

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 сепаратора молока

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

_____ Буглак Андрій Романович

Керівник: _____ Алієв Ельчин Бахтияр огли

Рецензент: _____ Носенко Євгеній Олегович

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)

«24» жовтня 2025 р.

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

Буглаку Андрію Романовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів сепаратора молока

керівник роботи Алієв Ельчин Бахтияр огли, д-р техн. наук, професор

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«24» жовтня 2025 року № 3182

2. Строк подання студентом роботи 05.12.2025 року

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі механізації тваринництва та існуючих технічних засобів для переробки молока. 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 сепарації молока.

3. Чисельне моделювання процесу роботи молочного сепаратора. 4. Результат

експериментальних досліджень сепаратора молока. 5. Охорона праці та безпека в

надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність удосконаленого сепаратора молока.

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

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-6	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: 24 жовтня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний	до 05.11.2025 р	виконано
2	Теоретичний	до 14.11.2025 р	виконано
3	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

(підпис)

Буглак А. Р.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Алієв Е. Б.

(прізвище та ініціали)

Буглак А. Р. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів сепаратора молока. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія». ДДАЕУ, Дніпро, 2025.

Дана робота присвячена дослідженню процесу сепарації молока в молочних сепараторах. У першому розділі розглянуто основні способи сепарації молока, класифікацію та конструкції відцентрових сепараторів, а також методи контролю вмісту жиру в вершках. Другий розділ охоплює аналітичні дослідження процесу сепарації, зокрема, математичне моделювання цього процесу. Третій розділ присвячений чисельному моделюванню роботи молочного сепаратора, включаючи вплив зазору між дисками на потік молока та дослідження динаміки демпферної системи підшипник-ротор. Четвертий розділ включає методику та результати експериментальних досліджень молочного сепаратора. Окремо розглядаються питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, а також економічна ефективність удосконаленого сепаратора молока. Висновки підсумовують основні результати та рекомендації з проведених досліджень.

Ключові слова: сепарація молока, відцентрові сепаратори, математичне моделювання, чисельне моделювання, зазор між дисками, демпферна система, експериментальні дослідження, ефективність.

Апробація. Буглак А. Р. (2025). Методика експериментальних досліджень сепаратора молока. 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, 211–214.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ	8
1.1 Способи сепарації молока	8
1.2 Конструкції і класифікація відцентрових сепараторів.....	17
1.3 Контроль вмісту жиру в вершках.....	22
1.4 Висновки з розділу.....	24
2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СЕПАРАЦІЇ МОЛОКА.....	26
2.1 Математична модель процесу сепарації молока.....	26
2.2 Висновки з розділу.....	31
3 ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ МОЛОЧНОГО СЕПАРАТОРА	32
3.1 Методика чисельного моделювання впливу зазору між дисками на потік у молочному сепараторі під час роботи	32
3.2 Результати чисельного моделювання впливу зазору між дисками на потік у молочному сепараторі під час роботи	33
3.3 Дослідження динаміки демпферної системи підшипник-ротор молочного сепаратора	38
3.4 Висновки з розділу.....	49
4 РЕЗУЛЬТАТ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СЕПАРАТОРА МОЛОКА	50
4.1 Методика експериментальних досліджень	50
4.2 Методика статистичної обробки даних	54
4.3 Результати експериментальних досліджень	56
4.3 Висновки з розділу.....	59
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	61
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО СЕПАРАТОРА МОЛОКА.....	65
ВИСНОВКИ	68
Бібліографія	70
Додатки	76

ВСТУП

Молочна продукція є однією з основних складових харчового раціону людини, і забезпечення її високої якості є важливим завданням для кожного етапу її виробництва. Сепарація молока є ключовим процесом, що впливає на отримання молочних продуктів з бажаними властивостями. Тому вдосконалення конструкції сепараторів молока, оптимізація їх параметрів є необхідними для забезпечення високої ефективності цього процесу, зменшення втрат молочного продукту та підвищення його якості.

На сучасному етапі розвитку молочних підприємств спостерігається тенденція до зростання вимог щодо енергоефективності та екологічної безпеки виробничих процесів. З огляду на це, створення технологічного обладнання, яке поєднує високу продуктивність з енергозбереженням та використанням альтернативних джерел енергії, є надзвичайно актуальним. Пошук оптимальних конструктивно-технологічних рішень для сепараторів молока дозволяє знизити витрати енергоресурсів і зробити процес переробки молока більш економічно вигідним.

В умовах фермерських господарств і малих молочних підприємств важливим є також спрощення технічного обслуговування обладнання, зменшення його габаритів та маси при збереженні або підвищенні продуктивності. Розробка таких сепараторів, які легко інтегруються в існуючі технологічні лінії на невеликих підприємствах, є пріоритетною для забезпечення їх конкурентоспроможності та економічної ефективності.

Таким чином, метою роботи є підвищення ефективності виробництва та забезпечення високої якості молочних продуктів при зменшенні енергетичних витрат і технічних складнощів експлуатації шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів сепаратора молока.

1 СТАН І НАПРЯМИ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Способи сепарації молока

Осадження під дією тяжіння. Осадження під дією тяжіння також була початковою технікою, яку використовували в молочному виробництві для розділення жиру від молока. Свіже молоко залишали в посудині. Через деякий час жирові кульки злипалися і спливали на поверхню, утворюючи шар вершків на молоці, які можна було потім зняти вручну.

Рідина, яку потрібно обробити, повинна бути дисперсією; сумішшю двох або більше фаз, одна з яких є безперервною. У молоці безперервною фазою є сироватка молока або знежирене молоко. Жир диспергований у знежиреному молоці у вигляді глобул з змінними діаметрами до 15 мкм. Молоко також містить третю фазу, що складається з диспергованих твердих частинок, таких як клітини вимені, подрібнене сіно та волосся тощо.

Фази, що підлягають розділенню, не повинні бути розчинними одна в одній. Речовини в розчині не можна розділити за допомогою осадження. Лактозу, що розчинена, не можна розділити за допомогою центрифугування. Однак її можна кристалізувати. Кристали лактози можна потім відокремити за допомогою осадження.

Фази, що підлягають розділенню, також повинні мати різні густини. Фази в молоці задовольняють цю вимогу: тверді домішки мають більшу густину, ніж знежирене молоко, а жирні глобули мають меншу густину.

Тверда частинка або крапля рідини, що рухається через в'язке рідке середовище під впливом тяжіння, врешті-решт досягає сталої швидкості. Це називається швидкістю осадження. Якщо густина частинки нижча за густину рідкого середовища, частинка буде спливати з певною швидкістю спливання. Ці швидкості позначаються v_g (g – сила тяжіння). Розмір швидкості осадження/спливання визначається наступними фізичними величинами: діаметр

частинки d (м), густина частинки ρ_p (кг/м³), густина безперервної фази ρ_l (кг/м³), в'язкість безперервної фази η (кг/м·с), сила тяжіння $g = 9,81$ м/с².

Якщо значення цих величин відомі, швидкість осадження/спливання частинки або краплі можна обчислити за допомогою наступної формули, яка отримана з закону Стокса:

$$v_g = \frac{d^2 (\rho_p - \rho_l)}{18 \eta} g \quad (1.1)$$

Формула (1.1) показує, що швидкість осадження/спливання частинки або краплі: збільшується зі зростанням квадрата діаметра частинки; збільшується із збільшенням різниці в густині між фазами; збільшується при зменшенні в'язкості безперервної фази.

У свіжому молоці в посудині жирові кульки починають рухатися вгору, до поверхні. Швидкість спливання можна обчислити за допомогою формули, наведеній вище. Наступні середні значення застосовуються при температурі навколишнього середовища близько 35 °С: $d = 3$ мкм = 3×10^{-6} м; $(\rho_p - \rho_l) = (980 - 1028) = -48$ кг/м³; $\eta = 1,42$ сП (центпоїз) = $1,42 \times 10^{-3}$ кг/м·с. Підставивши ці значення у формулу: $v_g = 0,597$ мм/год.

Як зазначено вище, жирові кульки піднімаються дуже повільно. Жирова кулька діаметром 3 мкм піднімається вгору зі швидкістю спливання 0,6 мм/год. Швидкість спливання жирової кульки, що вдвічі більша за розміром, буде $22 \times 0,6 = 2,4$ мм/год. Насправді жирові кульки об'єднуються в більші агрегати, і тому спливання відбувається набагато швидше.

Рис. 1.2 схематично показує, як жирові кульки різного діаметра рухаються через молочну сироватку під впливом тяжіння. На початку (нульовий час) жир жирові кульки знаходяться на дні посудини. Через t хвилин відбувається певне осадження, а через $3t$ хвилини найбільша жирова кулька досягла поверхні. До цього часу середня жирова кулька піднялася до середини шляху до поверхні, але найменша кулька пройшла лише чверть цього шляху. Середня жирова кулька

досягне поверхні за $6t$ хвилин, а найменша жирові кулька потребуватиме $12t$ хвилин, щоб дістатися до поверхні.

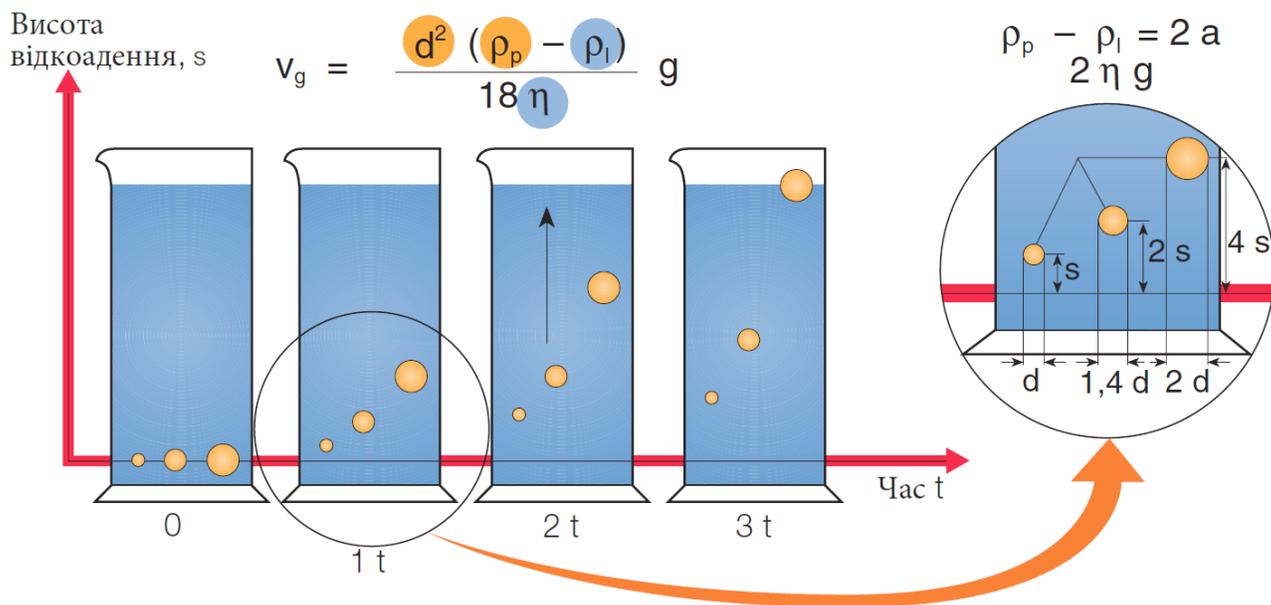
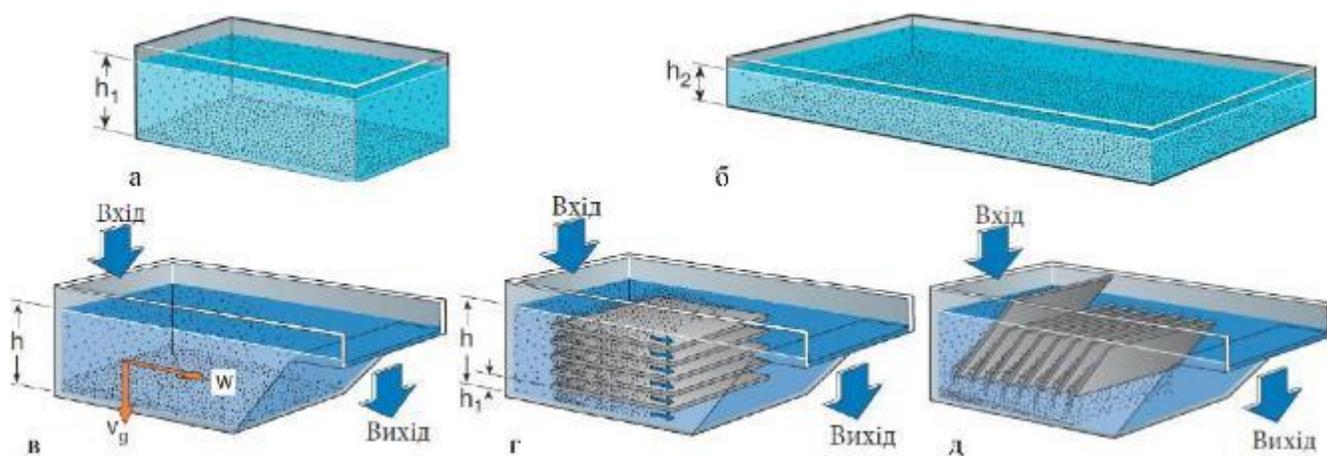


Рисунок 1.1 – Швидкості спливання жирових кульок з різним діаметром



а, б – судини для осадження однакового об'єму, але з різними відстанями осадження (h_1 та h_2 ; $h_1 > h_2$); в – судина для безперервного відділення твердих часток від рідини; г – горизонтальні пластини в судині для сепарації; д – нахилені пластини в судині для осадження

Рисунок 1.2 – Розрахункові схеми

Пакетне осадження за допомогою сили тяжіння. У судині на рис. 1.2 (а), що містить дисперсію, в якій дисперсна фаза складається з твердих часток з однаковим діаметром d та густиною, вищою за густину рідини, суспензію необхідно залишити на достатній час, щоб частинки, що знаходяться на поверхні, досягли дна. Відстань осадження в цьому випадку становить h_1 м. Час для завершення процесу осадження можна скоротити, якщо зменшити відстань осадження. Висота судини була зменшена (рис. 1.2, б), а площа збільшена таким чином, щоб об'єм залишався тим самим. Відстань осадження (h_2) зменшена до $1/5$ від h_1 , і час, необхідний для повного осадження, також зменшений до $1/5$. Однак чим більше зменшуються відстань осадження та час, тим більша площа судини.

Безперервне осадження за допомогою сили тяжіння. Проста судина, яка може бути використана для безперервного осадження часток з неоднаковим діаметром з рідини, показана на рис. 1.2, в. Рідина, що містить частки, вводиться в один кінець судини і протікає до вихідного отвору на іншому кінці з певною продуктивністю. Шляхом частинки осідають з різними швидкостями через різницю в їхніх діаметрах.

Перегородки збільшують продуктивність. Продуктивність судини для осадження можна збільшити, якщо збільшити загальну площу, але це робить судину великою та незграбною. Натомість можна збільшити площу, доступну для осадження, вставляючи горизонтальні перегородки в судину, як показано на рис. 1.2, г.

Зараз існує кілька "каналів для осадження", у яких осадження часток може відбуватися з тією ж швидкістю, як і в судині на рис. 1.2, в. Загальна продуктивність судини множиться на кількість каналів для осадження. Загальна площа, доступна для осадження (тобто загальна площа всіх перегородок), помножена на кількість каналів, визначає максимальну продуктивність, яка може проходити через судину без втрати ефективності, тобто без того, щоб частки, більші за розмір, заданий як межа, потрапляли разом з очищеною рідиною.

Коли суспензія безперервно осаджується в судині з горизонтальними перегородками, канали для осадження в решті-решт забиваються через накопичення осаджених часток. Тоді осадження припиняється.

Якщо в судині є нахилені перегородки, як на малюнку 1.2, д, частки, які осідають на перегородках під впливом сили тяжіння, будуть ковзати вниз по перегородках і збиратися на дні судини.

Коли рідина проходить між перегородками, граничний шар рідини, найближчий до перегородок, уповільнюється через тертя, тому швидкість падає до нуля. Цей нерухомий граничний шар надає гальмівний ефект наступному шару рідини, і так далі до центру каналу, де швидкість найбільша. Швидкісна характеристика є результатом ламінарного потоку в каналі. Частки, що осіли в нерухомій граничній зоні, піддаються лише силі тяжіння.

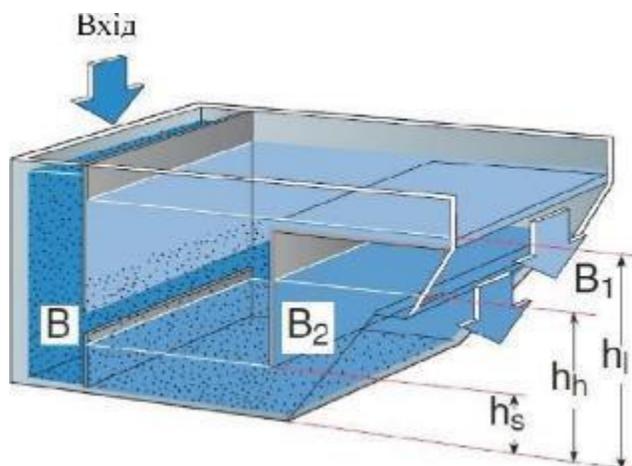
Проекційну площу використовують при розрахунку максимальної пропускної здатності судини з нахиленими перегородками.

Щоб повністю використати продуктивність судини для осадження, необхідно встановити максимально можливу поверхню для осадження часток. Відстань осадження безпосередньо не впливає на продуктивність, але необхідно підтримувати певну мінімальну ширину каналу, щоб уникнути його блокування осадженими частками.

Безперервне розділення твердої фази та двох рідких фаз. Пристрій, схожий на той, що зображений на рис. 1.3, може використовуватися для розділення двох змішаних рідин за допомогою сили тяжіння, а також для одночасного виділення суспендованих твердих часток із суміші.

Дисперсія надходить вниз через вхідний отвір В. Шар інтерфейсу потім рухається горизонтально на рівні В. З цього рівня тверді частки (які мають більшу густину, ніж обидві рідини) осідають на дно судини. Менш щільна з двох рідких фаз піднімається до поверхні й стікає через переливний вихід В₁. Щільніша рідка

фаза рухається вниз і проходить під перегородкою B_2 , виходячи через нижній вихід.



B – вхід; B_1 – переливний вихід для легкої рідини; B_2 – перегородка, що запобігає виходу легкої рідини через вихід для важкої рідини

Рисунок 1.3 – Судина для безперервного розділення двох змішаних рідких фаз і одночасного осадження твердих фаз

Перегородка B_2 запобігає попаданню легшої рідини в неправильному напрямку.

Розділення за допомогою відцентрової сили. Поле відцентрової сили створюється, якщо судина наповнена рідиною і обертається. Це генерує відцентрове прискорення a .

Відцентрове прискорення не є постійним, як прискорення сили тяжіння g в нерухомій судині. Відцентрове прискорення зростає зі збільшенням відстані від осі обертання (радіус r) і зі швидкістю обертання, вираженою як кутова швидкість ω (рис. 1.3).

Прискорення можна розрахувати за формулою:

$$a = r \omega^2 \quad (1.2)$$

Якщо у попередньо наведеному рівнянні закону Стокса (1.1) замінити прискорення сили тяжіння g на відцентрове прискорення a , виражене як $r\omega^2$, то отримуємо формулу

$$v_c = \frac{d^2 (\rho_p - \rho_l)}{18\eta} r\omega^2 \quad (1.3)$$

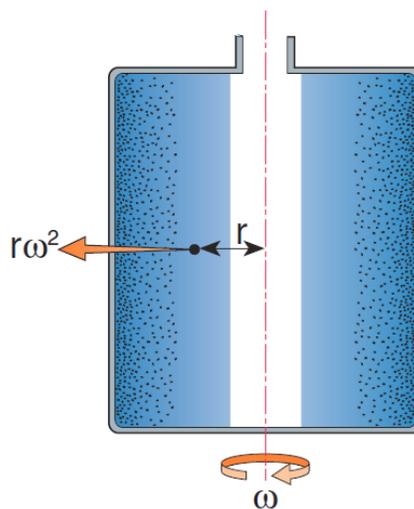


Рисунок 1.4 – Простий сепаратор

Формула (1.3) може бути використана для розрахунку швидкості осідання v кожної частинки у відцентровій машині.

Раніше використовувалась формула (3.1), і було визначено, що швидкість спливання окремої жирової кульки діаметром 3 мкм становить $0,166 \times 10^{-6}$ м/с або 0,6 мм/год під дією сили тяжіння. Тепер за формулою (3.3) можна розрахувати швидкість спливання жирової кульки такого ж діаметра, розташованої на радіусі 0,2 м у центрифугі, яка обертається зі швидкістю $n = 5\,400$ об/хв.

Кутову швидкість можна розрахувати за формулою, де 2π відповідає одному обертю, а n – кількість обертів на хвилину (об/хв). При швидкості обертання $n = 5\,400$ об/хв кутова швидкість (ω) буде: $\omega = 564,49$ рад/с. Швидкість осідання (v) розраховується за формулою: $v = 0,2 \times 564,49^2 = 0,108 \times 10^{-2}$ м/с, тобто 1,08 мм/с або 3 896,0 мм/год. Розділивши швидкість осідання у полі відцентрової сили на

швидкість осідання у полі тяжіння, можна визначити ефективність відцентрового розділення порівняно з осіданням під дією сили тяжіння. У центрифугі швидкість осідання є в $3\,896,0/0,6 \approx 6\,500$ разів більшою.

Безперервне відцентрове розділення твердих частинок. На рис. 1.5 показана чаша центрифуги для безперервного відокремлення твердих частинок із рідини. Ця операція називається сепарацією. Осаджувальний апарат з рис. 1.2, д, повернутий на 90° і обертається навколо осі. У результаті отримується поперечний розріз відцентрового сепаратора.

