УДК 62-8 DOI https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2025.1.1.10

А. В. КАСЬЯН
аспірант кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
ORCID: 0009-0008-9820-658X

О. С. ГАЛЕЦЬКИЙ
кандидат технічних наук, доцент,
доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
ORCID: 0000-0001-5733-5846

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПНЕВМАТИЧНОГО ПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ

У цій статті представлено розробку математичної моделі позиційного пневматичного приводу з використанням безштокового пневматичного циліндра та результати перевірки математичної моделі на достовірність. Окрім цього, в роботі представлено підхід до створення візуалізацій математичних моделей в програмному середовищі Matlab Simulink, який спрощує розуміння і наочність даних систем. Створення енергоефективного позиційного пневматичного приводу є важливим через численні промислові завдання, які вимагають використання пневматичних систем. Основною метою цього дослідження є розробка математичної моделі, яка полегшить швидшу перевірку та інтеграцію позиційного приводу в інші системи.

Методологія передбачає побудову діаграми, яка ілюструє взаємозв'язки між компонентами приводу, де кожен елемент та взаємозв'язки між з'єднаними елементами представлені у вигляді системи рівнянь. Ці рівняння являють собою математичну модель пневматичного позиційного приводу, яка реалізована в середовищі Matlab Simulink. Дана модель перевірена на адекватність, залежність переміщення від тиску та часу подачі повітря відповідає фізичним законам аеромеханіки. Також модель реалізує позиціонування з різною точністю в залежності від діаметру пневматичного циліндру. Результатом є функціональна математична модель пневматичного позиційного приводу, здатна проводити попередні аналізи для безштокових пневматичних циліндрів різних розмірів.

Модель демонструє, що поршень може досягати проміжних положень під впливом рівня тиску та тривалості подачі стисненого повітря. Ця математична модель має потенціал для майбутнього використання для тестування алгоритмів позиціонування, оптимізації та прискорення розробки систем на основі цього приводу. За допомогою попереднього аналізу приводу з використанням математично моделі, можна визначити необхідну кількість або час подачі повітря, тобто провести навчання приводу, що дозволить зекономити на вартості точного обладнання та зменшити знос фізичного приводу, за рахунок зменшення налагоджувальних ітерацій, які будуть виконуватися за допомогою математичної моделі.

Ключові слова: *пневматичний позиційний привід, позиційний, енергоефективний привід, математична модель, безштоковий циліндр.*

A. V. KASIAN
Postgraduate Student at the Department of Applied Hydroaeromechanics and Mechatronics
National Technical University of Ukraine
"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
ORCID: 0009-0008-9820-658X

O. S. HALETSKII
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,
Associate Professor at the Department of Applied Hydroaeromechanics and Mechatronics
National Technical University of Ukraine
"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"
ORCID: 0000-0001-5733-5846

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF A PNEUMATIC POSITION DRIVE

This article presents the development of a mathematical model of a positional pneumatic actuator using a rodless pneumatic cylinder and the results of checking the mathematical model for reliability. In addition, the paper presents an approach to creating visualizations of mathematical models in the Matlab Simulink software environment, which simplifies the understanding and clarity of these systems. Creating an energy-efficient positional pneumatic actuator is important due to the numerous industrial tasks that require the use of pneumatic systems. The main goal of this research is to develop a mathematical model that will facilitate faster verification and integration of the positional actuator into other systems.

The methodology involves constructing a diagram illustrating the relationships between the drive components, where each element and the relationships between the connected elements are presented in the form of a system of equations. These equations represent a mathematical model of a pneumatic positional drive, which is implemented in the Matlab Simulink environment. This model has been tested for adequacy, the dependence of the displacement on the pressure and time of air supply corresponds to the physical laws of aeromechanics. The model also implements positioning with varying accuracy depending on the diameter of the pneumatic cylinder. The result is a functional mathematical model of a pneumatic positional drive, capable of conducting preliminary analyses for rodless pneumatic cylinders of various sizes.

The model demonstrates that the piston can reach intermediate positions under the influence of the pressure level and duration of the compressed air supply. This mathematical model has the potential for future use to test positioning algorithms, optimize and accelerate the development of systems based on this drive. By preliminary analysis of the drive using a mathematical model, it is possible to determine the required amount or time of air supply, i.e., to train the drive, which will save on the cost of precision equipment and reduce wear on the physical drive, by reducing the number of tuning iterations that will be performed using the mathematical model.

Key words: *pneumatic positioning actuator, positioning, energy-efficient actuator, mathematical model, rodless cylinder.*

Постановка проблеми

У промисловості приводи використовуються для автоматизації та точного позиціонування різних механізмів. Серед доступних технологій найбільшого поширення набули гідравлічні та електричні приводи, що мають високу точність та енергоефективність. Однак у ряді промислових застосувань кращим варіантом може бути пневматичний привід завдяки його простоті, надійності та здатності функціонувати у складних умовах. Незважаючи на ці переваги, основними перешкодами на шляху широкого впровадження пневматичних систем залишаються їхня низька енергоефективність та складність точного позиціонування.

