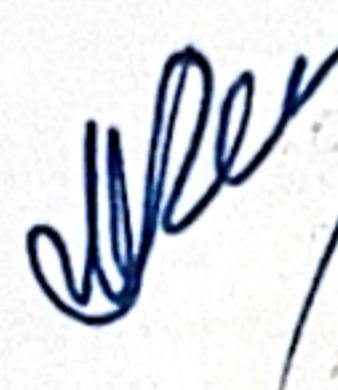


Інститут (факультет)
Кафедри
Освітній ступінь
Спеціальність
Освітньо-професійна програма

ІНІТІ ім. акад. І.С. Гулого
мехатроніки та пакувальної техніки
магістр
131 Прикладна механіка
(код і назва)
Прикладна механіка
(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МПП

 Кривопляс-Володіна Л.О.
"01" 10 2024 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Бутик Тарас Васильович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Оптимізація робочих режимів позиційного приводу запірно-регулювальної мережі продуктопроводу рідких харчових продуктів»

керівник роботи Кривопляс-Володіна Людмила Олександрівна, к.т.н, проф.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від "01" 10 2024 року № 859-КС

2. Строк подання здобувачем роботи 01.12.2024р.

3. Вихідні дані до роботи сировина – молоко незбиране згущене, продуктивність - 60 уп/хв., Об'єм дози продукту – 0,25л; питома густина продукту – 1,3т/м, запірно регулююча арматура в зоні підведення продукту до дозувальної системи із характеристиками: DN15, PN16, різьбове з'єднання, з аналоговим сигналом керування.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
Реферат українською. Реферат англійською. Вступ. Розділ 1. Розділ 2. Розділ 3. Розділ 4. Висновок. Список використаної літератури.

5. Перелік графічного матеріалу

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	7
ОСНОВНІ ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ	8
1.1.2. Фізичні та хімічні ознаки молока згущеного незбираного з цукром.	16
1.2 Опис основних особливостей конструкції дозаторів для густих молочних продуктів.....	17
1.2.1. Дозувальний насос для густих продуктів з молока.....	17
1.2.2. Основні властивості поршневого дозатора за об'ємом.....	19
1.2.3. Основні особливості мембранно-поршневого дозатора з вертикальною траєкторією руху поршня.....	21
1.3. Основні особливості рідинних дозаторів з безперервним режимом роботи.....	23
1.4 Основні особливості обертальних пневматичних приводів.....	25
1.5. Основні особливості шарових кранів.....	28
1.6 Основні особливості клапанів сильфонних запірних.....	30
1.7 Пояснення власної ідеї.....	33
РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК КЛЮЧОВИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ	34
2.1.Розрахунок дозатора з поршневим механізмом.....	35
2.2. Розрахунок обертального пневматичного приводу.....	38
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИВЧЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ПРОДУКТІВ ХАРЧУВАННЯ В РІДКОМУ СТАНІ	48
3.1. Пояснення будови та властивостей експериментальної установки.....	50
3.2 Пояснення та методика виконання експерименту.....	52
3.3 Результати статистико-математичної обробки вимірювань у програмі «Excel» у графічному виді для шарового крана.....	54
3.3.1. Результати, які наведено графічно за умови подачі аналогового сигналу за лінійним законом.....	54
3.3.2. Результати виведені під час подачі аналогового сигналу за синусоїдальним законом.....	56
3.3.3 Результат виведений при подачі аналогового сигналу за обернено пропорційним лінійним законом.....	58
3.4 Результати статистико-математичної обробки вимірювань у програмі «Excel» у графічному виді для клапану сідельного.....	59
3.4.1. Графіки сформовані на основі результатів, отриманих за рахунок подачі аналогового сигналу у відповідності до лінійного закону.....	59
3.4.2. Результати досягнуті шляхом подачі аналогового сигналу за синусоїдальним законом.....	60

3.4.3 Результат сформований на основі подачі аналогового сигналу відповідно до обернено пропорційного лінійного закону.....	62
РОЗДІЛ 4	
ОХОРОНА ПРАЦІ.....	64
4.1. Вимоги безпеки перед початком роботи на харчовому виробництві.....	64
4.2. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях при роботі з гідравлічним або пневматичним тиском.....	66
ВИСНОВОК.....	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	70

РЕФЕРАТ

Покращення ефективності функціонування мехатронного модуля для продуктів харчування в рідкому стані.

Функціональні мехатронні модулі для систем дозування рідких харчових продуктів активно застосовуються під час етапу фасування й дозування цих продуктів у споживчу тару. Головною перевагою таких модулів є їх герметичність і легкість управління. Водночас немає змоги налаштування витратних параметрів таким чином щоб відбувався процес безперервного дозування та, в свою чергу, не утворювалися залишки продукту.

Вивчення систем управління потоком рідких продуктів харчування функціональних мехатронних модулів для забезпечення безперервних дозувальних процесів та пакування продуктів з характерними властивостями ньютонівських рідин є неабиякою актуальною задачею.

Після огляду наявних в літературі ідей та технічних рішень, які стосуються пристроїв для дозування продуктів харчування, для об'єкту дослідження було обрано елемент запирання, керуючу систему, пневмопривід та позиціонер з наявним аналоговим сигналом керування. Метою роботи в даному дослідженні є підвищення рівня ефективності регулювання споживчих властивостей мехатронних модулів на етапі вимірювання дози та упакування рідких продуктів харчування в кінцеву споживчу упаковку. Як наслідок розрахунків із застосуванням методу математично-статистичного синтезу розроблено дослідницький стенд на основі пневмосистеми та магістралі руху рідких продуктів харчування для моделювання процесів на харчових виробництвах. Теоретичний аналіз охоплює процеси керування витратними та швидкісними характеристиками приводу під час дозування через електропневматичний позиціонер та плавне змінення перерізу. Експериментальні дослідження проводились із використанням статистично-математичних методів. Як підсумок підтвердили змогу регулювання параметрів витрат на виходному каналі елементу запирання за рахунок зміни перетину в регулювальній частині.

Ключові слова: Сигнали аналогового керування, дозувальний пристрій, клапани запирання, функціональний мехатронний модуль, рідкі продукти харчування, витратна характеристика.

ABSTRACT

Improving the efficiency of the mechatronic module for liquid food products.

Functional mechatronic modules for liquid food dosing systems are actively used during the stage of packaging and dosing of these products into consumer containers. The main advantage of such modules is their tightness and ease of control. At the same time, it is not possible to adjust the consumption parameters in such a way that the process of continuous dosing occurs and, in turn, product residues are not formed.

The study of liquid food flow control systems of functional mechatronic modules to ensure continuous dosing processes and packaging of products with the characteristic properties of Newtonian liquids is a very relevant task.

After reviewing the ideas and technical solutions available in the literature related to food dosing devices, a locking element, a control system, a pneumatic actuator and a positioner with an available analog control signal were selected as the object of study. The purpose of this study is to increase the level of efficiency of regulating the consumer properties of mechatronic modules at the stage of dose measurement and packaging of liquid food products into final consumer packaging. As a result of calculations using the method of mathematical and statistical synthesis, a research stand was developed based on a pneumatic system and a liquid food movement line for modeling processes in food production. Theoretical analysis covers the processes of controlling the flow and speed characteristics of the drive during dosing through an electropneumatic positioner and a smooth change in cross-section. Experimental studies were conducted using statistical and mathematical methods. As a result, the possibility of regulating the flow parameters at the outlet channel of the closing element by changing the cross-section in the regulating part was confirmed.

Keywords: Analog control signals, dosing device, closing valves, functional mechatronic module, liquid food, flow characteristic.

ВСТУП

При фасуванні продуктів харчування застосовуються різні типи запірних регулюючих елементів, що мають різні витратні характеристики, швидкісні показники, типи конструкцій та системи керування. За результатами моніторингу існуючих функціональних мехатронних модулів дозуючих систем було проведено низку експериментів, які підтвердили наскільки дані запірні елементи є ефективними для регулювання характеристики витрат. [1]

У переважна частина конструкцій систем дозування застосовуються елементи звпирання, зокрема:

- Дисккові заслінки;
- Сідельно-регулюючі (запірні клапани);
- Крани кульові;
- Засувки.

Проте, через недостатнє висвітлення науково-технічних матеріалів, що стосуються дослідження впливу системи керування на точність дозування та контроль технічних і технологічних параметрів функціональних мехатронних модулів призначених для рідких продуктів харчування, в даній роботі основний фокус був спрямований безпосередньо на мехатронних системах управління.

Для підтримки значних темпів наукового та технічного розвитку варто підвищувати продуктивність роботи на підприємствах і обладнанні. Для цього прагнуть поєднувати кілька режимів роботи чи автоматизувати управління процесами за допомогою мехатронних систем. [3]

ОСНОВНІ ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ.

Об'єктом дослідження. Запірні елементи для регулювання в системах вимірювання дози та пакування рідких продуктів харчування.

Методи дослідження. Математично-статистичні методи, з урахуванням загальноприйнятої теорії газодинаміки, а також використання прикладних математичних пакетів, таких як програма MathCad.

Матеріалом дослідження є рідкі продукти харчування з характеристиками ньютонівських рідин, елементи запирання в сідельних клапанах та керуючі системи.

Наукова новизна. Проведені експериментальні дослідження в регулювальних системах потоку продукту в системах дозування для забезпечення безперебійних та постійних технологічних процесів всередині функціональних мехатронних модулів дозувальних систем.

Результати отримані внаслідок досліджень проведених експериментальним методом були опрацьовані та представлені в графічному вигляді для наочної демонстрації функціонування дозувального пристрою із застосуванням теорії газодинамічних систем у завданнях налаштування потоків ньютонівських рідин.

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД НАЯВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА ВИКЛАД ВЛАСНОЇ ІДЕЇ.

Переважає частина випадків у яких саме в'язкість або плинність (одиниця, зворотна в'язкості) є важливим параметром, який описує різні стани середовища. В'язкість має пряму залежність від температури, тиску, вмісту вологості або жиру, а також від концентрації або ступеня дисперсності. Залежно від способу обробки продукту дозуючий пристрій може працювати без попереднього нагрівання або охолодження, а також без термообробки. Попередня термообробка продукту проводиться для зниження в'язкості, що дозволяє підвищити продуктивність при переміщенні продукту і знизити енерговитрати на дозування.

В'язкі продукти містять рідини з умовно високою в'язкістю, які при певних умовах можуть змінювати свої властивості. До в'язким продуктам відносяться, зокрема, паста томатна, сметана, згущене молоко, майонез, і т.д. через своїх реологічних властивостей в'язкі продукти не мають змоги витікати з високою швидкістю через отвори, які відносно є невеликими, під дією сили тяжіння і надмірного тиску в верхньому шарі самої рідини. Тому при формуванні дозування і розфасовці в'язких продуктів в споживчу тару необхідно забезпечувати їх примусове переміщення.

Молоко-це сировина, що володіє певними фізико-хімічними властивостями, такими як кислотність, масова частка жирів і білків, щільність, електропровідність і т.д., а також смаковими і технічними характеристиками, такими як здатність тверднути під впливом сичужного ферменту і термостійкість. [2]

1.1. Хіміко-біологічні та фізико-механічні властивості дозованих продуктів

Виготовлення згущеного молока з поступовим внесенням цукру в основну масу продукту започатковане на підвищенні концентрації сухої речовини в молоці за рахунок його загущання і додавання підсолоджувачів.

Відповідно до ГОСТ (2903-78), цукор і згущене молоко повинні відповідати наступному складу (%) і характеристикам: в'язкість 3,0-10,0 па·з, вміст сахарози не менше 43,3%, кислотність не повинна перевищувати 47,8‰; вміст сухої речовини в молоці $\geq 28,2\%$, його жирність $\geq 8,6\%$; вологість $\geq 26,7\%$.

Основним аспектом, що визначає якісний показник згущеного молока з різними видами підсолоджувачів і цукром в тому числі, є консистенція, і в більшості випадків консистенція молока змінюється в бік загущення. Одним з важливих аспектів, що впливають на консистенцію та якість згущеного молока, є мікробіологічний та хімічний склад молока, тобто його білковий склад та сольовий. Для виробництва даного виду продукції пріоритетно використовується молоко з низьким співвідношенням жиру і СОМО (близько 0,425), а також невеликі жирові кульки і міцели казеїну і найбільш якісний вміст кальцію (не більше 124,8 мг%).

Густина готової продукції має пряму залежність безпосередньо від рівня кислотності сирого молока. Збільшення рівня кислотності молока, яке виникає внаслідок поступового зброджування молочних цукрів відповідними бактеріями, зміщує сольовий та лужний баланс молока, зменшує теплову витримку казеїну і має негативний вплив на консистенцію згущеного молока із цукром.[7]

Під час термічної обробки, такої як пастеризація і відповідно загущення, активізуються фізико-хімічні зміни компонентів вихідного продукту.

У непідготованому згущеному молоці з цукром знаходиться 13-14% лактози, яка, в свою чергу розчинена при вологості 23-24%, утворюючи насичений розчин за температури 50-60 °С. Після охолодження продукту до середньої кімнатної температури розчин лактози переходить в стан пересичення, через що певна частина лактози стрімко випадає у вигляді своєрідних кристалів. Трансформація

лактози в кристалічний стан відбувається в два етапи: починається все із формування ядра кристалу, а потім, відповідно, повноцінний ріст кристалів.

Для достатнього рівня забезпечення якісної консистенції речовини потрібно максимально досягти масового формування дрібних кристаликів лактози (бажаним розміром в межах 8-11 мкм) до завершення процесу кристалізації. Якщо процес кристалізації частинок лактози не буде в повній мірі завершено, то це може, як наслідок, призвести до утворення кристалів одночасно із процесом охолодження на етапі зберігання.

В'язкість молока незалежно від його гатунку повинна становити ≥ 1028 кг/м³ при виконанні умови температури 20 °С. Допускається закупівля молока з густиною не менше 1027 кг/м³ за аналогічної температури і кислотністю 15-21°Т, але обов'язково свіже, сама ж свіжість молока оцінюється контрольною пробою, якщо його показники якості відповідають нормам ДСТУ (3662-97).

Молоко, що не відповідає нормам ДСТУ (3662-97), відноситься до продукту який не є гатунковим і може бути використане для переробки відповідно до галузевих рекомендацій, затверджених у відповідності до порядку.

Молоко транспортують спеціально обладнаними транспортними засобами відповідно до правил перевезення вантажів, які мають схильність до швидкого псування, що діють на даному виді транспортуючих засобів. [6]

Молоко перевозять в автоцистернах відповідно до ГОСТ (9218) або у флягах за стандартом ГОСТ (5037). Цистерни та фляги, що містять молоко, закривають з високою щільністю за допомогою прокладок з харчової гуми, які має сертифікати відповідності для використання із харчовими продуктами та опломбовують.

Зберігання молока або на виробництві, або на фермах безпосередньо до процесу закупівлі зазвичай не повинно бути більшим ніж одна доба за умови постійного підтримання температури ≤ 4 °С, або 18 годин при температурі ≤ 6 °С та всього 12 годин при температурі ≤ 8 °С.

1.1.1 Хімічні та фізичні характеристики молока.

Характеристики молока як неподільної фізико-хімічної системи визначаються властивостями його компонентів. Будь-які зміни у вмісті та стані складових компонентів молока призводять до змін його фізико-хімічних характеристик.

Складові частинки сирого молока абсолютно по-різному мають вплив на його фізико-хімічні характеристики. Наприклад, в'язкість і кислотність молока більшою мірою залежать від кількості білків, тоді як електропровідність практично не залежить від них. Мінеральні речовини значно впливають на кислотність і електропровідність молока, але не змінюють його в'язкість та інші характеристики.

У промисловості пов'язаній із молочними продуктами важливим фактором є використання молока з високими масовими частками жирів, білка та сухих речовин, інакше кажучи молоко яке має повноцінний хімічний склад. Збільшення кількості основних складових частин молока дозволяє поліпшити якісну характеристику молочних продуктів і знизити витрату необхідної на виробництво сировини.

Масові частки жиру і білка в сирому молоці мають відповідати базисним нормам. Базисна норма для вмісту жиру в молоці за масою становить 3,4%, а для масової частки білка – 3,0%.

Кислотність молока визначається переважно присутністю кислих солей та білків у його складі. Вона виражається через показники титрованої та активної кислотності.

Під час зберігання молока його кислотність починає підвищуватися, що в свою чергу призводить до небажаних змін його властивостей, зокрема, впливає на стійкість білків при нагріванні. Таким чином, титрована кислотність є критерієм для оцінки свіжості молока як сировини.

Активна кислотність тобто рН має характеристику таку як концентрація, або іншими словами активність іонів водню. Вона чисельно є рівною від'ємному десятковому логарифму концентрації цих іонів.[8]

Густина молока є одним із основних комплексних показників, що визначають як безпеку, так і якість молока-сировини під час виробництва всіх молочних продуктів.

Густина молока визначається як маса самого продукту себто молока при температурі 20 °С, що міститься в об'ємній одиниці (кг/м³), і має значення у вигляді ареометричного методу. Вона має пряму залежить від температури самого продукту та вмісту складових частин, які мають середні значення густини в кг/м³: молочний жир – 921, білки – 1392, молочний цукор – 1609, солі – 2859. Оскільки хімічний склад молока змінюється, густина коливається в межах від 1027 до 1032 кг/м³.

За густиною сирого молока можна оцінити наскільки воно є натуральним. При додаванні води до маси молока його густина відповідно знижується: наприклад, всього десять відсотків доданої води знижує густину молока приблизно на 3 кг/м³. Водночас виділення вершків або додавання знежиреного молока призводить до підвищення густини молока.

Для визначення натуральності молока застосовують показник температури замерзання продукту.

Температура замерзання молока напряму має залежність у вигляді пропорції його осмотичному тиску чи відповідно концентрації розчинених часток. Ця температура є постійною фізико-хімічною властивістю молока, яка визначається істинно розчинними складовими частинами, такими як лактоза і солі. Пошук його точки замерзання є надійним методом моніторингу натуральності молока. Якщо ж мова йде про температуру замерзання молока, то вона коливається в межах від 0,524 нижче нуля до 0,564 °С нижче нуля, в залежності від тварин, а саме їх породи та місцевості їх вирощування та утримання, а для збираного молока – від 0,530 до 0,550 °С зі знаком мінус. Найбільш поширена температура замерзання, яку можна використовувати як порівняльну величину, становить -0,540 °С. Натомість молозиво має нижчу точку замерзання, ніж у молоко, це пов'язано із підвищеним вмістом солей, і становить від -0,570 до -0,580 °С.

Залежність точки замерзання від концентрації дійсно розчинного молочного компонента дозволяє визначити змішування молока з водою.

Температура замерзання молока різко зменшується при підкисленні. При зміні рН з 6,6 на 6,0 саме це значення показника падає з $-0,540$ до $-0,560^{\circ}\text{C}$. Якщо кислотність перевищує 24°C , накопичення молочної кислоти викликає денатурацію білка, що унеможлиблює вимірювання температури замерзання.

В даний час існує 2 стандартних методу визначення якою є температура замерзання молока. ГОСТ (30562-97). Визначення температури замерзання. Низькотемпературний метод (термісторний). Як визначити температуру замерзання".

Метод терморезисторів тобто кріоскопічний значиться в охолодженні молока до заданої температури, після чого механічні коливання викликають кристалізацію води, що міститься в молоці. Потім температура швидко підвищується до температури, яка власне і є точкою замерзання.

Описаний в ГОСТ (25101 - 82) спосіб визначення температури замерзання заснований на вимірюванні зниження температури замерзання молока порівняною з температурою замерзання двох видів дистильованої води. Для даного дослідження використовується кріоскоп ручний з приладом Бекмана або термометром переходу.

За хімічними та фізичними показниками характеристик молоко повинно мати відповідність стандартам, зазначеним в таблиці нижче.[10]

Таблиця 1.1 Фізичних та хімічних показників сирого молока

Показник	Екстра	Вищий гатунок	Перший гатунок	Другий гатунок
Кислотність, °Т	16-17	16-17	≤ 19	≤ 20
Ступінь чистоти за еталоном, група	1	1	1	2
Загальне бактеріальне обсіменіння, тис./см ³	≤ 100	≤ 300	≤ 500	≤ 3000
Температура, °С	≤ 6	≤ 8	≤ 10	≤ 10
Масова частка сухих речовин, %	≥ 12,2	≥ 11,8	≥ 11,5	≥ 10,6
Кількість соматичних клітин, тис./см ³	≤ 400	≤ 400	≤ 600	≤ 800

1.1.2. Фізичні та хімічні ознаки молока згущеного незбираного з цукром

Масова частка вологи [%], \leq	26,5
Масова частка сахарози [%], \geq	43,5
Масова частка сухих речовин молока, %, \geq	28,3
У тому числі масова частка жиру	8,3
Кислотність, °Т, \leq	47,8
Кислотність вмісту молочної кислоти в відсотках, %, \leq	0,42
В'язкість продукту щойно приготованого, Па·с	Від 3,2 до 9,8
В'язкість продукту, Па·с,	не повинен перевищувати 14
Клас чистоти відновленого згущеного молока відповідно до затвердженого еталона для коров'ячого молока \geq	2
Допустимі параметри розмірів кристалів лактози, мкм, \leq	13,0

1.2 Опис основних особливостей конструкції дозаторів для густих молочних продуктів.

1.2.1. Дозувальний насос для густих продуктів з молока

Розливковий апарат має 10 незалежних насосів із можливістю підстроювання дозування та вимкнення будь-якого з насосів.

Також може комплектуватися насосами продуктивністю 1800 мл, 4500 мл, 6000 мл і 9000 мл.

Для дозування як харчових рідин, так і хімічних і агресивних з низькою в'язкістю (молоко, вино, оцет, різноманітні напої, гліцерин). Для рідин із високою в'язкістю й вмісто дрібних частинок дозатор не підходить.

Стандартний об'єм розливу від 2 мл до 3500 мл. Підходить для рідин температурою до 70 °С.

Мембрани насосів стійкі до продуктів корозії. Корпус виготовлений із неіржавкої сталі, шланги — із силікону, головка насоса — зі спеціального матеріалу, який витримує помірно кислі та лужні розчини.

Система зворотного клапана запобігає протіканню рідини після виходу дози з апарата.

Вбудована пам'ять дає змогу зберігати параметри розливу для 7 різновидів продуктів, після вимкнення пристрою всі параметри зберігаються.

Корпус обладнаний панеллю керування з цифровим дисплеєм. Час заповнення й обсяг подавання регулюються самостійно. До комплекту входить педаль, за допомогою якої можна розливати та дозувати рідини, а також є автоматичний режим роботи. Пауза між наливом встановлюється вручну. [5]



Рис. 1.1. Розливна машина ТТФК-10.3500

Характеристики пристрою:

корпус — неіржавка сталь AISI304;

настроювання дози — кнопки на LED-дисплеї;

напруга: АС 220 В /50 Гц;

потужність: 300 Вт;

продуктивність: 30 шт./хв x 10 насосів. Загалом 300 шт.

тип дозатора: рідинний із мембранним насосом;

діаметр сопла: 5 - 12 мм;

силіконова трубка: внутрішній діаметр: 6,4 мм, товщина: 1,6 мм

розмір дози: 3-3500 мл

похибка: $\leq 1\%$;

вага: 25 кг.[5]

1.2.2. Основні властивості поршневого дозатора за об'ємом

У сучасних моделях пристроїв часто застосовують стандартну схему дозатора, яка зображена нижче (на рис. 1.2).

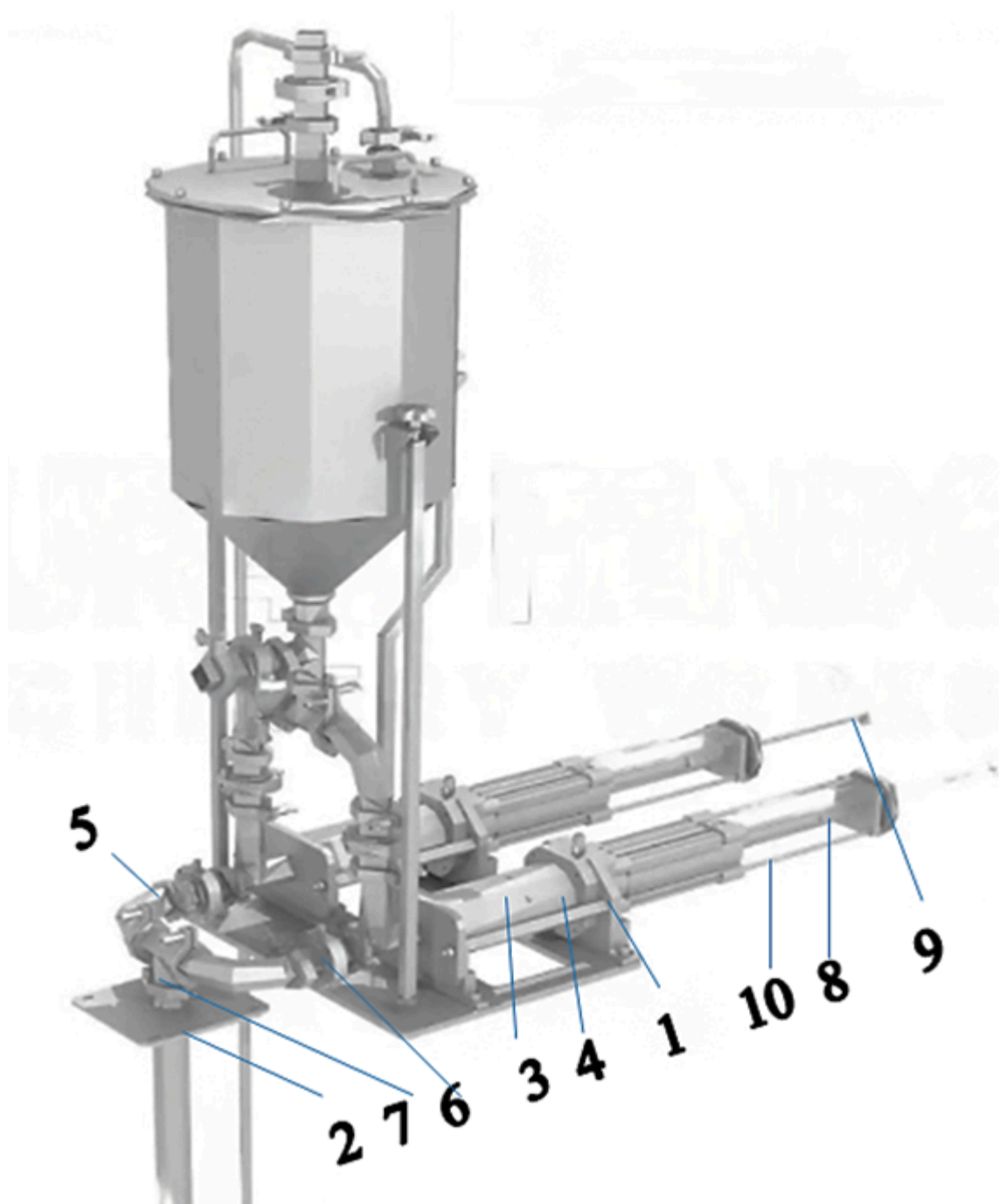


Рис. 1.2. Дозуючий пристрій з поршнем механізмом: 1- рама; 2 - фланець; 3 – порожнина вимірювання дози; 4 - поршень дозатора; 5 – привід пневматичний; 6 - клапан; 7 - золотник; 8 - пневматичний циліндр; 9 – регулювальний пристрій; 10 – опора

Поршневий дозатор функціонує наступним способом. На початку циклу шток пневматичного циліндра 8 розташований у нижній, крайній точці.

Під час переміщення штоку пневматичного циліндра у верхню частину разом із ним рухається зафіксований на ньому поршень дозатора 4, який в свою чергу створює розрідження всередині порожнини циліндра для набору дози 3. Продукт всмоктується в порожнину 3 через відповідний трубопровід, що з'єднаний з бункером фланцем 2. Об'єм дози визначається як сукупність значень таких як хід поршня та внутрішній діаметр порожнини в якій відбувається наповнення продуктом для подальшого формування дози. Коли поршень зупиняється, клапан 6 перекриває шлях подачі продукту в циліндр дозування. За наявності тари в яку буде відбуватись пакування продукту в комірці на диску каруселі клапан повертається на 100°, а дозувальний поршень 4 виштовхує задану дозу готового продукту через золотник 7 в упаковку. [23]

Тоді коли продукт потрапляє в упаковку, золотник 7 за рахунок зворотної пружини поступово повертається у своє початкове положення. Клапан 6 також повертається назад під дією пневматичного приводу. Завдяки зміні положення на початку руху кульового крану та поршня, здійснюється втягування залишків продукту з порожнини насадки, що запобігає утворенню крапель на виході.

