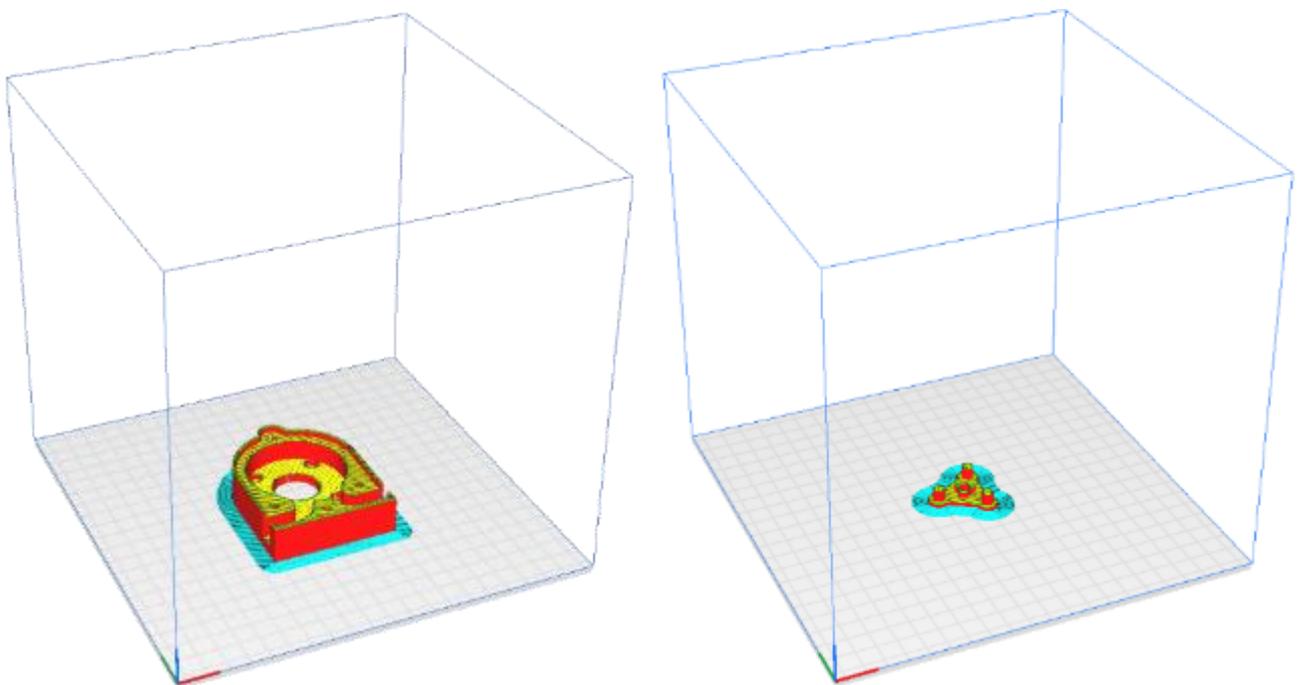


Рисунок 3.2 – Виготовлення корпусу і перистальтична головка на 3D-принтері

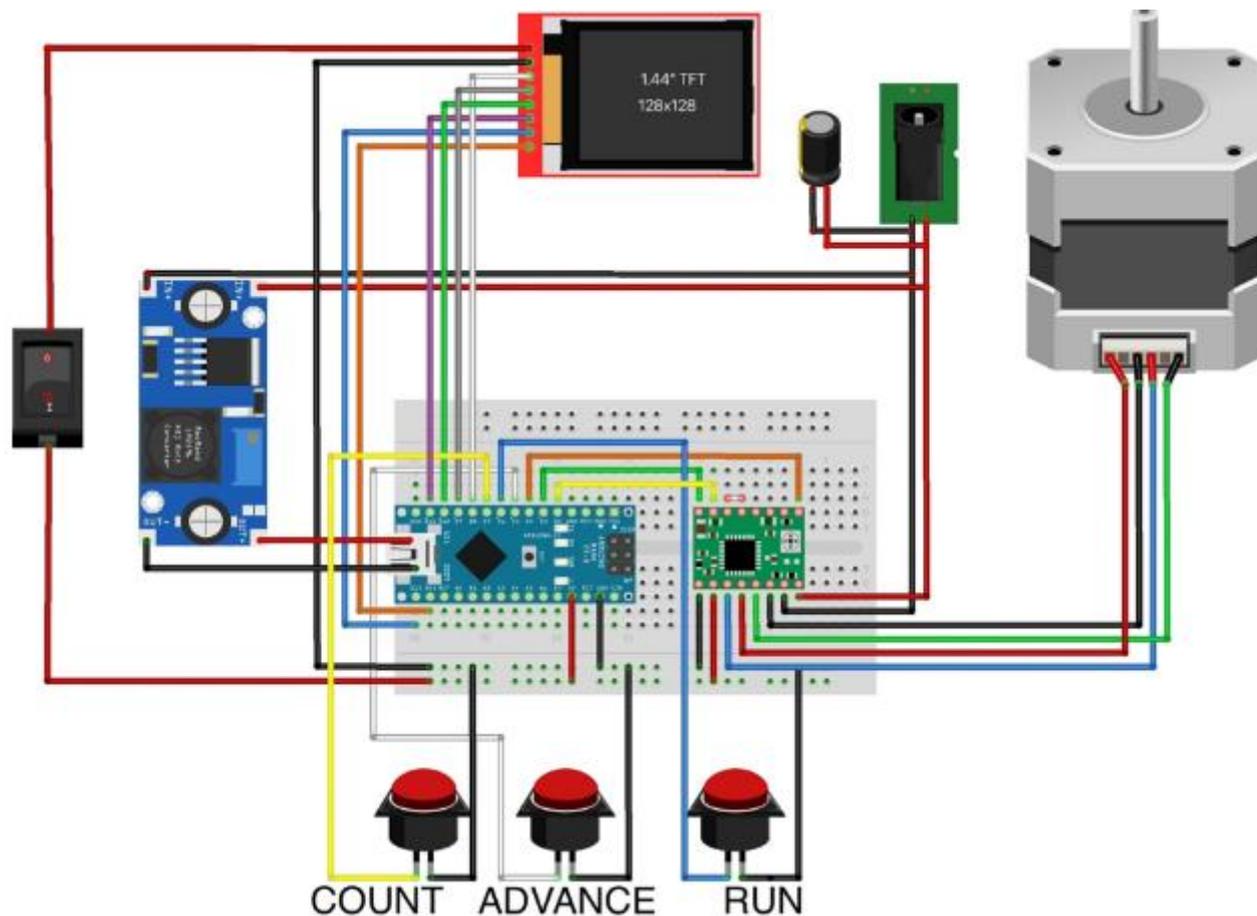


Рисунок 3.3 – Електрична схема керування перистальтичним насос-дозатором

Для приводу ротора використано кроковий електродвигун типу NEMA 17, який забезпечує точне регулювання швидкості обертання. Керування здійснюється мікроконтролером Arduino, до якого підключено драйвер двигуна, дисплей для відображення параметрів роботи, а також модуль введення даних користувачем. Програмне забезпечення дозволяє задавати тривалість подачі, частоту імпульсів, кількість обертів, а також здійснювати калібрування подачі у мілілітрах на оберт. У системі передбачено можливість підключення вагового датчика, що дозволяє визначати реальний об'єм поданої рідини та коригувати параметри в автоматичному режимі. Це забезпечує високу точність дозування, що є критично важливим під час протруювання насіння.

Стенд для дослідження роботи насоса являє собою універсальну модульну платформу, на якій встановлено насос, резервуар, вимірювальне обладнання, лоток для збору дозованої рідини, ваговий модуль, освітлювальну систему та комп'ютер для реєстрації результатів. Конструкція стенда виконана з алюмінієвих профілів типу 40×40 мм, що дозволяє змінювати розташування елементів і проводити випробування в різних режимах. Резервуар об'ємом 5 літрів виготовлений з хімічно стійкого пластику та обладнаний кришкою з повітряним клапаном. На виході встановлено фільтр із сіткою 100 мікрметрів для запобігання потраплянню механічних домішок у трубку насоса.

Вимірювання проводяться за допомогою мірної ємності (рис. 3.4-3.6). Для дослідження стабільності роботи проводяться серії з десяти або більше повторень, на основі яких визначається середнє значення, стандартне відхилення та коефіцієнт варіації. Такі випробування дозволяють оцінити вплив швидкості обертання ротора, діаметра трубки та в'язкості робочої рідини на точність дозування.



Рисунок 3.4 – Процес дозування рідини перистальтичним насос-дозатором

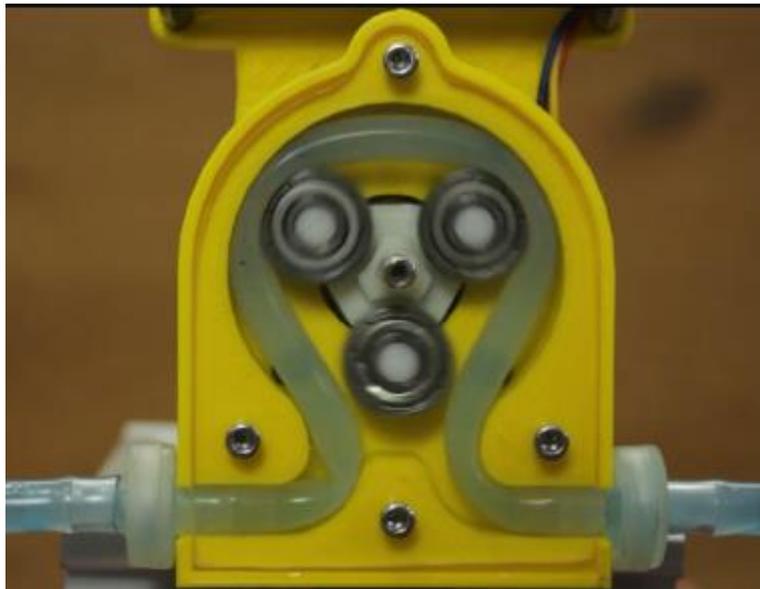


Рисунок 3.5 – Процес транспортування рідини перистальтичним насос-дозатором

Крім того, стенд оснащено оптичним датчиком контролю наявності рідини в трубці, який дає змогу виявити наявність повітряних пробок або припинення подачі розчину. Також можливе встановлення мікрокамери з підсвічуванням для спостереження за процесом подачі рідини у зону протруювання. Це дозволяє візуально оцінити рівномірність струменя, наявність крапель, а також відстежити момент початку та завершення подачі. Така система особливо корисна для експериментів із різними типами розчинів, де може спостерігатися пульсація потоку.

Для дослідження роботи насоса-дозатора застосовується методика калібрування, яка включає попереднє заповнення трубки робочою рідиною, задання певної кількості обертів ротора та вимірювання об'єму виданої дози. Отримані дані обробляються статистично, визначаються середні значення та похибки. Для кожного типу трубки (з внутрішнім діаметром 4, 6 і 8 мм) визначається об'єм подачі за один оберт. У подальшому ці значення використовуються для розрахунку програмного коефіцієнта, який дозволяє мікроконтролеру точно перетворювати оберти на об'єм подачі.