Ці обмеження зумовлені нелінійністю пневматичної поведінки, стисненням повітря, втратами на тертя та теплопередачу. В результаті керування такими системами вимагає розробки інноваційних методів, здатних підвищити точність позиціонування та ефективність витрачання енергії. Вирішення цієї проблеми є актуальним викликом, оскільки успішна реалізація енергоефективного позиційного пневматичного приводу відкриє нові перспективи застосування цієї технології в автоматизованих виробничих процесах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Системи позиційного приводу є важливим елементом промислової автоматизації, перебуваючи у центрі уваги дослідників, які розробляють нові стратегії управління та конструктивні рішення [1]. В останні роки активно вивчаються можливості пневматичних приводів як економічно вигідної та надійної альтернативи до виконання завдань точного позиціонування [2]. Однак складність управління цими системами, пов’язана з їхньою нелінійністю та динамічними характеристиками, вимагає застосування сучасних технологій для підвищення їх експлуатаційних характеристик.

Сучасні дослідження зосереджені на розвитку гібридних контролерів, алгоритмів машинного навчання та адаптивних методів управління, що дозволяють компенсувати небажані ефекти, що виникають під час використання пневматичних систем [3]. Крім того, істотна увага приділяється удосконаленню конструкцій приводів та застосуванню нових матеріалів, що сприяє підвищенню їхньої енергоефективності та точності [2].

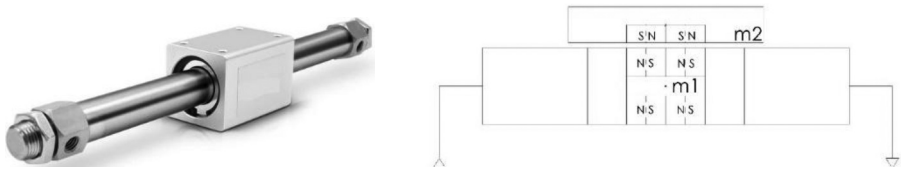
Незважаючи на досягнуті успіхи, пневматичні приводи, як і раніше, поступаються електричним і гідравлічним аналогам за рівнем управління. Розробка нових рішень у цій галузі дозволить подолати існуючі обмеження та розширити застосування пневматичних приводів в автоматизованих системах, що є актуальним завданням сучасної науки та техніки.

Формулювання мети дослідження

Створення математичної моделі позиційного пневматичного приводу на базі безштокового циліндру, що дозволяє проводити аналіз приводу вибраного типорозміру та параметрів системи.

Викладення основного матеріалу дослідження

Пропонується в якості пневматичного позиційного приводу використовувати дану схему включення, якщо він буде виконуватися на базі безштокового пневмоциліндру (рис. 1).



а *б*

Рис. 1. Безштоковий пневмоциліндр: *а* – ілюстрація; *б* – принципова схема

Пневматичний безштоковий циліндр, показаний на рис. 1, працює за допомогою простого, але ефективного механізму. Стиснене повітря вводиться в ліву камеру циліндра, змушуючи внутрішній поршень почати рухатися вправо. Поршень оснащено постійним магнітом, спеціально розробленим із полярністю, протилежною полярності іншого магніту, прикріпленого до рухомої платформи, розташованої поза циліндром. Ця конфігурація створює магнітну взаємодію між двома компонентами, гарантуючи, що зовнішня платформа відображає лінійний рух поршня з високою точністю. Примітно, що між поршнем і платформою немає фізичного чи механічного зв'язку; весь рух керується виключно магнітною силою. Така конструкція має ряд переваг. По-перше, це дозволяє платформі плавно ковзати по довжині циліндра без обмежень або потенційних точок відмови, пов'язаних із механічними з'єднаннями. По-друге, відсутність прямого контакту зменшує знос, сприяючи загальній довговічності та надійності системи. Нарешті, ця конфігурація забезпечує більш компактну та легку конструкцію, завдяки чому циліндр особливо добре підходить для застосувань, де обмежений простір або важливо мінімізувати вагу рухомих компонентів. Поєднання цих характеристик забезпечує надійне, ефективне та універсальне рішення для досягнення лінійного руху в широкому діапазоні промислових і автоматизованих установок.

Принцип дії позиціонування приводу базується на знаходженні необхідної кількості повітря, яку необхідно подати в циліндр, щоб відбулося переміщення на задану відстань [4]. Однак, даний метод є складним в реалізації, тож пропонується знаходити час перемикання розподільників за допомогою симуляції на основі математичної моделі, що дозволить виконати задане переміщення.

Для побудови моделі було використано циклічно-модульний підхід [5]. Це скоротить час реалізації проекту та прискорить перевірку конкретних припущень щодо продуктивності та функціональності системи. Математична модель необхідна для вибору оптимальних параметрів приводної системи, а також може служити основою для проектування різних типорозмірів подібних приводів.

Також, в майбутньому, дану модель можна буде використати для інтеграції машинного навчання, щоб спростити схему, що визначає задану кількість повітря, та зменшити кількість і ціну обладнання. Тобто, визначати необхідну кількість повітря не під час роботи системи, а в симуляції, що окрім економії ресурсів і часу, також може зменшити знос системи, так як можна буде зменшити кількість циклів для налагоджування.

Через складність процесу функціонування приводу для його моделювання було застосовано циклічно модульний підхід [5]. Математична модель приводу була розділена на складові: модель пневматичного безшточного циліндра двосторонньої дії та модель пневматичного розподільника двосторонньої дії (рис. 2).