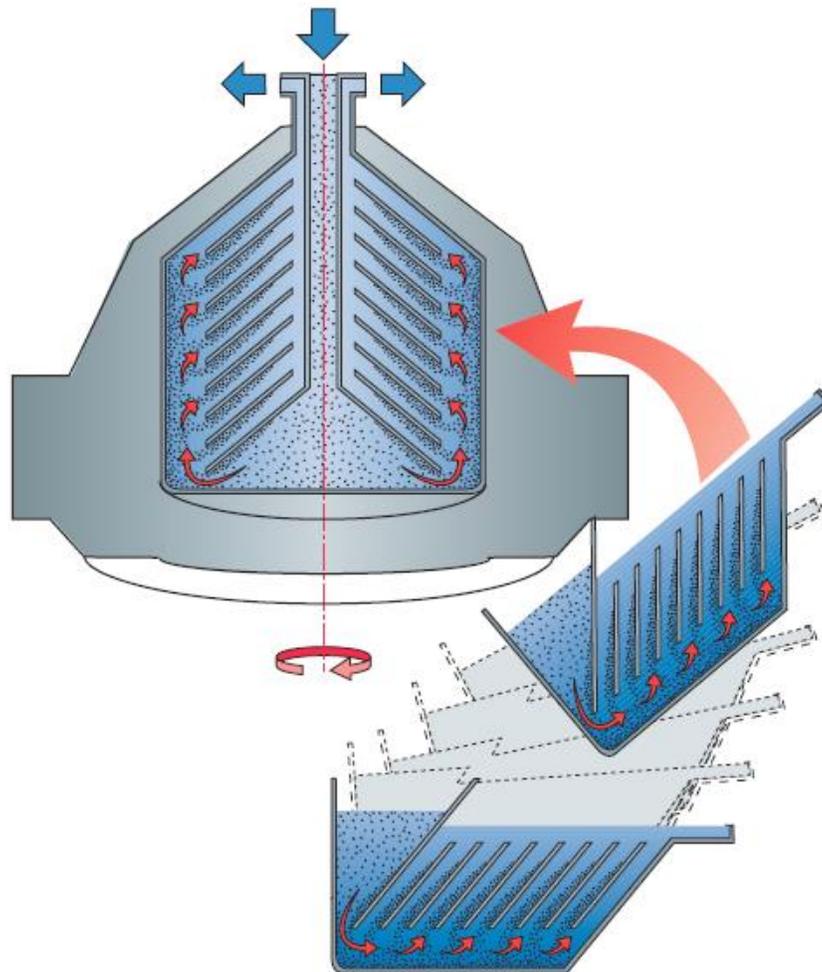


Рисунок 1.5 – Перегородчасту ємність можна повернути на 90° і обертати, створюючи чашу центрифуги для безперервного відокремлення твердих частинок від рідини

На ри. 1.5 також показано, що чаша центрифуги має вставки-перегородки у вигляді конічних дисків. Це збільшує площу, доступну для осідання. Диски розташовуються один на одному і формують блок, відомий як пакет дисків.

Радіальні смужки, звані прокладками, приварюються до дисків і забезпечують правильну відстань між ними. Це формує канали для розділення. Товщина прокладок визначає ширину каналів.

На рис. 1.6 показано, як рідина входить у канал на зовнішньому краю (радіус r_1), виходить на внутрішньому краю (радіус r_2) і далі продовжує до виходу. Під час проходження через канал частинки осідають назовні до диска, який формує верхню межу каналу.

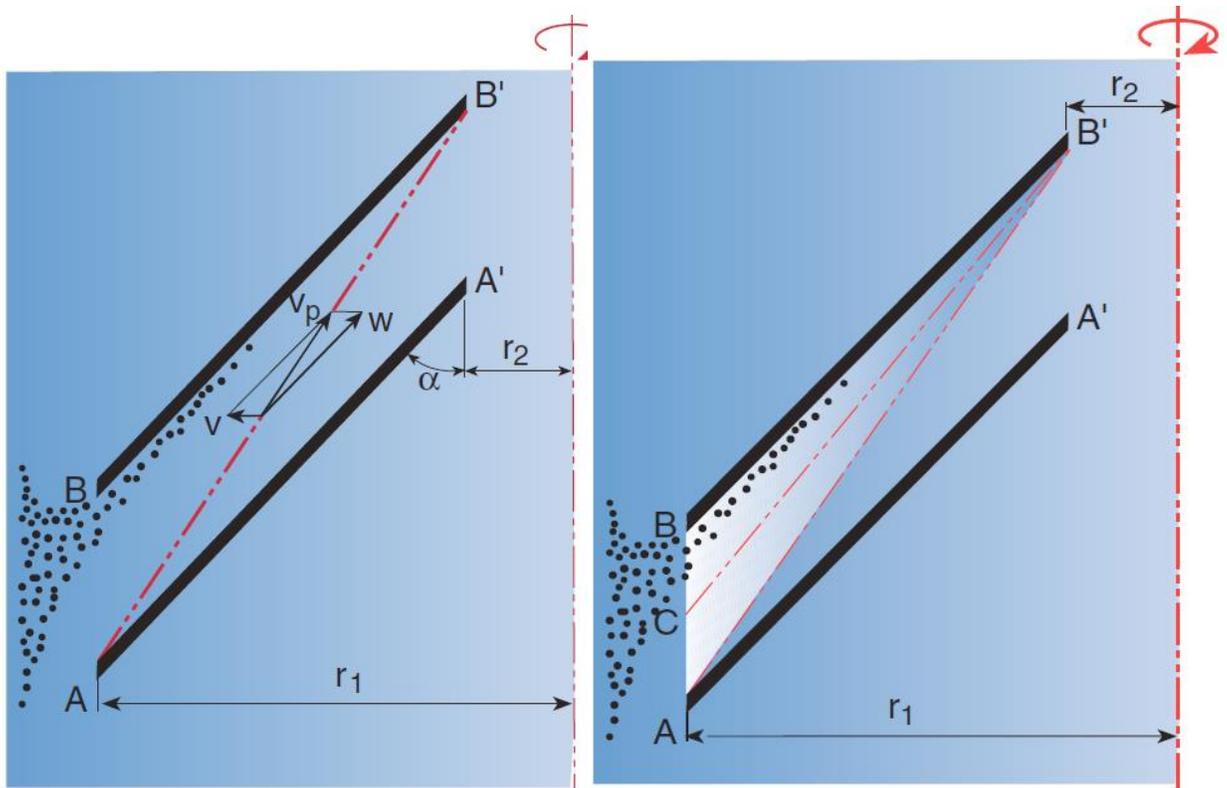


Рисунок 1.6 – Спрощена схема каналу розділення та руху твердої частинки в рідині під час розділення

Швидкість w рідини в каналі не є однаковою у всіх його частинах. Вона змінюється від майже нульової, найближче до дисків, до максимальної в центрі каналу. На всі частинки діє відцентрова сила, яка змушує їх рухатися до периферії сепаратора зі швидкістю осідання v .

Частинка, таким чином, рухається одночасно зі швидкістю w разом із рідиною і зі швидкістю осідання v радіально до периферії. Отримана швидкість частинки v_p є сумою цих двох рухів. Частинка рухається в напрямку, зазначеному векторною стрілкою v_p . (Для спрощення вважається, що частинка рухається по прямій траєкторії, як показано пунктирною лінією на рисунку 1.6).

Щоб частинка була відокремлена, вона повинна осісти на верхню пластину до досягнення точки B' , тобто на радіусі, рівному або більшому за r_2 . Після осідання швидкість рідини на поверхні диска настільки мала, що частинка більше не переноситься рідиною. Вона ковзає назовні вздовж нижньої сторони диска під впливом відцентрової сили, викидається за межі зовнішнього краю в точці B і відкладається на периферійній стінці чаші центрифуги.

Гранична частинка – це частинка такого розміру, що якщо вона починає рух із найменш сприятливого положення, тобто з точки A на рис. 1.6, вона лише досягне верхнього диска в точці B' . Усі частинки, більші за граничну частинку, будуть відокремлені.

На рисунку показано, що деякі частинки менші за граничну також будуть відокремлені, якщо вони входять у канал у точці C , де між A і B . Чим менша частинка, тим ближче C має бути до B , щоб досягти розділення.

1.2 Конструкції і класифікація відцентрових сепараторів

Безперервне відцентрове розділення молока. У відцентровому сепараторі молоко подається в канали розділення на зовнішньому краї пакета дисків, проходить радіально всередину через канали до осі обертання і виходить через

випускний отвір у верхній частині, як показано на рисунку 1.7. Під час проходження через пакет дисків тверді домішки відокремлюються і відкидаються вздовж нижніх сторін дисків до периферії чаші сепаратора. Там вони збираються в осадовій зоні. Завдяки тому, що молоко проходить через всю радіальну ширину дисків, час перебування дозволяє відокремлювати навіть дуже дрібні частинки.

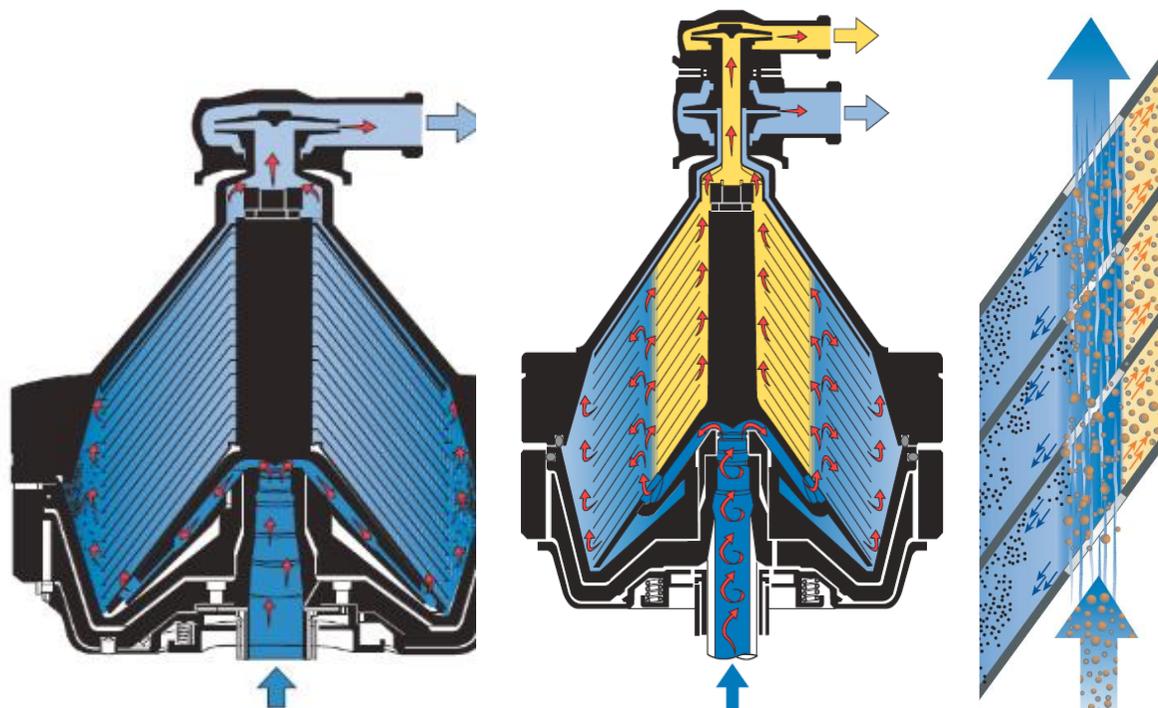


Рисунок 1.6 – Схеми відцентрових сепараторів

У відцентровому сепараторі пакет дисків оснащений вертикально вирівняними розподільчими отворами. На рисунку 1.6 схематично показано, як жирові кульки відокремлюються від молока в пакеті дисків центрифугального сепаратора.

Молоко подається через вертикально вирівняні розподільчі отвори в дисках на певній відстані від краю пакета дисків. Під впливом відцентрових сили осад і жирові кульки в молоці починають осідати радіально назовні або всередину в

каналах розділення в залежності від їхньої щільності відносно щільності безперервної фази (обезжиреного молока).

Тверді домішки з високою щільністю в молоці швидко осідають назовні до периферії сепаратора і збираються в осадовій зоні. Осадження твердих часток сприяє тому, що обезжирене молоко в каналах у цьому випадку рухається назовні до периферії пакета дисків.

Жирові кульки, має меншу щільність, ніж обезжирене молоко, тому рухається всередину в каналах, до осі обертання. Крем продовжує рухатися до осьового виходу.

Обезжирене молоко рухається назовні до простору за межами пакета дисків і звідти через канал між верхньою частиною пакета дисків і конічною кришкою чаші сепаратора до концентричного виходу для обезжиреного молока.

Кількість жиру, яку можна відокремити від молока, залежить від конструкції сепаратора, швидкості, з якою молоко проходить через нього, і розподілу розміру жирових кульок.

Найменші жирові кульки, зазвичай < 1 мкм, не встигають підніматися при заданій швидкості потоку, тому вони виводяться з сепаратора разом з обезжиреним молоком. Залишковий вміст жиру в обезжиреному молоці зазвичай становить між 0,04 і 0,07 %, і тоді говорять про здатність сепаратора до знежирення 0,04 – 0,07.

Швидкість потоку через канали розділення зменшується, якщо зменшується швидкість потоку через машину. Це дає більше часу для підняття жирових кульок, і вони виводяться через вихід для крему. Тому ефективність знежирення сепаратора збільшується при зменшенні продуктивності і, навпаки.

Тверді частки, що накопичуються в осадовому просторі чаші сепаратора, складаються з соломи і волосся, клітин вимені, білих кров'яних тілець (лейкоцитів), червоних кров'яних тілець, бактерій тощо. Загальна кількість осаду в молоці варіюється, але може бути близько 1 кг на 10 000 літрів. Об'єм осадового простору змінюється залежно від розміру сепаратора, зазвичай складаючи 10–20 літрів.

У молочних сепараторах типу, що утримують тверді частки, необхідно вручну розбирати чашу і очищати осадовий простір з відносно частими інтервалами. Це вимагає значних трудових витрат.

Сучасні сепаратори з автоматичним очищенням або викидом твердих часток оснащені системою автоматичного викиду накопиченого осаду через задані інтервали. Це усуває необхідність в ручному очищенні.

Викид твердих часток зазвичай здійснюється через інтервали 30–60 хвилин під час сепарації молока.

Розріз через самочищаючий сепаратор, рис. 1.7, показує, що чаша складається з двох основних частин: корпусу і кришки. Вони утримуються разом за допомогою різьбового кільця. Пакет дисків зажимається між кришкою та розподільником у центрі чаші.

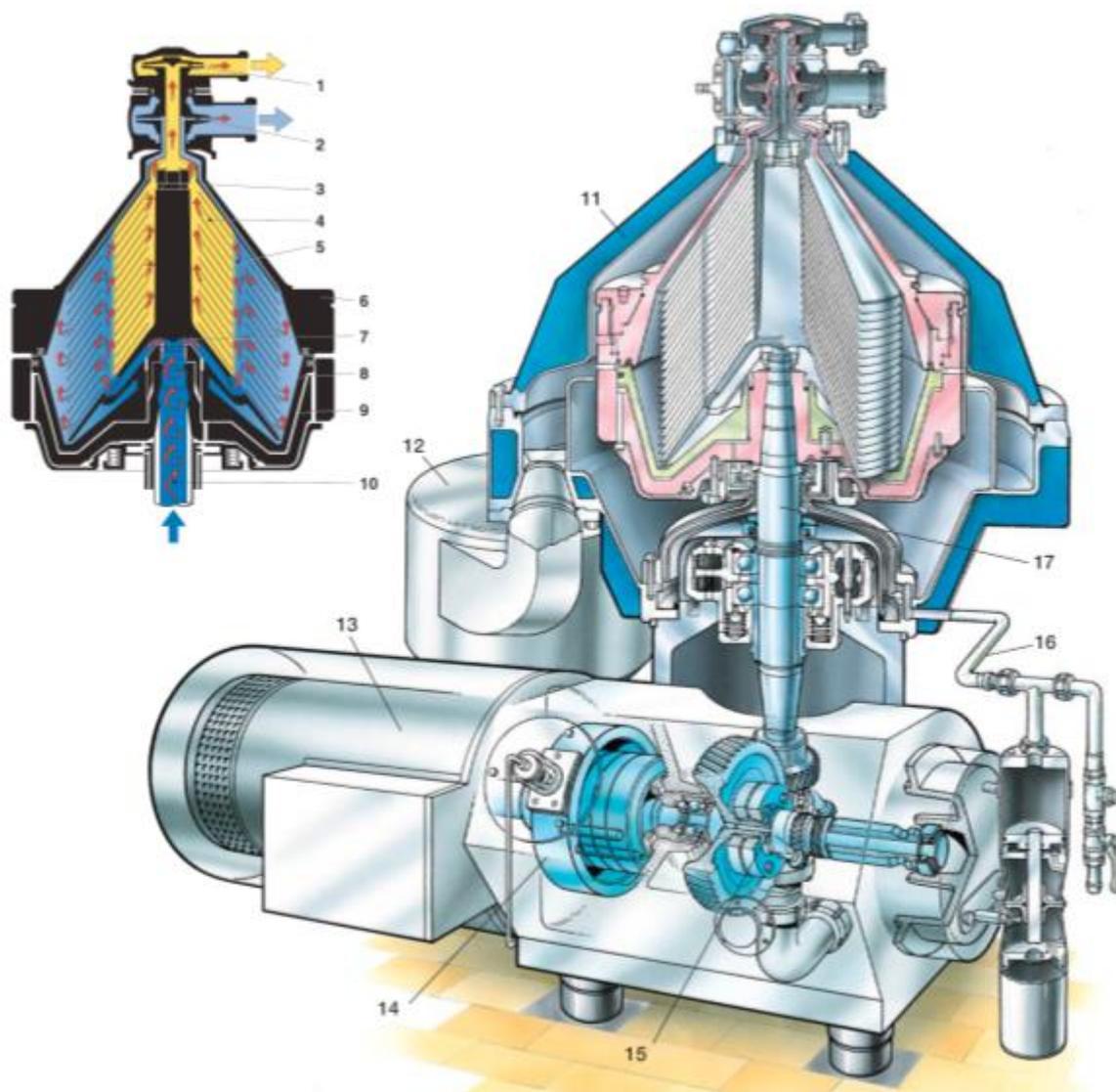
Сучасні сепаратори бувають двох типів: напіввідкриті та герметичні.

Напіввідкрита конструкція. Відцентрові сепаратори з відбірними дисками на виході (рис. 1.6) відомі як напіввідкриті типи (на відміну від старих відкритих моделей з переливним виведенням).

У напіввідкритому сепараторі молоко подається в чашу сепаратора через вхід, зазвичай у верхній частині, через нерухому осьову вхідну трубу. Коли молоко потрапляє до ребристого розподільника, воно прискорюється до швидкості обертання чаші, перш ніж продовжити в сепараційні канали в пакеті дисків. Відцентрова сила викидає молоко назовні, утворюючи кільце з циліндричною внутрішньою поверхнею. Це кільце контактує з повітрям при атмосферному тиску, що означає, що тиск молока на поверхні також є атмосферним. Тиск поступово збільшується з відстанню від осі обертання до максимального на периферії чаші.

Твердіші частки осідають назовні і відкладаються в осадовому просторі. Крем, тобто жирові краплі, рухається всередину до осі обертання і проходить через канали в камеру відбору крему. Обезжирене молоко виходить з пакету дисків на

зовнішньому краї і проходить між верхнім диском і кришкою чаші до камери відбору обезжиреного молока.



1 – вивідний насос для вершків; 2 – вивідний насос для знежиреного молока; 3 – кришка чаші; 4 – розподільне отвір; 5 – качкад дисків; 6 – замкове кільце; 7 – розподільувач; 8 – зсувне дно чаші; 9 – тіло чаші; 10 – шпindel чаші; 11 – рама з кришкою; 12 – осадовий циклон; 13 – двигун; 14 – гальмо; 15 – передачі; 16 – система робочої води; 17 – шпindel чаші

Рисунок 1.7 – Переріз чаші з виводами сучасного герметичного сепаратора

Герметична конструкція. У герметичному сепараторі молоко подається в чашу через шпindel чаші. Воно прискорюється до тієї ж швидкості обертання, що і чаша, а потім проходить через розподільні отвори в стосі дисків.

Чаша герметичного сепаратора повністю заповнена молоком під час роботи. У центрі немає повітря. Тому герметичний сепаратор можна вважати частиною замкнутої трубопровідної системи.