Налаштування розміру дози проводиться через упор, який змінює своє положення при обертанні спеціального регулювального гвинта 9. Дозувальний циліндр встановлюється в корпус 1. Пристрій для дозування закріплюється на рамі машини пакування і фіксується за рахунок опори 10.

1.2.3. Основні особливості мембранно-поршневого дозатора з вертикальною траєкторією руху поршня.

Мембранно-поршневий дозатор з вертикальною траєкторією руху поршнів (рис. 1.3) застосовується для вимірювання та пакування майонезу та сметани в порції від 150 г. Пакування сметани різної жирності можливе при температурі не нижче 18°C.

Дозатор фіксується на автоматі за допомогою двох кронштейнів, до яких приєднаний корпус 18, що утримує всю конструкцію дозатора.

Мембранно-поршневий дозатор працює таким чином: сметана надходить через трубу 11 в резервуар 16. В період коли поршень 21 пневматичного циліндра 3 починає рухатися синхронно зі штоком 19, траверса 14 піднімається разом із поршнями 15. Саме у цей момент мембрана 7 знаходиться в проміжному положенні, що дозволяє продукту з резервуару 16 чпройшовши канали проникати в нижню частину циліндра. Під надлишковим тиском клапан 17 роздається, блокуючи прохід продукту до випускних сопел 5.

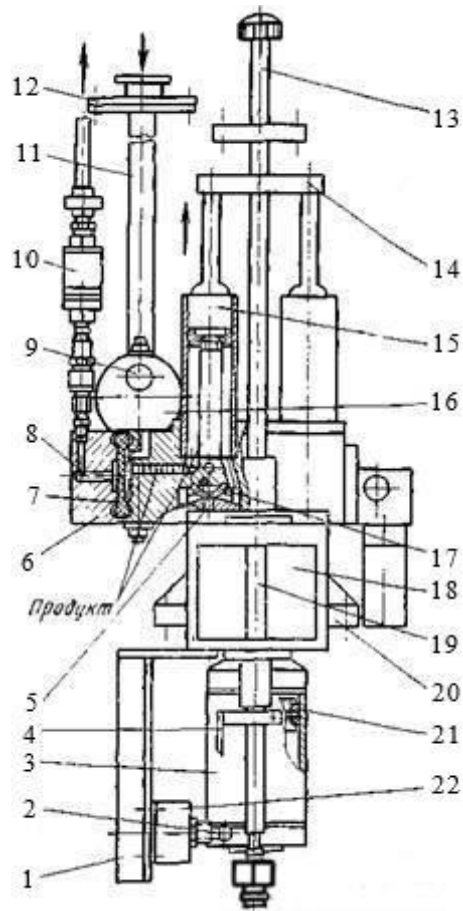


Рис. 1.3. Схема мембранно-поршневого дозатору з вертикальною траєкторією руху поршнів: 1 - пластина; 2 – перемикаючий ролик; 3 - пневматичний циліндр; 4 - рейка; 5 - сопло; 6 - оболонка; 7 - перетинка; 8 - повітряний канал; 9 - індикатор; 10 - дросель; 11 - трубка; 12 - фланець; 13 – регулюючий гвинт; 14 - перемичка; 15 - поршень; 16 - резервуар; 17 - клапан; 18 - оболонка ; 19 - шток; 20 – пластина; 21 - поршень; 22 – перемикач.

Створюється надлишковий тиск через повітряний канал 8 до камери перетинки 7, яка запобігає зміні напрямку переміщення продукту та не дає йому повернутися в резервуар 16. Клапан 17 за рахунок впливу тиску продукту повертається у своє стартове положення, відкриваючи вихід продукту до сопла.

При переміщенні поршня у нижнє положення відбувається дозування порції продуктів, після чого цикл починається заново.

Налаштування обсягу дози заданого продукту виконується шляхом обмеження ходу поршня за допомогою регулюючого гвинта 13. Система дозування обладнана чотирма циліндрами для дозування, які розміщені в оболонці 6.

1.3. Основні особливості рідинних дозаторів з безперервним режимом роботи.

Пристрої дозування для рідких продуктів, таких як молоко, цукор, розчини та жири, подібні до дозаторів, призначених для води, і мають такі ж самі вимоги – забезпечення точності фасування. Обсяг поданого продукту впливає на стабільність регулювання шляхом його ускладнення та швидкість. Схеми дозаторів безперервної дії наведені на рисунку 1.4.

Дозуючі системи які мають вільне витікання продукту (див. рис. 1.4, а) формується з бака з постійним рівнем, який підтримується кульовим краном. Рідина витікає через трубопроводи за допомогою крана, оснащеного ручкою, показником та регулюванням величини вихідного перетину зі шкалою.

Дозування сольових та дріжджових розчинів, задля уникнення блокування кранів важкими частинками солі та дріжджів, використовуються пробкові дозатори з наявністю кранів (див. рис. 1.4, б), які здійснюють рух у вигляді коливань за допомогою коромисла та тяги. Кран також має свою коливальну амплітуду, а отже, і витрата рідини, регулюється за допомогою шкали. Амплітуда коливання змінюється за рахунок досягнення шляхом зміни відстані до тяги та відповідним пересуванням її кінця у посадковому місці коромисла. Потік рідини, що має пульсацію частково запобігає забиванню крана, але присутній швидкий знос рухомих кранів є основним недоліком таких дозаторів. [9]

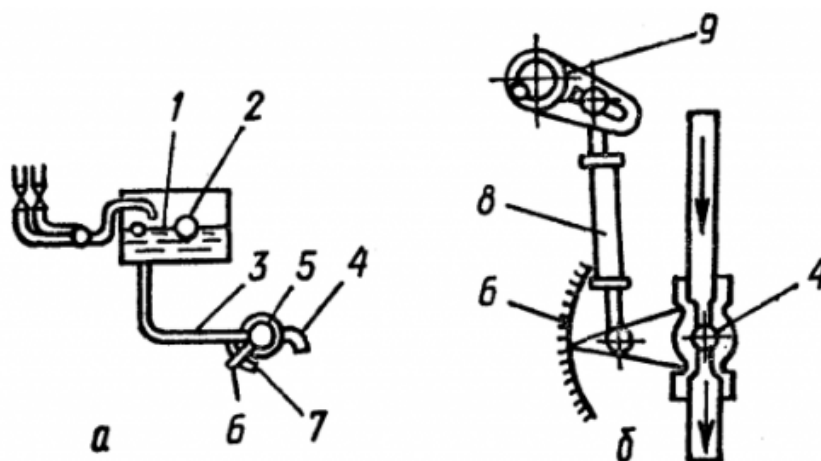


Рис 1.4 Схема безперервного рідинного дозатора: а – з витіканням рідини у вільному потоці; б – із краном пробковим: 1 – резервуар; 2 – кран кульовий;

3 – труба; 4 – кран пробковий; 5 - труба; 6 – індикація; 7 – ручка; 8 – тяга; 9 – направляюча.

1.4 Основні особливості обертальних пневматичних приводів.

Назва яка лежить в основі приводів поворотної дії рейка та шестерня виникає з принципу обертального руху колеса із зубцями тобто шестерні відносно рейки із зубцями тобто стійки.

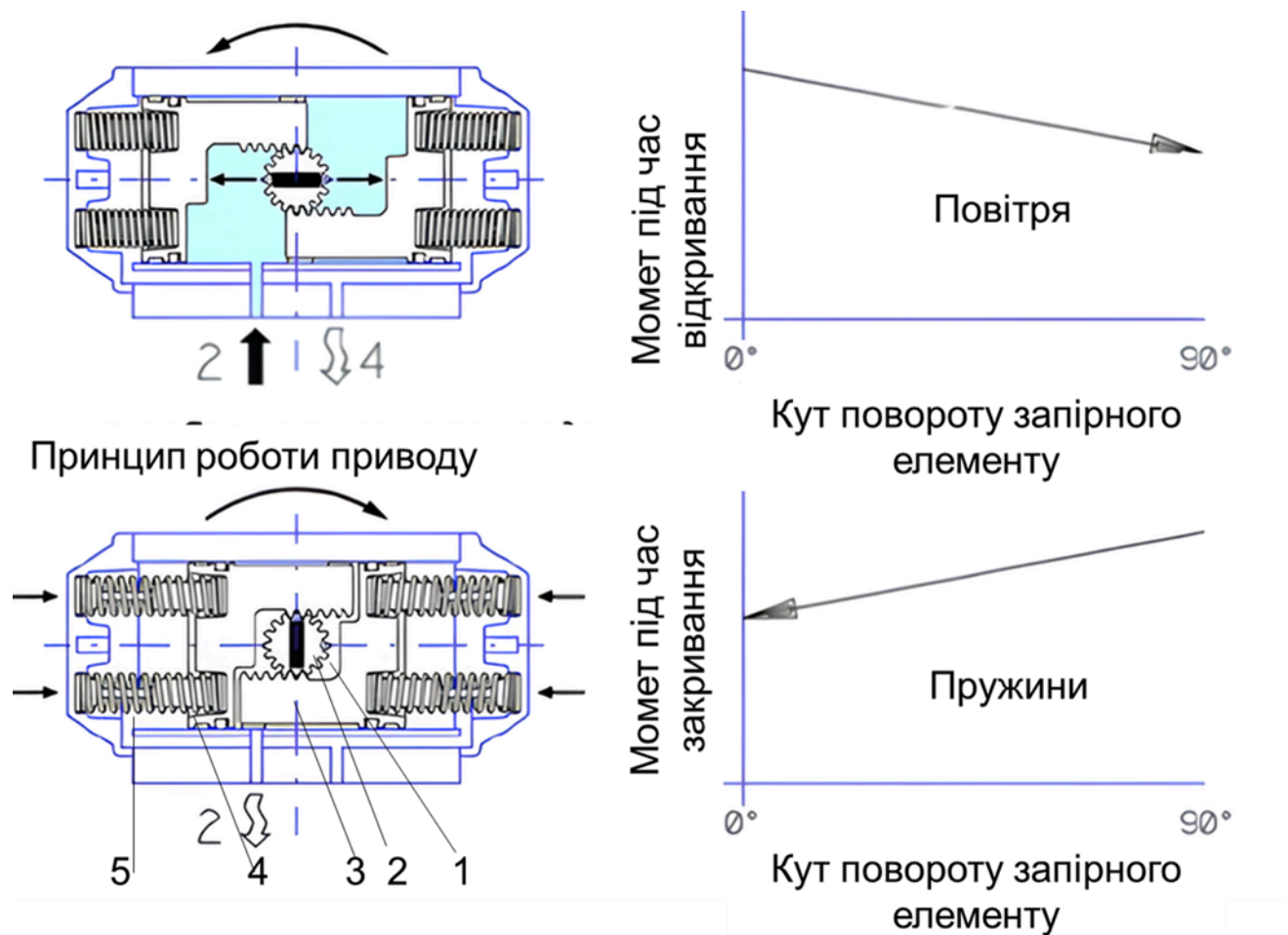


Рис. 1.4. Привід пневматичний поворотний: 1- маточина; 2 – вал з шестернею; 3 – рейка із зубцями; 4- поршень; 5 – пружина повернення в початкове положення.

Маточина 1, яка транслює момент кручення на підключену арматуру, кріпиться на валу з шестернею 2. Коли пневматичний привід у повному зборі вал з шестернею постійно взаємодіє із зубчастими рейками 3, яких в даній системі 2 штуки, і вони мають закріплення на поршнях 4. Оскільки саме ці деталі є ключовими елементами конструкції, відповідальними за перенесення крутних моментів, вони стали основою для назви – пневматичні приводи з будовою рейка-шестерня.

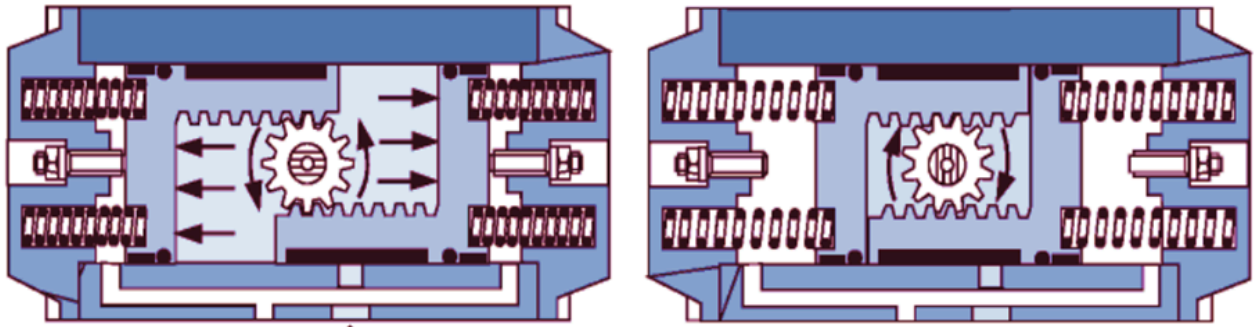


Рис 1.5. Принцип роботи пневмоприводу типу рейка-шестерня: праворуч – відкриття; ліворуч – закриття.

Дослідимо функціонування пневматичного привода моностабільного. На рисунку 1.5 - 2 можна побачити стан пневматичного привода в початковому положенні, в такому положенні поршні знаходяться на мінімальній відстані між собою, відповідно тиск, який діє на поршні - атмосферний. Щоб активувати пневмопривід (рисунок 1.6), потрібно направити потік стисненого повітря в камеру А, тобто заповнити порожнину між поршнями. Саме це викликає рух поршнів в протилежні боки і поворот вала-шестерні проти годинникової стрілки. В результаті стиснюються зворотні пружини (позначені номером 5 на рисунку 1.5), при такій дії з камери В повітря починає вивільнятися в назовні. Щоб пневматичний привід закрився (показано на рисунку 1.6) потрібно випустити з камери А повітря в атмосферу. У даному випадку пружини почнуть свій рух в сторону випрямлення та пересунуть поршні до початкового положення, що призводить до повороту валу з шестернею з ліва на право. тобто за годинниковою стрілкою. Будова пневматичного привода подвійної дії подібна, але в ній немає пружин. Поршні рухаються як в одному так і в іншому напрямку шляхом подачі стисненого повітря (в камеру А - для відкриття, в камеру В - для закриття).

Також існує подібний механізм, зокрема циліндри серії 69, але компоновка цього циліндру дещо інша.[6]

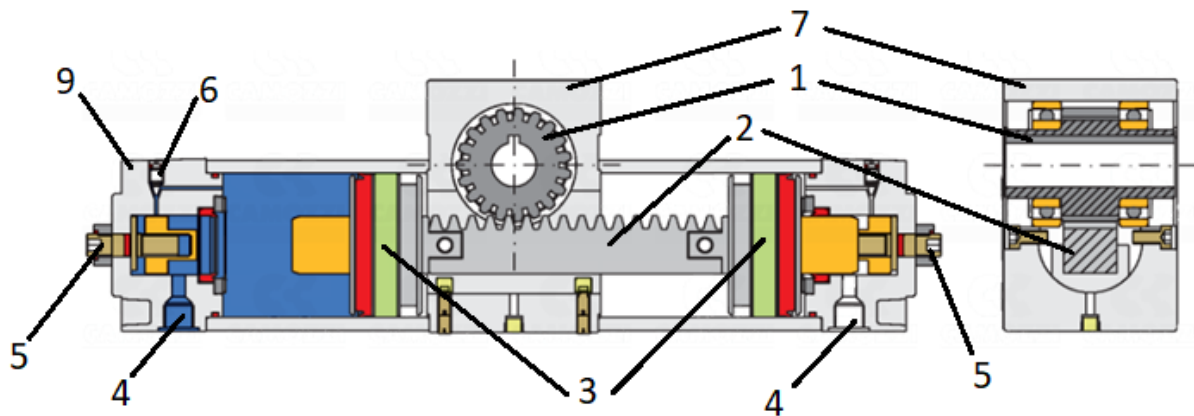


Рис 1.6. 69 серія. Поворотний пневмоциліндр: 1 – втулка із шестернею; 2 – рейка із зубцями; 3 – поршень; 4 – підвідний канал для подачі надлишкового тиску; 5 – гвинти для регулювання; 6 – демпферні гвинти; 7 – корпус; 9 – бокові кришки.

Внутрішня частина циліндра поворотного містить блок із зубчастим колесом та зубчастою рейкою, а в центрі корпусу розташована шестерня, яка взаємодіє із зубчастою рейкою. Рейка з обох сторін з'єднана з двома поршнями, які розміщені в відповідних порожнинах, а також має додаткові магнітні кільця для контролю положення та його відображення. Рейка переміщується разом із поршнями в сторону подачі надлишкового тиску через канал, що розташований у кришці.

Торцеві кришки обладнані демпфуючою системою для гасіння ударів на кінцях ходу та гвинтами, котрі допомагають регулювати цей процес і встановлюють параметри в цій фазі переміщення. [6]

1.5. Основні особливості шарових кранів.

Шарові крани є типом запірної арматури, де елемент запирання виконаний у формі кулі з круглим отвором, що дозволяє проходження робочого середовища. Поворот кулі здійснюється навколо її осі завдяки пазу, який розташований на кулі та валу, що забезпечує обертання при повороті.

Крани можуть виконувати ролі як запірної, так і регулюючої арматури, а також діяти як розподільні пристрої. Вони призначені для контролю потоку рідин і газів, включаючи в'язкі, забруднені, суспензії, пульпи та шлами, які сумісні з ущільненнями та корпусними матеріалами. Крани застосовуються в магістральних нафтопроводах та газопроводах, міському газопостачанні, а також у котлах, резервуарах та в інших галузях.

Основні конструктивні відмінності кранів визначаються формою елемента запирання, який може мати вигляд кулі, циліндра або конуса.

Крани ще класифікуються за відмінностями в робочому ході: двоходові, які використовуються для налаштування потоків в трубопроводі, та триходові, котрі мають порти у формі «Т» чи «L» для зміни напрямку потоку.[6]

Виділяють 2 основні види двоходових шарових кранів: трьохскладові та двохскладові.

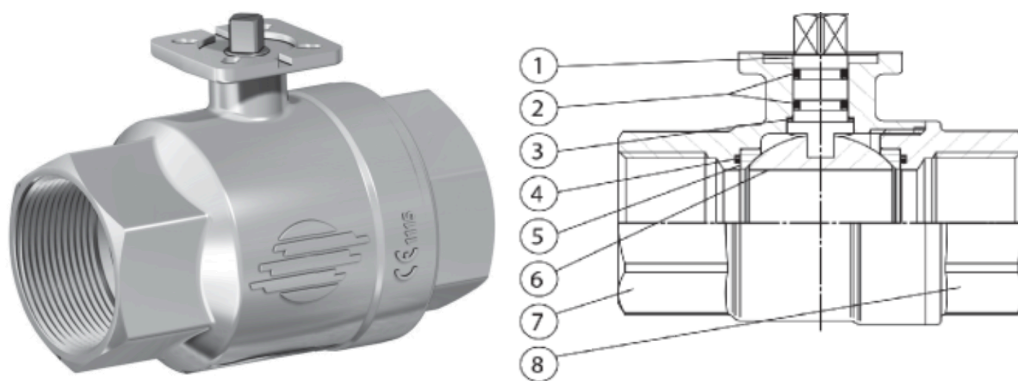


Рис. 1.7. Кран кульовий двоскладовий: 1 – вал; 2 – кільце ущільнююче; 3 – кільце ущільнююче верхнє; 4 – кільце ущільнююче; 5 – кульове ущільнення; 6 – куля; 7 – корпус; 8 – кришка.

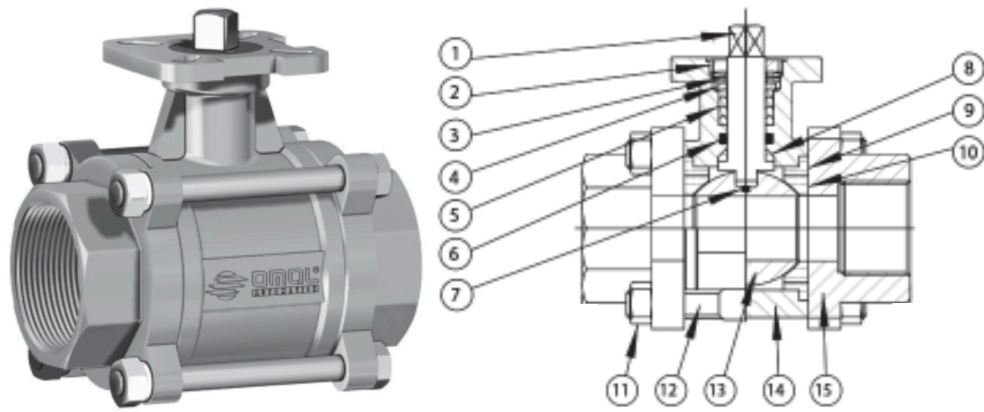


Рис. 1.8. Кран кульовий трискладовий: 1 – вал; 2 – гайка; 3 – пружина тарільчаста; 4 – кільце ущільнююче; 5 – ущільнення валу V-подібне; 6 – кільце ущільнююче; 7 – кільце антистатичне; 8 – герметизація валу; 9 – герметизація корпусу; 10 – герметизація кулі; 11 – гайка; 12 – болт; 13 – куля; 14 – корпус; 15 – кришка.

Позитивні з\характеристики кульових кранів:

- компактність конструкції, низька вартість;
- у відкритому стані низький опір потоку;
- ручне керування дуже просте;
- просте механічне замикання у всіх позиціях.

Негативні характеристики:

- складність реалізації електричного чи механічного керування;
- відносно повільне перемикання.

Тож, шарові крани для регулювання потоку мають довільну, характеристику витрат.

1.6 Основні особливості клапанів сильфонних запірних.

Клапан запірний є типом запірної арматури, яка конструктивно має форму клапана, де елемент запирання має паралельне переміщення осі потоку робочого середовища. Налаштування витрати середовища регулюється шляхом зміни умовного проходу. В таких системах використовуються клапани, які мають не пряму форму сідла, а спеціальну конусну. Це дозволяє не тільки контролювати витрату, але й повністю перекривати потік середовища.

Ці клапани виконують функцію запірної арматури для перекриття потоку, оскільки характеризуються високим рівнем герметичності при відносно простій конструкції. Вони призначені для роботи з рідкими та газоподібними середовищами, що охоплює широкий діапазон типів з'єднань і робочих параметрів.

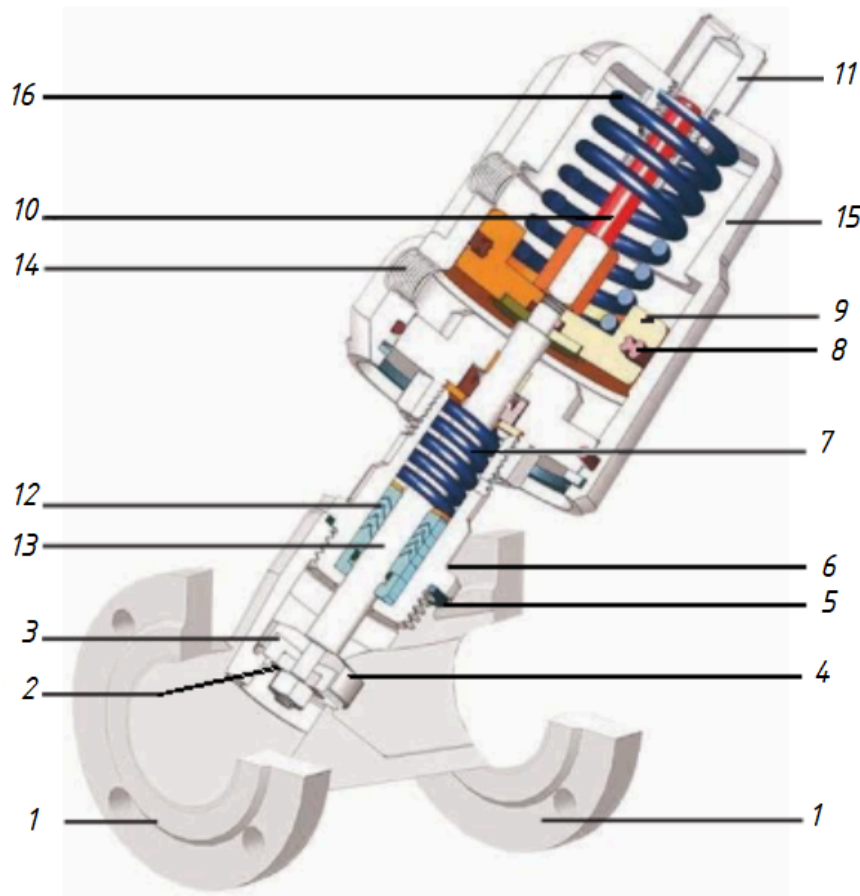


Рис. 1.9 Клапан сідельний з пневматичним управлінням: 1 – корпус; 2 – гайка; 3 – ущільнення сідла; 4 – сідло; 5 – ущільнення корпусу; 6 – кришка; 7 – пружина; 8 – ущільнення поршня; 9 – поршень; 10 – пружина; 11 –

ковпачок; 12 – ущільнення штоку; 13 – шток; 14 – порт під'єднання повітря; 15 – корпус приводу; 16 – датчик.

Коли стиснене повітря подається в канал 14, поршень 9 піднімається вгору, стиснувши пружину 10. Шток 13, який зафіксований на поршні, піднімається разом із ним. На протилежному кінці штоку 13 розташоване сідло 4 з ущільненням 3, яке фіксується гайкою 2. Це сідло піднімається разом зі штоком і в свою чергу збільшує розмір перерізу у корпусі 1. Щоб уникнути витoku середовища по штоку, застосовують ущільнення штоку 12, які мають V-подібну форму. У відкритому положенні датчик 16 знаходиться в піднятому положенні.

Щоб прохід клапана закритися, потрібно почати скидання повітря з порту керування 14. При цьому пружина 7 розтискається, направляючи сідло з ущільненням донизу, яке щільно прилягає до отвору в корпусі.

Окрім вищезазначених переваг клапани також мають інші, до прикладу:

- мають можливість використання в умовах підвищених вакууму тиску і температур, а також в агресивних і корозійних середовищах;
- відносна легкість ремонту та обслуговування під час експлуатації.

Будова клапанів має багато спільного з будовою засувки, але їх основна відмінність полягає в тому, що переміщення затвора відбувається уздовж осі потоку, а не перпендикулярно їй. Це забезпечує клапанам низку переваг у порівнянні із засувками, серед яких:

- незначний хід затвора, необхідний для відкриття до упору (не перевищує 0,25 діаметра (номінального), тоді як у задвижок цей показник становить не менше повного діаметра), що, в свою чергу, призводить до зменшення будівельної висоти та маси. [21]
- у клапанах значно легше, ніж у засувках, досягти необхідної герметичності затвора (завдяки використанню ущільнюючих кілець, які виготовлені з різних полімерних матеріалів);

- під час відкриття та закриття клапана, на противагу засувці, майже повністю усувається тертя затвора та його ущільнення об сідло, що значно знижує знос поверхонь ущільнень;
- змога використання сільфона як ущільнюючого елемента щодо зовнішнього середовища.

Серед недоліків клапанів можна відзначити:

- високий (у порівнянні з засувками та шаровими кранами) гідравлічний опір, який при суттєвих діаметрах проходу і значних швидкостях потоку середовища викликає значні енергетичні втрати та потребує відповідного підвищення початкового тиску в системі пневмоуправління або використання потужнішого електроприводу;
- обмеженість щодо діаметра використання, яке було зазначено раніше;
- присутність застійних зон у більшості конструкцій, де накопичуються механічні домішки, шлам та інші забруднення, що сприяє посиленню корозійних процесів в корпусі арматури.[21]

1.7 Пояснення власної ідеї.