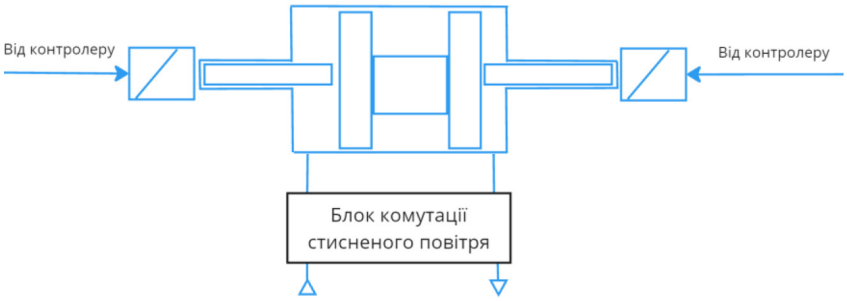


Рис. 2. Схема пневматичного розподільника з електричним керуванням

На схемі (рис. 3) зображено взаємодію між елементами пневматичної частини. Подача вхідного сигналу виконується елементом 1, сигнал прямує до елементу 2, цей елемент створює потік стисненого повітря, що проходить через елемент 3 та розподіляється між елементами 4 та 5ю В елементі 4 відбувається наповнення камери пневмоциліндру, а в елемені 5 перетворюється енергія стисненого повітря на механічну.

Далі, механічна енергія надходить до елементів 6, 8, 9, 10. В результаті відбувається переміщення рухомих мас (елемент 7), в'язке тертя реалізується елементом 11. За кінцеву позицію поршня відповідає елемент 12. Статичні опори – елементи 13 та 14. Механічна енергія перетворюється в пневматичну за допомогою елементу 9. Пневматична енергія надходить в елемент 15, та розподіляється між елементами 16 і 17. Спорожнення камери пневмоциліндру

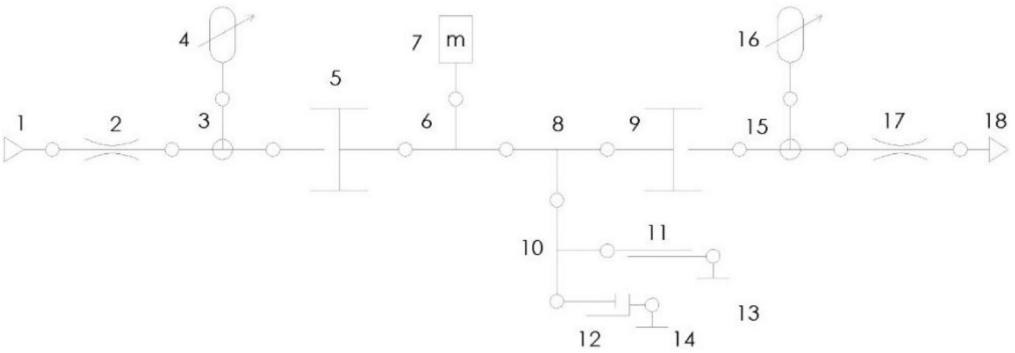


Рис. 3. Схема будови моделі пневматичного безштокового циліндру

реалізується елементом 16. Елемент 17 перетворює пневматичну енергі. Га потік стисненого повітря. За вихід енергії з системи відповідає елемент 18. Вихідні параметри: переміщення, швидкість, витрата, зусилля, що розвиває поршень.

Математична реалізація та взаємозв'язки між елементами зі схеми на рис.3 описуються у вигляді систем рівнянь (1.1) та (1.2).

$$\begin{cases} p_1 = p(t), \\ q_{3.1} = 0.0899 \cdot \mu \cdot f \cdot p_1 \cdot \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}, \text{ при } \sigma = \dfrac{p_{2.2}}{p_1} < 1 \\ q_{3.1} = 0.02326 \cdot \mu \cdot f \cdot p_1, \text{ при } \sigma = \dfrac{p_{2.2}}{p_1} > 1 \\ q_{3.2} = q_{3.1} - q_{3.3}, \\ \dfrac{dp_{2.2}}{dt} = \dfrac{k \cdot R \cdot T_M \cdot q_{3.2} - k \cdot p \cdot (V_0 + \Delta V)}{V_0 + \Delta V}, \\ q_{3.3} = \dfrac{v}{S}, \\ q_{15.2} = q_{3.3} - q_{18} \\ \dfrac{dp_{16.2}}{dt} = \dfrac{k \cdot R \cdot T_M \cdot q_{15.2} - k \cdot p \cdot (V_0 + V_{\max} - \Delta V)}{V_0 + V_{\max} - \Delta V}, \\ q_{18} = 0.0899 \cdot \mu \cdot f \cdot p_{16.2} \cdot \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}, \text{ при } \sigma = \dfrac{p_{18}}{p_{16.2}} < 1 \\ q_{18} = 0.02326 \cdot \mu \cdot f \cdot p_{16.2}, \text{ при } \sigma = \dfrac{p_{18}}{p_{16.2}} > 1 \\ p_{18} = p_a \end{cases} \tag{1.1}$$

$$\begin{cases} F_{6.1} = p_{2.2} \cdot S, \\ F_{6.2} = F_{6.1} - F_{6.3}, \\ \dfrac{dv}{dt} = \dfrac{F_{6.2}}{m}, \\ F_{6.3} = F_{8.2} + F_{8.3} \\ F_{8.2} = b \cdot v, \\ F_{8.3} = p_{15.1} \cdot S \\ v = 0,\ h = 0, \text{ при } h \geq h_{\max} \end{cases} \tag{1.2}$$

На основі систем рівнянь було створено математичну модель в середовищі Matlab Simulink. Система (рис. 4) складається с підсистем, що описують певне рівняння з систем (1.1) та (1.2). Для побудови логіки використовувався функціональний підхід [6].

