

Методи підвищення енергоефективності пневматичних приводів

А. В. Касьян¹ • О. С. Галецький¹

Received: 3 September 2024 / Revised: 15 December 2024 / Accepted: 10 February 2025

Анотація. У цій роботі досліджуються різні методи підвищення енергоефективності та рекуперації енергії у пневматичних системах, а саме зниження використаної кількості стисненого повітря пневматичним приводом.

Низька енергоефективність пневматичних систем є суттєвою проблемою для їхнього розвитку, так як пневматичні системи широко використовуються в промисловості для різних завдань, включаючи управління обладнанням, автоматизацію виробничих процесів та транспортування матеріалів. Низька енергоефективність цих систем призводить до значних енергетичних витрат, що збільшує експлуатаційні витрати та знижує загальну продуктивність.

Отримані результати показали, що найбільша економія та ефективність досягаються при використанні методів, що використовують розширення стисненого газу. Це пояснюється можливістю зниження витрат на повітря та збільшенням періоду окупності вкладень завдяки зменшенню витрат енергії, за рахунок використання невеликої кількості газу для переміщення поршня пневматичного циліндру.

Сфера практичного застосування результатів охоплює промислові підприємства, які використовують пневматичні системи. Умови впровадження включають необхідність початкових інвестицій та аналізу поточних параметрів системи для вибору оптимальної стратегії підвищення енергоефективності. За результатами роботи, було виявлено можливість зменшення енерговитрат приводом від 43 до 76 відсотків.

Ключові слова: позиційний пневматичний привід; рекуперація; енергоефективність; стиснене повітря; пневматична схема.

Вступ

На сьогоднішній день ставляться жорсткі вимоги до сучасного виробництва в напрямку енергозбереження і з часом ці вимоги будуть все більш жорсткішими. Енергозбереження є одним з ключових моментів при створенні та запуску нового сучасного виробничого комплексу, адже чим менше буде затрачено на утримання і обслуговування обладнання тим дешевшим можливо зробити продукт. Однак деякі компанії цю вигоду використовують для збільшення початкового прибутку і водночас зменшення часу повернення інвестицій. Так світові великі компанії, які

мають власне виробництво, часто проводять дослідження та впровадження нових технологічних ноу-хау для підвищення ефективності роботи промислового обладнання.

Відповідно до статистичних даних у світовому виробництві пневматичні системи та приводи займають досить вагомий частку – це близько 30% всіх приводів які задіяні у виробництві [1].

Застосування пневматичних приводів має як переваги так і недоліки. До недоліків можливо віднести низький загальний коефіцієнт корисної дії системи, що суттєво здорожує утримання обладнання. При цьому відмовитися повністю від застосування пневматичних приводів наразі неможливо. Тому на фоні низької енергоефективності пневматичних приводів сьогодні існує значна кількість наукових праць, патентів та розробок приватних компаній, які пропонують системи та засоби для підвищення енергоефективності пневматичного приводу. Яскравими прикладами таких систем є система рекуперації пневматичної енергії E.A.R.S., система рекуперації повітря

✉ О. С. Галецький
haletsky.oleksandr@iit.kpi.ua

¹ КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

ARS та клапани для перенаправлення відпрацьованого повітря Nexmatix. Наразі запропоновані і розроблені системи рекуперації енергії стиснутого газу частково вирішують задачу підвищення енергоефективності, але при цьому значно ускладнюються та здорожуються конструкція пневматичного приводу.

Важливим є запропонувати технічне рішення для підвищення загальної енергоефективності пневматичних приводів у автоматизованій лінії, розробити математичну модель прогнозування процесів при роботі приводу та мережі приводів, розроблення методики розрахунку пневматичних приводів із запропонованою системою накопичення енергії стиснутого газу при рекуперативному гальмуванні.

Мета роботи

Дослідження та порівняння різних методів, спрямованих на підвищення енергоефективності пневматичного приводу та пошук концептуальних рішень для забезпечення підвищення енергоефективності позиційних пневматичних приводів.

Застосування підсилювачів тиску

Дослідження показує, що енергоспоживання може бути знижено приблизно на 8 відсотків при кожному зменшенні тиску компресора на 0.1 МПа [2]. Тому дедалі більше підприємств знижують тиск подачі. Проте, зменшення тиску не завжди можливе через необхідність обладнання, що працює від високого тиску або великих навантажень [3].

Тому розповсюдженим рішенням є застосування підсилювачів тиску, там де необхідно забезпечити високий місцевий тиск. На рис.1 зображено типовий підсилювач тиску.