В результаті аналізу та патентного пошуку технічних систем, що стосуються функціонального мехатронного модуля для дозування та фасування рідких харчових продуктів, були визначені такі завдання для проведення дослідження:

1. У ролі основного об'єкта дослідження було обрано підготовлене молоко та згущене молоко, які мають такі характеристики:

В'язкість при 20°C, Па·с	Ступінь чистоти за еталоном, група	Кислотність, °Т	Температура, °С	Густина при 20°C, кг/м ³	Масова частка сухих речовин, %
0,0018	1	16	10	1027	11

2. Створити математичну модель для розрахунку основних ФММ та частин з яких вони складаються, таких як кульові крани, сідельні клапани, пневматичні приводи лінійного і поворотного типів, які використовуються в стандартних конструкціях. Обґрунтувати вибір типового приводу для функціонального мехатронного модуля.

3. Розробити та зібрати установку для проведення досліджень та експериментів, пов'язаних з оцінкою правильності розрахунку попередньо розрахованої математичної моделі.

4. Провести статистичну обробку даних отриманих в результаті досліджень.

5. Сформулювати висновки та рекомендації на основі аналізу статистичних даних, які стосуються доцільності впровадження системи в промислових масштабах.

РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК КЛЮЧОВИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ.

У сучасних дозувальних системах часто використовується конструктивна схема дозатора, яка приводиться в дію за допомогою пневматичних циліндрів, як показано нижче.

Дозатори поршневого типу отримали широке застосування, оскільки можуть використовуватися для фасування продукції з будь-якою в'язкістю та при будь-якому способу подачі продукту. Головним робочим механізмом таких дозаторів є поршень, який створює розрідження в дозувальній камері, що дозволяє прискорити переміщення продукту з випускного бункера або забезпечити силу для виділення продукції з мірної камери. [26]

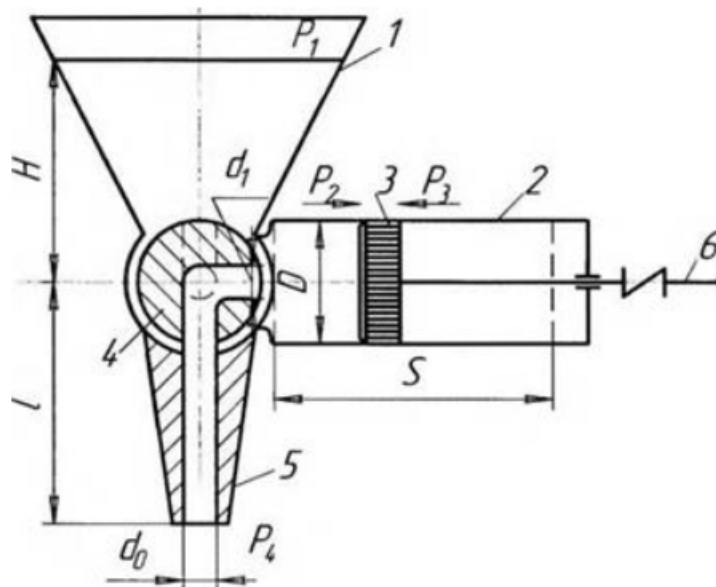


Рис. 2. Дозувальний пристрій поршневого типу: 1 — ресивер; 2 — циліндр для дозування; 3 — поршень; 4 — шаровий кран; 5 — насадка; 6 — привідний важіль.

Переваги дозаторів поршневих:

- Можливість швидко та легко скорегувати величину дози;
- Проста конструкція;
- Герметичність камери дозування.
- Можливість використання широкого вибору приводів;

Недоліками можна рахувати:

- продуктивність має обмеження;
- ущільнювальні елементи мають властивість зношування

2.1. Розрахунок дозатора з поршневим механізмом.

Вихідні дані :

Продукт – згущене молоко

Питома густина продукту – $\rho = 1,3 \text{ т/м}^3$

Об'єм дози продукту – $W = 0,25 \text{ л}$

Продуктивність – $Z = 60 \text{ уп/хв}$

Тиск повітря в бункері – $P_1 = 0,2 \text{ Мпа}$

Тиск який виникає перед поршнем на етапі формування дози – $P_2 = 0,08 \text{ Мпа}$

Тиск повітря у тарі – $P_4 = 0,1 \text{ Мпа}$

Висота стовпа продукту у бункері – $H = 1,2 \text{ м}$

Довжина насадки дозуючого пристрою – $l = 0,09 \text{ м}$

Величина динамічної в'язкості продукту – $\mu = 2 \text{ Па}\cdot\text{с}$

Діаметр вихідного отвору – $d_0 = 0,024 \text{ м}$

Діаметр поршня – $D = 0,08 \text{ м}$

Діаметр каналу у крані – $d_1 = 0,015 \text{ м}$

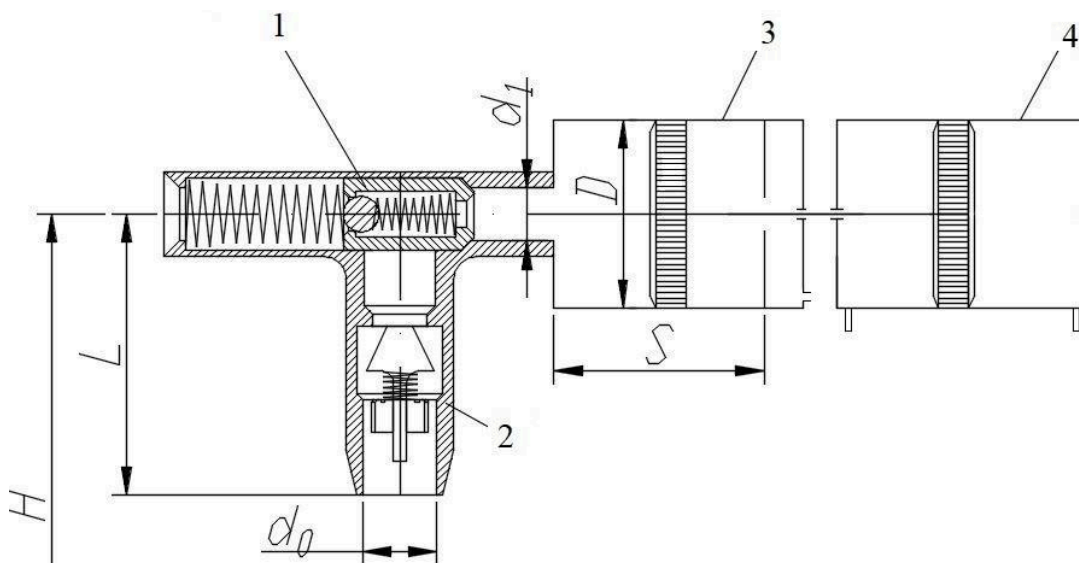


Рис. 2.2. Поршневий дозатор: 1 - елемент запирання; 2 – відвідний патрубок; 3 – циліндр дозуючий; 4 – пневматичний циліндр.

Тривалість кінематичного циклу:

$$T_k = t_{\text{вип}} + t_n + 2 \cdot t_{\text{вк}},$$

$t_{\text{вип}}$ - час виведення продукту із дозатора ;

t_n - час заповнення продукту в дозатор;

$t_{\text{вк}}$ - час увімкнення і відповідно відкриття/закриття клапану.

Тривалість кінематичного циклічного розраховується на основі заданої продуктивності:

$$T_k = \frac{1}{Z} \cdot 60 = \frac{1}{60} \cdot 60 = 1 \text{ с}$$

Час витрачений на формування дози визначається:

$$t_n = 1,2 \frac{W}{f_{\text{еф}} \cdot \mu_0 \sqrt{2g \left(\frac{\Delta P}{\rho} + H \right)}} =$$

$$1,2 \frac{0,00025}{0,00018 \cdot 0,8 \sqrt{2 \cdot 9,81 \left(\frac{120000}{12748,65} + 1,2 \right)}} = 0,144 \text{ с}$$

де $f_{\text{еф}}$ - ефективна площа умовного проходу крана, для круглого перерізу;

$$f_{\text{еф}} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,015^2}{4} = 0,00018 \text{ м}^3$$

μ_0 - коефіцієнт втрат швидкості переміщення продукції в дозаторі, на проектному етапі розрахунків можна приймати по в межах 0,6-0,8;

g - гравітаційна стала, 9,81 м/с²;

ΔP — додатковий набір переміщення продукції, створений різницею тисків у надвіддільному просторі бункера і ступенем розрідження в дозувальному циліндрі, $\Delta P = P_1 - P_2 = 120000 \text{ Па}$;

P_1 - тиск в надвіддільному просторі бункера;

P_2 - тиск розрідження, створюваний поршнем у дозувальному циліндрі;

ρ - щільність продукції.

Тривалість випорожнення дозувального циліндра від продукції:

$$t_{\text{вип}} = T_k - (t_n + 2 \cdot t_{\text{вк}}) = 1 - (0,143 + 2 \cdot 0,0006) = 0,856 \text{ с},$$

Згідно із Формулою Пуазейля, яка зв'язує пропускну здатність насадки з тиском поршня на продукцію функціональною складовою:

$$P_1 = \frac{(P_3 + P_4) \cdot \pi d_0^4}{128 \cdot \mu \cdot l},$$

де P_3 - тиск на продукцію з боку поршня в дозувальному циліндрі;

P_4 - тиск навколишнього середовища, куди переміщається продукція, здебільшого приймають $P_4 = 0,1$ МПа;

μ - динамічна в'язкість продукції;

l - довжина насадки.

Для визначення функціональної залежності між P_3 і $t_{\text{вип}}$ привіряємо пропускну здатність каналу насадки і дозувального циліндра.

$$P_2 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v_0 = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,058 = 0,000023 \frac{\text{м}^3}{\text{с}},$$

де P_2 - здатність проходу циліндра дозування;

v_0 - швидкість поршневого переміщення на етапі вивантаження циліндра дозування,

$$v_0 = \frac{S}{t_{\text{вип}}} = \frac{4W}{\pi D^2 \cdot t_{\text{вип}}} = \frac{4 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 0,08^2 \cdot 0,855} = 0,0579 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

S - хід поршня, визначається $S = \frac{4W}{\pi D^2}$

$$\frac{W}{t_{\text{вип}}} = \frac{(P_3 + P_4) \cdot \pi d_0^4}{128 \cdot \mu \cdot l},$$

звідки

$$P_3 = \frac{128 \cdot \mu \cdot l \cdot W}{\pi \cdot d_0^4 \cdot t_{\text{вип}}} + P_4$$

$$= \frac{128 \cdot 2 \cdot 0,09 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 0,024^4 \cdot 0,855} + 100000 = 100645,61 \text{ Па}$$

Сила на штоці дорівнює силі на штоку важеля пневматичного або електромеханічного приводу, в залежності від відповідних припущень:

$$R = P_3 \frac{\pi D^2}{4} = 100645,6 \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} = 505,9 \text{ Н}$$

Якщо використовуються пневматичні приводи, пневмоциліндри можна вказати і вибрати з каталогу для заданого тиску повітря в лінії:

$$R = \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} (P_{\text{м}} - P_{\text{а}})$$

звідки

$$d_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4R}{\pi(P_{\text{м}} - P_{\text{а}})}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 505,89}{3,14(600000 - 100000)}} = 0,0348 \text{ м}$$

де $d_{\text{ц}}$ - внутрішній діаметр пневмоциліндра;

$P_{\text{м}}$ - тиск повітря в магістралі, здебільшого $P_{\text{м}} = 0,5-0,6$ МПа;

$P_{\text{а}}$ - атмосферний тиск, приймають $P_{\text{а}} \approx 0,1$ МПа.

У випадку застосування електромеханічного приводу доцільно визначати витрати електроенергії:

$$N = Rv = \frac{W}{t_{\text{вип}}} \left(\frac{128 \cdot \mu \cdot l \cdot W}{\pi \cdot d_0^4 \cdot t_{\text{вип}}} + P_4 \right) \\ = \frac{0,00025}{0,856} \left(\frac{128 \cdot 2 \cdot 0,09 \cdot 0,00025}{3,14 \cdot 0,024^4 \cdot 0,855} + 100000 \right) = 29,39 \text{ Вт}$$

2.2. Розрахунок обертального пневматичного приводу.

Рівняння з яких складається модель пневмомеханічної системи, мають змогу об'єднатися та на виході будемо мати всього дві групи: керування рухом та рівняння витрат.

Рух який керує поршнем пневматичного циліндра, отото його виконавчим механізмом:

$$m \frac{dv}{dt} = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 - k_{\text{тр}} \cdot V - F_c \cdot \sin \alpha - V_y; (1)$$

Де S_1, S_2 – площа, яка є ефективною в вихлопній та нагнітаючій порожнині, м^2 ;

V – швидкість переміщення мас, котрі рухаються, м/с ;

$k_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя в'язкості, кг/с ;

F_c - сила сумарного опору руху, Н ;

F_y - реакція упор (правої та лівої), Н ;

m – маса привідних частин, що рухаються, кг.

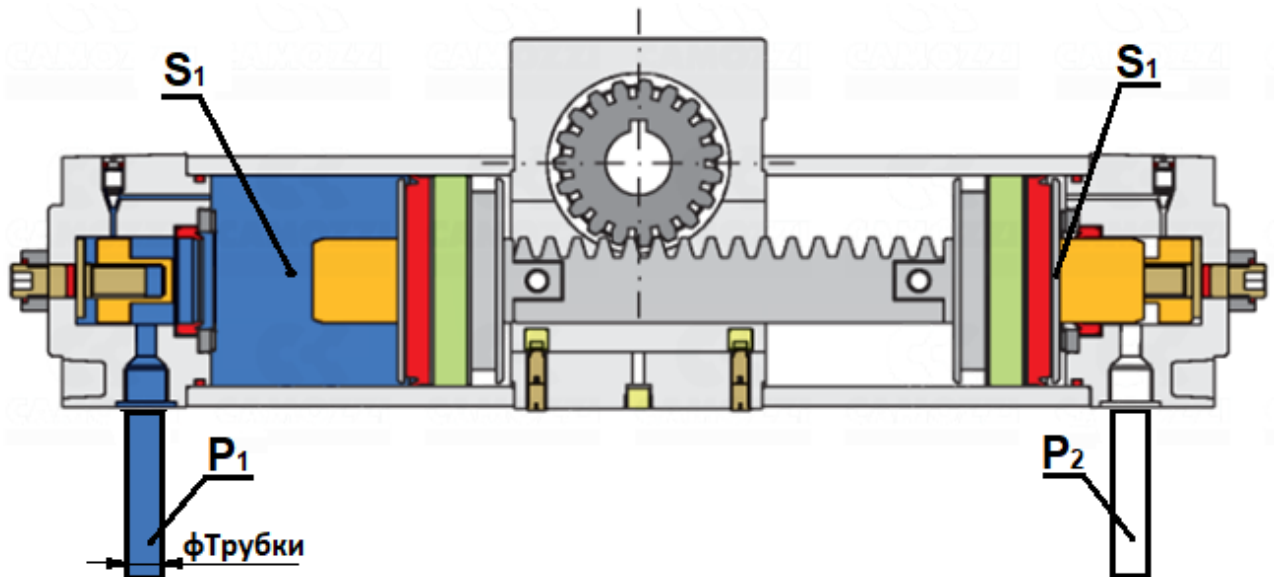


Рис. 2.2 Розрахунок обертального пневматичного приводу.

Привідна підсистема пневматична, котра описується рівнянням нерозривності потоку:

$$G_1 = G_2; \quad (2)$$

Де $G_1 = G_2$ - масові витрати стисненого повітря в двох участках, кг/с.

Якщо приймати до уваги, що масова витрата, яка проходить через проточну частину дорівнює:

$$G = \mu f p_0 * \sqrt{\frac{2k}{(k-1)*R*T_0}} * \varphi(\sigma_i). \quad (3)$$

Перетворивши рівняння (2) в результаті маємо рівняння, яке вказує на зміну тиску повітря в пневматичній системі (4-7):

Розпишемо рівняння надлишкового тиску повітря в напірній площині:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k*\mu_1*f_1*K*p_n*\sqrt{R*T_n*\varphi(\sigma_i)}}{S_1*(X_{01}+X)} - \frac{k*p_1}{(X_{01}+X)} * V \quad (4)$$

Рівняння тиску повітря, що знаходиться в вихлопній частині:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{k*\mu_2*f_2*K*p_n*\sqrt{R*T_n*\varphi(\frac{\sigma_i}{\sigma_2})}}{S_2*(X_0+X_{02}-X)} - \frac{k*p_2}{(X_0+X_{02}-X)} * V \quad (5)$$

де $\varphi(\sigma_i) = \sqrt{\sigma_i^{\frac{2}{k}} - \sigma_i^{\frac{k+1}{k}}}$ при $0.5280 < \sigma_i \leq 1$;

$$\varphi(\sigma_i) = 0,2588, \text{ при } 0 < \sigma_i \leq 0.5280; \sigma_i = \frac{p_i}{p_n}.$$

$$K = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1}}, \quad (6)$$

k - показник адиабати;

R – газова постійна, Дж/кг*К;

T_n – температура повітря в магістралі стиснутого повітря К;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти витрати;

p_1, p_2 – тиск повітря в нагнітаючій та вихлопній магістралі, Па;

f_1, f_2 – площа перетину пневматичного розподільника, м²;

X_0 – хід поршня, м;

X_{01}, X_{02} - відношення початкових об'ємів пневматичного пневматичного приводу до корисної площі поршня в порожнині пневмоциліндра, м.

Враховуючи результати, які наведені у вищезазначених рівняннях зведемо їх в програмі РТС MathCad і отримаємо результати, які будуть відображатись і вигляді графіків. Графіки будуть наводитись для різного тиску та різних діаметрів трубки.

Спочатку зображаємо графіки при тиску в робочій магістралі - 5 бар та діаметрі трубки - 6мм.

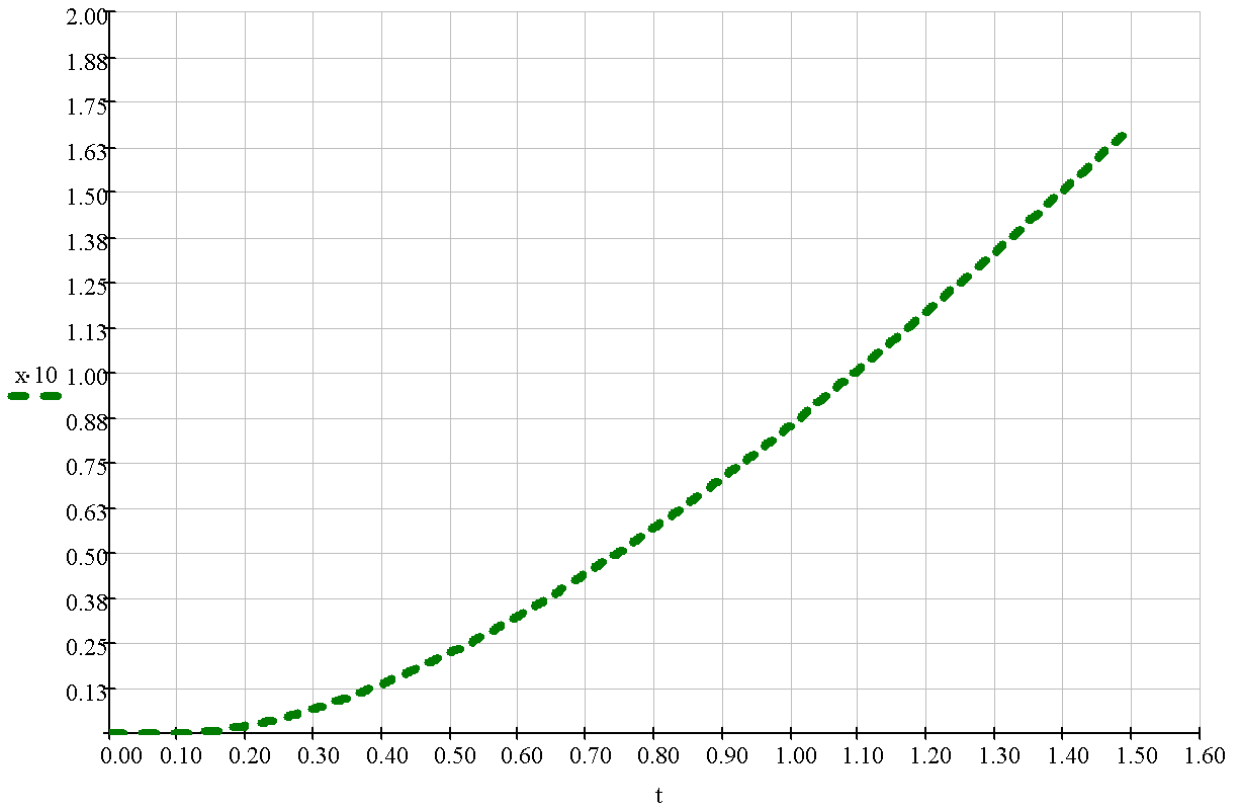


Рис. 2.3 Графік пройденого шляху протягом часу для вихідної ланки поворотного приводу, м

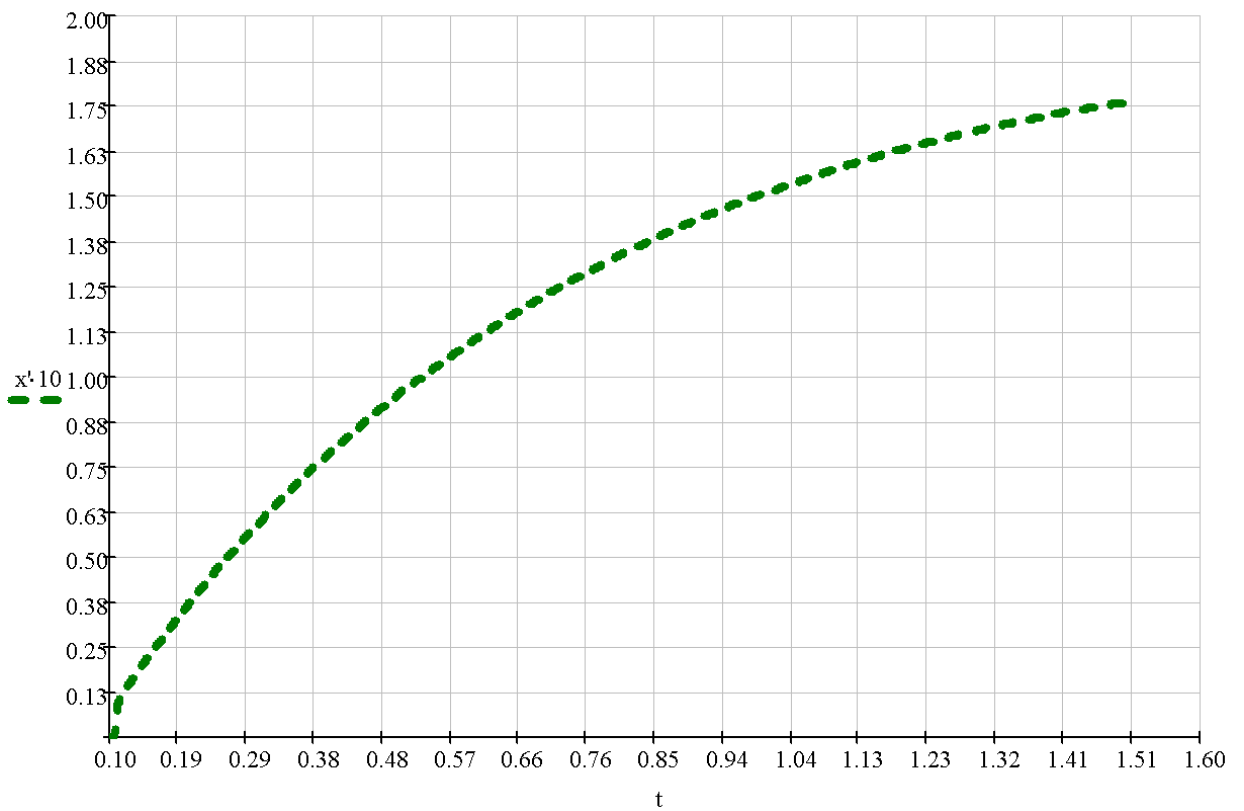


Рис. 2.4. Графік набутої швидкості при повороті вихідної ланки поворотного приводу, м/с

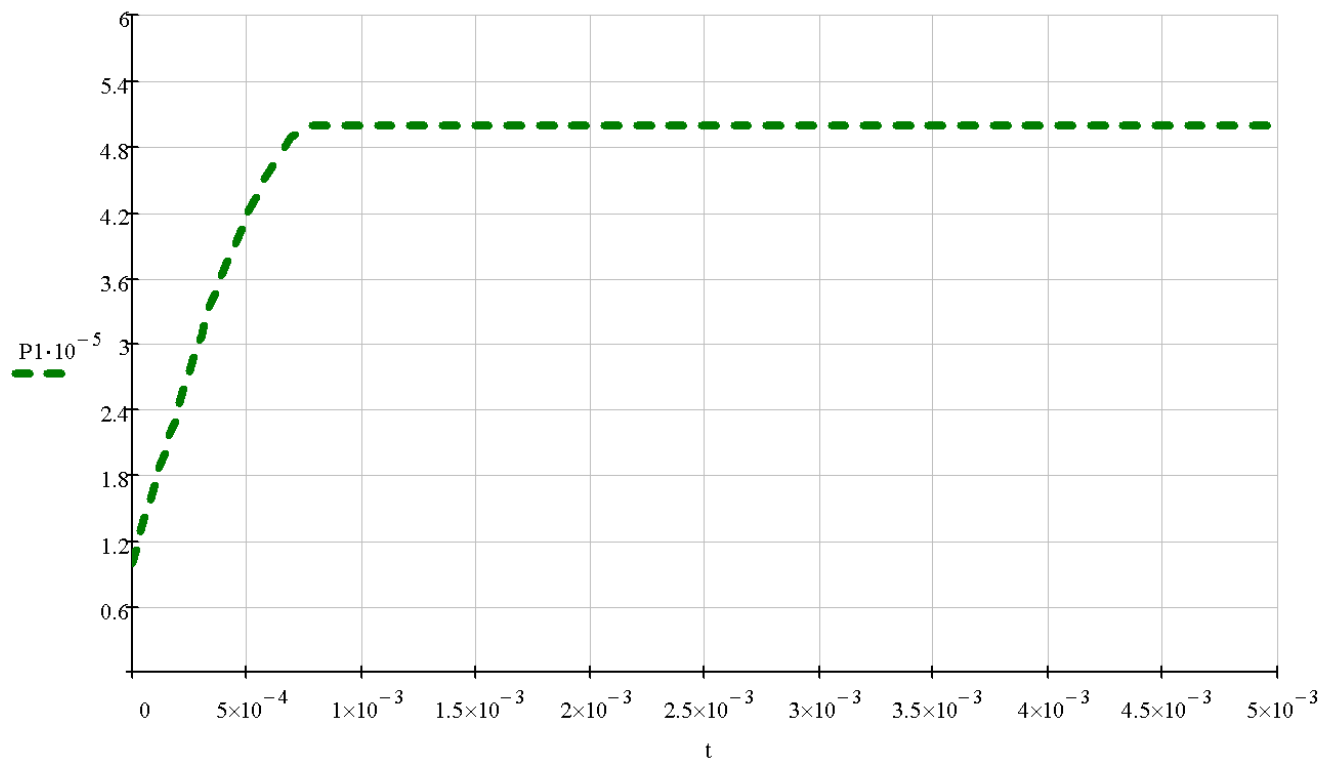


Рис. 2.5. Частково представлений графік тиску в момент подачі тиску порожнину S_1 , бар

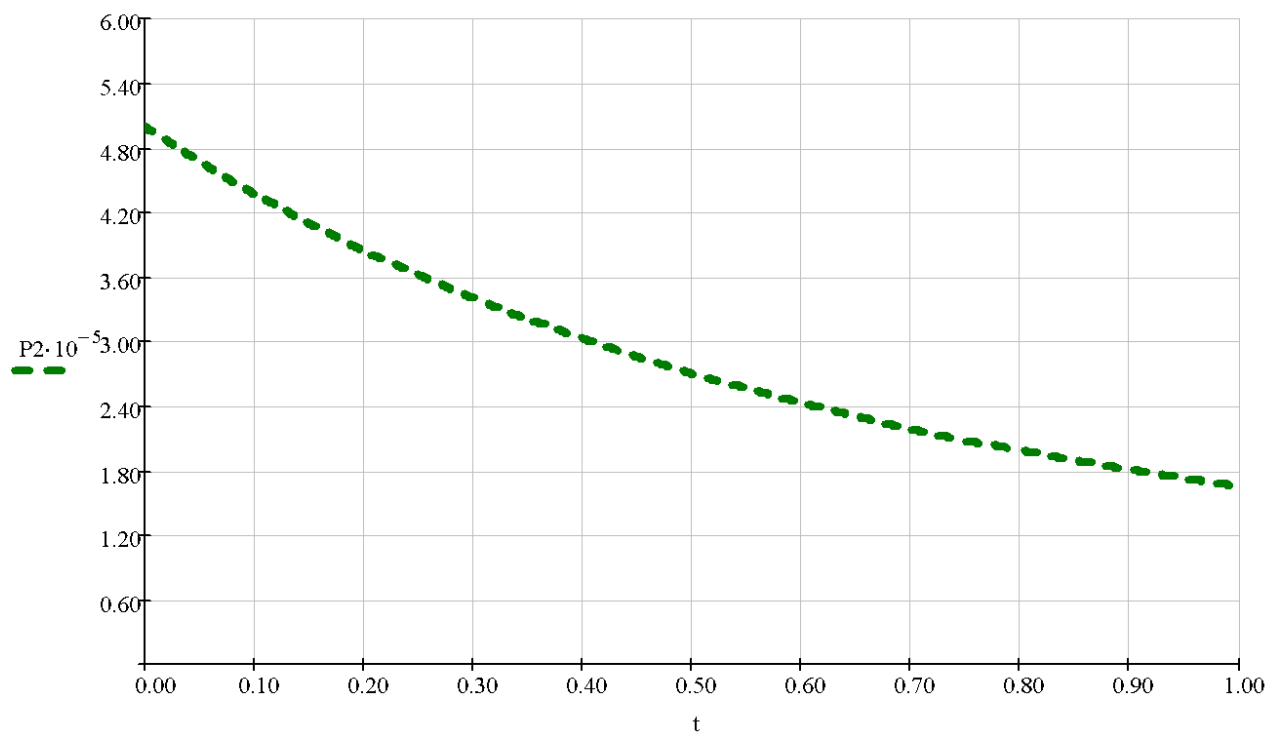


Рис. 2.6. Графік скидання тиску з порожнини S_2 тиску, бар

Тепер представимо графіки значень при такому ж тиску, але збільшеному діаметрі трубки (8 мм).