Всі вхідні параметри розміщені в одному місці, зліва, що дозволяє легко змінювати необхідні значення, не шукаючи по всій моделі. Це значно підвищує читабельність моделі, так як вхідні параметри не займають зайвий простір і згруповані разом.

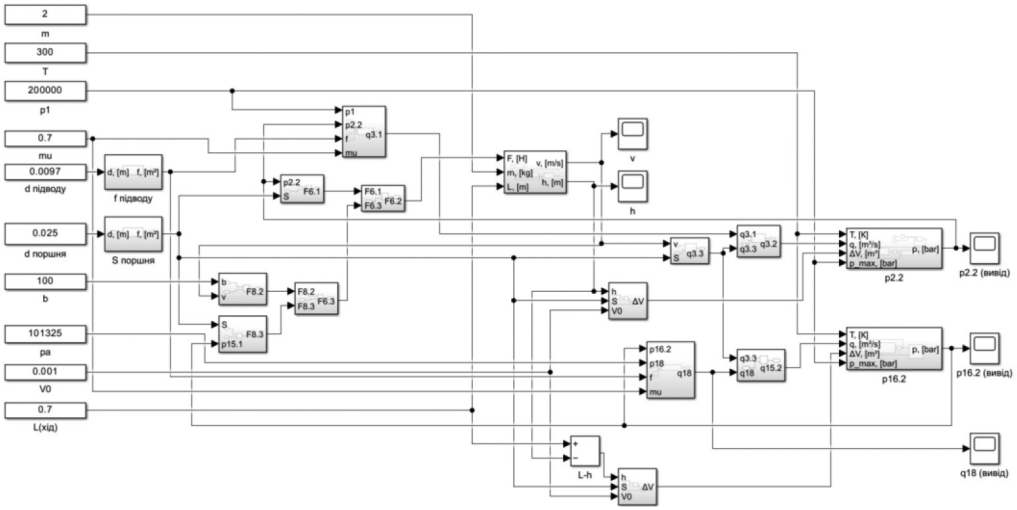


Рис. 4. Математична модель пневматичного безштокового циліндру в середовищі Matlab Simulink на основі функціонального підходу

Підсистеми мають відповідний до рівнянь інтерфейс, тобто вхідні та вихідні параметри підписані однаковими символами, не треба здогадуватись чи шукати по всій моделі, що конкретно за заначення передається в підсистему. Вся логіка інкапсульована в підсистеми, на верхньому рівні моделі лише вхідні параметри, інтерфейси підсистем та взаємозв'язки між ними.

Підсистеми в свою чергу складаються з інших підсистем, або Matlab functions, що було винесено в окрему бібліотеку для можливості подальшого використання в інших моделях та при необхідності швидкої зміни.

Даний підхід дозволяє перевикористовувати підсистеми з біліотеки, наприклад в системі пневматичного циліндру це використовується для використання однакових рівнянь, але з різними інтерфейсами, тобто підсистема обгортається в іншу підсистему з інтерфейсом, що відповідає конкретному випадку.

Також, треба сказати щодо інкапсуляції логіки в підсистемах, вся логіка що стосується обчислень чи логіка що перевіряє певні умови, або впроваджує обмеження, які напряму не прописані в рівняннях – скриваються всередині підсистем, а на верхньому рівні використовується лише інтерфейс, що являє собою вхідні та вихідні значення. Це дозволяє зробити модель декларативною та зменшити громіздкість. При необхідності вникнути в деталі реалізації певного блока, можна перейти в нього, замість того щоб розплутувати залежності на верхньому рівні.

Зважаючи на те, що це модель позиційного приводу, отже ключова його властивість – це зупинка в певному не кінцевому положенні, що і буде досліджуватися, для перевірки достовірності моделі. Позиція зупинки поршня має залежати від кількості поданого повітря, тобто від тривалості подачі вхідного сигналу та величини тиску.

Однак, позиційний привод складається не лише з циліндру, тож наступним кроком буде створення математичної моделі для двопозиційного пневматичного розподільнику з електромагнітним керуванням.

Поділимо математичну модель розподільника на 2 частини – пневматичну та електричну (рис. 5).