Він складається з двох робочих камер, двох підсилювальних камер і рухомого поршня. Як показано на рис.1, поршень переміщається зліва направо. Стиснене повітря надходить у робочу камеру *A* і підсилювальну камеру *B*, а повітря в робочій камері *B* зливається прямо в атмосферу. Сила ліворуч від поршня може бути вдвічі більшою, ніж праворуч, тому тиск у підсилювальній камері *A* може стати вдвічі вищим у порівнянні з тиском подачі.

Коли поршень переміщається на кінець свого ходу, перемикач змінює своє положення, що викликає зміну напрямку поршня. Таким чином, підсилювач-регулятор може безперервно викидати стиснене повітря високого тиску [3].

Але в даного типу підсилювачів є суттєва проблема – стиснене повітря в робочій камері викидається прямо в атмосферу під час кожного ходу, тому значна кількість енергії втрачається протягом фази підсилення. Для повторного використання цієї енергії з

метою підвищення енергоефективності, було запропоновано новий підсилювач (рис.2).

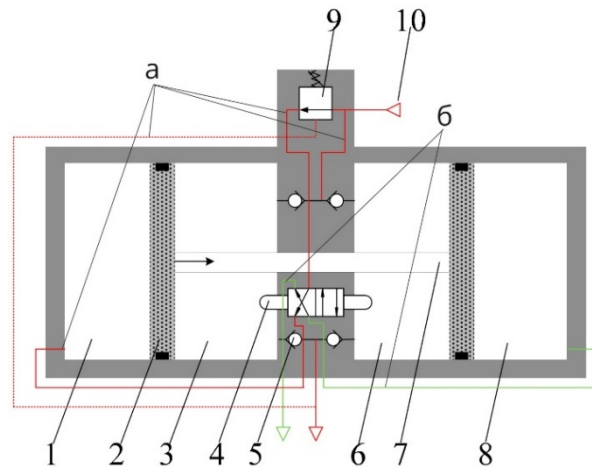


Рис. 1. Підсилювача тиску: 1 – привідна камера *A*, 2 – поршень, 3 – підсилювальна камера *A*, 4 – перемикаючий клапан, 5 – зворотний клапан, 6 – додаткова камера *B*, 7 – шток, 8 – привідна камера *B*, 9 – регулятор, 10 – джерело повітря. На лініях (а) тиск вищий, ніж на лініях (б) [3]

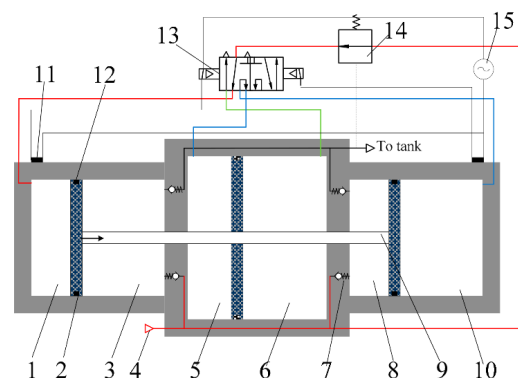


Рис. 2. Структурна принципова схема пневматичного підсилювача з рекуперацією енергії: 1: привідна камера *A*, 2: поршень, 3: підкачувальна камера *A*, 4: джерело повітря, 5: регенераційна камера *A*, 6: рекупераційна камера *B*, 7: зворотний клапан, 8: наддува камера *B*, 9: шток поршня, 10: камера приводу *B*, 11: магнітний перемикач, 12: магнітне кільце, 13: електромагнітний клапан 7/2, 14: регулятор, 15: джерело живлення [3]

Робочі та підсилювальні камери такі ж, як у традиційного підсилювача-регулятора. Однак у середині додано дві додаткові камери (називаються камерами відновлення) для відновлення викинутої енергії, і додано розподільник (7/2) для керування потоком повітря. Також присутні інші елементи, такі як зворотні клапани, регулятори та магнітні кільця тощо.

Таблиця 1. Діапазон варіювання проектних параметрів і обмежень для раціоналізації [4]

Робочий тиск p_1	4.8 бар	<	6.6 бар	<	8.4 бар
Діаметр поршня d_p	12.0 мм	<	16.0 мм	<	20.0 мм
Об'єм трубки $V_{t,A}$	11.8 см ³	<	15.7 см ³	<	19.8 см ³
Об'єм трубки $V_{t,B}$	11.8 см ³	<	15.7 см ³	<	19.8 см ³
Масова витрата дросель А (6-0)	$0.26 \cdot 10^{-3}$ кг/с	<	$0.35 \cdot 10^{-3}$ кг/с	<	$0.44 \cdot 10^{-3}$ кг/с
Масова витрата дросель В (6-0)	$0.32 \cdot 10^{-3}$ кг/с	<	$0.43 \cdot 10^{-3}$ кг/с	<	$0.54 \cdot 10^{-3}$ кг/с
Подовження часу t_{ex}	500 мс	<	512 мс	<	520 мс
Час відкриття t_{re}	238 мс	<	242 мс	<	248 мс
Максимальна швидкість розширення $X_{ex,max}$	0.09 м/с	<	0.11 м/с	<	0.13 м/с
Максимальна швидкість розширення $X_{re,max}$	0.25 м/с	<	0.3 м/с	<	0.35 м/с
Макс. прискорення	25 м/с ²	<	32 м/с ²	<	40 м/с ²

