

Дніпровський державний аграрно-економічний університет
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра механізації виробничих процесів у тваринництві

Пояснювальна записка

до дипломної роботи
освітньо-кваліфікаційного рівня «Магістр»
на тему:

Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів двороторного вакуумного насоса доїльної установки

Виконав: студент 2 курсу, групи МГМ-3-20
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Пащенко Артем Олегович

Керівник: _____ Алієв Ельчин Бахтияр огли

Рецензент: _____ Яропуд Віталій Миколайович

Дніпро, 2021

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

Кафедра механізації виробничих процесів у тваринництві
Освітній ступінь: «Магістр»
Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

МВІТ

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Дудін В.Ю.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

« _____ » _____ 20__ р.

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

Пащенко Артем Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів двороторного вакуумного насоса доїльної установки

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

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від

« _____ » _____ 20__ року № _____

2. Строк подання студентом роботи _____.

3. Вихідні дані до проекту Огляд стану питання в галузі тваринництва та існуючих вакуумних насосів доїльних установок. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
1. Особливості сучасного машинного доїння корів. 2. Теоретичні дослідження параметрів двороторного вакуумного насоса. 3. Методика експериментальних досліджень двороторного вакуумного насоса. 4. Результати експериментальних досліджень. 5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 6. Економічна ефективність використання двороторного вакуумного насоса доїльної установки. Висновки. Список використаних джерел. Додатки

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Тема. Мета і задачі досліджень. Аналіз (4 аркуша, А4). 2. Теоретичні дослідження (3 аркуша, А4). 3. Експериментальні дослідження (4 аркуша, А4)
4. Економічні показники (1 аркуш, А4). 5. Висновки (1 аркуш, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Алієв Е. Б., професор		
2	Алієв Е. Б., професор		
3	Алієв Е. Б., професор		
4	Алієв Е. Б., професор		
5	Кравець В. В., доцент		
6	Вінніченко І. І., професор		
Нормоконтроль	Гаврильченко О. С., доцент		

7. Дата видачі завдання: _____.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний		
2	Теоретичний		
3	Експериментальний		
4	Охорона праці		
5	Економічний		
6	Демонстраційна частина		

Студент

_____ (підпис)

Пашенко А.О.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Алієв Е. Б.

_____ (прізвище та ініціали)

<i>№ п/п</i>	<i>Формат</i>	<i>Позначення</i>	<i>Найменування</i>	<i>Кількість аркушів</i>	<i>Номер аркуша</i>	<i>Примітка</i>
			<u>Текстові документи</u>			
1	A4	46ДР067000.000 ПЗ	Пояснювальна записка	95		
			<u>Демонстраційні матеріали</u>			
2	A4		Тема. Мета і задачі	4	1-4	
3	A4		Теоретичні дослідження	3	5-7	
4	A4		Експериментальні	4	8-11	
5	A4		Економічна частина	1	12	
6	A4		Висновки	1	13	

<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дат</i>	<i>46ДР067.000.000 ПЗ</i>			
<i>Розробив</i>		<i>Пащенко</i>			<i>Відомість дипломної роботи</i>	<i>літер</i>	<i>аркуш</i>	<i>аркуші</i>
<i>Перевірів</i>		<i>Алієв</i>					4	95
<i>Т. контр.</i>						<i>ДДАЕУ МгМ-3-20</i>		
<i>Н. контр.</i>		<i>Гаврильченко</i>						
<i>Затверд.</i>		<i>Дудін</i>						

Пашенко А.О. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів двороторного вакуумного насоса доїльної установки. Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» (спеціалізація «Механізація тваринництва»). ДДАЕУ, Дніпро, 2021.

Вступна частина дипломної роботи містить обґрунтування актуальності теми, сформульовані мета та задачі, приведено методи досліджень. Аналіз особливостей сучасного машинного доїння корів дозволили обґрунтувати напрямки вирішення поставленої мети та задач. В другому розділі проведені теоретичні дослідження параметрів двороторного вакуумного насоса. Представлено будову і принцип роботи дослідного двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів. В результаті експериментальних досліджень обґрунтовано вплив площі нагнітального вікна і вакууму на подачу і споживану потужність двороторного вакуумного насоса. Розроблено карту безпеки праці по вакуум-силовій установці. Виконано економічне обґрунтування розробки. Зроблені висновки та складено список використаної літератури.

Ключові слова: доїльна установка, вакуумний насос, параметри, дослідження, ефективність

ЗМІСТ

Вступ	8
1 ОСОБЛИВОСТІ СУЧАСНОГО МАШИННОГО ДОЇННЯ КОРІВ.....	9
1.1 Класифікація вакуумних насосів об'ємного тип	9
1.2 Аналіз об'ємних вакуумних насосів для отримання вакууму	10
1.3 Аналіз роботи двороторних вакуумних насосів	15
1.4 Мета і завдання досліджень	22
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА.....	23
2.1 Профілювання роторів з циклоїдним профілем	23
2.2 Аналітичний метод визначення подачі двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів	25
2.3 Аналітичний метод визначення моменту опору і потрібної потужності двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів	28
2.4 Висновки з розділу	32
3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДВОРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА	33
3.1 Програма експериментальних досліджень	33
3.2 Будова і принцип роботи дослідного двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів	33
3.3 Особливості виготовлення двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів	35
3.4 Опис експериментального стенду і методика дослідження двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів	36
3.5 Планування експерименту по дослідженню двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів	38
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	41
4.1 Експериментальне обґрунтування впливу площі нагнітального вікна і вакууму на подачу і споживану потужність двороторного вакуумного насоса	41

4.2	Вплив фактичного подання на коефіцієнт наповнення	44
4.3	Вплив площі нагнітального вікна на подачу, споживану потужність і температуру нагрівання повітря, що нагнітається газу і корпусу вакуумного насоса при номінальному вакуумі 50 кПа	45
4.4	Вплив вакууму на подачу і споживану потужність двороторного вакуумного насоса	47
4.5	Залежність температури нагріву газу що нагнітається і корпусу від вакууму	49
4.6	Вплив подачі вакуумного насоса і площі нагнітального вікна на швидкість газу, що нагнітається	50
4.7	Аналіз впливу вакууму на питому потужність двороторного вакуумного насоса	51
4.8	Вплив відстані від джерела шуму до об'єкта	52
4.9	Висновки з розділу.....	53
5	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	54
5.1	Дослідження шкідливих і небезпечних факторів при машинному доїнні	54
5.2	Вимоги та заходи щодо безпеки для розробленої вакуум-силової установки	58
5.3	Карта безпеки праці по вакуум-силовій установці	64
5.4	Правила безпечного виконання робіт з вакуумного насоса	65
5.5	Вимоги щодо охорони праці в надзвичайних ситуаціях	67
5.6	Висновки з розділу.....	69
6	ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДВОРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	70
6.1	Вихідні дані	70
6.2	Розрахунок економічної ефективності	70
6.3	Висновки з розділу.....	74
	ВИСНОВКИ	75
	Список використаних джерел	76
	Додатки	82

ВСТУП

Основним завданням, що стоїть перед сільським господарством, є забезпечення населення продуктами харчування шляхом розробки та впровадження нових ресурсо- та енергозберігаючих технологій і технічних засобів. Особлива увага приділяється молочному комплексу, що забезпечує виробництво та переробку життєво важливої для людини продукції. В сучасних умовах гострою проблемою є підвищення економічної ефективності молочного скотарства.

До теперішнього часу розроблений цілий спектр доїльних установок, призначених для доїння різного поголів'я корів (від 10 до 400 голів і більше). При цьому однією з головних проблем машинного доїння є недосконалість вакуумної системи доїльних установок. Центральною ланкою вакуумної системи є вакуумний насос, який повинен забезпечувати високу надійність вакуумної системи в цілому і створювати стабільний вакуумний режим. Однак виготовляти вакуумні насоси спеціально для кожного розміру доїльної установки, на наш погляд, недоцільно.

Зменшити типорозмірний ряд насосів можливо застосуванням вакуумних насосів з регульованою подачею. До таких насосів відносяться, зокрема, двороторні вакуумні насоси. Перевагою двороторних вакуумних насосів є такі показники, як швидкохідність, надійність, довговічність і масогабаритні показники. У зв'язку з цим двороторні вакуумні насоси представляють значний інтерес.

1 ОСОБЛИВОСТІ СУЧАСНОГО МАШИННОГО ДОЇННЯ КОРІВ

1.1 Класифікація вакуумних насосів об'ємного типу

Доїльні установки призначені для доїння, транспортування молока і т.д. Для цього установки обладнані трьома-чотирма технологічними лініями: вакуумної, молочної, водяної і миючої установками [15, 33].

Вакуумна установка призначена для створення постійного робочого вакууму в системі доїльної установки, за допомогою якого здійснюється доїння корів і транспортування молока від місця доїння до машин для його первинної обробки [2].

Як практика показує для отримання вакууму, необхідного для машинного доїння, доцільно застосовувати вакуумні насоси об'ємного типу [24]. В даний час відомий значний різновид вакуумних насосів об'ємного типу, що відрізняються по конструкції, багато з яких випускає промисловість. На рисунку 1.1 представлена розроблена класифікація вакуумних насосів об'ємного типу.

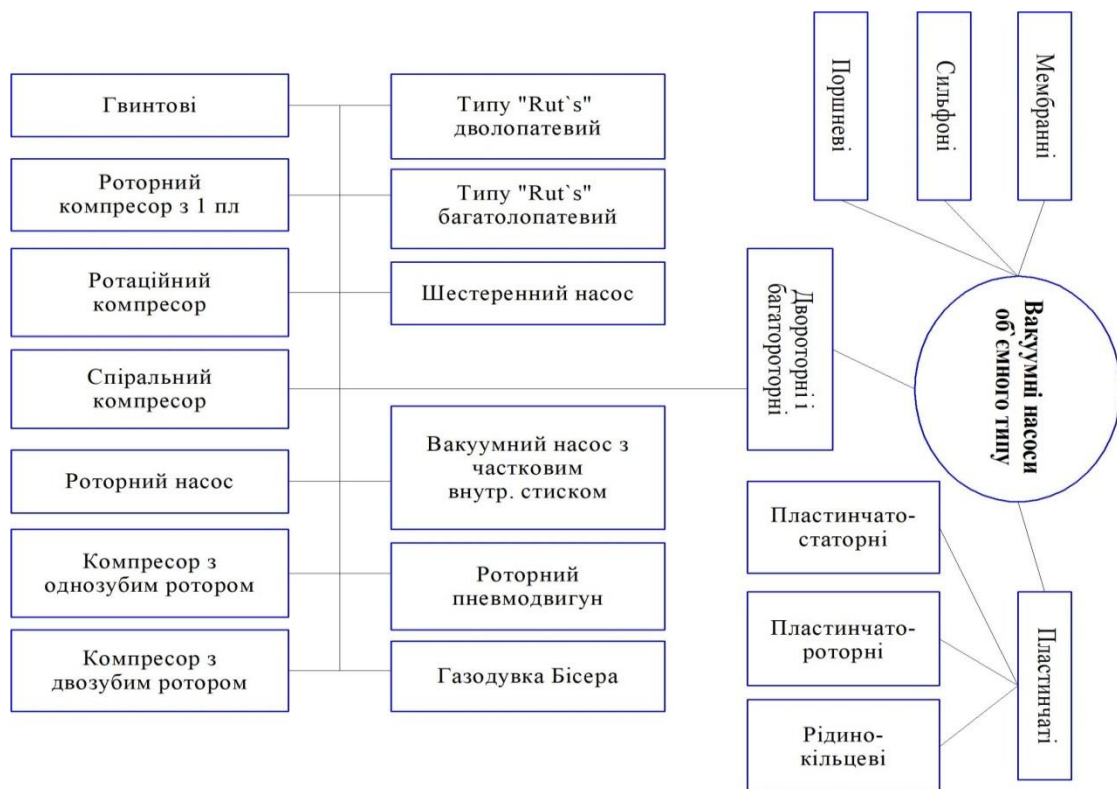
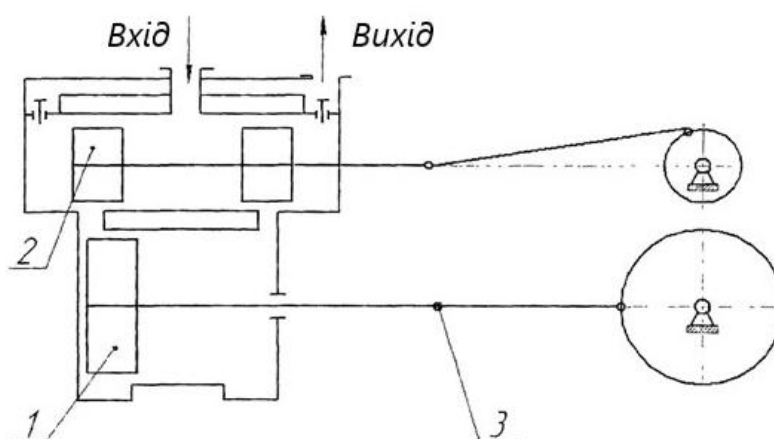


Рисунок 1.1 – Класифікація вакуумних насосів об'ємного типу

1.2 Аналіз об'ємних вакуумних насосів для отримання вакууму

У нашій країні доільні установки до 1952 р комплектували вакуумними насосами поршневого типу. Поршневі насоси різного типу вже довгий час використовуються в промисловості. Для прикладу можна привести поршневі насоси з золотниковим розподілом (рис. 1.2) [13, 30].



1 – поршень; 2 – золотник; 3 – кривошипно-шатунний механізм

Рисунок 1.2 – Схема поршневого насоса

В останні десятиліття випускаються безмастильні багатоступінчасті поршневі вакуумні насоси фірми Varian (США). Через відсутність ущільнюючої рідини безмастильні поршневі насоси мають невисокий ступінь підвищення тиску, тому в таких насосах використовують кілька ступенів з послідовним і паралельним підключенням. На рисунку 1.3 представлена схема поршневого насоса DVR-500 фірми Varian (США).

До недоліків вакуумного насоса поршневого типу можна віднести наступне: великі габарити, металоємність і порівняно низька частота обертання вихідного вала. Насоси мають складний пристрій і швидко зношуються вузли, наприклад, вузол кривошипно-шатунного механізму розподілу повітря.

При розробці нової конструкції в основу була покладена схема ротаційного насоса. Ротаційні вакуумні насоси низького тиску та середньої подачі в останні

роки набули широкого поширення в доїльних установках у багатьох країнах світу [32, 42].

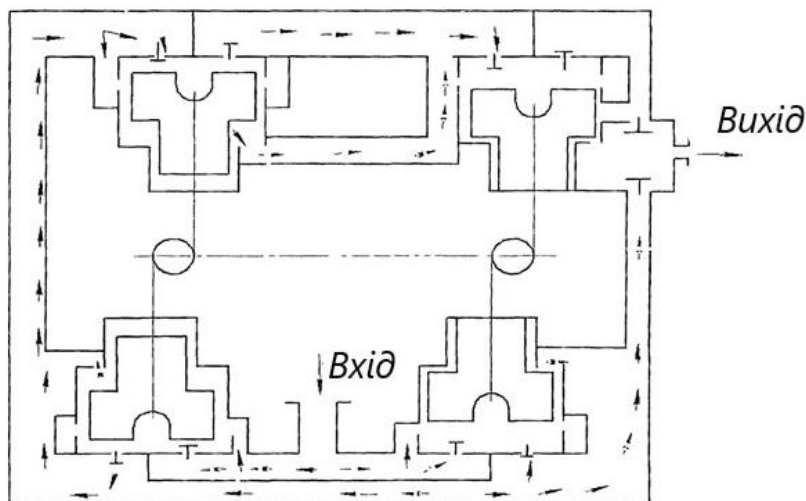
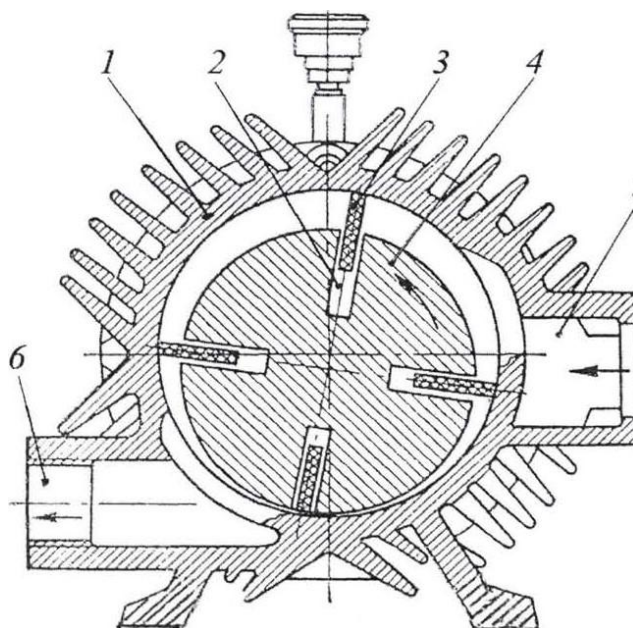


Рисунок 1.3 – Принципова схема чотириступінчатого поршневого насоса DVR-500 фірми Varian (США)

За конструктивними ознаками ротаційні вакуумні насоси можна розділити на три типи: пластинчасті, водокільцеві і двороторні. Вдосконаленню пластинчато-роторних насосів присвячені роботи Дмитрієва В.Т., Похваленського В.П., Мжельського Н.І., Сидоренка П.В., Бінеєва Р.Е., Хамеева В.М., Фененка А.І. і ряду інших авторів [3, 5, 34, 44].

Дія цих насосів заснована на зміні обсягу внаслідок обертального руху ротора з пластинами, розташованими ексцентрично всередині насоса (рис. 1.4). Пази в роторі можуть бути розташовані по радіусу або тангенціально під кутом до нього. Кожен паз з пластинами ділить серповидний простір між ротором і корпусом насоса на кілька частин. У міру повороту ротора кожна частина камери (комірки) виходить з контакту з всмоктуючим отвором і збільшується в об'ємі, а потім поступово зменшується, здійснюючи послідовно стиснення газу і його нагнітання. Чим більше пластин, тим більше осередків, менше перепад тиску, тим краще використовується обсяг циліндра насоса. При цьому коефіцієнт відкачування може коливатися в межах 0,3 - 0,9 [42, 47].



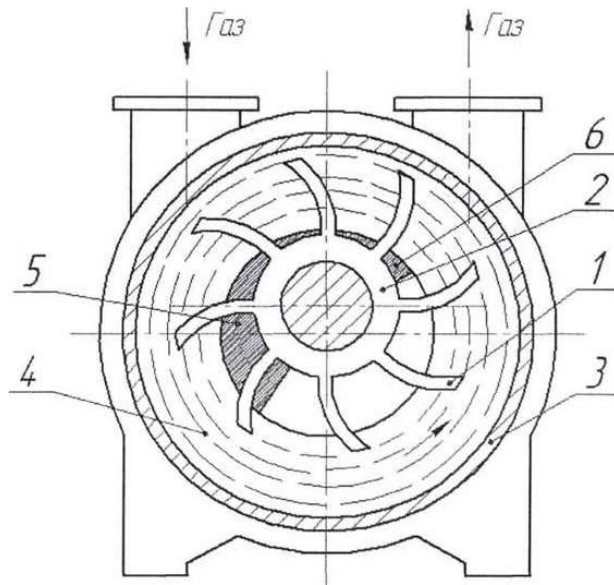
1 – корпус; 2 – паз; 3 – лопатка; 4 – ротор; 5 – впускний патрубок;
6 – випускний патрубок

Рисунок 1.4 – Схема пластинчато-роторного вакуумного насоса типу РВН

Ротаційні вакуумні насоси добре збалансовані. Вони мають порівняно невеликі габаритні розміри і масу. основними перевагами цих насосів є висока надійність в роботі і простота в обслуговуванні. Вони містять меншу кількість деталей, в них немає всмоктуючих і нагнітальних клапанів, а також кривошипно-шатунного механізму. Крім цього спрощена система розподілення повітря. Насоси пластинчастого типу працюють плавно, менше вібрують. Ці насоси більш рівномірно відкачують повітря, не вимагають пристроїв для вирівнювання тиску і більш швидкохідні.

До недоліків таких насосів можна віднести порівняно низький механічний коефіцієнт корисної дії і підвищену чутливість до порушення номінальних зазорів. Має місце значний знос робочих органів, в результаті чого знижується продуктивність насоса. Крім того, насос через нагнітальний патрубок викидає пари масла, які згодом погіршують стан навколишнього середовища. Пластинчато-роторні вакуумні насоси мають також досить високу енергоємність.

У 70-х роках значний інтерес стали представляти водокільцеві вакуумні насоси типу рідинно-кільцевих вакуумних насосів (рис. 1.5).



1 – лопатки ротора; 2 – маточина; 3 – корпус; 4 – рідинне кільце;
5 – всмоктуюче серповидне вікно; 6 – нагнітальне серповидне вікно

Рисунок 1.5 – Схема рідинно-кільцевого вакуумного насоса

Ці насоси, призначені в основному для хімічної промисловості, мають більш високу надійність і довговічність, не роблять негативного впливу на екологію [6].

Дослідженню рідинно-кільцевих вакуумних насосів з метою зниження енерговитрат присвячені роботи Максимова В.А., Райзмана І.А., Рудакова А.І. Цоя Ю.А. та інших. З метою зниження витрат води у водокільцевого вакуумного насоса проведені дослідження Антроповской Н.М., Волковим І.Є., Цоем Ю.А. і іншими [25, 26]. Встановлено, що для значного зменшення витрати води доцільно використовувати воду по замкнутому контуру. Але при цьому спостерігається нагрів робочої рідини.

Відомі два напрямки розвитку «сухих» вакуумних насосів: зниження тертя в існуючих контактних вакуумних насосах і використання безконтактних вакуумних насосів. До «сухих» насосів можна віднести двороторні вакуумні насоси [2].

Двороторні вакуумні насоси в залежності від характеру процесу стиснення діляться на три групи: насоси зовнішнього стиснення, насоси з частковим

внутрішнім стисненням і насоси з повним внутрішнім стисненням.

З машин першої групи найбільшого поширення набули насоси типу Rut's, які є швидкохідними, а також мають невисоку металоємність і невеликі габарити. Однак такі насоси в заданому режимі машинного доїння мають невисокий механічний ККД. Причиною цього є недосконалість термодинамічного процесу стиснення. В цьому випадку індикаторна діаграма в координатах $P - V$ має форму прямокутника (рис. 1.6), що є істотним недоліком, оскільки призводить до додаткових витрат енергії, а також до збільшення температури нагріву газу.

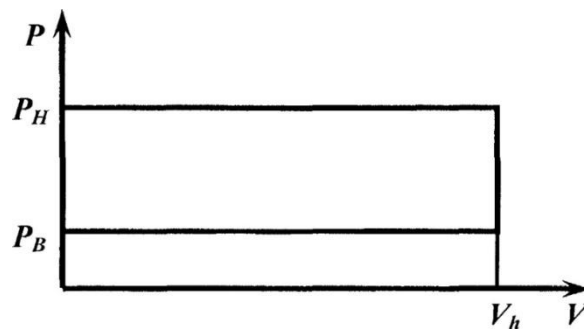
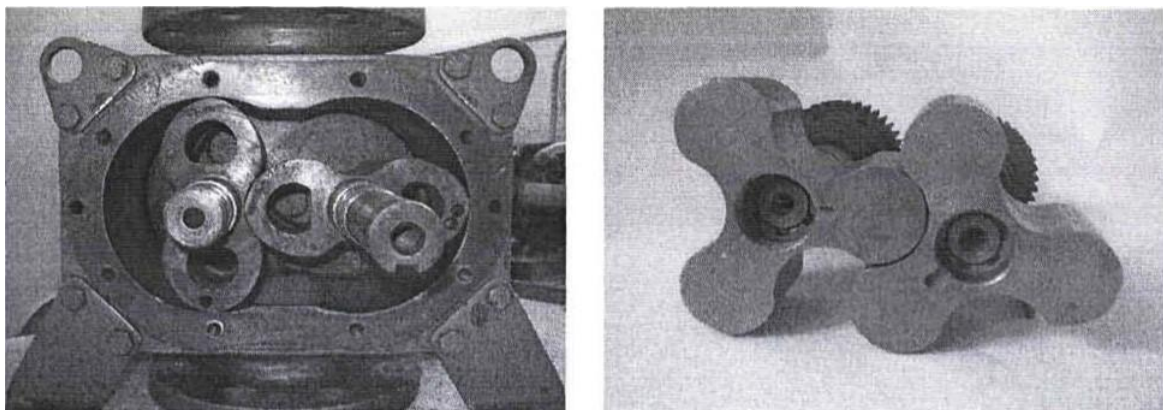


Рисунок 1.6 – Теоретична індикаторна діаграма вакуумного насоса типу Rut's

Двороторні вакуумні насоси (типу Rut's) класифікують за типу роторів на прямозубі і гвинтові, по кількості лопатей - двозубові та багатозубові (рис. 1.7).



а)

б)

а) дволопатевий; б) трилопатевий

Рисунок 1.7 – Ротори двороторних вакуумних насосів

1.3 Аналіз роботи двороторних вакуумних насосів

У двороторних вакуумних насосів (типу Rut's) в корпусі розташовані два однакових ротора, що обертаються в протилежних напрямках синхронно (рис. 1.8). Відмінна особливість робочого процесу двороторного вакуумного насоса полягає в зовнішньому стисканні. У положенні, показаному на рисунку 1.8 а, порожнина I не з'єднана з всмоктуючим і нагнітальним вікнами.