3.2 Планування експериментальних досліджень

Планування передбачає встановлення переліку факторів, які впливають на ефективність роботи насоса, визначення їх робочих діапазонів, вибір типу математичної моделі, необхідної точності та кількості дослідів. Після аналітичного дослідження конструкції перистальтичного насоса та аналізу літературних джерел встановлено, що найбільший вплив на продуктивність і споживану потужність мають три фактори: частота обертання ротора, внутрішній діаметр еластомерної трубки та зазор між роликом і корпусом. Частота обертання ротора n визначає швидкість лінійного переміщення рідини, а також характер деформації трубки та інтенсивність роботи роликів. Внутрішній діаметр трубки d впливає на об'єм перекачуваної рідини за один оберт ротора і на навантаження на трубку. Третій фактор – зазор між роликом і корпусом δ – визначає ступінь стискання трубки, що безпосередньо впливає на повноту витискування рідини, величину залишкового об'єму, гідравлічні втрати та енергетичні витрати.

Встановлені рівні факторів відображають реальні умови роботи обладнання та вибрані таким чином, щоб охопити повний технологічний діапазон. Частота обертання ротора змінювалася в межах від 60 до 180 об/хв, що відповідає стандартним режимам насосів малої продуктивності. Діаметр трубки прийнято на рівнях 4, 6 і 8 мм, оскільки такі розміри є типовими для мікродозаторів і дозволяють оцінити вплив внутрішнього об'єму на подачу. Зазор між роликом і корпусом змінювався в межах 1–3 мм, що забезпечує достатню амплітуду зміни ступеня стискання трубки: від мінімального тиску до практично повного обтиску. Обрані рівні також забезпечують безпечний режим роботи трубки й виключають її руйнування при надмірному стисканні.

Оскільки для аналізу впливу факторів на продуктивність Q і потужність P необхідно отримати регресійні моделі другого порядку, оптимальним є використання плану Бокса–Бенкіна. Цей тип плану дозволяє, на відміну від повного факторного експерименту, зменшити кількість дослідів без зниження

точності отриманої моделі. Для трьох факторів на трьох рівнях кількість точок плану становить 15 основних дослідів плюс декілька повторів у центрі плану. Центрові точки використовуються для оцінки чистої похибки, перевірки відтворюваності експерименту та встановлення адекватності регресії. План Бокса–Бенкіна дозволяє уникнути експериментальних точок на крайніх межах області варіювання факторів, що є важливим для роботи перистальтичної системи, оскільки надмірне стискання трубки на максимальних рівнях може призвести до її передчасного зношення чи руйнування. Крім того, цей план забезпечує збалансованість факторних комбінацій та рівномірний розподіл точок у досліджуваному просторі, що сприяє стабільності математичної моделі.

Таблиця 3.1 – Рівні варіювання факторів у плані Бокса–Бенкіна

Фактор	Позначення	-1	0	+1
Частота обертання ротора, об/хв	n	60	120	180
Внутрішній діаметр трубки, мм	d	4	6	8
Зазор між роликом і корпусом, мм	δ	1	2	3

Дослідження проводилися таким чином, щоб забезпечити однакові умови для всіх експериментів. Перед кожним дослідом встановлювався відповідний діаметр трубки з фіксацією її положення в корпусі насоса. Після цього задавали конкретний зазор між роликом і корпусом за допомогою регулювання кронштейна роликоносія. Далі встановлювали частоту обертання ротора за допомогою частотного перетворювача, що забезпечував плавну зміну швидкості. Після встановлення режиму насос працював протягом 10–15 секунд у холостому режимі для стабілізації потоку. Продуктивність визначали методом вимірювання об'єму рідини, що була перекачана за певний проміжок часу. Для зменшення випадкових похибок кожний вимір виконували тричі, після чого обчислювали середнє значення. Потужність вимірювали за допомогою цифрового ватметра з точністю до 0,1 Вт. Середовище перекачування – дистильована вода при температурі 20 ± 2 °С – забезпечувало стабільну в'язкість і відсутність абразивних або хімічно активних домішок.

Після отримання експериментальних даних проводили їх статистичну обробку. На першому етапі здійснювали нормування факторів та первинний аналіз даних для виявлення можливих викидів, використовуючи критерій Романовського. Далі будували рівняння регресії другого порядку, що включало лінійні, квадратичні та попарні взаємодії факторів. Перевірку значущості коефіцієнтів регресії здійснювали за критерієм Стюдента, а адекватність отриманої моделі – за критерієм Фішера. У разі, якщо модель визнавалася адекватною, переходили до побудови поверхонь відгуку та ізоліній, що відображають вплив досліджуваних факторів на продуктивність і споживану потужність.

Результати моделювання використовувалися для оцінювання області оптимальних параметрів. У ході аналізу встановлено, що частота обертання ротора має найбільш прямий і пропорційний вплив на продуктивність, тоді як діаметр трубки визначає базовий об'єм подачі за один цикл. Зазор між роликом і корпусом є критичним фактором, що впливає як на точність дозування, так і на енергоспоживання: при надто малому зазорі збільшується сила стискання трубки, що призводить до зростання потужності, а при надто великому – знижується повнота витискування рідини, що погіршує продуктивність. Отримані моделі другого порядку дозволяють побудувати оптимізаційні залежності, які дають змогу визначити такі комбінації факторів, при яких забезпечується максимальна продуктивність при мінімальній споживаній потужності.

Запропонований підхід до планування експериментальних досліджень забезпечує високу достовірність результатів і дозволяє розглядати перистальтичний насос-дозатор як об'єкт з добре формалізованими закономірностями роботи. Побудовані моделі можуть використовуватися як для подальшої модернізації конструкції, так і для розробки рекомендацій щодо експлуатаційних режимів обладнання залежно від потреб технологічного процесу.

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Опис отриманих результатів експерименту

У ході експериментальних випробувань перистальтичного насос-дозатора було виконано 15 дослідів відповідно до трирівневого плану Бокса–Бенкіна для трьох факторів: частоти обертання ротора n (60–180 об/хв), внутрішнього діаметра еластичної трубки d (4–8 мм) та зазору між роликом і корпусом δ (1–3 мм). Вимірюваними функціями відгуку були продуктивність насоса Q (л/хв) та потужність приводу P (Вт). Результати досліджень наведено у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати експериментальних досліджень

№	x_1	x_2	x_3	n (об/хв)	d (мм)	δ (мм)	Q (л/хв)	P (Вт)
1	-1	-1	0	60	4	2	0.44	16
2	1	-1	0	180	4	2	2.328	34
3	-1	1	0	60	8	2	1.656	21
4	1	1	0	180	8	2	3.000	48
5	-1	0	-1	60	6	1	0.904	39
6	1	0	-1	180	6	1	2.696	55
7	-1	0	1	60	6	3	0.808	18
8	1	0	1	180	6	3	2.280	35
9	0	-1	-1	120	4	1	1.360	41
10	0	1	-1	120	8	1	2.640	47
11	0	-1	1	120	4	3	1.168	20
12	0	1	1	120	8	3	2.320	31
13	0	0	0	120	6	2	2.080	27
14	0	0	0	120	6	2	2.144	29
15	0	0	0	120	6	2	2.112	28

Аналіз експериментальних даних показує, що поведінка системи визначається як лінійними закономірностями, так і вираженими нелінійними ефектами, що характерно для перистальтичних насосів, де сумісно діють деформаційні процеси стиснення трубки, еластична віддача та гідродинамічні втрати.

У всіх комбінаціях факторів зі збільшенням частоти обертання від 60 до 180 об/хв продуктивність істотно зростає. Наприклад, у дослідах 1 та 2 ($d = 4$ мм, $\delta = 2$ мм) приріст Q становив: при 60 об/хв $\rightarrow Q = 0.44$ л/хв; при 180 об/хв $\rightarrow Q = 2.328$ л/хв.

Тобто продуктивність зростає більш ніж у 5 разів, що підтверджує майже пропорційну залежність обробленого об'єму від частоти обертання.

Аналогічна тенденція спостерігається і для трубки діаметром 8 мм (досліди 3 та 4): $Q = 1.656$ л/хв $\rightarrow 3.000$ л/хв при переході від 60 до 180 об/хв.

Однак слід зазначити, що зростання не є строго лінійним: у режимах високих швидкостей частина об'єму не встигає повністю витіснитися через інерційні та пружні властивості трубки, що зумовлює зменшення приросту Q відносно ідеального пропорційного закону.

Потужність P , як і очікувалося, також зростає з частотою обертання. При цьому зростання P більш різке, ніж зростання Q , особливо для малих зазорів $\delta = 1$ мм, де сила деформації трубки максимальна. Наприклад, при $d = 6$ мм, $\delta = 1$ мм: при 60 об/хв $P = 39$ Вт; при 180 об/хв $P = 55$ Вт.

Це свідчить про різке збільшення моменту, необхідного для продавлювання робочого середовища при високому ступені стискання трубки.

Вплив діаметра є одним з найсуттєвіших, оскільки геометрія трубки визначає об'єм робочої камери між двома точками контакту ролика. Збільшення d від 4 до 8 мм у середньому підвищує продуктивність у 2–3 рази, що чітко видно в дослідах 1–4 та 9–12.

Наприклад, при $n = 120$ об/хв, $\delta = 1$ мм (досліди 9 і 10): $d = 4$ мм $\rightarrow Q = 1.360$ л/хв; $d = 8$ мм $\rightarrow Q = 2.640$ л/хв.

Таким чином, продуктивність подвоюється.

Проте збільшення d викликає і значне підвищення потужності. Наприклад: $P = 41$ Вт $\rightarrow 47$ Вт (дослід 9 \rightarrow дослід 10).

Це пояснюється тим, що більший діаметр трубки потребує більших сил на її стиснення.

Особливо виразний ефект взаємодії між d та n спостерігається при максимальних рівнях обох факторів (дослід 4): $Q = 3.0$ л/хв, $P = 48$ Вт – максимальні значення серед усіх дослідів.

Зазор δ визначає ступінь стискання трубки, а отже, впливає як на об'єм, що витісняється за один такт, так і на силу, необхідну для обертання ротора.

Експерименти показують, що при збільшенні δ від 1 до 3 мм: продуктивність зменшується на 10–30%, потужність зменшується на 20–40%. Наприклад, для $n = 60$ об/хв, $d = 6$ мм: $\delta = 1$ мм $\rightarrow Q = 0.904$ л/хв, $P = 39$ Вт; $\delta = 3$ мм $\rightarrow Q = 0.808$ л/хв, $P = 18$ Вт.

Більший зазор зменшує ступінь стиснення трубки, через що об'єм витіснення частково втрачається. Але з іншого боку, механічний опір трубки істотно падає, що пояснює різке зменшення потужності приводу.

Нелінійний характер впливу δ яскраво простежується при $d = 8$ мм (досліди 10 та 12): $\delta = 1$ мм $\rightarrow Q = 2.640$ л/хв; $\delta = 3$ мм $\rightarrow Q = 2.320$ л/хв.

При великих діаметрах трубки зростає її еластичність, що пом'якшує вплив δ , – тому втрати продуктивності менш виражені, ніж при малих значеннях d .

Три повтори в центрі плану ($n = 120$ об/хв, $d = 6$ мм, $\delta = 2$ мм) показали відносно малу розбіжність: $Q = 2.080; 2.144; 2.112$ л/хв; $P = 27; 29; 28$ Вт.

Коливання не перевищують: для Q : $\pm 1.5\%$; для P : $\pm 3.5\%$.