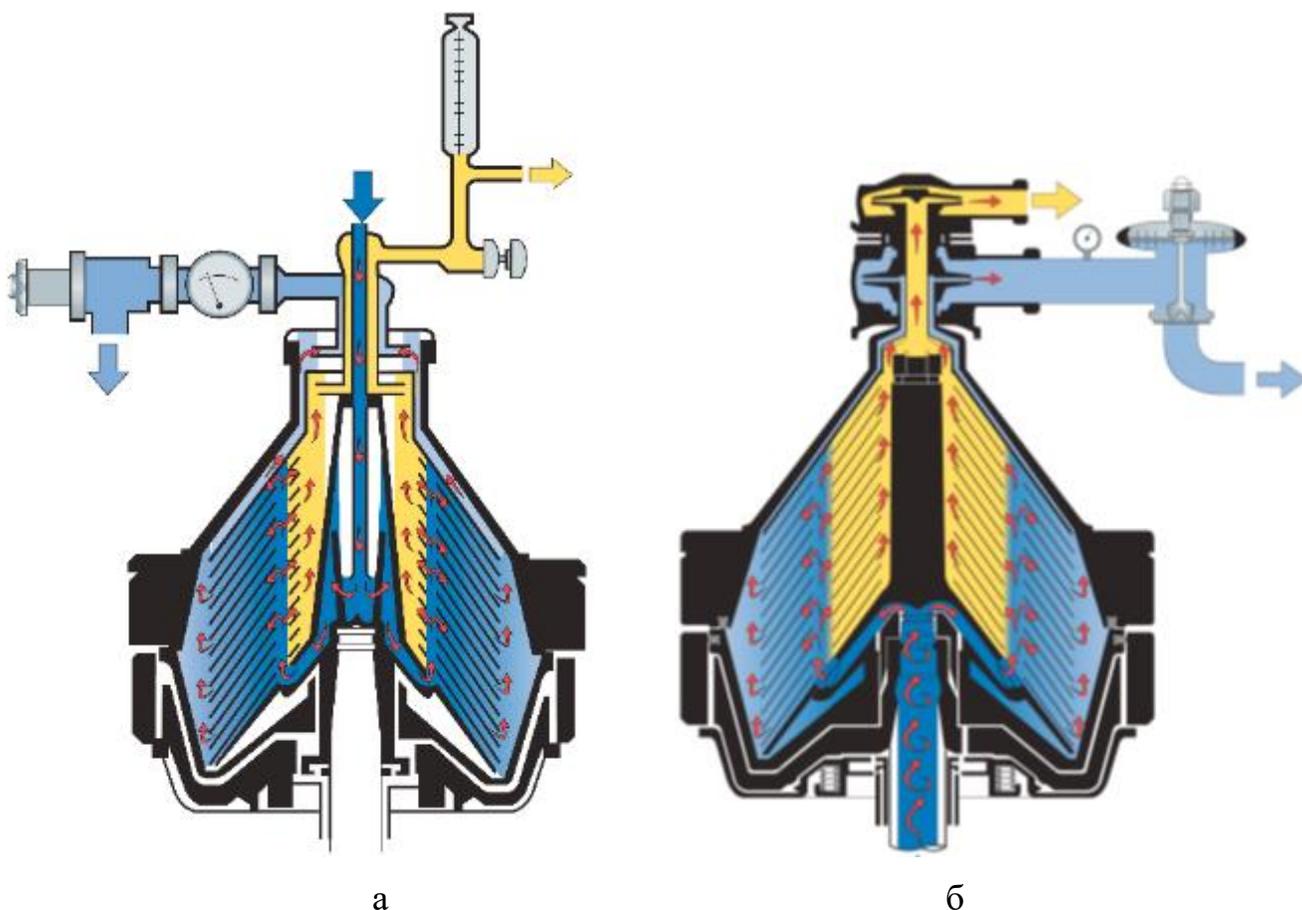
Тиск, створюваний зовнішнім насосом продукту, достатній для подолання опору потоку через сепаратор до вивідного насоса на виходах для вершків і знежиреного молока. Діаметр робочих коліс насоса може бути спроектований відповідно до вимог до тиску на виході.

1.3 Контроль вмісту жиру в вершках

Роздільник з відкидним диском. Обсяг вершків, що виходять з роздільника з відкидним диском, контролюється за допомогою клапана обмеження виведення вершків. При поступовому відкритті клапана з виходу вершків витікають все більші обсяги вершків з поступово зменшуваним вмістом жиру. Визначена швидкість виведення відповідає певному вмісту жиру у вершках. Якщо вміст жиру в цілому молоці становить 4%, а потрібні вершки з вмістом жиру 40%, то виведення з виходу вершків потрібно налаштувати на 2000 л/год (згідно з попереднім розрахунком). Тиск на виході з обробленого молока на рис. 1.8, а, встановлюється за допомогою регулювального клапана на певному значенні, залежно від характеристик сепаратора і його пропускної здатності. Клапан обмеження на виході вершків регулюється таким чином, щоб забезпечити об'єм потоку, відповідний потрібному вмісту жиру.

Будь-яка зміна виведення вершків спричиняє відповідну (і протилежну) зміну виведення обробленого молока. В автоматичній одиниці постійного тиску, що

встановлена на виході обробленого молока, підтримується постійний зворотний тиск на виході незалежно від змін швидкості потоку вершків.



а – сепаратор з відкидними дисками з ручними регулювальними пристроями на виходах; б – чашка герметичного сепаратора з автоматичною системою постійного тиску на виході обробленого молока

Рисунок 1.7 – Схема систем контролю вмісту жиру в вершках

Лічильник потоку вершків. У сепараторах з відкидними дисками обсяг виведених вершків контролюється за допомогою клапана вершків з вбудованим лічильником потоку. Розмір апертури клапана регулюється за допомогою гвинта, і обмежений потік проходить через градуйовану скляну трубку. Спиральний поплавець у трубці піднімається потоком вершків до певного положення на

градуєваної шкалі, що змінюється залежно від швидкості потоку та в'язкості вершків.

Аналізуючи вміст жиру в молоці, що надходить, і розраховуючи обсяг потоку вершків з потрібним вмістом жиру, можна визначити приблизну налаштування швидкості потоку і відповідно відрегулювати гвинт обмеження. Тонке налаштування можна здійснити після аналізу вмісту жиру у вершках. Оператор потім знатиме показання поплавця, коли вміст жиру у вершках буде правильним.

Вміст жиру у вершках залежить від змін вмісту жиру у молоці, що надходить, та від варіацій потоку в лінії. Для вимірювання вмісту жиру у вершках використовуються інші типи приладів (наприклад, автоматичні системи на лінії), які в поєднанні з системами контролю підтримують постійний вміст жиру.

Герметичний сепаратор. Автоматична одиниця постійного тиску для герметичного сепаратора показана на рис. 1.7. Клапан, що показаний, є діафрагмовим клапаном, і потрібний тиск продукту регулюється за допомогою стисненого повітря, що подається над діафрагмою.

Під час сепарації діафрагма піддається впливу постійного тиску повітря зверху і тиску продукту (обробленого молока) знизу. Встановлений тиск повітря змусить діафрагму опуститися, якщо тиск в обробленому молоці знизиться. Клапан, який закріплений на діафрагмі, переміщається вниз і зменшує прохід. Це обмеження збільшує тиск на виході з обробленого молока до встановленого значення. Відповідна реакція відбудеться при збільшенні тиску в обробленому молоці, і встановлений тиск знову відновиться.

1.4 Висновки з розділу

1. Процес сепарації молока за допомогою осадження під дією тяжіння є ефективним методом розділення жиру від молока, який ґрунтується на різниці густини між фазами. Жирові кульки в молоці спливають на поверхню завдяки своїй

меншій густині, що дозволяє утворити шар вершків. Швидкість осадження або спливання залежить від розміру частинок, різниці в густині між фазами та в'язкості рідини. Для прискорення процесу осадження можна змінювати геометрію судини, збільшуючи площу осадження або зменшуючи відстань осадження. Сучасні методи також включають використання перегородок і нахилених пластин для покращення ефективності осадження. Ці методи дають змогу забезпечити безперервний процес сепарації і підвищити продуктивність без втрат якості молока.

2. Відцентрові сепаратори є ефективними пристроями для безперервного розділення молока на компоненти з різною щільністю, таких як жир та обезжирене молоко. Вони працюють за принципом використання відцентрової сили для осадження твердих домішок і жирових кульок, що дозволяє досягти високого ступеня знежирення молока. Сучасні моделі сепараторів мають конструкції, що забезпечують автоматичне очищення осадового простору та зручність обслуговування, а також відрізняються від відкритих моделей герметичністю, що дозволяє зменшити втрати молока та забезпечити ефективніший процес розділення. Однак, ефективність сепаратора залежить від його конструкції, швидкості потоку молока та розміру жирових кульок, що відокремлюються, зберігаючи значення залишкового вмісту жиру в обезжиреному молоці на рівні 0,04–0,07 %.

2 АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СЕПАРАЦІЇ МОЛОКА

2.1 Математична модель процесу сепарації молока

Для визначення продуктивності сепаратора-роздільника з гідроприводом нами розглянуті процеси, що відбуваються в барабані при подачі робочої рідини (молока) під тиском.

При русі потоку молока без ковзання паралельно осі обертання його середня швидкість визначається за формулою:

$$v_{\text{cp}} = \frac{Q_p}{\pi(R_p^2 + r_p^2)} \quad (2.1)$$

де Q_p – об'ємний витрата молока через барабан за одиницю часу; R_p – радіус внутрішньої поверхні барабана, найбільш віддаленої від осі; r_p – внутрішній радіус збагаченого шару молока в барабані.

Час перебування молока в відцентровому полі внутрішньої порожнини барабана обчислюється за формулою:

$$t_p = \frac{h_p}{v_{\text{cp}}} = \frac{V_p}{Q_p} \quad (2.2)$$

де h_p – середня висота внутрішньої порожнини барабана; V_p – робочий об'єм барабана

$$V_p = \pi h_p (R_p^2 - r_p^2). \quad (2.3)$$

Напруженість в відцентровому полі E в будь-якій точці, віддаленій від осі на відстані r_t у внутрішній порожнині барабана, дорівнює:

$$E = \omega^2 r_p \quad (2.4)$$

де $\omega = \pi n / 30$ – кутова швидкість обертання поля; n – частота обертання барабана; r_t – відстань точки від центру відцентрового поля.

Силві лінії відцентрового поля направлені по радіусах і розташовані нормально до поверхонь рівнів, які мають форму концентричних циліндрів.

При спливанні жирових часток під дією відцентрової сили в відцентровому полі швидкість спливання визначається за формулою:

$$v_{bc} = \frac{2}{g} \omega^2 R_o \left(r_o^2 \frac{\rho_{\pi} - \rho_{ж}}{\mu} \right) \quad (2.5)$$

де R_o – відстань від жирової частки до осі обертання в відносному русі; $\omega^2 R_o$ – відцентрове прискорення; R_o – радіус жирової частки; ρ_{π} – густина плазми; $\rho_{ж}$ – густина жирової частки; μ – динамічна в'язкість плазми.

Рівняння (2.1) у диференціальній формі має вигляд:

$$\frac{dR_o}{dt} = \frac{2}{g} \omega^2 R_o \left(r_o^2 \frac{\rho_{\pi} - \rho_{ж}}{\mu} \right) \quad (2.6)$$

розділив змінні у рівнянні маємо:

$$\frac{dR_o}{R_o} = \frac{2}{g} \omega^2 \left(r_o^2 \frac{\rho_{\pi} - \rho_{ж}}{\mu} \right) dt \quad (2.7)$$

Приймаючи

$$k_p = \frac{2}{g} \omega^2 \left(\frac{\rho_{\pi} - \rho_{ж}}{\mu} \right)$$

маємо

$$\frac{dR_o}{R_o} = k_p r_o^2 dt \quad (2.8)$$

Приймаємо, що жирові кульки складаються з одного еквівалентного діаметра, однакової щільності, які рівномірно розподілені у вхідному потоці барабана.

При центрифугуванні суспензії за час її перебування в барабані у осі зосереджуються тільки ті частки, які знаходяться в зоні радіусом r_p , що є зоною максимального вмісту жирової складової, радіус якої можна приблизно визначити, виходячи з процентного вмісту молочного жиру в молоці (3,5–3,6 %).

$$\frac{r_p}{R_o} = 3,5 - 3,6 \% \quad (2.9)$$

Більш точне значення r_p можна отримати, інтегруючи ліву частину рівняння (2.9) в межах від r_o до R_o , а праву — від 0 до t і, розв'язуючи щодо r_p , отримаємо:

$$r_p = R_o e^{-k_p r_o^2 t} \quad (2.10)$$

Тоді товщина кільцевого шару молока, з якого відбудеться найбільш активне виділення жирових кульок, буде:

$$R_o - r_p = R_o \left(1 - e^{-k_p r_o^2 t}\right) \quad (2.11)$$

З рівняння (2.10) знаходимо час t , протягом якого всі жирові кульки, що знаходяться на момент надходження в порожнину барабана на відстані від бічної стінки, не перевищуючи r_p , досягнуть зони розташування осі.

$$t = \frac{1}{k_p r_o^2} \ln \frac{R_o}{r_o} \quad (2.12)$$

Необхідну мінімальну продуктивність барабана для повного виділення часток молочного жиру діаметром d можна визначити за формулою:

$$Q_p = \frac{2\pi\omega^2 i h_p (R_{\max}^3 - R_{\min}^3)}{(R_{\max} - R_{\min})} \left(\frac{\delta d_p^2}{18\mu} \right) \quad (2.13)$$

де ω – кутова швидкість обертання барабана; i – кількість тарілок; h_p – висота робочої частини тарілки; R_{\max} , R_{\min} – максимальний і мінімальний радіуси конічної частини тарілки; δ – різниця в густині молочного жиру та плазми; d_p – діаметр жирової частки; μ – динамічна в'язкість рідини.

Маючи значення

$$h_p = \operatorname{tg}\alpha (R_{\max} - R_{\min}) \quad (2.14)$$

де α – кут нахилу утворюючої тарілки, підставляючи його в формулу (2.13), отримаємо:

$$Q_p = \frac{\pi d_p^2 \omega^2 \delta i \operatorname{tg} \alpha (R_{\max}^3 - R_{\min}^3)}{27\mu} \quad (2.15)$$

Однак більш точне рішення буде отримано при дослідженні процесів з позиції гідродинаміки. При дослідженні гідродинаміки необхідно визначити швидкість витікання рідини – абсолютну та відносну, а також окружну швидкість сопла – вона ж і окружна швидкість барабана.

Значення окружної швидкості визначаємо з урахуванням встановленої (або прийнятої) частоти обертання барабана та його радіуса або радіуса встановлення сопел.

Відносну швидкість витікання струменя з кожного сопла визначимо за формулою:

$$W = \frac{Q_p}{2f\varepsilon} = \frac{2Q_p n}{\pi d_p^2 \varepsilon} \quad (2.16)$$

де Q – продуктивність насоса, f – площа поперечного перерізу сопла, ε – коефіцієнт звуження струменя, що виходить з сопла, n – кількість сопел, d_p – діаметр сопла.

У досліджених центрифугах використовувалися сопла типу «отвір в тонкій стінці», коефіцієнт звуження яких близький до одиниці.

Абсолютна швидкість витікання визначається з урахуванням того, що в прийнятій центрифугі кут між напрямом вектора окружної швидкості U та вектора швидкості W в звичайному випадку дорівнює 180° . При цьому враховуємо, що мінімальна кількість сопел дорівнює двом. Саме для цього випадку приймаємо кут між векторами U і W . При трьох або чотирьох соплах значення розглянутих кутів будуть, відповідно, 120° і 90° .

Абсолютна швидкість витікання рідини з сопла визначається за формулою:

$$u = W - U \quad (2.17)$$

$$aU = \omega r \quad (2.18)$$

де r – радіус вильоту осі сопла. Підставляючи значення W і U у формулу (2.17), маємо:

$$v = \frac{2Qn}{\pi d_0^2 \varepsilon} - \omega r \quad (2.19)$$

З цього виразу визначаємо ω :

$$\omega = \frac{2Qn - \pi d_0^2 \varepsilon \omega}{\pi d_0^2 \varepsilon r} \quad (2.20)$$

З отриманим значенням ω підставимо його у формулу (2.15), отримаємо:

$$Q_p = \frac{d_p^2 \delta i \operatorname{tg} \alpha (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) (2Qn - \pi d_p^2 \varepsilon v)^2}{27 \mu \pi d_p^4 \varepsilon^2 r^2} \quad (2.21)$$

Таким чином, необхідна теоретична продуктивність гідроприводного сепаратора повинна встановлюватися з урахуванням значення діаметра жирового шарика в молоці, що отримується при доїнні, а також конструктивних особливостей (кількість і діаметр сопел).

Тиск робочої рідини в системі, згідно з формулою (2.21), присутній опосередковано, у вигляді кінцевого результату — продуктивності.

Одночасно характеристикою тиску в системі є кутова швидкість. Маючи на увазі пряму зв'язок продуктивності та кутової швидкості, вводимо коефіцієнт:

$$K = \frac{Q_p}{\omega^2} \quad (2.22)$$

що характеризує значення технічного параметра, який забезпечує необхідний обсяг виділення жирових шариків (сливок) з урахуванням встановлених діаметричних параметрів.

Узагальнення процесу визначення продуктивності сепаратора-роздільника з гідроприводом включає кілька ключових етапів, зокрема аналіз руху молока під тиском у барабані сепаратора та взаємодії молока з відцентровими силами. Для визначення середньої швидкості потоку молока, часу його перебування в відцентровому полі та сили, що діє на молочні частки, використовуються відповідні математичні формули, які описують швидкість, час та відцентрові сили. Оскільки молоко містить жирові частки, для визначення їх спливання в відцентровому полі

розраховуються відповідні сили, зокрема відцентрове прискорення та швидкість спливання.

Для точнішого визначення продуктивності сепаратора враховуються параметри конструкції, такі як діаметр сопел, кут нахилу тарілок і інші конструктивні особливості. Продуктивність пов'язана з розміром жирових часток, які виділяються із молока, а також з такими факторами, як кутова швидкість барабана та параметри сопел, через які відбувається викид молока. Використання гідродинамічних досліджень дозволяє більш точно оцінити ефективність сепаратора, враховуючи співвідношення між швидкістю витікання молока, його густотою та іншими параметрами.

Таким чином, продуктивність сепаратора визначається через комплекс математичних розрахунків, що враховують не лише фізичні властивості молока, а й технічні характеристики сепаратора.

2.2 Висновки з розділу

1. В результаті теоретичних досліджень встановлено продуктивність сепаратора (2.21), яка залежить, зокрема, від таких конструктивних параметрів, як кількість і діаметр сопел.

2. З аналізу отриманої залежності (2.21) продуктивності гідроприводного сепаратора від конструктивних параметрів випливає, що зростання продуктивності може бути досягнуте за рахунок зміни діаметра сопла з 1,0 мм до 2,0 мм і за кількості сопел з 4 до 2.

3 ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ РОБОТИ МОЛОЧНОГО СЕПАРАТОРА

3.1 Методика чисельного моделювання впливу зазору між дисками на потік у молочному сепараторі під час роботи

Конструкція чаші для розділення молочного сепаратора, досліджуваного у цій роботі, дещо відрізняється від конструкції інших типів дискових сепараторів, як показано на рисунку 3.1. Оболонка барабана складається з рупорної трубки та оболонки чаші, які з'єднані за допомогою мідної гайки та ущільнювального кільця. Позиційна втулка оснащена не лише пазом для позиціонування диска, але й трьома напрямними каналами, рівномірно розподіленими по колу; під час роботи молоко потрапляє у нейтральний отвір диска через ці напрямні канали. Рупорна трубка слугує каналом для зливу молока, а також забезпечує з'єднання для позиціонування та передачу між усією чашею для розділення та приводним валом.

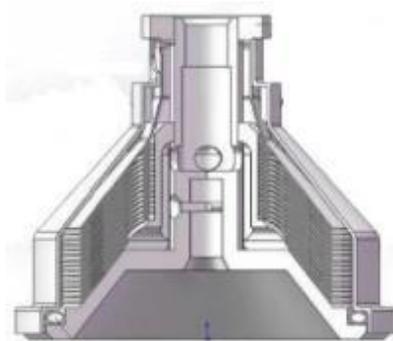


Рисунок 3.1 – Схема конструкції чаші для розділення молочного сепаратора

Позиційна втулка з'єднується з рупорною трубкою за допомогою штифта. Кутове прискорення, необхідне для обертання кожного компонента барабана, головним чином забезпечується статичним тертям між компонентами. У процесі проектування та встановлення барабана слід враховувати вплив кількості дисків на герметичність барабана

та передачу через статичне тертя, щоб забезпечити щільне з'єднання компонентів без обертального та осевого переміщення, а також зберегти герметичність барабана.

Зазор між дисками є основною зоною, де сепаратор здійснює розділення легких і важких фаз матеріалів. Значення зазору між дисками пов'язане з відстанню осідання матеріалів у каналі диска та площею осідання в чаші сепаратора і є ключовим конструктивним параметром сепаратора. Під час вивчення впливу відстані між дисками на потік у чаші для розділення необхідно забезпечити, щоб загальна висота групи дисків (у нормальному напрямку до зовнішнього конуса диска, $H = 13$ мм) залишалася практично незмінною після зміни величини зазору, тому при зміні відстані між дисками змінюється й кількість дисків. Конкретна кількість дисків та величина зазору між ними наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Кількість дисків при різних відстанях між ними

Номер	Відстань між дисками (мм)	Кількість дисків (шт.)	Зміна загальної висоти (мм)
1	0,3	16	+0.1
2	0,5	13	0
3	0,7	10	-0,3
4	0,9	9	+0,5
5	1,2	7	+0,1

При створенні сітки для різних моделей слід звертати увагу на те, щоб кількість елементів сітки залишалася незмінною, забезпечуючи при цьому її якість, щоб уникнути помилок у розрахунках через надмірні відмінності у кількості елементів.

3.2 Результати чисельного моделювання впливу зазору між дисками на потік у молочному сепараторі під час роботи

Вплив зазору між дисками на окружну швидкість. Коли швидкість обертання становить 10 000 об/хв, розподіл окружної швидкості потоку у чаші для розділення при різних значеннях зазору між дисками показано на рисунку 3.2.