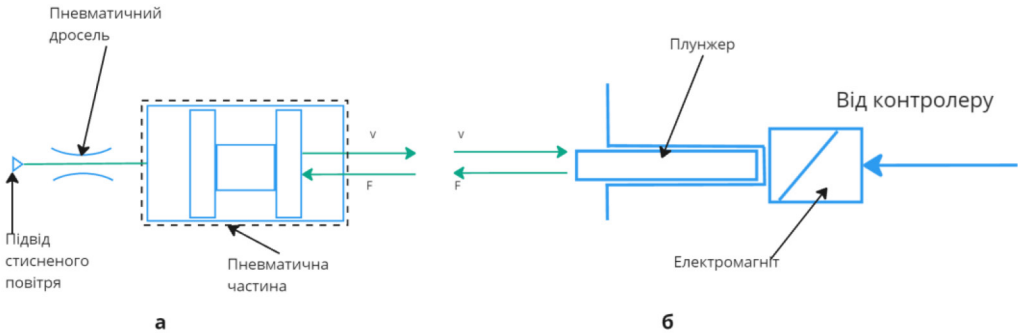


Рис. 5. Принципові схеми модулів пневматичного розподільника з електричним керуванням (а – модуль пневматичної частини; б – модуль електричної частини)

Зібравши стандартні елементи згідно з послідовністю виконання операцій у робочому процесі, була розроблена схема будови моделі (рис. 6), яка деталізує функціонування пневматичної частини позиційного приводу.

Вхідний сигнал надходить через елемент 1 блоку розподілу стиснутого повітря. Логічний елемент 2 виконує перемикання між надкритичним та підкритичним режимами. В елементах 3 і 4 формується потік стисненого повітря, який проходить через елементи 5 і 6 і надходить в елементи 7, де відбувається наповнення поршневої камери, а також елемент 8, що перетворює пневматичну енергію в механічну.

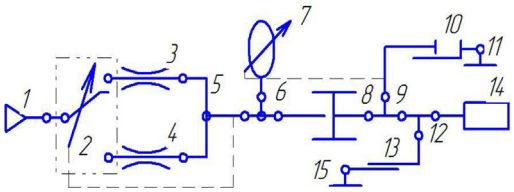


Рис. 6. Схема будови моделі пневматичної частини

Механічна енергія передається через елементи 9 і 12 для переміщення рухомих мас, через елемент 14 для подолання в'язкого тертя і елемент 13. Обмеження ходу контролюється логічним елементом 10. Елементи 11 і 15 служать статичними опорами. Вихідними параметрами є швидкість та зусилля, що розвиваються пневматичним поршнем. На основі схеми моделі були сформульовані системи рівнянь для пневматичної частини (1) та механічної частини (2).

$$\begin{cases} p_1 = p(t), \\ q_3 = 0.0899 \cdot \mu \cdot f \cdot p_1 \cdot \sqrt{\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}}}, \\ q_4 = 0.02326 \cdot \mu \cdot f \cdot p_1, \\ q_{6.1} = q_3, \text{ при } \sigma = \dfrac{p_2}{p_1} < 1 \\ q_{6.1} = q_4, \text{ при } \sigma = \dfrac{p_2}{p_1} > 1 \\ q_{6.2} = q_{6.1} - q_{6.3}, \\ \dfrac{dp_2}{dt} = \dfrac{k \cdot R \cdot T_M \cdot q_{6.2} - k \cdot p \cdot \Delta V}{V_0 + \Delta V}, \\ q_{6.3} = \dfrac{v}{S}, \end{cases} \tag{2.1}$$

$$\begin{cases} F_{12.1} = p_2 \cdot S, \\ F_{12.2} = b \cdot v, \\ F_{12.3} = F_{12.1} - F_{12.2}, \\ \dfrac{dv}{dt} = \dfrac{F_{12.3}}{m}, \\ v = 0,\ h = 0, \text{ при } h \geq h_{\max}. \end{cases} \tag{2.2}$$

На основі систем рівнянь (2.1) та (2.2) в середовищі Simulink побудовано математичну модель (рис. 7).

На основі принципової схеми електричної частини (рис. 8) було проведено аналіз робочого процесу, в ході якого виявлено набір стандартних елементів, що забезпечують його виконання. Поєднавши ці елементи відповідно до послідовності операцій робочого процесу, було складено схему структури моделі (рис. 9). Ця схема наочно демонструє функціонування електричної частини пристрою.

Вхідними сигналами є зусилля F і швидкість v, які передаються до пневматичного поршня через елемент 1.

Пневматична енергія розподіляється через елемент 9 для заповнення камери змінного об'єму, потім через елемент 10, що представляє електромагнітну котушку, елемент 11, який функціонує як контакт для підключення до реле.

$$\begin{cases} v = v(t), \\ F_{2.3} = F_{2.1} - F_{2.2}, \\ F_{5.3} = F_{2.3} - F_{5.2}, \\ F_{2.2} = b \cdot v, \\ F_{5.2} = k \cdot \Delta h, \\ F_{\Sigma} = F_{2.1} - F_{2.2} - F_{5.2}. \end{cases} \tag{3}$$