4.2 Вплив факторів досліджень на продуктивність насоса

Після проведення експериментальних досліджень продуктивності перистальтичного насос-дозатора за планом Бокса–Бенкіна для трьох факторів на трьох рівнях була побудована регресійна модель у кодованих змінних, а згодом переведена у фізичні одиниці, що дозволяє оцінити вплив реальних технологічних параметрів на продуктивність системи. Отримане розкодоване рівняння має вигляд (рис. 4.1):

$$Q = -9,244 + 0,634d - 0,007d^2 + 0,0494n - 0,001133dn - 0,0000633n^2 + \quad (4.1)$$

$$+ 1,512\delta - 0,016d\delta - 0,001333n\delta - 0,212\delta^2,$$

Ця модель описує залежність продуктивності Q у літрах за хвилину від частоти обертання ротора n , внутрішнього діаметра трубки d та зазору δ між роликом і корпусом насоса. Наявність квадратичних членів і взаємодій факторів свідчить про нелінійний характер процесу, що природно для перистальтичних насосів, у яких одночасно проявляються ефекти деформації трубки та гідродинамічні втрати.

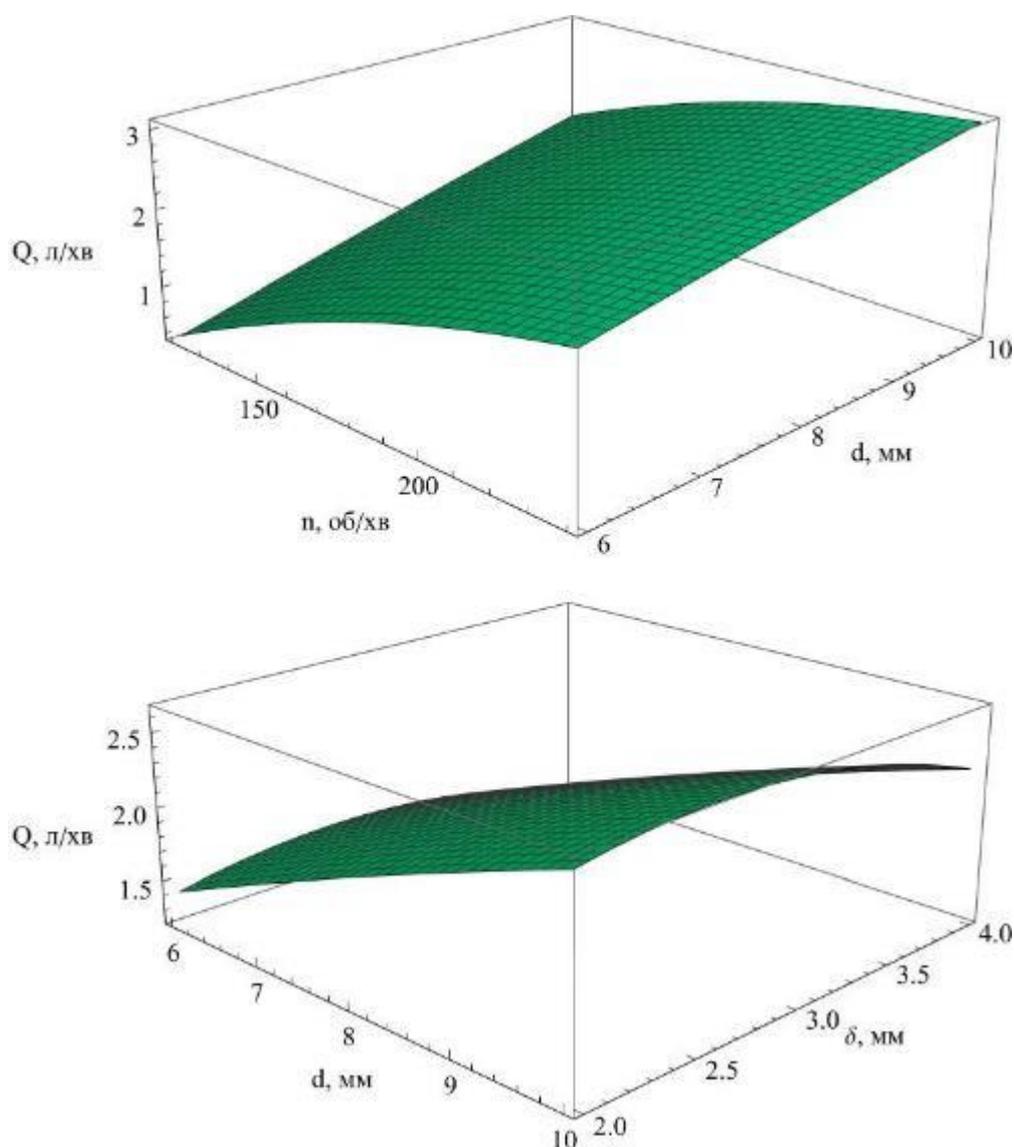


Рисунок 4.1 – Вплив факторів досліджень на продуктивність насоса

Аналіз коефіцієнтів рівняння дозволяє розглянути фізичний зміст кожного

з них. Коефіцієнт при n дорівнює 0,0494 і є одним із найбільших серед лінійних членів, що свідчить про сильний вплив частоти обертання на продуктивність: збільшення n на 10 об/хв призводить до зростання Q приблизно на 0,494 л/хв. Коефіцієнт при діаметрі трубки d дорівнює 0,634, що означає, що збільшення d на 1 мм підвищує продуктивність на 0,634 л/хв, оскільки об'єм рідини, що витискається, пропорційний діаметру. Зазор δ має позитивний лінійний коефіцієнт 1,512, що відображає фізичне явище: у робочому діапазоні часткова релаксація трубки при збільшеному зазорі сприяє ефективнішому відновленню форми трубки між циклами стискування, що дещо підвищує продуктивність.

Квадратичні члени рівняння дозволяють оцінити нелінійність процесу. Негативний коефіцієнт при d^2 (-0,007) вказує на існування оптимального діаметра трубки, після якого продуктивність перестає зростати через неповне стискування. Аналогічно, негативний член n^2 (-0,0000633) свідчить про обмеження приросту продуктивності на високих частотах обертання, що пояснюється інерційними ефектами та неповним витісненням рідини. Квадратичний член δ^2 (-0,212) показує, що при надмірно великому зазорі продуктивність падає через недостатнє стиснення трубки.

Члени взаємодії факторів мають важливе значення для опису фізичних процесів. Добуток $d \cdot n$ (-0,001133) показує, що при високій частоті обертання великий діаметр трубки може призводити до неповного витіснення рідини, а взаємодія $d \cdot \delta$ (-0,016) свідчить про те, що на великих трубках ефект зазору проявляється сильніше, оскільки трубка погано змикається. Добуток $n \cdot \delta$ (-0,001333) показує, що одночасно високі значення частоти та зазору знижують ефективність стискування. Таким чином, модель уміщує не лише лінійні ефекти факторів, а й їх взаємодії та квадратичні залежності, що відображає складну природу процесу.

Статистичний аналіз коефіцієнтів показує їхню високою значущістю. Показники t -статистик і P -значення (таблиця 4.2) демонструють, що найважливішими факторами є частота обертання та діаметр трубки, а також квадратичні члени x_1^2 і x_3^2 , що відповідає спостережуваним експериментально

нелінійним ефектам. Взаємодії $x_1 \cdot x_3$ і $x_2 \cdot x_3$ менш значущі, проте залишені в моделі для коректності структури експериментального плану. Всі основні ефекти підтверджені статистично, що дозволяє вважати модель надійною для прогнозування продуктивності у межах експериментального діапазону.

Таблиця 4.2 – Статистичний аналіз результатів досліджень

	Estimate	Standard Error	t-Statistic	P-Value
a00	2.112	0.0510999	41.3308	1.56392×10^{-7}
a10	0.812	0.0312922	25.949	1.58788×10^{-6}
a20	0.54	0.0312922	17.2567	0.0000119678
a30	-0.128	0.0312922	-4.09048	0.00944238
a12	-0.136	0.0442538	-3.07318	0.0276834
a13	-0.08	0.0442538	-1.80775	0.130449
a23	-0.032	0.0442538	-0.723102	0.502017
a11	-0.228	0.0460608	-4.94998	0.00428503
a22	-0.028	0.0460608	-0.607892	0.56981
a33	-0.212	0.0460608	-4.60261	0.00582651

Дисперсійний аналіз показує високий рівень адекватності моделі. Сума квадратів відхилень, пояснена моделлю, складає 60,2027, у той час як залишкова дисперсія дорівнює лише 0,03917. Відношення $SS_{\text{model}} / SS_{\text{total}} \approx 0,99935$ відповідає коефіцієнту детермінації R^2 , що свідчить про майже повне пояснення варіації даних за рахунок моделі. Малий залишковий розкид та висока точність апроксимації підтверджують відсутність систематичних похибок у вимірюваннях та стабільність роботи установки.

Таблиця 4.3 – Дисперсійний аналіз результатів досліджень

	DF	SS	MS
Model	10	60.2028	6.02028
Error	5	0.039168	0.0078336
Uncorrected Total	15	60.2419	
Corrected Total	14	8.21391	

Модель дозволяє ідентифікувати точки мінімуму та максимуму

продуктивності. Наприклад, при $n = 120$ об/хв, $d = 6$ мм, $\delta = 2$ мм продуктивність $Q \approx 0,172$ л/хв, що відповідає мінімальному значенню у межах досліду. При екстраполяції до $n = 240$ об/хв, $d = 10$ мм, $\delta \approx 2,43$ мм продуктивність прогнозується як $Q \approx 3,14$ л/хв, що ілюструє правильний фізичний напрямок зростання, хоча ця точка знаходиться за межами експериментальної області. Таким чином, рівняння відображає реальну поведінку системи, зберігаючи фізичний зміст усіх параметрів, враховує пружні властивості трубки, взаємодії факторів та насичення продуктивності при високих значеннях n і d .

Загалом, отримана регресійна модель є високоточним і адекватним інструментом для прогнозування продуктивності перистальтичного насоса у заданих межах факторів, дозволяє визначати оптимальні параметри роботи та проводити подальшу оптимізацію. Високий коефіцієнт детермінації, низька залишкова дисперсія та статистична значущість більшості коефіцієнтів підтверджують надійність моделі та її придатність для інженерного використання, включаючи оптимізацію технологічних режимів та передбачення поведінки насоса при зміні діаметра трубки, частоти обертання та зазору між роликком і корпусом.

4.3 Вплив факторів досліджень на потужність насоса

Після проведення експериментальних досліджень потужності перистальтичного насос-дозатора за планом Бокса–Бенкіна було побудовано регресійну модель у кодованих змінних, а потім переведено її у фізичні одиниці для оцінки впливу реальних технологічних параметрів: частоти обертання n , діаметра трубки d та зазору δ . Закодоване рівняння показує складну структуру, включно з лінійними, квадратичними членами та добутками факторів, що свідчить про нелінійну природу процесу і наявність взаємодії між параметрами. У розкодованому вигляді рівняння набуває вигляду (рис. 4.2):

$$P = 115,75 - 1,125d - 0,175n + 0,01875 d n + 0,0005208 n^2 - \quad (4.2) \\ - 51 \delta + 6,875\delta^2,$$

де потужність P вимірюється у Вт. Ця модель дозволяє описати залежність потужності від реальних фізичних параметрів установки, відображаючи особливості роботи насоса у різних режимах.