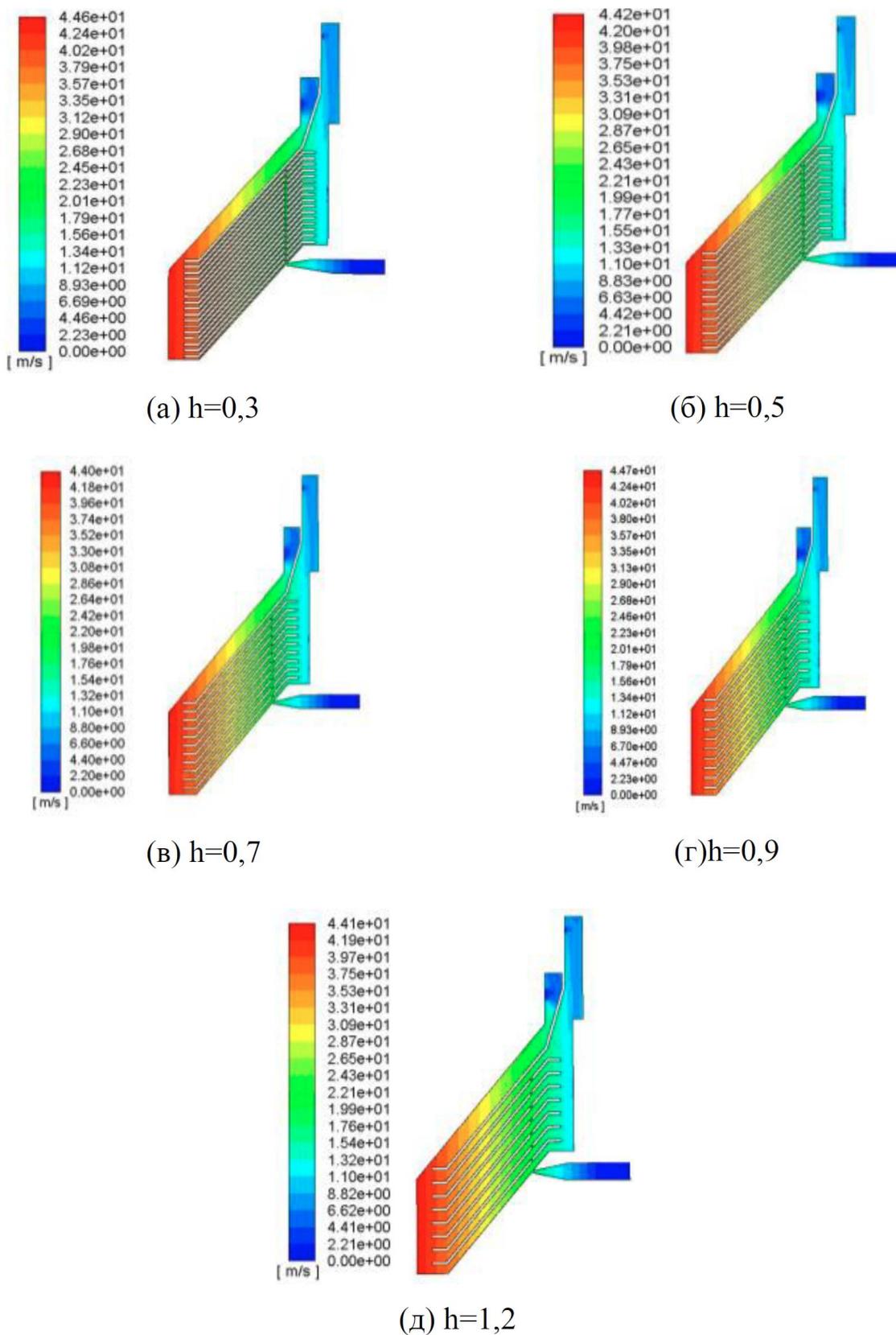


Рисунок 3.2 – Розподіл окружної швидкості при різних зазорах між дисками

З рисунка видно, що розподіл окружної швидкості у кожному потоці в основному однаковий, а градієнт окружної швидкості на виході явно менший, ніж в інших місцях на тому ж радіусі.

Для подальшого аналізу змін окружної швидкості при різних значеннях зазору між дисками було взято вісім груп значень окружної швидкості з рівномірним градієнтом у межах радіусу 40 мм. Середнє значення окружної швидкості для всіх точок на одному радіусі обертання приймалося як розрахункове значення окружної швидкості для цього радіусу.

При різних зазорах між дисками результати порівняння теоретичних і розрахункових значень показано в таблиці 3.2. Загалом окружна швидкість у кожному потоці в основному менша за теоретичне значення, що свідчить про відставання рідини у чаші для розділення від диска. Через незначну зміну зазору між дисками не спостерігається очевидного відставання рідини при великому зазорі, якщо радіус менше 15 мм. Через вплив розташування виходу та входу середнє значення окружної швидкості значно менше за теоретичне, і відставання є очевидним. Тенденція зміни окружної швидкості рідини при кожному зазорі відповідає теоретичній кривій, як показано на рисунку 3.3.

Таблиця 3.2 – Окружна швидкість (м/с) для кожного зазору між дисками

Радіус (мм)	Теоретичне значення	h=0,3 мм	h=0,5 мм	h=0,7 мм	h=0,9 мм	h=1,2 мм
5	5,236	0,498	0,495	0,494	0,482	0,520
10	10,472	8,376	8,316	7,777	7,938	7,475
15	15,708	12,459	12,694	12,676	12,863	13,318
20	20,944	20,08	20,490	20,512	20,622	20,784
25	26,180	25,732	25,904	25,848	25,947	25,636
30	31,416	31,489	31,421	31,433	31,303	31,254
35	36,652	36,710	36,642	36,582	36,561	36,551
40	41,888	41,869	41,618	41,552	41,764	41,743

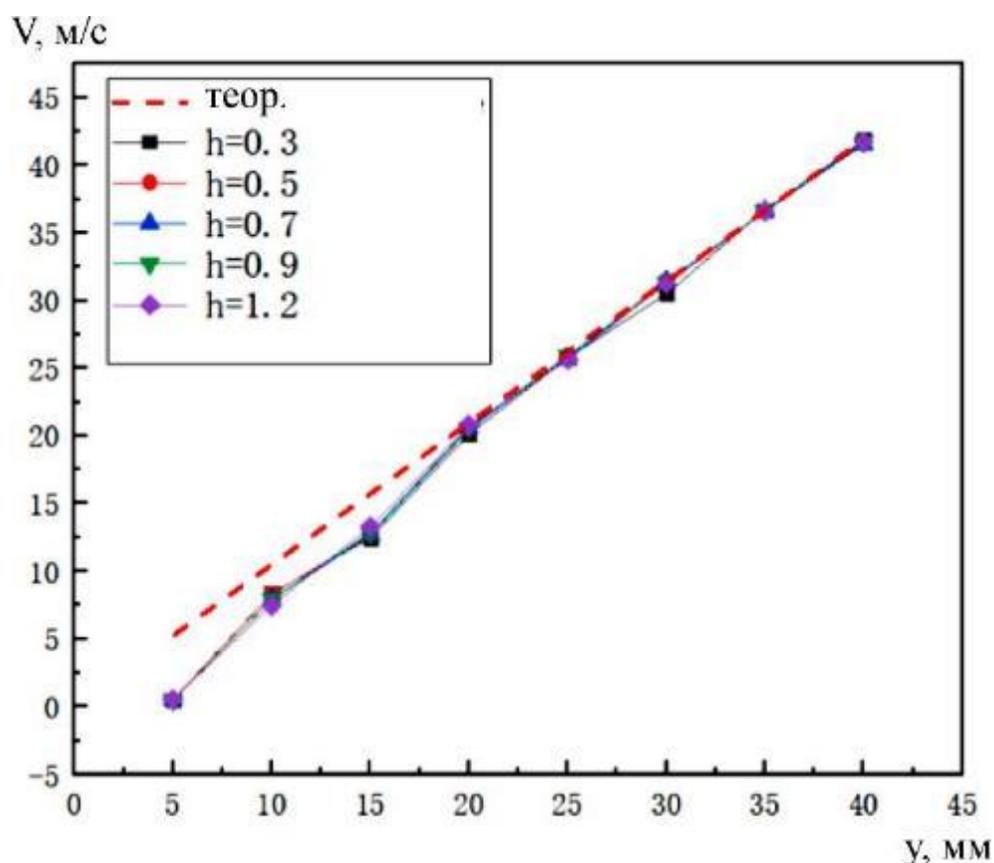


Рисунок 3.3 – Закон зміни окружної швидкості при кожному зазорі між дисками

Вплив зміни зазору між дисками на ефективність сепарації. Гістограма вмісту фаз для різних зазорів між дисками при швидкості обертання 10 000 об/хв показана на рисунку 3.4. З рисунка видно, що загальна ефективність сепарації зменшується зі збільшенням значення зазору між дисками. Великий зазор між дисками збільшує відстань осідання матеріалів у каналах дисків. За однакової продуктивності зменшення кількості дисків підвищує середній обсяг подачі на кожен канал диска, а також зменшує загальну площу осідання у чаші сепарації.

Під впливом цих чинників ефективність сепарації чаші сепарації досягається при значеннях зазору між дисками 0,5 мм і 0,7 мм.

Отже, з радіального положення межі розділу легкої та важкої фаз у кожному каналі диска в потоці видно, що зі збільшенням значення зазору між дисками радіус межі нижнього каналу (нижній, ближче до входу) збільшується.

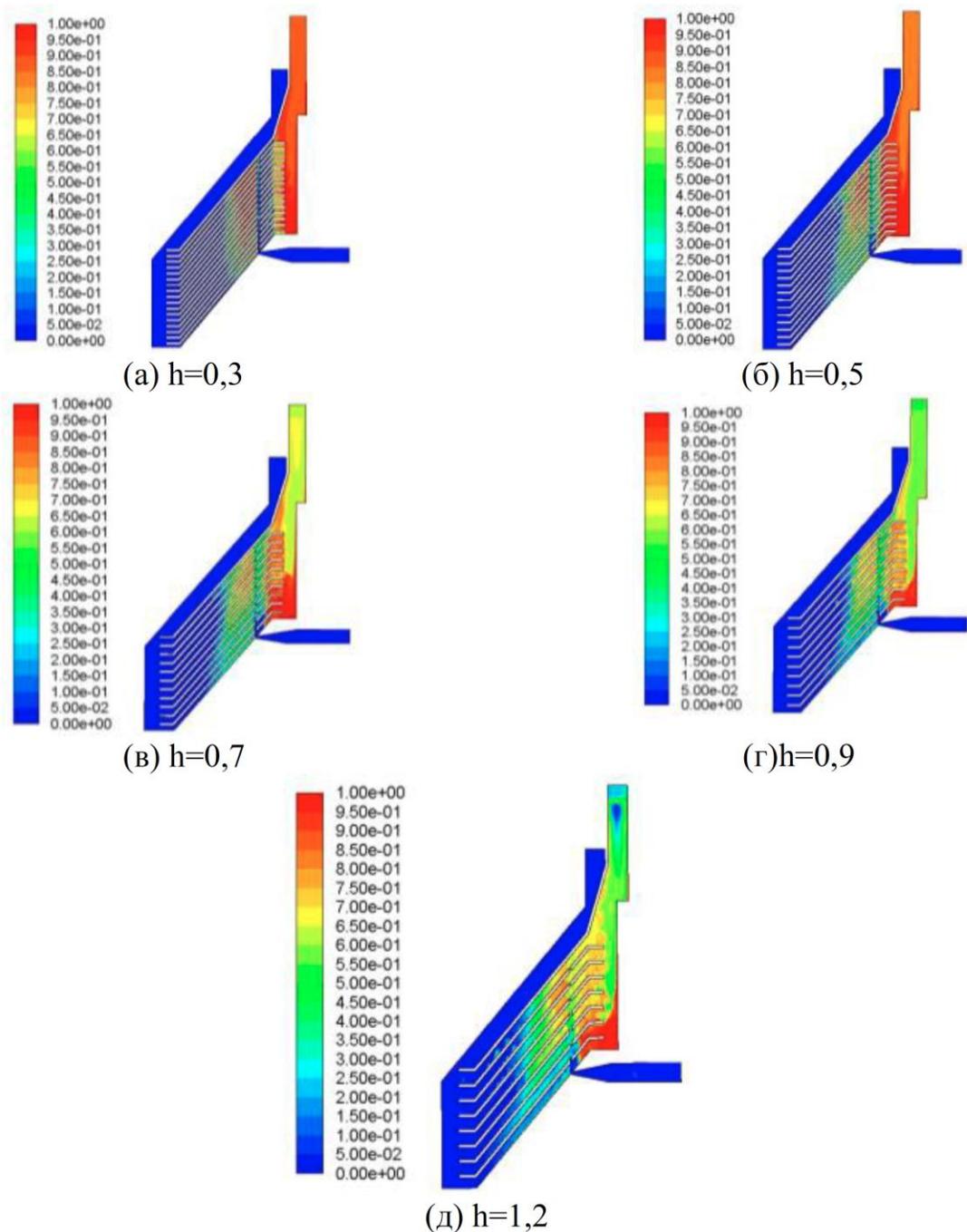


Рисунок 3.4 – Розподіл вмісту легкої фази при різних зазорах між дисками

Це свідчить про те, що швидкість подачі матеріалу у нижній канал диска зростає зі збільшенням зазору між дисками. Зменшення зазору призводить до збільшення в'язкого опору рідини в каналі диска, а збільшення опору, спрямованого

вниз уздовж диска, сприяє рівномірному розподілу подачі між усіма рівнями каналів.

3.3 Дослідження динаміки демпферної системи підшипник-ротор молочного сепаратора

Для аналізу потоку рідини всередині чаші відцентрового молочного сепаратора використовували програмне забезпечення Star-CCM+. Числове моделювання проводилось шляхом розв'язування рівнянь Нав'є-Стокса, які описують закони збереження імпульсу, енергії та маси для потоку рідини. Програмне забезпечення Star-CCM+ використовує рівняння Нав'є-Стокса з середнім за Фавре, у яких враховуються тимчасово середні ефекти турбулентності на параметри потоку, тоді як інші великомасштабні явища, що залежать від часу, розглядаються безпосередньо. У цьому процесі виникають додаткові терміни, відомі як напруги Рейнольдса, які з'являються в рівняннях. Для замикання цієї системи рівнянь необхідно використовувати транспортні рівняння для турбулентної кінетичної енергії та її швидкості дисипації (модель k-ε). Star-CCM+ використовує одну систему рівнянь для опису як турбулентного, так і ламінарного потоку. Крім того, можливі переходи від турбулентного до ламінарного стану і навпаки.

3D модель чаші показана на рис. 3.5, а. До моделі були застосовані наступні граничні та початкові умови: термодинамічні параметри (температура молока 293,16 К, в'язкість $1,79 \cdot 10^{-3}$ Па·с (рис. 3.5, б) та тиск 101325 Па), параметри впуску та випуску рідини (рис. 2а). Температура молока не змінювалася під час симуляції. Геометричні параметри чаші (рис. 3.1) були наступними (рис. 3.5, а): висота чаші — 580 мм, найбільший діаметр чаші — 550 мм, діаметр впускного трубопроводу — 10 мм, діаметр випускного трубопроводу — 25 мм.

Графік залежності динамічної в'язкості молока від температури представлений на рис. 3.5, б. Інші параметри симуляції: максимальна кількість кроків часу — 4000, рівень початкової сітки (який контролює роздільну здатність геометрії сітки) був встановлений на максимальний рівень 8, а рівень роздільної здатності результату (який визначає точність рішення, що можна трактувати як роздільну здатність результатів обчислень) був встановлений на максимальний рівень 8.

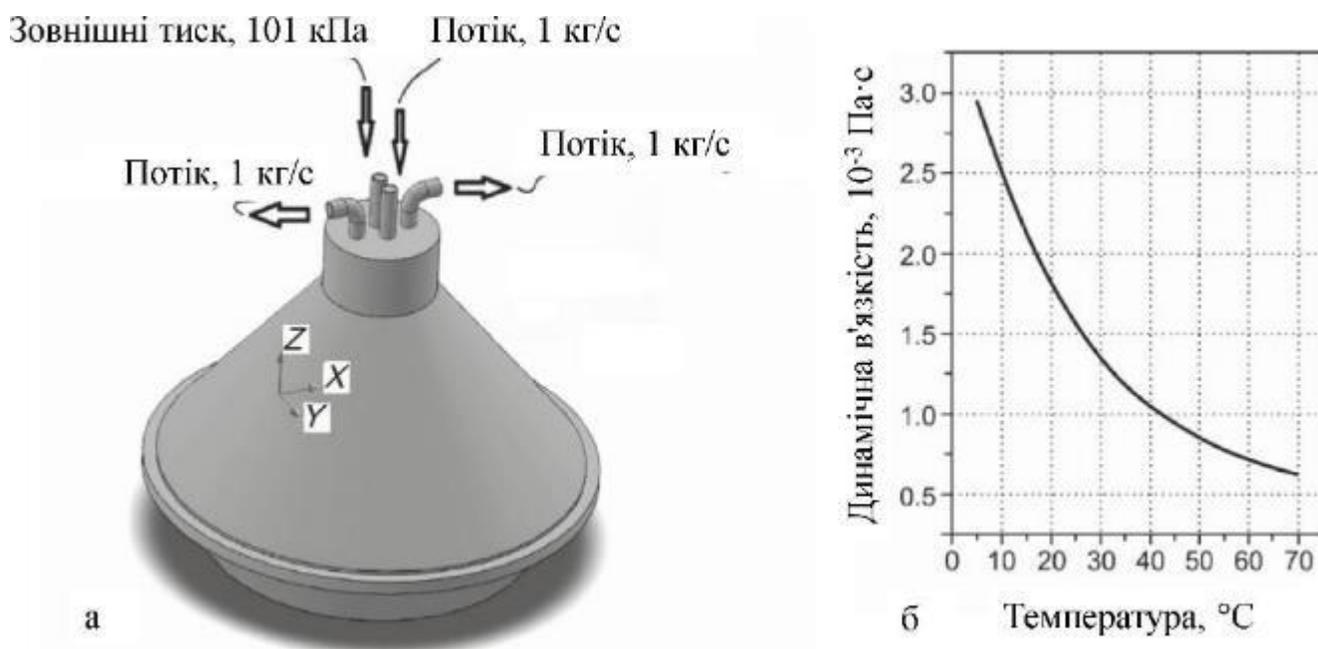


Рисунок 3.5 – 3D модель чаші (а) та графік залежності в'язкості молока від температури (б)

Траєкторії потоку рідини представлені на рис. 3.6. Як видно з рис. 3.6, потік рухається вниз до дна чаші під дією сили тяжіння та тиску. Потім рідина піднімається обертовими дисками, які відокремлюють тверді частинки від чистого молока. Після цього рідина виводиться з сепаратора через вивідні труби. Відцентрову силу можна розрахувати за наступною формулою:

$$F_{\text{cen}} = (mv^2)/r, \quad (3.1)$$

де m – маса рідини, v – швидкість, r – радіус. Відцентрова сила варіюється в межах від 15 до 58 Н.

Потік молока створює відцентрову силу в роторній системі, і незбалансованість ротора є одним з основних джерел вібрацій. Незбалансованість змінює динамічну поведінку системи. Формули сил незбалансованості ротора, що діють в напрямках осей X та Y (рис. 3.5, а), мають наступний вигляд:

$$F_X = m_s e \omega^2 \cos(\omega t), \quad (3.2)$$

$$F_Y = m_s e \omega^2 \sin(\omega t), \quad (3.3)$$

де m_s – маса чаші, e – відстань між незбалансованістю та віссю обертання, ω – кутова швидкість ротора, t – час.

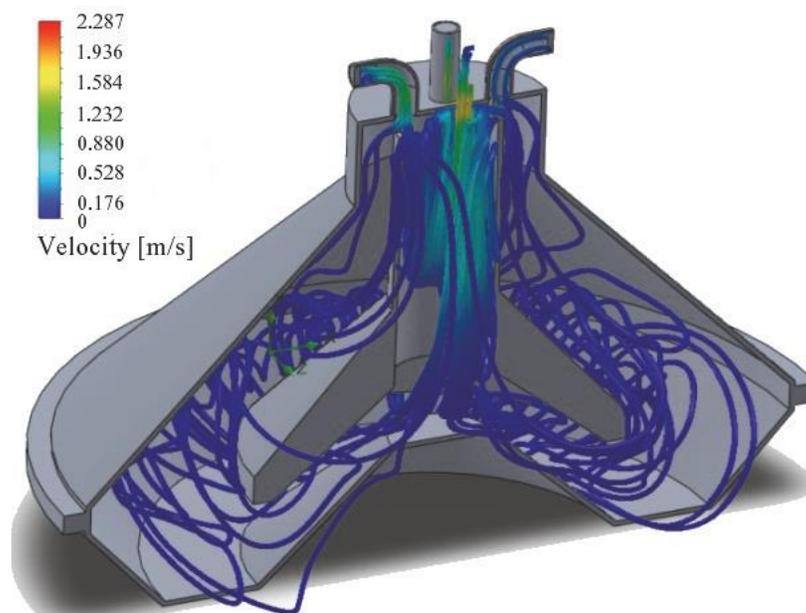


Рисунок 3.6 – Траєкторії потоку молока всередині чаші відцентрового сепаратора
молока

Використовуючи моделювання, можна оцінити вплив сил незбалансованості на динамічну поведінку системи підшипник-ротор. Значення ексцентричності або

Також введемо систему координат хуз, початок якої збігається з центром ваги O_1 чаші. Координатна вісь z_1 вигнутого ротора є паралельною координатній осі z'_1 , яка проходить через початок O_1 . Між осями z і z'_1 є кут δ (рис. 3.7, б).

Ексцентриситет e (рис. 3.7, б) характеризує статичний дисбаланс, а кут δ представляє миттєву компоненту дисбалансу. Геометричний центр чаші позначений як точка O (рис. 3.7, а, б). Положення сепаратора описується лінійними координатами ξ, η, ζ точки O , а також кутами α_1, β і $\varphi = \omega t$, де ω – це кутова швидкість ротора.