У положенні, показаному на рисунку 1.8 б, порожнина I з'єднана з нагнітальним вікном, газ з нагнітальної порожнини надходить у порожнину I, в результаті - тиск в них вирівнюється.

При зменшенні обсягу порожнини I газ з неї витісняється в нагнітальний патрубок (рис. 1.8 в, г). Аналогічні процеси зі зрушенням на 180° відбуваються в порожнині II. За один оберт роторів в нагнітальний патрубок подаються дві порції газу - з порожнин I і II.

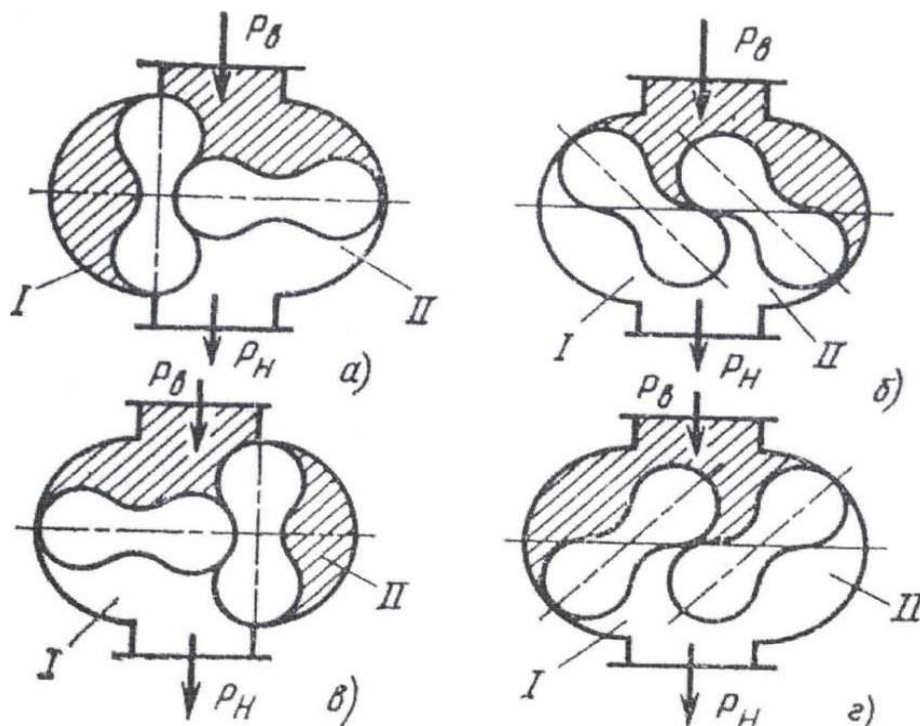
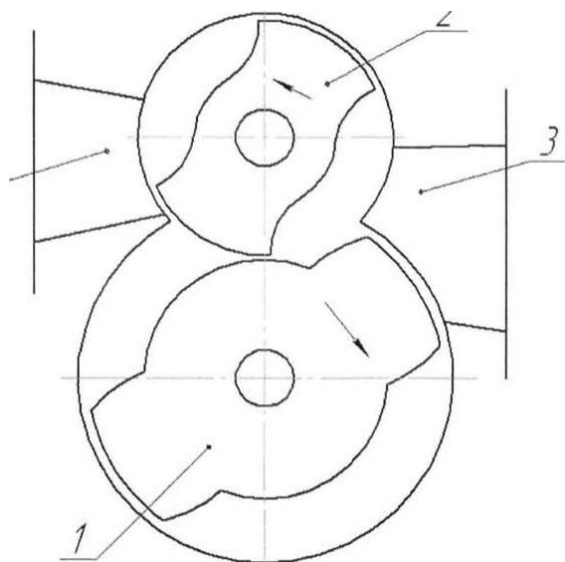


Рисунок 1.8 – Принципова схема дії вакуумного насоса типу Rut's

Оскільки ротори при обертанні не торкаються один одного і корпусу, масло

в робочу порожнину не подається. Процес зовнішнього стиснення неекономічний, тому двороторні вакуумні насоси зазвичай застосовують при порівняно невеликих значеннях тиску. Крім того, наявність зазорів між роторами і корпусом сприяє перетіканню газу з нагнітального патрубку у всмоктувальну порожнину, що обмежує можливість отримання високого вакууму. Область робочих тисків двороторних вакуумних насосів 1,33 - 133 Па. Однак для машинного доїння потрібно вакуумний режим 50 кПа.

Вакуумні насоси з частковим внутрішнім стисненням (ВНЧС) за принципом дії займають проміжне положення між вакуумними насосами зовнішнього стиснення і насосами повного внутрішнього стиснення. ВНЧС відносяться до насосів об'ємного типу. Конструктивна схема такого насоса представлена на рисунку 1.9 фірмою «Maschinenfabrik K.Wittig GmbH». Переваги ВНЧС: вони працюють в вакуумному і вакуум-компресорному режимах. При роботі в вакуумному режимі насоси можна використовувати як окрему ланку багатоступінчастої вакуумної установки.



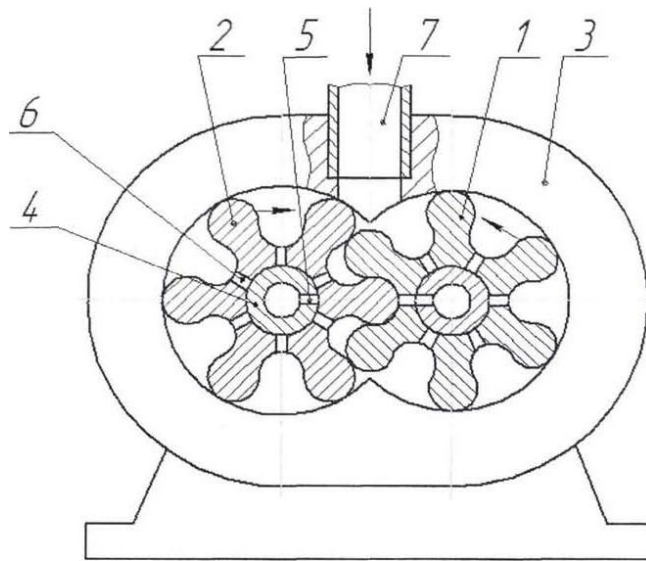
1 і 2 – ротори; 3 – всмоктування; 4 – нагнітання

Рисунок 1.9 – Схема вакуумного насоса з частковим внутрішнім стисненням

До недоліків цих насосів слід віднести: високий рівень шуму при роботі, відносно великі внутрішні перетікання газу через зазори, більш висока споживана

потужність.

Відомий ротаційний насос-компресор (рис. 1.10), що працює в якості гідравлічного насоса [29]. Даний насос в гідравлічному режимі працювати не може, оскільки рідина не стискається. В якості компресора, судячи з того, який напрямок обертання мають ротори, також ефективно працювати не може. Вакуумні насоси з повним внутрішнім стисненням відрізняються більш досконалим робочим процесом і, отже, більш економічні порівняно з насосами зовнішнього стиснення.

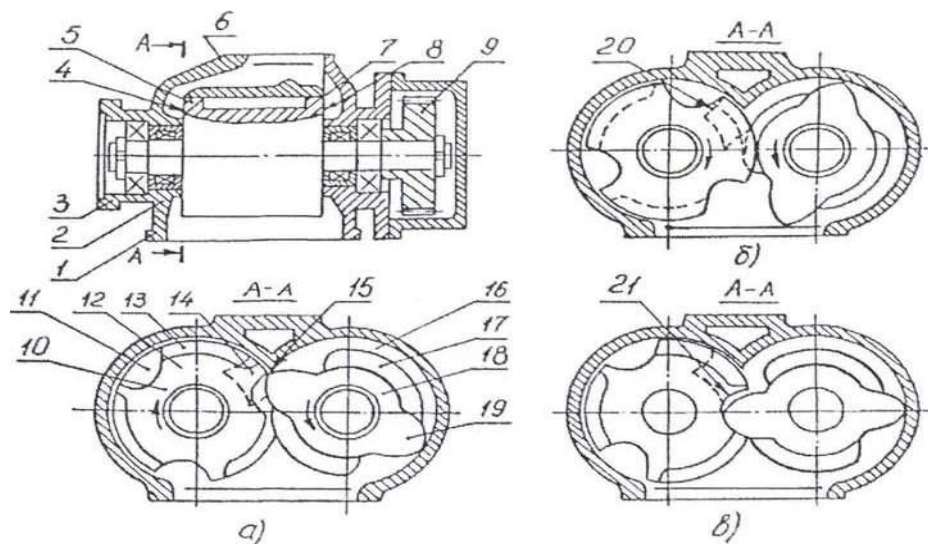


1 – ведучий ротор; 2 – ведений ротор; 3 – корпус; 4 – порожниста труба;
5 – вихлопне вікно; 6 – нагнітальне вікно; 7 – всмоктувальний патрубок

Рисунок 1.10 – Ротаційний насос-компресор

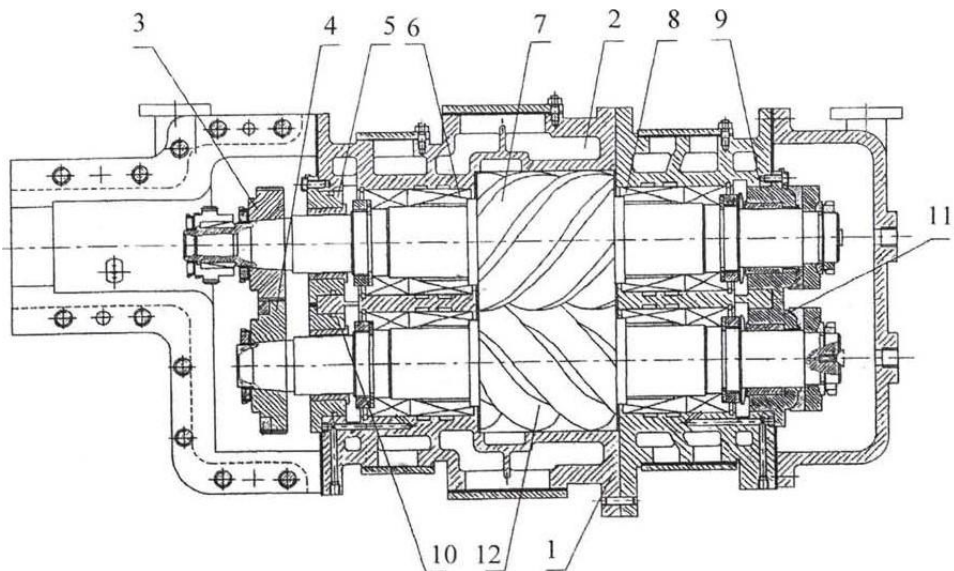
Певний інтерес представляють прямозубий двороторний компресор, (рис. 1.11), гвинтовий компресор сухого стиснення (рис. 1.12) і маслозаповнений гвинтовий компресор загального призначення (рис. 1.13) [1].

Гвинтові компресори, що з'явилися в кінці 30-х років, набули широкого поширення. вони використовуються в компресорних установках для збору і транспортування попутного нафтового газу, для пересувних компресорних станцій; холодильних машин і т.п.



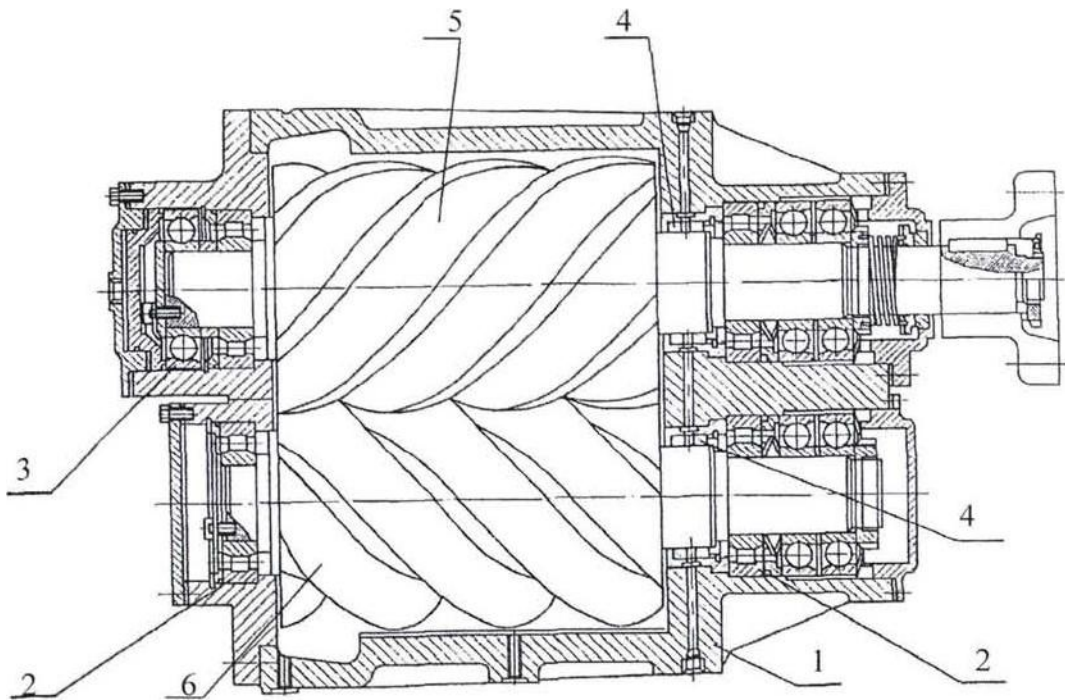
1 – патрубок всмоктування; 2 – корпус; 3 - підшипник; 4 і 8 – нагнітальні вікна; 5 і 7 – виступи; 6 – патрубок нагнітання; 9 – шестерня; 10 – ведений ротор; 11 – впадина між зубами; 12 – зуби; 13 – канал; 14 – передня кромка; 15 – бугор; 16 – впадина; 17 – виступ; 18 – ведучий ротор; 19 – зуб; 20 – вікно нагнітання; 21 – кромка вікна нагнітання

Рисунок 1.11 – Схема прямозубого двороторного компресора



1 – корпус; 2 – водяна сорочка охолодження; 3, 4 – шестерні зв'язку; 5, 10 – опорні підшипники ковзання; 9, – опорно-упорні підшипники ковзання; 6, 8 – кінцеві ущільнювачі; 7 – ведучий ротор; 12 – ведений ротор

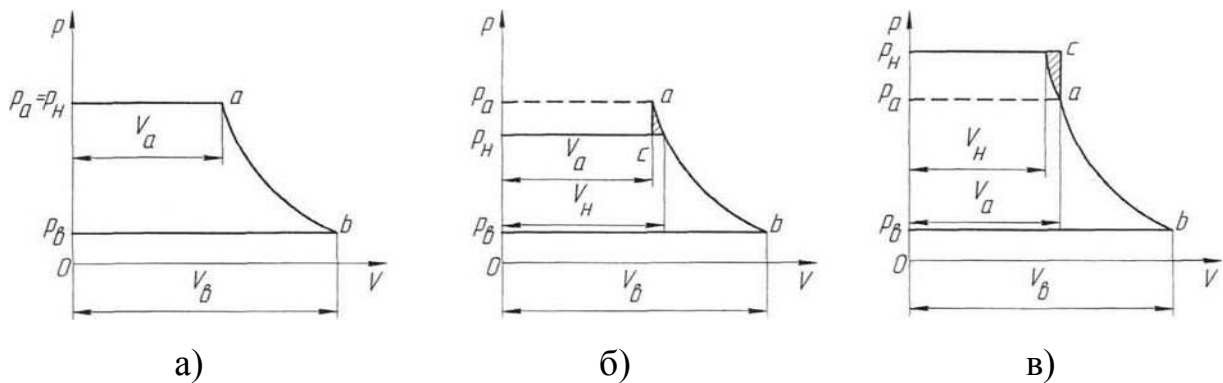
Рисунок 1.12 – Гвинтовий компресор сухого стискування



1 – корпус; 2 – роликові підшипники; 3 – радіально-упорні підшипники;
4 – втулка; 5 – ведучий ротор; 6 – ведений ротор

Рисунок 1.13 – Маслозаповнений гвинтовий компресор загального призначення

Робочий процес ідеального гвинтового компресора показаний на рисунку 1.14 в координатах $P - [35]$.



а) основний режим; б) режим з «перетисненням газу»;
в) режим з недотисненням газу

Рисунок 1.14 – Діаграми теоретичного робочого процесу гвинтового компресора на різних режимах

Використання гвинтових компресорів, незважаючи на їх незаперечні

переваги в надійності, простоті обслуговування і динамічній врівноваженості, стримується низьким ККД через витоки газу через зазори, недостатнього відпрацювання проточної частини компресора і, в першу чергу, профілю гвинтів.

До недоліків прямозубого двороторного компресора слід віднести складність технології виготовлення роторів, наявність додаткових торцевих щілин і наявність затиснених об'ємів у застосовуваних в компресорах профілів. Такі компресори є складними за конструкцією і в виготовленні, також мають перетікання газу через радіальні і осьові щілини. Для зменшення втрат перетоків газу гвинтові компресори повинні працювати на підвищених швидкостях, тому такі компресори можуть знайти обмежене застосування в великих доільних установках.

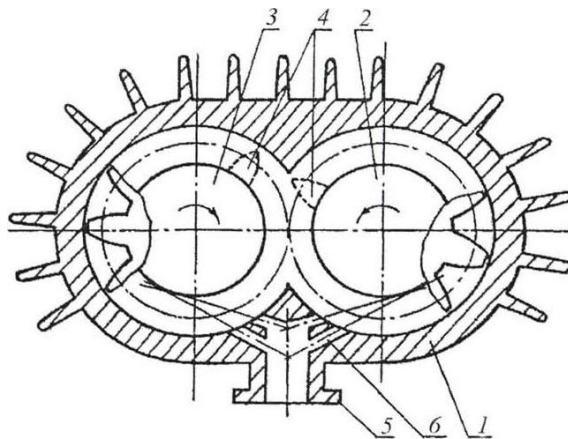
За останні десятиліття в промисловості знайшли застосування компресори спірального типу (рис. 1.15), які також можуть застосовуватися в якості вакуумного насоса. Відмінною особливістю спірального компресора є компактність, а також найменші втрати на всмоктуванні. Недоліком даного компресора є точність у виготовленні і дороговизна.



Рисунок 1.15 – Спіральний компресор

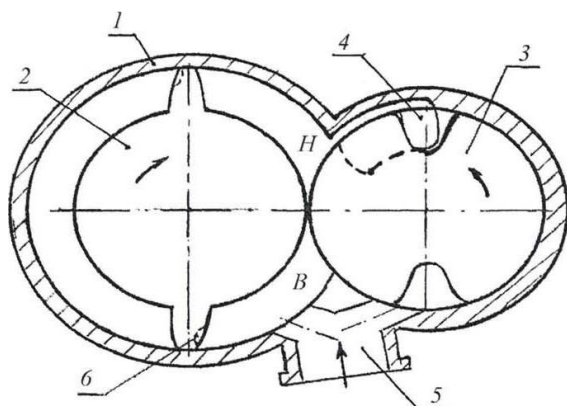
Простими по будові і виготовленню є шестеренні машини із зовнішнім зачепленням роторів (рис. 1.22) і евольвентним профілем зуба [28]. Такі машини можуть застосовуватися в якості гідравлічних насосів, вакуумних насосів і пневматичних двигунів. На рисунку 1.23 представлений двороторний вакуумний насос з евольвентним профілем зуба і западини. Двороторний вакуумний насос складається з корпусу, ведучого двозубового і веденого з двома западинами

роторів, нагнітального і всмоктуючого вікон, торцевих кришок і механізму синхронізації. При цьому ведучий ротор має циліндричну поверхню з двома зубцями, а ведений ротор має циліндричну поверхню і дві западини з евольвентним профілем. Недоліком даних насосів є значна технологічна складність у виготовленні, а також існування так званого шкідливого обсягу, що сприяє зниженню продуктивності вакуумного насоса і підвищення температури нагрівання газу.



1 – корпус; 2 – ведучий ротор; 3 – ведений ротор; 4 – нагнітальне вікно;
5 – всмоктуючий патрубок; 6 – всмоктуюче вікно

Рисунок 1.16 – Двороторний шестеренний насос



1 – корпус; 2 – ведучий двозубовий ротор; 3 – ведений з двома западинами ротор;
4 – нагнітальне вікно; 5 – всмоктуюче вікно; 6 – розвантажувальна канавка

Рисунок 1.16 – Двороторний вакуумний насос

За науковими даними [6, 45] можна судити, що шестеренні вакуумні насоси, маючи ряд переваг, ще не знайшли застосування в народному господарстві і

залишаються недостатньо вивченими.

1.4 Мета і завдання досліджень

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є зниження енергоємності процесу створення вакууму шляхом розробки двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів і обґрунтування його конструктивно-технологічних параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити ряд завдань:

1. Провести аналіз і класифікацію існуючих конструкцій вакуумних машин об'ємного типу.

2. Розробити теоретичні основи розрахунку і проектування двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів, що забезпечує зниження енергоємності процесу створення вакууму.

3. Розробити математичну модель робочого процесу нового двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.

4. Обґрунтувати конструктивно-технологічні параметри і режим роботи двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.

5. Провести випробування експериментального двороторного вакуумного насоса і їх техніко-економічну і енергетичну оцінку.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

2.1 Профілювання роторів з циклоїдним профілем

В якості вихідного зразка при проведенні досліджень взято вакуумний насос типу Rut's. Під час роботи вакуумних насосів типу Rut's з окружними профілями на певних кутах повороту роторів між ними утворюється неприпустимо великий зазор, що веде до значного збільшення перетоків газу [45, 47]. Крім того, в точці з'єднання головки і западини ротора немає плавного переходу, в результаті чого відбувається заклинювання роторів. Щоб уникнути заклинювання роторів, доводиться корегувати цю ділянку ротора.

Для того щоб усунути всі ці недоліки пропонується головку ротора виготовляти по епіциклоїді, а западину ротора по гіпоциклоїді, що забезпечує, плавний перехід від головки до западини ротора. Таке рішення дозволяє знизити перетікання газу.

Рівняння епіциклоїди (2.1) і гіпоциклоїди (2.2) в координатах XOY (рис. 2.1) мають вигляд [16]:

$$\begin{aligned}x &= (R + r) \cos \varphi - r \cdot \cos \left(\frac{R + r}{r} \varphi \right), \\y &= (R + r) \sin \varphi - r \cdot \sin \left(\frac{R + r}{r} \varphi \right),\end{aligned}\tag{2.1}$$

$$\begin{aligned}x &= -(R - r) \cos \varphi - r \cdot \cos \left(\frac{R - r}{r} \varphi \right), \\y &= (R - r) \sin \varphi - r \cdot \sin \left(\frac{R - r}{r} \varphi \right),\end{aligned}\tag{2.2}$$

де R – радіус основного кола, м; $r = R/4$ – радіус ролика який описує профіль ротора, м; p – кут повороту утвореного кола, точка на якому описує дану епіциклоїду, град.

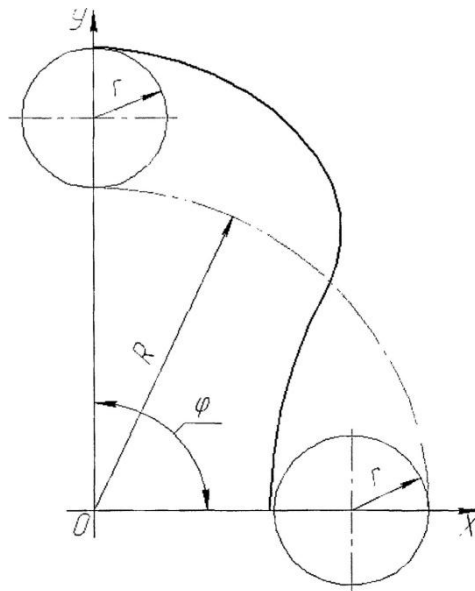
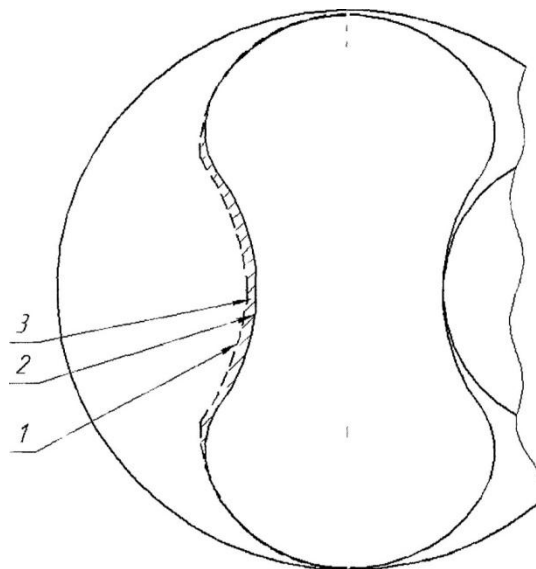


Рисунок 2.1 – Циклоїдальні профілі роторів

Графічні і теоретичні дослідження показали, що у дворотного вакуумного насоса з циклоїдальним профілем роторів в порівнянні з окржними профілями роторів насоса типу Rut's площа корисного об'єму збільшується на 15% (рис. 2.2).



1 – окржний профіль; 2 – циклоїдальний профіль; 3 – корисний робочий об'єм

Рисунок 2.2 – Графічне зображення роторів з циклоїдальним і окржним профілем

З огляду на складність профілювання роторів насоса типу Rut's і беручи до

уваги більший корисний об'єм у роторів з циклоїдним профілем, за об'єкт дослідження приймаємо двороторний вакуумний насос з циклоїдним профілем роторів.