Коли поршень знаходиться в лівому кінці, спрацьовує магнітний датчик, і положення соленоїдного клапана 7/2 встановлюється, як показано на рис. 2. Стиснене повітря надходить у робочу камеру А і підсилювальну камеру В. Поршень потім рухається зліва направо, і повітря в підсилювальній камері А додатково стискається, так що тиск стає вищим, ніж тиск подачі. Стиснене повітря в робочій камері В замість викиду в атмосферу надходить в камеру відновлення А через соленоїдний клапан 7/2, і відновлене повітря повторно використовується для руху поршня. Це також допомагає збільшити різницю у площі, щоб коефіцієнт посилення міг бути додатково покращено. Після того, як поршень переміщається в правий кінець, знову спрацьовує датчик, розподільник 7/2 змінює своє положення, щоб поршень міг рухатися у зворотно-поступальному режимі і безперервно викидати стиснене повітря високого тиску. Коли підсилювач-регулятор працює з різним навантаженням, коефіцієнт підсилення можна встановити шляхом регулювання 14 регулятора для виведення різного тиску повітря.

Відновлювальна камера допомогла покращити коефіцієнт посилення на 15–25 % та енергетичну ефективність на 5–10 % за різних робочих умов. Таким чином, це дозволить заощадити енергію протягом тривалого часу роботи. Найкраща енергоефективність при коефіцієнті підсилення 1.3.

Отже, при зменшенні тиску від компресору та одночасному використанні підсилювача, наприклад від 0.6 до 0.45 МПа, буде підвищено енергоефективність на 12 %. А при використанні підсилювача з камерою відновлення енергоефективність буде підвищено на додаткові 10 % при забезпеченні найкращого коефіцієнту підсилення.

Проте в даного методу є недоліки: зменшення енергетичної ефективності при підвищенні початкового тиску та зменшення підсилення при збільшенні витрати, що виключає масштабування даного методу та сильно залежить від початкових параметрів.

Раціоналізація параметрів конструкції

Ціль раціоналізації – зменшення енергоспоживання для зворотно-поступального ходу циліндричного приводу при збереженні профілю руху. Насамперед встановлюється діапазон номінальних значень параметрів конструкції. Хід поршня та витрата через розподільник не будуть змінені, оскільки значення ходу поршня безпосередньо пов'язане з робочим завданням, а розподільник є частиною терміналу клапана з певними розмірами. Діапазон варіації кожного параметра конструкції складає $\pm 25\%$.

Наприклад, зменшення об'єму труби V_t на 25 % означає обрізання довжини труби приблизно на 25 %. У більшості випадків зменшення довжини труби можливе, незважаючи на конструктивні обмеження. Визначення діапазону варіації зазвичай обмежує значення параметра конструкції, що розглядаються. Таким чином, може виявитися, що конфігурація параметрів з найменшим енергоспоживанням циліндричного приводу (глобальний оптимум) не може бути знайдена. Однак на основі запропонованого підходу можна знайти конфігурації приводу з нижчим енергоспоживанням та достатньою стійкістю, що важливо для використання у промислових додатках.

Крім діапазону варіації параметрів конструкції для раціоналізації будуть встановлені деякі обмеження. Вони витягуються із вихідного профілю руху.

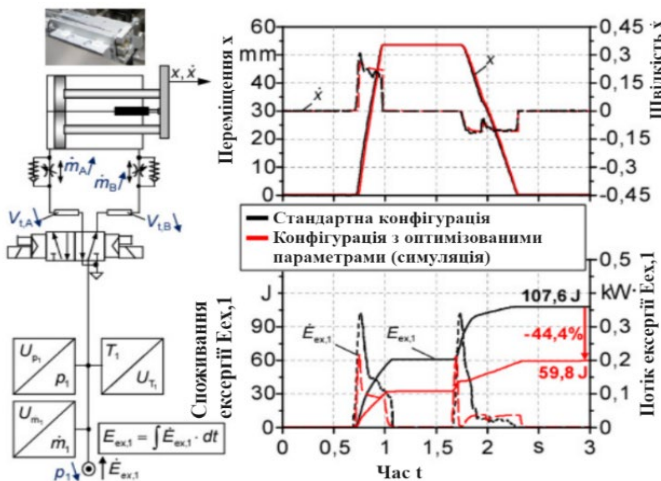


Рис. 3. Економія енергії за допомогою раціоналізації конструктивних параметрів для стандартного циліндрового приводу [4]

Циліндричний привід повинен виконувати своє робоче завдання відповідно до вихідних часів роботи. Діапазон варіації параметрів конструкції та обмеження перераховані в таблиці 1 [4].