Тоді система диференціальних рівнянь вібрацій ротора матиме такий вигляд:

$$\begin{aligned} m_s \ddot{\eta} + a_1 \eta - a_2 \alpha_1 &= m_s e \omega^2 \cos \omega t, \\ m_s \ddot{\zeta} + a_1 \zeta - a_2 \beta &= m_s e \omega^2 \sin \omega t, \\ I_T \ddot{\beta} - I_z \omega \dot{\alpha}_1 - a_2 \zeta + a_3 \beta &= \\ -(I_z - I_T) \delta \omega^2 \cos(\omega t - \gamma), \\ I_T \ddot{\alpha}_1 + I_z \omega \dot{\beta} - a_2 \eta + a_3 \alpha_1 &= \\ (I_z - I_T) \delta \omega^2 \sin(\omega t - \gamma), \end{aligned} \quad (3.4)$$

де

$$\begin{aligned} a_1 &= \delta_{22} / \Delta^2, a_2 = \delta_{12} / \Delta^2, a_3 = \delta_{11} / \Delta^2, \Delta^2 = \delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2, \\ \delta_{11} &= \frac{1}{c_1} \left(\frac{l_4}{l_1} \right)^2 + \frac{1}{c_2} \left(\frac{l_1 + l_4}{l_1} \right)^2 + \frac{l_1 l_4^2}{3EI_1} + \frac{l_4^3 - l_6^3}{3EI_2} \end{aligned} \quad (3.5)$$

є зміщенням точки O під дією одиничної сили, прикладеної до тієї ж точки,

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{c_1} \frac{l_4}{l_1^2} + \frac{1}{c_2} \left(\frac{l_1 + l_4}{l_1^2} \right) + \frac{l_1 l_4}{3EI_1} + \frac{l_4^2 - l_6^2}{2EI_2} \quad (3.6)$$

є кутом повороту перерізу, що проходить через точку O , викликаного одиничною силою, прикладеною до тієї ж точки [26],

$$\delta_{22} = \left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} \right) \frac{1}{l_1^2} + \frac{l_1}{3EI_1} + \frac{l_4 - l_6}{EI_2} \quad (3.7)$$

є кутом повороту перерізу, що проходить через точку O , викликаного одиничним моментом [26]. I_1, I_2 – моменти інерції секцій ротора (зокрема, $I_{1,2} = 0,05 d^4$), c_1, c_2 – жорсткість підшипника та системи демпфування, t – час, m_s – маса чаші, ω – кутова швидкість ротора, I_z – подовжній момент інерції чаші, I_T – центральний момент інерції чаші.

Критичні (резонансні) кутові швидкості ротора можна визначити як корені характеристичного рівняння:

$$\Delta^2 m_s (I_z - I_T) \omega^2 + [\delta_{11} m_s - \delta_{22} (I_z - I_T)] \omega^2 - 1 = 0. \quad (3.8)$$

Тоді

$$\omega_i = \left\{ -b + (-1)^i [b + 4a]^{1/2} / 2a \right\}^{1/2}, \quad i = 1, 2, \quad (3.9)$$

де $b = \delta_{11} m_s - \delta_{22} (I_z - I_T)$, $a = \Delta^2 m_s (I_z - I_T)$.

Ротор має лише одну критичну кутову швидкість $\omega_2 = 1388.76$ рад/с. Моделювання та аналіз моделі виконувалися за допомогою програмного забезпечення Wolfram Cloud. На основі рівняння (3.4) та коефіцієнтів, наведених у таблиці 3.3, у середовищі Wolfram Cloud була розроблена динамічна модель системи підшипник-ротор.

Координатна вісь η була надзвичайно важливою для аналізу, оскільки вона збігається з напрямком вимірювання вібрацій під час діагностики несправностей підшипника. Результати моделювання представлені на рис. 3.8.

Амплітудно-частотні характеристики (рис. 3.8) показують, що ротор обертається на нерезонансній частоті. Низькочастотні вібрації викликані електродвигуном, підвищувальною передачею та системою підшипників.

Графік залежності амплітуди швидкості вібрацій від часу та амплітудно-частотний спектр зовнішнього кільця підшипника були отримані на основі даних, наведених у таблиці 3.3. Результати моделювання представлені на рис. 3.9. Як видно з рис. 3.9, механізм збуджується після запуску електродвигуна, і амплітуда

зростає протягом періоду часу 0,2 с. Потім амплітуда швидкості стабілізується на певному рівні. Спектральна густина відображає характерні частоти машини, тобто електродвигуна, ротора, сепаратора підшипника та інших компонентів.

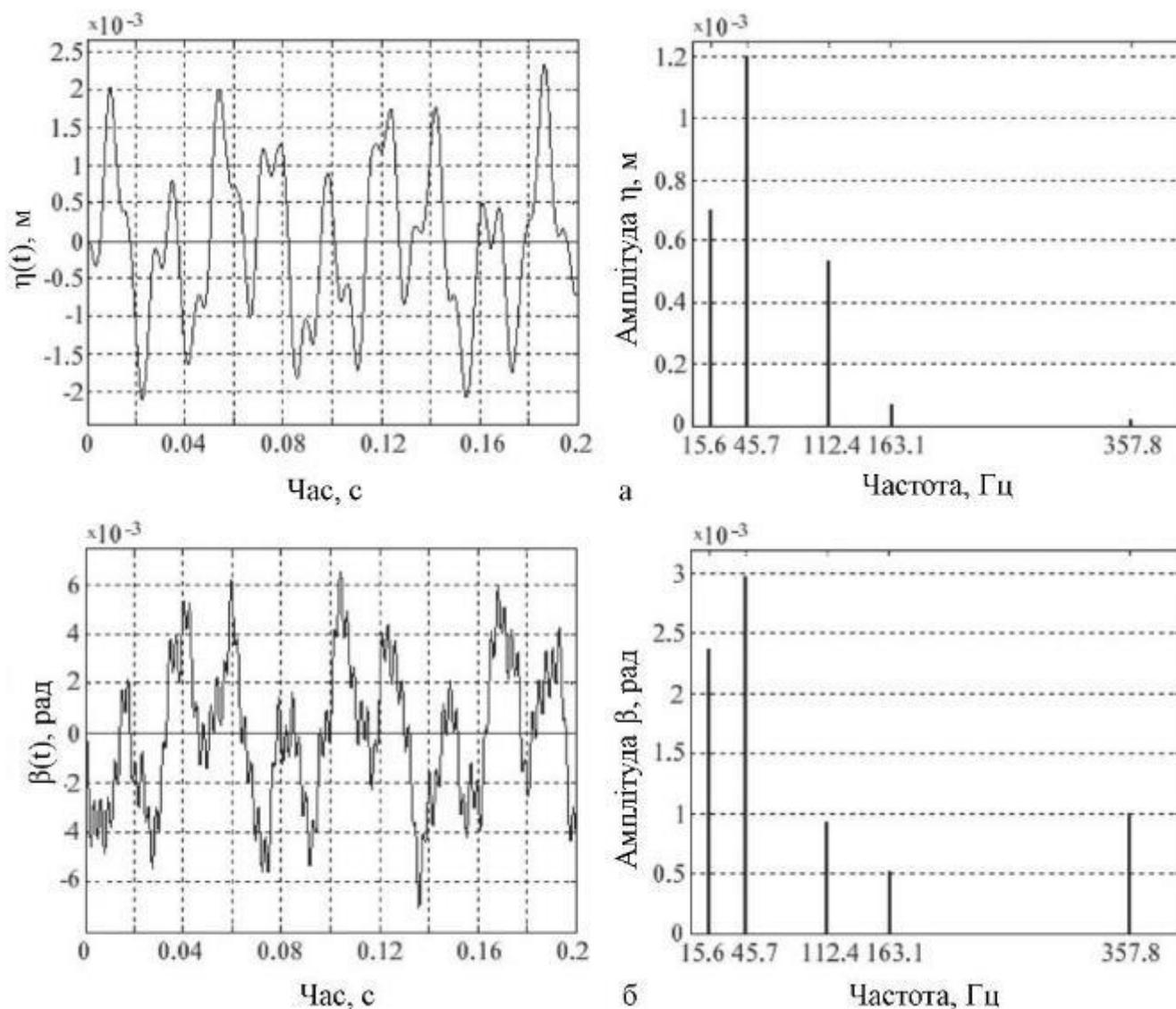


Рисунок 3.8 – Амплітуда-часова характеристика вібрації та амплітудно-частотний спектр ротора: а – вздовж осі координат η , б – для кута β

З рис. 3.9, б видно, що якщо частота збудження становить 112 Гц, система вібує на чотирьох частотах: 15,15 Гц, 45,45 Гц, 161 Гц і 358 Гц.

Таблиця 3.3 – Дані для моделювання

Параметр	Розмірність	Значення	Параметр	Розмірність	Значення
m_s	кг	128	c	Н/м	$1,8 \times 10^6$
I_T/l^2	кг	3,738	m_d	кг	0,01
I_z/l^2	кг	7,476	r_s	м	0,270
h_1	кг/с	2885,48	l_r	м	0,6
h_2	кг/с	206,87	e	м	5×10^{-6}
c_1	Н/м	40×10^6	l_s	м	0,340
c_2	Н/м	$1,9 \times 10_6$	γ	рад	1,6
Параметр	Розмірність	Значення	Параметр	Розмірність	Значення
l	м	0,790	l_1	м	0,37
r_r	м	0,0225	a_1	Н/м	$42,663 \times 10^6$
a_2	Н	$12,515 \times 10^6$	a	$\text{м}^2 \cdot \text{кг}^2 / \text{Н}^2$	$1,5 \times 10^{-11}$
a_3	Нм	$41,257 \times 10^5$	b	$\text{м} \cdot \text{кг} / \text{Н}$	$2,2 \times 10^{-5}$
δ	рад	0,01	Δ^2	$1/\text{H}21/\text{H}^21/\text{H}2$	$5,098 \times 10^{-14}$

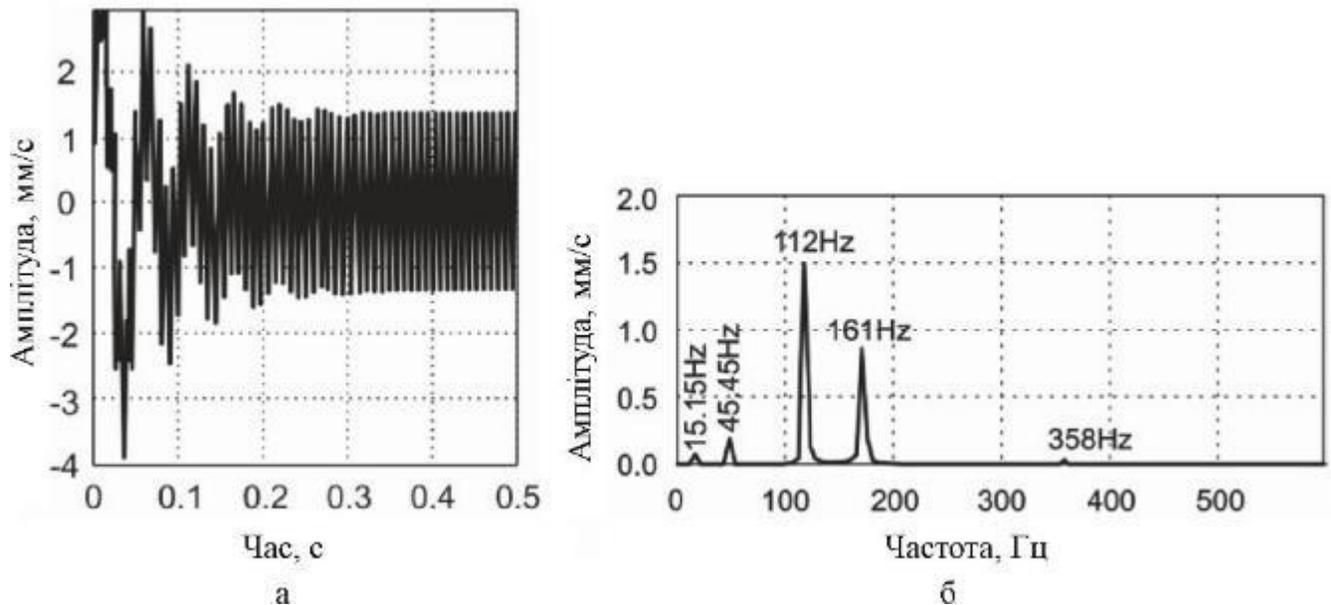


Рисунок 3.9 – Графік залежності амплітуди швидкості вібрацій від часу (а) та амплітудно-частотний спектр, отриманий для зовнішнього кільця підшипника ротора (б)

Результати розрахунку коефіцієнта передачі вібрацій представлені на рис. 3.10. Отримані дані показують, що у випадку в'язко-еластичного демпфування резонанс виникає на частоті 796,2 Гц. У випадку гістерезисного демпфування резонанс з'являється на частоті 716,6 Гц. Ефективне демпфування досягається у

першому випадку на частоті 1273,9 Гц, а в другому – на частоті 1194,3 Гц, тобто на високих частотах. Це вимагає експериментальної перевірки, оскільки ці частоти є подвоєними частотами, що збуджуються перекочуванням кульок підшипника між зовнішнім і внутрішнім кільцями. Низькочастотні вібрації недостатньо пригнічуються (рис. 3.10).

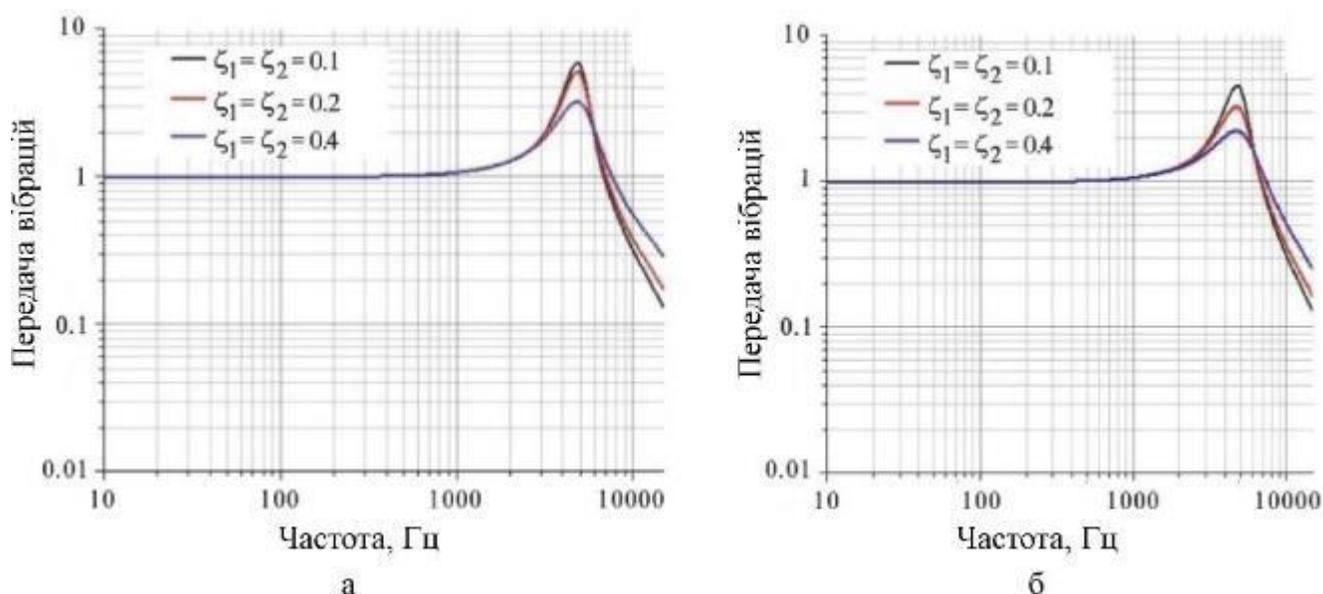


Рисунок 3.10 – Криві передачі вібрацій, отримані для різних значень безрозмірного коефіцієнта демпфування ζ : а – в'язкоеластичне демпфування, б – в'язкоеластичне та гістерезисне демпфування

Після порівняння теоретичного та експериментального (отриманого з вимірювань (рис. 3.11)) амплітудно-частотного спектру, можна визначити найбільш пошкоджені елементи підшипника. Згідно з вібраційною швидкістю, можна оцінити рівень пошкоджень. Як видно, теоретичні частоти недостатньо виражені в експериментально отриманому спектрі (рис. 3.11), оскільки теоретичні розрахунки були виконані для однорядного підшипника. Досліджуваний підшипник є дворядним, тому частоти змістилися в бік вищих частот або згенерувалися інші частотні комбінації. Крім того, на результати вимірювань впливають й інші компоненти сепаратора, такі як електродвигун та підвищувальна передача.

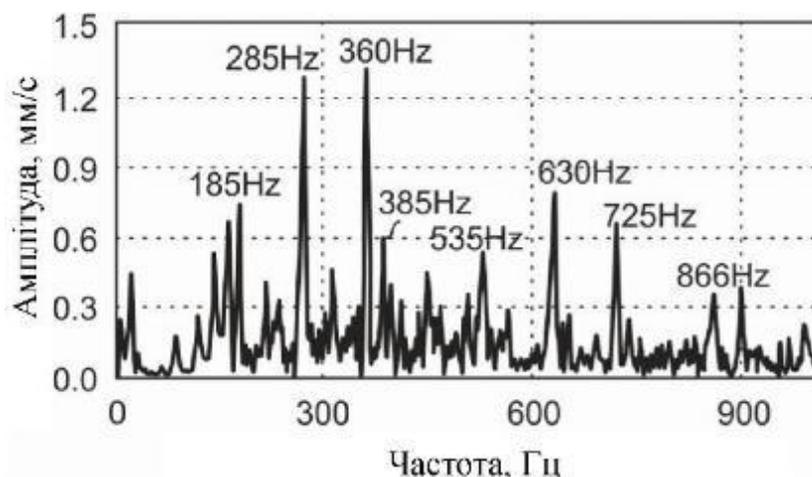


Рисунок 3.11 – Чисельний амплітудно-частотний спектр швидкості вібрації (результати вимірювань вібрацій підшипника)

Можна стверджувати, що найбільш пошкодженими частинами підшипника є котушки та зовнішнє кільце. Однак під час нормальної експлуатації відцентрового молочного сепаратора безпосередні вимірювання вібрацій підшипника неможливі. Тому необхідно вимірювати вібрації корпусу, який підключений до віброамортизатора. Результати представлені на рис. 3.12.

Після аналізу амплітудно-частотних спектрів, представлених на рис. 3.11 та 3.12, можна зробити висновок, що рівень вібрації підшипника та розподіл частот залежать від системи віброамортизації. Тому, вимірюючи вібрації, які передаються через систему віброамортизації, неможливо правильно діагностувати стан системи підшипник- ротор. Тому необхідно встановити вплив системи віброамортизації на результати вимірювань та створити нову техніку діагностики несправностей підшипника ротора.

Отримані результати продемонстрували проблеми, які виникають при використанні результатів непрямих вимірювань вібрацій для виявлення несправностей у демпфованих системах підшипник-ротор. Моделювання потоку молока всередині відцентрового сепаратора показало, що обертальний рух молока викликає відцентрову силу, яка разом з силою дисбалансу ротора є основним

джерелом вібрацій, що діють на підшипники та віброамортизатори. Однак розрахункове передавання вібрацій через віброамортизатори показує, що резонансна частота вища за обертальну частоту ротора і наближається до подвоєних частот, які викликаються кульками, що котяться між внутрішнім та зовнішнім кільцем підшипника.

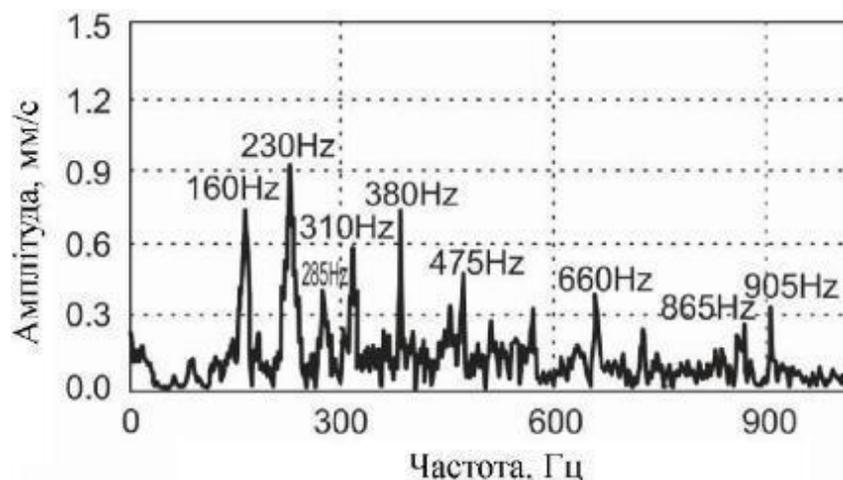


Рисунок 3.12 – Чисельний амплітудно-частотний спектр швидкості вібрації (результати вимірювань вібрацій корпусу)

Встановлено, що критична швидкість ротора наближається до подвоєної обертальної швидкості, але не перевищує резонансну частоту системи. Моделювання показало значний вплив жорсткості компонентів системи віброамортизації на амплітуду вібрації підшипника. Амплітуда вібрації збільшується в чотири рази при зменшенні жорсткості компонентів системи віброамортизації вдвічі.

Моделювання показали, що вимірювання вібрацій корпусу відцентрового молочного сепаратора мають низьку інформативність при низьких та середніх частотах. Тому необхідні нові методики діагностики несправностей для машин цього типу.

3.4 Висновки з розділу

1. Зазор між дисками має суттєвий вплив на розподіл окружної швидкості потоку та ефективність сепарації. Розподіл окружної швидкості при різних значеннях зазору показує, що швидкість потоку в основному менша за теоретичне значення, особливо на виході, де спостерігається явне відставання рідини. Це підтверджує, що більші зазори між дисками можуть призвести до значного зниження швидкості потоку на виході, але цей ефект не є вираженим при радіусах менше 15 мм.

2. Збільшення зазору між дисками призводить до зменшення ефективності процесу. Великий зазор збільшує відстань осідання матеріалів, зменшуючи площу осідання у чаші сепарації. Найбільш ефективною сепарація є при зазорах між дисками 0,5 мм та 0,7 мм, оскільки це забезпечує оптимальне розподілення потоку та знижує опір рідини в каналах дисків.

3. Дослідження динаміки демпферної системи підшипник-ротор молочного сепаратора було проведено за допомогою числового моделювання в Star-CCM+, що використовує рівняння Нав'є-Стокса для опису потоку молока в чаші сепаратора. Моделювання враховує термодинамічні параметри та граничні умови для молока (температура, в'язкість, тиск). Відцентрові сили варіюються в межах 15-58 Н, і незбалансованість ротора спричиняє вібрації, що впливають на надійність підшипників і віброамортизаторів.