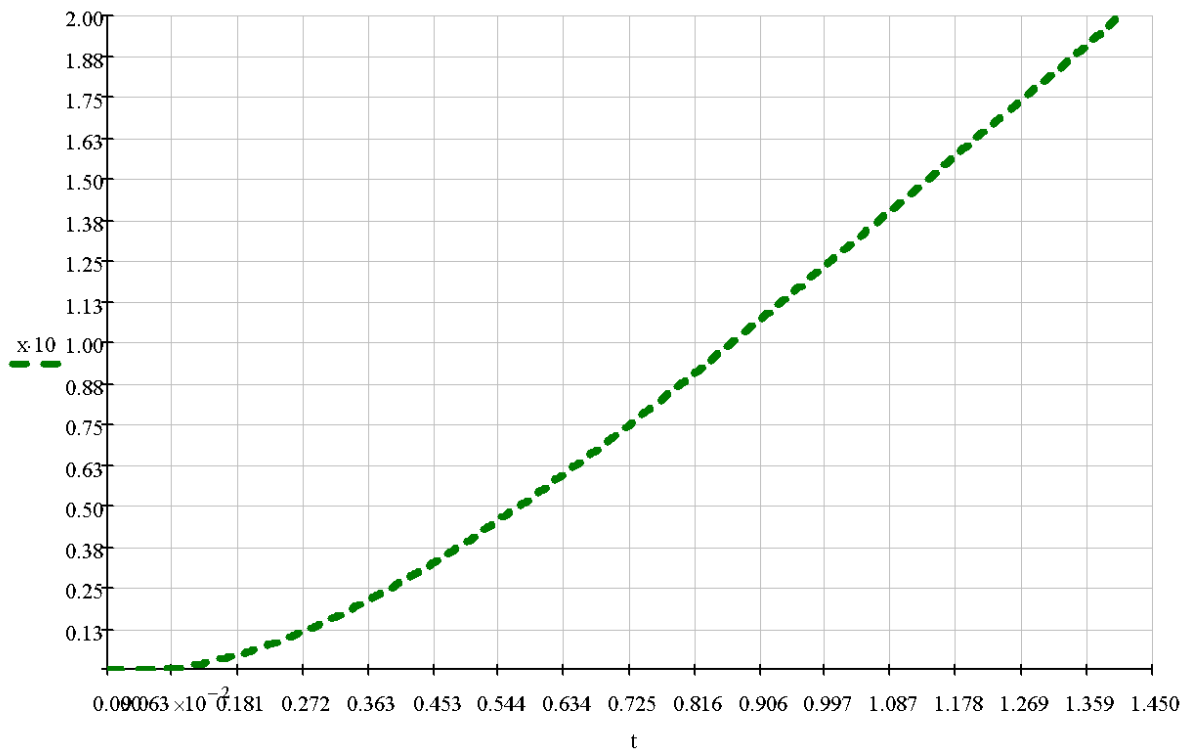


Рис. 2.7. Графік пройденого шляху протягом часу для вихідної ланки поворотного приводу, м

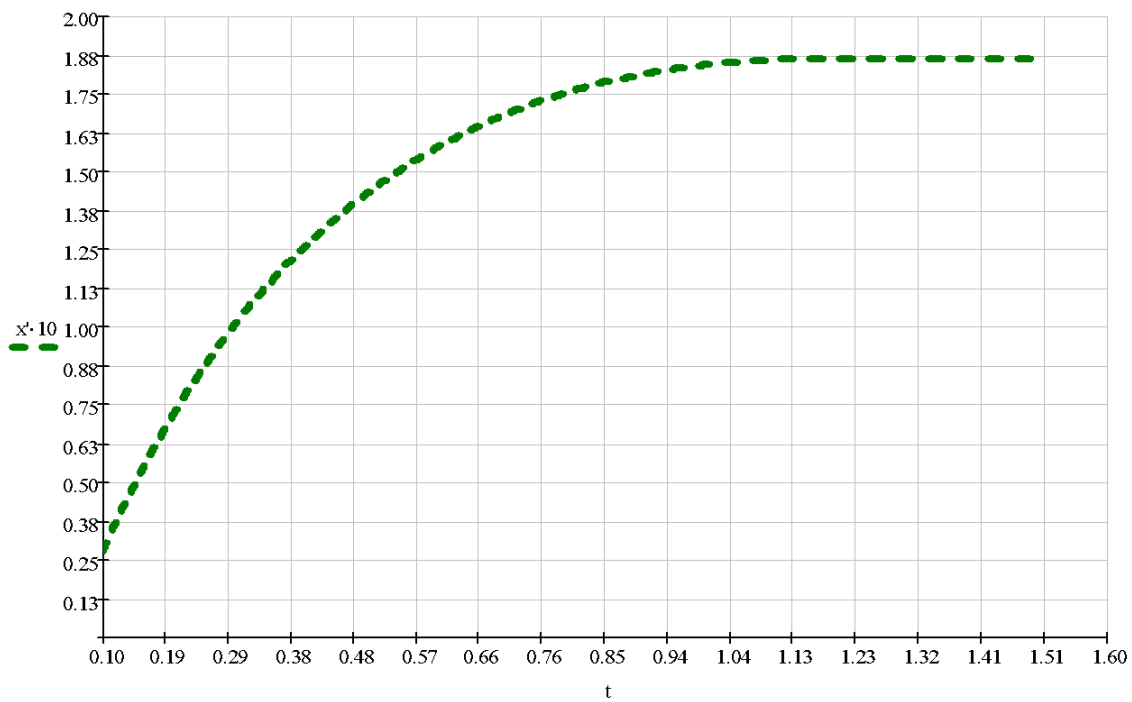


Рис. 2.8. Графік набуті швидкості при повороті вихідної ланки поворотного приводу, м/с

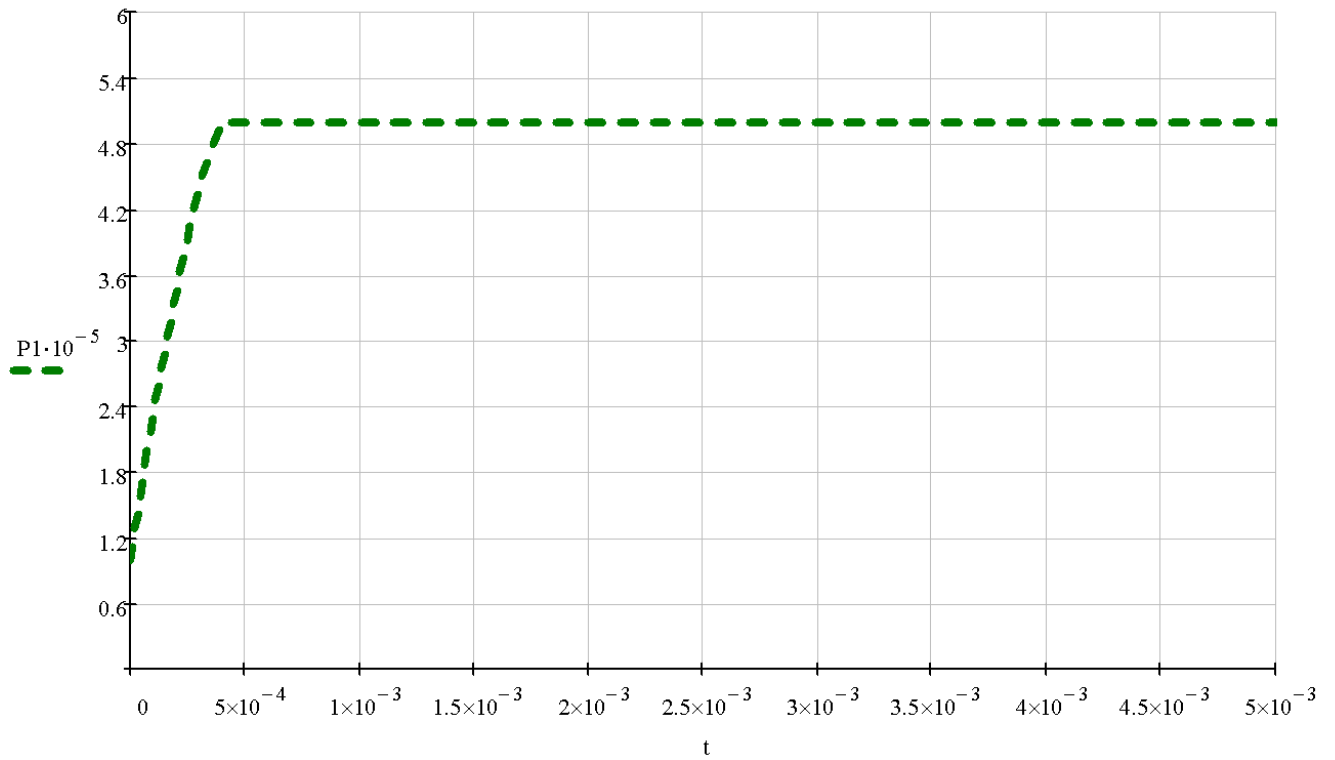


Рис. 2.9. Частково представлений графік тиску в момент подачі тиску порожнину S_1 , бар

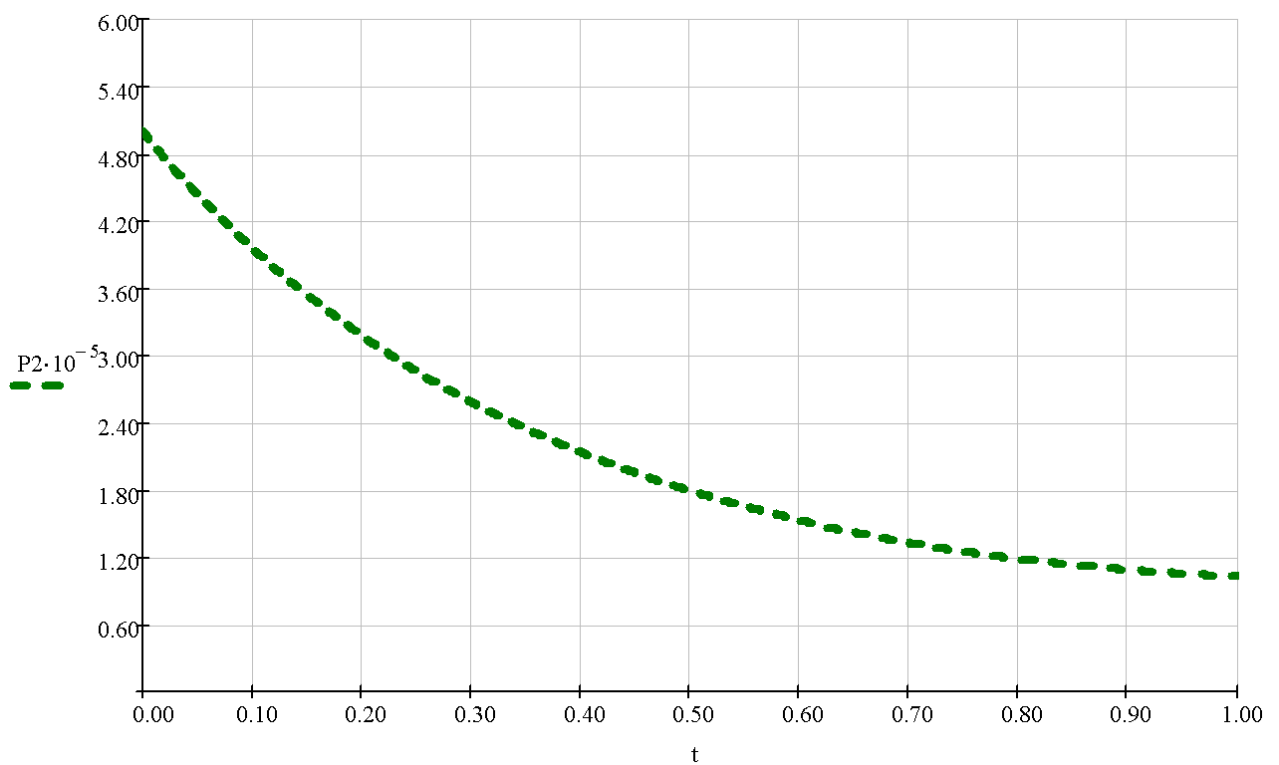


Рис. 2.10. Графік скидання тиску з порожнини S_2 тиску, бар

Тиск залишаємо сталим - 5 бар. Діаметр трубки змінюємо на 10 мм.

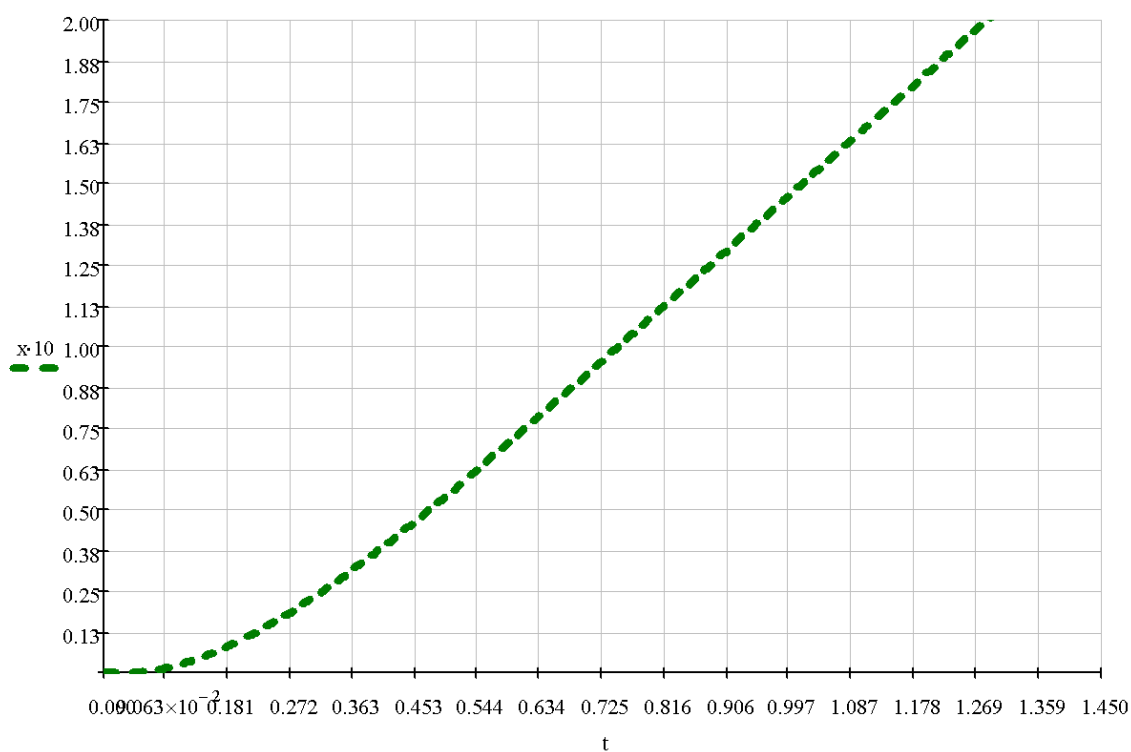


Рис. 2.11 Графік набуті швидкості при повороті вихідної ланки поворотного приводу, м

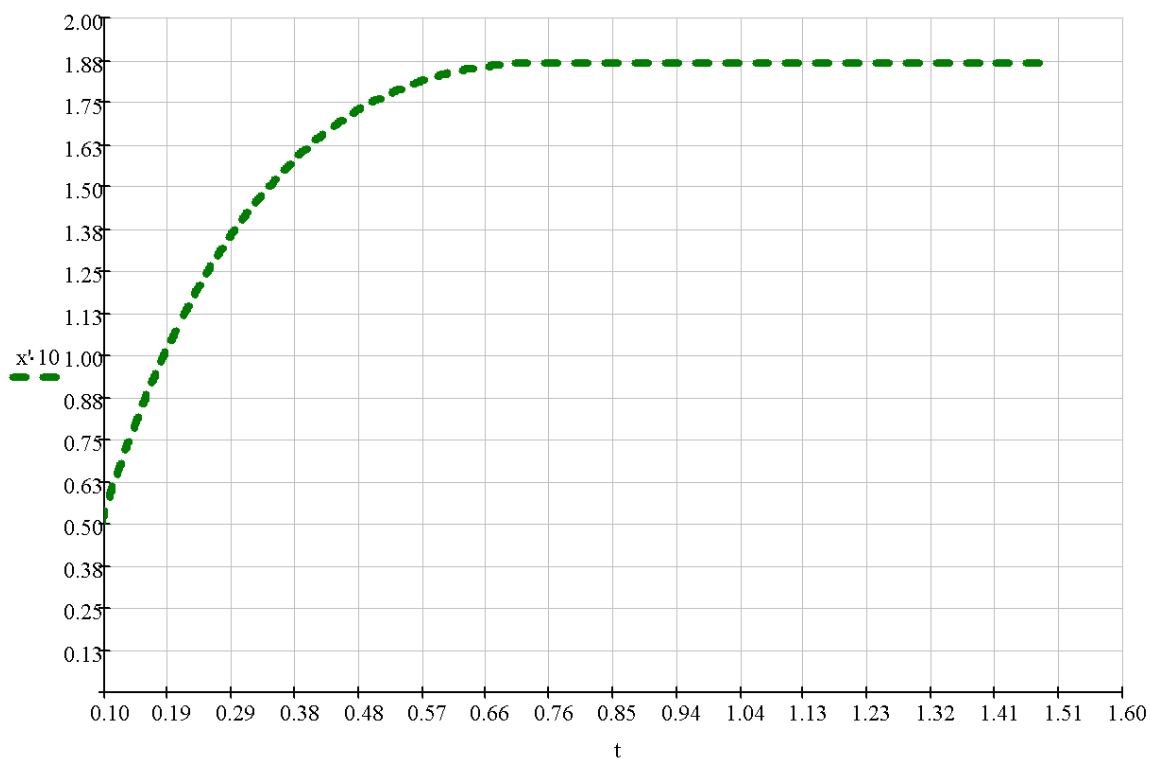


Рис. 2.12. Графік набутої швидкості при повороті вихідної ланки поворотного приводу, м/с

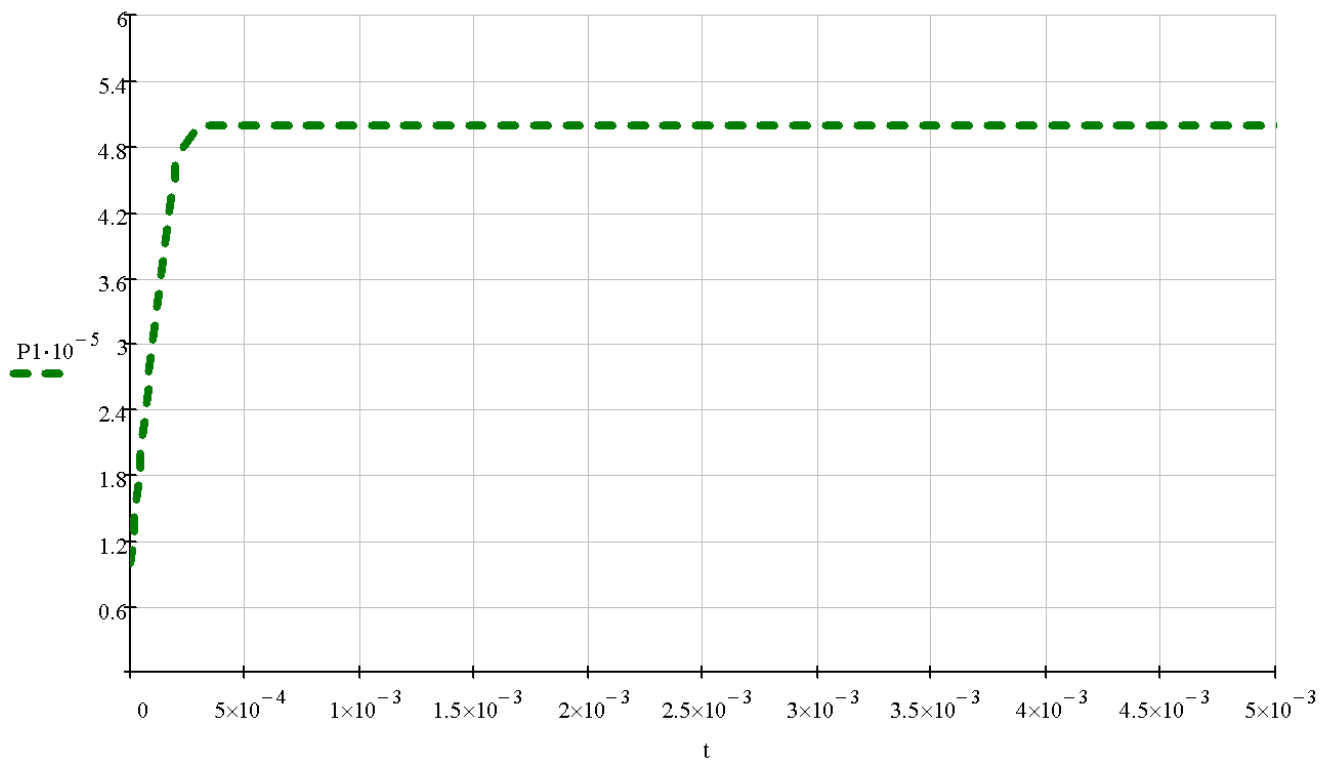


Рис. 2.13. Частково представлений графік тиску в момент подачі тиску порожнину S_1 , бар

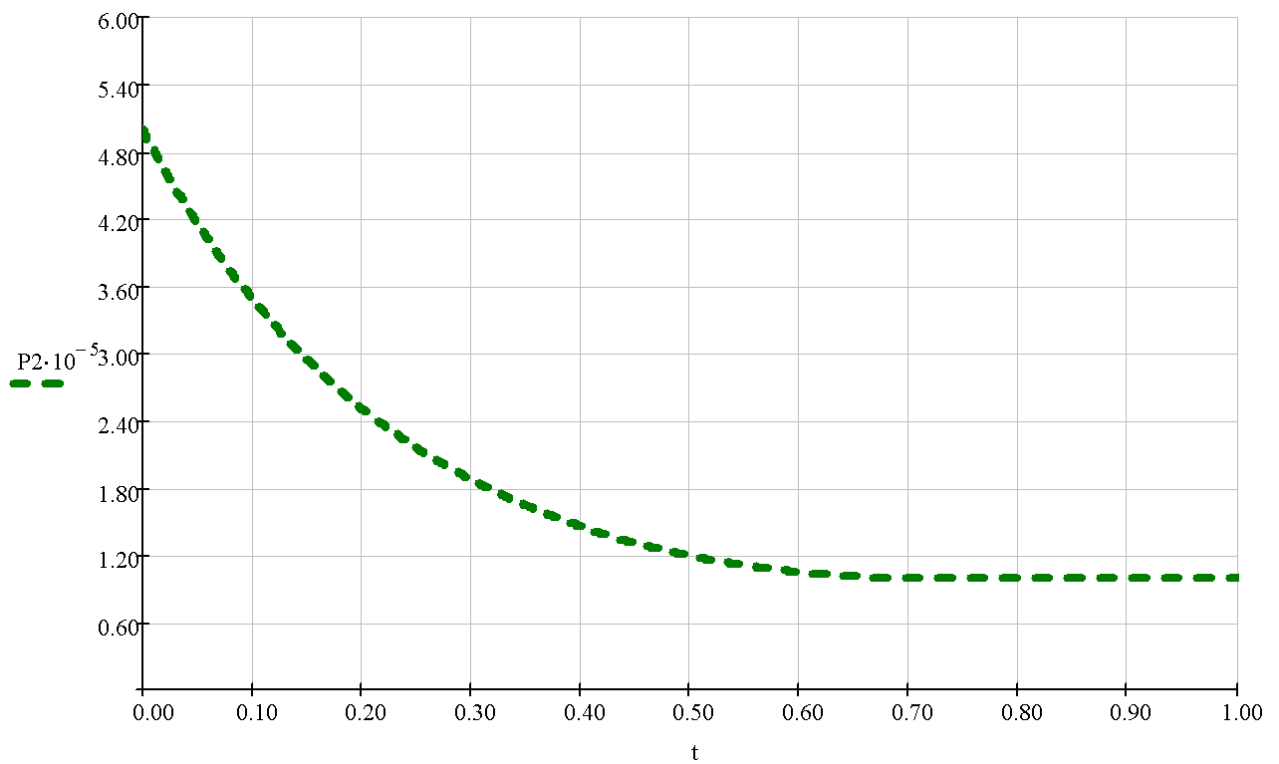


Рис. 2.14. Графік скидання тиску з порожнини S₂ тиску, бар

Висновок.

Порівняємо дані отримані в результаті побудови графіків в таблиці.

Час подачі тиску в порт S ₁ , с	Максимальна швидкість на прикінці руху, м/с	Час повороту, с	Діаметр трубки, мм
$7,5 \cdot 10^{-3}$	1,750	1,410	6
$4 \cdot 10^{-4}$	1,790	1,140	8
$2,5 \cdot 10^{-4}$	1,880	1,010	10

Детально аналізуючи та вивчаючи графіки і порівнюючи їх один з одним, можемо помітити, що зміна перерізу трубки в більшу сторону, яка підводить до приводу повітря, позитивно впливає на характеристики швидкості, а також на швидкість заповнення і скидання порожнин.

Оскільки пневматичні приводи будуть контролювати процес відкриття, швидке закриття або відкриття клапанів є недопустимим, оскільки це може призвести до деформації ущільнень, запірного елемента чи завдати шкоди навколишньому середовищу через розгерметизацію з'єднань.