2.2 Аналітичний метод визначення подачі двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів

Подача двороторного вакуумного насоса визначається кількістю газу, що всмоктується або нагнітається в одиницю часу.

При визначенні подачі насоса для ідеального газу передбачається, що ротори встановлені герметично і втрати газу через зазори відсутні. Подача насоса залежить як від геометричних розмірів роторів і швидкості їх обертання, так і від стану газу до всмоктування і після нагнітання.

При обертанні роторів в порожнині всмоктування западина кожного ротора заповнюється газом і переносить його в порожнину нагнітання, де відбувається стиснення, а потім нагнітання газу в атмосферу через одне або кілька вікон, виконаних в колекторі і роторі.

Для визначення подачі насоса визначимо площу, укладену між корпусом, зубами і западиною одного ротора (рис. 2.3) [10]. Площа, еквівалентна геометричній подачі, буде дорівнювати

$$S = S_e - S_a - S_1 + S_2,$$

де $S_e = \frac{\pi \cdot R_e^2}{2}$ – сумарна площа половини кола радіусом $R_e/2$, м²; $S_a = \frac{\pi \cdot R_0^2}{2}$ – площа половини кола радіусом $R_0/2$, м²; $S_1 = \pi \cdot r^2 \left(\frac{3R_0 + 2r}{R_0} \right)$ – площа сектора зуба, м²; $S_2 = \pi \cdot r^2 \left(\frac{3R_0 - 2r}{R_0} \right)$ – площа сектора впадини, м²; $R = R_0 + 2r$ – радіус окружності виступів ротора м; R_0 – радіус основної окружності, м; r – радіус рухомого кола, утворюючого епі- і гіпоциклоїди, м.

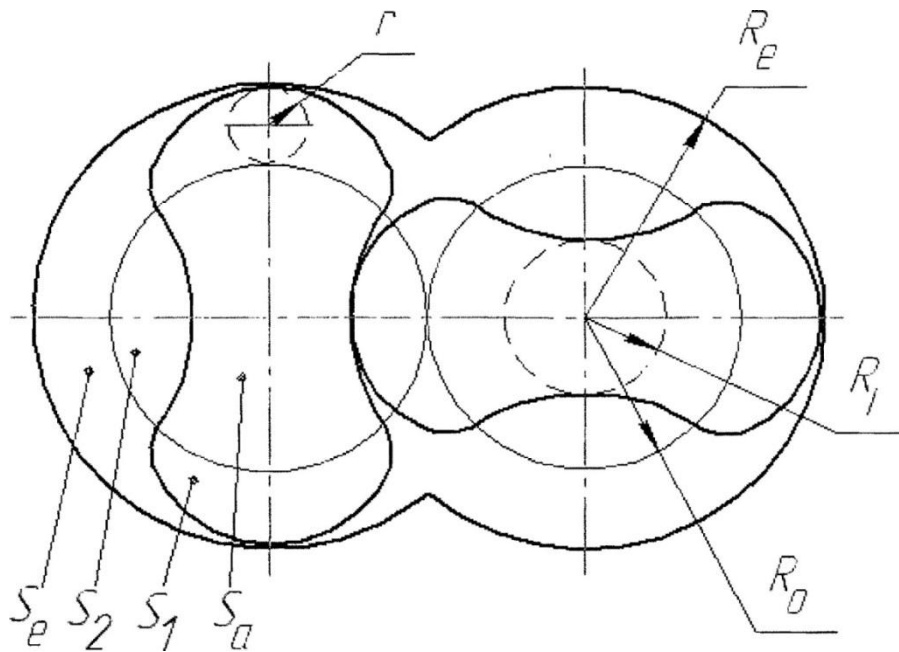


Рисунок 2.3 – Схема для розрахунку подачі двороторного вакуумного насоса

Після підстановки значень S_e, S_a, S_1, S_2 в вираз (2.3) і відповідних претворень для площі отримаємо

$$S = \frac{\pi \cdot R_e^2}{2} - \frac{\pi \cdot R_0^2}{2} - \pi \cdot r^2 \left(\frac{3R_0 + 2r}{R_0} \right) + \pi \cdot r^2 \left(\frac{3R_0 - 2r}{R_0} \right) = \frac{\pi(R_0 + 2r)^2}{2} - \frac{\pi \cdot R_0^2}{2} - \pi \times \\ \times r^2 \left(\frac{3R_0 + 2r}{R_0} \right) + \pi \cdot r^2 \left(\frac{3R_0 + 2r}{R_0} \right) = \frac{2\pi \cdot r}{R_0} (R_0^2 + R_0 \cdot r - 2R^2). \quad (2.4)$$

Для насоса з двозубовим ротором еквівалентна площа з врахуванням співвідношення $R_0 = 4r$, буде рівна

$$S = 9\pi \cdot r^2, \quad (2.5)$$

або

$$S = \frac{9}{16} \pi \cdot R_0^2. \quad (2.6)$$

Геометрична подача для двороторного насоса рівна

$$Q_\Gamma = 2 \cdot S \cdot L \cdot n, \quad (2.7)$$

де L – довжина робочої частини роторів, м; n – частота обертання, хв^{-1} .

Теоретична подача насоса, приведена до умов нагнітання, визначається залежністю:

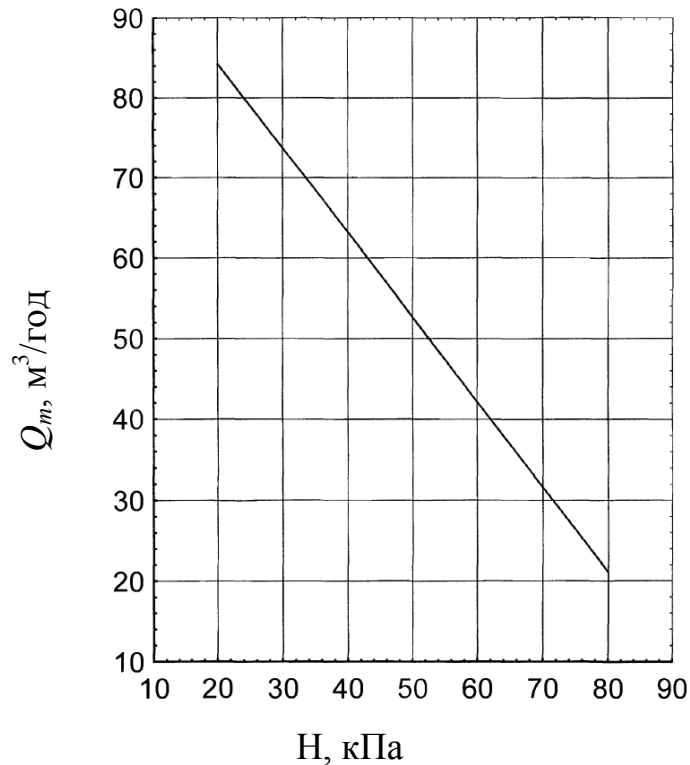
$$Q_T = 2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta P}{P_H} \right) \cdot S \cdot L \cdot n \cdot n_x, \quad (2.8)$$

або нарешті отримаємо

$$Q_T = \frac{9}{8} \pi \cdot R_0^2 \cdot z \cdot \left(1 - \frac{\Delta P}{P_H}\right) \cdot L \cdot n \cdot n_v, \quad (2.9)$$

де $\Delta P = P_H - P_e$ – середнє значення перепаду тиску на профілі ротора, Па; z – кількість зубів; η – коефіцієнт наповнення. Для насосів доїльних установок значення n_v можна прийняти 0,5...0,65 [45].

На рисункові 2.4 представлена залежність теоретичної подачі від вакууму.

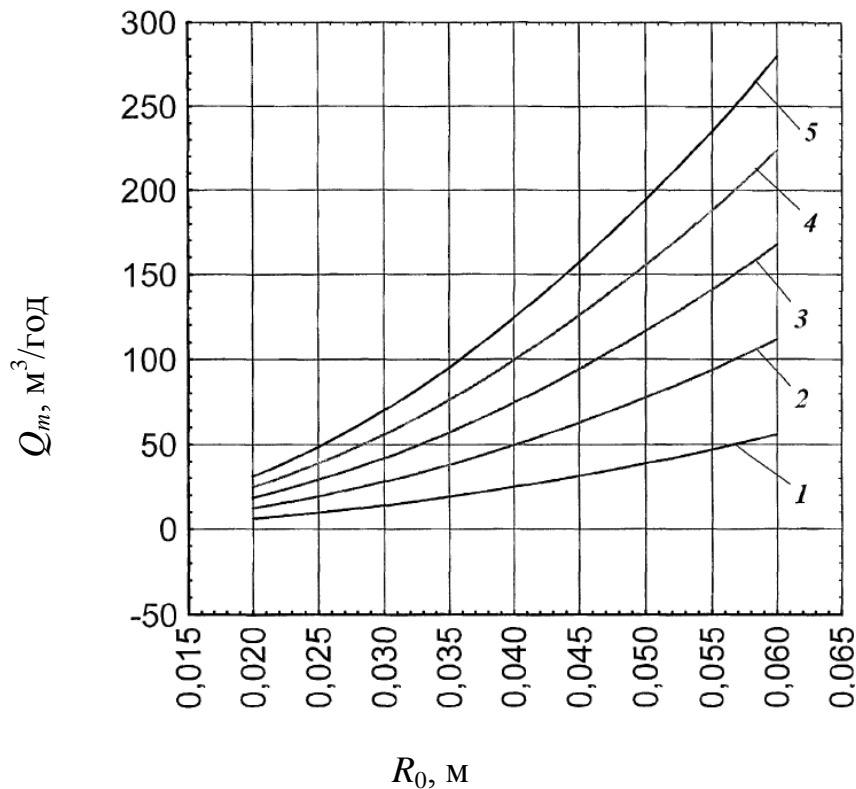


$$R_0 = 0,044 \text{ м}; L = 0,07 \text{ м}; n = 2820 \text{ хв}^{-1}.$$

Рисунок 2.4 – Залежність теоретичної подачі Q_m від вакууму H

На рисункові 2.5 представлені залежності теоретичної подачі від радіусу основної окружності.

Таким чином, на підставі отриманої залежності і наведеного графіка можна заздалегідь вибрати основні розміри роторів і досить точно розрахувати теоретичну подачу двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.



1) $L = 0,04$ м; 2) $L = 0,08$ м; 3) $L = 0,12$ м; 4) $L = 0,16$ м; 5) $L = 0,2$ м.

Рисунок 2.5 – Залежності теоретичної подачі Q_m від радіусу основної окружності R_0 .

2.3 Аналітичний метод визначення моменту опору і потрібної потужності двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів

Відомі теоретичні положення в літературних джерелах для визначення потужності або моменту опору насоса недостатньо відображають геометричні параметри вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів [45, 47].

Повну потужність, споживану двороторним вакуумним насосом можна визначити за формулою [32]:

$$N = N_i + N_{\text{мех}}, \quad (2.10)$$

де N_i – внутрішня (індикаторна) потужність двороторного вакуумного насоса, кВт; $N_{\text{мех}}$ – механічна потужність, кВт.

Застосування методики розрахунку потрібної потужності двороторного вакуумного насоса за допомогою індикаторної потужності ускладнює завдання з

розрахунку параметрів насоса. Тому визначення потрібної потужності доцільно проводити за допомогою силового методу, а саме шляхом розгляду перепаду тиску між окремими ділянками роторів.

Для визначення теоретичного моменту опору двороторного вакуумного насоса пропонується методика, за якою виводиться залежність для визначення середнього значення моменту опору M_c .

Для визначення моменту опору двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем, скористаємося методикою [10].

Розглянемо рисунки 2.6 і 2.7 для прямозубого ротора з центром O_1 в системі координат XO_1Y . Момент опору визначається із співвідношення

$$M_c = \Delta P \cdot L \left(\int_{y_1}^{y_2} y \cdot dy - \int_{x_1}^{x_2} x \cdot dx \right) = \Delta P \cdot L \left[\frac{1}{2} (y_2^2 - y_1^2) - \frac{1}{2} (x_2^2 - x_1^2) \right],$$

при тому, що

M_c – момент опору, Н·м; $x_1 = R_i$ – радіус окружності западини, м; $x_2 = R_0 \cdot \cos \alpha$, м; $y_1 = O_1c = R_0 \cdot \sin \alpha$, м; $y_2 = O_1d = R_e$ – радіус окружності виступів, м; $\Delta P = P_n - P_e$ – середнє значення перепаду тиску на профілі ротора, Па; P_n – тиск нагнітання, Па; P_e – тиск всмоктування, Па; L – довжина робочої частини ротора, м.

Момент опору розраховується по максимальному моменту опору.

Підставляючи у рівняння (2.12) значення x_1 ; x_2 ; y_1 ; y_2 і враховуючи, що для циклоїдального профілю справедливі співвідношення між радіусам $R_e = R_0 + 2r$ і $R_i = R_0 - 2r$, отримаємо наступну залежність для визначення моменту опору ротора:

$$\begin{aligned} M_c &= \frac{\Delta P \cdot L}{2} (R_e^2 - R_0^2 \cdot \cos^2 \alpha + R_i^2) \cdot n \\ &= \frac{\Delta P \cdot L}{2} [(R_0 + 2r)^2 - R_0^2 \cdot \cos^2 \alpha + (R_0 - 2r)^2] \cdot n \\ &= \frac{\Delta P \cdot L}{2} (R_0^2 + 4R_0 \cdot r + 4r^2 - R_0^2 \cdot \cos^2 \alpha + R_0^2 - 4R_0 \cdot r + 4r^2) \cdot n \\ &= \frac{\Delta P \cdot L}{2} (2R_0^2 + 8r^2 - R_0^2 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot n, \end{aligned}$$

де R_0 – радіус основної окружності, м; r – радіус окружності, що перекочується по основній окружності при профілюванні, м; n – ККД двороторного вакуумного насоса.

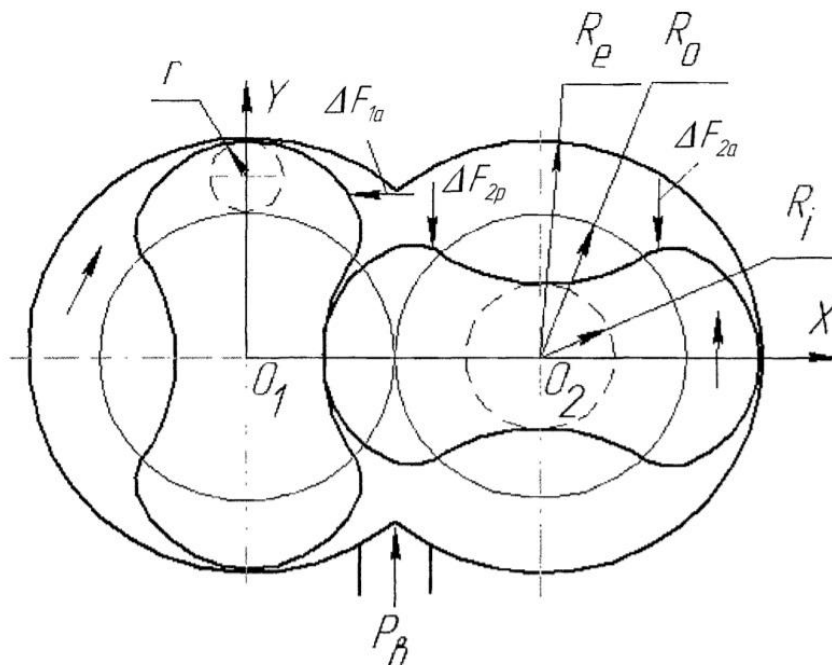


Рисунок 2.6 – Схема для визначення мінімального моменту опору « M_c »

Приймаючи до уваги, що для двозубого ротора $r = R_0/4$ після підстановки даного співвідношення в формулу (2.13) і відповідних перетворень отримаємо

$$M_c = \frac{\Delta P \cdot L}{2} \cdot R_0^2 \cdot (2,5 - \cos^2 \alpha) \cdot n . \quad (2.14)$$

Зауважимо, що в другому роторі, що обертається відносно центру O_2 , (рис. 2.6) момент опору $M_c = 0$, оскільки активні ΔF_{2a} і реактивні ΔF_{2p} сили взаємно врівноважені.

Споживану потужність двороторного вакуумного насоса можна визначити за формулою:

$$N_e = M_c \cdot \omega = \frac{\Delta P \cdot L}{2} R_0^2 (2.5 - \cos^2 \alpha) \cdot \omega \cdot n , \quad (2.15)$$

де ω – кутова швидкість, рад/с.

На рисунках 2.8 і 2.9 представлені теоретичні залежності споживаної потужності від вакууму і від радіусу основної окружності.

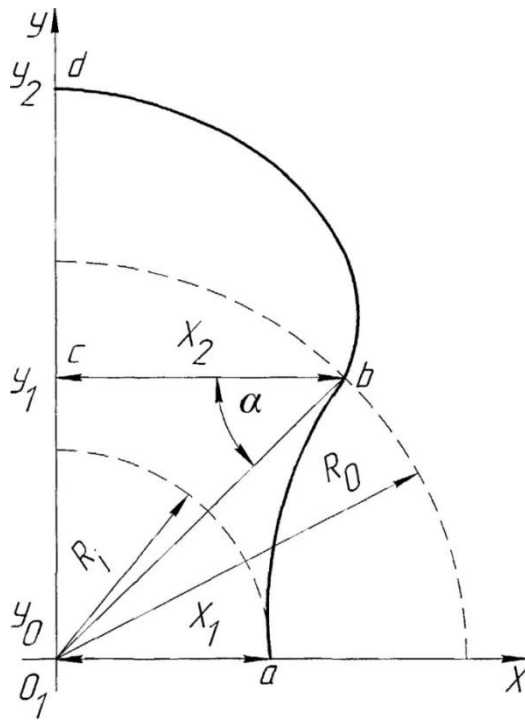
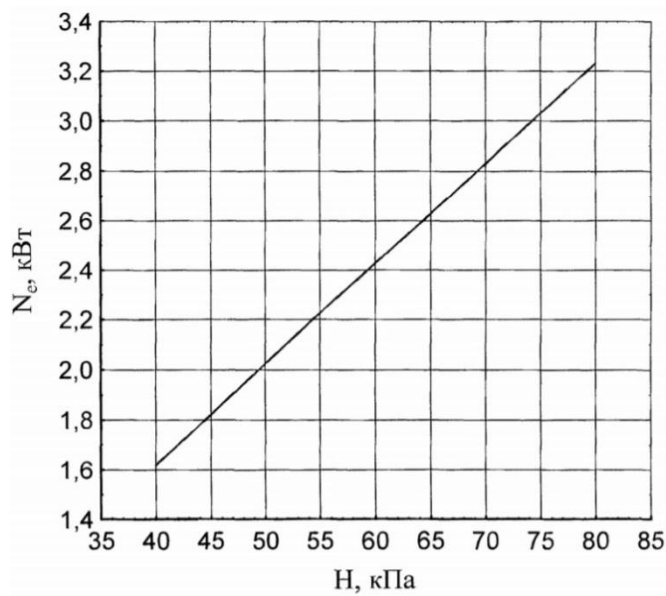


Рисунок 2.7 – Схема для визначенні максимального моменту опору



$$R_0 = 0,44 \text{ м}^2; L = 0,07 \text{ м}; \omega = 259,16 \text{ рад/с}$$

Рисунок 2.8 – Залежність теоретичної споживаної потужності N_e від вакууму H

Таким чином, на основі отриманих теоретичних залежностей і наведених графіків можна розрахувати момент опору і споживану потужність в залежності від геометричних параметрів R_0 при даних значеннях тиску всмоктування P_v і тиску нагнітання P_H .

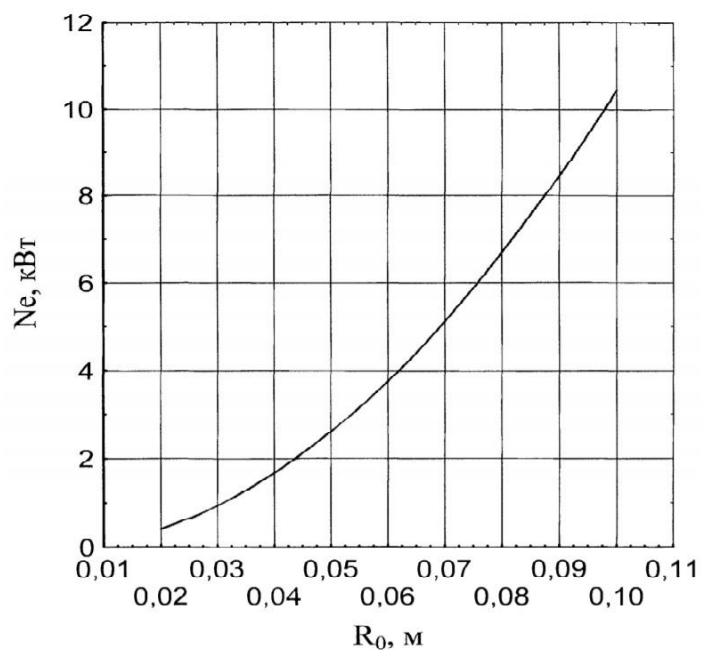


Рисунок 2.9 – Залежність теоретичної споживаної потужності N_e від радіусу основної окружності R_0

2.4 Висновки з розділу

В результаті проведених теоретичних досліджень встановлено, що корисний робочий об'єм у насосів з циклоїдним профілем роторів більше на 15% в порівнянні з насосами типу Rut's.

Розроблено теоретичну основу розрахунку і проектування двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів і випробувана технологія їх профілювання. Розроблено математичні моделі (2.9, 2.14, 2.15, 2.23), що дозволяють визначити подачу, момент опору, потужність і площу нагнітального вікна.

Для виявлення достовірності розрахункових параметрів необхідно провести експериментальні дослідження для визначення дійсного значення продуктивності, моменту опору, потрібної потужності, розмірів нагнітальних вікон ротора і колектора.

3 МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДВОРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

3.1 Програма експериментальних досліджень

Програма експериментальних досліджень передбачає наступні завдання:

1. Дослідження впливу конструктивних і технологічних параметрів двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів на його подачу, споживану потужність і температуру нагрівання газу що нагнітається і корпусу а саме: вплив вакууму на подачу, споживану потужність і температуру нагрівання повітря, газу що нагнітається і корпусу; вплив площі нагнітального вікна на подачу, споживану потужність і температуру нагрівання повітря, газу що нагнітається і корпусу; вплив умов режиму роботи двороторного вакуумного насоса з подачею і без подачі мастила в робочу камеру на його подачу, споживану потужність і температуру нагрівання повітря, газу що нагнітається і корпусу.

2. Обґрунтування розмірів площі нагнітального вікна двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.

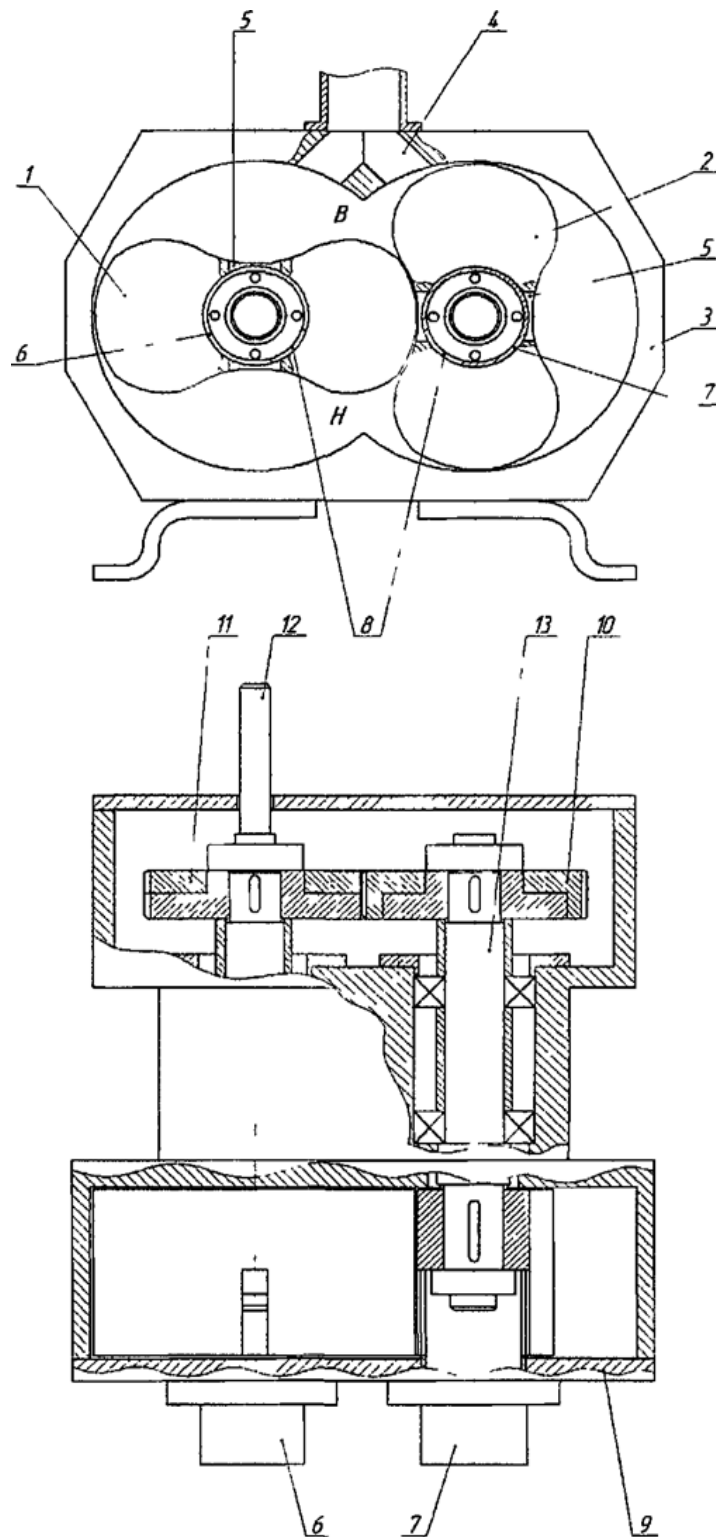
3. Визначення енергетичних параметрів роботи двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.