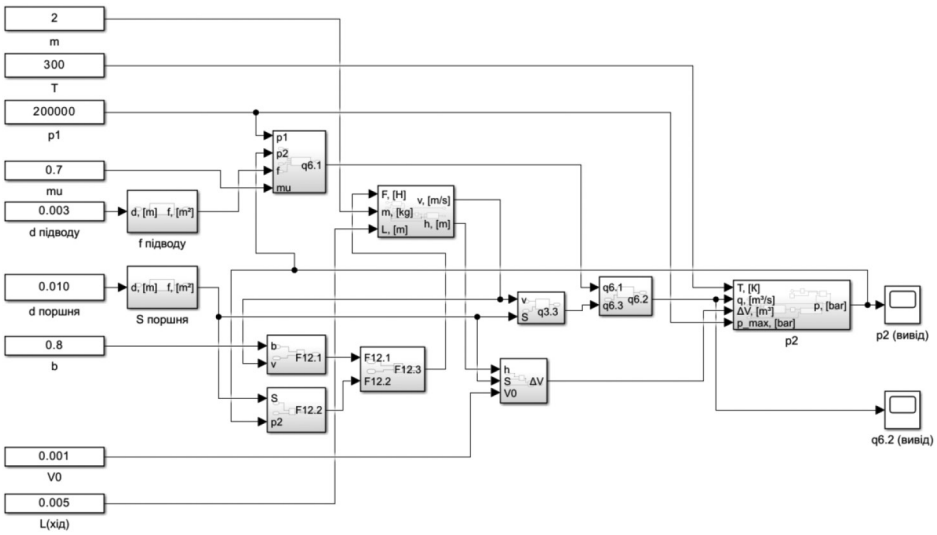


Рис. 7. Математична модель пневматичної частини розподільника в середовищі Simulink

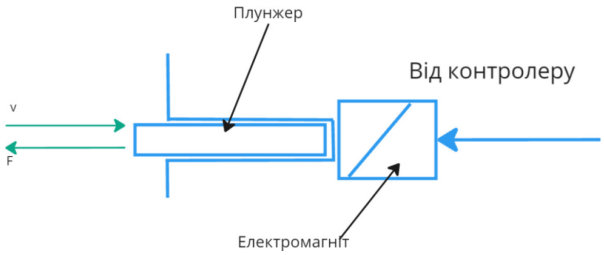


Рис. 8. Принципова схема модуля електричної частини розподільника

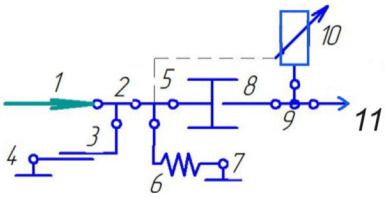


Рис. 9. Схема будови моделі електричної частини розподільника

На основі систем рівнянь (3) серед Simulink була побудована математична модель (рис. 10). Для передачі в модель використовуються входи 1–5. Обчислення виконуються згідно з рівняннями (3), і результуюча сила виводиться із системи через вихід 1.

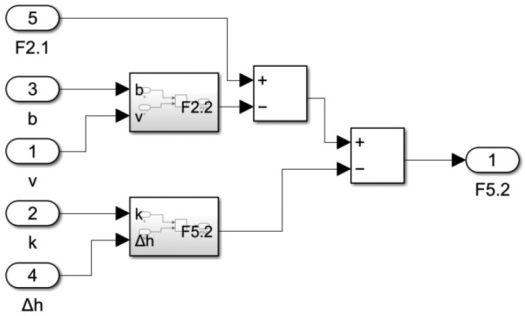


Рис. 10. Математична модель електричної частини розподільника в середовищі Simulink

Розроблені модулі математичної моделі, були протестовані на адекватність та правильність роботи. Перевірка показала, що модулі функціонують коректно і можуть бути використані для створення приводу позиційного на основі пневматичного розподільника.

Модель позиційного приводу, заснована на пневматичному розподільнику (рис. 11), поєднує моделі різних елементів приводу, які пов'язані між собою.

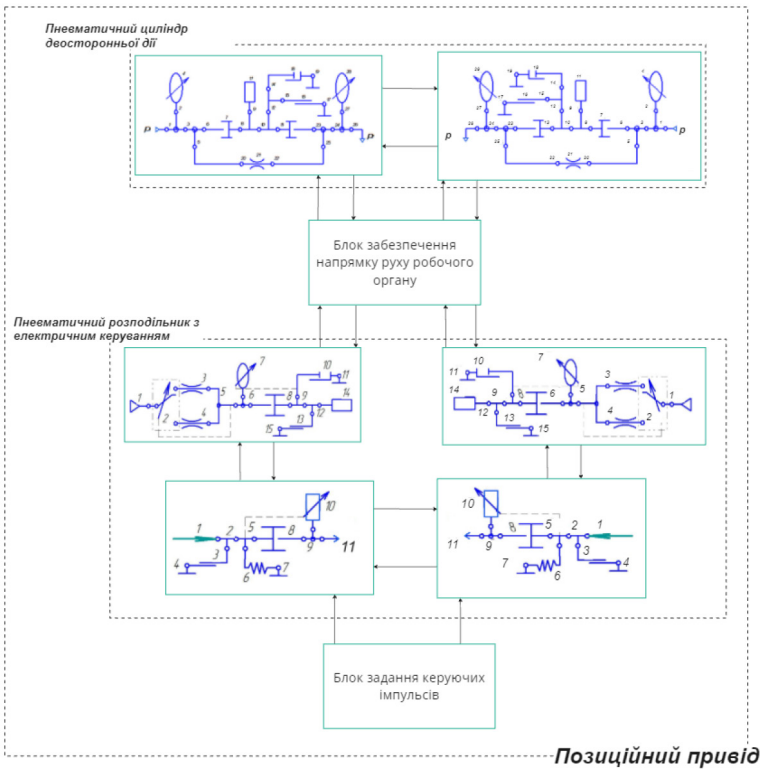


Рис. 11. Схема взаємодії модулів у моделі позиційного приводу на основі пневматичного розподільнику з електромагнітним керуванням

Для того, щоб переконатися в достовірності математичної моделі, було проведено перевірку наступним чином: змінювався час подачі стисненого повітря в камеру циліндру, тобто відбувалася зміна часу перемикання клапанів, при цьому спостерігалася зміна кінцевої позиції поршня.