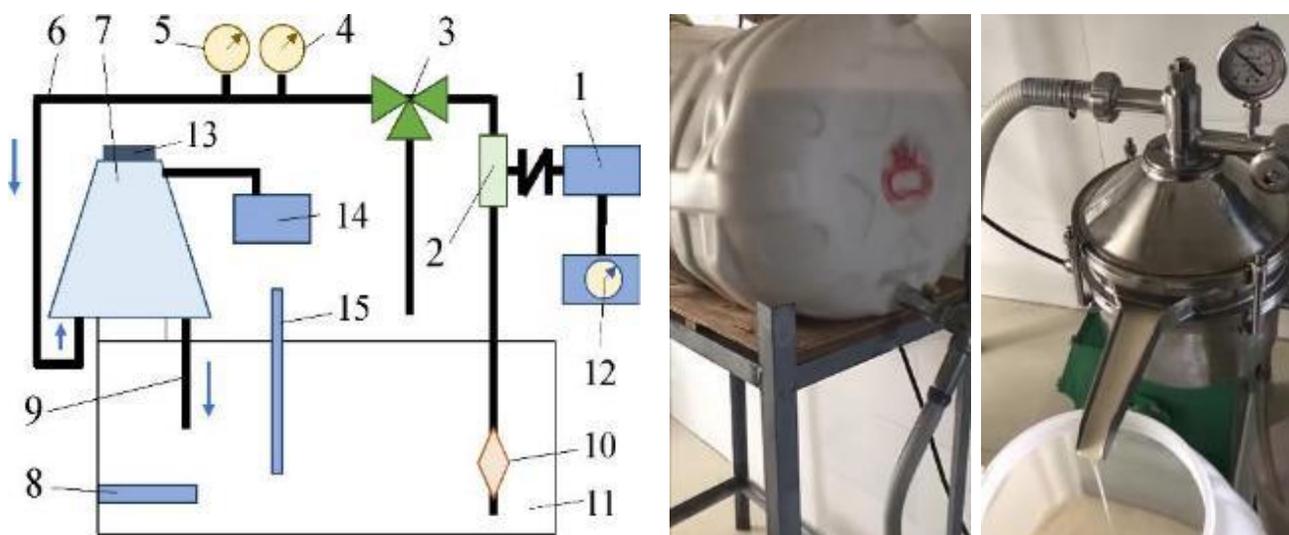
4. Моделювання дозволяє оцінити вплив незбалансованості на динаміку системи підшипник-ротор. Сила незбалансованості в результаті ексцентричності чаші 5 мкм дорівнює 319,21 Н. Зниження ресурсів підшипників та зниження точності вимірювань є результатом впливу відцентрових сил. Моделювання також показало, що критична кутова швидкість ротора становить 1388,76 рад/с. Результати вібраційної характеристики підтверджують наявність основних резонансних частот і вплив різних механізмів збудження на систему.

4 РЕЗУЛЬТАТ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СЕПАРАТОРА МОЛОКА

4.1 Методика експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводились відповідно до діючих стандартів та загальноприйнятих методик дослідження машин, що забезпечують отримання достовірних результатів з подальшою їх обробкою.

На рисунку 4.1 представлена схема і загальний вигляд експериментальної установки для розділення молока на фракції.



1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – трехходовий кран; 4 – витратомір; 5 – манометр; 6 – трубопровід напірний; 7 – експериментальний зразок сепаратора; 8 – нагрівальний елемент; 9 – трубопроводи безнапірні; 10 – сітчастий фільтр; 11 – ємність системи циркуляції; 12 – приладний щит; 13 – тахометр; 14 – ємність для відокремленого продукту; 15 – термометр

Рисунок 4.1 – Схема (а) і загальний вигляд (б) експериментальної установки

Експериментальна установка для розділення молока на фракції працює за наступним принципом. Молоко подається в систему через насос, який забезпечує стабільний потік рідини до трубопроводу. Потужність подачі регулюється електродвигуном постійного струму. Потік молока проходить через трьохходовий клапан, який дозволяє змінювати напрямок рідини залежно від необхідного режиму роботи. У процесі подачі молока його витрата вимірюється витратоміром, а тиск у системі контролюється манометром. Перед розділенням молоко проходить через нагрівальний елемент, де воно нагрівається до заданої температури, необхідної для ефективного поділу на фракції. Нагріте молоко надходить до експериментального зразка сепаратора, де воно розділяється на дві основні фракції: сливки, які виводяться через окремий вихід, та обрат, який відводиться іншим трубопроводом. Обидві фракції проходять через сітчастий фільтр для очищення від механічних домішок, забезпечуючи чистоту кінцевих продуктів. Залишки рідини повертаються в циркуляційну ємність для повторної обробки. Параметри процесу, такі як швидкість обертання та температура, контролюються за допомогою тахометра та термометра. Сливки та обрат збираються в окремі контейнери, готові до подальшого використання чи аналізу. Усі параметри установки контролюються через приладовий щит, що забезпечує точність і стабільність процесу. Установка дозволяє гнучко налаштовувати режим роботи залежно від умов експерименту або технічних вимог, забезпечуючи ефективний розподіл молока на фракції з високою точністю та якістю.

Методика проведення експериментальних досліджень розроблена з урахуванням необхідності визначення впливу конструктивних та технологічних параметрів експериментальної установки на її продуктивність, частоту обертання барабана, час розгону до робочого режиму та якісні показники процесу розділення. Основною метою експерименту є встановлення раціональних значень змінних параметрів, які забезпечують найкращу ефективність роботи сепаратора.

Перед початком експерименту проводиться підготовчий етап, що включає налаштування та перевірку всіх компонентів експериментальної установки. Особлива увага приділяється калібруванню вимірювальних приладів, таких як манометри, тахометри, витратоміри та термометри. Це необхідно для забезпечення точності реєстрації параметрів у процесі дослідження. Крім того, здійснюється перевірка герметичності трубопроводів, роботи насосу та регулювання нагрівального елемента для підтримання стабільної температури середовища.

Матеріал, що використовується для експериментів, готується відповідно до заданих умов. Зокрема, молоко, яке подається до сепаратора, перевіряється на фізико-хімічні характеристики, такі як густина, вміст жиру та температура. Ці параметри реєструються перед кожним експериментом для забезпечення однаковості вхідних умов. Після цього визначаються значення змінних параметрів, які будуть змінюватися під час експериментів, а саме: тиск у системі (від 0,036 до 0,11 МПа), діаметр сопел (1,0; 1,5; 2,0 мм) та кількість сопел (2, 3, 4).

Експериментальна установка налаштовується на задані значення параметрів, після чого проводиться тестовий запуск. Тестування передбачає перевірку коректності роботи всіх вузлів та системи в цілому. У разі виявлення відхилень проводиться додаткове регулювання. Після підтвердження працездатності сепаратора розпочинається основний етап експерименту.

Під час кожного експерименту система працює в стабільному режимі. Для кожної комбінації змінних параметрів виконуються три повтори, що забезпечує статистичну достовірність отриманих результатів. У процесі роботи реєструються наступні показники:

1. Продуктивність сепаратора – обсяг обробленого молока за одиницю часу. Цей показник оцінюється за допомогою витратоміра та записується в таблицю результатів.

2. Частота обертання барабана – визначається за допомогою тахометра, встановленого на сепараторі. Частота є важливим показником, який впливає на якість розділення молока на фракції.

3. Час розгону до робочої частоти обертання – вимірюється секундоміром і фіксується як окремий параметр, що характеризує динамічні властивості установки.

4. Якість отриманих фракцій – визначається за допомогою аналізу фізико-хімічних властивостей, зокрема вмісту жиру в отриманих продуктах.

Температурний режим у приміщенні підтримується на рівні $20 \pm 2^\circ\text{C}$ для виключення впливу зовнішніх факторів. У процесі дослідження також контролюється стабільність напруги живлення електродвигуна, що забезпечує рівномірність роботи установки.

Дані, отримані під час експерименту, записуються в табличній формі для подальшої обробки. Використовуючи методи математичного моделювання, будуються рівняння регресії, які описують залежності основних показників роботи сепаратора від змінних параметрів. Наприклад, залежність продуктивності від тиску, діаметра сопел та їх кількості може бути подана у вигляді багатофакторного рівняння з урахуванням взаємодії між змінними.

Графічна візуалізація отриманих результатів дозволяє створити поверхні відгуку, які демонструють вплив кожного параметра на загальну ефективність процесу. Зокрема, аналізуючи графіки, можна побачити, що зі збільшенням діаметра сопла з 1,0 до 2,0 мм продуктивність сепаратора зростає завдяки збільшенню пропускної здатності, але водночас може змінюватися якість розділення фракцій.

На основі отриманих результатів проводиться оцінка оптимальних значень змінних параметрів. Наприклад, тиск у системі, кількість та діаметр сопел вибираються такими, щоб забезпечити максимальну продуктивність та якість отриманого продукту при мінімальних енергетичних витратах. Ці висновки дозволяють розробити рекомендації щодо раціональної експлуатації сепаратора.

У завершальній стадії досліджень результати порівнюються з літературними даними, що забезпечує валідацію отриманих висновків. Крім того, результати оформлюються у вигляді аналітичних таблиць, графіків та рівнянь регресії, що надає можливість чіткого представлення інформації для подальшого впровадження у практику.

4.2 Методика статистичної обробки даних

Методика статистичної обробки даних при регресійному аналізі передбачає послідовність етапів, спрямованих на отримання математичних залежностей між змінними дослідження. Це дозволяє оцінити взаємозв'язки між факторами і результативними показниками та побудувати моделі, які описують досліджуваний процес.

Перед початком аналізу всі експериментальні дані групуються у таблицю, де зазначаються значення незалежних змінних (факторів) та залежних змінних (результатів). Для кожної комбінації факторів обчислюються середні значення результативних показників (якщо експеримент повторювався кілька разів).

Перед регресійним аналізом проводиться перевірка даних на наявність аномалій, пропущених значень або помилок вимірювання. Якщо такі спостереження виявляються, вони або коригуються (якщо можливо), або виключаються з вибірки, щоб не вплинути на якість моделі.

Регресійний аналіз може бути виконаний з використанням лінійних або нелінійних моделей залежно від природи процесу. Зазвичай використовується багатofакторна лінійна модель загального вигляду:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^3, \quad (4.1)$$

де y – залежна змінна; x_1, x_2, x_3 – незалежні змінні (фактори); b_0, b_1, b_2, b_3 – коефіцієнти регресії.

Коефіцієнти регресії b_i визначаються методом найменших квадратів (МНК), що мінімізує суму квадратів відхилень експериментальних даних від значень, розрахованих за моделлю. Обчислення проводиться за формулою:

$$B = (X^T X)^{-1} X^T y, \quad (4.2)$$

де X – матриця незалежних змінних, y – вектор залежних змінних, b – вектор коефіцієнтів регресії.

Для перевірки адекватності моделі проводиться дисперсійний аналіз (ANOVA). Він включає:

1. Оцінку коефіцієнта детермінації R^2 , який показує, яка частина варіації залежної змінної пояснюється моделлю. Чим ближче R^2 до 1, тим краща модель.

2. Перевірку значущості моделі за допомогою F-критерію:

$$F = MSE/MSR, \quad (4.3)$$

де MSR – середній квадрат регресії, MSE – середній квадрат залишків. Якщо значення F перевищує критичне, модель вважається адекватною.

Для оцінки внеску кожного фактора використовують t-критерій Стьюдента:

$$t = b_i/\sigma_{b_i}, \quad (4.4)$$

де σ_{b_i} – стандартна похибка коефіцієнта b_i . Якщо $|t| > t_{кр}$, то відповідний коефіцієнт вважається значущим.

На основі отриманих рівнянь регресії будуються тривимірні графіки (поверхні відгуку), які демонструють вплив факторів на результативний показник. Це допомагає візуалізувати взаємозв'язки та виявити оптимальні значення факторів.

Для оцінки точності моделі визначають середню абсолютну похибку (MAE):

$$MAE = (1/n)\sum |y_i - y'_i|. \quad (4.5)$$

Отримані рівняння регресії та графічні залежності аналізуються для визначення найсуттєвіших факторів, їх впливу на процес та раціональних умов експлуатації установки. Висновки оформлюються у вигляді текстових описів, таблиць та графіків.

4.3 Результати експериментальних досліджень

У розділі представлені результати досліджень технологічних, експлуатаційних, енергетичних параметрів сепаратора, а також додаткових експериментальних досліджень.

У результаті обробки експериментальних даних сепаратора отримані математичні залежності якісних та енергетичних показників процесу розділення від основних факторів. Також побудовані графічні поверхні відгуку, що ілюструють взаємозв'язок між факторами та їх вплив на показники.

Залежність продуктивності (q) від обраних факторів виражена рівнянням (рисунок 4.2):

$$q = 0,0085 + 0,0059 b_1 + 0,0019 b_2 + 0,00084 b_3 + 0,0016 b_1 b_2 + 0,00058 b_1 b_3 + 0,0013 b_2 b_3 + 0,00029 b_1^2 + 0,000038 b_2^2, \quad (4.6)$$

де b_1 , b_2 , b_3 – тиск у системі, діаметр сопла та кількість сопел відповідно.

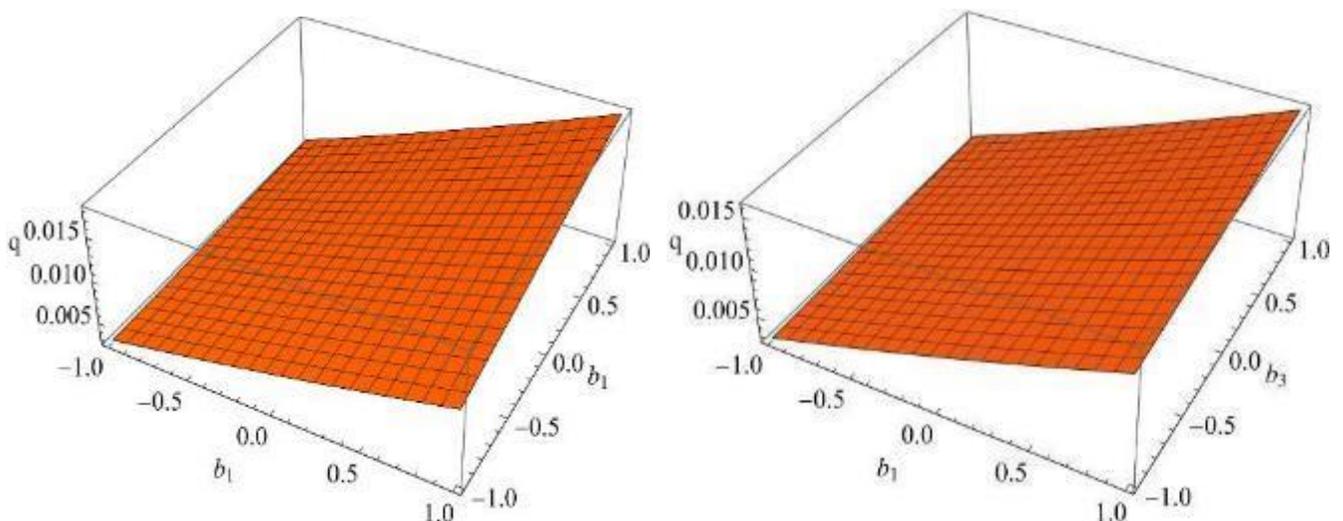


Рисунок 4.2 – Залежність продуктивності (q) від обраних факторів

Зі збільшенням діаметра сопла з 1,0 мм до 2,0 мм продуктивність зростає з 0,008 до 0,02 м³/хв завдяки підвищенню пропускної здатності сепаратора. Підвищення тиску у системі з 0,036 до 0,11 МПа також призводить до збільшення

продуктивності на 0,004 м³/хв. Зменшення кількості сопел з 4 до 2 підвищує продуктивність на 0,0006 м³/хв. Найбільш оптимальним є використання двох сопел, оскільки за цих умов якість розділення відповідає вимогам, а продуктивність залишається високою.

Дослідження впливу основних факторів на частоту обертання барабана сепаратора дало рівняння (рисунок 4.3):

$$n = 5145,9 + 500,6 b_1 + 133,4 b_2 + 48,95 b_3 + 59,13 b_1 b_2 + 177,09 b_2^2 + 50,89 b_1^2 + 77,78 b_3^2. \quad (4.7)$$

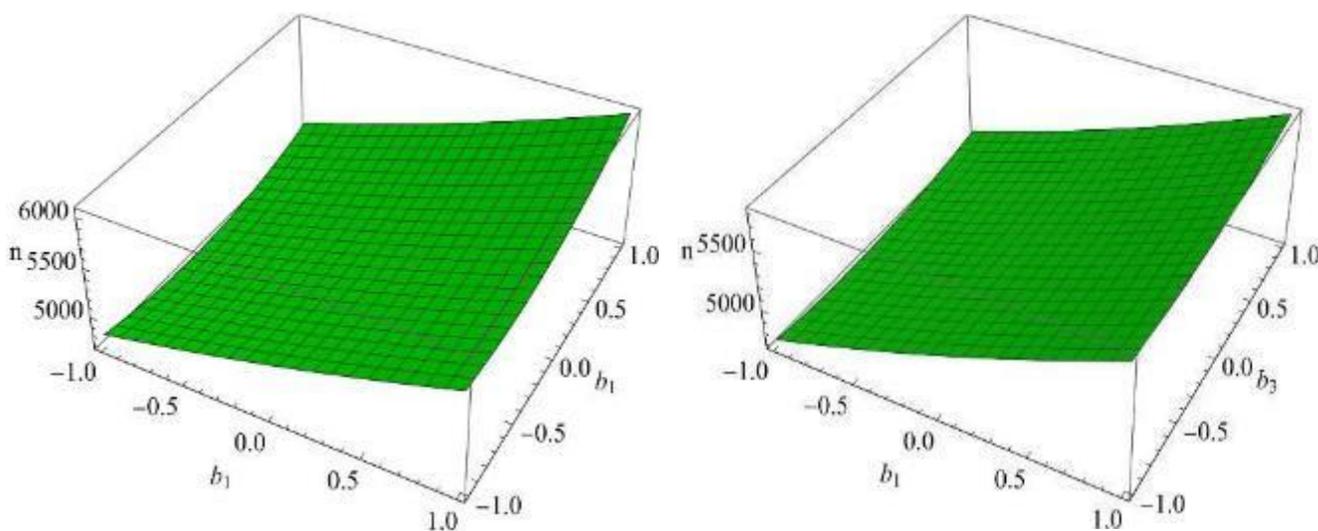


Рисунок 4.4 – Залежність частоти обертання барабана (q) від обраних факторів

Такі фактори, як тиск у системі та діаметр сопла, значно впливають на вихідні параметри, взаємодіючи між собою. Наприклад, зі зменшенням діаметра сопла з 2,0 до 1,0 мм та підвищенням тиску у системі з 0,036 до 0,11 МПа частота обертання зростає з 4700 до 6200 об/хв.

Дослідження впливу факторів на час розгону (t_p), необхідний для досягнення робочої частоти обертання, встановило наступну залежність (рисунок 4.5):

$$t_p = 120 - 5,25 b_1 + 6,375 b_2 - 14,88 b_3 - 6,75 b_1 b_2 + 2,75 b_1 b_3 + 14,5 b_2^2 + 20,5 b_3^2. \quad (4.8)$$

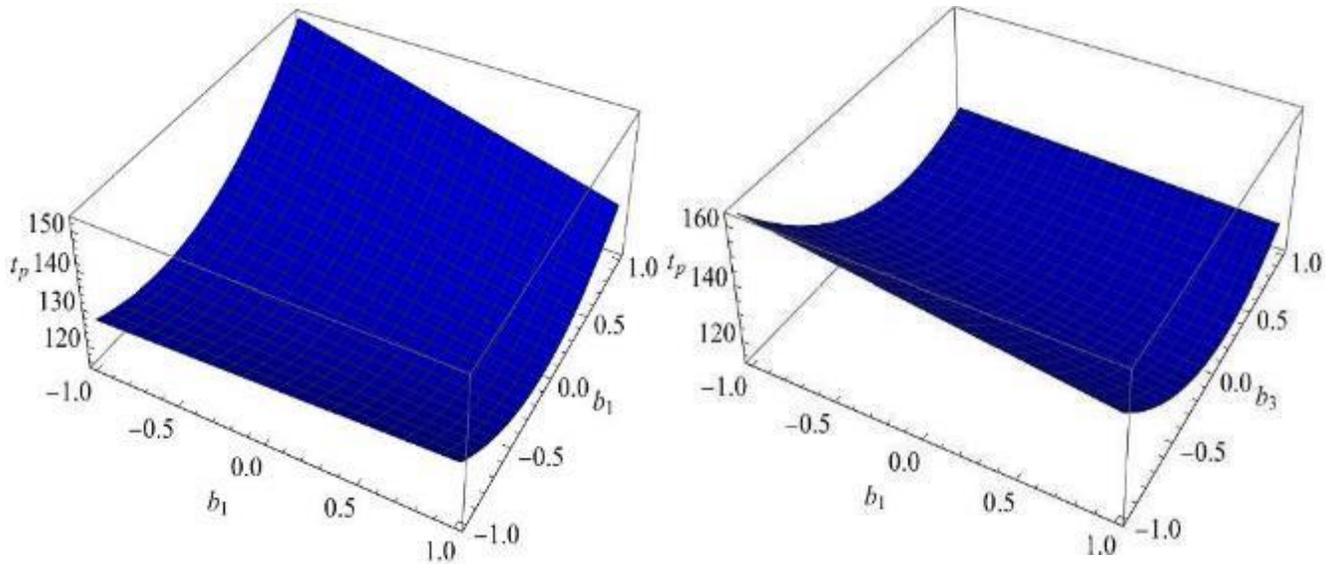


Рисунок 4.5 – Залежність часу розгону (t_p) від обраних факторів

Зі збільшенням кількості сопел з 2 до 4 час розгону скорочується зі 150 до 125 секунд. Зі зміною діаметра сопла з 1,0 до 1,5 мм час розгону зменшується на 20 секунд, але подальше збільшення діаметра до 2,0 мм призводить до зростання часу через підвищення частоти обертання. Збільшення тиску також знижує час розгону зі 170 до 150 секунд.