4. Визначення рівня створюваного шуму при роботі двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.

5. Визначення ефективності використання двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів в виробничих і лабораторних умовах.

3.2 Будова і принцип роботи дослідного двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів

Для дослідження був спроектований і виготовлений дослідний двороторний вакуумний насос з циклоїдним профілем роторів (рис. 3.1).

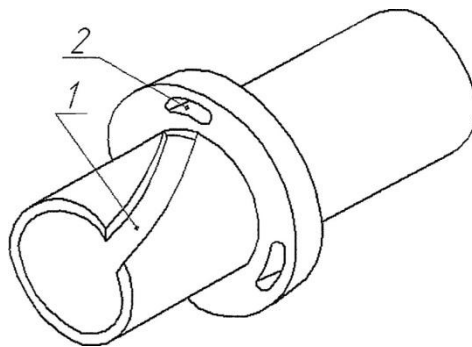


1 – ведучий циклоїдальний ротор; 2 – ведений циклоїдальний ротор;
 3 – корпус; 4 – всмоктувальне вікно; 5 – нагнітальне вікно; 6 і 7 – порожнисті
 колектори; 8 – випускне вікно; 9 – кришка; 10 – ведене зубчате колесо;
 11 – ведуче зубчате колесо; 12 – ведучий вал; 13 – ведений вал; В – порожнина
 всмоктування; Н – порожнина нагнітання

Рисунок 3.1 – Двороторний вакуумний насос з циклоїдальним профілем роторів

Двороторний вакуумний насос (рис. 3.1) складається із сталевому корпусу 3, двоконсольно розташованих валів: ведучого 12 і веденого 13, двох циклоїдальних роторів: ведучого 1 і веденого 2, всмоктуючого вікна 4, нагнітального вікна 5 ротора, порожнистих колекторів 6 і 7, вихлопного вікна 8, веденого 10 і провідного 11 зубчастих коліс, кришки 9. Принцип роботи насоса полягає в наступному при обертанні роторів 1 і 2 в зазначеному напрямку в порожнині всмоктування «В» відбувається розширення об'єму, в результаті чого засмоктується свіжа порція газу.

Для регулювання ступеня внутрішнього стиснення порожнистий колектор (рис. 3.2) виконаний поворотним і забезпечений фіксатором положення 2.



1 – випускне вікно; 2 – фіксатор положення для регулювання ступеня стиску

Рисунок 3.2 – Порожнистий колектор

3.3 Особливості виготовлення двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів

Ротори двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем виготовлялися на копіювально-шліфувальному верстаті зі сталі 30, поверхня якої анодована. Радіус основного кола дорівнює 44 мм, довжина робочої частини ротора 70 мм.

Порожнистий колектор виготовлений з бронзи. Площа випускного вікна колектора дорівнює 1505 мм².

Внутрішня і торцева поверхні корпусу насоса і кришки вакуумного насоса

виготовлялися на координатно-розточувальному верстаті зі сталі 30. Внутрішня поверхня виконана без спеціального покриття.

Всмоктувальне вікно в корпусі вакуумного насоса виконано по дотичній до основного кола, що призводить до зменшення опору обертанню роторів при всмоктуванні свіжої порції газу.

Консольне кріплення роторів спростило конструкцію і забезпечило доступність до вимірювання конструктивних параметрів.

Для усунення коливання роторів в механізмі синхронізації зубчасті пари виготовлені з двох складових.

Радіальні зазори і зазори між роторами становили 0,055 мм, а торцеві зазори 0,06 мм.

Проведена обкатка вакуумного насоса при малій частоті обертання і мінімальної подачі мастила в робочу камеру.

3.4 Опис експериментального стенду і методика дослідження двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів

Для дослідження двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів був розроблений і створений експериментальний стенд (рис. 3.3), структурно-функціональна схема, якого представлена на рисунку 3.4.

Експериментальний стенд складається з двороторного вакуумного насоса з електроприводом, закріпленого на станині і контрольно-вимірювальних апаратури. Вимірювальна апаратура вибрана з урахуванням прийнятої величини відносної помилки вимірювання.

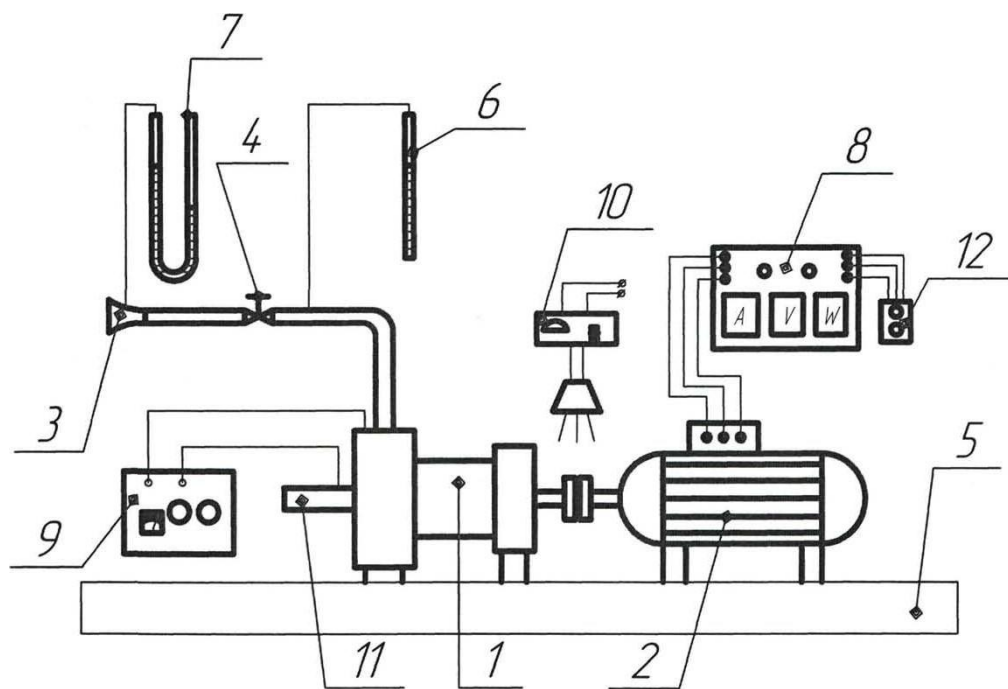
За допомогою даного стенду можна

- вимірювати: подачу вакуумного насоса; вакуум; частоту обертання ведучого вала; потужність і момент опору; температуру нагрівання газу в нагнітальному патрубку; температуру нагрівання корпусу вакуумного насоса;

- регулювати: подачу вакуумного насоса; вакуум; частоту обертання ведучого вала



Рисунок 3.3 – Експериментальний стенд



1 – двороторний вакуумний насос з циклоїдним профілем роторів;
 2 – електродвигун; 3 – сопло Лавалю; 4 – вентиль для регулювання вакууму;
 5 – станина; 6 – вакуумметр; 7 – прилад для вимірювання тиску; 8 – комплект
 вимірювальної апаратури К-51; 9 – електровимірювальні прилади (ПП-63);
 10 – строботаксметр 2ТСт-32-456; 11 – глушник; 12 – пульт управління
 Рисунок 3.4 – Структурно-функціональна схема експериментального стенду

Експериментальними дослідженнями вирішувалися два основних завдання:

а) перевірка достовірності теоретичних положень, встановлення взаємозв'язку з дійсними значеннями і отримання дослідних даних, необхідних для розрахунку насоса;

б) обґрунтування основних параметрів і режимів роботи вакуумного насоса.

Методика виробничих і лабораторних досліджень розглядає такі питання:

1. Визначення впливу конструктивних параметрів і режиму роботи на подачу і споживану потужність дворотного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.

2. Обґрунтування розмірів, площі і форми нагнітального вікна дворотного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.

3. Визначення температурного режиму роботи дворотного вакуумного насоса.

3.5 Планування експерименту по дослідженню дворотного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів

Експериментальна установка дозволяє досліджувати роботу дворотного вакуумного насоса при різних режимах. Для цього застосовується метод оптимального планування експерименту [4].

Кількість дослідів в повному двофакторному експерименті

$$N = 2^k + 2k + k_0, \quad (3.1)$$

де k – кількість факторів; k_0 – кількість центральних точок.

Всі фактори в ході повного факторного експерименту варіюють на двох рівнях, що відповідають значенням кодованих змінних «+1» і «-1». Таким чином, виходить система дослідів, що містить всі можливі неповторювані комбінації рівнів варіювання факторів. Функція відгуку в локальній області факторного простору з достатньою точністю описується рядом Тейлора. За функцію відгуку прийнята подача дворотного вакуумного насоса, яка вимірюється в м³/год.

Функція відгуку (Y) визначається за рівнянням

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_1x_2 + b_4x_1^2 + b_5x_2^2, \quad (3.2)$$

де Y – функція відгуку; $b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$ – оцінки коефіцієнтів регресії, які показують ступінь впливу факторів; x_1, x_2 – значення факторів.

Фактори, що впливають на подачу двороторного вакуумного насоса: вакуум, кПа – x_1 , площа нагнітаючого вікна, мм² – x_2 .

Межі зміни кожного фактора: вакуум – 40; 50; 60; 70; 80. кПа; площа нагнітального вікна – 1120; 1225; 1330; 1435; 1505 мм².

Експериментальні дослідження проводилися в лабораторних умовах при температурі навколишнього повітря + 20°C. Подачу вимірювали за допомогою сопла Лавалля. Величину вакууму регулювали вентилем і вимірювали чашковим ртутним вакуумметром. Площа нагнітального вікна, накресленого на папері, визначали планіметром.

Для проведення експерименту була складена матриця планування експерименту другого порядку. Вимірювання проводилися при п'ятикратній повторності.

Кодовані значення факторів, що входять в матрицю планування і є основою рівняння регресії [4], отримані за формулою кодування:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i,0}}{\Delta x_i},$$

де X_1 – безрозмірна величина, що варіюється від нижнього рівня «-1» до верхнього рівня «+1»; x_i – натуральне значення i -го фактора на верхньому і рівнях нижче; $x_{i,0}$ – натуральне значення i -го фактора на нульовому рівні; Δx_1 – інтервал варіювання i -го фактора;

Інтервал варіювання визначається через співвідношення:

$$\Delta x_i = \frac{x_i^b - x_i^n}{2} \quad (3.4)$$

де x_i^b і x_i^n – натуральні значення фактора на нижньому і верхньому рівнях.

Для кожної серії паралельних дослідів обчислимо середнє арифметичне значення функції відгуку:

$$Y_{cpj} = \frac{1}{K} \sum_{N_0=1}^K Y_{jN_0} \quad (j = 1, 2, 3 \dots N),$$

де K – число паралельних дослідів, проведених при однакових умовах (в нашому випадку $K = 2$); N_0 – число дослідів за прийнятою матрицею планування експерименту.

Оцінка дисперсії для кожної серії паралельних дослідів визначається з виразу:

$$S_j^2 = \frac{1}{K} \sum_{N_0=1}^K (Y_{jN_0} - Y_{cpj})^2 .$$

Перевірка відтворюваності дослідів виконується розрахунковим значенням критерію Кохрена:

$$G_p = \frac{S_{j \max}^2}{\sum_{j=1}^{N_0} S_j^2} ,$$

Величина G_p порівнюється з табличним значенням критерію Кохрена G [4].

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Експериментальне обґрунтування впливу площі нагнітального вікна і вакууму на подачу і споживану потужність двороторного вакуумного насоса

На рисунку 4.1 представлені залежності фактичної подачі двороторного вакуумного насоса від площі нагнітального вікна і вакууму при режимі роботи з подачею мастила в робочу камеру. На рисунках 4.2 і 4.3 представлені залежності фактичної подачі двороторного вакуумного насоса від площі нагнітального вікна і вакууму при режимі роботи без подачі мастила в робочу камеру.

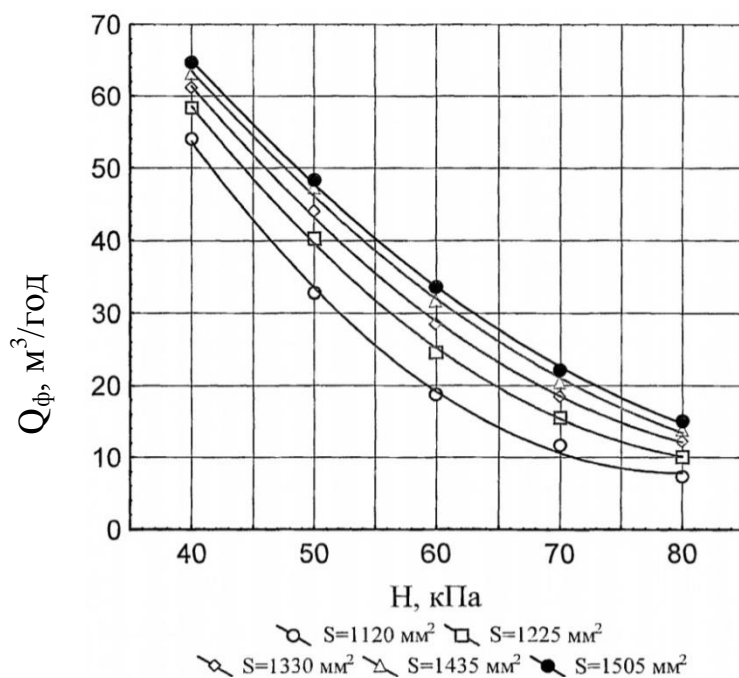


Рисунок 4.1 – Залежність фактичної подачі $Q_{ф}$ від площі нагнітального вікна S і вакууму H з подачею мастила в робочу камеру

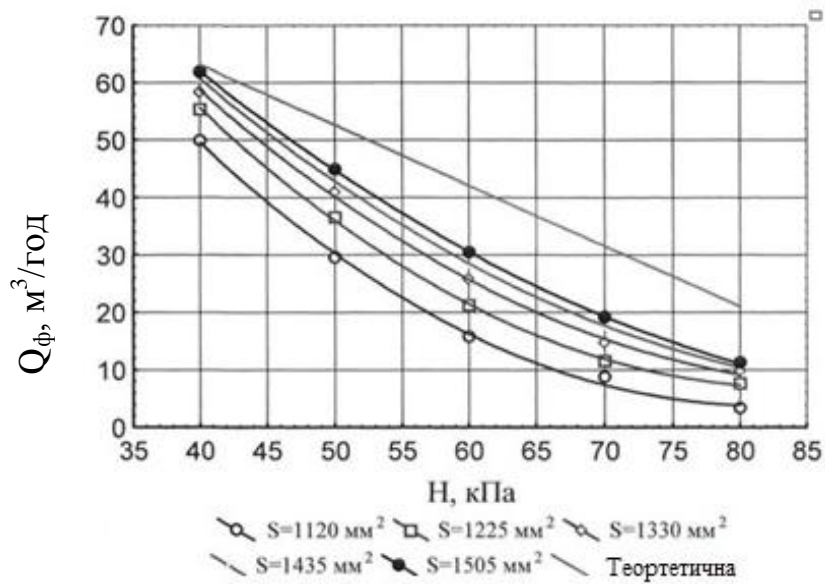
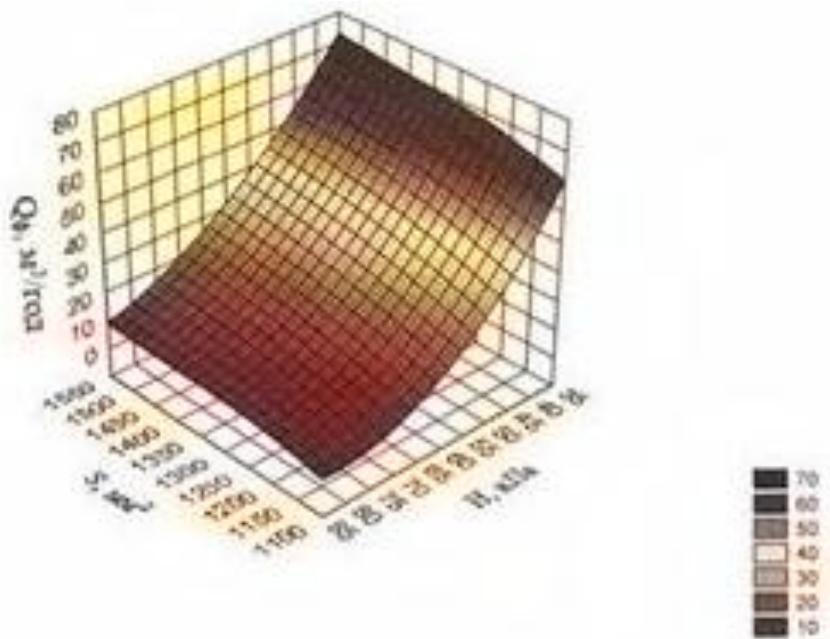


Рисунок 4.2 – Залежність фактичної подачі Q_{ϕ} від площі нагнітального вікна S і вакууму H без подачі мастила в робочу камеру



$$Q = 22,75 + 0,18 \cdot S - 3,3 \cdot H - 0,00032 \cdot S \cdot H - 0,00005 \cdot S^2 + 0,021 \cdot H^2$$

Рисунок 4.3 – Залежність фактичної подачі Q_{ϕ} від площі нагнітального вікна S і вакууму H без подачі мастила в робочу камеру

Аналізуючи характер зміни подачі, слід зазначити, що з збільшенням площі нагнітального вікна і зниженням вакууму подача вакуумного насоса збільшується.

На рисунку 4.4 представлені залежності споживаної потужності

двороторного вакуумного насоса від площі нагнітального вікна і вакууму при режимі роботи з подачею мастила в робочу камеру.

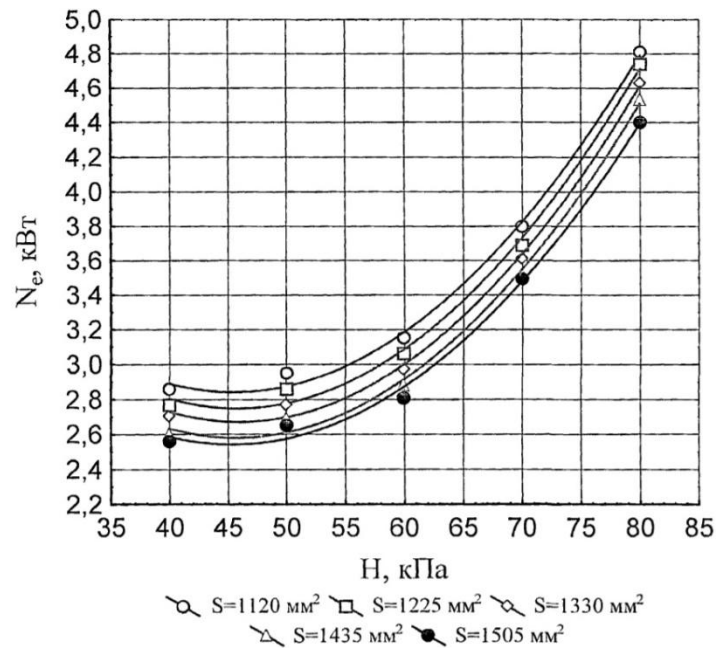


Рисунок 4.4 – Залежність споживаної потужності N_e від площі нагнітального вікна S і вакууму H з подачею мастила в робочу камеру

На рисунках 4.5 і 4.6 представлені залежності споживаної потужності двороторного вакуумного насоса від площі нагнітального вікна і вакууму при режимі роботи без подачі мастила в робочу камеру

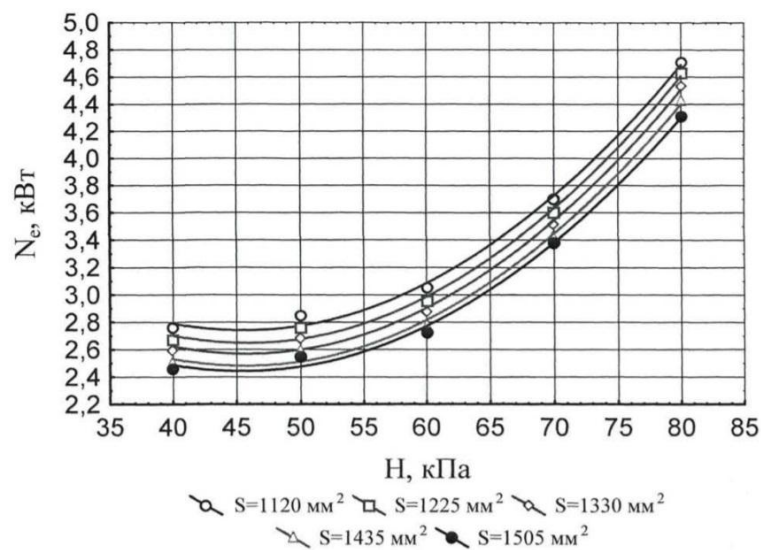
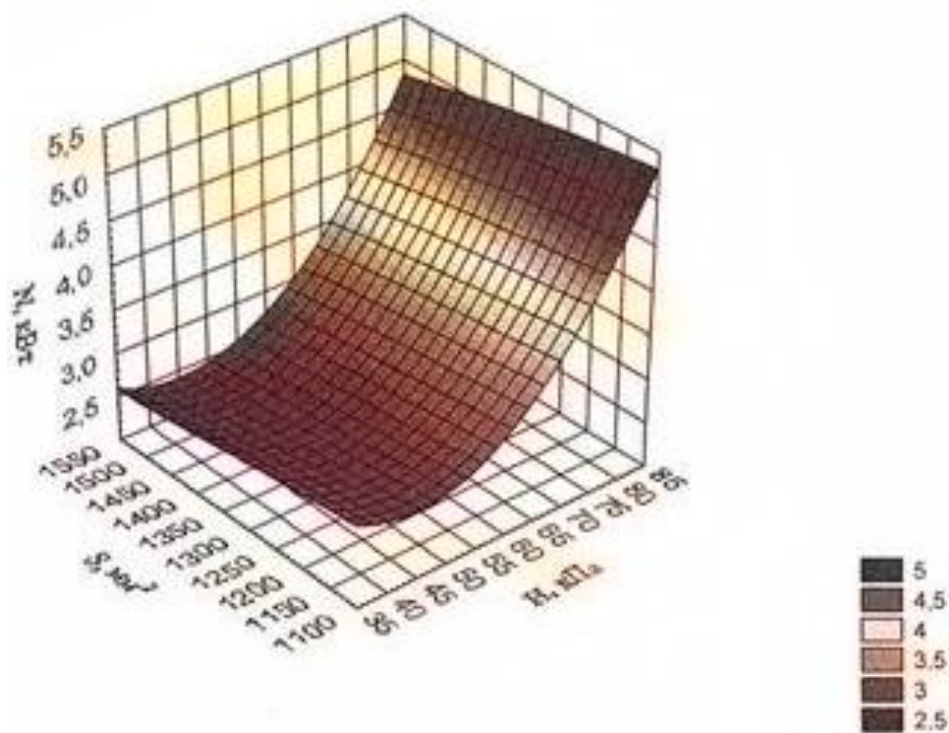


Рисунок 4.5 – Залежність споживаної потужності N_e від площі нагнітального вікна S і вакууму H без подачі мастила в робочу камеру



$$N = 1,56 + 0,047 \cdot H - 0,00086 \cdot S$$

Рисунок 4.6 – Залежність споживаної потужності N_e від площі нагнітального вікна S і вакууму H без подачі мастила в робочу камеру

Аналізуючи дані залежності, слід зазначити, що зі збільшенням площі нагнітального вікна і зниженням вакууму споживана потужність вакуумного насоса зменшується.

4.2 Вплив фактичного подання на коефіцієнт наповнення

Ефективність насоса пов'язана з обсягом перетоків газу через щілини. Кількість перетоків, в свою чергу, можна оцінити коефіцієнтом наповнення, який визначається за формулою:

$$n_v = \frac{Q_\phi}{Q_T}, \quad (4.1)$$

де Q_ϕ – фактична подача, $\text{м}^3/\text{год}$; Q_T – теоретична подача, $\text{м}^3/\text{год}$.

Залежність коефіцієнта наповнення від фактичної подачі представлена на рисунку 4.7.

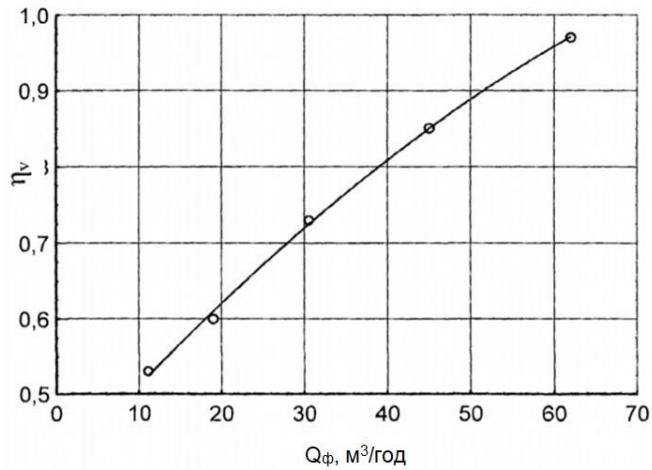


Рисунок 4.7 – Залежність коефіцієнта наповнення від фактичної подачі

Як видно із залежності зі збільшенням фактичної продуктивності коефіцієнт наповнення збільшується.