Раціоналізації виконується шляхом зв'язку моделі згрупованих параметрів із інструментом оптимізації (OptiY). Інструмент оптимізації виконує різні симуляційні запуски з параметрами конструкції, що змінюються, в межах заданого діапазону. Для кожного запуску симуляції проводиться оцінка обсягу енергоспоживання після ходу двостороннього приводу та порушень заданих обмежень. Виконується номінальна оптимізація із 500 кроками.

Процес оптимізації призводить до зміненої конфігурації циліндричного приводу зі зниженим споживанням енергії. Остаточні параметри конструкції наведено на рис. 4.

Раціональна конструкція приводу має знижений робочий тиск, зменшені об'єми труб і збільшену витрату через метричні дроселі. Для застосування на

Таблиця 2. Конструктивні параметри оптимізованої конфігурації приводу циліндрів

Параметри	Стандартні	Оптимізовані
Робочий тиск p_1	6.6 бар	5.0 бар
Діаметр поршня d_p	16.0 мм	16.0 мм
Об'єм трубки $V_{t,A}$	15.7 см ³	11.8 см ³
Об'єм трубки $V_{t,B}$	15.7 см ³	11.8 см ³
Масова витрата дросель А (6-0)	$0.35 \cdot 10^{-3}$ кг/с	$0.36 \cdot 10^{-3}$ кг/с
Масова витрата дросель В (6-0)	$0.43 \cdot 10^{-3}$ кг/с	$0.46 \cdot 10^{-3}$ кг/с

реальному приводі робочий тиск має бути знижений з використанням регулятора тиску. Крім того, труби повинні бути обрізані, а положення дросельної заслінки метричних дроселів має бути збільшено. Діаметр поршня залишається незмінним, оскільки зміна цього параметра вплинула б на профіль руху і призвела б до порушення в роботі. Симульована модифікована конструкція приводу демонструє економію енергії до 44 %.

Як зображено на рис. 3, профіль руху з модифікованими параметрами конструкції добре відповідає вихідному профілю [4].

Зберігання відпрацьованого повітря в ресивері

Розповсюдженим методом підвищення енергоефективності є перенаправлення відпрацьованого повітря в ресивер, з подальшим використанням для приводів низького тиску, або зворотного ходу. Також, повітря в ресивері можна накопичувати під час роботи системи для фази, де є надлишковий тиск, тобто якщо компресор стискає повітря до 0.6 МПа, а привод при певній фазі потребує лише 0.3 МПа, то замість викидання надлишкового тиску в атмосферу, його можна зберегти в ресивері, і потім використати, наприклад для фази, де необхідний більший тиск, ніж видає компресор. Подібне використання ресиверу дозволяє зменшити тиск від компресору, що позитивно впливає на енергоефективність.

На рис. 4 зображено схему, що використовує відпрацьоване повітря для зворотного ходу циліндру.

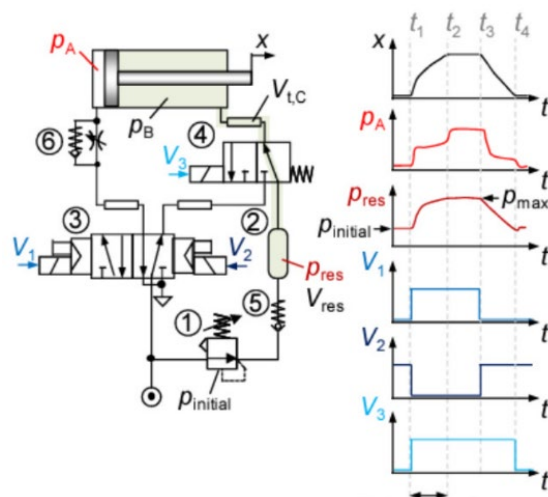


Рис.4. Схема рекуперації відпрацьованого повітря: 1 – регулятор тиску, 2 – ресивер, 3 – розподільник 5/2, 4 – розподільник 3/2, 5 – зворотній клапан, 5 – дросель

У загальному випадку необхідно встановити регулятор тиску (1) та ресивер (2). Початковий тиск повітряного ресивера встановлюється за допомогою регулятора тиску. Управління напрямком руху виконується розподільником 5/2 (3). Розподільник 3/2 (4) з'єднує повітряний ресивер з камерою циліндра В. Коли поршень висувається, стиснене повітря надходить в ресивер. Зворотній клапан (5) запобігає поверненню збереженого стисненого повітря до регулятора тиску. У той же час зростаюча протисила на поршні викликає обмеження швидкості поршня, що виключає необхідність використання дроселя, що дозує. Після завершення ходу, що висувається, збережена енергія використовується для зворотного ходу. Дросель (6) реалізує регулювання швидкості зворотного ходу. Початковий тиск, обсяг повітряного ресивера та витрата метричного дроселя мають великий вплив на профіль руху циліндричного приводу. Об'єм повітряного ресивера сильно залежить від діаметра поршня та ходу.