Першим кроком було проведено ряд дослідів для зміни швидкості та переміщення в залежності від початкового тиску. Значення отримувалися за допомогою блоку scope з бібліотеки Simulink. Як результат, на кожній ітерації ми отримували графіки для залежності переміщення від часу, та швидкості від часу (рис. 12).

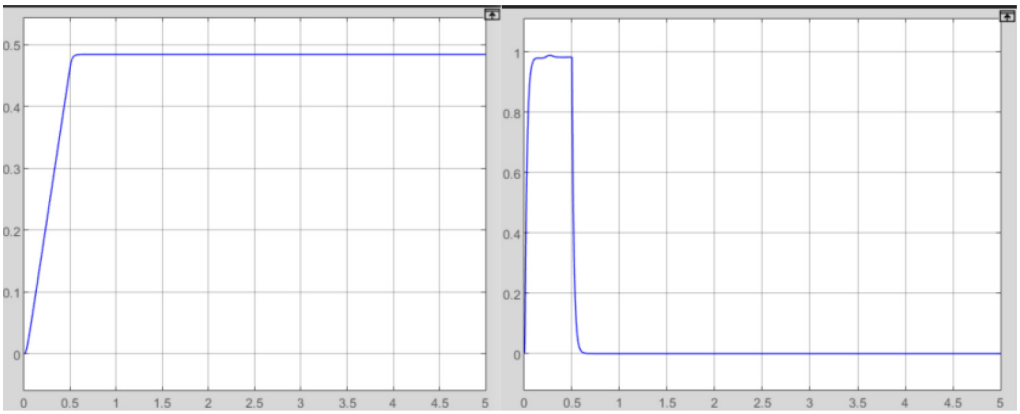


Рис. 12. Графіки отримані з симуляції Simulink: а – залежність переміщення від часу; б – залежність швидкості від часу

В результаті було проведено 15 дослідів з різними значеннями тисків та часом переключення розподільника (Таблиця 1).

На основі даних з симуляцій, побудовано графік залежності переміщення поршня від часу перемикання розподільника. Симуляція проводилась для циліндру діаметром поршня 25 мм, хід 700 мм.

Таблиця 1

Експериментальні дані симуляції

Час переключення розподільника, мс	Переміщення поршня, м		
	4 бар	3 бар	2 бар
100	0,12	0,09	0,06
200	0,26	0,18	0,13
300	0,37	0,27	0,19
400	0,52	0,37	0,26
500	0,64	0,48	0,32

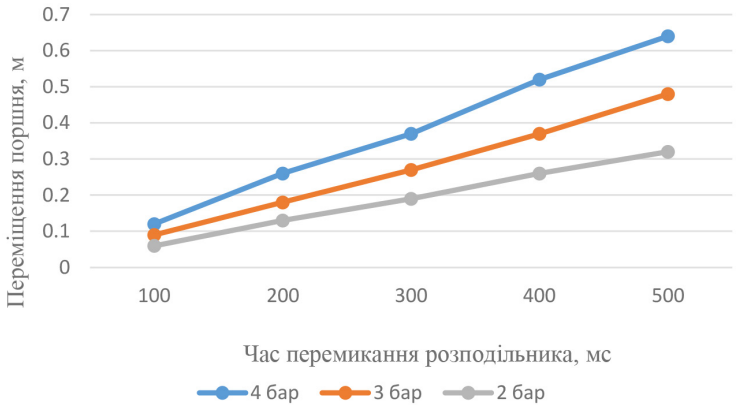


Рис. 13. Залежність переміщення поршня від часу перемикання розподільника

З графіка на рис. 13 видно, що переміщення поршня збільшується при збільшенні часу перемикання розподільника. При чому, чи більше значення тиску, тим більше значення переміщення поршня. Також, важливим є те, що поршень зупиняється в різних, не кінцевих позиціях.

Наступник кроком, проведено ряд симуляцій для виявлення точності позиціонування при різних діаметрах (рис. 14). В симуляції використовувався вхідний тиск в 0,3 МПа, імпульси тривалістю 0,1 с.

З аналізу даних видно, що зі збільшенням діаметра циліндра крок об'єму також збільшується. Для діаметра 16 мм крок становить 0,04 м, для 25 мм – 0,1 м, а для 32 мм – 0,15 м. Це свідчить про пряму залежність між діаметром і розміром кроку. Причина цього полягає в тому, що зі збільшенням діаметра збільшується сила, що діє на поршень, що дозволяє йому подолати більшу відстань за один цикл.

Також помітно, що час зупинки збільшується зі збільшенням діаметра. Це можна пояснити тим, що більший об'єм повітря потребує більше часу для заповнення або випуску, що сповільнює процес зупинки. Оскільки час перемикання залишається однаковим для всіх випадків, різниця в часі зупинки ще наочніше демонструє вплив діаметра на динаміку руху.