4.3 Вплив площі нагнітального вікна на подачу, споживану потужність і температуру нагрівання повітря, що нагнітається газу і корпусу вакуумного насоса при номінальному вакуумі 50 кПа

На рисунку 4.8 представлена залежність фактичної подачі від площі нагнітального вікна.

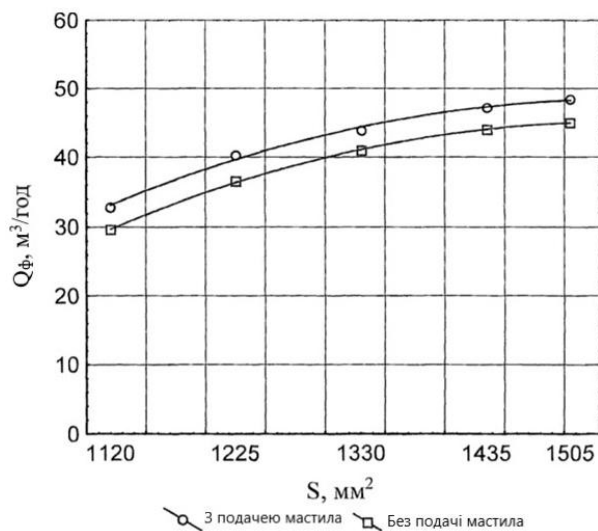


Рисунок 4.8 – Залежність фактичної подачі від площі нагнітального вікна

Зі збільшенням площі нагнітаючого вікна подача двороторного вакуумного насоса збільшується. За умови мащення подача збільшується більш значно. Це

пояснюється тим, що щілини між роторами, а також ротором і корпусом ущільнюються, відсутні перетікання газу з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування.

На рисунку 4.9 представлена залежність споживаної потужності від площі нагнітального вікна.

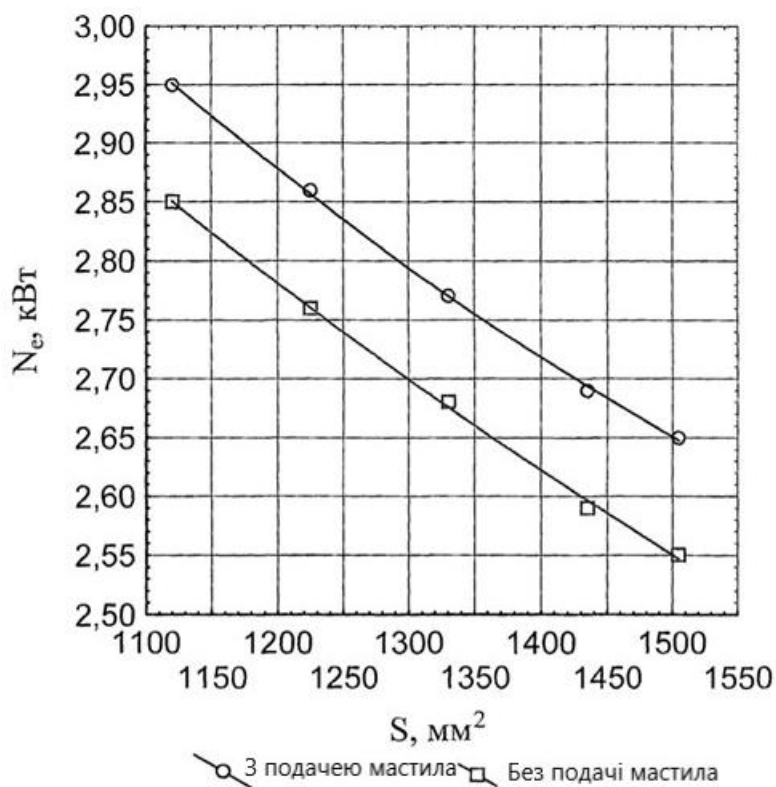


Рисунок 4.9 – Залежність споживаної потужності від площі нагнітального

Зі збільшенням площі нагнітального вікна споживана потужність двороторного вакуумного насоса зменшується. Це пояснюється тим, що зі зменшенням нагнітального вікна, потрібно більше потужності на стиснення газу, що нагнітається. При подачі мастила в робочу камеру також збільшується споживана потужність через збільшення гідравлічного опору.

На рисунку 4.10 представлені залежності температури газу, що нагнітається і температури нагріву корпусу двороторного вакуумного насоса від площі нагнітального вікна.

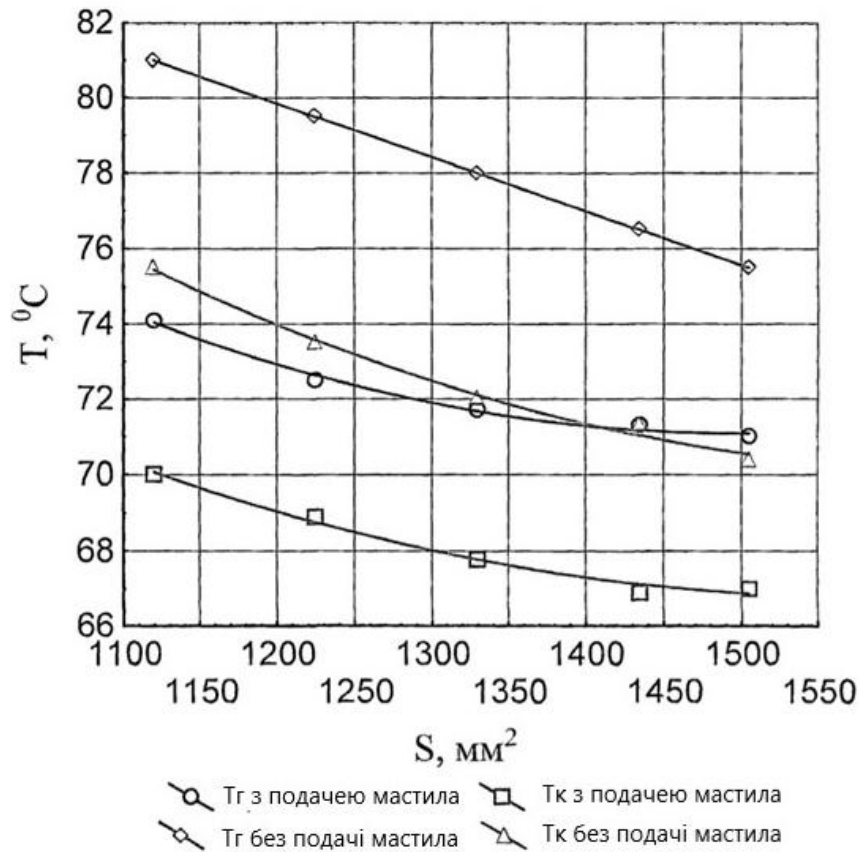


Рисунок 4.10 – Залежність температури нагріву газу що нагнітається і корпусу від площі нагнітального вікна

Аналізуючи ці залежності, можна відзначити, що чим більше нагнітальне вікно, тим менше стиснення газу і тим менше нагрівається газ що нагнітається. Умови мащення також впливають на температуру газу, що нагнітається: при мащенні температура газу, що нагнітається знижується. Відведення тепла в атмосферу відбувається в газорідній суміші.

4.4 Вплив вакууму на подачу і споживану потужність двороторного вакуумного насоса

На рисунку 4.11 представлена залежність подачі від вакууму при різних режимах роботи. При мащенні подача збільшується в середньому на 10%. Наведені залежності для вакуумного насоса мають регресний характер.

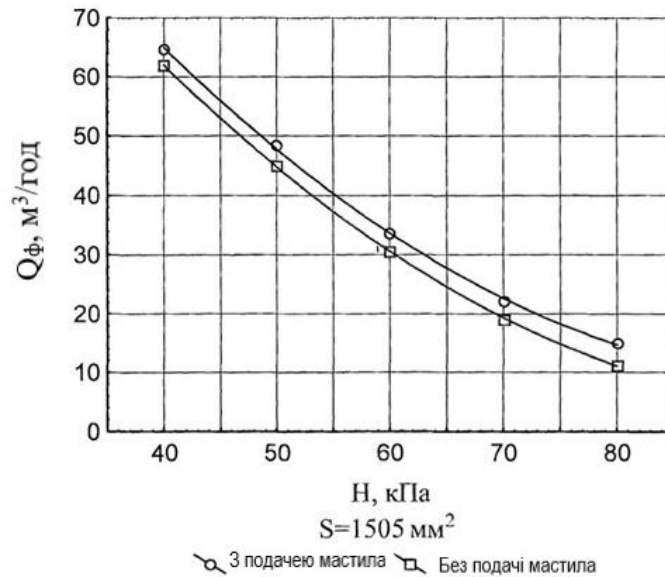


Рисунок 4.11 – Залежність фактичної подачі від вакууму

Зі збільшенням розрідження на подачу насоса, приведену до умов нагнітання, чинить все більший вплив шкідливий об'єм і перетікання газу з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування. Тому з метою підвищення подачі насоса дуже важливо знизити, як перетікання газу, так і шкідливий об'єм.

Залежність потрібної потужності від вакууму представлена на рисунку 4.12. Із зростанням розрідження спостерігається збільшення потужності. Така зміна відбувається внаслідок підвищення перепаду тиску між порожниною нагнітання і всмоктування.

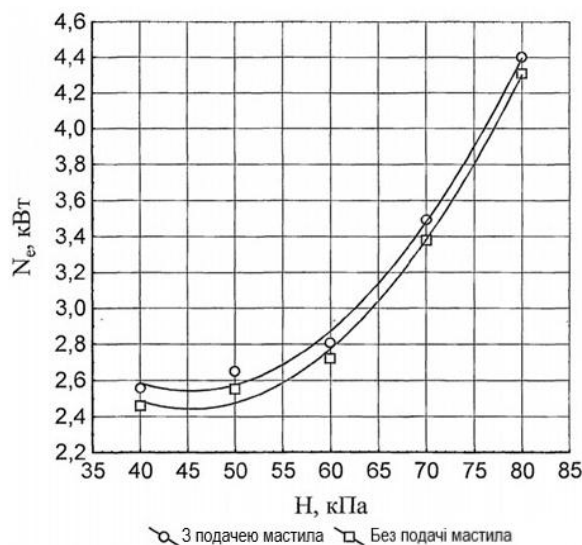


Рисунок 4.12 – Залежність споживаної потужності від вакууму

4.5 Залежність температури нагріву газу що нагнітається і корпусу від вакууму

При експериментальному дослідженні було виявлено, що температура нагріву корпусу в середньому на 5°C нижче, ніж температура нагрівання газу, що нагнітається. Це пов'язано з тим, що охолодження корпусу вакуумного насоса здійснюється шляхом теплообміну з навколишнім середовищем. Результати експериментальних досліджень температури нагрівання газу, що нагнітається і температури нагріву корпусу при різних режимах роботи представлені на рисунку 4.13.

З залежностей видно, що за умови мащення температура нагріву газу, що нагнітається і корпусу вакуумного насоса зменшується, пояснюється це тим, що масло, яке знаходиться в робочій камері, відводить тепло в атмосферу в пароподібному стані.

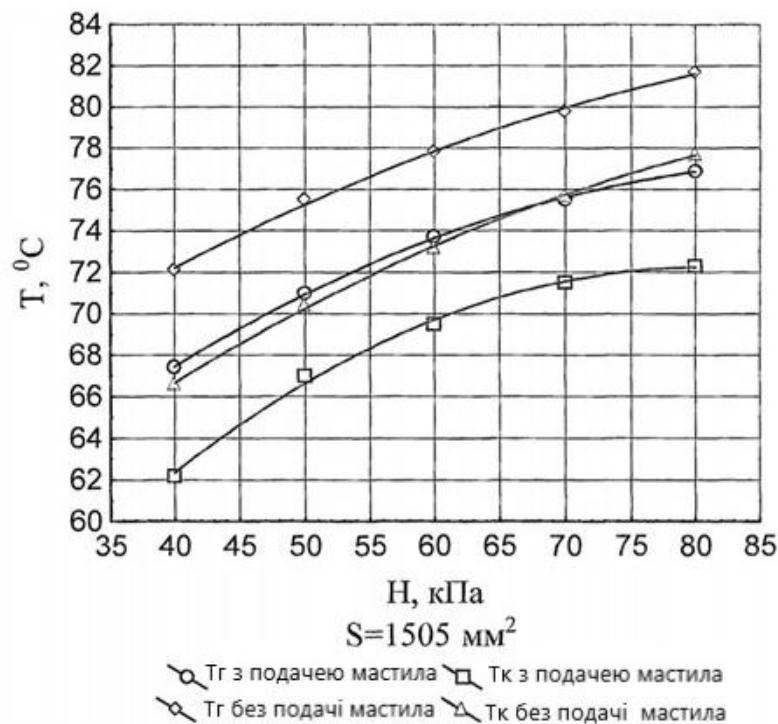


Рисунок 4.13 – Залежність температури нагріву газу, що нагнітається і корпусу від вакууму

Також при збільшенні вакууму спостерігається збільшення температури

нагріву газу, що нагнітається і корпусу вакуумного насоса, що пов'язано зі збільшенням перепаду тиску між порожниною всмоктування і нагнітання.

4.6 Вплив подачі вакуумного насоса і площі нагнітального вікна на швидкість газу, що нагнітається

Швидкість газу, що нагнітається є одним з параметрів вакуумного насоса, за яким можна судити про втрати енергії в порожнині нагнітання.

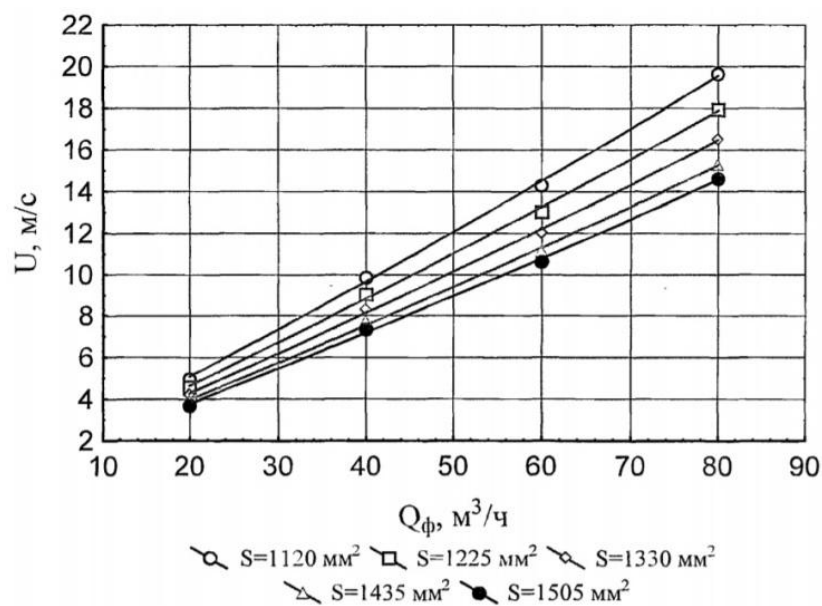


Рисунок 4.14 – Залежність швидкості газу, що нагнітається від фактичної подачі вакуумного насоса

Як видно з рисунка 4.14, чим більша подача вакуумного насоса, тим більша швидкість газу, що нагнітається.

Також з рисунка 4.15 видно, що чим більше площа нагнітального вікна, тим менше швидкість газу, що нагнітається. Що необхідно враховувати при проектуванні вакуумного насоса.

Таким чином, на підставі рисунка 4.15 можна вибрати необхідні розміри нагнітального вікна.

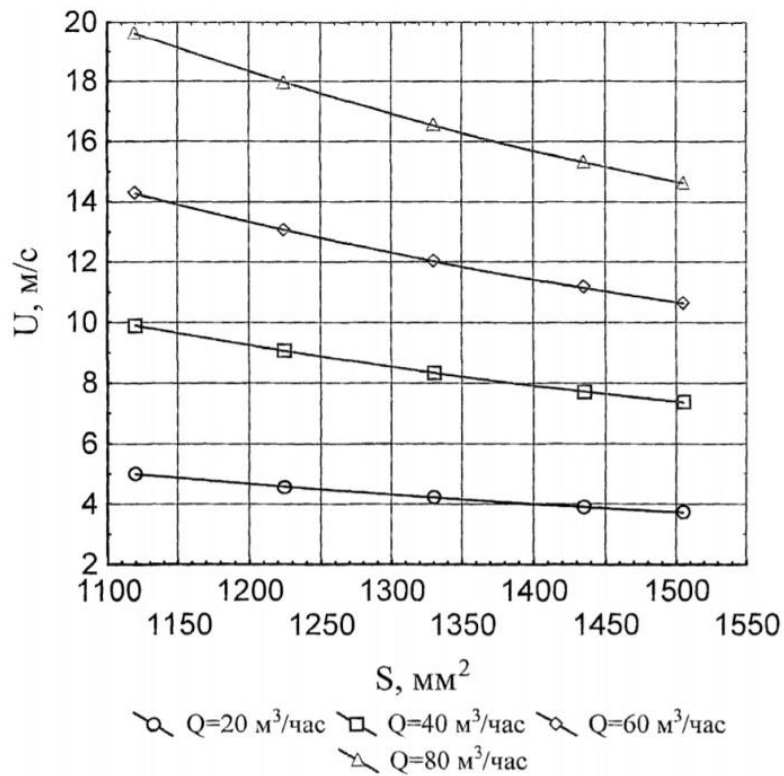


Рисунок 4.15 – Залежність швидкості газу в нагнітальному вікні від площі нагнітаючого вікна

4.7 Аналіз впливу вакууму на питому потужність двороторного вакуумного насоса

Одним з основних параметрів двороторного вакуумного насоса також є питома потужність, яка визначається за наступною формулою:

$$q_{\text{пит}} = \frac{N_e}{Q_{\phi}}, \quad (4.2)$$

де N_e - споживана потужність двороторного вакуумного насоса, Вт; Q_{ϕ} - фактична подача вакуумного насоса, м³/год.

Залежність питомої потужності від вакууму представлена на рисунку 4.16.

Експериментальні дослідження показали, що двороторний вакуумний насос з циклоїдним профілем роторів при вакуумі 50 кПа має порівняно невисоку питому потужність, яка становить 0,054...0,056 кВт·год/м³.

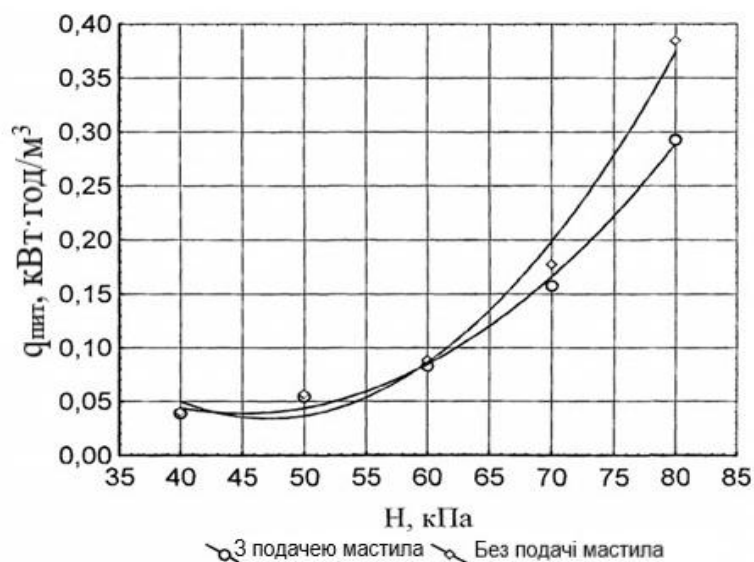


Рисунок 4.16 – Залежність питомої потужності від величини вакууму

Порівняльна технічна характеристика вакуумних насосів представлена в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Технічна характеристика вакуумних насосів

№	Вакуумний насос	Подача, м ³ /год	Питома потужність q_{vd} , кВт·год/м ³
1.	Експериментальний вакуумний насос (з подачею мастила в робочу камеру)	45	0,054
2.	Експериментальний вакуумний насос (без подачі мастила в робочу камеру)	45	0,056
3.	УВД-10.000.1	60	0,066
4.	УВД-10.000.2	45	0,088

4.8 Вплив відстані від джерела шуму до об'єкта

На рисунку 4.17 представлена залежність рівня шуму від відстані до об'єкта.

З рисунка видно, що характеристика має спадну залежність, що цілком закономірно: чим далі знаходиться об'єкт від двороторного вакуумного насоса, тим менше рівень шуму. Умови відкритого приміщення, приміщення закритого легкими дерев'яними дверима і приміщення зі звукоізоляційними дверима також впливають на рівень шуму. З рисунка 4.17 видно, що при закритому приміщенні з легкими дерев'яними дверима рівень шуму знижується в середньому на 6%, і

відстань від джерела шуму до об'єкта має незначний вплив.

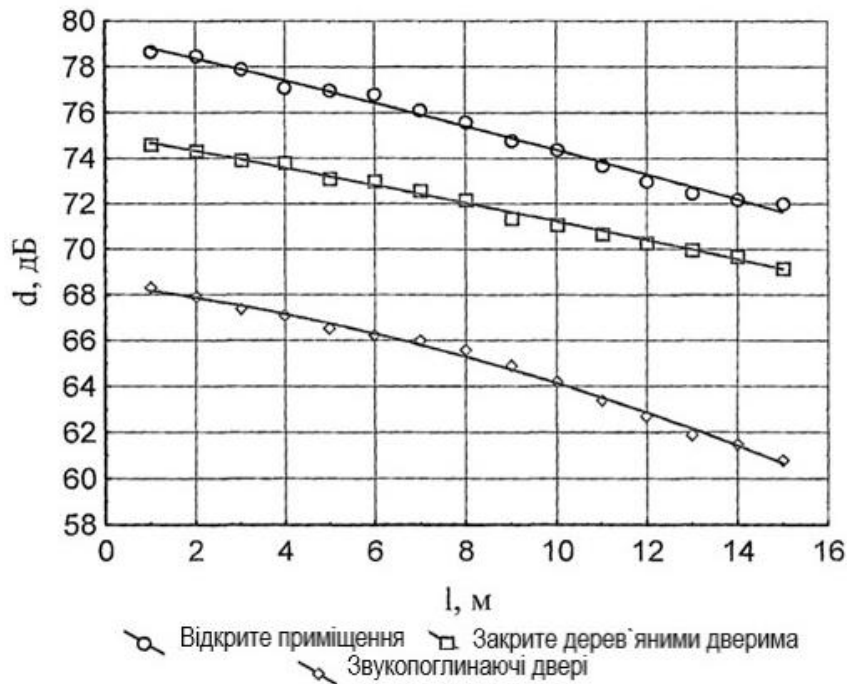


Рисунок 4.17 – Залежність рівня шуму від відстані до об'єкта

Значний вплив на зниження рівня шуму в об'єкті може надати розміщення джерела в окремому приміщенні з звукоізоляційними дверима, які дозволять знизити рівень шуму в середньому на 15,5%.

4.9 Висновки з розділу

Проведені експериментальні дослідження показали, що двороторний вакуумний насос з циклоїдним профілем роторів при вакуумі 50 кПа і продуктивності $45 \text{ м}^3/\text{год}$ має порівняно невисоку питому потужність яка становить: $0,054 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$ - при режимі роботи з подачею мастила в робочу камеру і $0,056 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$ - при режимі роботи без подачі мастила в робочу камеру, в порівнянні з шестерним насосом, у якого питома потужність при продуктивності $90 \text{ м}^3/\text{год}$ складає $0,055 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$, а у УВД-10.000.1 і УВД-10.000.2 питома потужність дорівнює $0,088$ і $0,066 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$ відповідно.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Дослідження шкідливих і небезпечних факторів при машинному доїнні

«Згідно Закону України «Про охорону праці» (редакція від 14.08.2021) охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності».

«Згідно наказу ДСТУ 2293:2014 (Охорона праці. Терміни та визначення основних понять):

Виробничий ризик – імовірність ушкодження здоров'я працівника в процесі трудової діяльності, нанесення шкоди майну, навколишньому середовищу, яку зумовлено шкідливістю та/чи небезпечністю виробничих і технологічних процесів.

Небезпечний виробничий чинник – виробничий чинник, вплив якого на людину призводить до травм, погіршення здоров'я чи смерті.

Шкідливий виробничий чинник – виробничий чинник, вплив якого на людину може призвести до захворювання, зниження працездатності та/чи негативного впливу на здоров'я нащадків. Залежно від кількісної характеристики (рівня, концентрації тощо) і тривалості впливу шкідливий виробничий чинник може стати небезпечним».

«Потенційні небезпеки та шкідливості при машинному доїнні є: 1

1. Інфекційні хвороби тварин.
2. Необхідність контактувати з норовливими, роздратованими, неспокійними тваринами.
3. Перевищення гранично допустимих норм піднімання і переміщення вантажів.

4. Використання інструменту, інвентарю і пристосування не за призначенням.

5. Несправний технічний стан обладнання (доїльних апаратів та ін.).

6. Високі рівні шуму від голодних тварин під час роздавання кормів».

«Кваліфікаційні вимоги до оператора машинного доїння: професійно-технічна освіта; підвищення кваліфікації; стаж роботи за професією оператора машинного доїння кожного попереднього (починаючи з 3-го) розряду – не менше 1 року».