Однак регулятор тиску, зворотній клапан та повітряний ресивер збільшують як інвестиційні, так і експлуатаційні витрати. Крім того, параметри циркуляції відновлення повинні бути адаптовані у разі зміни часу роботи, маси навантаження або параметрів циліндра. Симуляція цієї модифікованої конструкції приводу демонструє економію енергії до 43 % (рис. 7). Профіль руху модифікованої конструкції приводу переважно відповідає вихідному профілю. Часи роботи трохи вищі (Δx_1 та Δx_2 , рис. 5), але не виходять за заданий діапазон. Ці збільшені часи роботи не обмежують функціональність приводу [4].

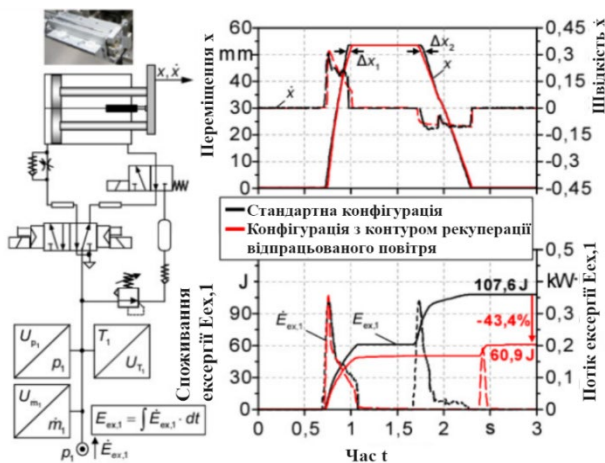


Рис.5. Економія енергії за допомогою контуру рекуперації відпрацьованого повітря для стандартного циліндрового приводу

Як показано на рис. 3 та рис. 5, обидва заходи щодо економії, такі як раціоналізація параметрів конструкції та циркуляція відновлення викиду повітря, можуть знизити енергоспоживання зразкового

приводу приблизно на 44%, не змінюючи профіль руху.

Комбінація циркуляції відновлення викиду повітря та раціоналізації параметрів конструкції

Після модифікації профіль руху демонструє затримку Δx_3 у зворотному ході циліндра. Це не обмежуватиме функціональність приводу в рамках машини, оскільки зворотний хід не є чутливим до часу. Як показано рис.6, економія енергії, визначена за вимірними даними, відповідає результатам симуляції.

Комбінація цих двох методів дозволяє підвищити енергоефективність на 58 %. Але, значно підвищується вартість, що дорівнює вартості обох систем, при цьому енергоефективність підвищується лише на додаткових 14 %.

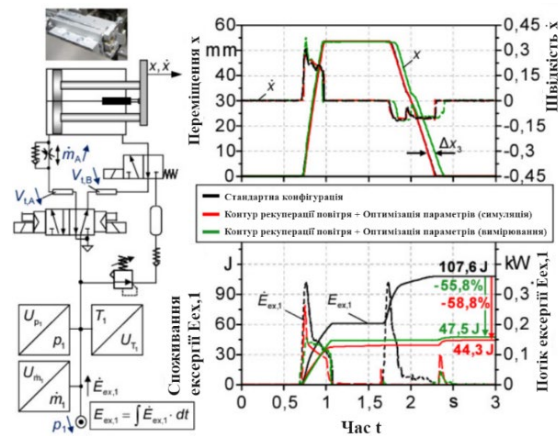


Рис. 6. Результуюча економія енергії за допомогою системи рекуперації відпрацьованого повітря та раціоналізації конструктивних параметрів для стандартного приводу циліндрів

Використання енергії розширення стисненого повітря

При стандартному використанні пневматичного приводу, повітря подається доки поршень не досягне кінця ходу, але за рахунок енергії розширення газу, можна заощадити 76% споживання повітря приводом [5].