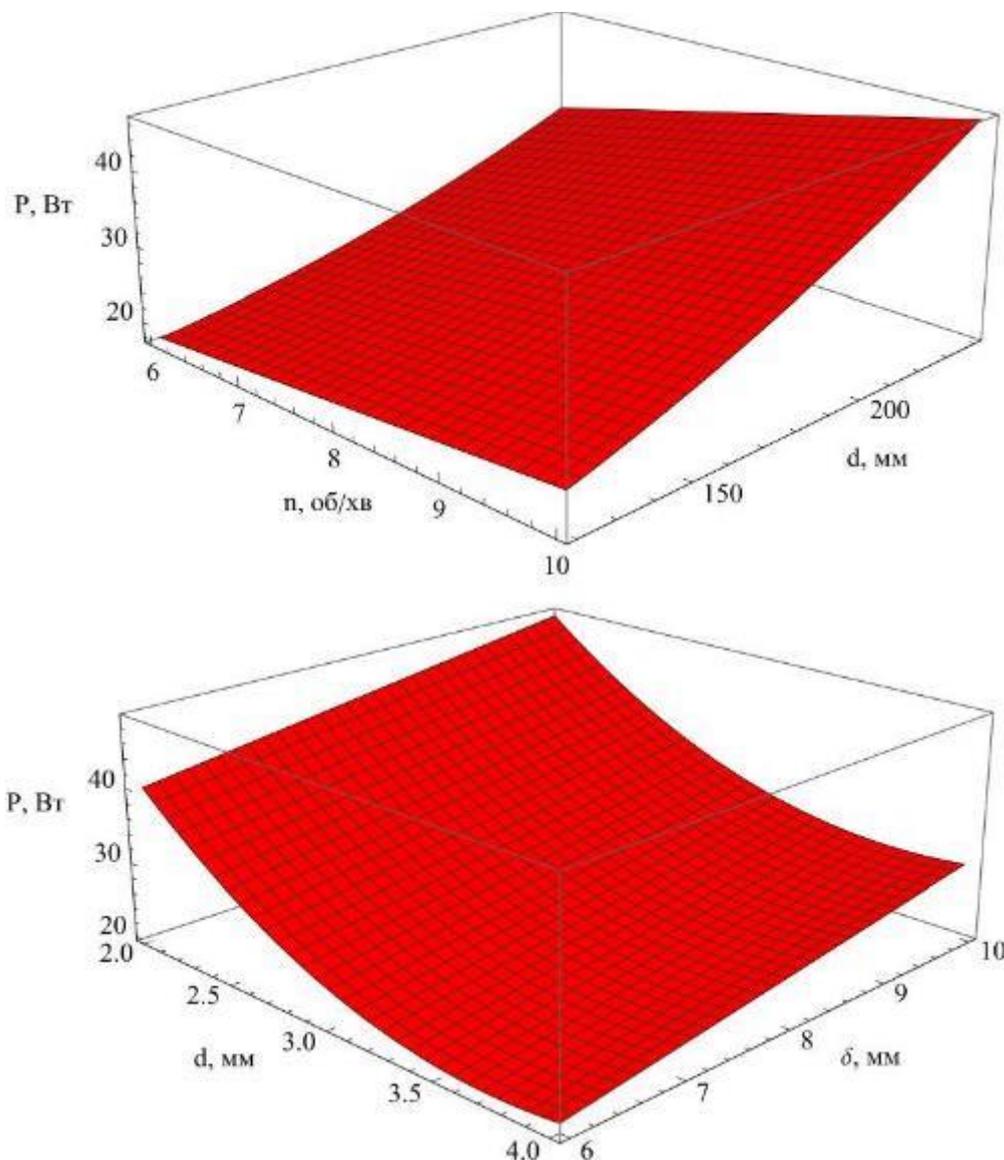


Рисунок 4.2 – Вплив факторів досліджень на потужність насоса

Аналіз коефіцієнтів показує, що найбільш істотний вплив на потужність має зазор δ , що відображається у великому квадратичному члені $6,875\delta^2$ та сильному лінійному члені -51δ . Це свідчить про те, що при малому зазорі насос працює ефективно з низьким опором, а при збільшенні δ починають домінувати втрати через неповне стискання трубки, що зумовлює зростання потужності,

необхідної для прокачування рідини. Таким чином, δ проявляє яскраво виражений нелінійний ефект із точкою мінімуму потужності у робочому діапазоні. Лінійний коефіцієнт при діаметрі трубки d (-1,125) показує, що збільшення діаметра призводить до незначного зниження потужності за рахунок меншої деформації трубки на оберт і зменшення опору на одиницю об'єму рідини. Вплив частоти обертання n у лінійній частині також негативний (-0,175), проте квадратичний член $0,0005208 n^2$ демонструє, що при високих частотах обертання потужність зростає через динамічні втрати та більший опір потоку рідини.

Члени взаємодії факторів також мають помітний вплив. Добуток dn (+0,01875) показує, що при збільшенні діаметра трубки одночасно з частотою обертання зростає потужність, що логічно, оскільки більший об'єм рідини і швидкість обертання збільшують опір потоку. Інші взаємодії у моделі є менш значущими, що підтверджують статистичні показники P -значень, але вони враховують тонкі ефекти взаємодії факторів, які впливають на динаміку насоса.

Статистичний аналіз коефіцієнтів моделі (табл. 4.4) показує, що більшість основних ефектів є статистично значущими ($P < 0.05$), що підтверджує їх реальний фізичний вплив. Найбільш значущими є коефіцієнти при x_1 , x_2 та x_3^2 , що відповідає спостережуваним експериментально нелінійним ефектам. Взаємодії x_1x_2 , x_1x_3 і x_2x_3 менш значущі, проте залишені в моделі для коректності структури плану Бокса–Бенкіна. Всі ці фактори підтверджують фізичний зміст моделі та дозволяють надійно прогнозувати потужність установки.

Дисперсійний аналіз демонструє високий рівень адекватності моделі (табл. 4.5). Сума квадратів відхилень, пояснена моделлю, складає 17834,5, а залишкова дисперсія дорівнює лише 22,5. Відношення $SS_model / SS_total \approx 0,99874$ відповідає високому коефіцієнту детермінації R^2 , що свідчить про майже повне пояснення варіації експериментальних даних моделлю. Малий залишковий розкид свідчить про стабільність експерименту та відсутність систематичних похибок, що підтверджує надійність отриманого рівняння.

Таблиця 4.4 – Статистичний аналіз результатів досліджень

	Estimate	Standard Error	t-Statistic	P-Value
a00	28.	1.22474	22.8619	2.97769×10^{-6}
a10	9.75	0.75	13.	0.000048022
a20	4.5	0.75	6.	0.00184614
a30	-9.75	0.75	-13.	0.000048022
a12	2.25	1.06066	2.12132	0.0873593
a13	0.25	1.06066	0.235702	0.823014
a23	1.25	1.06066	1.17851	0.291619
a11	1.875	1.10397	1.69842	0.150183
a22	-0.125	1.10397	-0.113228	0.914256
a33	6.875	1.10397	6.22752	0.0015619

Таблиця 4.5 – Дисперсійний аналіз результатів досліджень

	DF	SS	MS
Model	10	17 834.5	1783.45
Error	5	22.5	4.5
Uncorrected Total	15	17 857.	
Corrected Total	14	1915.6	

Модель дозволяє ідентифікувати точки мінімуму та максимуму потужності. Наприклад, при $n = 120$ об/хв, $d = 6$ мм та $\delta \approx 3,71$ мм потужність $P \approx 14,42$ Вт, що відповідає мінімальному значенню у межах дослідження. При екстраполяції до $n = 240$ об/хв, $d = 10$ мм, $\delta = 2$ мм потужність прогнозується як $P \approx 63$ Вт, що демонструє фізично логічну залежність: підвищення частоти обертання та зменшення δ збільшує опір потоку, а отже – споживану потужність.

Загалом, отримана регресійна модель потужності є високоточним і адекватним інструментом для прогнозування енергетичних витрат перистальтичного насоса в заданих межах факторів, дозволяє визначати оптимальні параметри роботи установки та планувати режим експлуатації для досягнення бажаної продуктивності при мінімальних енергетичних затратах. Високий коефіцієнт детермінації, низька залишкова дисперсія та статистична значущість більшості коефіцієнтів підтверджують надійність моделі та її придатність для інженерного використання, включаючи оцінку ефективності та оптимізацію режимів роботи перистальтичного насос-дозатора.

4.4 Оптимізація результатів досліджень

Спираючись на отримані регресійні рівняння продуктивності та потужності, оптимізація проводиться за умовою мінімізації потужності P при заданому значенні продуктивності Q . Використовуючи розкодовані рівняння було знайдено оптимальні залежності факторів. В умовах експериментальної області ($d = 4\text{--}8$ мм, $\delta = 1\text{--}3$ мм) оптимальні значення для мінімізації P при заданому Q показують, що частота обертання n зростає майже лінійно з підвищенням продуктивності. При цьому оптимальні значення зазору δ знаходяться в нижньому діапазоні ($\delta \approx 1\text{--}2$ мм), а діаметр трубки d прагне середнього значення ($d \approx 6$ мм), що забезпечує баланс між досягненням продуктивності та мінімізацією споживаної потужності.

Найбільш ефективна залежність частоти обертання n від продуктивності Q для умов мінімізації P описується приблизно лінійною функцією:

$$n = 58,5 + 64,3 Q. \quad (4.3)$$

Ця залежність свідчить, що для невеликих значень продуктивності ($Q \approx 0.5\text{--}1$ л/хв) достатньо низької частоти обертання ротора ($n \approx 90\text{--}125$ об/хв), тоді як при підвищенні продуктивності до 3 л/хв частота обертання має зростати до $n \approx 250$ об/хв для забезпечення бажаного потоку з мінімальною витратою потужності.

Таким чином, оптимізація показує, що частота обертання є основним регульованим параметром, який дозволяє досягти заданої продуктивності при мінімальних енергетичних затратах, тоді як діаметр трубки та зазор слід обирати у середньому або нижньому діапазоні для підтримки оптимального режиму роботи насоса.

За цих умов перистальтичний насос працює в енергетично ефективному режимі, забезпечуючи необхідну продуктивність без перевитрат потужності.

4.5 Висновки з розділу

1. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що частота обертання є ключовим фактором, що визначає продуктивність насоса. Збільшення n у межах 60–180 об/хв призводить до істотного зростання продуктивності Q , майже пропорційного об'єму робочої рідини, що витісняється за один оберт. Проте на високих частотах спостерігається невелике насичення приросту продуктивності через інерційні та пружні властивості трубки. Потужність P зростає значно швидше, особливо при малих зазорах δ , що пов'язано із зростанням моменту на роторі для стискання трубки.

2. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що збільшення діаметра трубки з 4 до 8 мм суттєво підвищує продуктивність (у 2–3 рази), що підтверджує важливість геометричного фактору для об'єму робочої камери. Разом із тим, збільшення d підвищує і споживану потужність P через більший опір при стисненні трубки, особливо при високих частотах обертання.

3. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що зазор між роликом і корпусом визначає ступінь стискання трубки, впливаючи як на об'єм рідини, що витісняється, так і на силу, необхідну для обертання ротора. Збільшення δ від 1 до 3 мм зменшує продуктивність на 10–30%, а потужність – на 20–40%. Нелінійний вплив δ проявляється особливо при великих діаметрах трубки, де еластичність трубки пом'якшує втрати продуктивності.