«Небезпечні та шкідливі виробничі чинники під час машинного доїння наступні:

– під час підготування вимені до доїння у тварин виникають неприємні відчуття, зумовлені механічними і температурними подразниками (сильне натискання, занадто гаряча чи холодна вода тощо), що призводить до їх роздратування;

– підлога станків доїльних установок нерівна, без твердого покриття і ухилу для стікання води від станків;

– порушення правил електробезпеки під час монтування і експлуатації електроприводів доїльних установок;

– наявність дефектів і пошкоджень гумових деталей доїльних апаратів;

– слизькість підлоги у доїльній залі;

– накопичення збудників хвороб у доїльному приміщенні».

«Небезпечні дії працівників:

– застосування грубої сили і биття під час привчання корів до машинного доїння;

– роздавання кормів під час доїння корів;

– на час доїння неспокійних корів їм не фіксують задні ноги.

– доїльну залу (молочне відділення) після закінчення робіт не прибирають, не миють та не провітрюють;

- стіни і підлогу доїльної зали не дезінфікують з належною періодичністю;
- нетелів заздалегідь до отелення не привчають до скотопрогонів, доїльного залу і шуму доїльних апаратів під їх роботи;
- не дотримуються всіх вимог експлуатаційної документації на доїльні установки».

«Небезпечні ситуації:

- перебування працівника у небезпечній зоні біля роздратованої (неспокійної) тварини;
- порушення електроізоляції електроприводів доїльних установок через підвищений рівень вологості у повітрі;
- потрапляння до організму працівника збудників хвороб;
- загроза падіння на слизькій підлозі оператора машинного доїння».

«Окрім оператора машинного доїння доїльну установку обслуговують й техніки, які безпосередньо контактують із силовими агрегатами, такими як вакуум-силова установка».

«До механічних видів небезпек відносяться:

- пошкодження в результаті доторку до рухомих деталей, таких як приводні ремені, муфти, вали;
- пошкодження через наявність гострих кутів і ріжучих крайок, шорстких поверхонь, виступаючих частин, наприклад деталі з листового металу, від'єднання труби;
- втягування у вакуумну систему сторонніх предметів;
- викид фрагментів і частинок деталей в результаті руйнування однієї з внутрішніх деталей насоса, вакуумної системи;
- викид фрагментів і частинок деталей в результаті вибуху насоса, вакуумної системи внаслідок підвищення тиску з причини:
 - а) неправильного напрямку обертання ротора;
 - б) засмічення або звуження трубопроводу на виході з насоса;

в) несправностей на впуску газу в насос, вакуумну систему;

г) механічного пошкодження складових елементів;

д) зворотного ходу насоса після його виключення під дією вакууму;

– втрата стійкості в результаті встановлення або зняття комплектуючих деталей;

– втрата стійкості під час транспортування;

– втрата стійкості під час підйому через несправні підйомні пристрої;

– ковзання, втрата стійкості і падіння через витікання масла з насоса».

«До електричних видів небезпек відносяться:

– пряме і непряме зіткнення з струмоведучими деталями, що перебувають під напругою;

– статичну напругу;

– зовнішні впливи на електрообладнання».

«До термічної небезпеки відносяться:

– опіки, викликані зіткненням з гарячими поверхнями;

– обварювання, що викликається зіткненням з гарячими експлуатаційними матеріалами».

«Небезпека, що викликається шумом призводить до:

– тривалого пошкодження слуху (втрату гостроти слуху);

– дзвону у вухах;

– стомлюваності, стресу та ін.;

– інші наслідки, наприклад порушення рівноваги, ослаблення уваги».

«Вібрація, що виникає при роботі насоса, може викликати розлади неврологічного характеру, а також серцево-судинні та інші захворювання».

«Види небезпек, що виникають внаслідок нехтування принципами ергономіки вакуум-силових установок:

– відсутність огорож для захисту обслуговуючого персоналу;

– помилки в діях обслуговуючого персоналу через неправильне розташування приладів управління та інструментів;

– неправильне під'єднання насоса до системи, з якої виробляється відкачка».

«Види небезпек, що виникають у зв'язку з відключенням електропостачання, виходом з ладу деталей вакуумного насоса або іншими функціональними неполадками:

– відключення електропостачання (несанкціонована зупинка);

– вихід з ладу центральної системи управління (несподіваний пуск);

– вихід з ладу деталей насоса, вакуумної системи».

«Види небезпек, що виникають у зв'язку з проведенням заходів з безпеки та прийняттям заходів обережності:

– мимовільний пуск насоса після його відключення в результаті несправності;

– збій в програмі;

– вихід з ладу комп'ютерного обладнання».

5.2 Вимоги та заходи щодо безпеки для розробленої вакуум-силової установки

«Механічна безпека. Для захисту від дотику до рухомих деталей насоса встановлюють захисну огорожу і / або запобіжний пристрій згідно з EN ISO 12100:2010 (DIN EN ISO 12100).

Захисна огорожа вважається придатною, якщо запобігає контакт з рухомими деталями насоса. Для перевірки достатності відстані від небезпечних частин насоса слід використовувати щуп доступності відповідно до EN ISO 12100:2010 (DIN EN ISO 12100).

Захисні огороження і запобіжні пристрої повинні відповідати таким вимогам:

- мати стійку конструкцію;
- не викликати додаткового ризику отримання травм;
- не бути легко зігнорованими або усуненими обслуговуючим персоналом;
- бути розташованими на достатній відстані від небезпечної зони;
- представляти собою мінімальні перешкоди для спостереження за роботою насоса;
- дозволяти виконувати роботу з налагодження насоса, вакуумної системи, а також з поточного обслуговування шляхом обмеження доступу тільки до тих ділянок, де повинна бути проведена робота, по можливості без демонтажу захисних огорожень і запобіжних пристроїв.

Доступні частини насоса, вакуумної системи не повинні мати ріжучих крайок, гострих кутів і шорстких поверхонь, здатних завдати травму обслуговуючому персоналу. Для запобігання травм необхідно на краях листів металу видалити задирки, краї відбортувати або закруглити.

Якщо постійну захисну огорожу можна встановити тільки після остаточної установки і підключення насоса, вакуумної системи, то необхідно передбачити тимчасовий захисний пристрій, який виключає попадання сторонніх предметів в насос (наприклад глухий фланець на вхідному патрубку, якщо є інший доступ до механічної частини насоса).

Деталі насоса, вакуумної системи повинні мати достатню міцність протягом усього терміну експлуатації насоса, вакуумної системи.

Якщо не можна виключити небезпеку руйнування насоса, вакуумної системи, то в цих місцях необхідно встановити захисні огороження з метою запобігання від викидаються фрагментів і частинок деталей.

Конструкція насоса, вакуумної системи повинна запобігати забивання і звуження трубопроводів внаслідок накопичення відкладень відкачуваних речовин. Конструкція насоса, вакуумної системи повинна містити елементи, що дозволяють виконувати його розбирання і чистку.

Вихідні фільтри насоса, вакуумної системи повинні мати достатньою ємністю з тим, щоб насос міг надійно працювати в режимі максимальної продуктивності.

Насос, вакуумна система повинні забезпечувати запобігання підвищення робочого тиску вище максимально допустимого в разі заповнення або забивання фільтра.

Якщо в процесі роботи неможливо запобігти утворенню відкладень в вихідній трубі насоса, вакуумної системи, то необхідно встановити пристрій контролю тиску або запобіжний клапан.

Для виключення виникнення несправностей на впуску газу в насос, вакуумну систему необхідно встановлювати дублюючі запобіжні пристрої, такі як затвор, клапан і т.д.

Конструкція насоса, вакуумної системи повинна передбачати наявність відсічних механічних пристроїв для запобігання зворотного ходу насоса після його відключення.

Конструкція насоса повинна забезпечувати достатню стійкість при експлуатації і поза експлуатації, під час поломок його окремих частин, які можна було заздалегідь передбачити, а також під час випробувань.

Випробування насоса на стійкість. Додаткове або стикувальне обладнання споживача не повинно погіршувати стійкості насоса.

Якщо вимоги випробувань насоса на стійкість не виконуються, то потрібно передбачити пристрій, що забезпечує необхідну стійкість насоса

Необхідно встановити або описати в супровідних експлуатаційних документах по ГОСТ 2.601 (далі - керівництві з експлуатації) пристрої, призначені для безопарного транспортування насоса.

В якості підйомних пристроїв можуть використовуватися ручки, рим-болти, петлі або консолі і т.д.

Для виключення втрати стійкості насоса під час підйому при транспортуванні підйомні пристрої повинні бути перевірені, випробувані і

відповідати вимогам, встановленим у нормативних документах на пристрої конкретного виду.

За допомогою застосування пасток, фільтрів і т.д. необхідно звести до мінімуму можливість витоку масла з насоса.

Електрична безпека. Вимоги до електроустаткування:

- електрообладнання вакуумного насоса – по ДСТУ EN 60204-1:2015;
- конструкція і підключення запобіжних пристроїв, вимикачів повинні відповідати вимогам, що пред'являються до їх безвідмовної роботи;
- основний запобіжник електричного кола допускається встановлювати окремо від насоса.
- кабелі та проводи повинні бути прокладені і захищені відповідно до ДСТУ EN 60204-1:2015.

У разі виникнення небезпеки для людей або можливості займання через електростатичні заряди необхідно запобігати їх появі шляхом заземлення стаціонарних струмопровідних вузлів.

Запобіжні пристрої та електрообладнання повинні бути сконструйовані і виконані так, щоб під час роботи устаткування не виникало небезпечної ситуації через такі несправностей:

- перевантаження в результаті короткого замикання;
- механічних ударів;
- стрибків напруги в електромережі;
- замикання на землю;
- електромагнітних полів та ін.

Термічна безпека. У тих місцях, де висока або низька температура подачі робочої рідини, мастильних матеріалів або охолоджуючої рідини може становити небезпеку для обслуговуючого персоналу, необхідно цю температуру контролювати. Якщо гранично допустимі значення температури будуть перевищені, необхідно привести насос, вакуумну систему в безпечний стан.

Деталі насоса, вакуумної системи, температура поверхні яких перевищує плюс 70 ° С або опускається нижче мінус 10 ° С і з якими під час експлуатації може випадково стикатися обслуговуючий персонал, повинні мати захисну огорожу і ізоляцію або попереджувальні знаки.

Визначення межі температури гарячих поверхонь з метою захисту шкіри від опіку – відповідно до ДСТУ EN 563-2001.

Кожна труба насоса, вакуумної системи повинна мати можливість вільного лінійного розширення при зміні температури. Гарячі труби не повинні стикатися з деревом або іншими займистими матеріалами.

Температура на поверхні насосів, встановлених у вибухонебезпечних зонах, не повинна перевищувати граничних значень.

Відключення електропостачання, вихід з ладу деталей вакуумного насоса та інші функціональні неполадки. У разі відключення основного або допоміжного електропостачання насоса, вакуумна система повинна бути приведена у безпечне перебування.

Конструкція насоса, вакуумної системи повинна бути такою, щоб повне або часткове відключення електропостачання і подальше його відновлення, а також вихід з ладу центральної системи управління не привели до виникнення небезпечної ситуації, у тому числі:

- мимовільного пуску насоса, вакуумної системи при відновленні електропостачання;
- невиконання вже виданої команди на зупинку;
- зниження ефективності захисних огорожень і запобіжних пристроїв.

Дані вимоги повинні поширюватися на всю систему, включаючи систему циркуляції масла, подачі води, положення клапанів і тих деталей системи управління, які можуть стати джерелами небезпеки.

Вихід з ладу деталей насоса, вакуумної системи. Матеріали насоса, вакуумної системи повинні бути розраховані на застосування відповідно до їх призначення з урахуванням твердості, зносу, старіння (включаючи утворення тріщин), корозії, стирання, хімічних реакцій, теплоти і електростатичних

впливів на них. Використовувані матеріали не повинні загрожувати здоров'ю та безпеці обслуговуючого персоналу.

Матеріали насоса, вакуумної системи повинні володіти стійкістю по відношенню до передбачуваного максимальному рівню тиску і температури.

Ущільнювачі насоса, вакуумної системи повинні виготовлятися з матеріалів, що витримують можливість максимально значення тиску і температури.

Заходи безпеки. Після аварійної зупинки насоса, викликаного спрацьовуванням системи безпеки, повторний пуск повинен здійснюватися тільки за допомогою ручного включення.

Повернення органу управління аварійною зупинкою у вихідне положення не повинно призводити до пуску насоса.

Команда на зупинку насоса, вакуумної системи повинна мати пріоритет над командою пуску.

У системі управління повинні бути передбачені заходи, що дозволяють обслуговуючому персоналу безпечно і легко втручатися в процес управління насосом, вакуумної системою, що працює в автоматичному режимі.

При автоматичному управлінні насосом, вакуумною системою пристрій управління повинен попереджати про невірну команду, блокувати її виконання з метою виключення створення небезпечної ситуації.

Безпека насоса, вакуумної системи не повинна залежати від правильності функціонування керуючої програми. Програмне забезпечення пристрою керування насосом, вакуумною системою повинно мати захист від збоїв.

Система захисту виходу із збою програми може бути доповнена технічними захисними засобами у вигляді роз'єднующь чи інших запобіжних пристроїв.

Аварійний вимикач встановлюють там, де може виникнути небезпечна ситуація, яку потрібно запобігти за допомогою ручного вимикання. Аварійний вимикач повинен відповідати вимогам ДСТУ EN 60204-1:2015. Якщо в

результаті аналізу з'ясується, що звичайний вимикач може виконувати функції аварійного, то він повинен мати знак аварійного вимикача».

5.3 Карта безпеки праці по вакуум-силовій установці

«Для вакуум-силової установки (рисунок 5.1) складено карту безпеку праці, яка приведена в таблиці 5.1».

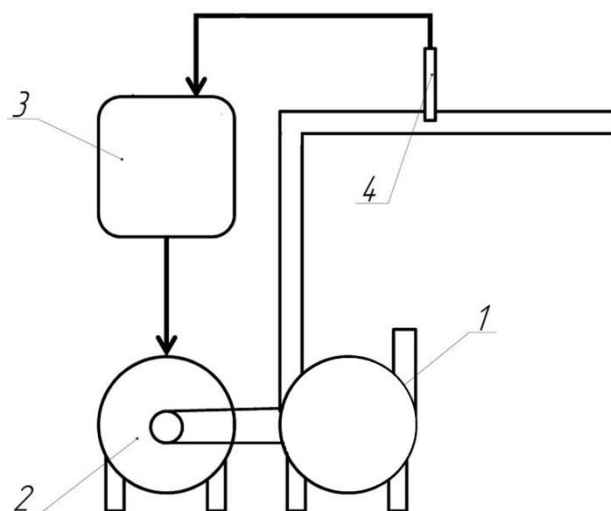








Рисунок 5.1 – Схема вакуум-силової установки

Таблиця 5.1 – Карта безпеки праці по вакуум-силовій установці

№	Найменування вузла	Технічні вимоги безпеки	Методи і засоби контролю	Періодичність
1	2	3	4	5
1	Вакуумний насос	При ремонті вакуумного насоса всі джерела електроструму повинні бути вимкнені. На електрощиті вивішується табличка «Не вмикати – працюють люди!»	Зовнішній огляд. Випробування.	○

1	2	3	4	5
2	Електропривод	Відсутність пилу та бруду. Надійність кріплень. Наявність та справність заземлення. Ступінь нагріву. Надійність контактів з'єднання.	Зовнішній огляд. Випробування.	
3	Частотний регулятор і блок керування	Кнопка «Пуск» повинна бути зеленого кольору, «Стоп» – червоного кольору і виступати над поверхнею панелі. Сигналізація звукова і світлова повинні бути справні.	Зовнішній огляд. Випробування.	
4	Датчик тиску	Відсутність пилу та бруду. Надійність кріплень. Надійність контактів з'єднання.	Зовнішній огляд. Випробування.	
5	Електропровідники	Повинні бути захищені від механічних дій з вологотеплостійкою ізоляцією. У межах пульта управління у металевих рукавах. Опір ізоляції повинен бути не менше 0,5 МОм	Зовнішній огляд.	
–	–	Під час роботи машини рівень звуку не повинен перевищувати 80 дБА.	Перевіряти шумоміром ВШВ-003	
–	–	Освітлення в зоні дії машини – не менше 60 лк.	Перевіряти люксметром Ю-16.	

де ○ – щозмінний; □ – щомісячний; △ – сезонний (річний).

5.4 Правила безпечного виконання робіт з вакуумного насоса

«Вимоги щодо охорони праці перед початком роботи. Перед початком робіт персонал зобов'язаний:

- перевірити засоби індивідуального захисту, надіти їх;
- включити припливно-витяжну вентиляцію за 15-20 хвилин до початку роботи.

Перед пуском вакуумного насоса необхідно перевірити:

- наявність та цілісність заземлення;
- стан огороження клинопасової передачі;
- рівень та чистоту масла;
- справність клапана та дозатора;
- герметичність сальника та трубопроводів.

У разі відключення електродвигуна перевірити правильність обертання ротора.

При виявлених несправностях обладнання та засобів колективного захисту сповістити керівника робіт та не приступати до роботи до усунення виявлених несправностей.

Вимоги щодо охорони праці під час роботи. Тиск відкачування не повинен перевищувати величини, зазначеної у паспорті заводу виробника.

Пуск насоса необхідно проводити у такому порядку:

- відкрити вентиль до масломірного скла;
- відкрити вентиль трубопроводу, що підводить воду до насоса;
- відкрити вентиль маслопроводу;
- при відкачуванні газових сумішей із парами води відкрити дозатор;
- відкрити вентиль впускного трубопроводу.

При непрацюючому насосі вентиль маслопроводу повинен бути закритий, оскільки масло самопливом може заповнити насос, що утруднить його пуск.

Надлишок олії повинен бути видалений із насоса.

Для цього потрібно відключити насос, закрити вентиль на маслопроводі та повернути вручну роторний механізм за шків насоса.

На пусковий механізм вивісити плакат: “Не вмикати! Працюють люди!”.

Для забезпечення безпечної експлуатації насоса слід:

- систематично стежити за рівнем олії, яка повинна знаходитися на рівні прорізу в кожусі масломірного скла;
- періодично (1 раз на тиждень) доливати вакуумне масло;
- періодично зливати з відстійника воду, що накопичилася;

- систематично стежити за охолодженням, не допускаючи перегріву насоса;
- періодично стежити за температурою поверхні електродвигуна (величини, зазначеної у паспорті заводу-виробника);
- стежити за рівнем вібрації.

Куріння та розпиття спиртних напоїв, а також перебування на робочому місці у стані алкогольного та наркотичного сп'яніння забороняється.

У разі виявлення під час роботи несправностей на робочому місці, в обладнанні та засобах колективного захисту необхідно зупинити роботу, відключити обладнання, прилади. Повідомити про це керівника робіт та без його вказівки роботу не поновлювати.

Вимоги щодо охорони праці після закінчення роботи. Вимкнути обладнання.

Для зупинки насоса необхідно:

- закрити вентиль впускного трубопроводу;
- закрити вентиль маслопроводу та відключити насос;
- перекрити вентиль водопроводу.

При виявленні недоліків у роботі обладнання та засобах колективного захисту сповістити безпосереднього керівника робіт або іншу посадову особу».

5.5 Вимоги щодо охорони праці в надзвичайних ситуаціях

«До надзвичайних ситуацій належать:

- розгерметизація технологічних трубопроводів, обладнання або тари з викидом продукту, його пари, пилу у виробниче та навколишнє середовище;
- займання технологічних трубопроводів, обладнання, продукту та СІЗ;
- відключення електроживлення засобів колективного захисту, обрив чи коротке замикання електрокомунікацій, електроустаткування.

У разі виникнення пожежі виробничий персонал зобов'язаний:

- зупинити роботу насоса, навіщо: закрити вентиль впускного трубопроводу, закрити дозатор, закрити вентиль маслопроводу і вимкнути насос, перекрити вентиль водопроводу;
- вимкнути електроенергію, вентиляцію;
- негайно повідомити про те, що трапилося керівнику робіт або іншій посадовій особі;
- окриком сповістити працюючих про виникнення пожежі;
- закрити вікна та двері із суміжними приміщеннями розпочати ліквідацію пожежі наявними первинними засобами пожежогасіння (вогнегасник, пісок). Займання електропроводки та електроустаткування гасити лише вуглекислотними вогнегасниками.

У разі травми:

- про кожен нещасний випадок очевидець, працівник, який його виявив, або сам потерпілий повинні негайно повідомити безпосереднього керівника робіт або іншу посадову особу та вжити заходів для надання необхідної допомоги;
- зберегти до прибуття комісії з розслідування обстановку на робочому місці та обладнання в такому стані, в якому вони були в момент події (якщо це не загрожує життю та здоров'ю оточуючих працівників і не призведе до більш тяжких наслідків), а також вжити заходів для недопущення таких випадків в ситуації, що склалася.

Порядок надання першої долікарської допомоги у разі травмування (отруєння): виробничий персонал має вжити заходів щодо надання необхідної допомоги потерпілому за нещасних випадків до прибуття лікаря.

Послідовність надання першої допомоги:

- усунути вплив на організм ушкоджуючих факторів, що загрожують здоров'ю та життю постраждалого (звільнити від дії електричного струму, винести із зараженої атмосфери, погасити палаючий одяг тощо);
- визначити характер та тяжкість травми, найбільшу загрозу для життя постраждалого та послідовність заходів щодо його порятунку;

- виконати необхідні заходи щодо порятунку потерпілого у порядку терміновості (відновити прохідність дихальних шляхів, провести штучне дихання, зовнішній масаж серця, зупинити кровотечу, іммобілізувати місце перелому, накласти пов'язку тощо);
- підтримати основні життєві функції потерпілого до медичного працівника;
- викликати швидку медичну допомогу або лікаря, або вжити заходів для транспортування потерпілого до найближчого лікувального закладу;
- допомога потерпілому, що надається не медичними працівниками, не повинна замінювати допомоги з боку медичного персоналу та повинна надаватися лише до прибуття лікаря.

Конкретні дії з надання першої допомоги потерпілому при різних поразках описані в інструкції з надання першої (долікарської) медичної допомоги, яка вивчається виробничим персоналом під час проходження первинного та подальших інструктажів з питань охорони праці».

5.6 Висновки з розділу

Базуючись на нормативній документації і згідно вимог охорони праці нами складено перелік шкідливих і небезпечних факторів при роботі доїльної установки, зокрема вакуум-силової установки і вимоги та заходи щодо безпеки праці обслуговуючого персоналу. З метою запобігання травмувань та правильного виконання операцій з ремонту та обслуговування обладнання для вакуум-силової установки складено карту безпеку праці.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДВОРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

6.1 Вихідні дані

За основу розрахунків техніко-економічних показників виконання технологічного процесу машинного доїння прийнято, що індивідуальна доїльна установка використовується у обслуговування господарства з поголів'ям 10 голів, середній річний надій становив 4400 кг, кратність доїння – 3. За базові варіанти прийнято індивідуальну доїльну установку УІД-10 (Україна, ТДВ «Брацлав»). Технічні характеристики розробленого і базових варіантів представлено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Технічні характеристики базового і розробленого варіантів

Показник	Базова доїльна установка УІД-10	Індивідуальна ДУ з розробленим вакуумним насосом
Тип	Пересувна	
Кількість доїл. апар., шт.	1	
Тип вакуумного насоса	Ротаційна пластинчаста без змащування	Двороторна із змащуванням водою
Продуктивність, корів/год	10	10
Робочий вакуум, кПа	48 ± 1	48 ± 1
Потужність двигуна, кВт	0,75	0,25
Габаритні розміри, мм:		
довжина	1150	1150
ширина	560	560
висота	770	770
Маса, кг	57	48

6.2 Розрахунок економічної ефективності

Річний загальний об'єм молока, що виробляється на фермі розраховується за формулою:

$$P_p = N \cdot H, \quad (6.1)$$

де N – кількість голів; H – річний надій від однієї корови, л.

Для розрахунку річної тривалості роботи вакуумної системи молочно-доїльного обладнання скористаємося зазначеною залежністю:

$$t_{\text{д}} = \frac{\Pi_{\text{р}}}{60 \cdot V \cdot N_{\text{ДА}}} \quad (6.2)$$

де V – швидкість молоковіддачі, л/хв.; $N_{\text{ДА}}$ – кількість доїльних апаратів.

Загальна тривалість технічного обслуговування розраховується за формулою:

$$t_{\text{Т}} = \frac{t_{\text{д}} \cdot t_0}{T_{\text{ТО}}} \quad (6.3)$$

де t_0 – тривалість технічного обслуговування, год; $T_{\text{ТО}}$ – періодичність технічного обслуговування, год.

Витрати електроенергії молочно-доїльного обладнання визначаються формулою:

$$E = W \cdot t_{\text{д}}, \quad (6.4)$$

де W – потужність привода доїльної установки, кВт.

Річний економічний ефект $E_{\text{р}}$ від впровадження індивідуальної доїльної установки із двороторного вакуумнимного насоса визначається за формулою

$$E_{\text{р}} = \Pi_{\text{б}} - \Pi_{\text{н}} + E_{\text{я}}, \quad (6.5)$$

де $\Pi_{\text{б}}$, $\Pi_{\text{н}}$ – сукупні експлуатаційні витрати без використання методики і комплексу приладового устаткування і з їх використанням відповідно; $E_{\text{я}}$ – річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості отриманого молока, грн.

Річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості продукції:

$$E_{\text{я}} = C_{\text{ян}} - C_{\text{яб}}, \quad (6.6)$$

де $C_{\text{яб}}$, $C_{\text{ян}}$ – загальна вартість молока, одержаної у разі застосування без використання методики і комплексу приладового устаткування і з їх використанням відповідно.

Загальна вартість молока визначається за формулою:

$$C_{\text{я}} = \Pi_{\text{р}} \cdot \Pi_{\text{б}} \cdot k, \quad (6.7)$$

де $\Pi_{\text{р}}$ – річний надій молока у господарстві, л; $\Pi_{\text{б}}$ – базова ціні за 1 л молока, грн./л; k – коефіцієнт підвищення вартості отриманого молока.

Сукупні експлуатаційні витрати визначаються за формулою:

$$\Pi_{\text{е}} = \text{З}_{\text{д}} + \text{З}_{\text{т}} + \Gamma + \text{Р} + \text{А} + \text{М}, \quad (6.8)$$

де $\text{З}_{\text{д}}$ – витрати на оплату праці оператора машинного доїння, грн.

$$\text{З}_{\text{д}} = \text{Л}_{\text{д}} \cdot t_{\text{д}} \cdot r_{\text{д}} \cdot k_{\text{н}} \cdot n, \quad (5.9)$$

$\text{Л}_{\text{д}}$ – кількість доярів, що обслуговують доїльну установку; $r_{\text{д}}$ – тарифна ставка оператора машинного доїння, грн./люд. год; $k_{\text{н}}$ – коефіцієнт доплати; n – коефіцієнт нарахувань; $\text{З}_{\text{т}}$ – витрати на оплату праці техника, грн.

$$\text{З}_{\text{т}} = \text{Л}_{\text{т}} \cdot t_{\text{т}} \cdot r_{\text{т}} \cdot k_{\text{н}} \cdot n, \quad (6.10)$$

де $\text{Л}_{\text{т}}$ – кількість техніків; $r_{\text{т}}$ – тарифна ставка техника грн./люд. год; Γ – витрати на електроенергію, грн.

$$\Gamma = \Pi_{\text{е}} \cdot E, \quad (6.11)$$

де $\Pi_{\text{е}}$ – ціна 1 кВт·год електроенергії, грн.; Р – витрати на технічне обслуговування, грн.

$$\text{Р} = \text{Б} \cdot (r_{\text{то}} + r_{\text{к}}) \cdot \frac{t_{\text{д}}}{T_{\text{то}}}, \quad (6.12)$$

де Б – балансована вартість доїльної установки, грн.; $r_{\text{то}}$ – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт та технічне обслуговування; $r_{\text{к}}$ – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт; А – витрати на амортизацію, грн.

$$\text{А} = \frac{\text{Б}}{T}, \quad (6.13)$$

де T – термін служби доїльної установки, рік.; М – витрати на мастильні матеріали, грн.:

$$\text{М} = t_{\text{д}} \cdot q \cdot C_{\text{м}}, \quad (6.14)$$

де q – витрати на мастила, кг/год; $C_{\text{м}}$ – вартість мастила, грн./кг.

Враховуючи надані вище формули, отримуємо техніко-економічні показники розробленого і базових варіантів (табл. 6.2).

Порівнюючи економічні показники базового (УІД-10) і розробленого варіантів (табл. 6.2) бачимо, що застосування розробленої дворотторного вакуумного насоса зі зміщуваними ізотропними еластичними пластинами в складі індивідуальної доїльної установки УІД-10 для малої ферми на 10 корів особистого селянського господарства має економічну доцільність: річний економічний ефект 58232,2 грн в порівнянні із УІД-10 із роторно-пластинчатим насосам. Крім того, розроблений насос має вищу надійність та простоту експлуатації, а запас потужності, який він забезпечує, дозволяє використовувати його для робіт з 2 доїльними апаратами.

Таблиця 6.2 – Порівняльна оцінка техніко-економічних показників застосування розробленого і базових варіантів

Показник	Позначення	Базова доїльна установка УІД-10	Індивідуальна ДУ з розробленим вакуумним насосом
Кількість голів	N	10	10
Річний надій, л	H	4400	4400
Загальний об'єм молока, л	Q	44000	44000
Базова ціна на молоко, грн.	Ц _Б	15	15
Коефіцієнт гатунку молока	k	1	1
Прибуток від реалізації молока, грн.	Е _я	710000	710000
Кількість операторів машинного доїння	Л _д	1	1
Тарифна ставка оператора машинного доїння, грн./люд. год	г _д	75	75
Коефіцієнт доплати	к _д	1	1
Коефіцієнт нарахувань	n	1,27	1,27
Швидкість молоковіддачі, л/хв.	V	1	1,1
Період локтації, днів	Д	305	305
Кількість доїльних апаратів	N _{ДА}	1	1
Час одного доїння, год	t ₀	1,13	1,13
Кратність доїння	m	2	2
Тривалість роботи ДУ, год	t _д	1420	1420
Затрати на оплату праці оператора машинного доїння, грн.	З _д	145167	145167
Кількість техніків	Л _т	1	1
Тривалість ТО, год	t _т	30	20
Тарифна ставка техніка, грн./люд. год	г _т	100	100
Затрати на оплату праці техніка грн.	З _т	3683	2422
Потужність доїльної установки, кВт	W	0,75	0,25
Витрати електроенергії, кВт·год	E	1090	370
Ціна 1 кВт·год електроенергії, грн	Ц _Е	1,67	1,67
Затрати на електроенергію, грн	Г	1903,6	701,2

Витрати на мастила, кг/год	q	0	0
Вартість мастила, грн/кг	C _м	0	0
Затрати на мастильні матеріали, грн	M	0	0
Балансована вартість ДУ, грн	Б	26000	26000
Періодичність ТО, год	T _{ТО}	900	900
Кількість ТО за 1 рік	N _{ТО}	1,42	1,42
Коефіцієнт відрахувань на ПР та ТО	r _{ТО}	0,3	0,3
Коефіцієнт відрахувань на КР	r _к	0	0
Затрати на ТО, грн	P	11764	11764
Термін служби доїльної установки, рік	T	1,9	5
Затрати на амортизацію, грн.	A	14310,5	5500,0
Сукупні експлуатаційні витрати, грн	П	177728	165554
Річний економічний ефект від впровадження, грн	E _р	13186,7	58282,4
Термін окупності доїльної установки, років	T _{ду}	2,059	0,45

6.3 Висновки з розділу

За результатами проведених розрахунків встановлено, що річний економічний ефект від впровадження результатів досліджень і функціонування індивідуальної доїльної установки з розробленим двороторним вакуумним насосом в розрахунку на одну корову становить 5823,1 грн. Показник ефективності функціонування індивідуальної доїльної установки зростає 3,41 рази.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз результатів теоретичних досліджень і конструкцій вакуумних насосів показав, що енергоємність процесу створення вакууму, головним чином залежить від вибору їх параметрів. Тому обґрунтування параметрів і режиму роботи вакуумних насосів є актуальним завданням для вдосконалення технічних засобів машинного доїння.

2. Розроблено теоретичну основу розрахунку і проектування двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів і випробувана технологія їх профілювання. Розроблено математичні моделі, що дозволяють визначити подачу, момент опору, потужність і площу нагнітального вікна.

3. Спроектовано і виготовлено двороторний вакуумний зі зниженою енергоємністю і підвищеною подачею. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень обґрунтовано конструктивно-технологічні параметри і режим роботи вакуумного насоса. При подачі вакуумного насоса $45 \text{ м}^3/\text{год}$, радіус основної окружності ротора дорівнює 44 мм , довжина робочої частини ротора 70 мм , площа випускного вікна колектора 1505 мм^2 , частота обертання ведучого вала 2820 хв^{-1} , вакуум 50 кПа .

4. На основі експериментальних досліджень встановлено, що подача розробленого вакуумного насоса збільшилася на 15% , прямі витрати енергії знижені до 36% в порівнянні з базовим вакуумним насосом УВД-10.000. При цьому питома потужність при вакуумі 50 кПа становить $0,054\dots 0,056 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$, рівень шуму 61 дБ .

5. Експериментальні дослідження розробленого насоса підтвердили доцільність і ефективність його застосування. експериментальний двороторний вакуумний насос з циклоїдним профілем роторів має сукупні витрати енергії на 22% менше, ніж базовий вакуумний насос УВС-10.000. Це пояснюється тим, що новий вакуумний насос має малу споживану потужність і меншу масу конструкції.

6. За результатами проведених розрахунків встановлено, що річний економічний ефект від впровадження результатів досліджень і функціонування індивідуальної доїльної установки з розробленим двороторним вакуумним насосом в розрахунку на одну корову становить $5823,1 \text{ грн}$. Показник ефективності функціонування індивідуальної доїльної установки зростає $3,41$ рази.

Список використаної літератури

1. Алієв Е.Б. Обґрунтування конструкційної схеми комплексу устаткування контролю вакуумметричних параметрів доїльного обладнання / Алієв Е.Б., Тісліченко О.С., Грицун А.В. // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки / Редколегія: Калетнік Г. М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2011. – Випуск 9. – С. 30-38.
2. Амосов П.Е. Винтовые компрессорные машины / П.Е. Амосов, Н.Е. Бобриков, А.И. Шварц и др. // Справочник. - Л.: Машиностроение, 1997. -256 с.
3. Бабин І. А. Дослідження метрологічних характеристик пристрою для вимірювання вакуумметричних параметрів лінії промивання доїльної установки. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. Вінниця. 3 (102). С. 5-10.
4. Бабин І. А. (2018). Дослідження метрологічних характеристик пристрою для вимірювання вакуумметричних параметрів лінії промивання доїльної установки. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. Вінниця. 3 (102). С. 5-10.
5. Бинеев Р.Э. Исследование конструкции ротационного вакуумного насоса доильных установок с целью повышения его надежности: автореф. дис...канд. техн. наук / Р.Э. Бинеев. - Ростов - н/Д., 1980.
6. Борозденко, В.И. Вакуумные насосы в химической промышленности / В.И. Борозденко. - М.: Машиностроение, 1964.
7. Булгаков В.М. Теоретична механіка. Посібник для практичних занять. / В.М. Булгаков, В.В. Бурлака, Г.М. Калетнік, І.Є. Кравченко, С.І. Кучеренко, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. – Вінниця: Нова книга, 2010. – 667 с.

8. Булгаков В.М. Теоретичне дослідження збурених гармонійних коливань у вібраційних приводах машин / В.В. Адамчук, Г.М. Калетнік, В.М. Булгаков, О.М. Черниш // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вібрації в техніці та технологіях» №2 (82) 2016. – С.5-9.
9. Гарькавий А.Д. Конкурентоспроможність технології машин: навчальний посібник / А.Д. Гарькавий, В.Ф. Петриненко, А.В. Спирін. - Вінниця: ВДАУ - „Тірас”. - 2003. - 68 с.
10. Гаязієв І.Н. Вакуумний насос для доїльних установок / І.Н. Гаязієв, Р.Р. Лукманов // Механізація і електрифікація сільського господарства. - 2009. - № 10. - С. 12-14.
11. ГОСТ 12.1.028-80 ССБТ. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума. Ориентировочный метод. - М.: Издательство стандартов, 1980. -12 с.
12. ГОСТ 12.1.050-86 ССБТ. Методы измерения шума на рабочих местах. - М.: Издательство стандартов, 1986.
13. Грицун А.В. Аналіз досліджень доїння корів апаратами з керованим режимом роботи / А.В. Грицун, В.М. Яропуд, В.І. Балака // «Сучасні проблеми виробництва, переробки с.-г. продукції, машинобудування та енергетичних систем АПК»: матеріали ІV магістерської науково-технічної конференції, 23-24 листопада 2016 року - Вінниця: Вид-во ВНАУ, 2016. – С. 59-60
14. Дмитрів В.Т. Машиновикористання у тваринництві. Курс лекцій. Львів: ЛДАУ, 2002. 202 с.
15. Дмитрів В.Т. Обґрунтування параметрів вимірювача потоку молока в процесі доїння: Дис... к.техн. наук: 05.20.01. - Львів, 1995. - 192 с.
16. Дубчак В.М. Вища математика в прикладах та задачах. Навчальний посібник / В.М. Дубчак, В.М. Пришляк, Л.І. Новицька. – Вінниця: ВНАУ, 2018. – 254 с.
17. Журенко Ю.І. Основні закономірності фізіології доїння корів на доїльних установках / Ю.І. Журенко, В.М. Яропуд, В.І. Ладанюк // Матеріали

всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми виробництва, переробки сільськогосподарської продукції, машинобудування та енергетичних систем АПК» 28-30 листопада 2017 року: - Вінниця: Вид-во ВНАУ, 2017. – С. 287-290.

18. Іванов М.І., Гунько І.В., Ковальова І.М., Худолій О.І. Аналіз технологічних систем. Навчальний посібник. Частина 1. Вінниця. 2010. – 113 с.

19. Калетнік Г. М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість [Текст] : підручник / Г. М. Калетнік, М. Г. Чаусов, В. М. Швайко *[та ін.] ... М-во аграр. політики України , Вінниц. держ. аграр. ун-т; . - Київ : Хай-Тек Прес, 2011. - 616 с.

20. Калетнік Г. М. Основи інженерних методів розрахунків на міцність і жорсткість [Текст] : підручник. ... за ред. Г. М. Калетніка, М. Г. Чаусова. - Київ : Хай-Тек Прес, 2013. - 528 с.

21. Кирсанов, В.В. Механизация и технология животноводства / В.В. Кирсанов, Д.Н. Мурусидзе, В.Ф. Некрашевич. - М.: Колос С, 2007. - 584 с.

22. Кирсанов, В.В. Механизация и автоматизация животноводства / В.В. Кирсанов, Ю.А. Симарев, Р.Ф. Филонов. - М. : Академия, 2004. - 400 с.

23. Кормановский Л.П. Новый этап технического прогресса в машинном доении / Л.П. Кормановский // Техника в сельском хозяйстве. - 1995.- №4.

24. Королев Б.И. Основы вакуумной техники / Б.И. Королев. - М.: Госэнергоиздат, 1958.- 431 с.

25. Максимов, В.А. Разработка перспективных образцов жидкостно-кольцевых вакуумных насосов и компрессоров / В.А.Максимов // Сб. трудов и научно-технич. конф. по компрессоростроению. - Сумы, 1991. - С. 138-149.

26. Марченко О.С. Механізація та автоматизація у тваринництві і птахівництві / Марченко О.С., Дацишин О.В., Лавріненко Ю.М. та ін. За ред. О.С. Марченка. К.: Урожай, 1995.- 416с.
27. Методика комплексної оцінки техніки і технологій для тваринництва. КНД У 46.16.19–95. Введена вперше. Дата введення 01 жовтня 2003 р. Мінагрополітики України, 2003. 22 с.
28. Патент 856991 Англія. Кл. ПО (2). Improvements in motors having cooperating rotors. Wade Engineering Ltd, /Denchan Costin Lane, Maria, 1960.
29. Патент № 1426541 Франція. Кл. F 04d, Compresseur a deux rotors pourvus de dents exterieures complementaires. Davey Compressor Co, 1965.
30. Пластинін П.И. Поршневі компресори. Теорія і розрахунок / П.И. Пластинін. - М.: Колос. 2000. - 455 с.
31. Похваленский В.П. Доильные установки / В.П. Похваленский. - М.: Машиностроение, 1971. -212 с.
32. Пришляк В. М., Бабин І. А., Гунько І. В. Моделювання режимів роботи системи промивання молокопроводів молочно-доїльного обладнання із повітряним інжектором. Вісник аграрної науки Причорномор'я, 2020. № 1(105). С. 102-110.
33. Ревенко І.І. Машина та обладнання для тваринництва/ Ревенко І.І., Брагинець М.В., Ребенко В.І. К.: Кондор, 2009.- 731с.
34. Ревенко І.І. Проектування механізованих технологічних процесів тваринницьких підприємств : навч. посібник / І. І. Ревенко [та ін.] ; за ред. І. І. Ревенка. - К. : Урожай, 1999. - 191 с.
35. Сакун І.А. Винтовые компрессоры / И.А. Сакун. - Л.: Машиностроение, 1990. - 400 с.
36. Сивак Р.І. Короткий курс теоретичної механіки / Р.І. Сивак, І.А. Деревенько. – Вінниця: ТОВ «Вінницька міська друкарня», 2016. – 200 с.

37. Солона О.В. Прикладна механіка. Методичні рекомендації для виконання практичних робіт / О.В. Солона, І.М. Купчук – Вінниця: ВНАУ, 2017. – 116 с.
38. Солона О.В. Прикладна механіка. Методичні рекомендації для виконання курсового проекту / О.В. Солона, І.М. Купчук, В.І. Паламарчук. – Вінниця: ВНАУ, 2017. – 84 с.
39. Солона О.В. Технічна механіка. Методичні рекомендації для виконання практичних робіт / О.В. Солона, І.М. Купчук – Вінниця: ВНАУ, 2017. – 84 с.
40. Солона О.В., Купчук І.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник. – Вінниця, 2019. – 254 с.
41. Солона О.В.. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум. Навчальний посібник / О.В. Солона, В.С. Любин – Вінниця: ПП Балюк І.Б., 2014. – 138 с.
42. Тетерюков В.И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем / В.И. Тетерюков. - М.: Машгиз, 1960.
43. Уйтлстоун У.Г. Принципи машинного доїння / У.Г. Уйтлстоун. - М.: Колос, 1994.
44. Фененко А.И. Техніко-технологічні аспекти удосконалення систем доїльних установок: Дис.... д-ра техн. наук / ін.-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва УААН. - К., 1997. -224 с.
45. Фролов Е.С. Механические вакуумные насосы / Е.С. Фролов, И.В. Автономова, В.И. Васильев и др. - М.: Машиностроение, 1989. - 288 с.
46. Хитров А.Н. Совершенствование доильных систем / А.Н. Хитров // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - М.: ВНИИТЭИСХ, 1977. - 45 с.
47. Хлумский, В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы / В. Хлумский. -М.: Машиностроение, 1971. - 128 с.

48. Яропуд В.М. Обґрунтування конструктивно-режимних параметрів пульсатора доїльного апарату. Всеукраїнський науково – технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2018. – 1 (100) – С. 55-61.

49. ДСТУ 2293:2014. Охорона праці. Терміни та визначення основних понять. [Чинний від 2000-01-01].

50. Про затвердження Правил охорони праці у тваринництві. Наказ Державного комітету України з нагляду за охороною праці від 06.12.2004 №269

51. Про затвердження Типового положення про навчання, інструктаж і перевірку знань працівників з питань охорони праці. Наказ Державного комітету України з нагляду за охороною праці від 04.04.1994 №30

52. Типова інструкція з охорони праці під час технічного обслуговування та ремонту обладнання тваринницьких ферм (31956)

Додатки

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВОРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Виконав: студент групи МГМ-3-20
Пашенко Артем Олегович

Керівник: д-р техн. наук,
старш. дослідник, проф.
Алієв Ельчин Бахтияр огли

Дніпро, 2021

Мета і задачі досліджень

2

Метою магістерської роботи є підвищення ефективності двороторного вакуумного насоса шляхом удосконалення конструктивно-технологічної схеми та оптимізації його параметрів.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Провести аналіз і класифікацію існуючих конструкцій вакуумних машин об'ємного типу.
2. Розробити теоретичні основи розрахунку і проектування двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів, що забезпечує зниження енергоємності процесу створення вакууму.
3. Розробити математичну модель робочого процесу нового двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.
4. Обґрунтувати конструктивно-технологічні параметри і режим роботи двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів.
5. Провести випробування експериментального двороторного вакуумного насоса і їх техніко-економічну і енергетичну оцінку.

Об'єкт дослідження: двороторний вакуумний насос з циклоїдним профілем роторів.

Предмет дослідження: робочий процес двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів нагнітальними вікнами, розташованими в западинах ротора.



Пересувна доїльна машина Шарпліс (СПА)



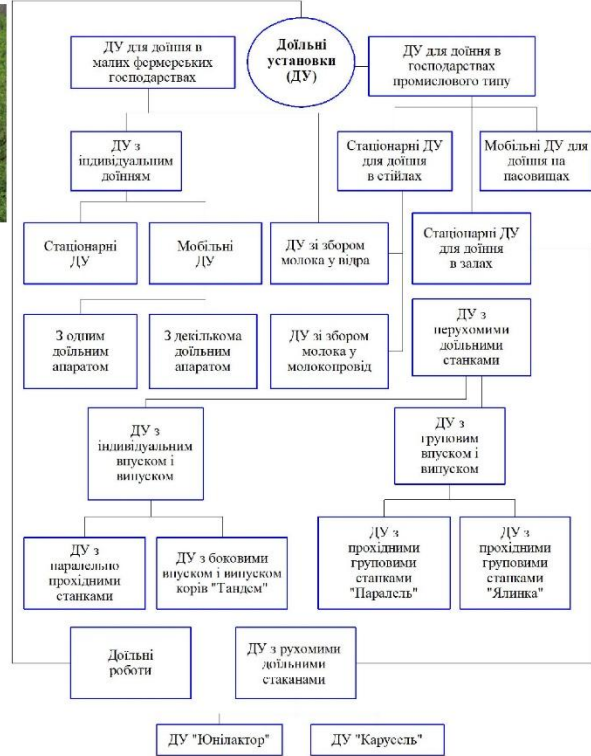
Доїльна установка УД-20 (Брацлав)



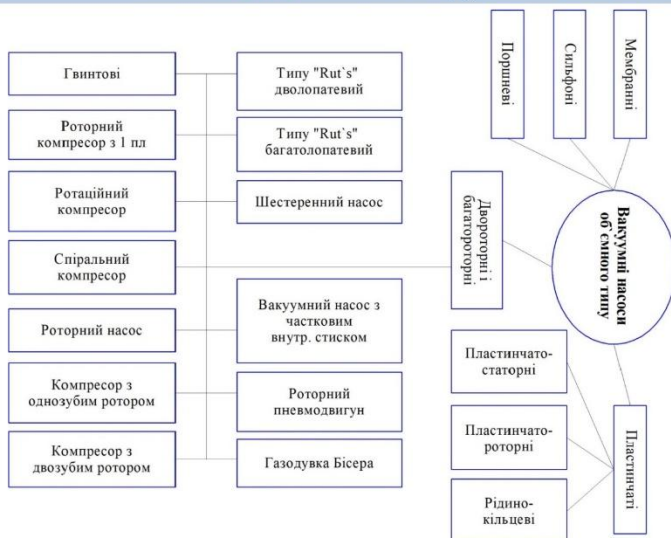
Доїльна установка типу «ЄвроПаралель»



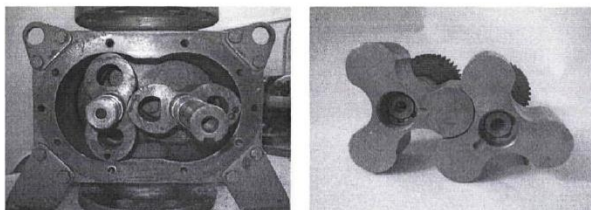
Доїльна установка типу «Карусель»



Класифікація доїльних установок по технологічним і конструктивним признакам



Класифікація вакуумних насосів об'ємного типу



Ротори двуроторних вакуумних насосів: а) дволопатевий; б) трилопатевий.

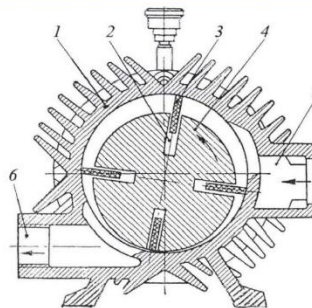


Схема пластинчато-роторного вакуумного насоса типу РВН:

1 - корпус; 2 - паз; 3 - лопатка; 4 - ротор; 5 - впускний патрубок; 6 - випускний патрубок.

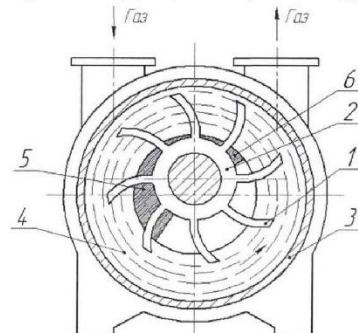
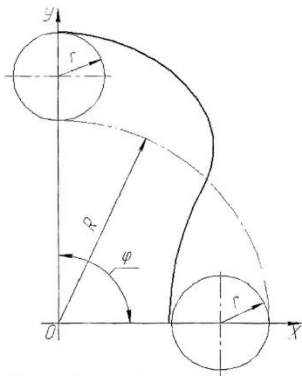
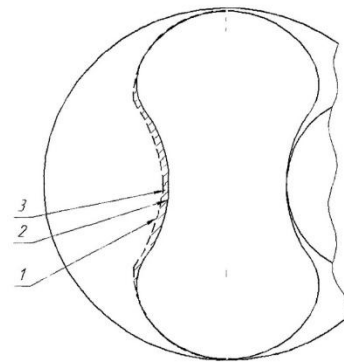


Схема рідинно-кільцевого вакуумного насоса:

1 - лопатки ротора; 2 - маточина; 3 - корпус; 4 - рідинне кільце; 5 - вомктуюче серповидне вікно; 6 - нагнітальне серповидне вікно



Циклоїдальні профілі роторів



Графічне зображення роторів з циклоїдальним і окружним профілем:

1 - окружний профіль; 2 - циклоїдальний профіль;
3 - корисний робочий об'єм.