Був запропонований метод кількісного впуску повітря. На основі принципів законів збереження енергії та ідеального газу було встановлено рівняння енергетичної композиції та конверсії стисненого повітря у процесах його виробництва та роботи. Для цієї мети було досліджено, скільки повітря (об'єм V_0 у стандартних умовах) має бути заповнено у цилін-

дрі, щоб задовольнити потреби роботи. На рис.7 зображено термодинамічний процес висування поршня та рівняння для визначення мінімального об'єму витрати повітря V_0 за стандартних умов, якого достатньо для штовхання поршня з вантажем до кінця ходу [6].

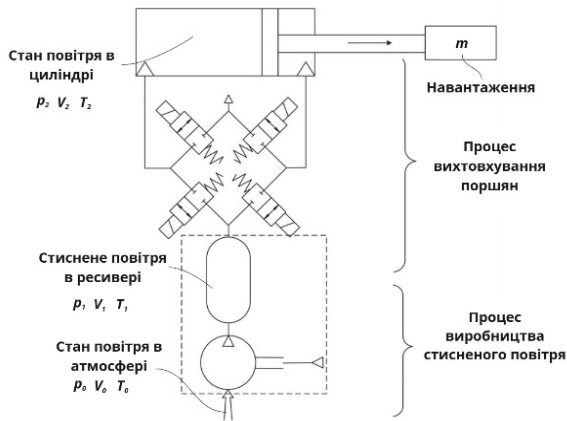


Рис.7. Термодинамічний процес виштовхування поршня та рівняння, що описує цей процес. [7]

Термодинамічний процес з рис.9 описує рівняння:

$$\left(\frac{5680}{V_m} + p_0\right)V_0 = \left(\frac{5680}{V_m p_0} + 1\right)p_2 V_2 + \frac{p_0 V_0}{k-1} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) + \mu mgL. \quad (1)$$

Для перевірки розрахунків було створено схему. Три датчики тиску були встановлені на трубі подачі повітря, а також на входних та вихідних отворах циліндра. Ці датчики могли відстежувати тиск повітря в трубі подачі та камерах. Два датчики витрати були встановлені на впускній та випускній трубах, які могли вимірювати впускний та випускний витрати. Датчик переміщення встановлений під циліндром з датчиком, закріпленим на торці стрижня, який міг вимірювати переміщення поршня [7].

В експерименті величину об'ємної витрати впуску повітря V_{in} можна виміряти витратоміром, і обсяг впуску повітря V_0' в реальному часі в стандартних умовах можна отримати за допомогою наступного рівняння:

$$V_0' = \frac{p_1}{p_0} \int_0^{t_{in}} V_{in} dt. \quad (2)$$

Коли обсяг впуску повітря V_0' дорівнював необхідному об'єму V_0 , впускний клапан закривався автоматично, в той час як поршень продовжував рух під впливом енергії розширення повітря до кінця

ходу. Цей метод продемонстрував зниження споживання стисненого повітря та досяг мети економії енергії.

З рис.8 видно, що швидкість поршня була плавною, без явних ударів. Аналізуючи дані про витрату, загальне споживання повітря становило 2.58 л, що відрізняється на 4.4% від теоретичного значення 2.7 л. Порівняно з традиційним методом безперервної подачі повітря кількісний метод впуску повітря міг заощадити 76% споживання повітря. Таким чином, експериментальні результати підтвердили правильність теоретичного аналізу та розрахунків, що дозволяє досягти необхідної економії енергії у бруківці пневматичної схеми [7].

Далі було проведено дослідження з різними навантаженнями, та виявлено, що фактичний впуск повітря в більшості часу був меншим за розраховане значення, що призвело до того, що поршень не повністю досягав кінцевого ходу. Причина полягає в тому, що витрата вимірювалася витратоміром, а обсяг впуску повітря виходив інтегруванням сигналів з великим рівнем шуму. Таким чином, розрахований обсяг впуску повітря відрізнявся від фактичного. Крім того, збір кількох сигналів для реального часу потребує складного програмного та апаратного забезпечення, що призводить до більш високих витрат та меншої точності. Це один із недоліків кількісного методу впуску повітря.