4. Оптимізація показала, що для досягнення заданої продуктивності при мінімальних енергетичних витратах основним регульованим параметром є частота обертання n . При цьому зазор δ оптимально обирати у нижньому діапазоні (1–2 мм), а діаметр трубки – у середньому (≈ 6 мм). Залежність частоти обертання від продуктивності для мінімізації потужності описується лінійною функцією: $n = 58,5 + 64,3 Q$.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Протруювання насіння є невід'ємною частиною технологічного процесу підготовки насінневого матеріалу до посіву та одночасно пов'язане з підвищеним ризиком для здоров'я та безпеки працівників. Цей процес передбачає роботу з хімічними препаратами, які можуть мати токсичні, подразнюючі та алергенні властивості, а також використання механічного обладнання з рухомими частинами та електричних систем. Всі ці фактори зумовлюють необхідність дотримання суворих правил охорони праці, застосування засобів індивідуального захисту та підготовку персоналу до дій у надзвичайних ситуаціях. Основною метою організації безпеки при роботі із протруювачами насіння є зменшення ризику травматизму, попередження хімічних уражень та забезпечення умов для безпечного та ефективного проведення технологічного процесу.

Робота з протруйниками завжди пов'язана з хімічною небезпекою, оскільки більшість препаратів містять активні діючі речовини, здатні проникати в організм людини через шкіру, слизові оболонки та дихальні шляхи. Контакт із такими речовинами може спричинити отруєння, подразнення шкіри та очей, алергічні реакції, а при систематичному недотриманні правил безпеки – більш серйозні хронічні захворювання. Саме тому під час роботи із протруйниками особливу увагу приділяють зберіганню та транспортуванню препаратів у герметичній тарі, дотриманню умов температурного режиму та вентиляції приміщень, а також використанню персоналом засобів індивідуального захисту. До таких засобів належать захисний одяг, рукавички, респіратори або спеціальні маски, захисні окуляри та чоботи, які мінімізують контакт шкіри і слизових оболонок із токсичними речовинами.

Механічна небезпека є не менш значущою при роботі з протруювачами. Сучасні установки, зокрема барабанні та шнекові протруювачі, оснащені рухомими частинами – шнеками, барабанами, шестернями, приводами, які при

недотриманні правил безпеки можуть призвести до травмування рук або кінцівок. Ризик посилюється наявністю гострих країв корпусу та рухомих ременів. Для запобігання травмам, всі рухомі частини повинні бути захищені спеціальними кожухами та обмежувачами доступу. Крім того, регулярне технічне обслуговування, контроль стану ременів, роликів та шнеків дозволяє знизити ймовірність аварійних ситуацій та забезпечити безпечну експлуатацію обладнання.

Не менш важливим аспектом є електробезпека, оскільки протруювачі насіння обладнані електродвигунами та насосами-дозаторами, які працюють під високою напругою. Порушення ізоляції проводів, неправильне підключення або пошкодження електричних компонентів може призвести до ураження працівника електричним струмом. У зв'язку з цим на підприємствах встановлюються вимоги до обов'язкового заземлення обладнання, наявності запобіжників та вимикачів екстреної зупинки, а також проведення регулярного контролю стану електромереж та кабелів. Крім того, всі працівники повинні знати порядок дій у разі електротравми, включаючи вимкнення джерела живлення та надання першої допомоги.

Пожежна та вибухонебезпека також становить серйозну загрозу при роботі з протруйниками, особливо у сухому вигляді або у вигляді летких суспензій. Наявність джерел відкритого вогню, іскроутворювальних механізмів або недотримання умов зберігання хімікатів може призвести до загоряння та поширення вогню у приміщенні. Для запобігання цьому встановлюють заборону на куріння, контролюють електричну безпеку та обладнують приміщення первинними засобами пожежогасіння. Важливо також навчити персонал правилам дій при пожежі та наявності плану евакуації, щоб мінімізувати ризики для людей і майна.

Організація безпеки передбачає комплексний підхід, який включає не тільки застосування засобів індивідуального захисту та технічних обмежень, але й навчання персоналу та контроль за дотриманням технологічних норм. Навчання передбачає ознайомлення з характеристиками хімічних препаратів,

алгоритмом роботи з протруювачами, способами дезактивації та порядок дій у надзвичайних ситуаціях. Працівники повинні мати чітке уявлення про правила поводження з токсичними речовинами, про порядок першої медичної допомоги та знати, як діяти при аваріях, пожежах або механічних ушкодженнях.

У разі надзвичайних ситуацій дії персоналу повинні бути відпрацьованими та координованими. При попаданні протруйника на шкіру або слизові оболонки необхідно негайно промити уражену ділянку водою, зняти забруднений одяг і за потреби звернутися до медичного закладу. При пожежі – швидко перекрити джерело живлення обладнання, застосувати вогнегасні засоби, евакуювати персонал та повідомити відповідні служби. Механічні травми потребують негайної зупинки протруювача та надання першої допомоги, а електротравма – вимкнення струму та виклик медичної допомоги. Всі ці дії мають бути чітко прописані у внутрішніх інструкціях та доведені до всіх співробітників.

Таким чином, охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях при роботі із протруювачами насіння є комплексним і багатофакторним процесом, який включає технічні, організаційні та медико-біологічні заходи. До основних висновків можна віднести три ключові положення. По-перше, безпека роботи забезпечується застосуванням засобів індивідуального захисту, технічних огорожень, правильним зберіганням і використанням хімічних препаратів. По-друге, навчання та регулярний інструктаж персоналу дозволяють зменшити ризик травм, отруєнь та аварійних ситуацій і забезпечують правильну поведінку у випадку надзвичайних подій. По-третє, наявність чітко визначеного плану дій у надзвичайних ситуаціях, доступність засобів першої допомоги та пожежогасіння є необхідною умовою безпечної роботи та гарантує збереження здоров'я працівників і безперервність технологічного процесу.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРИСТАЛЬТИЧНОГО НАСОСА-ДОЗАТОРА ДЛЯ ПРОТРУЮВАЧА ЗЕРНА

Для оцінки економічної ефективності нового перистальтичного насос-дозатора порівняно з базовим використовуються такі вихідні дані:

- продуктивність нового насоса: $Q \approx 3,14$ л/хв (при оптимальних параметрах $n = 240$ об/хв, $d = 10$ мм, $\delta \approx 2,43$ мм);
- продуктивність базового насоса: $Q_{\text{base}} \approx 2,0$ л/хв;
- споживана потужність нового насоса: $P \approx 63$ Вт;
- споживана потужність базового насоса: $P_{\text{base}} \approx 78$ Вт;
- вартість 1 кВт·год електроенергії: $C_e = 5$ грн/кВт·год (середня тарифна ставка);
- робочий час установки: 8 год/день, 250 днів/рік;
- вартість базового насоса: 2500 грн;
- вартість нового перистальтичного насоса-дозатора: 4000 грн.

Розрахунок річного споживання електроенергії.

Базовий насос:

$$E_{\text{base}} = P_{\text{base}} \cdot t_{\text{рік}} = 78 \text{Вт} \cdot 8 \text{год} / \text{день} \cdot 250 \text{днів} / \text{рік} = 156 \text{кВт} \cdot \text{год} / \text{рік} \quad (5.1)$$

Новий насос:

$$E_{\text{new}} = P_{\text{new}} \cdot t_{\text{рік}} = 63 \cdot 8 \cdot 250 = 126 \text{кВт} \cdot \text{год} / \text{рік} \quad (5.2)$$

Річна вартість електроенергії

Базовий насос:

$$C_{\text{ел, base}} = E_{\text{base}} \cdot C_e = 780 \text{грн} / \text{рік} \quad (5.3)$$

Новий насос:

$$C_{\text{ел, new}} = E_{\text{new}} \cdot C_e = 126 \cdot 5 = 630 \text{грн} / \text{рік} \quad (5.4)$$

Економія на електроенергії:

$$\Delta C_{\text{ел}} = 780 - 630 = 150 \text{грн} / \text{рік} \quad (5.5)$$

Розрахунок додаткового ефекту від підвищення продуктивності

Продуктивність нового насоса: 3,14 л/хв

Продуктивність базового насоса: 2,0 л/хв

Підвищення продуктивності:

$$\Delta Q = Q_{\text{new}} - Q_{\text{base}} = 3,14 - 2,0 = 1,14 \text{ л / хв} \quad (5.6)$$

За 8 год/день, 250 днів/рік:

$$V_{\text{дод}} = 1,14 \cdot 60 \cdot 8 \cdot 250 = 136800 \text{ л / рік} = 136,8 \text{ м}^3 / \text{рік} \quad (5.7)$$

Якщо оцінити економічний ефект від додаткового об'єму протруєного зерна, припустимо, що вартість обробки 1 м³ зерна становить $C_z = 20$ грн/м³ (для прикладу, можна замінити на реальну вартість), тоді:

$$\Delta C_{\text{продукт}} = 136,8 \text{ м}^3 \cdot 20 \text{ грн / м}^3 = 2736 \text{ грн / рік} \quad (5.8)$$

Загальний економічний ефект

$$E_{\text{економ}} = \Delta C_{\text{ел}} + \Delta C_{\text{продукт}} = 150 + 2736 = 2886 \text{ грн / рік} \quad (5.9)$$

Строк окупності нового насоса.

Вартість нового насоса: 4 000 грн

Вартість базового насоса: 2 500 грн

Додаткові інвестиції:

$$\Delta C_{\text{насос}} = 4000 - 2500 = 1500 \text{ грн} \quad (5.10)$$

Строк окупності:

$$T_{\text{окупн}} = \frac{\Delta C_{\text{насос}}}{E_{\text{економ}}} \approx 0,52 \text{ роки} \approx 6,2 \text{ місяці} \quad (5.11)$$

Тобто новий насос окупається менш ніж за рік завдяки підвищеній продуктивності та зниженню споживаної потужності.

Таблиця 5.1 – Узагальнена таблиця економічної ефективності

Показник	Базовий насос	Новий насос	Зміни/Ефект
Продуктивність Q, л/хв	2,0	3,14	+1,14
Потужність P, Вт	78	63	-15
Річне споживання електроенергії, кВт·год	156	126	-30
Річна вартість електроенергії, грн	780	630	-150
Додатковий обсяг протруєного зерна, м ³ /рік	—	136,8	+136,8

Показник	Базовий насос	Новий насос	Зміни/Ефект
Економічний ефект від продуктивності та енергії, грн/рік	-	-	2 886
Вартість насоса, грн	2 500	4 000	+1 500
Строк окупності, роки	-	-	0,52

Впровадження нового перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна забезпечує значне підвищення продуктивності та зменшення енергоспоживання. Загальний економічний ефект становить приблизно 2 886 грн/рік, а строк окупності додаткових витрат на насос – менше 7 місяців. Новий насос дозволяє працювати більш енергоефективно та підвищує продуктивність протруювання зерна, що робить його доцільним для промислового застосування.

ВИСНОВКИ

1. Протруювання є невід'ємною складовою передпосівної підготовки насіння, що забезпечує високий рівень схожості та енергії проростання, знижує втрати сходів від патогенів і шкідників, а ефективність процесу визначається біологічними властивостями культури, фізико-механічними характеристиками насіння, типом протруйника та масштабом виробництва. Сучасні методи обробки – мокрий, напівсухий, інкрустація, дражування та плівкоутворююче нанесення – дозволяють підвищити якість протруювання та зменшити негативний вплив на довкілля. Для реалізації цих методів використовують різні установки: барабанні, шнекові, інжекторні, інкрустаційні та пневматичні системи, серед яких шнекові протруювачі вирізняються універсальністю, точністю дозування та рівномірністю нанесення препарату, що оптимізує процес обробки та підвищує продуктивність. Ключовим елементом технології є насос-дозатор рідини, і серед доступних типів перистальтичні насоси демонструють оптимальні характеристики для сучасних протруювачів, забезпечуючи стабільну подачу рідини, мінімальний механічний вплив на зерно, високу точність дозування та простоту обслуговування, що сприяє підвищенню якості обробки та економічності ефективности всього технологічного процесу.