Аналіз жирності вихідної суспензії ($J_{св}$) виявив наступну залежність (рисунок 4.6):

$$J_{св} = 1,96 + 0,245 b_1 + 0,07 b_2 + 0,0225 b_3 - 0,0175 b_2 b_3 - 0,0837 b_{12} - 0,033 b_3^2. \quad (4.9)$$

Зі збільшенням кількості сопел з 2 до 4 ефективність процесу розділення зростає на 0,4 %. Зміна діаметра сопла з 1,0 до 2,0 мм сприяє покращенню показників жирності.

Аналіз рівнянь регресії та поверхонь відгуку дозволив визначити оптимальні параметри: тиск у системі $p = 0,11$ МПа, кількість сопел $m = 2$, діаметр сопла $d = 1,5$ мм.

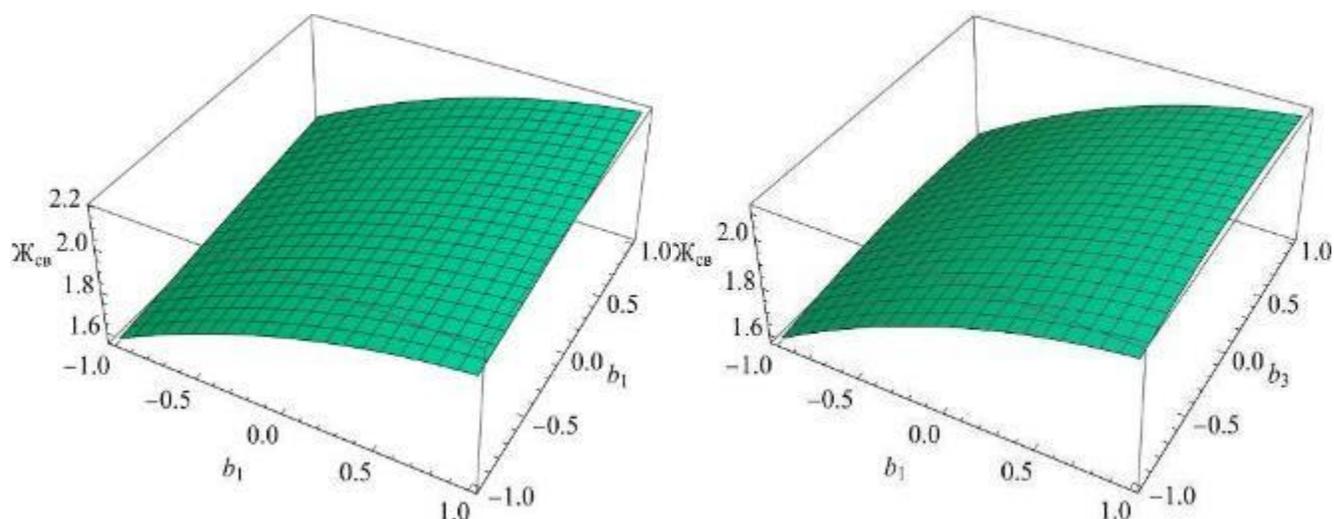


Рисунок 4.6 – Залежність вихідної суспензії ($J_{св}$) від обраних факторів

4.3 Висновки з розділу

1. Результати експериментальних досліджень показали, що ефективність роботи сепаратора значною мірою залежить від таких параметрів, як тиск у системі, діаметр сопла та кількість сопел. Збільшення діаметра сопла та підвищення тиску позитивно впливають на продуктивність сепаратора, що підтверджено математичними залежностями. Найбільш оптимальним є використання двох сопел з діаметром сопла 1,5 мм та тиском у системі 0,11 МПа, що дозволяє забезпечити високу продуктивність і якість розділення. Крім того, зміна цих параметрів позитивно впливає на частоту обертання барабана та час розгону, що свідчить про ефективність налаштування сепаратора.

2. Дослідження також показали, що регулювання кількості сопел та діаметра сопла дозволяє значно покращити ефективність процесу розділення, зокрема в аспекті жирності вихідної суспензії. Збільшення кількості сопел з 2 до 4 покращує ефективність процесу розділення, а зміна діаметра сопла позитивно впливає на жирність суспензії. Аналіз отриманих регресійних рівнянь і побудованих поверхонь відгуку дозволяє оптимізувати параметри роботи сепаратора для досягнення високої якості розділення при збереженні високої продуктивності.

3. На основі результатів експериментальних досліджень виявлено, що процес сепарування найбільш ефективний при наступних оптимальних поєднаннях конструктивних параметрів: діаметр сопла $d = 1,5$ мм, кількість сопел $m = 2$. Тиск в системі $0,11$ МПа, при цьому забезпечується час розгону $2,0-2,5$ хв.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Проблема охорони праці та забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях є однією з найважливіших у будь-якому виробничому процесі, включаючи молочну промисловість. Оскільки робота з молоком та його переробка є основою багатьох виробничих ліній, зокрема в молокозаводах, забезпечення безпеки працівників та запобігання нещасним випадкам набувають особливої важливості. Сепаратори молока використовуються для розділення молока на частини, що містять різні компоненти, наприклад, молочний жир і знежирене молоко. Однак через свої конструктивні особливості та умови роботи ці машини можуть стати джерелом небезпечних ситуацій. Даний розділ дипломної роботи присвячений аналізу небезпечних факторів при роботі з сепараторами молока, вивченню законодавчих норм та стандартів, що регламентують безпеку праці, а також шляхам усунення цих небезпек.

Небезпечні фактори при роботі з сепаратором молока. Для забезпечення безпеки праці при експлуатації молочних сепараторів необхідно враховувати різноманітні небезпечні та шкідливі фактори, що можуть виникнути в процесі роботи цих пристроїв. Серед основних таких факторів можна виокремити механічні небезпеки, електричну небезпеку, шумові фактори, термічні небезпеки та небезпеки, пов'язані з шкідливими речовинами.

Механічні небезпеки виникають через наявність рухомих частин у сепараторах молока, таких як барабани, вал та лопаті, які можуть спричинити травми, якщо працівники потрапляють у зону їх роботи. Потрапляння в зону рухомих частин може призвести до порізів, забоїв або навіть ампутацій кінцівок. Шляхи усунення механічних небезпек включають встановлення захисних огорож, що запобігають потраплянню працівників до рухомих частин, а також оснащення обладнання автоматичними пристроями для зупинки при відкритті захисних кожухів або виявленні несправностей.

Електрична небезпека є ще одним важливим фактором при роботі з молочними сепараторами. Вони працюють від електричного струму, що може призвести до короткого замикання або ураження струмом у разі несправностей електричних компонентів або неправильного підключення обладнання. Для зниження ризику електричних небезпек необхідно забезпечити належне заземлення електричних з'єднань, регулярну перевірку стану проводки, а також навчання персоналу правилам безпечного поводження з електричними пристроями.

Шумові фактори виникають через високу інтенсивність роботи сепараторів, особливо при високих обертах. Якщо рівень шуму перевищує допустимі норми, це може спричинити втому, погіршення слуху, стрес або інші негативні наслідки для здоров'я працівників. Зниження рівня шуму можливе за допомогою шумоізоляційних матеріалів, а також створення спеціальних зон для відпочинку працівників, де вони можуть перебувати подалі від джерел шуму. Також слід забезпечити працівників засобами індивідуального захисту, такими як навушники або беруші.

Термічні небезпеки можуть виникнути, якщо сепаратор працює з високими температурами або використовує гарячу воду для очищення. Це може призвести до опіків або перегріву персоналу, якщо не буде забезпечено належне обслуговування або зупинка обладнання. Для запобігання термічним травмам необхідно використовувати термозахисні покриття на обладнанні, а також забезпечити працівників спеціальним одягом, що захищає від опіків. Системи автоматичного контролю температури можуть значно знизити ризику перегріву.

Крім того, у процесі роботи з сепараторами молока можуть використовуватися хімічні речовини для очищення обладнання або обробки молока. Це може спричинити контакт працівників з шкідливими або токсичними речовинами, що може завдати шкоди їхньому здоров'ю. Для зменшення ризику контакту з хімічними речовинами необхідно застосовувати відповідні засоби індивідуального захисту, забезпечити належне зберігання та обробку хімічних

препаратів, а також гарантувати наявність систем вентиляції в приміщеннях для очищення обладнання. Інструкції щодо безпечного поводження з хімічними засобами повинні бути чітко прописані та доведені до кожного працівника.

Законодавчі та нормативні вимоги щодо охорони праці. Згідно з українським законодавством, охорона праці при роботі з сепараторами молока регламентується низкою стандартів і нормативних актів. Основними з них є Закон України «Про охорону праці», ДСТУ 3974-2010 «Сепаратори молока. Загальні технічні вимоги» та Положення про безпеку праці на підприємствах молокопереробної промисловості.

Закон України «Про охорону праці» визначає основи охорони праці, права та обов'язки роботодавців і працівників у процесі трудової діяльності. Згідно з цим законом, роботодавець зобов'язаний створювати безпечні умови праці, здійснювати інструктажі та навчання працівників, а також забезпечувати надання засобів індивідуального захисту та виконання технічних вимог щодо безпеки обладнання.

ДСТУ 3974-2010 «Сепаратори молока. Загальні технічні вимоги» регламентує вимоги до безпеки та експлуатаційних характеристик молочних сепараторів, зокрема, щодо зниження ризику травмування працівників та пошкоджень обладнання. Положення про безпеку праці на підприємствах молокопереробної промисловості встановлює специфічні вимоги до роботи з обладнанням для переробки молока, включаючи сепаратори, та визначає заходи для забезпечення безпеки працівників, контроль за станом обладнання, а також заходи у разі надзвичайних ситуацій.

Шляхи усунення небезпечних факторів. Для забезпечення безпеки при роботі з сепараторами молока необхідно виконувати низку заходів, які сприятимуть зниженню рівня небезпеки. Це включає регулярну оцінку ризиків та вжиття превентивних заходів для усунення потенційних небезпек. Наприклад, проведення повної перевірки обладнання для виявлення несправностей, що можуть призвести

до нещасних випадків. Також необхідно забезпечити навчання та інструктажі для працівників щодо безпеки праці, дій у разі аварійних ситуацій, а також правил експлуатації та обслуговування сепаратора.

Важливим елементом є забезпечення працівників засобами індивідуального захисту, таких як рукавиці, захисні окуляри, шумозахисні навушники або беруші, спеціальний одяг. Використання автоматизованих систем для контролю та управління обладнанням може значно знизити ризики травм та аварій, а також допомогти у випадку неполадок. Модернізація сепараторів, зокрема, встановлення термозахисних матеріалів та шумоізоляції, також сприятиме створенню безпечнішого робочого середовища.

Забезпечення охорони праці та безпеки при роботі з сепараторами молока є необхідною умовою для забезпечення безпеки працівників та запобігання нещасним випадкам. Виконання вимог законодавства, встановлення технічних норм і стандартів, а також впровадження сучасних методів безпеки допоможе знизити ризики та забезпечити належні умови для ефективної та безпечної роботи в молокопереробній галузі.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ УДОСКОНАЛЕНОГО СЕПАРАТОРА МОЛОКА

Розрахунок економічної ефективності проведено при порівнянні удосконаленого сепаратора молока із режимними параметрами, які визначені у попередніх розділах та базового варіанту Ж5-ОС2-Д500. Порівняльна технічна характеристика наведена в таблиці 5.1

Таблиця 5.1 – Порівняльна технічна характеристика базового і удосконаленого сепараторів молока

Модель	Ж5-ОС2-Д500	Удосконалений сепаратор
Продуктивність, кг/год	1050	1232
Вміст масової частки жиру у вихідних вершках, %	30-40	30-40
Температура сепарування, °С	65-95	65-95
Потужність електродвигуна, кВт	5,5	3,0
Ціна, грн	400000	450000

Вхідними даними для розрахунку ϵ : річне завантаження обладнання – 500000 кг; вартість електроенергії – 7,2 грн/(кВт·год); добова тривалість обслуговування обладнання – 2 год; погодинна тарифна ставка персоналу – 120 грн/год; коефіцієнт відрахувань на амортизацію – 15 %; коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування – 15 %.

Для початку розрахуємо витрати на електроенергію для кожної моделі. Витрати на електроенергію C_e визначаються за формулою:

$$C_e = P \cdot t \cdot c_e \quad (6.1)$$

де P – потужність електродвигуна, кВт; t – річний час роботи, год; c_e – вартість електроенергії, грн/кВт·год.

Добова тривалість роботи – 2 години, а річний обсяг продукції – 500000 кг. Для обчислення річного часу роботи врахуємо продуктивність сепараторів:

$$t_6 = 500000/1050 \approx 476 \text{ год,}$$

$$t_y = 500000/1232 \approx 406 \text{ год.}$$

Тоді витрати на електроенергію:

$$C_{e6} = 5.5 \cdot 476 \cdot 7.2 \approx 18892 \text{ грн,}$$

$$C_{ey} = 3.0 \cdot 406 \cdot 7.2 \approx 8767 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці C_1 :

$$C_1 = t \cdot T_s \cdot 2 \quad (6.2)$$

де T_s – погодинна тарифна ставка працівника, грн/год.

$$C_{16} = 476 \cdot 120 \cdot 2 \approx 114240 \text{ грн,}$$

$$C_{1y} = 406 \cdot 120 \cdot 2 \approx 97440 \text{ грн.}$$

Амортизаційні витрати C_a :

$$C_a = P \cdot k_a \quad (6.3)$$

де P – вартість обладнання, грн; k_a – коефіцієнт амортизації.

$$C_{a6} = 400000 \cdot 0.15 = 60000 \text{ грн,}$$

$$C_{ay} = 420000 \cdot 0.15 = 63000 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт і технічне обслуговування C_r :

$$C_r = P \cdot k_r \quad (6.4)$$

де k_r – коефіцієнт витрат на ремонт і обслуговування.

$$C_{r6} = 400000 \cdot 0.15 = 60000 \text{ грн,}$$

$$C_{ry} = 420000 \cdot 0.15 = 63000 \text{ грн.}$$

Сумарні річні витрати для кожного сепаратора:

$$C_6 = 18892 + 114240 + 60000 + 60000 = 252132 \text{ грн,}$$

$$C_y = 8767 + 97440 + 63000 + 63000 = 232207 \text{ грн.}$$

Економія витрат:

$$\Delta C = C_6 - C_y = 252132 - 232207 = 19925 \text{ грн.}$$

Термін окупності T_o :

$$T_o = \Delta P / \Delta C \quad (6.5)$$

де ΔP – різниця у вартості обладнання.

$$T_0 = (420000 - 400000) / 19925 \approx 1,05 \text{ рік.}$$

Удосконалений сепаратор має вищу продуктивність на 17,3 %, що дозволяє зменшити річний час експлуатації на 70 годин, а це призводить до значної економії на оплаті праці та витратах на електроенергію. Хоча початкова ціна удосконаленого сепаратора на 20000 грн вища, загальні річні витрати зменшуються на 19925 грн, що забезпечує термін окупності близько одного року. Таким чином, використання удосконаленого сепаратора є економічно обґрунтованим, оскільки він дозволяє не лише знизити поточні витрати, але й підвищує ефективність виробничого процесу.

ВИСНОВКИ

1. Процес сепарації молока може здійснюватися як методом осадження під дією тяжіння, так і за допомогою відцентрових сепараторів, що забезпечують високу ефективність розділення. Осадження ґрунтується на різниці густини між жировими кульками та рідиною, де жирові частинки спливають, утворюючи шар вершків. Для підвищення ефективності цього методу використовують спеціальні конструкції, зокрема перегородки або нахилені пластини, що прискорюють процес і забезпечують безперервність роботи. Відцентрові сепаратори, у свою чергу, використовують відцентрову силу для швидкого і якісного розділення компонентів молока. Сучасні моделі цих пристроїв забезпечують автоматичне очищення, герметичність, зменшення втрат продукту та високий ступінь знежирення, зберігаючи залишковий вміст жиру на рівні 0,04–0,07 %. Таким чином, обидва методи мають свої переваги, але відцентрові сепаратори є більш ефективними для масштабного виробництва.

2. В результаті теоретичних досліджень встановлено продуктивність сепаратора (2.21), яка залежить, зокрема, від таких конструктивних параметрів, як кількість і діаметр сопел. З аналізу отриманої залежності (2.21) продуктивності гідроприводного сепаратора від конструктивних параметрів випливає, що зростання продуктивності може бути досягнуте за рахунок зміни діаметра сопла з 1,0 мм до 2,0 мм і за кількості сопел з 4 до 2.

3. Зазор між дисками відіграє ключову роль у розподілі швидкості потоку та ефективності сепарації. Оптимальні значення зазору (0,5–0,7 мм) забезпечують максимальну ефективність процесу завдяки оптимальному розподілу потоку та зниженню опору рідини в каналах дисків. Збільшення зазору зменшує ефективність, оскільки зростає відстань осідання частинок і зменшується площа осідання. Числове моделювання, проведене в Star-CCM+, дозволило оцінити вплив незбалансованості ротора на динаміку системи підшипник-ротор.

Незбалансованість спричиняє вібрації, знижує ресурс підшипників і впливає на точність вимірювань, підтверджуючи необхідність забезпечення високої точності виготовлення компонентів сепаратора.

4. Ефективність роботи сепаратора значною мірою залежить від параметрів системи, таких як тиск, діаметр і кількість сопел. Оптимальними умовами для досягнення високої продуктивності та якості розділення є використання двох сопел діаметром 1,5 мм при тиску 0,11 МПа, що забезпечує швидкий час розгону (2,0–2,5 хв) та покращену жирність вихідної суспензії. Регулювання кількості та розміру сопел дозволяє значно підвищити ефективність процесу сепарації, що підтверджується аналізом математичних моделей і побудованих поверхонь відгуку. Таким чином, оптимізація цих параметрів є ключем до досягнення максимальної продуктивності сепаратора.

5. Забезпечення охорони праці та безпеки при роботі з сепараторами молока є необхідною умовою для забезпечення безпеки працівників та запобігання нещасним випадкам. Виконання вимог законодавства, встановлення технічних норм і стандартів, а також впровадження сучасних методів безпеки допоможе знизити ризики та забезпечити належні умови для ефективної та безпечної роботи в молокопереробній галузі.

6. Удосконалений сепаратор має вищу продуктивність на 17,3 %, що дозволяє зменшити річний час експлуатації на 70 годин, а це призводить до значної економії на оплаті праці та витратах на електроенергію. Хоча початкова ціна удосконаленого сепаратора на 20000 грн вища, загальні річні витрати зменшуються на 19925 грн, що забезпечує термін окупності близько одного року. Таким чином, використання удосконаленого сепаратора є економічно обґрунтованим, оскільки він дозволяє не лише знизити поточні витрати, але й підвищує ефективність виробничого процесу.

Бібліографія

1. Алієв Е. Б. (2023). Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва: підручник. Київ: Аграрна наука, 340 с. ISBN 978-966-540-584-9. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9
2. Paliy, A., Aliiev, E., Paliy, A., Ishchenko, K., Shkromada, O., Musiienko, Y., Plyuta, L., Chekan, O., Dubin, R., Mohutova, V. (2021). Development of a device for cleansing cow udder teats and testing it under industrial conditions. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(1 (109)), 43–53. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.224927>
3. Paliy A., Aliiev E., Nanka A., Bogomolov O., Bredixin V., Paliy A., Shkromada O., Musiienko Y., Stockiy A., Grebenik N.. Identifying changes in the technical parameters of milking rubber under industrial conditions to elucidate their effect on the milking process. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Vol. 3, Issue 1 (111), 2021. 21–29. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.231917>
4. Paliy, A., Aliiev, E., Paliy, A., Nechyporenko, O., Baidevliatova, Y., Baydevliatov, Y., Lazorenko, A., Ukhovskiy, V., Korniienko, L., Sharandak, P. (2021). Determining the efficiency of cleaning a milk line made from different materials from contaminants. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (1 (112)), 76–85. Doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.237070>
5. Paliy, A., Aliiev, E., Paliy, A., Ishchenko, K., Lukyanov, I., Dobrovolsky, V., Yurchenko, O., Chekan, O., Dedilova, T., & Musiienko, Y. (2021). Revealing changes in the technical parameters of the teat cup liners of milking machines during testing and production conditions. *EUREKA: Physics and Engineering*, (6), 102-111. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2021.002056>
6. Aliiev E., Paliy A., Kis V., Paliy A., Petrov R., Plyuta L., Chekan O., Musiienko O., Ukhovskiy V., Korniienko L. (2022). Establishing the influence of technical and technological parameters of milking equipment on the efficiency of machine milking.

Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (1 (115)), 44–55. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.251172

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

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

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

10. Aliiev E., Paliy A., Paliy A., Kis V., Levkin A., Kotko Y., Levchenko I., Shkurko M., Svysenko S., Sevastianov V. Increasing energy efficiency and enabling the process of vacuum mode stabilization during the operation of milking equipment. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2022. 6 (1 (120)), 62–69. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.267799

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

12. Vekteris, V., Trumpa, A., Turla, V., Šešok, N., Iljin, I., Mokšin, V., Kilikevičius, A., Jakštas, A., & Kleiza, J. (2017). An investigation into fault diagnosis in a rotor-bearing system with dampers used in centrifugal milk separators. *Transactions of FAMENA*, 41(2), 77–86. <https://doi.org/10.21278/TOF.41207>
13. Trumpa, A., Vekteris, V., Mokšin, V., & Kilikevičius, A. (2018). Fault diagnostic system for centrifugal milk separator's rotor bearings with vibration isolators. *Tehnički Vjesnik - Technical Gazette*, 25(4), 986–990. <https://doi.org/10.17559/TV-20160501130126>
14. Xu, M., & Marangoni, R. D. (1994). Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance. Part I: Theoretical model and analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 176(5), 663–679. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1994.1405>
15. Chow, E. Y., & Willsky, A. S. (1984). Analytical redundancy and the design of robust detection systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 29(7), 603–614. <https://doi.org/10.1109/TAC.1984.1103593>
16. Gertler, J. J. (1993). Residual generation in model-based fault diagnosis. *Control Theory and Advanced Technology*, 9(1), 259–285.
17. Isermann, R. (1995). Model-based fault detection and diagnosis methods. *Proceedings of the 1995 American Control Conference*, Seattle, USA, 1605–1609.
18. Jalan, A. Kr., & Mohanty, A. R. (2009). Model-based fault diagnosis of a rotor-bearing system for misalignment and unbalance under steady-state condition. *Journal of Sound and Vibration*, 327(3–5), 604–622. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.07.014>
19. Harsha, S. P. (2005). Nonlinear dynamic analysis of an unbalanced rotor supported by roller bearing. *Chaos, Solitons & Fractals*, 26(1), 47–66. <https://doi.org/10.1016/j.chaos.2004.12.014>

20. Tiwari, M., Gupta, K., & Prakash, O. (2000). Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 238(5), 757–779. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1999.3108>
21. Upadhyay, S. H., Harsha, S. P., & Jain, S. C. (2010). Analysis of nonlinear phenomena in high-speed ball bearings due to radial clearance and unbalanced rotor effects. *Journal of Vibration and Control*, 16(1), 65–88. <https://doi.org/10.1177/1077546309104188>
22. Sunnersjo, C. S. (1978). Varying compliance vibrations of rolling bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 58(3), 363–373. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(78\)80044-3](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(78)80044-3)
23. Fukata, S., Gad, E. H., Kondou, T. A., Ayabe, T., & Tamura, H. (1985). On the radial vibrations of ball bearings: Computer simulation. *Bulletin of the JSME*, 28(239), 899–904. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.28.899>
24. Perret, H. (1950). Elastisches piel schwingung en constant belaster walzlgger. *Werkstatt und Betrieb*, 3, 354–358.
25. Meldau, E. (1951). Die bewegung der achse von walzlagern bei geringen drehzahlen. *Werkstatt und Betrieb*, 7, 308–313.
26. Mevel, B., & Guyader, J. L. (2008). Experiments on routes to chaos in ball bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 318(3), 549–564. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2008.04.024>
27. Datta, J., & Farhang, K. (1997). A nonlinear model for structural vibrations in rolling element bearings. Part I: Derivation of governing equations. *Journal of Tribology*, 119(1), 126–131. <https://doi.org/10.1115/1.2832445>
28. Tiwari, M., Gupta, K., & Prakash, O. (2000). Effect of radial internal clearance of a ball bearing on the dynamics of a balanced, horizontal rotor. *Journal of Sound and Vibration*, 238(5), 723–756. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1999.3109>
29. Harsha, S. P., Sandeep, K., & Prakash, R. (2003). The effect of speed of balanced rotor on nonlinear vibrations associated with ball bearings. *International Journal*

of Mechanical Sciences, 45(4), 725–740. [https://doi.org/10.1016/S0020-7403\(03\)00064-X](https://doi.org/10.1016/S0020-7403(03)00064-X)

30. Harsha, S. P. (2005). Non-linear dynamic response of a balanced rotor supported on rolling element bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(3), 551–578. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2004.04.002>

31. Harsha, S. P. (2006). Nonlinear dynamic analysis of a high-speed rotor supported by rolling element bearings. *Journal of Sound and Vibration*, 290(1–2), 65–100. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2005.03.008>

32. Yadav, H. K., Upadhyay, S. H., & Harsha, S. P. (2013). Study of effect of unbalanced forces for high-speed rotor. *Procedia Engineering*, 64, 593–602. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.09.134>

33. Bai, C., Zhang, H., & Xu, Q. (2013). Subharmonic resonance of a symmetric ball bearing-rotor system. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 50, 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2012.11.002>

34. Kumar, H., Sugumaran, V., & Amarnath, M. (2016). Fault diagnosis of bearings through sound signal using statistical features and Bayes classifier. *Journal of Vibration Engineering and Technologies*, 4(2), 87–96.

35. Dassault Systemes SolidWorks Corp. (2009). *SolidWorks Flow Simulation Technical Reference*.

36. Vekteris, V., Styra, A., Mokšin, V., Grinbergienė, I., Jurevičius, M., Turla, V., & Mester, G. (2018). Numerical simulation of a pulsating flow generated in an ejector. *Transactions of FAMENA*, 42(2), 97–107. <https://doi.org/10.21278/TOF.42208>

37. Koritysskiy, Y. A. (1973). *Vibrations in Textile Machines*. Moscow: Mashinostroyenie.

38. Trumpa, A., & Vekteris, V. (2006). Diagnostics of the mechatronical systems with vibration insulation. *Solid State Phenomena*, 113, 371–374. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.113.371>

39. Tandon, N., & Choudhury, A. (1999). A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings. *Tribology International*, 32(8), 469–480. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(99\)00077-8](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(99)00077-8)
40. Saidi, L., Ben Ali, J., & Fnaiech, F. (2015). Application of higher order spectral features and support vector machines for bearing faults classification. *ISA Transactions*, 54, 193–206. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2014.08.007>
41. Rölver, M., Kuzgunoglu-Hennecke, M., Stitterich, E., & others. (2017). Blue Tron–Electrically driven disc separator for passenger car applications. *MTZ Worldwide*, 78(11).
42. Bondarev, I., Zvonarev, I., Ivanov, S., & others. (2015). Roll-disc separator of autonomous modular complex for peat extraction and fuel production. *Vestnik Permskogo Natsionalnogo Issledovatelskogo Politekhničeskogo Universiteta Geologiya, Neft, Gazovoe i Gornoe Delo*, 14.
43. Zhao, Z. (2011). The influence of structural changes on the interior flow field's characteristics of disc separator. *Procedia Engineering*, 15(C).
44. Andrius, T., Vadim, M., Vytautas, T., & others. (2022). Investigation of dynamics of damped bearing-rotor system of centrifugal milk separator. *Tehnički Vjesnik*, 29(1).
45. Trumpa, A., Vekteris, V., Mokšin, V., & others. (2018). Fault diagnostic system for centrifugal milk separator's rotor bearings with vibration isolators. *Tehnički Vjesnik*, 25(4).
46. Alfa Laval Corporate AB. (2020). Patent issued for centrifugal separator having an outlet opening opposite a stack of separation disks (USPTO 10,532,365). *Journal of Engineering*.
47. Mannweiler, K., & Hoare, M. (1992). The scale-down of an industrial disc stack centrifuge. *Bioprocess Engineering*, 8(1-2).

Додатки

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

Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів сепаратора молока

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-2-24
Буглак Андрій Романович

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

Дніпро, 2025

Мета і задачі досліджень

2

Метою є підвищення ефективності виробництва та забезпечення високої якості молочних продуктів при зменшенні енергетичних витрат і технічних складнощів експлуатації шляхом обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів сепаратора молока.

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

1. Визначити ефективність різних методів сепарації молока з точки зору продуктивності та якості отриманих продуктів.
2. Оцінити різні типи відцентрових сепараторів, їх конструктивні особливості та технологічні параметри, що впливають на ефективність процесу сепарації.
3. Розробити математичну модель процесу сепарації молока для визначення оптимальних умов роботи молочних сепараторів та прогнозування результатів сепарації.
4. Застосувати чисельне моделювання для дослідження впливу різних параметрів (зазор між дисками, швидкість обертання тощо) на ефективність та стабільність роботи молочного сепаратора.
5. Провести експериментальні дослідження сепаратора молока і обґрунтувати його конструктивно-технологічні параметри.
6. Проаналізувати економічну ефективність удосконаленого молочного сепаратора в порівнянні з існуючими моделями, зокрема з точки зору зниження витрат на енергію, обслуговування та підвищення продуктивності.

Способи сепарації молока

3

Висота відколення, z

$$v_s = \frac{d^2 (\rho_p - \rho_l) g}{18 \eta}$$

$$\rho_p - \rho_l = 2 \frac{a}{2 \eta g}$$

Швидкості спливання жирових кульок з різним діаметром

Судина для безперервного розділення двох змішаних рідких фаз і одночасного осадження твердих фаз

$$v_c = \frac{d^2 (\rho_p - \rho_l)}{18 \eta} \omega^2$$

Простий сепаратор

Розрахункові схеми

а, б – судини для осадження однакового об'єму, але з різницею відстанями осадження (h_1 та h_2 ; $h_1 > h_2$); в – судина для безперервного відділення твердих часток від рідини; г – горизонтальні пластини в судині для сепарації; д – нахилені пластини в судині для осадження

Конструкції і класифікація відцентрових сепараторів

4

Ємність можна повернути на 90° і обернути, створюючи чашу центрифуги для безперервного відокремлення твердих частинок від рідини

Спрощена схема каналу розділення та руху твердої частинки в рідині під час розділення

1 – вивідний насос для вершків; 2 – вивідний насос для знежиреного молока; 3 – крипка чаши; 4 – розподільче отвір; 5 – качкал дисків; 6 – замкове кільце; 7 – розподільвач; 8 – зупинка для чаши; 9 – тіло чаши; 10 – циліндр чаши; 11 – рама з кришкою; 12 – осадковий шкляр; 13 – двигун; 14 – гальмо; 15 – передача; 16 – система роботи води; 17 – циліндр чаши

Переріз чаши з выводами сучасного герметичного сепаратора

Чисельне моделювання процесу роботи молочного сепаратора

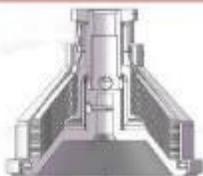
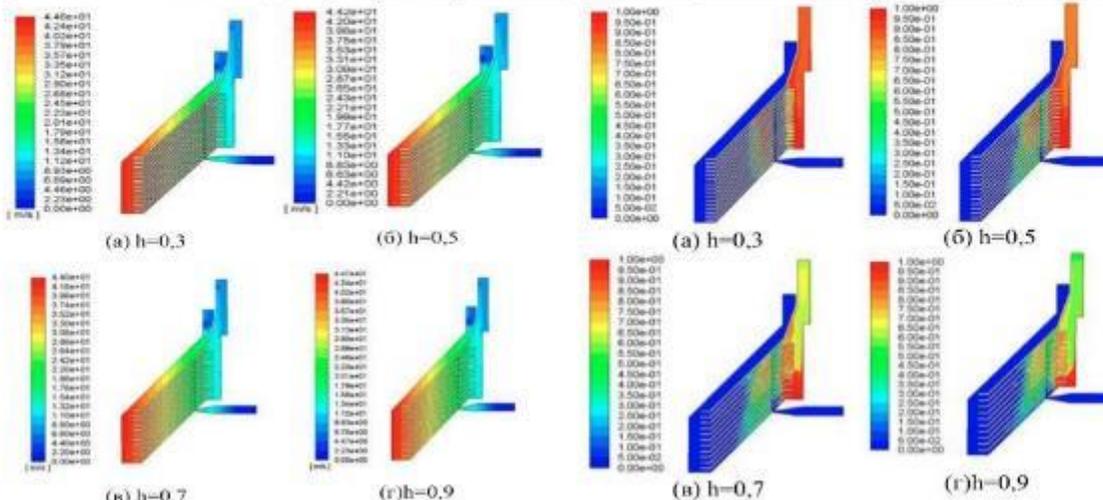


Схема конструкції частин для розділення молочного сепаратора

Кількість дисків при різних відстанях між ними

Номер	Відстань між дисками (мм)	Кількість дисків (шт.)	Зміна загальної висоти (мм)
1	0,3	16	+0,1
2	0,5	13	0
3	0,7	10	-0,3
4	0,9	9	+0,5
5	1,2	7	+0,1

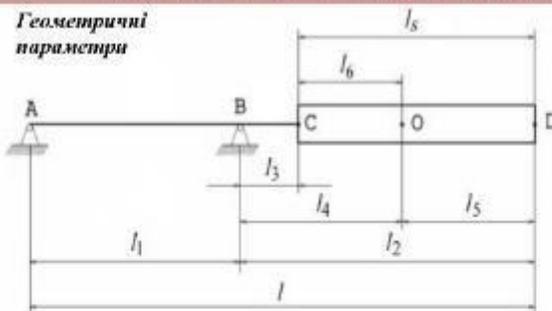


Розподіл окружної швидкості при різних зазорах між дисками

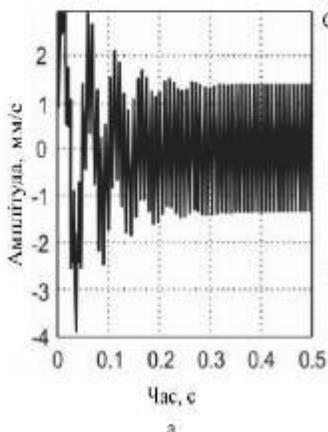
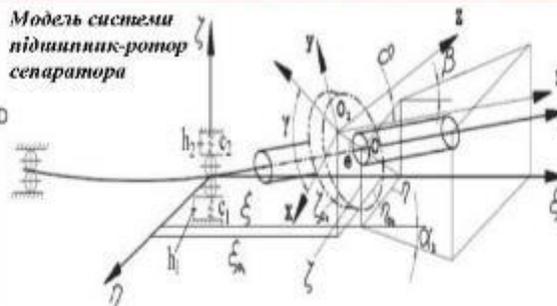
Розподіл вмісту легкої фази при різних зазорах між дисками

Дослідження динаміки демпферної системи підшипник-ротор сепаратора

Геометричні параметри



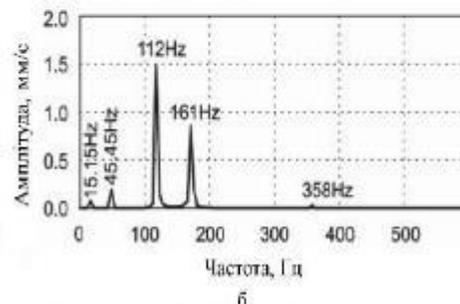
Модель системи підшипник-ротор сепаратора



Система диференціальних рівнянь вібрацій ротора

$$m_s \ddot{\eta} + a_1 \dot{\eta} - a_2 \alpha_1 = m_s \omega^2 \cos \omega t,$$

$$m_s \ddot{\zeta} + a_1 \dot{\zeta} - a_2 \beta = m_s \omega^2 \sin \omega t,$$



$$I_T \ddot{\beta} - I_z \omega \dot{\alpha}_1 - a_2 \zeta + a_3 \beta = -(I_z - I_T) \delta \omega^2 \cos(\omega t - \gamma),$$

$$I_T \dot{\alpha}_1 + I_z \omega \dot{\beta} - a_2 \eta + a_3 \alpha_1 = (I_z - I_T) \delta \omega^2 \sin(\omega t - \gamma),$$

Критичні (резонансні) кутові швидкості ротора

$$\omega_c = \left\{ b \left(1 \pm \sqrt{b^2 + 4a} \right)^{1/2} / 2a \right\}^{1/2}$$

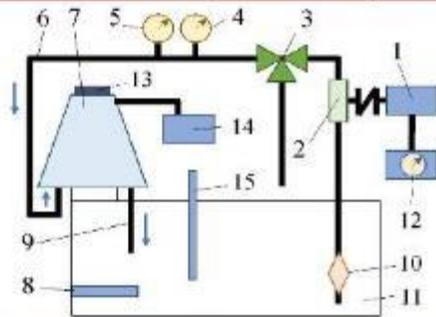
$$b = \delta_{11} m_s - \delta_{22} (I_z - I_T),$$

$$a = \Lambda^2 m_s (I_z - I_T).$$

Графік залежності амплітуди швидкості вібрацій від часу (а) та амплітудно-частотний спектр, отриманий для зовнішнього кільця підшипника ротора (б)

Результат експериментальних досліджень сепаратора молока

7

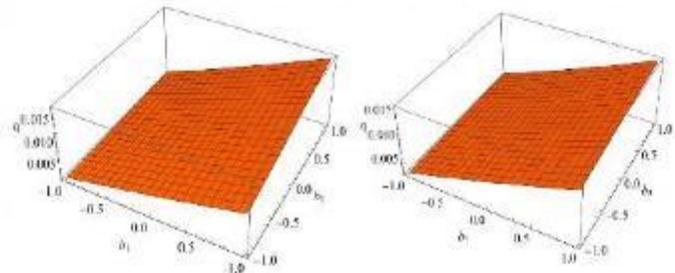


1 – електродвигун, 2 – трос, 3 – тросодержувач, 4 – висхідний, 5 – конічний, 6 – дробочесна висхідний, 7 – експериментальний зразок сепаратора, 8 – нарізаний елемент, 9 – трубопровід беззв'язки, 10 – електричний фільтр, 11 – електричний вимірник, 12 – прилад вимірювання, 13 – насос, 14 – шпатель для відокремлення продукту, 15 – термометр

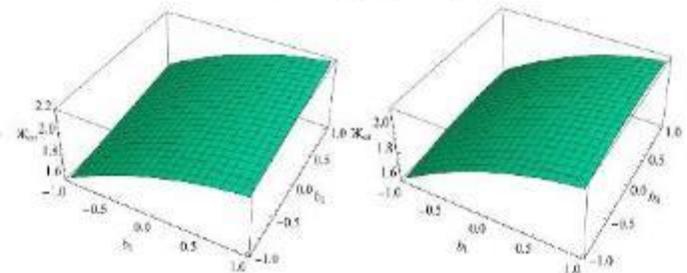
Схема (а) і загальний вигляд (б) експериментальної установки

b_1, b_2, b_3 – тиск у системі, діаметр сопла та кількість сопел відповідно

Залежність продуктивності (q) від обраних факторів
 $q = 0,0085 + 0,0059 b_1 + 0,0019 b_2 + 0,00084 b_3 + 0,0016 b_1 b_2 + 0,00058 b_1 b_3 + 0,0013 b_2 b_3 + 0,00029 b_1^2 + 0,000038 b_2^2$



Залежність вихідної суспензії ($Ж_{\text{вн}}$) від обраних факторів
 $Ж_{\text{вн}} = 1,96 + 0,245 b_1 + 0,07 b_2 + 0,0225 b_3 - 0,0175 b_2 b_3 - 0,0837 b_1 b_2 - 0,033 b_3^2$



Економічна ефективність

8

Параметр	Ж5-ОС2-Д500	Удосконалений сепаратор	Різниця
Продуктивність, кг/год	1050	1232	182
Річний час роботи, год	476	406	-70
Витрати на електроенергію, грн	18 892	8 767	-10 125
Витрати на оплату праці, грн	114 240	97 440	-16 800
Амортизаційні витрати, грн	60 000	63 000	3 000
Ремонт і технічне обслуговування, грн	60 000	63 000	3 000
Загальні річні витрати, грн	252 132	232 207	-19 925
Початкова вартість обладнання, грн	400 000	420 000	20 000
Економія витрат, грн/рік	–	–	19 925
Термін окупності, років	–	–	~1,05

1. Процес сепарації молока може здійснюватися як методом осадження під дією тяжіння, так і за допомогою відцентрових сепараторів, що забезпечують високу ефективність розділення. Осадження протікає на рівній поверхні між жорсткими кульками та рідиною, де жорсткі частинки спливають, утворюючи шар вертків. Для підвищення ефективності цього методу використовують спеціальні конструкції, зокрема перегородки або нахилні пластини, що прискорюють процес і забезпечують безперервність роботи. Відцентрові сепаратори, у свою чергу, використовують відцентрову силу для швидкого і якісного розділення компонентів молока. Сучасні моделі цих пристроїв забезпечують автоматичне очищення, герметичність, зменшення втрат продукту та високий ступінь знежирення, зберігаючи залишковий титр жиру на рівні 0,04–0,07 %. Таким чином, обидва методи мають свої переваги, але відцентрові сепаратори є більш ефективними для місцєвого виробництва.

2. В результаті теоретичних досліджень встановлено продуктивність сепаратора (2.21), яка залежить, зокрема, від таких конструктивних параметрів, як кількість і діаметр сопел. З аналізу отриманої залежності (2.21) продуктивності гідролізованого сепаратора від конструктивних параметрів випливає, що зростання продуктивності може бути досягнуто за рахунок зміни діаметра сопел з 1,0 мм до 2,0 мм і за кількості сопел з 4 до 2.

3. Зазор між дисками відіграє ключову роль у розподілі швидкості потоку та ефективності сепарації. Оптимальні значення зазору (0,5–0,7 мм) забезпечують максимальну ефективність процесу завдяки оптимальному розподілу потоку та зменшенню опору рідини в каналах дисків. Збільшення зазору зменшує ефективність, оскільки зростає відстань осадження частинок і зменшується площа осадки. Числове моделювання, проведене в Star-CCM+, дозволило оцінити вплив несбалансованості ротора на динаміку системи підшипник-ротор. Несбалансованість спричиняє вібрації, збільшує ресурс підшипників і впливає на точність вимірювань, підтверджуючи необхідність забезпечення високої точності виготовлення компонентів сепаратора.

4. Ефективність роботи сепаратора значною мірою залежить від параметрів системи, таких як тиск, діаметр і кількість сопел. Оптимальними умовами для досягнення високої продуктивності та якості розділення є використання двох сопел діаметром 1,5 мм при тиску 0,11 МПа, що забезпечує швидкий час розгону (2,0–2,5 хв) та покращену жирність вихідної суспенсії. Регулювання кількості та розміру сопел дозволяє значно підвищити ефективність процесу сепарації, що підтверджується аналізом математичних моделей і побудованих поверхнях відгуку. Таким чином, оптимізація цих параметрів є ключем до досягнення максимальної продуктивності сепаратора.

6. Удосконалений сепаратор має вищу продуктивність на 17,3 %, що дозволяє зменшити річний час експлуатації на 70 годин, а це призводить до значної економії на оплаті праці та витратах на електроенергію. Хоча початкова ціна удосконаленого сепаратора на 2000 грн вища, загальні річні витрати зменшуються на 19925 грн, що забезпечує термін окупності близько одного року. Таким чином, використання удосконаленого сепаратора є економічно обґрунтованим, оскільки він дозволяє не лише знизити паливні витрати, але й підвищує ефективність виробничого процесу.