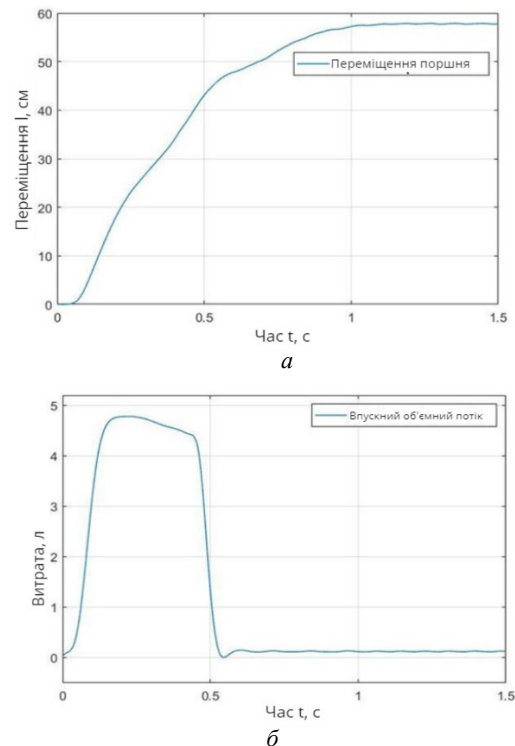


Рис.8. Часова зміна параметрів стану при кількісному методі забору повітря. (а) Переміщення поршня. (б) Об'ємна витрата всмоктуваного повітря в камері без штока

Наступним варіантом використання енергії стисненого повітря є точне налаштування процесів впуску і випуску повітря. У зв'язку з обмеженням точності сенсора та розрахунків у реальному часі кількісний метод впуску повітря може містити помилки. Цей метод керування обсягом впуску повітря шляхом контролю стану відкриття та закриття клапанів, що зробить управління системою більш ефективним та підвищить точність системи. Слід зазначити, що при раціональному керуванні процесами впуску та випуску необхідно враховувати як споживання повітря, час ходу так і швидкість поршня. Тому під час витягування поршня і впускний, і випускний клапани перемикаються, і іноді вони перемикаються кілька разів в одному ході [8]–[9].

Експериментальне обладнання, має функцію встановлення часу перемикання клапанів. Ця функція може керувати клапанами, відкриваючи та закриваючи їх у певні моменти часу [10], [11].

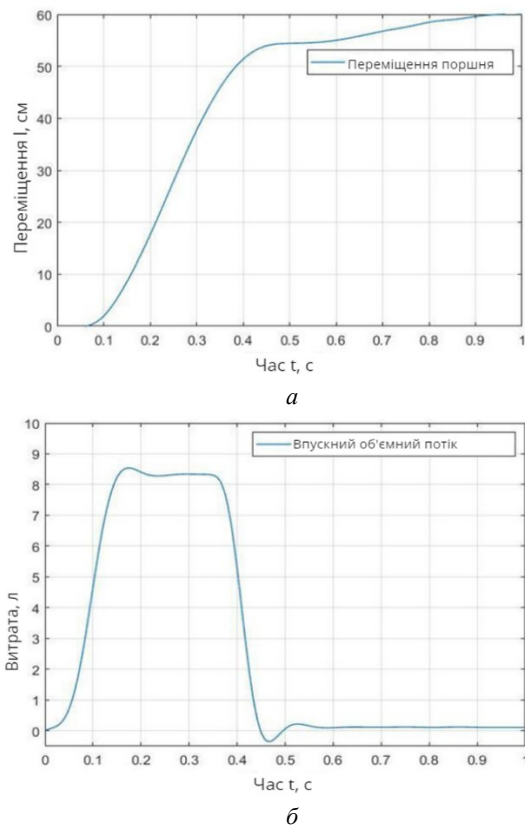


Рис. 9. Зміна часу параметрів стану тривалості ввімкнення-вимкнення. (а) Переміщення поршня. (б) Об'ємний потік повітря в камері без шпока

Експериментальні результати, зображені на рис. 9, показують, що коли впускний клапан закрився на 0.37 с, поршень продовжував рух за рахунок енергії розширення повітря та плавно досяг кінцевого ходу на 0.93 с. На відміну від кількісного методу впуску повітря, цього разу поршень повністю досяг кінцевого ходу. Загальне споживання повітря становило 2.71 л, що ближче до теоретичного значення 2.7 л, ніж значення 2.58 л, отримане кількісним методом впуску повітря. Цей метод також може заощадити 76 % стисненого повітря, але через закриття впускного клапана на деякий час загальний час ходу довші, ніж у кількісного методу впуску повітря [7].

Вищевказані результати показують, що застосовність результатів значною мірою залежить від тиску подачі повітря та значення навантаження. Слід зазначити, що ідеальна послідовність часу впуску та випуску повітря не може бути отримана за всіх граничних умов. Наприклад, при фіксованому часі ходу та тиску подачі повітря, якщо навантаження занадто велике, поршень не зможе досягти кінцевого ходу, навіть якщо впуск повітря достатній для всього передбачуваного часу ходу, тоді внесені зміни до регулювання процесів впуску та випуску не застосовуються [7].

Висновки

Проведений аналіз існуючих методів з підвищення енергоефективності пневматичних систем показав ефективність застосування методів підвищення енергоефективності пневматичних приводів, при цьому встановлено що енергоефективність підвищується в середньому на 35 – 40 %, що в межах масштабного виробництва є суттєвою фінансовою економією на забезпеченні функціонуванні пневматичних приводів.