2. У результаті аналітичного опрацювання принципу роботи перистальтичного насоса-дозатора сформовано узагальнену математичну модель, що враховує ключові фізичні процеси: механічне витіснення рідини роликками, пружно-в'язку поведінку трубки, гідравлічні втрати та пульсаційний характер подачі. Встановлено залежності, які дозволяють визначати середній витрата, тиск, необхідну потужність привода та режим потоку, що забезпечує можливість коректного підбору конструктивних параметрів та режимів роботи насоса. Дослідження показало, що число роликків, геометрія трубки, комплайнс та опір магістралі суттєво впливають на рівень пульсацій і точність дозування.

3. Методика чисельного моделювання перистальтичного насоса-дозатора, реалізована в середовищі Simcenter STAR-CCM+, забезпечує детальне та

достовірне відтворення взаємодії гнучкої трубки з жорсткими елементами конструкції – ротором і корпусом. Використання гіпереластичної моделі матеріалу, нестационарного підходу до розрахунків та вдосконалених контактних алгоритмів дозволило врахувати великі деформації трубки, контактні явища та вплив кінематичних параметрів насоса. Створена сіткова модель та коректно налаштовані граничні умови забезпечили точне відтворення процесу стискання та відновлення трубки під дією роликів. Розроблена чисельна модель дає змогу прогнозувати деформаційні процеси, контактні навантаження та характер руху гнучкої трубки, що створює основу для оптимізації конструкції перистальтичного насоса-дозатора, підвищення точності дозування рідини та забезпечення надійності його роботи у складі протруювального комплексу.

4. Експериментальні дослідження показали, що ключовим фактором продуктивності насоса є частота обертання n : її збільшення від 60 до 180 об/хв суттєво підвищує Q майже пропорційно об'єму рідини, хоча на високих частотах приріст трохи насичується через інерційні та пружні властивості трубки. Потужність P зростає швидше, особливо при малих зазорах δ . Збільшення діаметра трубки з 4 до 8 мм підвищує продуктивність у 2–3 рази, але одночасно зростає і споживана потужність. Зазор δ визначає ступінь стискання трубки: його збільшення з 1 до 3 мм зменшує продуктивність на 10–30% і потужність на 20–40%, причому при великих d втрати продуктивності менш виражені. Оптимізація показала, що для заданої продуктивності при мінімальних витратах енергії основним регульованим параметром є n , δ слід обирати в нижньому діапазоні (1–2 мм), а d – близько середнього (≈ 6 мм), а залежність n від Q описується лінійною функцією $n = 58,5 + 64,3 Q$.

5. Впровадження нового перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна забезпечує значне підвищення продуктивності та зменшення енергоспоживання. Загальний економічний ефект становить приблизно 2 886 грн/рік, а строк окупності додаткових витрат на насос – менше 7 місяців. Новий насос дозволяє працювати більш енергоефективно та підвищує продуктивність протруювання зерна, що робить його доцільним для промислового застосування.

Бібліографія

1. Afzal I. Impact of seed pelleting on germination potential, seedling growth and storage of tomato seed / I. Afzal, T. Javed // *Acta Horticulturae*. – 2020. – Vol. 1273. – P. 417–424.
2. Anderson D. Talc and Graphite: What You Need to Know before you Plant Machinery / D. Anderson // *AgWeb Journal*. – 2014.
3. Avelar S. A. G. The use of film coating on the performance of treated corn seed / S. A. G. Avelar, F. V. D. Sousa, G. Fiss, L. Baudet, S. T. Peske // *Revista Brasileira de Sementes*. – 2012. – Vol. 34, No. 2. – P. 186–192.
4. Badua S. A. Comparison of soy protein based and commercially available seed lubricants for seed flowability in row crop planters / S. A. Badua, A. Sharda, R. Strasser, K. Ciampitti // *Applied Engineering in Agriculture*. – 2019. – Vol. 35, No. 4. – P. 593–600.
5. Chen Y. Insecticidal Seed Coating : пат. 0,177,526 A1 США / Y. Chen, K. M. Turnblad. – № 09/988,616 ; заявл. 20.11.2001 ; опубл. 28.11.2002.
6. Cho S. Selection of coating materials and binders for pelleting onion (*Allium cepa* L.) seed / S. Cho, H. Seo, Y. Oh [et al.] // *Journal of the Korean Society for Horticultural Science*. – 2000. – Vol. 41, No. 6. – P. 593–597.
7. Guan Y. J. A novel fluorescent dual-labeling method for anti-counterfeiting pelleted tobacco seeds / Y. J. Guan, J. C. Wang, J. Hu [et al.] // *Seed Science and Technology*. – 2013. – Vol. 41, No. 1. – P. 158–163.
8. Halmer P. Commercial seed treatment technology / P. Halmer // *Seed Technology and Its Biological Basis* / ed. M. Black, J. D. Bewley. – Sheffield : Sheffield Academic Press, 2000. – P. 257–286.
9. Halmer P. Seed technology and seed enhancement / P. Halmer // *Acta Horticulturae*. – 2008. – Vol. 771. – P. 17–26.
10. Hirsch G. W. Powdered Seed Treatment Applicator : пат. 7,487,892 США / G. W. Hirsch. – опубл. 10.02.2009.

11. Hirsch G. W. Powder Dispenser Assembly : пат. 8,556,129 США / G. W. Hirsch. – опубли. 15.10.2013.
12. Kangsopa J. Lettuce seeds pelleting: A new bilayer matrix for lettuce (*Lactuca sativa*) seeds / J. Kangsopa, R. K. Hynes, B. Siri // *Seed Science and Technology*. – 2018. – Vol. 46, No. 3. – P. 521–531.
13. Kimmelshue C. The use of biological seed coatings based on bacteriophages and polymers against *Clavibacter michiganensis* subsp. *nebraskensis* in maize seeds / C. Kimmelshue, A. S. Goggi, R. Cademartiri // *Scientific Reports*. – 2019. – Vol. 9. – Art. 17950.
14. Lopisso D. T. Potential of soil-derived fungal biocontrol agents applied as a soil amendment and a seed coating to control *Verticillium* wilt of sugar beet / D. T. Lopisso, V. Kühlmann, M. Siebold // *Biocontrol Science and Technology*. – 2017. – Vol. 27, No. 8. – P. 1019–1037.
15. Ma Y. Seed coating with beneficial microorganisms for precision agriculture / Y. Ma // *Biotechnology Advances*. – 2019. – Vol. 37, No. 6. – Art. 107423.
16. Madsen M. D. Seed Coating Compositions and Methods for Applying Soil Surfactants to Water-Repellent Soil : пат. 9,554,502 B2 США / M. D. Madsen, S. L. Petersen, A. G. Taylor. – опубли. 31.01.2017.
17. Pedrini S. Seed coating: Science or marketing spin? / S. Pedrini, D. J. Merritt, J. Stevens, K. Dixon // *Trends in Plant Science*. – 2017. – Vol. 22, No. 2. – P. 106–116.
18. Pedrini S. Seed enhancement: Getting seeds restoration-ready / S. Pedrini, A. Balestrazzi, M. D. Madsen [et al.] // *Restoration Ecology*. – 2020. – Vol. 28, S3. – P. S266–S275.
19. Rocha I. D. S. Seed coating: A tool for delivering beneficial microbes to agricultural crops / I. D. S. Rocha, Y. Ma, P. Souza-Alonso [et al.] // *Frontiers in Plant Science*. – 2019. – Vol. 10. – Art. 1357.
20. Ryu C. M. Improvement of biological control capacity of *Paenibacillus polymyxa* E681 by seed pelleting on sesame / C. M. Ryu, J. Kim, O. Choi [et al.] // *Biological Control*. – 2006. – Vol. 39, No. 3. – P. 282–289.

21. Sharma K. K. Seed treatments for sustainable agriculture – A review / K. K. Sharma, U. S. Singh, P. Sharma [et al.] // *Journal of Applied and Natural Science*. – 2015. – Vol. 7, No. 1. – P. 521–539.
22. Sikhao P. Development of seed agglomeration technology using lettuce and tomato as model vegetable crop seeds / P. Sikhao, A. G. Taylor, E. T. Marino [et al.] // *Scientia Horticulturae*. – 2015. – Vol. 184. – P. 85–92.
23. Taylor A. G. Seed treatments / A. G. Taylor // *Encyclopedia of Applied Plant Sciences* / ed. B. Thomas, D. J. Murphy, B. Murray. – Cambridge : Elsevier Academic Press, 2003. – P. 1291–1298.
24. Afzal I. Recent advances in seed enhancements / I. Afzal, H. U. Rehman, M. Naveed, S. M. A. Basra // *New Challenges in Seed Biology – Basic and Translational Research Driving Seed Technology*. – London : InTechOpen, 2016. – P. 47–74.
25. Balabel A. Turbulence models for fluid-structure interaction applications / A. Balabel, D. Dinkler // *Emirates Journal for Engineering Research*. – 2006. – Vol. 11, No. – P. 1–18.
26. Barbagallo R. Dynamics of a high-performance motorcycle by an advanced multibody/control co-simulation / R. Barbagallo, G. Sequenzia, S. M. Oliveri, A. Cammarata // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. – 2016. – Vol. 230, No. 3. – P. 207–221. <https://doi.org/10.1177/1464419315606374>
27. Barbagallo R. Redesign and multibody simulation of a motorcycle rear suspension with eccentric mechanism / R. Barbagallo, G. Sequenzia, A. Cammarata, S. M. Oliveri, G. Fatuzzo // *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*. – 2018. – Vol. 12, No. 2. – P. 517–524. <https://doi.org/10.1007/s12008-017-0420-9>
28. Cammarata A. Modified chain algorithm to study planar compliant mechanisms / A. Cammarata, G. Sequenzia, S. M. Oliveri, G. Fatuzzo // *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*. – 2016. – Vol. 10, No. 2. – P. 191–201. <https://doi.org/10.1007/s12008-015-0288-4>

29. Cammarata A. Optimized design of a large-workspace 2-DOF parallel robot for solar tracking systems / A. Cammarata // *Mechanism and Machine Theory*. – 2015. – Vol. 83. – P. 175–186. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.09.009>
30. Chakraborty D. Fluid-structure interaction in deformable microchannels / D. Chakraborty, J. R. Prakash, J. Friend, L. Yeo // *Physics of Fluids*. – 2012. – Vol. 24, No. 10. – P. 102002. <https://doi.org/10.1063/1.4759492>
31. De Simone M. C. Modal coupling in presence of dry friction / M. C. De Simone, D. Guida // *Machines*. – 2018. – Vol. 6, No. 1. – P. 8. <https://doi.org/10.3390/machines6010008>
32. De Simone M. C. Control design for an under-actuated UAV model / M. C. De Simone, D. Guida // *FME Transactions*. – 2018. – Vol. 46, No. 4. – P. 443–452. <https://doi.org/10.5937/fmet1804443D>
33. De Simone M. C. Identification and control of a Unmanned Ground Vehicle by using Arduino / M. C. De Simone, D. Guida // *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*. – 2018. – Vol. 80, No. 3. – P. 141–154.
34. De Simone M. C. On the development of a low-cost device for retrofitting tracked vehicles for autonomous navigation / M. C. De Simone, D. Guida // *Proceedings of the 23rd Conference of the Italian Association of Theoretical and Applied Mechanics (AIMETA 2017), Salerno, Italy, 4–7 September 2017*. – Salerno, 2017. – P. 71–82.
35. Donea J. Arbitrary Lagrangian-Eulerian Methods / J. Donea, A. Huerta, J. P. Ponthot, A. Rodríguez-Ferran // *Encyclopedia of Computational Mechanics* / eds. E. Stein, R. de Borst, T. J. R. Hughes. – Hoboken, NJ : John Wiley & Sons, 2004. – Vol. 1. – Chapter 14.
36. Formato A. Design of Delivery Valve for Hydraulic Pumps / A. Formato, D. Guida, D. Ianniello, F. Villecco, T. L. Lenza, A. Pellegrino // *Machines*. – 2018. – Vol. 6, No. 4. – P. 44. <https://doi.org/10.3390/machines6040044>
37. Ghomshei M. Complexity in energy policy: A fuzzy logic methodology / M. Ghomshei, F. Villecco, S. Porkhial, M. Pappalardo // *Proceedings of the Sixth International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery (FSKD'09)*,

Tianjin, China, 14–16 August 2009. – Piscataway, NJ : IEEE, 2009. – Vol. 3. – P. 128–131.