Отже, найкращим варіантом для підводу повітря буде трубка найменшого діаметру, що складає 6 мм.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИВЧЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ПРОДУКТІВ ХАРЧУВАННЯ В РІДКОМУ СТАНІ.

Було досліджено установку, яка наповнює пластикову тари рідинами, саме вона стала основою для розробки і побудови власної експериментальної установки:



Рис. 3.1. Дозування на установці за принципом безперервної дії

На схемі та фото установки можемо побачити, головний елемент запирання у вигляді електромагнітного клапану, який відноситься до мембранного типу. Він функціонує як клапан запирання з двома станами: відкритий та відповідно закритий.

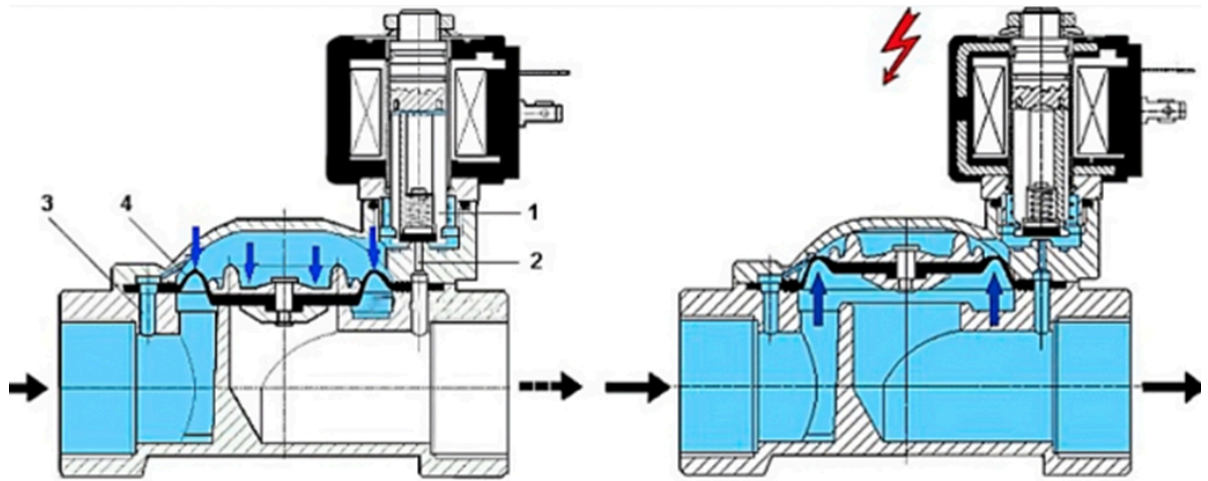


Рис. 3.2. Розріз електромагнітного клапану прямої дії мембранного типу.

До недоліків мембранних клапанів можна віднести те, що вони не можуть працювати з абразивними включеннями, а також не призначені для в'язких середовищ, в'язкість яких є більшою за 38 сСт. Крім того, форма проходу та його конструкція можуть обмежувати їх застосування. При високій швидкості роботи можливе виникнення деструкції мембрани або трубопроводу з часом. [41]

В свою чергу основною задачею є розробка функціонального мехатронного модуля, який використовується для дозування продуктів харчування з основним робочим органом сидельний клапан або кульовий кран.

Зовнішній вигляд та інтеграція досліджуваного сидельного клапану в установку представлено на рисунку нижче 3.3

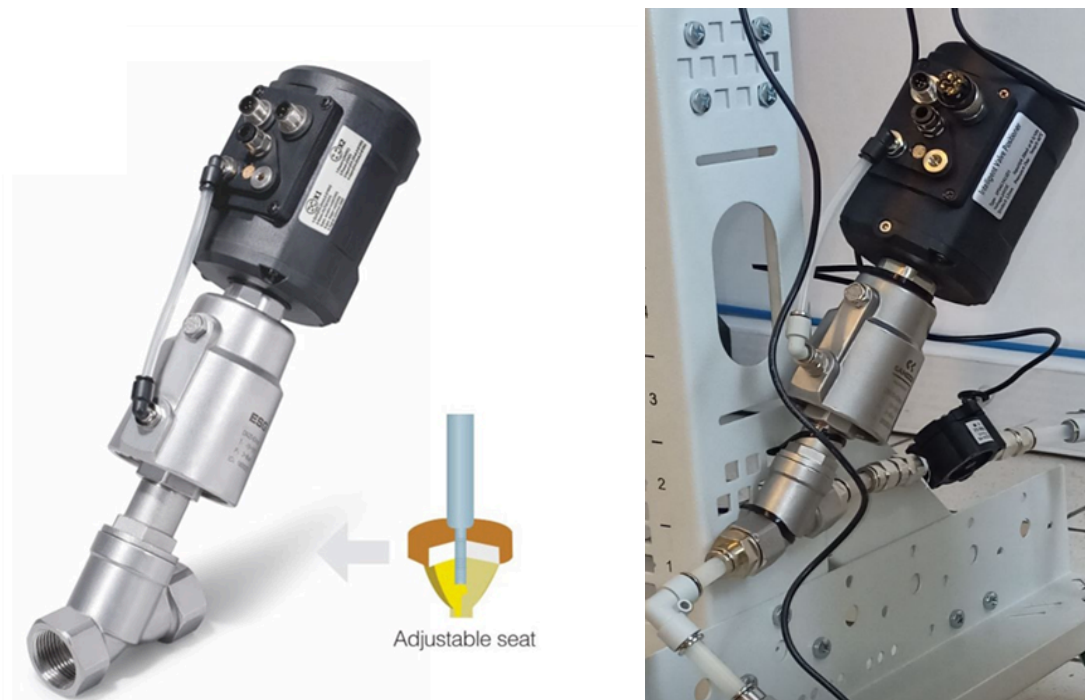


Рис. 3.3. зовнішній вигляд та переріз запірною елементу сідельного клапану з ліва та інтеграція цього клапану в дослідну установку з права.

3.1. Пояснення будови та властивостей експериментальної установки

Проведення математично-статистичного аналізу та експериментальних досліджень ґрунтуються на установці, що моделює умови роботи запірно-регулюючої арматури протягом короткого проміжку часу.

Оскільки основна задача, яка стояла перед нами полягає в модернізації, що як наслідок забезпечить підвищення ефективності роботи ФММ для дозування рідких продуктів харчування, схема залишиться такою ж (Рис. 3.1). Але головна відмінність полягатиме в типі елемента запирання та приводі керування, тоді як сама система керування залишиться незмінною. [27]

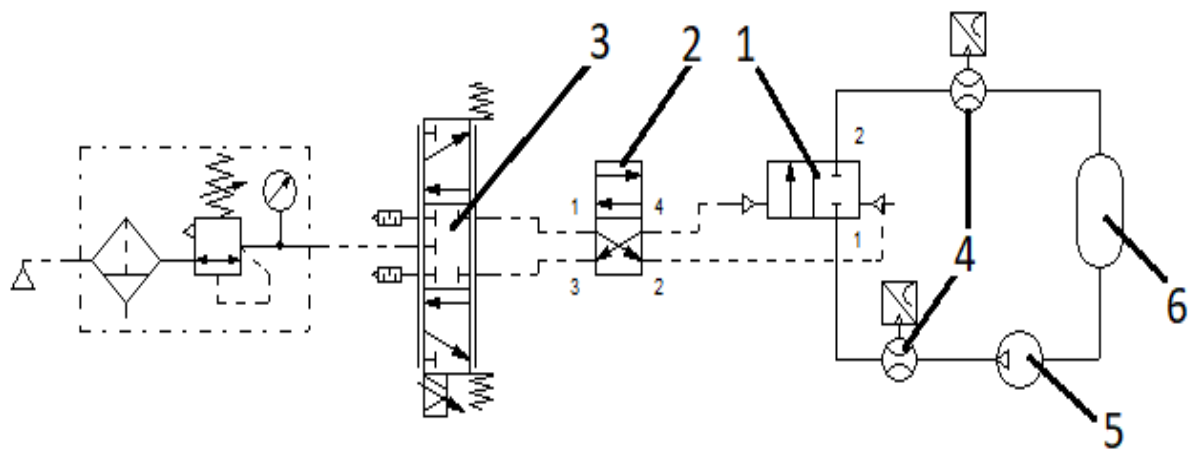


Рис 3.1.1. Загальна схема експериментальної установки: 1-запірний елемент; 2 – привід; 3 – електропневматичний позиціонер; 4 – витратомір; 5 – помпа; 6 – ресивер.

Було спроектовано дві експериментальні установки для вимірювання характеристики витрат, шляхом зміни положення елемента запирання: шарового крана та клапану сідельно-регулюючого.

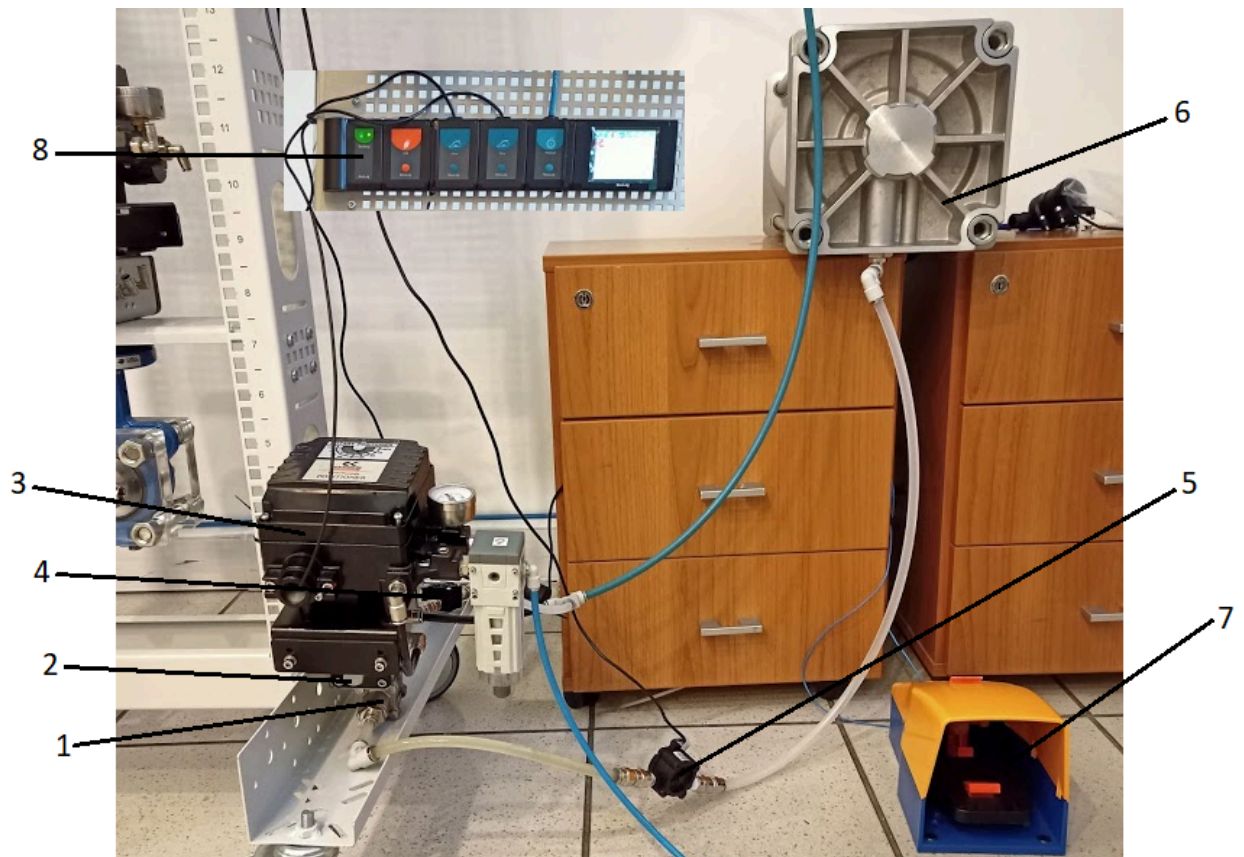


Рис 3.1.2. Експериментальна установка для тестування кульового крану: 1 – кульовий кран; 2 – пневматичний привід; 3 – електропневматичний позиціонер; 4 – помпа; 5 – витратомір; 6 – ресивер; 7 – кнопка; 8 – контрольно-вимірювальний прилад.

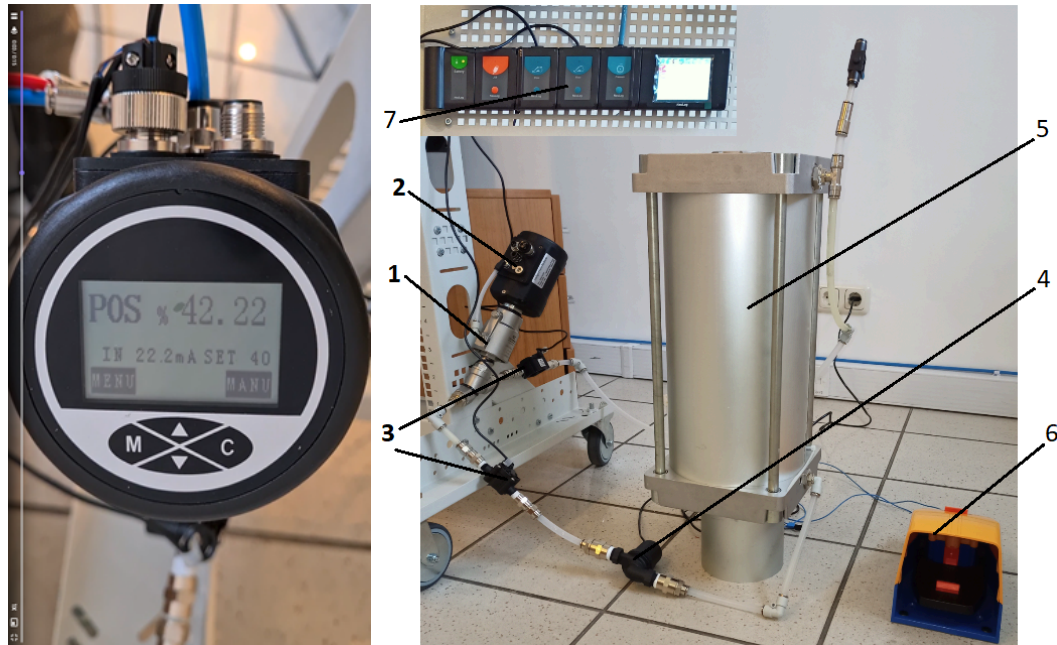


Рис. 3.1.3. Експериментальна установка для тестування сідельно-регулюючого клапану: 1 – сідельний клапан; 2 – електропневматичний позиціонер; 3 – витратомір; 4 – помпа; 5 – ресивер; 6 – кнопка; 7 – контрольно-вимірювальний прилад.

3.2 Пояснення та методика виконання експерименту.

Для функціонування електропневматичного позиціонера використовувалося надлишковий тиск, який подається у вигляді стисненого повітря з тиском в пневматичній магістралі – 5 бар.

Також використовуємо блок живлення на 12V DC щоб заживити помпу.

В ролі перемикача живлення та його подачі до насосу використовуємо тумблер «педаль».

Щоб подати аналоговий сигнал керування на систему використовуємо контролер з виходом 4..20 мА.

Щоб реалізувати експеримент та провести дослідження із отриманням даних від контрольно-вимірювальних систем потрібно виконати наступні вказівки:

1. Заживити насоса – затиснути педаль.
2. Заживити позиціонер.
3. Увімкнути контролер який зімітує аналоговий сигнал;
4. Зафіксувати результати з контрольно-вимірювальних систем.

Таблиця значень для подачі аналогового сигналу:

Запірний елемент	Закон керування	Час одного циклу	Сигнал на виході
Кульовий кран	<u>Синусоїдальний</u> Лінійний	10 секунд	4..20 мА
Сідельний клапан	Лінійний обернено пропорційний		

Під час дослідження потоків на експериментальній установці з метою визначення лінійності потоку та залежності пропускної здатності умовного проходу від положення сідла в корпусі клапану, дослідження проводились на всьому діапазоні відкриття умовного проходу клапану. Оскільки позиціонер має екран на якому відображається у відсотках поточне положення сідла, а допоміжні датчики вимірюють швидкість потоку, можна чітко побачити залежність зміни швидкості від ступеню відкриття.

На рисунку 3.2.1 можна побачити проміжні точки положення сідла під час відкривання та закривання клапану в ході проведення експериментів та вимірювань.



Рис. 3.2.1. Проміжні положення сідла клапану під час регулювання потоку.

3.3 Результати статистико-математичної обробки вимірювань у програмі «Echel» у графічному виді для шарового крана.

3.3.1. Результати, які наведено графічно за умови подачі аналогового сигналу за лінійним законом.

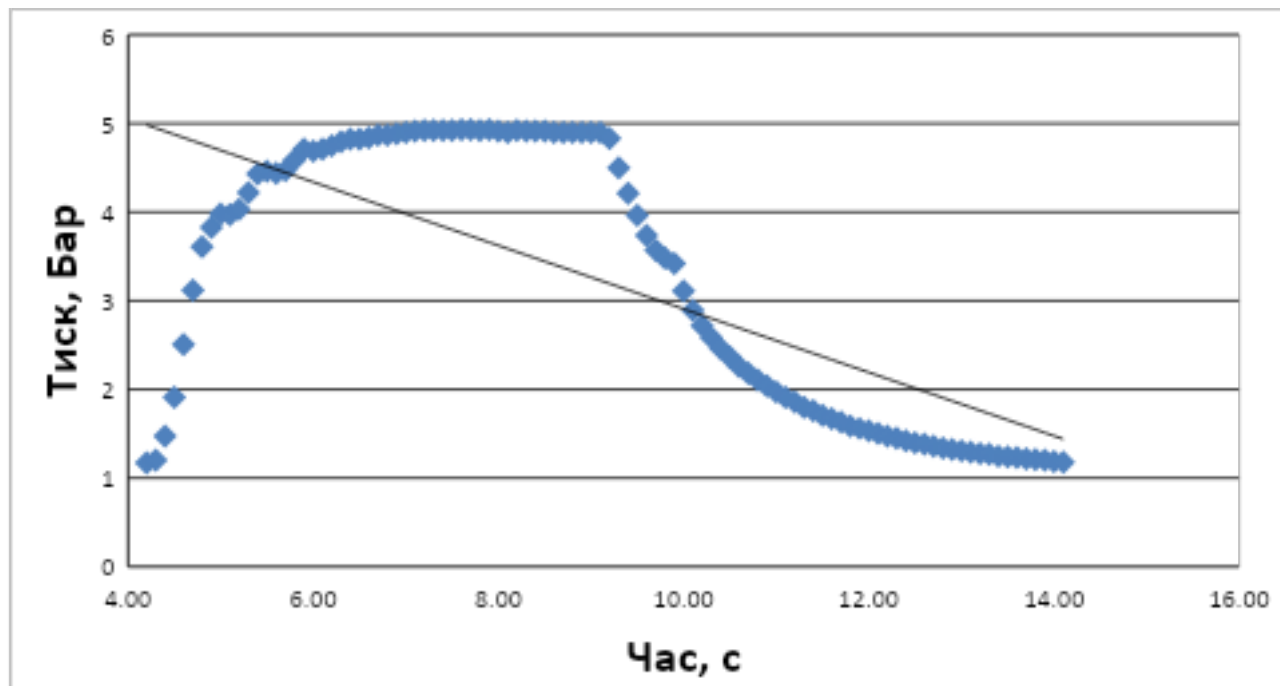


Рис. 3.3.1. Графік зміни тиску на виході з позиціонера протягом 1-го робочого циклу.

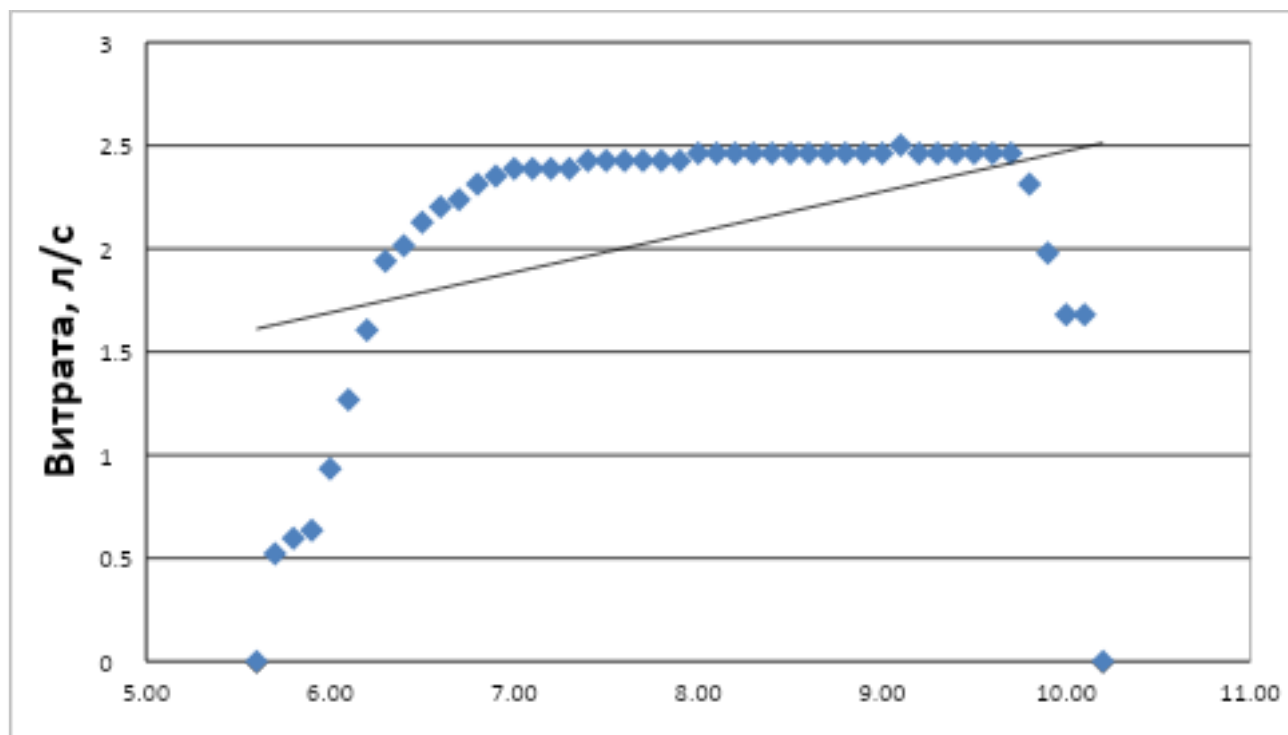


Рис. 3.3.2. Графік зміни витрати на виході з кульового крану протягом 1-го робочого циклу.

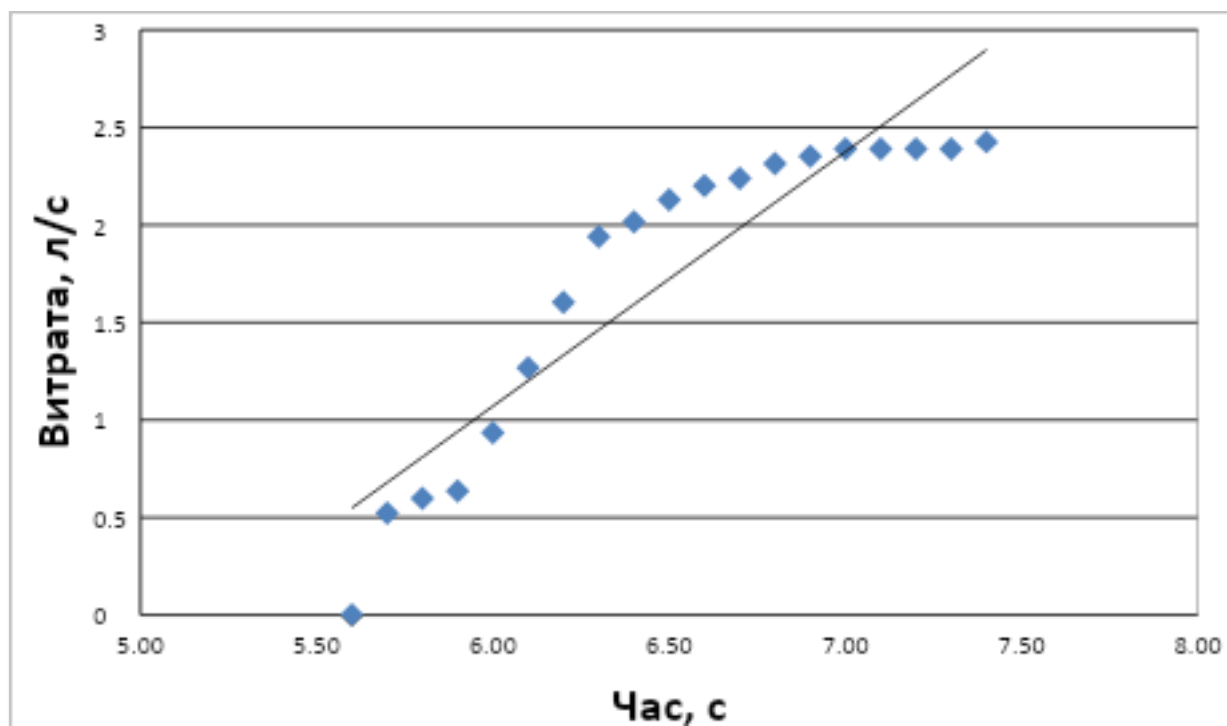


Рис. 3.3.2 Графік зміни витрати на виході з кульового крану від 0 до 100% витрати.

3.3.2. Результати виведені під час подачі аналогового сигналу за синусоїдальним законом.

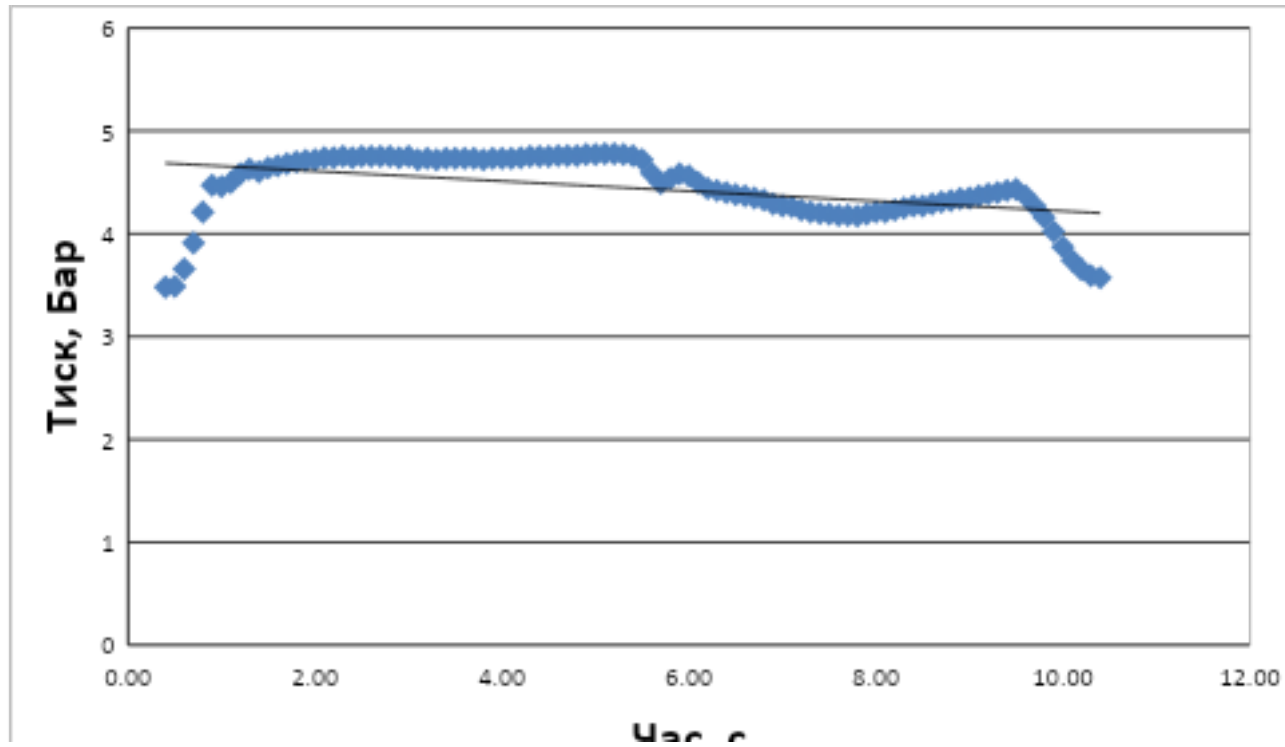


Рис. 3.3.4. Графік зміни тиску на виході з позиціонера протягом 1-го робочого циклу.