Встановлено що, методи керування пневматичним приводом на основі розширення газу є найбільш ефективними в зменшенні витрат стисненого повітря на пневматичному приводі на 76 %, і як наслідок при зменшенні витрати стиснутого повітря для виконання тієї ж корисної роботи підвищується енергоефективність пневматичного приводу.

Сформовано мету подальших досліджень – раціоналізувати структуру пневматичного позиційного приводу для підвищення енергоефективності шляхом розроблення і впровадження компонентів системи рекуперації енергії стиснутого газу у структуру пневматичного приводу.

References

- [1] M. L. Cai and T. Kagawa, “Energy consumption assessment and energy loss analysis in pneumatic system,” *Chin. J. Mech. Eng.*, vol. 43, pp. 69–74, 2007, doi: <https://doi.org/10.3901/JME.2007.09.069>.

- [2] M. L. Cai and T. Kagawa, "Simulation for energy savings in pneumatic system," in *Systems Modeling and Simulation*, Tokyo, Japan: Springer, 2007, pp. 258–261, doi: https://doi.org/10.1007/978-4-431-49022-7_52.
- [3] F. Yang, K. Tadano, G. Li and T. Kagawa, "Analysis of the Energy Efficiency of a Pneumatic Booster Regulator with Energy Recovery," *Appl. Sci.*, vol. 7, no. 816, 2017, doi: <https://doi.org/10.3390/app7080816>.
- [4] J. Hepke and J. Weber, "Energy saving measures on pneumatic drive systems," in Proc. *13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013*, Linköping, Sweden, June 3–5, 2013. Available: <https://www.optiy.eu/download/EnergySaving.pdf>.
- [5] H. Paul, "Energy efficiency in pneumatic production systems: State of the art and future directions," in Proc. *19th CIRP International Conference on Life Cycle Engineering*, Berkeley, CA, USA, May 2012, pp. 363–368, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-642-29069-5_62.
- [6] P. Harris, G. E. O'Donnell and T. Whelan, "Energy efficiency in pneumatic production systems: State of the art and future directions," in *Leveraging Technology for a Sustainable World*, Berlin, Germany: Springer, 2012, pp. 363–368, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-642-29069-5_62.
- [7] Z. Jiang, W. Xiong, H. Du, Z. Wang and L. Wang, "Energy-saving methods in pneumatic actuator stroke using compressed air," *J. Eng.*, vol. 2021, pp. 241–251, 2021, doi: <https://doi.org/10.1049/tje2.12000>.
- [8] H. Du et al., "Energy efficiency control of pneumatic actuator systems through nonlinear dynamic optimization," *Journal of Cleaner Production*, vol. 184, pp. 511–519, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.02.117>.
- [9] R. Fourer, D. M. Gay and B. W. Kernighan, *AMPL: A Modeling Language for Mathematical Programming*, 2nd ed., Duxbury, MA: Thomson Learning, 2002.
- [10] P. Liao et al., "Compressed air leak detection based on time delay estimation using a portable multi-sensor ultrasonic detector," *Measurement Science and Technology*, vol. 24, no. 5, 2013, Art. no. 055102, doi: <https://doi.org/10.1088/0957-0233/24/5/055102>.
- [11] S. Hossein, W. David and J. Ronald, "Compressed air energy storage (CAES) with compressors distributed at heat loads to enable waste heat utilization," *Applied Energy*, 2013.

Methods for Enhancing the Energy Efficiency of Pneumatic Drives

Kasian Andrii¹ • Haletskii Oleksandr¹

¹ Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Kyiv, Ukraine

Abstract. *This paper investigates various methods for improving energy efficiency and energy recovery in pneumatic systems, namely, reducing the amount of compressed air used by the pneumatic drive.*

Low energy efficiency of pneumatic systems is a significant problem for their development, as pneumatic systems are widely used in industry for various tasks, including equipment control, automation of production processes and transportation of materials. Low energy efficiency of these systems leads to significant energy losses, which increases operating costs and reduces overall productivity. The results obtained showed that the greatest savings and efficiency are achieved when using methods that use the expansion of compressed gas. This is explained by the possibility of reducing air costs and increasing the payback period of investments due to the reduction of energy losses, due to the use of a small amount of gas to move the piston of the pneumatic cylinder.

The scope of practical application of the results covers industrial enterprises that use pneumatic systems. Implementation conditions include the need for initial investments and analysis of current system parameters to select the optimal strategy for increasing energy efficiency. According to the results of the work, it was found that it is possible to reduce energy consumption by the drive from 43 to 76 percent.

Keywords: *positional pneumatic drive; recuperation; energy efficiency; compressed air; pneumatic circuit.*