38. Guida D. Control Design of an Active Suspension System for a Quarter-Car Model with Hysteresis / D. Guida, C. M. Pappalardo // *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. – 2015. – Vol. 3, No. 3. – P. 277–299.

39. Pappalardo C. M. Dynamic Analysis of Planar Rigid Multibody Systems modelled using Natural Absolute Coordinates / C. M. Pappalardo, D. Guida // *Applied and Computational Mechanics*. – 2018. – Vol. 12, No. 1. – P. 73–110. <https://doi.org/10.24132/acm.2018.445>

40. Pappalardo C. M. Control of Nonlinear Vibrations using the Adjoint Method / C. M. Pappalardo, D. Guida // *Meccanica*. – 2017. – Vol. 52, No. 11-12. – P. 2503–2526. <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0623-5>

41. Pappalardo C. M. System Identification Algorithm for Computing the Modal Parameters of Linear Mechanical Systems / C. M. Pappalardo, D. Guida // *Machines*. – 2018. – Vol. 6, No. 1. – P. 12. <https://doi.org/10.3390/machines6010012>

42. Pappalardo C. M. A time-domain system identification numerical procedure for obtaining linear dynamical models of multibody mechanical systems / C. M. Pappalardo, D. Guida // *Archive of Applied Mechanics*. – 2018. – Vol. 88, No. 8. – P. 1325–1347. <https://doi.org/10.1007/s00419-018-1373-3>

43. Sequenzia G. Interactive re-design of a novel variable geometry bicycle saddle to prevent neurological pathologies / G. Sequenzia, G. Fatuzzo, S. M. Oliveri, R. Barbagallo // *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*. – 2016. – Vol. 10, No. 2. – P. 165–172. <https://doi.org/10.1007/s12008-015-0292-8>

44. Villecco F. On the Evaluation of Errors in the Virtual Design of Mechanical Systems / F. Villecco // *Machines*. – 2018. – Vol. 6, No. 3. – P. 36. <https://doi.org/10.3390/machines6030036>

Додатки

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

Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна

Виконав: студент 2 курсу, групи МГАІз-1-24
Чечеринда Олександр Миколайович

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

Дніпро, 2025

Мета і задачі досліджень

2

Мета дослідження полягає у визначенні та обґрунтуванні оптимальних конструктивно-технологічних параметрів перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна, що забезпечують рівномірність обробки, економічну ефективність та безпеку експлуатації.

Задачі дослідження:

1. Провести аналіз сучасних методів протруювання зерна та технічних засобів для його реалізації.
2. Дослідити конструкції насосів-дозаторів рідини та обґрунтувати вибір перистальтичного насоса для протруювачів зерна.
3. Розробити аналітичну та чисельну модель роботи перистальтичного насоса-дозатора.
4. Провести експериментальні дослідження впливу частоти обертання, діаметра трубки та зазору між роликом і корпусом на продуктивність і потужність насоса.
5. Оптимізувати параметри роботи насоса для досягнення заданої продуктивності при мінімальному енергоспоживанні.
6. Оцінити економічну ефективність виведення нового перистальтичного насоса-дозатора у порівнянні з базовим насосом.
7. Розробити рекомендації щодо експлуатації насоса-дозатора для підвищення продуктивності протруювальної лінії.

Об'єкт дослідження: процес дозованого подання рідких протруйних препаратів у протруювачах зерна за допомогою перистальтичного насоса-дозатора.

Предмет дослідження: вплив технологічних параметрів перистальтичного насоса (частоти обертання ротора, діаметра трубки, зазору між роликом і корпусом) на продуктивність, потужність та економічну ефективність його роботи.

Способи протруювання зерна

3

Спосіб протруювання	Характеристика	Переваги	Недоліки	Тип обладнання
Сухе	Нанесення порошкоподібного препарату	Простота, низька вартість	Нерівномірність покриття, пилотвиділення	Малий обсяг, ручне
Рідке (мокре)	Суспензії, емульсії, розчини	Висока точність, рівномірність	Потребує обладнання, контроль вологості	Барабанні, інжекторні протруювачі
Напівсухе	Концентрований розчин з мінімальною рідиною	Економія рідини, рівномірне покриття	Потребує контроль концентрації	Барабанні, шнекові
Інкрусатія	Тонке полімерне покриття з протруйником	Висока адгезія, мінімальні втрати препарату	Висока вартість, спеціалізоване обладнання	Інкрусатори
Дражування	Багатошарова оболонка з добавками	Точний висів, покращення форми та маси насіння	Складність процесу, енергоємність	Дражувальні машини
Плівкоутворююче	Тонкий полімерний шар	Збереження препарату, рівномірне покриття	Дорожнеча, контроль параметрів	Автоматичні плівкоутворюючі установки



Барабанні протруювачі



Шнекові протруювачі



Пневматичні установки

Загальний вигляд протруювачів насіння

Аналіз технічних засобів для протруювання зерна

4

Тип установки	Продуктивність	Точність дозування	Рівномірність покриття	Ступінь автоматизації	Основні недоліки
Барабанна	Висока	Середня	Висока	Механічна або частково автоматична	Великі габарити
Шнекова	Середня	Висока	Середня	Частково автоматична	Обмежена продуктивність
Інжекторна / розпилювальна	Середня	Висока	Висока	Автоматизована	Складність обслуговування
Інкрусатійна / дражувальна	Низька / середня	Висока	Висока	Автоматизована	Висока вартість, складність налаштування
Пневматична	Середня	Середня	Середня	Автоматизована	Потребує точного контролю повітряного потоку



Поршневі насоси



Шестеренні насоси



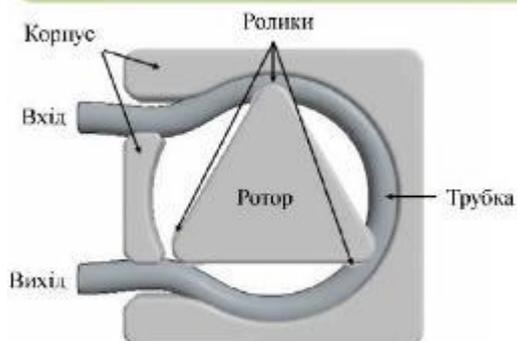
Перистальтичні насоси-дозатори



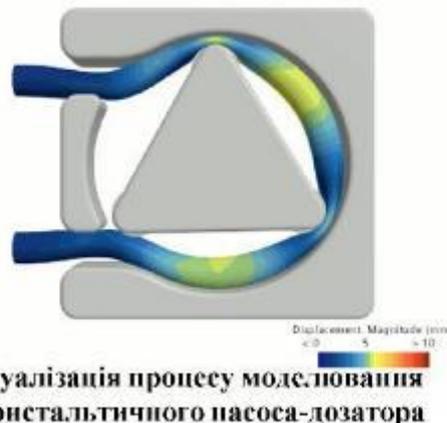
Дозатори мембранного типу

Загальний вигляд насос-дозаторів рідини різних типів

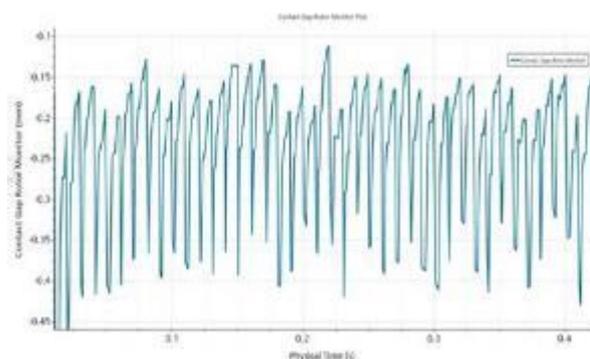
Теоретичні дослідження процесу роботи перистальтичного насоса-дозатора 5



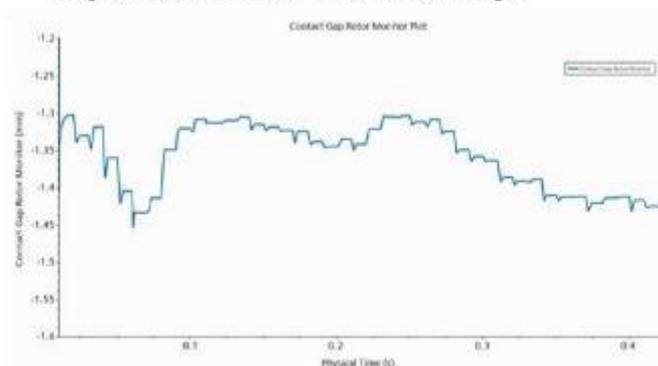
Конструктивно-технологічна схема перистальтичного насоса-дозатора



Візуалізація процесу моделювання перистальтичного насоса-дозатора

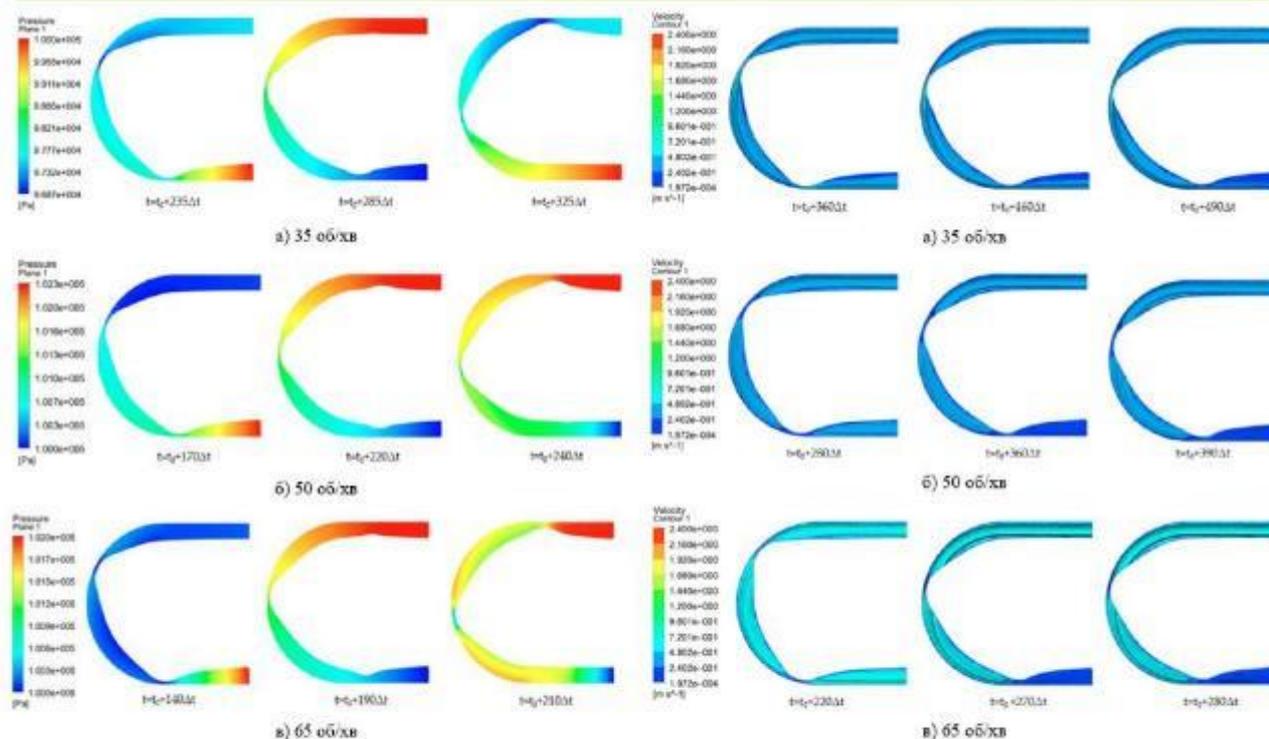


Динаміка зміни контактної зазору ролика із трубкою



Динаміка зміни контактної зазору ролика із трубкою (параметр штрифу = $1,0 \times 10^7$ Па/м)