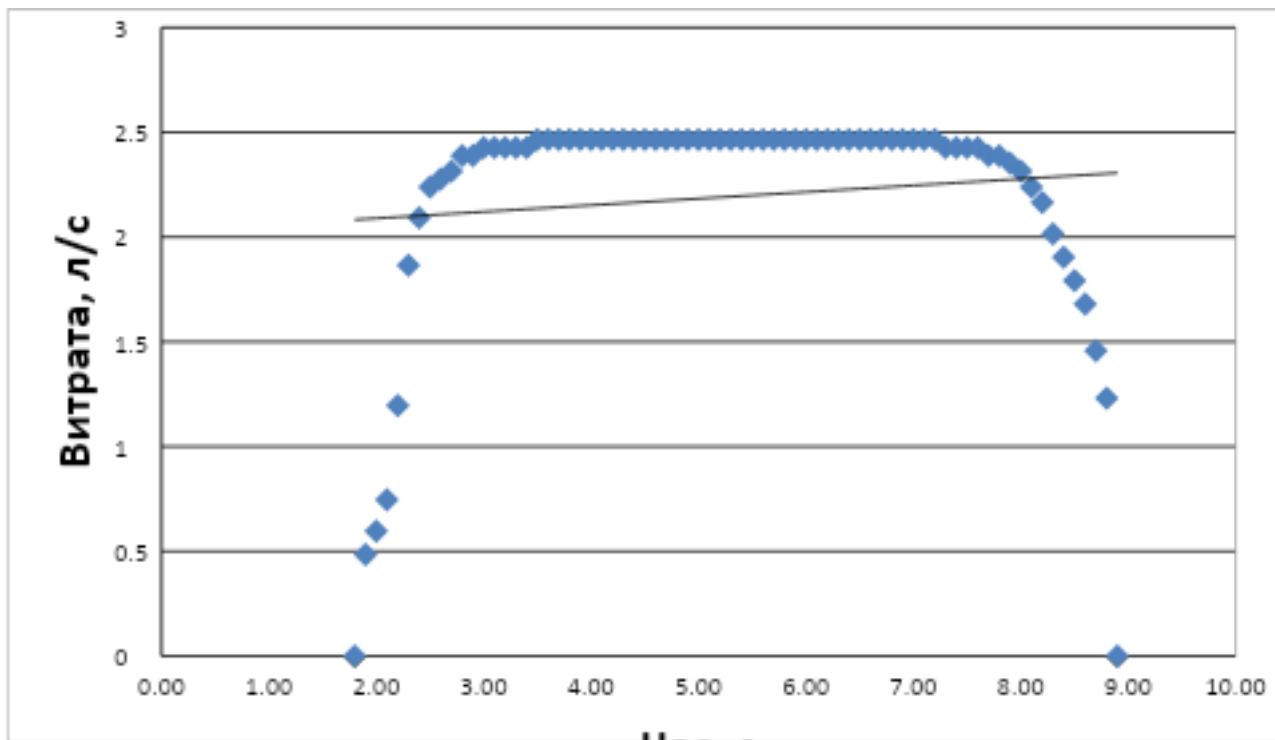


Рис. 3.3.5. Графік зміни витрати на виході з кульового крану протягом 1-го робочого циклу.

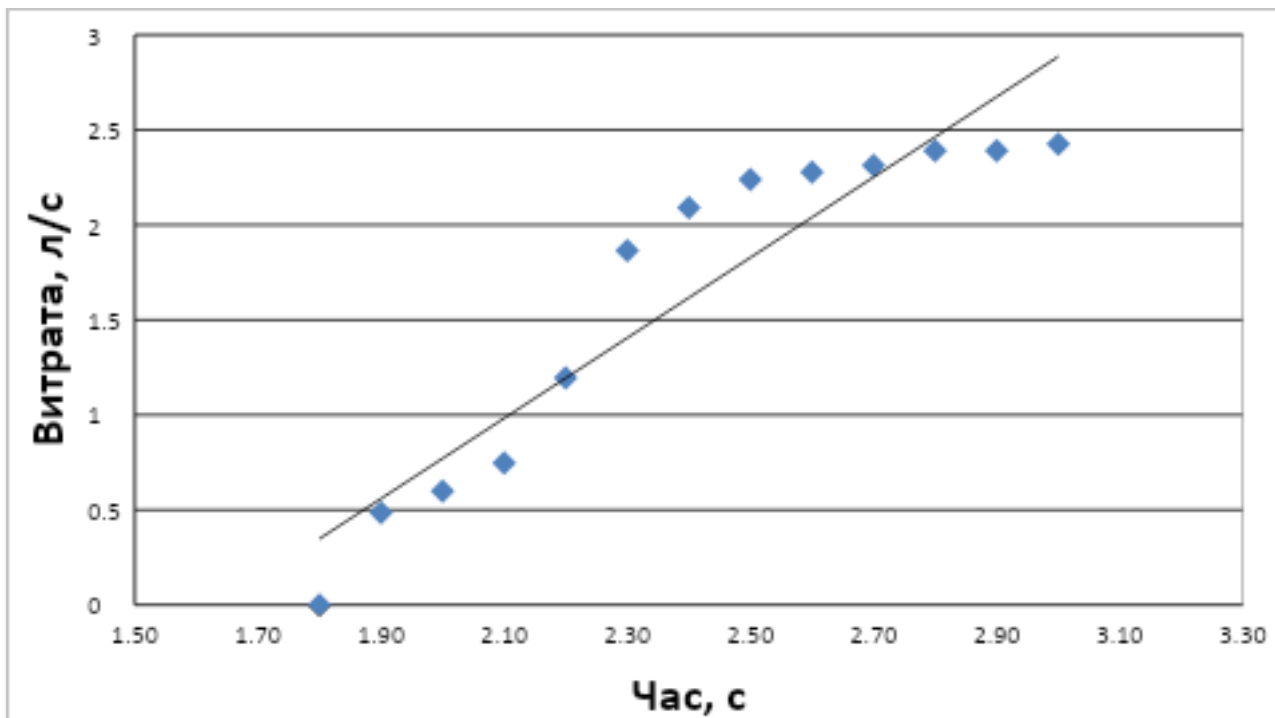


Рис. 3.3.6. Графік зміни витрати на виході з кульового крану від 0 до 100% витрати.

3.3.3 Результат виведений при подачі аналогового сигналу за обернено пропорційним лінійним законом.

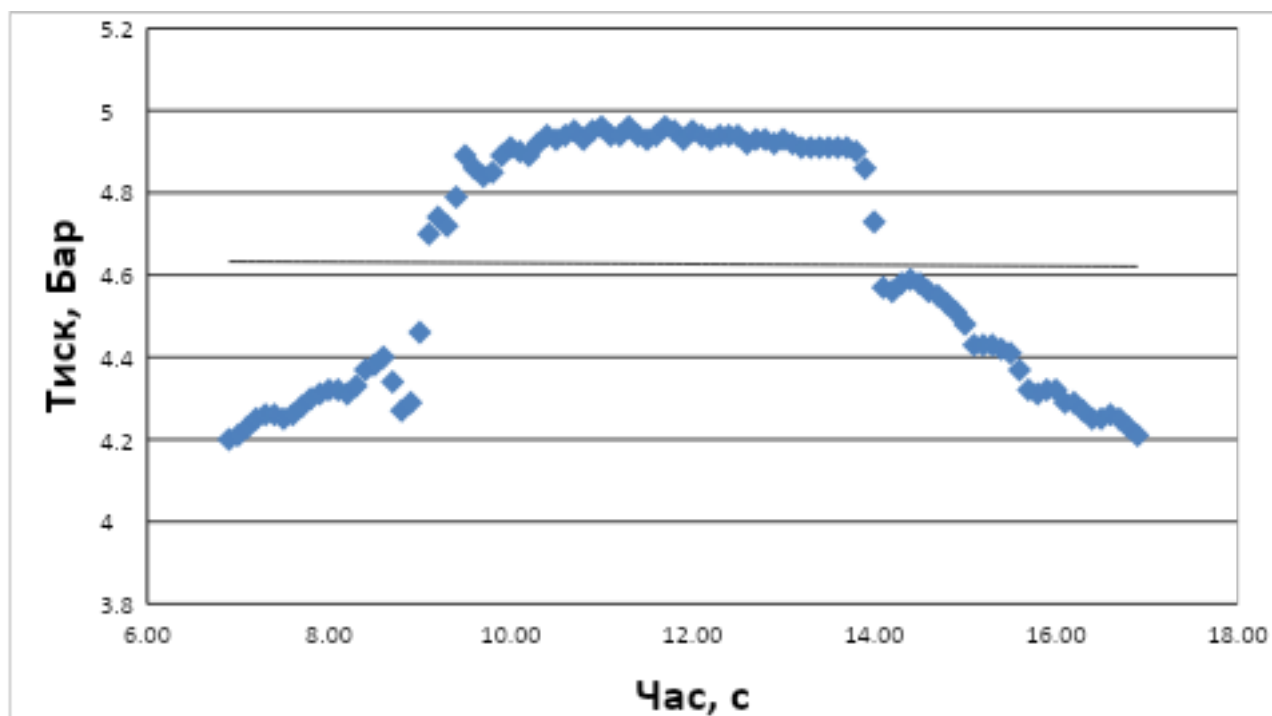


Рис. 3.3.7. Графік зміни тиску на виході з позиціонера протягом 1-го робочого циклу.

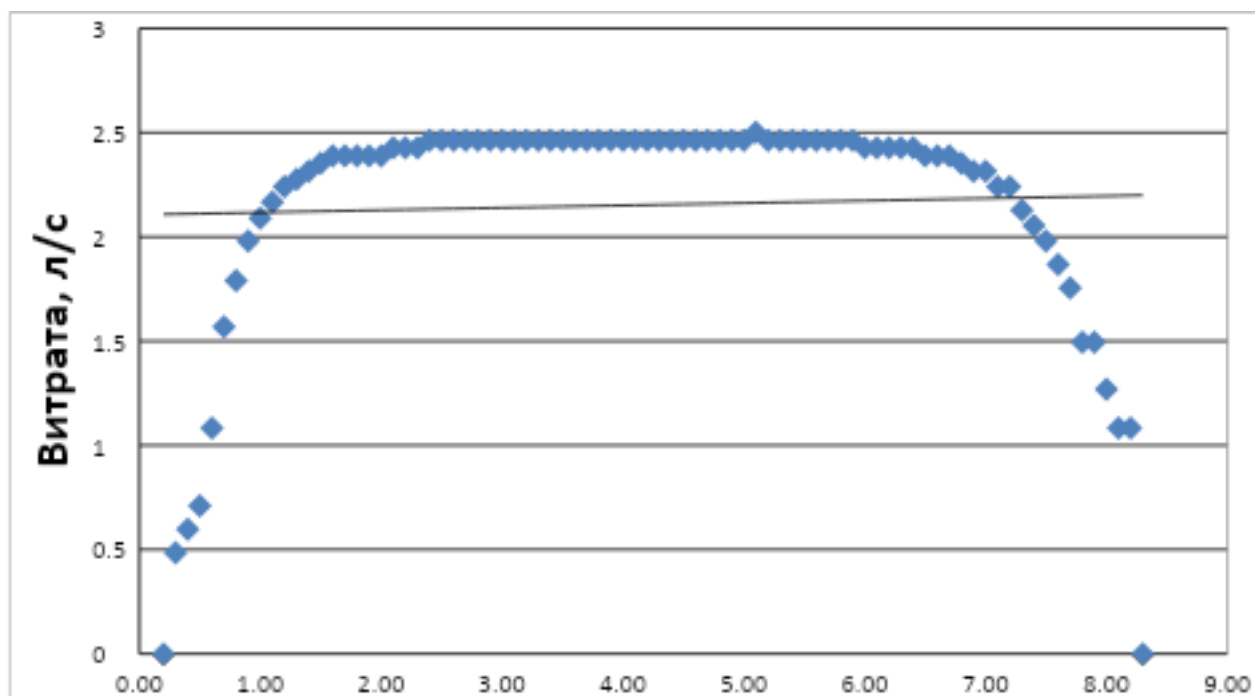


Рис. 3.3.8. Графік зміни витрати на виході з кульового крану протягом 1-го робочого циклу.

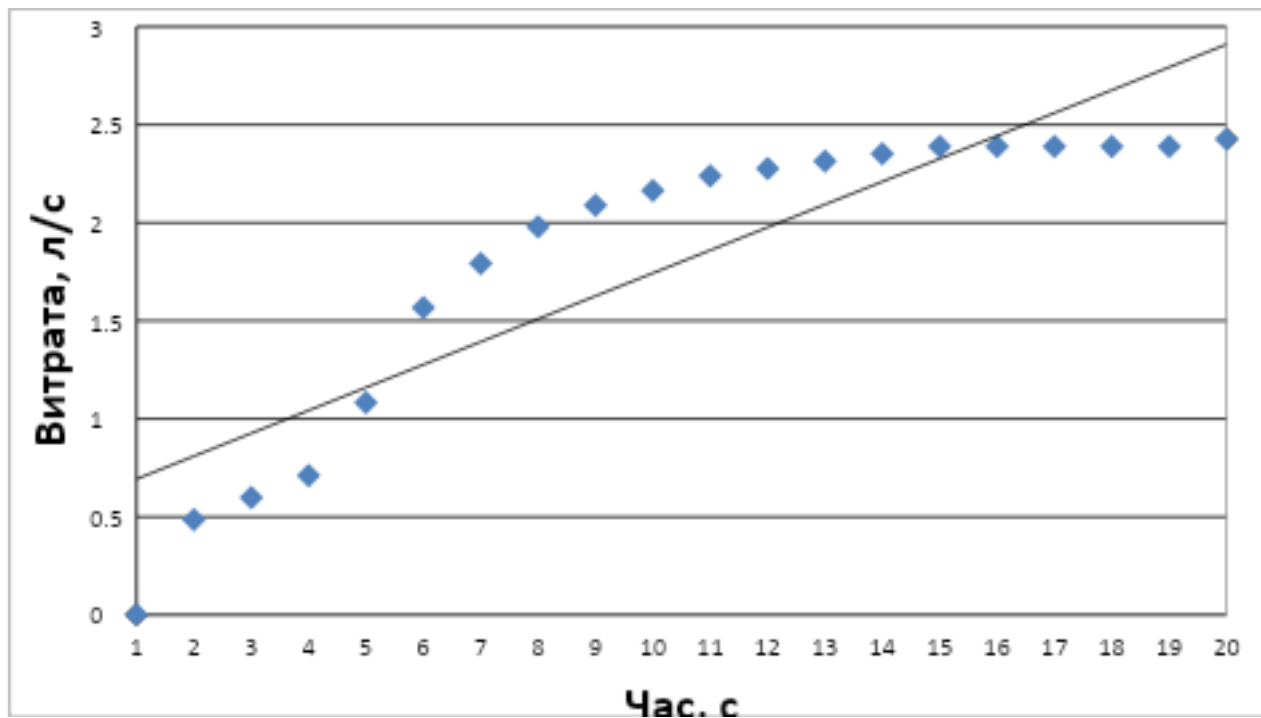


Рис. 3.3.9. Графік зміни витрати на виході з кульового крану від 0 до 100% витрати.

3.4 Результати статистико-математичної обробки вимірювань у програмі «Excel» у графічному виді для клапану сідельного.

3.4.1. Графіки сформовані на основі результатів, отриманих за рахунок подачі аналогового сигналу у відповідності до лінійного закону.

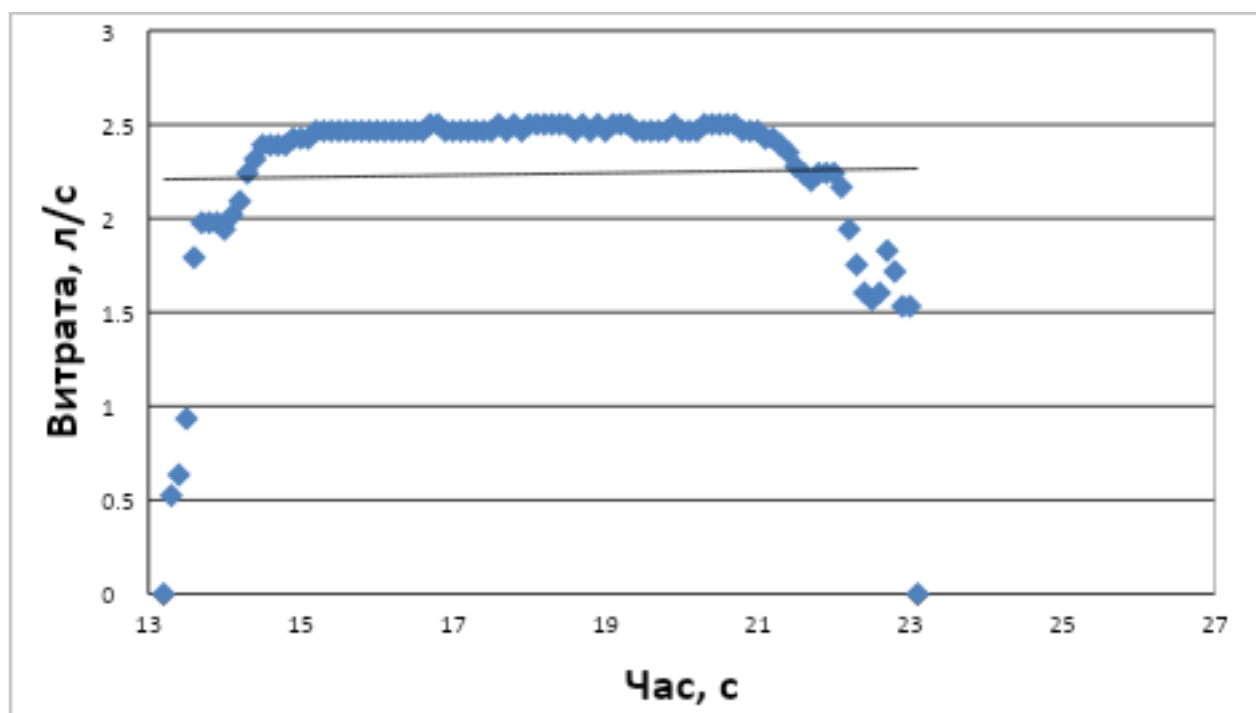


Рис. 3.4.3. Графік зміни витрати на виході з сідельного клапану протягом 1-го робочого циклу.

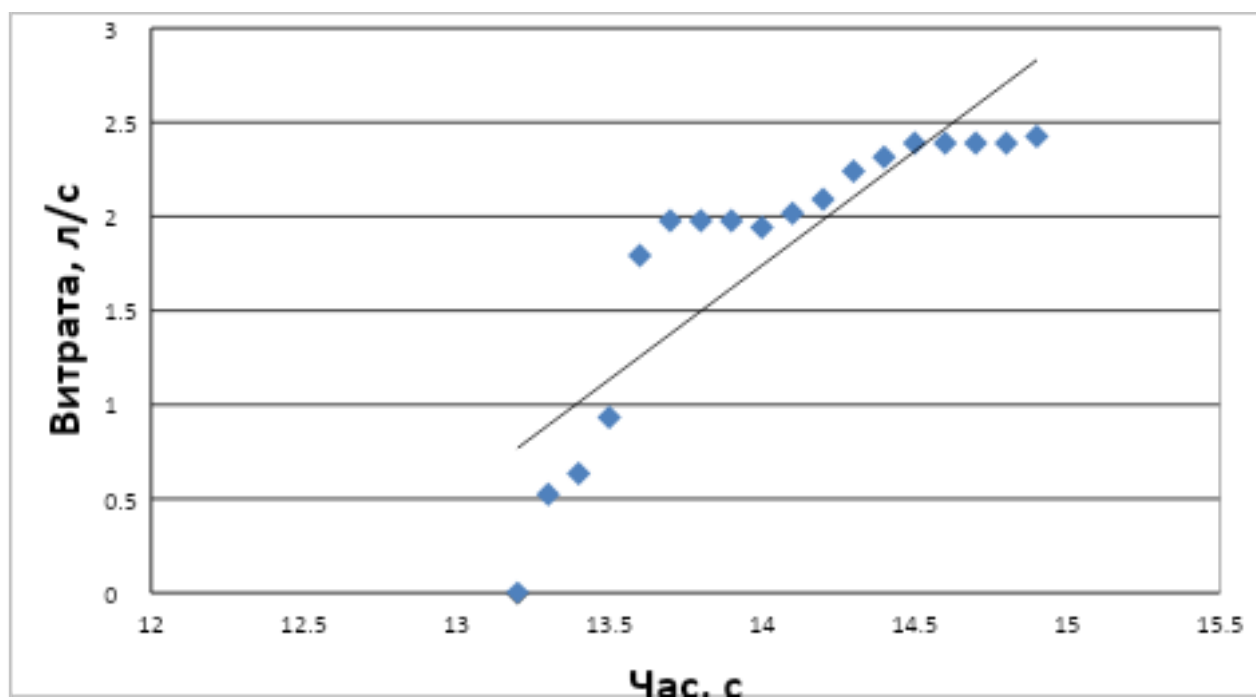


Рис. 3.4.4. Графік зміни витрати на виході з сідельного клапану від 0 до 100% витрати.

3.4.3 Результат сформований на основі подачі аналогового сигналу відповідно до обернено пропорційного лінійного закону.

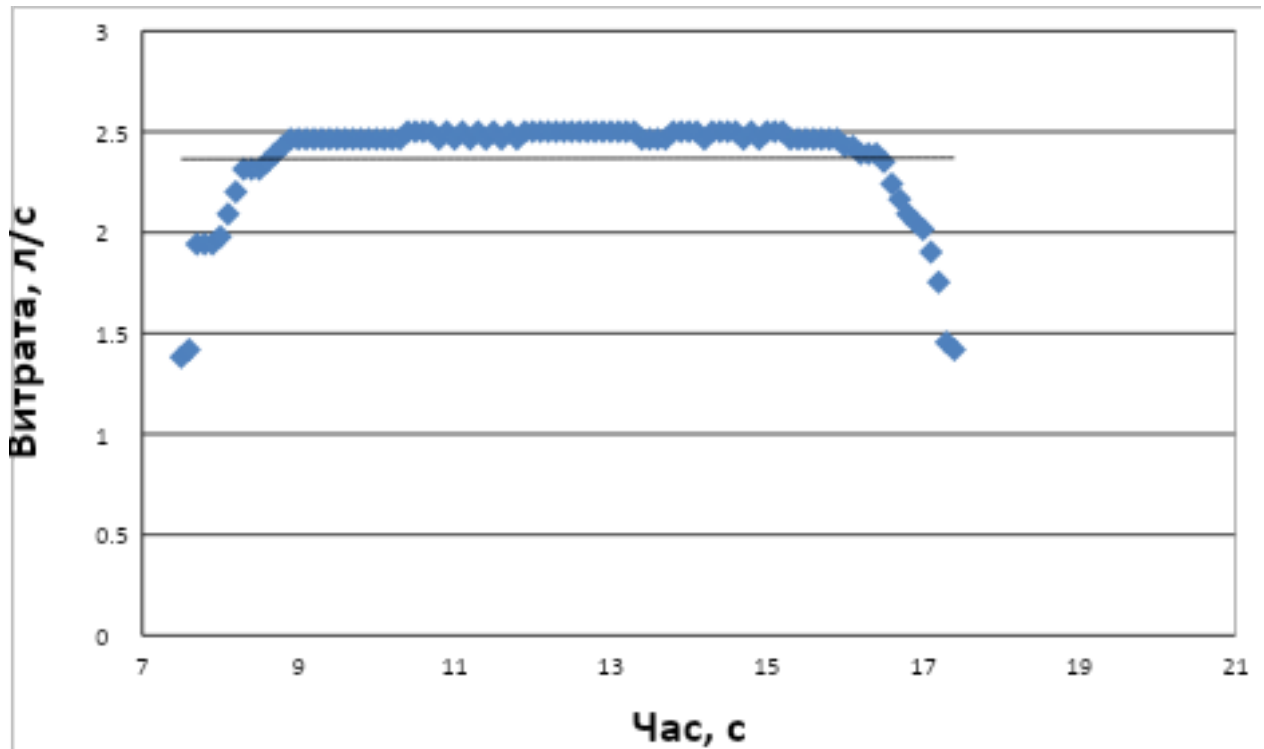


Рис. 3.4.6. Графік зміни витрати на виході з сідельного клапану протягом 1-го робочого циклу.

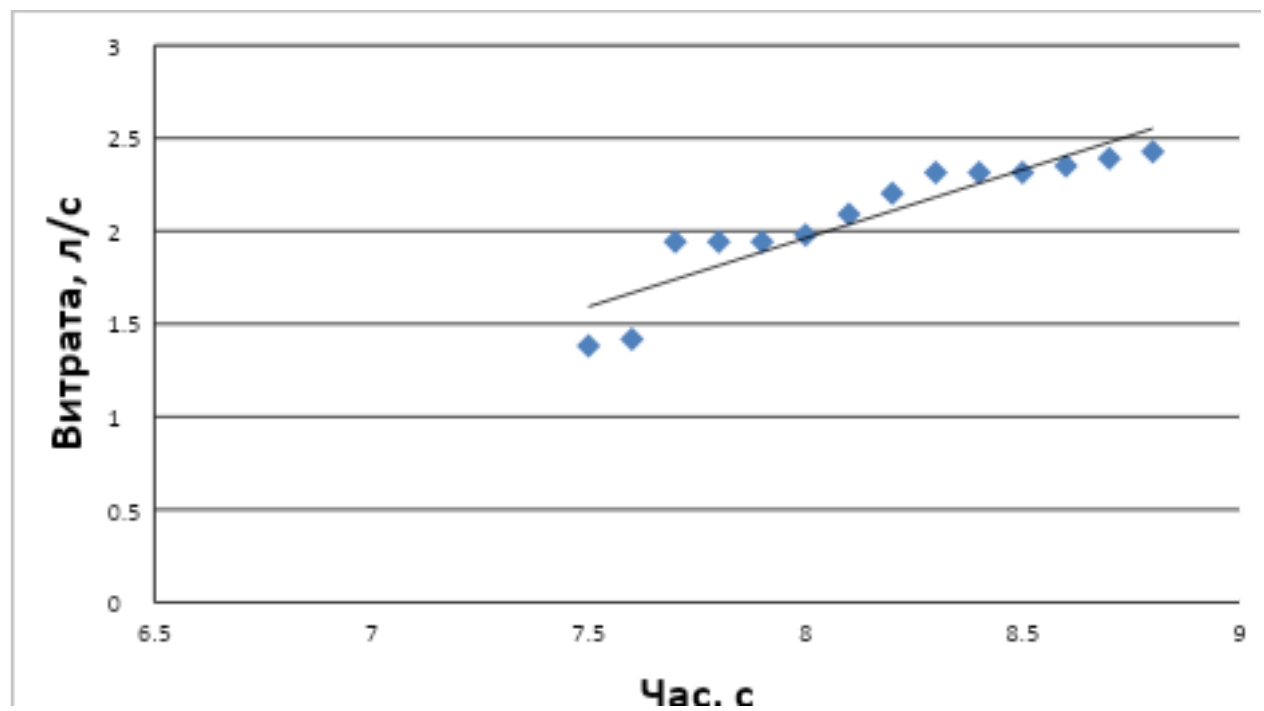


Рис. 3.3.9. Графік зміни витрати на виході з сідельного клапану від 0 до 100% витрати.

Висновок.