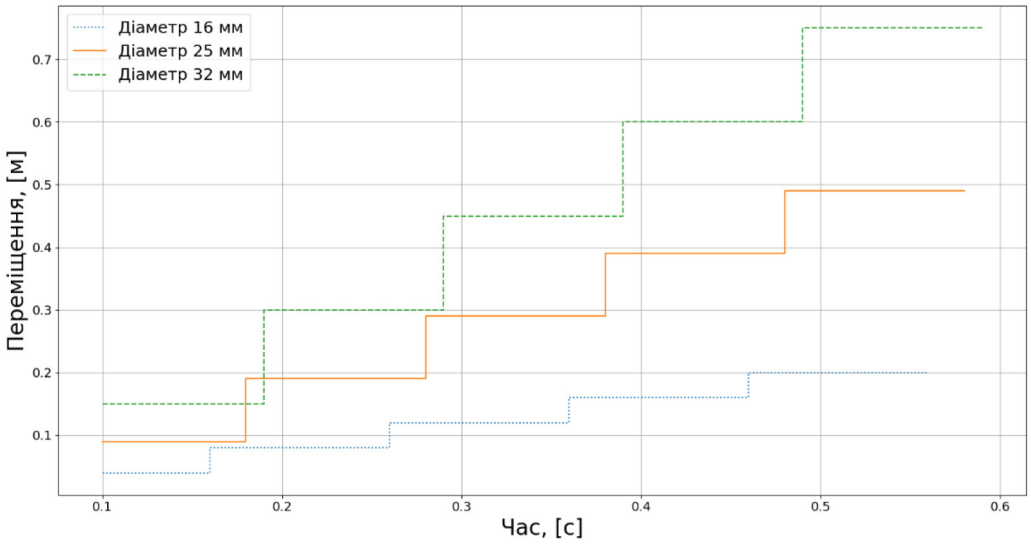


Рис. 14. Позиціонування штоку пневматичного циліндру при діаметрах 16, 25 та 32 мм

Таким чином, якщо потрібна більша точність позиціонування, доцільно використовувати менший діаметр, так як крок буде менше. Однак, якщо важлива швидкість пересування на великі відстані, ефективніше використовувати циліндри більшого діаметру, при цьому жертвуючи точністю позиціонування.

Висновки

Розроблено математичну модель пневматичного позиційного приводу та реалізовано в середовищі MATLAB Simulink. Для перевірки моделі на адекватність було проведено ряд симуляцій для перевірки залежності переміщення поршня від часу перемикання розподільника та позиціонування штоку при різних діаметрах.

На основі результатів симуляцій, можна зробити висновок, що переміщення поршня збільшується при збільшенні часу перемикання розподільника та/або тиску. Також, щодо позиціонування, крок та час зупинки збільшується при збільшенні діаметру штока.

Отже, можна зробити висновок, що модель працює адекватно, тож її можна використовувати для проведення модельних досліджень.

Список використаної літератури

1. Rivin D.E. Design of precision pneumatic drives // Precision Engineering. 1995. Vol. 17, No. 1. P. 25–34. [in English].

2. Al-Mahmoud A., Zaier A. Pneumatic bellows actuated parallel platform control with adjustable stiffness using a hybrid feed-forward and variable gain I-controller // arXiv preprint. 2023. arXiv:2306.10832. [in English].

3. Turchetti M.M. et al. Learning-based position and stiffness feedforward control of antagonistic soft pneumatic actuators using Gaussian processes // arXiv preprint. 2023. arXiv:2303.01840. [in English]

4. Jiang Z., Xiong W., Du H., Wang Z., Wang L. Energy-saving methods in pneumatic actuator stroke using compressed air // Journal of Engineering. 2021. No. 2021. P. 241–251. DOI: https://doi.org/10.1049/tje2.12000. [in English].

5. Aly A.A., Abo El-Lail A.S., Shoush K.A., Salem F.A. Intelligent PI Fuzzy Control of An Electro-Hydraulic Manipulator // International Journal of Intelligent Systems and Applications. 2012. No. 7. P. 43–49. [in English].

6. Płachta M. Grokking Functional Programming. New York : Manning Publications, 2020. URL: https://www.manning.com/books/grokking-functional-programming. [in English].

References

1. Rivin, D.E. (1995). Design of precision pneumatic drives. Precision Engineering, 17(1), 25–34.

2. Al-Mahmoud, A., & Zaier, A. (2023). Pneumatic bellows actuated parallel platform control with adjustable stiffness using a hybrid feed-forward and variable gain I-controller. arXiv preprint arXiv:2306.10832.

3. Turchetti, M.M., et al. (2023). Learning-based position and stiffness feedforward control of antagonistic soft pneumatic actuators using Gaussian processes. arXiv preprint arXiv:2303.01840.

4. Jiang, Z., Xiong, W., Du, H., Wang, Z., & Wang, L. (2021). Energy-saving methods in pneumatic actuator stroke using compressed air. Journal of Engineering, 2021, 241–251. https://doi.org/10.1049/tje2.12000

5. Aly, A.A., Abo El-Lail, A.S., Shoush, K.A., & Salem, F.A. (2012). Intelligent PI fuzzy control of an electro-hydraulic manipulator. International Journal of Intelligent Systems and Applications, 7, 43–49.

6. Płachta, M. (2020). Grokking functional programming. Manning Publications.