Рівняння епіциклоїди і гіпоциклоїди в координатах XOY

$$+x = (R + r) \cos \varphi - r \cdot \cos \left(\frac{R+r}{r} \varphi \right),$$

$$y = (R + r) \sin \varphi - r \cdot \sin \left(\frac{R+r}{r} \varphi \right),$$

$$+x = -(R - r) \cos \varphi - r \cdot \cos \left(\frac{R-r}{r} \varphi \right),$$

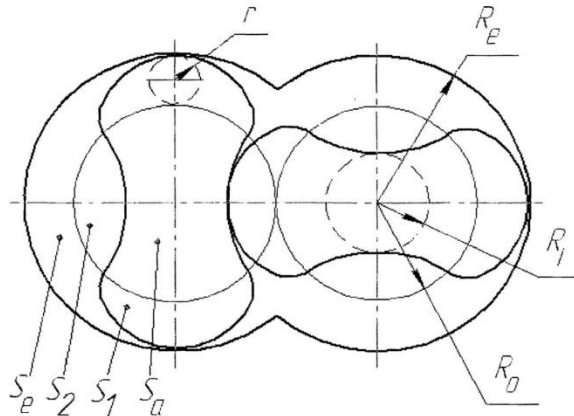
$$y = (R - r) \sin \varphi - r \cdot \sin \left(\frac{R-r}{r} \varphi \right),$$

де R - радіус основного кола, м;

$r = R/4$ - радіус ролика який описує профіль ротора, м;

p - кут повороту утвореного кола, точка на якому описує дану епіциклоїду, град.

Аналітичний метод визначення подачі двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів



Площа, еквівалентна геометричній подачі

$$S = S_e - S_a - S_1 + S_2,$$

де $S_e = \frac{\pi \cdot R_e^2}{2}$ - сумарна площа половини кола радіусом $R_e/2$, м²;

$S_a = \frac{\pi \cdot R_0^2}{2}$ - площа половини кола радіусом $R_0/2$, м²;

$S_1 = \pi \cdot r^2 \left(\frac{3R_0 + 2r}{R_0} \right)$ - площа сектора зуба, м²;

$S_2 = \pi \cdot r^2 \left(\frac{3R_0 - 2r}{R_0} \right)$ - площа сектора впадини, м²;

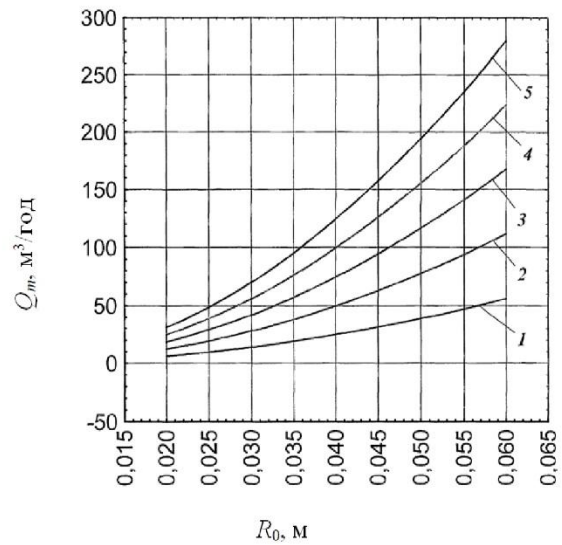
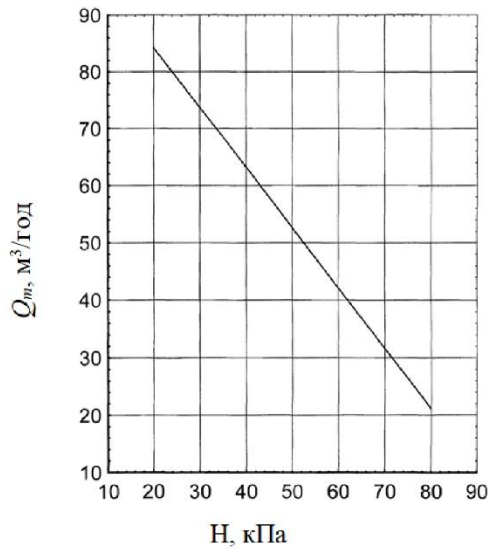
$R = R_0 + 2r$ - радіус окружності виступів ротора м;

R_0 - радіус основної окружності, м;

r - радіус рухомого кола, утворюючого епі- і гіпоциклоїди, м.

Аналітичний метод визначення подачі двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів

7



$R_0 = 0,044\text{ м}; L = 0,07\text{ м}; n = 2820\text{ хв}^{-1}$.

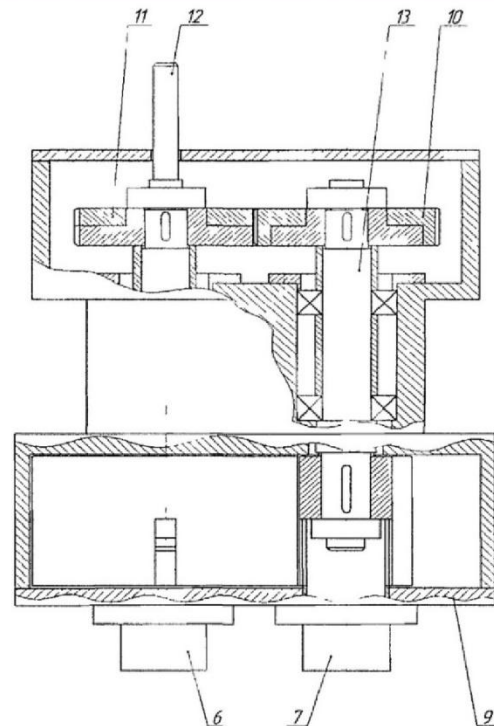
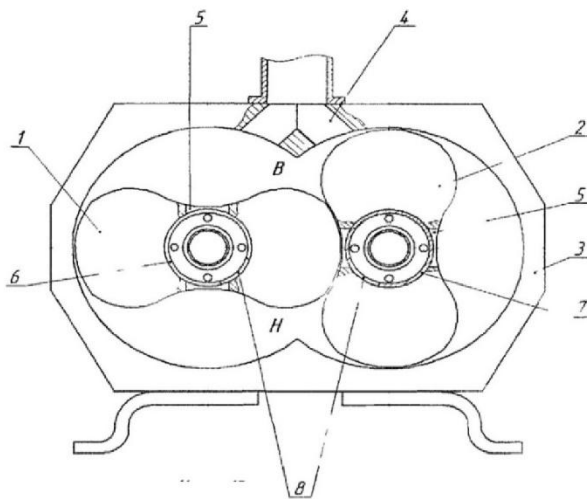
1) $L = 0,04\text{ м}$; 2) $L = 0,08\text{ м}$; 3) $L = 0,12\text{ м}$; 4) $L = 0,16\text{ м}$; 5) $L = 0,2\text{ м}$.

Залежність теоретичної подачі Q_m від вакууму H

Залежності теоретичної подачі Q_m від радіуса основної окружності R_0

Будова і принцип роботи дослідного двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів

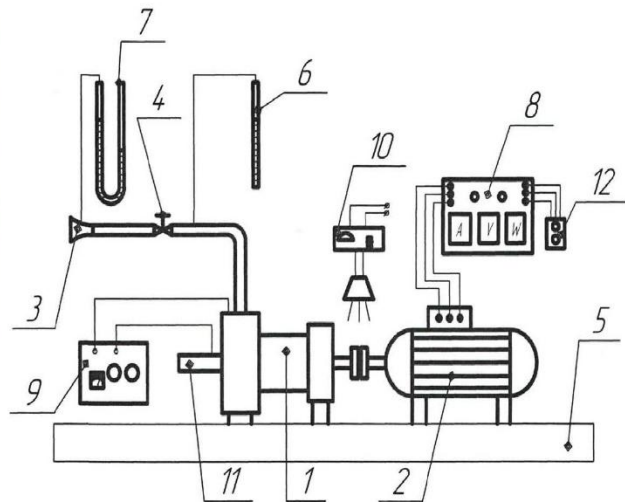
8



1 - ведучий циклоїдальний ротор; 2 - ведений циклоїдальний ротор; 3 - корпус; 4 - всмоктувальне вікно; 5 - нагнітальне вікно; 6 і 7 - порожнисті колектори; 8 - випускне вікно; 9 - кришка; 10 - ведене зубчате колесо; 11 - ведуче зубчате колесо; 12 - ведучий вал; 13 - ведений вал; В - порожнина всмоктування; Н - порожнина нагнітання

Експериментальний стенд двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів

9

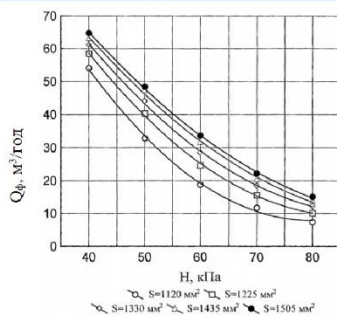


Структурно-функціональна схема експериментального стенду:

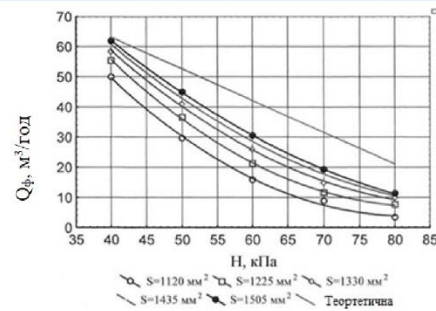
- 1 - двороторний вакуумний насос з циклоїдним профілем роторів; 2 - електродвигун; 3 - сопло Лавала; 4 - вентиль для регулювання вакууму; 5 - станина; 6 - вакуумметр; 7 - прилад для вимірювання тиску; 8 - комплект вимірювальної апаратури К-51; 9 - електровимірювальні прилади (ПП-63); 10 - строботаксиметр 2ТСт-32-456; 11 - глушник; 12 - пульт управління.

Результати експериментальних досліджень двороторного вакуумного насоса з циклоїдальним профілем роторів

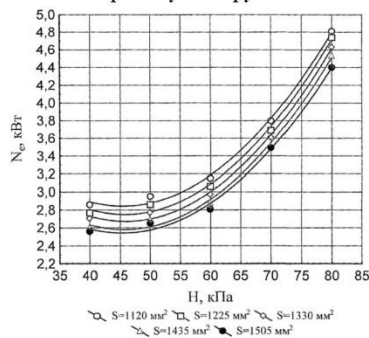
10



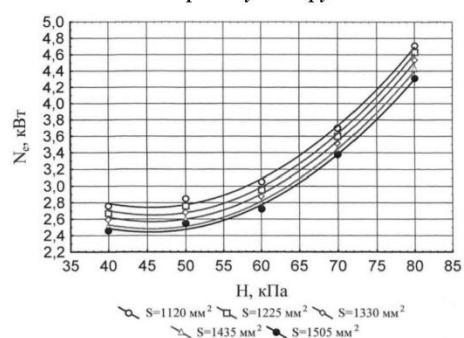
Залежність фактичної подачі Q_ϕ від площі нагнітального вікна S і вакууму H з подачею мастила в робочу камеру



Залежність фактичної подачі Q_ϕ від площі нагнітального вікна S і вакууму H без подачі мастила в робочу камеру



Залежність споживаної потужності N_e від площі нагнітального вікна S і вакууму H з подачею мастила в робочу камеру



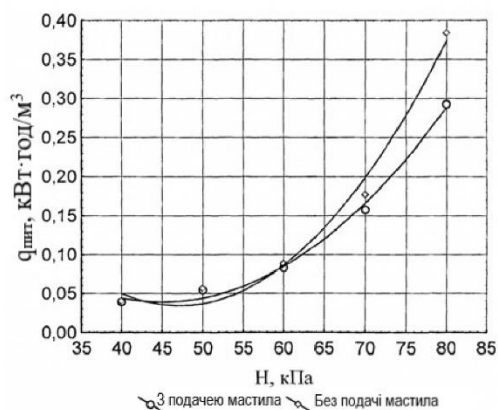
Залежність споживаної потужності N_e від площі нагнітального вікна S і вакууму H без подачі мастила в робочу камеру

Питома потужність

$$q_{\text{пит}} = \frac{N_e}{Q_{\text{ф}}},$$

де N_e - споживана потужність двороторного вакуумного насоса, Вт;

$Q_{\text{ф}}$ - фактична подача вакуумного насоса, м³/год.



Залежність питомої потужності від величини вакууму

Технічна характеристика вакуумних насосів

№	Вакуумний насос	Подача, м ³ /год	Питома потужність q _{vd} , кВт·год/м ³
1.	Експериментальний вакуумний насос (з подачею мастила в робочу камеру)	45	0,054
2.	Експериментальний вакуумний насос (без подачі мастила в робочу камеру)	45	0,056
3.	УВД-10.000.1	60	0,066
4.	УВД-10.000.2	45	0,088

Економічна ефективність використання двороторного вакуумного насоса доїльної установки

Показник	Базова доїльна установка УВД-10	Індивідуальна ДУ з розробленим вакуумним насосом
Кількість голів	10	10
Річний надій, л	4400	4400
Загальний об'єм молока, л	44000	44000
Базова ціна на молоко, грн.	15	15
Тривалість роботи ДУ, год	1420	1420
Затрати на оплату праці оператора машинного доїння, грн.	145167	145167
Кількість техніків	1	1
Тривалість ТО, год	30	20
Затрати на оплату праці техніка, грн.	3683	2422
Потужність доїльної установки, кВт	0,75	0,25
Витрати електроенергії, кВт·год	1090	370
Затрати на електроенергію, грн	1903,6	701,2
Балансована вартість ДУ, грн	26000	26000
Періодичність ТО, год	900	900
Кількість ТО за 1 рік	1,42	1,42
Коефіцієнт відрахувань на ПР та ТО	0,3	0,3
Затрати на ТО, грн	11764	11764
Термін служби доїльної установки, рік	1,9	5
Затрати на амортизацію, грн.	14310,5	5500,0
Сукупні експлуатаційні витрати, грн	177728	165554
Річний економічний ефект від впровадження, грн	13186,7	58282,4
Термін окупності доїльної установки, років	2,059	0,45

1. Аналіз результатів теоретичних досліджень і конструкцій вакуумних насосів показав, що енергоємність процесу створення вакууму, головним чином залежить від вибору їх параметрів. Тому обґрунтування параметрів і режиму роботи вакуумних насосів є актуальним завданням для вдосконалення технічних засобів машинного доїння.

2. Розроблено теоретичну основу розрахунку і проектування двороторного вакуумного насоса з циклоїдним профілем роторів і випробувана технологія їх профілювання. Розроблено математичні моделі, що дозволяють визначити подачу, момент опору, потужність і площу нагнітального вікна.

3. Спроектовано і виготовлено двороторний вакуумний зі зниженою енергоємністю і підвищеною подачею. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень обґрунтовано конструктивно-технологічні параметри і режим роботи вакуумного насоса. При подачі вакуумного насоса $45 \text{ м}^3/\text{год}$, радіус основної окружності ротора дорівнює 44 мм , довжина робочої частини ротора 70 мм , площа випускного вікна колектора 1505 мм^2 , частота обертання ведучого вала 2820 хв^{-1} , вакуум 50 кПа .

4. На основі експериментальних досліджень встановлено, що подача розробленого вакуумного насоса збільшилася на 15% , прямі витрати енергії знижені до 36% в порівнянні з базовим вакуумним насосом УВД-10.000. При цьому питома потужність при вакуумі 50 кПа становить $0,054 \dots 0,056 \text{ кВт} \cdot \text{год}/\text{м}^3$, рівень шуму 61 дБ .

5. Виробнича перевірка розробленого насоса підтвердила доцільність і ефективність його застосування. експериментальний двороторний вакуумний насос з циклоїдним профілем роторів має сукупні витрати енергії на 22% менше, ніж базовий вакуумний насос УВС-10.000. Це пояснюється тим, що новий вакуумний насос має малу споживану потужність і меншу масу конструкції.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

ЗБІРНИК МАТЕРІАЛІВ

**ІНЖИНІРИНГ АГРОПРОМИСЛОВОГО
ВИРОБНИЦТВА**

Всеукраїнська студентська науково-практична конференція

Дніпро, 2021

УДК 631:62-5

**Інжиніринг агропромислового виробництва: матеріали Всеукр.
І 62 студ. наук.-практ. конф. (1-2 грудня 2021 р., м. Дніпро). – Дніпро:
ДДАЕУ, 2021. – 80 с.**

У збірнику представлені наукові матеріали Всеукраїнської науково-практичної студентської конференції «Інжиніринг агропромислового виробництва» (zareestrovano в УкрІНТЕІ, 8.11.2021, № 904). Тематика наукових матеріалів присвячена питанням розроблення та впровадження інноваційних технологій та технічних засобів агропромислового виробництва.

Наукові матеріали надані в авторській редакції з дотриманням стилю автора. За фактичний матеріал і його інтерпретацію відповідальність несуть автори та наукові керівники.

Адреса оргкомітету:

Україна, 49600, м. Дніпро, вул. Сергія Єфремова, 25
тел. (050) 970-16-90, Дніпровський державний аграрно-
економічний університет, кафедра механізації виробничих
процесів у тваринництві, dudin.v.yu@dsau.dp.ua

© ДДАЕУ, 2021
© Автори публікацій, 2021

Хоменко Т. А. МЕТОДИКА ОБГРУНТУВАННЯ ПРОГРАМИ ПІДПРИЄМСТВА З ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ОБЛАДНАННЯ ПЕРЕРОБНОЇ ГАЛУЗІ АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ	33
Бабич А.С. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ МИЙНОГО РОЗЧИНУ ПО МОЛОКОПРОВІДНІЙ ЛІНІЇ ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ	36
Буйницький О.І. УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕСТЕРА ДОЇЛЬНИХ УСТАНОВОК	39
Геймур О.С. ВИЗНАЧЕННЯ МІЦНОСТІ КОНСТРУКЦІЇ СТІЙЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ БОКСОВОГО УТРИМАННЯ ВРХ	42
Панасенко В.А. АНАЛІЗ ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СЕПАРАЦІЇ РІДКОГО ГНОЮ НА ФРАКЦІЇ	45
Пашенко А.О. ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВАКУУМНОЇ СИСТЕМИ	48
Похиленко Р.В. АНАЛІЗ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ ПРОТОЧНОЇ ДІЇ	51
Теліпко В.М. МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ КОРМОРОЗДАВАЧА	54
Потапов М.В. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ЗМІШУВАЧІВ СИПКИХ КОРМІВ	57
Салогуб Б.Р. КЛАСИФІКАЦІЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПОДРІБНЮВАЧІВ ЗЕРНА	60
Сажарський В.С. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РІДКОЇ ГОДІВЛІ СВИНЕЙ	63

УДК 631.1

**ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ВАКУУМНОЇ СИСТЕМИ**

Пащенко А.О.

здобувач вищої освіти СВО Магістр,

ОПП Агроінженерія, ІТФ ДДАЕУ

Науковий керівник – Алієв Е.Б.,

доктор технічних наук, старший дослідник

Технологічна задача підвищення ефективності технологічного процесу машинного доїння на сьогодні досить актуальна. Вирішенням цієї проблеми займалися такі відомі вчені, як Ю.Н. Белявський (1964), В.А. Стремнін (1968), Л.П. Карташов і В.Ф. Корольов (1972), В.В. Бережной (1982). В подальшому цю проблему досліджували й розвинули В.А. Борознін, (1999), В.В. Кирсанов (2001), В.П. Плотников (2003), З.В. Макаровська (2004), М.М. Луценко, І.М. Кудлай і В.І. Смоляр (2006), О.М. Кабанов (2007), В.М. Победінський і А.І. Фененко (2008), С.С. Соляник (2009), С.В. Сурков і Ю.В. Бобильов (2010) та інші дослідники. За їх теоретичними та експериментальними дослідженнями було встановлено, що наслідками використання молочно-доїльного обладнання, що не відповідає зоотехнічним, санітарно-гігієнічним та міжнародним техніко-технологічним вимогам є значний технологічний вплив на мікроструктуру молока та фізіологічний стан тварин. За аналізом результатів досліджень зазначених авторів було визначено, що машинне доїння повинне проходити при сталому вакуумному режимі 48,0-52,0 кПа, частота пульсацій доїльного апарата повинна знаходитись у межах 50-65 хв⁻¹, співвідношення тактів пульсацій – 0,5-0,7, сила натягу дійної гуми – 50-70 Н. В результаті аналізу відмов молочно-доїльного обладнання була розроблена стратегія його технічного обслуговування.

В якості основного засобу праці при виробництві молока виступає живий організм, який вимагає постійного контролю за ефективністю роботи молочно-доїльного обладнання, що впливає на нього в процесі машинного доїння.

Для взаємозв'язку показників ефективності роботи молочно-доїльного обладнання розглянемо схему, яка показує причинно-наслідковий аналіз чинників, що викликають ті або інші наслідки машинного доїння (рис. 1).

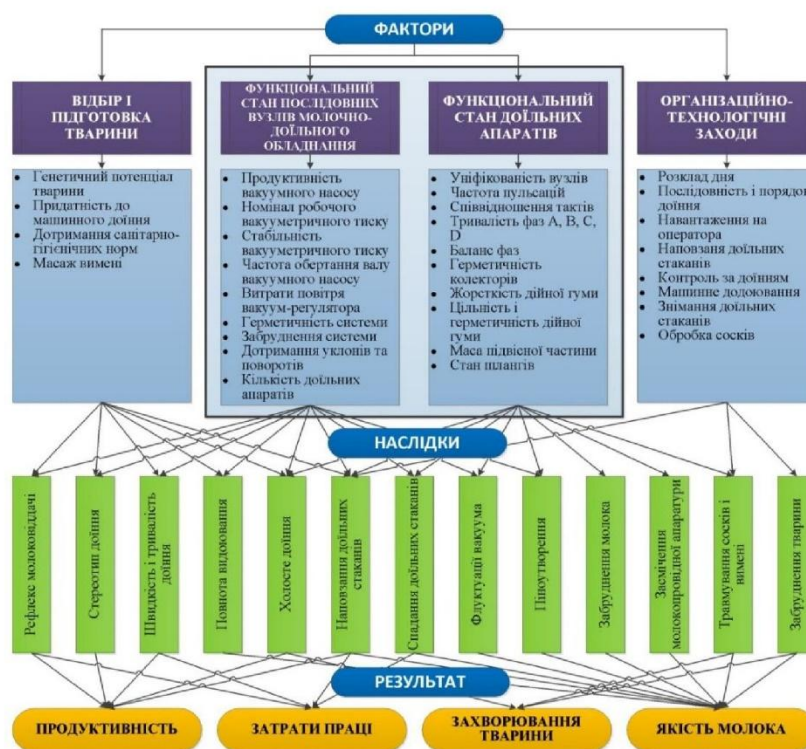
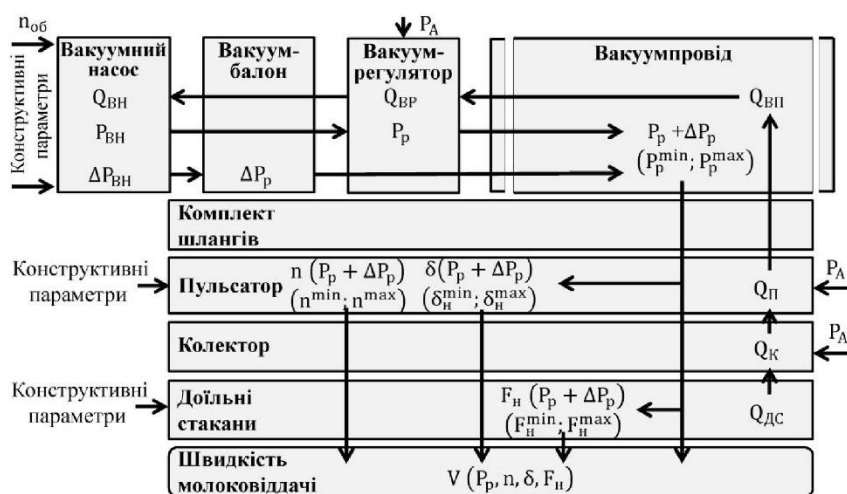


Рисунок 1 – Схема взаємозв'язку чинників, що впливають на технологічний процес машинного доїння

Вакуумна система молочно-доїльного обладнання являє собою сукупність окремих відновлюваних вузлів (рис. 2): чотири послідовні елементи – вакуумний насос ВН, вакуумний балон ВБ, вакуум-регулятор ВР, вакуумпровід ВП і паралельні елементи – доїльні апарати ДА, до складу яких входять три послідовних елементи –

пульсатор П, вакуумні шланги Ш, колектор К та чотири доїльні стакани ДС, що з'єднані паралельно, кожен з яких характеризується техніко-технологічними параметрами. Основною характеристикою ефективності технологічного процесу машинного доїння є швидкість молоковіддачі, яка залежить від фізіологічних параметри корови (тиск молока в цистерні вимені, обхват вимені, глибину вимені, разовий удій і індекс вимені) та техніко-технологічних параметрів вакуумної системи молочного доїння.



Q – витрати повітря, P – робочий тиск вакуумної системи, ΔP – флуктуації вакууму, n – частота пульсацій, δ – співвідношення тривалості тактів пульсацій, F_{II} – сила натягу дійкової гуми, V – швидкість молоковіддачі

Рисунок 2 – Взаємозв'язок техніко-технологічних параметрів вакуумної системи

Література:

Шевченко, І.А., Алієв, Е.Б. (2013). Науково-методичні рекомендації з багатокритеріального виробничого контролю доїльних установок. За редакцією доктора технічних наук, професора, член-кореспондента НААН України, І.А. Шевченка – Запоріжжя: Акцент Інвест-трейд. 156 с. ISBN 978-966-2602-41-VIII.