На основі отриманих і проаналізованих статистичних даних можна сформулювати кілька висновків:

1. Найвищі показники витрати на виході в межах від 0 до 100 % були зафіксовані при застосуванні сідельного клапана з пневматичним управлінням та електропневматичним позиціонером. Завдяки лінійній схемі керування, внаслідок обробки експериментальних даних п'ятого ступеня поліноміальної апроксимації, отримано коефіцієнт апроксимації, що дорівнює 0,98.
2. Шаровий кран також може бути використаний для регулювання потоку, проте зміна перетину відбувається занадто різко. Тому в таких ситуаціях доцільно застосовувати шарові крани з перерізом V-подібної форми, що має кути 20° , 30° або 60° . Це забезпечить плавнішу зміну перерізу і рівномірну криву витрати.
3. Недоліком позиціонера поворотного типу є постійне скидання в атмосферу. Це пов'язано з принципом його роботи, при якому відбувається різниця тисків у пілотному клапані, що досягається шляхом дроселювання відпрацьованого тиску за допомогою якоря в електричній котушці.
4. Лінійний позиціонер забезпечує більше можливостей, а також має вищу повторюваність та точність у порівнянні з поворотними позиціонерами.
5. Дані дослідження показують, що похибка (відносна) залишалася в межах 10%, що відповідає загальним допущенням.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Вимоги безпеки перед початком роботи на харчовому виробництві

1. Працівник повинен озирнутися навколо і вдягнути спеціальний одяг. Він має бути застебнутий на всі гудзики (всі зав'язки повинні бути зав'язані), щоб уникнути звисання країв. Забороняється заколювати одяг шпильками, носити голки, а також зберігати в кишенях гострі або крихкі предмети.

2. Працівник зобов'язаний підготувати робочу зону для забезпечення безпечних умов праці, а саме:

- забезпечити наявність вільних проходів;
- перевірити стійкість виробничого столу, стелажа, міцність кріплення обладнання до фундаментів и підставок;
- надійно встановити (закріпити) пересувне (переносне) обладнання та інвентар на робочому столі, підставці, або на візку;
- зручно і надійно розмістити запаси сировини, продуктів, інструмент, пристосування відповідно до частоти використання;

Перед роботою необхідно перевірити зовнішнім оглядом:

- достатність освітлення робочої поверхні;
- відсутність звисаючих, оголених кінців електропроводки;
- надійність закриття всіх струмоведучих та пускових пристроїв обладнання;
- наявність і надійність заземлювальних з'єднань (недопущення обривів, міцний контакт між металевими частинами обладнання, які не проводять струм);
- наявність, справність, коректна установка та надійне закріплення огорожувальних конструкцій, захисних кожухів та екранів рухомих частин обладнання, а також нагрівальних поверхонь;

- відсутність чужих предметів як усередині, так і навколо обладнання;
- наявність та функціональність приладів безпеки, автоматичного регулювання та контролю (присутність пломби або клейма; терміни калібрування приладів; положення стрілки манометра в межах допустимого діапазону; цілісність скла та тари);
- відсутність дефектів, які можуть вплинути на результати роботи контрольно-вимірювальних приладів;
- відсутність тріщин, сколів, значний потовщень стінок трубопроводу, пропусків в зварювальних швах, течі в кламп та різьбових з'єднаннях, розривів ущільнень/герметиків і тому подібного в парогенераторах, водогрійному обладнанні, тощо;
- стан підлог (відсутність вибоїн, нерівностей, відсутність рідин або бруду);
- справність застосовуваного інвентарю, пристроїв та інструменту (поверхня тари, ручки совків, лопаток і тому подібного повинні бути чистими, гладкими, без відколів, тріщин і закутків);
- рукоятки ножів повинні бути щільно насажені, неслизькі та зручні для утримування, з необхідним упором для пальців руки, що не деформуються від впливу гарячої води; полотна ножів повинні бути гладкими, відполірованими, без вм'ятини та тріщин);
- звільнити шляхи переміщення вантажу та шляхи евакуації від сторонніх предметів.

Необхідно перевірити справність та роботу підйомних майданчиків, гідравлічних візків з підйомними вилами та іншого обладнання.

Про виявленні при огляді порушення або недоліки доповісти безпосередньо керівнику і до того як їх усунуть не приступати до роботи.

4.2. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях при роботі з гідравлічним або пневматичним тиском

4.2.1. У процесі Виконання роботи важливо запобігати виникненню аварійної ситуації. Ознака можливих аварійних ситуацій можуть призвести до:

- займання, виникнення пожежі при виконанні робіт з електро- і газозварюванням, газорізанням біля легкозаймистих або горючих матеріалів;
- загазованість приміщень (поява стороннього запаху, різь в очах, погіршення свідомості, запаморочення, посилення серцебиття);
- вимкнення електроенергії (обрив кабелів живлення, несправності заземлення й інші види пошкодження електроустаткування);
- раптова поява в корпусі обладнання звуку електричного струму;
- мимовільна зупинка устаткування або поломка;
- раптове падіння вантажів, удар предметів, що рухаються, та інше.

4.2.2. При виникненні пожежі на місці виконання робіт робочий повинен ліквідувати займання в початковій стадії, використовуючи первинні засоби пожежогасіння (ПЗП): вогнегасники, внутрішні пожежні крани, баки з водою, шухляди з піском, стаціонарні установки пожежогасіння й інші. Якщо ліквідувати пожежу власними силами не вдається, необхідно негайно повідомити про пожежу в пожежну охорону та повідомити про:

- місце виникнення пожежі,
- причину виникнення;
- про наявність людей у районі пожежі
- своє прізвище, ім'я, по батькові;

Повідомити про пожежу черговий або вахтового, керівника робіт;

До прибуття пожежних вжити заходів по локалізації вогнища пожежі й евакуації людей та організувати зустріч пожежникам.

4.2.3. При появі стороннього запаху, різі в очах, погіршення свідомості слід виявити, чи працює приточно-витяжна вентиляція та при її непрацездатності прийняти міри по ліквідації пошкоджень.

У випадках неможливості відновлення роботи вентиляції слід припинити роботу, довести до відома керівника ті діяти відповідно з його вказівками.

При виявленні високої загазованості приміщень слід вивести з приміщень людей, надати потерпілим першу медичну допомогу та викликати швидку допомогу. Сповістити про це керівника та покинути приміщення у відповідності зі схемою евакуації.

4.2.4. При раптовому вимкненню електроенергії та електроосвітлення неможна пересуватися в темряві до включення аварійного або основного освітлення. Після вимкнення аварійного освітлення слід виявити причину порушення (обрив проводів живлення, несправності заземлення та інші пошкодження), довести до відома керівника робіт. При несправності електроустаткування не можна самостійно усувати несправність. Необхідно викликати електроналогоджувальника.

4.2.5. При поломці чи мимовільній зупинці устаткування робітник повинен вимкнути устаткування, припинити роботу, повідомити керівника та діяти відповідно до його вказівок.

4.2.6. При виході з ладу контрольно-вимірювальних приладів, засобів автоматичних блокувальних пристроїв та припиненні роботи, необхідно відключити устаткування і викликати наладчика з засобів автоматики. Про це необхідно сповістити керівника.

При розриві трубопроводів чи шлангів гідравліки, стиснутого повітря, систем пари, необхідно припинити подачу гідравлічного штатної арматури, повідомити про аварію керівника та приступити до ліквідації аварії.

4.2.7. Випробування повинні бути припинені, трубопроводи перекриті, а випускні клапани (вентилі) відкриті та надлишковий тиск повинен бути відсутній:

- порушення герметичності випробовування виробу;
- виникнення пожежі;
- перерви подачі води або повітря;
- відключення електроенергії;
- відмовлення манометрів чи других приладів, коли запірній пристрій на трубопроводі з надлишковим тиском чи гідравлічним тиском знаходиться в положенні «Відкрито» та середовище подається у виріб, пристрій;
- зростання тиску вище дозволеного, незважаючи на дотримання усіх вимог, зазначених в інструкції з обслуговування установки.

Усунення несправності варто робити з дозволу керівника після скидання тиску.[26]

ВИСНОВОК

На основі аналізу та патентного пошуку технічної системи на основі функціональних мехатронних модулів для дозуючої упаковки харчових рідких продуктів були сформовані та завершені наступні завдання досліджень:

Розроблена математична модель для розрахунку мехатронних модулів та їх компонентів. Тобто в стандартну конструкцію входять кульові крани, сідельні клапани, пневматичні лінійні і поворотні приводи. Вибір типового приводу ФФМ був обґрунтований і були проведені відповідні розрахунки.

Оптимальний діаметр трубки для подачі повітря в привід був визначений рівним 6 мм для підтримки оптимальних швидкісних характеристик і швидкості наповнення;

Було розраховано та встановлено експериментальне обладнання, проведено дослідження, на основі розрахунків побудовано математичну модель та проведено експеримент.

Після обробки експериментальних даних було встановлено, що при роботі сідельного клапана були отримані оптимальні характеристики витрати, що виявило його переваги перед кульовим краном.:

- Більш низькі характеристики витрати позиціонера;
- Висока точність регулювання;
- Відмінна можливість налаштування

Були оброблені статистичні дані, отримані від пристрою управління і вимірювального приладу, і проведено статистичний і математичний аналіз.

Висновки складаються по кожному розділу на етапі наукової роботи і засновані на отриманих статистичних даних про можливість використання системи в промислових машинах і обладнанні.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Соколенко А. І., Українець О. І., Яровий В. Л., Васильківський К. В., Шевченко О. Є. Довідник механіка харчової промисловості / за ред. А. І. Соколенка. – Київ : АртЕк, 2004. – 304 с. : іл.
2. Гавва О. М., Беспалько А. П., Волчко А. І. Пакувальне обладнання. – Київ : ІАЦ «Упаковка», 2008. – 435 с.
3. Пакувальне обладнання : підручник для студентів ВНЗ / О. М. Гавва, А. П. Беспалько, А. І. Волчко, О. О. Кохан. – Київ : ІАЦ «Упаковка», 2010. – 744 с.
4. Кодра Ю. В., Стоцька З. А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання : підручник. – Львів : Видавництво «Львівська політехніка», 2004. – 468 с.
5. ТТФК-103500 насосів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://hms-ua.com/ua/p1855188864-ttfk-103500-nasosov.html>.
6. Каталог фірми «CAMOZZI» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://catalog.camozzi.ua/#>.
7. Каталог фірми «Bene inox» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.bene-inox.com/gb/>.
8. Каталог фірми «Інта» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://inta.org.ua/-katalog-.html>.
9. Веб-сайт журналу «Упаковка» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://upakjour.com.ua>.
10. Інформаційний портал «Харчовик» [Електронний ресурс]. – Режим доступу:

<https://mppnik.ru/publ/1780-avtomaty-m6-ord-i-m6-ord-dlya-fasovki-tvoroga-i-smetany.html>.

11. Бібліографічні дані до деклараційного патенту на корисну модель № 13895 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=100817&chapter=biblio>.

12. Бібліографічні дані до патенту на винахід № 50873 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=27168&chapter=biblio>.

13. Серебrenицький П. П. Короткий довідник верстатника. – Ленінград : Леніздат, 1982. – 360 с. : іл.

14. Нормативи режимів різання для технічного нормування робіт на металорізальних верстатах. Ч.2. – М.: Машинобудування, 1991. – 304 с. : іл. – Для інженерно-технічних працівників машинобудівних підприємств, галузевих інститутів та вузів.

15. Оглоблін О. М. Довідник токаря. – М.: Машгіз, 1960. – 510 с.

16. Оглоблін А. Н. Довідник фрезерувальника. – М.: Машгіз, 1962. – 448 с. : іл.

17. Каталог фірми “Sick”. Режим доступу: <https://www.techvitas.com.ua/ua/producers/sick-ag>.

18. Горошкин А. К. Пристосування для металорізальних верстатів. – М.: Машинобудування, 1979.

19. Марчевський В. М. Конструкторська документація курсових і дипломних проєктів: навч. посіб. – К.: Норіта-плюс, 2006. – 280 с.

20. Осокін В. С., Селезньова Ю. А. Охорона праці на підприємствах харчових виробництв: навч. посіб. – Донецьк: ДонГУЕТ, 2005. – 146 с.
21. Сторіжко Й. І., Гавва О. М., Беспалько А. П., Волчко А. І. Термінологічний словник пакувальника. – Київ: ІАЦ «Упаковка», 1999. – 80 с.
22. Гандзюк М. П., Желібо Є. П., Халімовський М. О. Основи охорони праці: підручник. 5-е вид. – К.: Каравела, 2011. – 384 с.
23. Крутіков Г. А. Синтез енергозберігаючих гідропневмоагрегатів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати». – Харків, 2011. – 35 с.
24. Соколенко О. І., Українець А. І., Яровий В. Л. Довідник спеціаліста харчових виробництв. Книга 2. Теплофізичні процеси. Енергозбереження. – Київ: Арттек, 2003. – 423 с.
25. Єгоров В. Б. Генезис систем автоматичного управління технологічними процесами: монографія. – Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2018. – 244 с. : табл., рис. – Бібліогр.: с. 226–243. – ISBN 978-966-289-167-6.
26. Панченко А. І., Кюрчев С. В., Мілаєва І. І. Математична модель насосного елемента гідравлічного агрегату. // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. 2006. Випуск 35. С. 64–69.
27. Stamatis D. H. Six sigma and beyond: Statistical process control. – St. Lucie Press. Boca Raton, FL. – 2003.
28. Nelson P. Evolutionary Programming to Improve Yield and Overall Equipment Effectiveness of Casting Industry. // Journal of Engineering and Applied Sciences, 2007. №2(12). – pp. 1735–1742.

29. McMahon, M. J. Method and apparatus for smoothing of bag making material in form, fill and seal machines. Patent № 5014497 United States, B65B 9/06, № 490839; Filed Mar. 6, 1990. 4 p.
30. Hannigan, K. Handbook of packaging engineering. 3rd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2019. 567 p.
31. Yam, K. L. Encyclopedia of food packaging. Boca Raton, FL: CRC Press, 2012. 670 p.
32. Robertson, G. L. Food packaging: Principles and practice. 3rd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2012. 565 p.
33. Brody, A. L., Marsh, K. S. The Wiley encyclopedia of packaging technology. 3rd ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2011. 875 p.
34. Ahvenainen, R. Novel food packaging techniques. Woodhead Publishing, 2003. 600 p.
35. Duncan, H. J. Shelf life evaluation of foods. New York: Springer Science+Business Media, 2011. 354 p.
36. Taoukis, P. S., Labuza, T. P. Bioactive packaging technologies for food applications. Boca Raton, FL: CRC Press, 2008. 408 p.
37. Smith, J. R., Hamel, J. W. Food packaging: Principles and practice. Boca Raton, FL: CRC Press, 2001. 289 p.
38. O'Donnell, C. P., Kemsley, J. K. Handbook of food packaging. Gaithersburg, MD: Aspen Publishers, 1997. 456 p.
39. Mathlouthi, M. Food packaging and shelf life: A practical guide. Boca Raton, FL: CRC Press, 2006. 392 p.

ДОДАТКИ

Ministry of Education and Science of Ukraine

ODESA NATIONAL UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

International Competition of
Student Scientific Works

BLACK SEA SCIENCE 2023

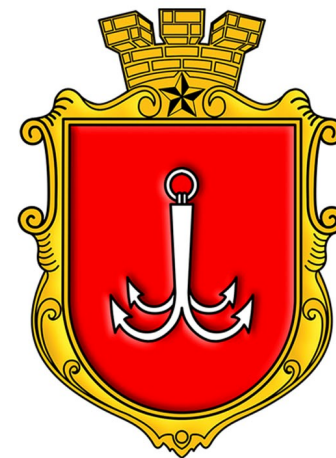
PROCEEDINGS



ODESA, ONUT 2023



CERTIFICATE OF THE WINNER



This is to certify that
Yasychev Vladyslav,
Butyk Taras

was awarded the 3rd place

IN THE FIELD OF «FOOD SCIENCE AND TECHNOLOGIES»
in the International Competition of Student Scientific Works
«BLACK SEA SCIENCE 2023»

ORGANIZED BY
ODESA NATIONAL UNIVERSITY OF TECHNOLOGY
ODESA, UKRAINE

Head of the organizing committee
President of Odesa National
University of Technology

Bogdan IEGOROV

Rector of Odesa National
University of Technology

Larysa IVANCHENKOVA



Deputy head of the organizing committee
Vice-Rector of Odesa National
University of Technology

Maryna MARDAR



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Державна наукова установа «Інститут модернізації змісту освіти»

ДИПЛОМ

**І СТУПЕНЯ
НАГОРОДЖУЄТЬСЯ**

БУТИК ТАРАС ВАСИЛЬОВИЧ,

*студент Національного університету харчових
технологій*

ПЕРЕМОЖЕЦЬ

**XVII Всеукраїнського конкурсу студентських
наукових робіт з актуальних проблем
пакувальної індустрії**

Директор



Євген БАЖЕНКОВ

м. Київ – 2022

INTEGRATION OF TECHNOLOGY IN THE MECHATRON MODULE OF LIQUID DOSING

Authors: Yasychev Vladyslav, Butyk Taras

Advisor: Liudmyla Kryvoplias-Volodina
National University of Food Technology (Ukraine)

Abstract. *The influence of individual parameters on the accuracy of product dose formation was determined during physical and mathematical modeling. We have found ways to ensure the necessary distribution of compressed air pressure, subject to compliance with the specified performance of the dispenser. Research results make it possible to improve the operation of dosing systems for liquid products with high dosing accuracy. The control system is formed on the basis of electro-pneumatic complexes. The control model with dosing operating modes is substantiated. It was established that the consumption of compressed air will depend on the value of the input main pressure P (0.05... 0.4 MPa).*

The consumption of the product was in the range of 1 ml to 50 ml with a feeder volume of 2.25 l. A mathematical model of the dosing process of liquid products (non-carbonated drinking water, milk, juice) has been developed. Boundary conditions took into account the influence on the formation of the product dose from the programmed current values in mA (with an accuracy of 0.001 mA) in relation to the standard scale I_{min} , $I_{max}=4..20$ mA.

An analytical description of individual stages of the dosing process with further analysis of individual stages and accepted assumptions was formed. Tests of the experimental sample of the dispenser showed the accuracy of the repetitions of the dose extrusion (limits $\pm 0.035\%$ and 0.8%) from the set value of the dose mass up to 50 ml during the change and the initial liquid level in the reservoir of the dispenser feeder.

Keywords: *dosing, air lift system, excess pressure, feedback, dosing accuracy.*

I. INTRODUCTION

A number of small and medium-sized enterprises are now engaged in the production and packaging of liquid products in containers. In this regard, the problem of creating inexpensive and compact import-substitutable dosing and packaging equipment, taking into account the specific working conditions for small productions, becomes extremely urgent [10-27].

The systems of dosing and packaging modules for liquid products in containers, in the conditions of small productions, have specific requirements: high operational reliability, a wide range and high accuracy of dosing in combination with the possibility of rapid reconfiguration of the equipment for different types of liquids and dosing ranges; the possibility of smooth adjustment of the dose in a wide range; the possibility of prompt flushing or replacement of the product line; the possibility of installing the dispenser in the conveyor line; construction of multi-channel dosing systems; absence of intraoperative drop formation; compactness, simplicity and safety of maintenance; fire and explosion safety, etc.

Ministry of Education and Science of Ukraine

National University of Food Technologies

87

**International scientific conference
of young scientist and students**

**"Youth scientific achievements
to the 21st century nutrition
problem solution"**

April 15–16, 2021

Part 2

Kyiv, NUFT, 2021

19. Розроблення методики дослідження фізико-механічних характеристик чавуну ВЧ50-2

Тарас Бутик, Анатолій Башта

Національний університет харчових технологій, Київ, Україна

Вступ. Наведено методику дослідження опору втоми зразків із високоміцного чавуну. Застосування оригінальної схеми навантаження дозволило отримати експлуатаційний характер руйнування зразків при випробуваннях.

Матеріали і методи. У роботі було використано загальнонаукові та спеціальні методи. Зокрема, метод аналізу і синтезу, метод узагальнення, порівняння, а також електронні ресурси.

Результати. Як відомо, вали є однією з найбільш відповідальних і напружених деталей машин механізмів, що лімітує їх ресурс і надійність. У зв'язку з цим дослідження їх міцності становить значну зацікавленість з точки зору інженерної практики. З метою зниження числа руйнувань в експлуатації і підвищення довговічності валів часто застосовують різні технологічні прийоми зміцнення. Галтельні переходи шийок валів є найбільш слабкими їх зонами. В процесі експлуатації вал двигуна внутрішнього згорання перебуває під навантаженням крутними і згинальними моментами в площині коліна. Крутний момент - силовий фактор, що відображає функціональне призначення двигуна і який суттєво впливає на довговічність конструкції. Відтворення всього комплексу експлуатаційних умов і характерних робочих режимів - дуже складне завдання. Тому при експериментальній оцінці ефективності технологічних і конструктивних заходів, спрямованих на підвищення довговічності деталей, обмежуються порівняльними випробуваннями за спрощеними схемами, необхідні вимоги яких - відтворення місця і характеру експлуатаційних руйнувань і дотримання ідентичності схем і режимів навантаження для всіх досліджуваних варіантів. Мета цієї роботи полягала в розробці методики дослідження опору втоми зразків із високоміцного чавуну ВЧ50-2, який використовується для виготовлення таких конструкційних елементів. Розробка методики визначення характеристик міцності на втому базувалася на результатах відомих досліджень. Основну увагу приділено вибору й обґрунтування схеми навантаження зразків.

Аналіз експлуатаційних руйнувань показав, що вони відбуваються переважно на середині їх довжини, в області галтельного переходу від шийки до щоки внаслідок високої концентрації напружень, що призводить до зародження тріщин втоми саме в цих місцях. Відомо, що чутливість до концентрації напружень в галтельних переходах значно вище при згині, ніж при крученні. Локалізація експлуатаційних руйнувань в зонах галтельних переходів від шийок до щік дозволяє обмежитися дослідженням зазначених валів тільки при вигині. З іншого боку, така локалізація руйнування зумовлює спрямованість конструкційних і технологічних заходів з метою підвищення їх довговічності шляхом зниження місцевої концентрації напружень або зміцнення небезпечної зони будь-яким іншим методом. Необхідна для практичних цілей достовірність оцінки ефективності прийнятих конструктивних і технологічних рішень не може бути отримана розрахунком і вимагає проведення порівняльних випробувань на втому в умовах навантаження, які по можливості були наближені до експлуатаційних.

Висновки. Запропонована методика дослідження опору втоми матеріалу та оригінальна схема навантаження дозволили отримати характеристики близькі до експлуатаційних руйнувань валів.

Ministry of Education and Science of Ukraine

National University of Food Technologies

88

**International scientific conference
of young scientist and students**

**"Youth scientific achievements
to the 21st century nutrition
problem solution"**

April – May, 2022

Part 2

Kyiv, NUFT, 2022

14. Розроблення процесу виготовлення кулачка з використанням комп'ютерних технологій та підбором оптимальних режимів з мінімальною вібрацією

Тарас Бутик, Юрій Бойко

Національний університет харчових технологій, Київ, Україна

Вступ. Одним зі шляхів підвищення ефективності механообробки є застосування систем моніторингу динамічних параметрів. Вимір і аналіз динамічних параметрів у процесі обробки деталей було дотепер по технічним і економічним причинах непростим завданням, розв'язуваною для окремих випадків застосування. Проблема вібрацій при механічній обробці лезовим і абразивним інструментом належить до актуальних проблем у механообробні. Важливість досліджень із цієї проблеми зростає у міру розвитку та впровадження сучасних верстатів із ЧПК.

Матеріали і методи. Розглянуто особливості сучасних процесів фрезерування в машинобудуванні є збільшення частот обертання ріжучого інструменту з метою збільшення продуктивності при обробці деталей. Високі швидкості різання супроводжуються зміною фізико-механічних процесів у зоні різання та динамічних процесів у верстатній системі. Тому актуальними є завдання дослідження динамічних характеристик при роботі оброблюваних центрів з інструментом та виконувати оптимізацію режимів обробки за критерієм мінімальної вібрації.

Результати. Фреза може працювати продуктивно лише за умови правильної експлуатації на раціональних режимах різання, фреза може обробити велику кількість заготовок. Якщо ця умова не виконується, це призводить до підвищення вібрацій, затуплення інструмента, що викличе збільшення тертя і навіть поломку зубів фрези. Поява вібрації відображається додатковому збільшенні осьового навантаження на інструмент (X1) та на привід верстата (C1), що видно із рис. 1.

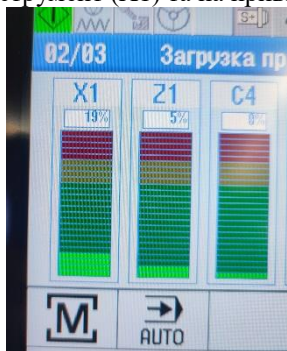


Рис. 1. Візуалізація навантаження на інструмент та привід верстата

Подальше дослідження були спрямовані до визначення як впливає кут нахилу гвинтової канавки ω фрези на якість отриманої поверхні. Було проведено серію дослідів (рис. 12) при сталих режимах різання $n_{\phi}=5400\text{об/хв.}$, подача на зуб $S_z=0,038\text{ мм/зуб}$; глибина фрезерування $t=3\text{ мм}$ та шириною фрезерування $B=4\text{ мм}$, але з фрезами №1, 2, 3 відповідно з різним кут нахилу гвинтової канавки ω 30°, 38°, 45°.

В процесі виконання досліджень було встановлено, що кут нахилу гвинтової канавки кінцевої фрези має вплив на якість оброблюємої поверхні. В нашому досліді при обробі кулачка, виготовленого із сталі 40Х фрезою №1, це обґрунтовується тим що покращується процес відведення стружки при обробітку, що в свою чергу дає можливість прискорювати процес обробітку контролюючи вібрацію.

Висновки. Розглянуте новітнє програмне забезпечення дає змогу покращити виробництво та виправити помилки та труднощі, які пов'язані з традиційними процесами програмування для верстатів з ЧПК. Зв'язок сучасних систем ЧПК та CAD/CAM/CAE полегшують навчання інженерів-операторів, не потребують значних інвестицій та зменшують тривалість, собівартість виробництва, підвищують якість кінцевої продукції.

6. Мінімізація питомих витрат матеріалів при виготовленні циліндричних упаковок

Тарас Бутик, Костянтин Васильківський, Юлія Ступак
Національний університет харчових технологій, Київ, Україна

Вступ. Промисловість випускає різноманітні упаковки великими партіями і зменшення витрат матеріалів на їх створення, пошуки оптимальних форм і геометрії упаковок, створення типорядів пакувальних матеріалів, товщини жерсті для виготовлення банок та ін. є вкрай важливою і доцільною задачею.

Матеріали і методи. Аналітичним методом визначено зміни еквівалентних напружень у матеріалі оболонки за різних співвідношень діаметра та висоти для ізооб'ємної упаковки.

Результати та обговорення. Для всіх конструкцій тари і упаковок можна на основі математичних обчислень знайти оптимальні співвідношення, які мінімізують питомі витрати матеріалів. При цьому співвідношення розмірів упаковок повинні враховувати характер навантажень на них, величини внутрішнього і зовнішнього тиску. Зазвичай упаковки формуються як тонкостінні оболонки, а товщини їх стінок визначаються з умови міцності. Для встановлення цих співвідношень зупинимось на аналізі циліндричних упаковок, які відповідають оптимізаційній умові і для яких діаметр дорівнює висоті.

Очевидно, що збільшення розмірів упаковки призводить до зменшення питомої поверхні, а товщина стінки упаковки за таких умов має зростати. У літературі викладені підходи, які дозволяють керуватися простими аналітичними залежностями для визначення меридіональних і колових напружень в оболонках.

Висновки. Встановлено, що зменшення або збільшення діаметра упаковки порівняно з базовим варіантом за стабільного значення товщини оболонки призводить до зменшення колових напружень, а меридіональні напруження зі збільшенням кратності розмірів i лінійно зростають.

Варто відмітити, що за значення $i = 1$, яке відповідає умові мінімізації поверхні упаковки, маємо рівність меридіональних та колових напружень, витрати матеріалу по масі також мінімізуються на додаток до мінімальної поверхні.

Вибір величини $i < 1$ призводить до зменшення товщини оболонки δ і переважає вплив колових напружень.

Із значенням $i > 1$ вибір товщини упаковки здійснюється з урахуванням меридіональних напружень.