Теоретичні дослідження процесу роботи перистальтичного насоса-дозатора 6



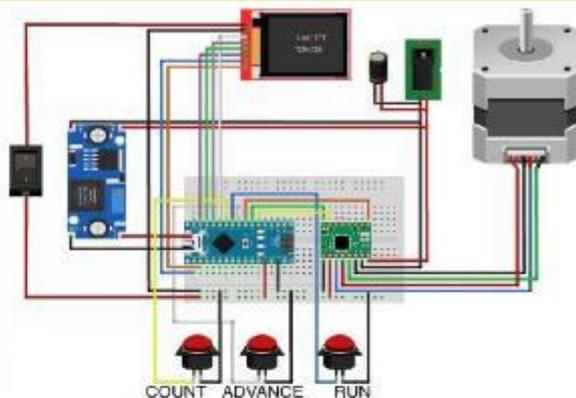
Розподіл статичного тиску за вихідного тиску 0,1 МПа на різних швидкостях

Схема ліній течії за вихідного тиску 0,1 МПа на різних швидкостях

Методика експериментальних досліджень перистальтичного насоса-дозатора 7



Загальний вигляд перистальтичного насоса-дозатора



Електрична схема керування перистальтичним насос-дозатором

Рівні варіювання факторів у плані Бокса-Бенкіна

Фактор		-1	0	+1
Частота обертання ротора, об/хв	n	60	120	180
Внутрішній діаметр трубки, мм	d	4	6	8
Зазор між роликком і корпусом, мм	δ	1	2	3

Критерії: продуктивність, потужність

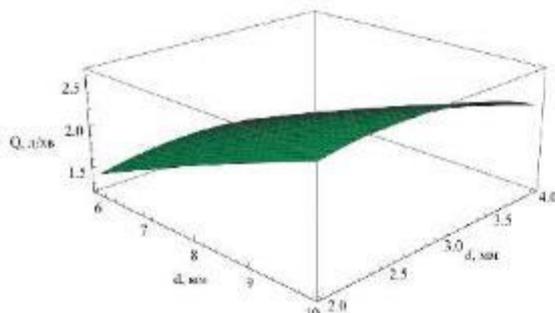
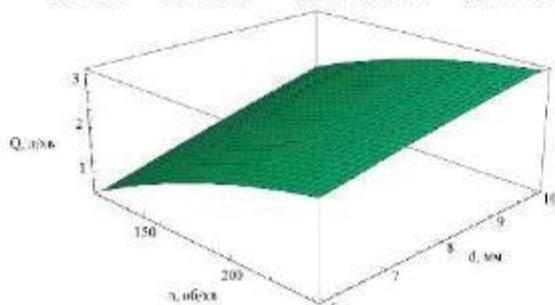


Процес дозування рідини перистальтичним насос-дозатором

Результати експериментальних досліджень перистальтичного насоса-дозатора 8

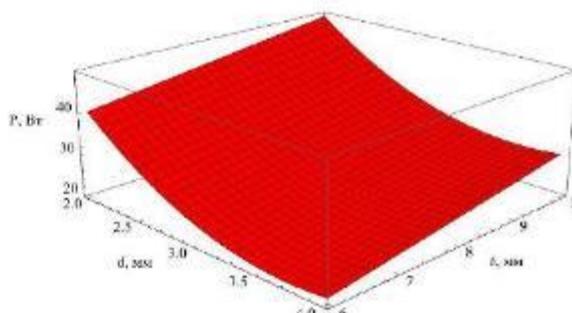
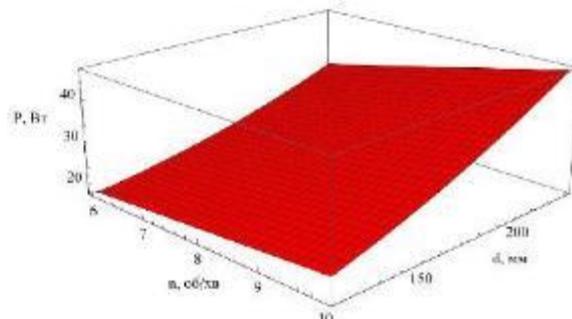
Вплив факторів досліджень на продуктивність насоса

$$Q = -9,244 + 0,634d - 0,007d^2 + 0,0494n - 0,001133dn - 0,0000633n^2 + 1,512\delta - 0,016d\delta - 0,001333n\delta - 0,212\delta^2,$$



Вплив факторів досліджень на потужність насоса

$$P = 115,75 - 1,125d - 0,175n + 0,01875dn + 0,0005208n^2 - 51\delta + 6,875\delta^2$$



Найбільш ефективна залежність частоти обертання n від продуктивності Q для умов мінімізації P описується приблизно лінійною функцією $n = 58,5 + 64,3 Q$

Для оцінки економічної ефективності нового перистальтичного насоса-дозатора порівняно з базовим використовуються такі вихідні дані:

- продуктивність нового насоса: $Q \approx 3,14$ л/хв (при оптимальних параметрах $n = 240$ об/хв, $d = 10$ мм, $\delta \approx 2,43$ мм);
- продуктивність базового насоса: $Q_{\text{base}} \approx 2,0$ л/хв;
- споживана потужність нового насоса: $P \approx 63$ Вт;
- споживана потужність базового насоса: $P_{\text{base}} \approx 78$ Вт;
- вартість 1 кВт·год електроенергії: $C_e = 5$ грн/кВт·год;
- робочий час установки: 8 год/день, 250 днів/рік;
- вартість базового насоса: 2500 грн;
- вартість нового перистальтичного насоса-дозатора: 4000 грн.

Показник	Базовий насос	Новий насос	Зміни/Ефект
Продуктивність Q , л/хв	2,0	3,14	+1,14
Потужність P , Вт	78	63	-15
Річне споживання електроенергії, кВт·год	156	126	-30
Річна вартість електроенергії, грн	780	630	-150
Додатковий обсяг протруєного зерна, м ³ /рік	—	136,8	+136,8
Економічний ефект від продуктивності та енергії, грн/рік	-	-	2 886
Вартість насоса, грн	2 500	4 000	+1 500
Строк окупності, роки	-	-	0,52

Висновки

10

1. Протруювання є невід'ємною складовою передпосівної підготовки насіння, що забезпечує високий рівень схожості та енергії проростання, знижує втрати сходів від патогенів і шкідників, а ефективність процесу визначається біологічними властивостями культури, фізико-механічними характеристиками насіння, типом протруйника та масштабом виробництва. Сучасні методи обробки – мокрий, напівсухий, інкрустація, дражування та плівкоутворююче нанесення – дозволяють підвищити якість протруювання та зменшити негативний вплив на довкілля. Для реалізації цих методів використовують різні установки: барабанні, шнекові, інжекторні, інкрустаційні та пневматичні системи, серед яких шнекові протруювачі вирізняються універсальністю, точністю дозування та рівномірністю нанесення препарату, що оптимізує процес обробки та підвищує продуктивність. Ключовим елементом технології є насос-дозатор рідини, і серед доступних типів перистальтичні насоси демонструють оптимальні характеристики для сучасних протруювачів, забезпечуючи стабільну подачу рідини, мінімальний механічний вплив на зерно, високу точність дозування та простоту обслуговування, що сприяє підвищенню якості обробки та економічної ефективності всього технологічного процесу.
2. У результаті аналітичного опрацювання принципу роботи перистальтичного насоса-дозатора сформовано узагальнену математичну модель, що враховує ключові фізичні процеси: механічне витіснення рідини роликками, пружно-в'язку поведінку трубки, гідравлічні втрати та пульсаційний характер подачі. Встановлено залежності, які дозволяють визначати середній витрата, тиск, необхідну потужність привода та режим потоку, що забезпечує можливість коректного підбору конструктивних параметрів та режимів роботи насоса. Дослідження показало, що число роликків, геометрія трубки, комплайнс та опір магістралі суттєво впливають на рівень пульсацій і точність дозування.

3. Методика чисельного моделювання перистальтичного насоса-дозатора, реалізована в середовищі Simcenter STAR-CCM+, забезпечує детальне та достовірне відтворення взаємодії гнучкої трубки з жорсткими елементами конструкції – ротором і корпусом. Використання гіпереластичної моделі матеріалу, нестационарного підходу до розрахунків та вдосконалених контактних алгоритмів дозволило врахувати великі деформації трубки, контактні явища та вплив кінематичних параметрів насоса. Створена сіткова модель та коректно налаштовані граничні умови забезпечили точне відтворення процесу стискання та відновлення трубки під дією роликів.
4. Експериментальні дослідження показали, що ключовим фактором продуктивності насоса є частота обертання n : її збільшення від 60 до 180 об/хв суттєво підвищує Q майже пропорційно об'єму рідини, хоча на високих частотах приріст трохи насичується через інерційні та пружні властивості трубки. Потужність P зростає швидше, особливо при малих зазорах δ . Збільшення діаметра трубки з 4 до 8 мм підвищує продуктивність у 2–3 рази, але одночасно зростає і споживана потужність. Зазор δ визначає ступінь стискання трубки: його збільшення з 1 до 3 мм зменшує продуктивність на 10–30% і потужність на 20–40%, причому при великих d втрати продуктивності менш виражені. Оптимізація показала, що для заданої продуктивності при мінімальних витратах енергії основним регульованим параметром є n , δ слід обирати в нижньому діапазоні (1–2 мм), а d – близько середнього (≈ 6 мм), а залежність n від Q описується лінійною функцією $n = 58,5 + 64,3 Q$.
5. Впровадження нового перистальтичного насоса-дозатора для протруювача зерна забезпечує значне підвищення продуктивності та зменшення енергоспоживання. Загальний економічний ефект становить приблизно 2 886 грн/рік, а строк окупності додаткових витрат на насос – менше 7 місяців. Новий насос дозволяє працювати більш енергоефективно та підвищує продуктивність протруювання зерна, що робить його доцільним для промислового застосування.