JABIL



СЕРТИФІКАТ

ДЛЯ

Тараса Бутика

Підтвержує, що він/вона зайняв/зайняла 3 місце
у вирішенні кейса в "Іграх Заводів" від UGEN

31.10.2022-11.11.2022

FOUNDER,
UGEN

Anastasiia
Sychova

CEO UKRAINE,
UGEN

Марина
Джулай





СЕРТИФІКАТ

ДЛЯ

Бутика Тараса

ПІДТВЕРДЖУЄ, ЩО ВІН/ВОНА ЗАЙНЯВ/ЗАЙНЯЛА **2 МІСЦЕ**
У ВИРІШЕННІ КЕЙСІВ УЧАСТЬ В “ІГРИ ЗАВОДІВ” ВІД UGEN

17.04.2023-28.04.2023

FOUNDER,
UGEN

Anastasiia
Sychova

CEO UKRAINE,
UGEN

Марина
Джулай



ДИПЛОМ I-ГО СТУПЕНЯ

НАГОРОДЖУЄТЬСЯ

студент
Національного університету
харчових технологій

Бутик Парас

за перемогу у I турі
Всеукраїнського конкурсу студентських
наукових робіт з галузеві знань і
спеціальностей у 2022/2023 навчальному році
за спеціальністю
«Прикладна механіка (мехатроніка)»

Ректор
НУХТ



Олександр ШЕВЧЕНКО

Ministry of Education and Science of Ukraine

National University of Food Technologies

89

**International scientific conference
of young scientist and students**

**"Youth scientific achievements
to the 21st century nutrition
problem solution"**

April, 3-7 2023

Part 2

Kyiv, NUFT, 2023

1. Теоретико-практичні аспекти інтеграції дозувально-фасувальних модулів в системі робота-маніпулятора

Тарас Бутик, Влад Ясичев, Олександр Гавва, Людмила Кривопляс-Володіна
Національний університет харчових технологій, Київ, Україна

Вступ. Розробка роботизованих комплексів для виконання дозувально-фасувальних технологічних операцій є актуальною задачею для харчової, фармацевтичної, косметичної та хімічної промисловості.

Матеріали і методи. Під час дослідження, матеріалами дослідження було обрано негазовані напої, дозувально-фасувальні модулі у складі робота-маніпулятора. Методами дослідження базувались на фундаментальних законах гідро-газодинаміки, загальній теорії розв'язування звичайних диференціальних рівнянь, теорії тривимірного моделювання та математико-статистичній теорії обробки даних.

Результати. Отримані результати були зосереджені на статичних та динамічних характеристиках системи керування дозувально-фасувальним модулем в системі робота-маніпулятора. За результатами теоретичного аналізу змодельовано та зібрано дослідний стенд (рис.1), призначений для пошуку напрямів покращення метрологічних характеристик мехатронної системи дозування.

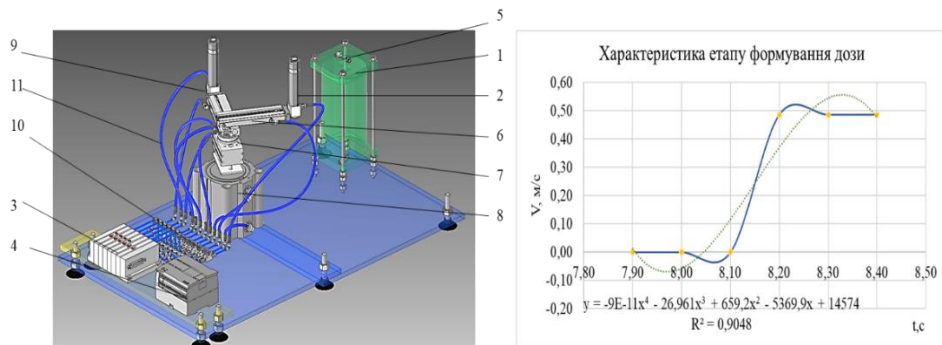


Рис. 1. Вид експериментального стенду для дослідження інтеграції дозувально-фасувальних модулів в системі робота-маніпулятора: 1 – витратний резервуар; 2 – дозувально-фасувальний модуль; 3 – пневматичний острівець; 4 – система керування (PLC); 5 – контроль дозатора; 6 – модуль лінійного переміщення дозаторів; 7 – поворотний циліндр; 8 – модуль вертикального переміщення маніпулятора; 9 – фасувальний патрубок; 10 – вузол контролю джерела живлення; 11 – з'єднувальний трубопровід

Усталений режим роботи установки визначається залежністю швидкості і тиску повітря від часу формування дози, які впливають на транспортування продукту. Для забезпечення точності дозування було використано сходиноквий закон керування зміною формування дози та постійний тиск в системі дозувального резервуару, що забезпечило похибку точності дозування на рівні 0,3% від заданого значення. Дослідження підтвердили розрахунку, щодо стабільного режиму витіснення продукту під час подачі в систему стисненого повітря в діапазоні тиску від 0,99 до 1,81, який був заданий програмно.

Висновки. Отримані кінематичні та динамічних характеристики системи керування дозуючим пристроєм та сформовано рекомендації вибору конструктивних параметрів обладнання з покращеними метрологічними характеристиками мехатронної системи дозування

**Міністерство освіти і науки України
Клуб пакувальників**

**Матеріали доповідей
XXII Науково-практичної конференції
молодих вчених
«Новітні технології пакування»**

Додаток до журналу «Упаковка®»



**За
підтримки:**



Київ – 2024

Дослідження впливу стохастичних процесів на мехатронні модулі запірно-регулювальних клапанів продуктопроводів

*О.О. Гавва, Т.В. Бутик, С.О. Володін, к.т.н., В.Г. Мирончук, д.т.н.,
Національний університет харчових технологій, м. Київ*

Вступ. Розробка методів оптимізації пневматичних слідкувальних приводів є актуальною задачею, що дозволить суттєво покращити характеристики дозувально-фасувальної системи пакувальних машин. В сучасних пакувальних машинах широко застосовуються виконавчі приводи різного типу з програмованими логічними контролерами. Під час роботи система з приводом піддається впливу зовнішніх збурень, які призводять до стохастичних процесів. Це викликає необхідність розробки методів керування, які гарантують надійність, швидкодію та точність. Впровадження модульного принципу конструювання дозволяє гнучко модифікувати систему, не потребуючи додаткового часу для заміни всієї системи керування заново. Особливої уваги потребують пневматичні слідкувальні приводи для систем з рідкими робочими середовищами. Надмірні коефіцієнти запасів міцності, надійності та довговічності, обрані на етапі синтезу, призводять до суттєвого зростання вартості пакувальної машини.

Метою дослідження є розробка методів синтезу слідкувальних пневматичних пристроїв для керування системами з рідкими робочими середовищами під час їх проєктування з врахуванням зміни зовнішніх навантажень. В процесі дослідження використано математико-статистичні та експериментальні методи дослідження, які орієнтовані на вибір найкращої структури й параметрів слідкувального виконавчого модуля.

Матеріали і методи дослідження. Вхідними даними моделювання обрано: процес контролю за зміною продуктивності в продуктопроводі із застосуванням програмно керованих запірно-регулювальних модулів. Для досягнення поставленої мети було розроблено експериментальний стенд дослідження виконавчих слідкувальних модулів для контролю за рідкими робочими середовищами.

Результати моделювання.

На рис. 1 показано загальний вид дослідної моделі з елементами зовнішнього збурювання. За аналізом компоновки слідкувальних приводів запірно-регулювальної мережі продуктопроводів сформовано блок-схему з таких основних елементів (рис. 1): пристрою задання сигналу, яким формується сигнал управління, пропорційний необхідному переміщенню виконавчого механізму (датчики, що реагують на зміну умов роботи або параметрів технологічного процесу); порівняльного пристрою, або датчика неузгодженості, який встановлює відповідність сигналу відтворення, що надходить від виконавчого механізму, сигналу управління; підсилювача, який підсилює потужність сигналу управління за рахунок зовнішнього джерела енергії; привода запірного пристрою, яким переміщається об'єкт управління і відтворюється програма, яка визначається технологічним процесом;

зворотний зв'язок, яким виконавчий механізм з'єднаний із порівняльним пристроєм або з підсилювачем. Зворотній зв'язок є характерним елементом як позиційного так і слідкувального привода. Величина $x = f(t)$ (переміщення, швидкість або інший параметр), яка повідомляється пристроєм задання сигналу для порівняння, називається «входом», а $y = \varphi(t)$ (переміщення, швидкість), відтворена виконавчим механізмом, – «виходом». Різниця $(x - y) = \varepsilon$ – це помилка спостереження або неузгодженості системи.

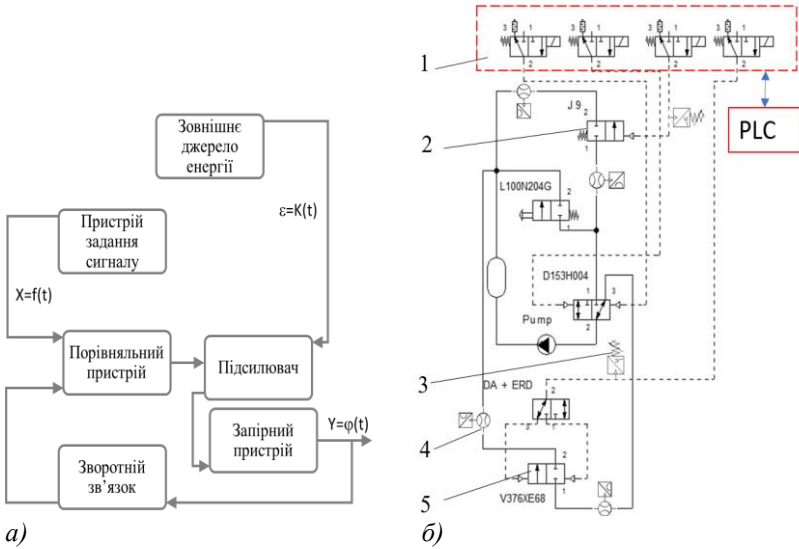
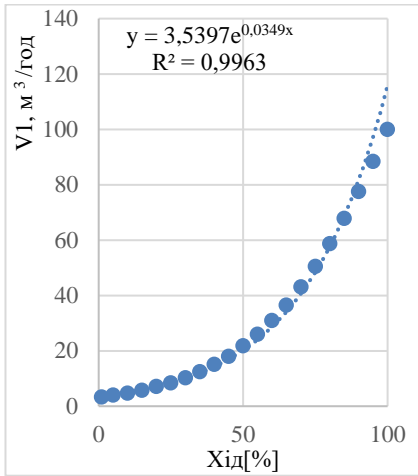
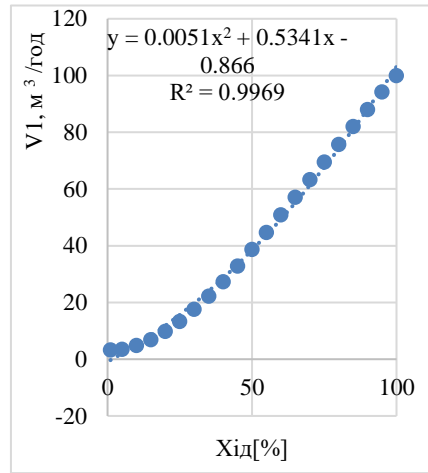


Рис. 1. Загальна схема експериментального стенду: блок-схема дослідження слідкувального привода трубопровідної запірно-регулювальної арматури продуктопроводу (а); принципова схема керування (б): 1 – пневматичний острівець; 2 – клапан коаксіальний J9; PLC (програмований логічний контролер); 3 – програмовані реле тиску; 4 – витратомір цифровий; 5 – засувка дискова міжфланцева D376 з електропневматичним слідкувальним приводом (4...20 мА)

Для регулювання витрат використано дискову засувку з пневматичним приводом і встановленим електропневматичним слідкувальним приводом та двоходовий коаксіальний клапан J9. Для управління подається електричний сигнал у діапазоні 4...20 мА. Залежно від величини поданого сигналу змінюється кут повороту диска і, як наслідок, умовний прохід і пропускна здатність ділянки трубопроводу. Регулювання продуктивності продуктопроводу (рис. 2) здійснюється автоматично в залежності від зовнішніх датчиків.



а)



б)

Рис. 2. Результати дослідження впливу стохастичних процесів на регулювання клапаном J9: рівновідсоткова витратна робоча характеристика клапана в досліджуваній системі (а); параболічна витратна робоча характеристика клапана (б)

Відхилення пропускної здатності клапана (рис. 2, а) при повному відкритті не повинно відрізнятись більш ніж на $\pm 10\%$ від параметра kv ; нахил відхилення робочої характеристики від номінальної характеристики, суміщених в системі координат $\log(kv_1/kv) = f(h/h100)$, не повинен перевищувати 30% у ділянці $0,1 \leq h/h100 \leq 1$.

Відстежується також допустиме відхилення потоку на початковій ділянці регулювання. Тут регулювання не визначається загальною залежністю: крива характеристики перетинає вісь ординат вище нульового витрати. Це означає, що відбувається стрибок витрат, тобто втрачається керованість клапана. Мехатронні модулі регулювання продуктопроводу на основі клапанів J9 за умови рівновідсоткової робочої характеристики, в ідеальних умовах, забезпечують на всьому діапазоні регулювання однакову зміну витрат (щодо вихідного значення витрат) при рівному переміщенні затвора клапана. За отриманими експериментальними даними, відхилення параметрів регулювання витрат продуктопроводу за допомогою мехатронних модулів запірно-регулювальних клапанів складає до 3% від заданої рівновідсоткової характеристики програми керування.

Висновки

Отримано результати щодо витратних робочих характеристик клапана в досліджуваній системі на різних ділянках за дослідною схемою рис. 1. Встановлено межі відхилення значень налаштування мехатронного модуля

регулювання продуктопроводу на основі клапанів J9 відповідно до заданих параметрам. Встановлено допустимі відхилення пропускної здатності клапана при повному відкритті (до $\pm 10\%$ від параметра k_v), нахил відхилення робочої характеристики від номінальної характеристики, суміщених в системі координат $\log(k_{v1}/k_v) = f(h/h100)$ (до 30%) у ділянці $0,1 \leq h/h100 \leq 1$. Відстежено допустиме відхилення потоку на початковій ділянці регулювання. Визначено зони зниження керованості клапана. Досліджено перехідні процеси підсистеми регулювання тиску в керуючому клапані та встановлено допустимі межі відхилення регульованої величини, визначено час відгуку системи керування $0,02$ секунди.

Література:

1. Токарчук С.В., Кривопляс-Володіна Л.О., Валулін Г.Р. Експериментальні дослідження явища статичного гідравлічного гістерезиса в дозувальному мехатронному модулі // Харчова промисловість. 2021. № 29. С. 119–127. URL: <https://dspace.nuft.edu.ua/handle/123456789/371042>
2. Gavva O.M, Kryvoplias-Volodina L., Blazhenko S., Tokarchuk S., Derenivska A. Synthesis of precision dosing system for liquid products based on electropneumatic complexes // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2021. № 6 (2(114)). P. 125–135. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.247187>
3. Doherty J.G.; McGinn T.M. Automated hybrid package sealing system // Electronic Manufacturing Technology Symposium, Design-to-Manufacturing Transfer Cycle. Fifth IEEE/CHMT International. 1988. Pp. 183–187.

Міністерство аграрної політики та продовольства України
Міністерство освіти і науки України
Національний університет харчових технологій
Інститут продовольчих ресурсів Національної академії аграрних
наук України
ТОВ «АККО Інтернешнл»

13-а Міжнародна спеціалізована науково-практична конференція

**Тренди Lean-виробництва
та пакування харчової продукції**

Назва конференції у 2012–20 р.:
Ресурсо- та енергоощадні технології виробництва і пакування харчової
продукції – основні засади її конкурентоздатності

17 вересня 2024 р
Виставковий центр «АССО International»
Київ, Україна

Оптимізація робочих режимів запірно-регулювальної мережі продуктопроводу на базі позиційних приводів

Володін С.О., Мирончук В.Г., Бутик Т.В.

Національний університет харчових технологій (НУХТ), м. Київ, Україна

Вступ. Одним із критичних аспектів ефективної експлуатації підприємств цукрової галузі є раціональна організація технологічних комунікацій. Зокрема, правильний вибір та конфігурація запірно-регулювальної мережі на основі запірно-регулювальних пристроїв (ЗРП). Актуальними задачами автоматизації харчових підприємств є обґрунтування впливу ЗРП на енергоефективність процесів та загальну продуктивність виробництва. Сучасні ЗРП, оснащені позиційними електропневматичними системами керування, дозволяють досягти високої точності регулювання та гнучкості управління технологічними процесами. Проте, для досягнення оптимальних робочих режимів необхідно розробляти та впроваджувати ефективні методи їхньої оптимізації.

Актуальність дослідження полягає в тому, що динамічні моделі ЗРП з позиційними приводами дозволяють детально проаналізувати поведінку системи в різних режимах роботи та розробити алгоритми управління, спрямовані на мінімізацію енерговитрат, підвищення точності регулювання та стабільності роботи обладнання.

Мета дослідження полягає у виявленні оптимального типу керуючого контуру для запірно-регулювальної мережі (ЗРП), оснащеної різними видами запірної арматури (дискова міжфланцева заслінка, сідельний клапан, кульовий кран) та позиційними електропневматичними системами керування. Порівняльний аналіз пропорційних та дискретних розподільників дозволить визначити найбільш ефективний варіант керування ЗРП з точки зору точності позиціонування, швидкодії, енергоефективності та надійності.

Основна частина. Час спрацювання приводу ЗРП, тобто час повного закриття прохідного перерізу, суттєво впливає на динамічні характеристики технологічного процесу. Зокрема, нестабільність цього параметра, особливо характерна для дискових заслінок, призводить до неконтрольованих змін витратних характеристик робочих середовищ у різних технологічних контурах, що може негативно вплинути на якість продукції та стабільність процесу. Для підвищення точності та швидкодії систем керування ЗРП широко застосовуються позиційні електропневматичні приводи (рис.1), що забезпечують плавне регулювання положення запірної арматури [1-3]. Однак, ефективність таких систем значною мірою залежить від типу використаного розподільника. Пропорційні розподільники дозволяють отримати плавну зміну вихідного сигналу, що відповідає аналоговому характеру багатьох технологічних процесів. З іншого боку, дискретні розподільники генерують ступінчасті сигнали, що можуть бути більш простими в реалізації та забезпечувати високу швидкість спрацювання. Вибір типу розподільника залежить від конкретних вимог до системи керування, таких як точність позиціонування, швидкість відгуку, вартість та надійність. Для адекватного опису динамічних властивостей ЗРП з різними типами розподільників необхідно розробляти математичні моделі, що враховують особливості їхньої будови та принципів роботи. При побудові таких моделей особливу увагу слід приділяти аналізу впливу форми керуючого сигналу на динаміку системи [4]. Так, для пропорційних розподільників характерним є плавний перехід від одного стану в інший, тоді як для дискретних розподільників характерні різкі зміни вихідного сигналу. Незважаючи на це, у деяких випадках для керування ЗРП з пропорційними розподільниками також можуть використовуватися ступінчасті сигнали, що дозволяє спростити алгоритми управління та підвищити їхню стійкість до зовнішніх збурень [5]. Таким чином, вибір оптимального типу розподільника та форми керуючого сигналу є важливим завданням при проектуванні та налаштуванні систем автоматичного керування ЗРП.

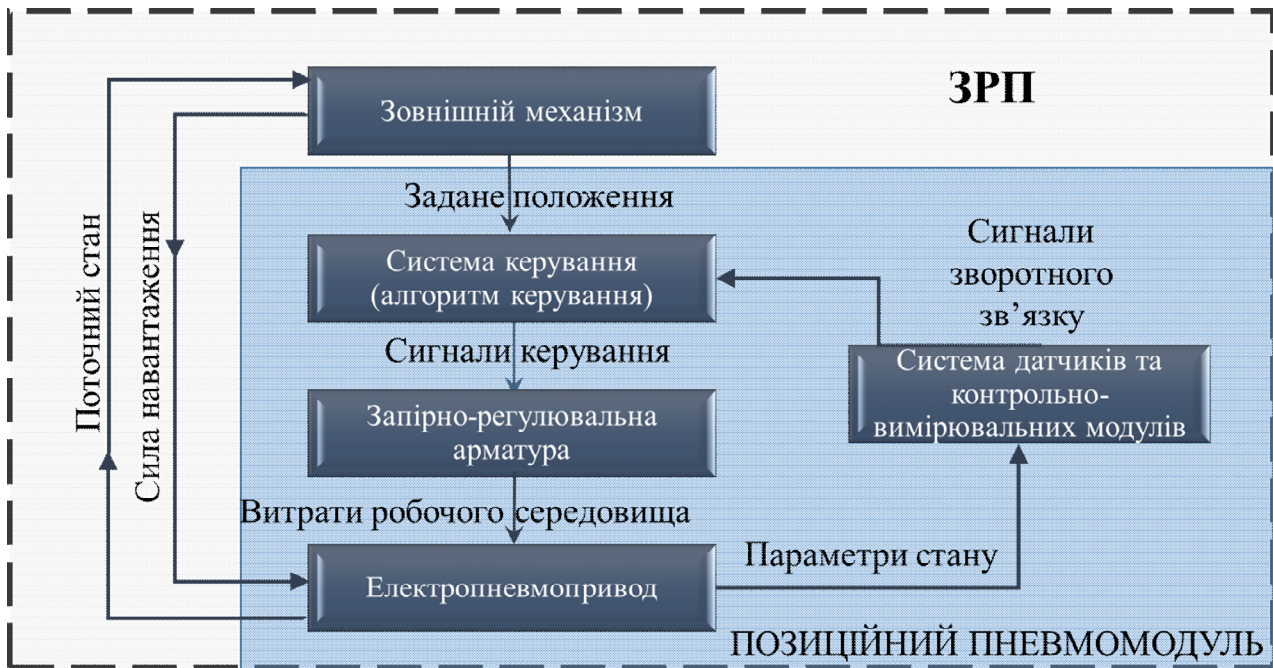


Рисунок 1. Загальна схема взаємодії елементів позиційного пневмомодуля ЗРП та зовнішнього механізму

Проведені чисельні дослідження в авторському програмному комплексі дозволили більш детально проаналізувати роботу ЗРП продуктопроводу та дослідити оптимальні режими керування системою. Один із досліджуваних ЗРП, наведено на (рис.2).

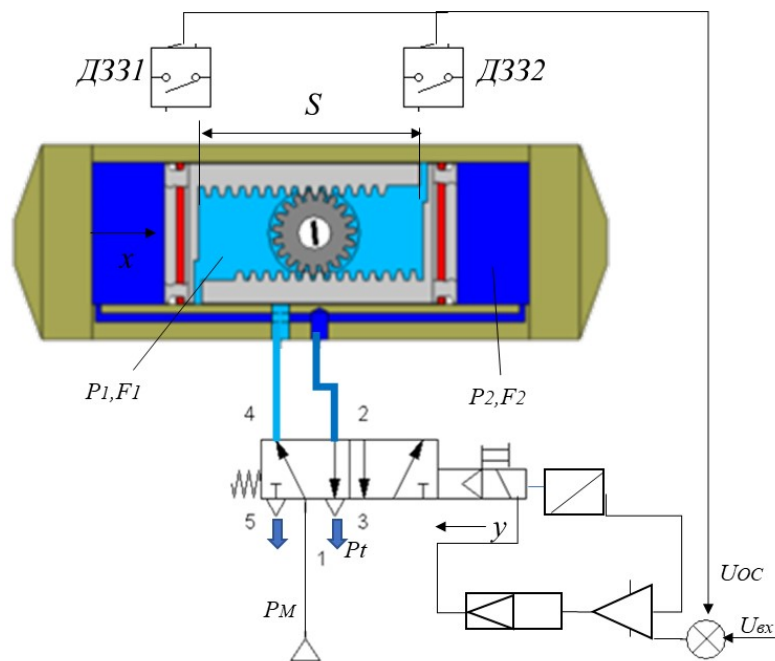


Рисунок 2. Схема автоматичного позиціонування запірної арматури за допомогою електропневматичного приводу:

P_1 – тиск магістральний поршневої порожнини; P_M – тиск підвідної пневматичної магістралі; P_t – тиск відвідної пневматичної магістралі (на вихлопі); $U_{вх}$ – вхідний (керуючий) сигнал, $U_{зв}$ – сигнал зворотного зв'язку, ДЗЗ – пропорційний датчик зворотного зв'язку, ДЗ31 і ДЗ32 – дискретні датчики зворотного зв'язку (індуктивні, механічні, геркони)

Використання пропорційного розподільника в схемі з однорейковим поворотним пневмоприводом забезпечує плавне регулювання положення запірної арматури та високу точність позиціонування. Однак, час спрацювання такого приводу може бути довшим порівняно з дискретними схемами. З іншого боку, дискретні розподільники забезпечують швидке перемикавання між двома станами, що дозволяє скоротити час спрацювання, але може призвести до підвищеного зносу елементів приводу та погіршення точності позиціонування. Вибір оптимального типу розподільника залежить від конкретних вимог до системи керування, таких як швидкість відгуку, точність позиціонування та енергоефективність. Крім того, дослідження показали, що для пропорційних розподільників можливе використання як плавних, так і ступінчастих керуючих сигналів, що розширює можливості їх застосування. Отримані результати можуть бути використані для розробки адаптивних систем керування ЗРП, які дозволяють автоматично вибирати оптимальний режим роботи в залежності від поточних умов.

Висновки

На базі отриманих результатів чисельного моделювання, з'ясовано, що лінійні регулятори та ковзаючі режими у своєму традиційному використанні, мають погані показники якості під час керування нелінійними складними об'єктами, до яких належать ЗРП. Синтез систем керування на підставі цих методик пов'язаний із попередньою побудовою математичної моделі, що враховує безліч чинників. Крім недостатньої інформації про об'єкт керування, до неефективності традиційних алгоритмів керування може призвести і зміна умов роботи: просторового положення запірного елемента, навантаження, додаткового тертя, тиску живлення, випадкової похибки датчиків, тощо. Для керування нелінійними системами в умовах, що змінюються, пропонується використовувати різні сучасні підходи, які можуть застосовуватися як у чистому вигляді, так і в комплексі з традиційними алгоритмами. Результати дослідження із використанням програмного комплексу Simulink, підтвердили якість керування ЗРП адаптивними методами.

Література

1. Saravanakumar, D., Mohan, B., & Muthuramalingam, T. (2017). A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems. *Precision Engineering*, 49. doi:10.1016/j.precisioneng.2017.01.014.
2. Gavva, O., Kryvoplias-Volodina, L., Marinin, A., Tokarchuk, S., Blazhenko, S., & Volodin, O. (2023). Architecture of hybrid mechatronic dosing and packing module of packaging machine based on qualitative analysis. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(2 (124)), 70–79. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.286615>
3. Ning, S., Long, Y., Zhao, Y., Liu, J., Bo, X., Lu, S., Gao, J. (2021). Research on micro-liquid dispensing driven by a syringe pump with the consideration of air volume. *Microsystem Technologies*, 27 (10), 3653–3666. doi: <https://doi.org/10.1007/s00542-020-05133-9>
4. Furmann, R., Furmannová, B., Więcek, D. (2017). Interactive Design of Reconfigurable Logistics Systems. *Procedia Engineering*, 192, 207–212. doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.06.036>
5. Vazquez-Santacruz, J. A., Portillo-Velez, R., Torres-Figueroa, J., Marin-Urias, L. F., Portilla-Flores, E. (2023). Towards an integrated design methodology for mechatronic systems. *Research in Engineering Design*. doi: <https://doi.org/10.1007/s00163-023-00416-4>



СЕРТИФІКАТ

для

Бутик Тарас

ПІДТВЕРДЖУЄ, ЩО ВІН/ВОНА ЗАЙНЯВ/ЗАЙНЯЛА
2 МІСЦЕ У ВИРІШЕННІ КЕЙСІВ В РАМКАХ
ОСВІТНЬО-КАР'ЄРНОГО ЗАХОДУ
«ІГРИ ЗАВОДІВ:ІНЖЕНЕРИ» ВІД UGEN
та Kernel

04.11.2024 - 15.11.2024

FOUNDER,
UGEN

Anastasiia
Sychova

CEO UKRAINE,
UGEN

Марина
Джулай

