

*А. С. РОГОВИЙ, М. Г. СТРИЖАК, С. П. ІГЛІН*

## **СИНТЕЗ ПНЕВМОПРИВОДУ З РАЦІОНАЛЬНИМИ КОНСТРУКТИВНИМИ ПАРАМЕТРАМИ**

У статті представлено результати дослідження впливу параметрів пневматичного приводу на його працездатність та енергоефективність. На основі математичної моделі у середовищі «*Matlab*» побудовано поверхні взаємозалежності переміщення, швидкості поршня, тисків та площ робочої та вихлопної порожнини циліндра. Встановлено, що зростання масової витрати стисненого повітря, яке є наслідком збільшення діаметра поршня, призводить до зниження енергоефективності системи. Показано, що навіть незначне (на один сусідній типорозмір зі стандартного ряду) збільшення діаметра циліндра може зменшити коефіцієнт корисної дії пневмосистеми більш ніж на 8%. Запропоновано методику синтезу пневмоприводу з раціональними конструктивними параметрами, яка дозволяє на етапі його проектування обрати найменший допустимий діаметр поршня, що забезпечує необхідне зусилля при мінімальній витраті стисненого повітря. Це призводить до підвищення енергоефективності пневмосистеми за умови забезпечення стабільної та безпечної роботи.

**Ключові слова:** пневмопривід, робочий процес, енергоефективність, раціональні параметри, діаметр поршня

*A. ROGOVYI, M. STRIZHAK, S. IGLIN*

## **SYNTHESIS OF A PNEUMATIC DRIVE WITH RATIONAL DESIGN PARAMETERS**

The paper presents the results of a study on the influence of pneumatic drive parameters on its performance and energy efficiency. Based on a mathematical model developed in Matlab, response surfaces were constructed to describe the interdependence of piston displacement, velocity, chamber pressures, and the areas of the working and exhaust chambers of the cylinder. It was found that the increase in compressed air mass flow rate resulting from a larger piston diameter leads to a decrease in the system's energy efficiency. The analysis shows that even a minor increase in cylinder diameter (by one neighboring standard size) can reduce the efficiency of the pneumatic system by more than 8%. A methodology for the synthesis of a pneumatic actuator with rational design parameters is proposed, allowing at the design stage to select the smallest permissible piston diameter that provides the required output force with minimal air consumption. This ensures stable and safe operation while improving the overall energy efficiency of the pneumatic system.

**Keywords:** pneumatic drive, operating process, energy efficiency, rational parameters, piston diameter

**Вступ.** Стиснене повітря належить до енергоносіїв із високою собівартістю, а пневмоприводи характеризуються значними енергетичними витратами [1], що зумовлює актуальність проблеми енергозбереження. На виробництво стисненого повітря припадає близько 7–10% загального промислового споживання енергії в країнах Європейського Союзу [1-4]. Водночас оцінки свідчать, що потенціал зниження енергоспоживання у системах, які використовують стиснене повітря – зокрема в пневмоприводах – може досягати 40% [5-7], а в окремих випадках навіть перевищувати 80% [8].

Для ефективного виконання технологічних операцій необхідно обирати діаметр циліндра з міркувань забезпечення необхідного зусилля на поршні. Водночас збільшення діаметру пневмоциліндра безпосередньо впливає на обсяг стисненого повітря, необхідного для виконання робочого ходу. Оскільки при більшій площі збільшується робочий об'єм порожнини, для заповнення її потрібна більша кількість повітря за кожен цикл. Це, у свою чергу, підвищує споживання енергоносія пневмосистемою і збільшує втрати тиску. Наслідком такого ефекту є зростання експлуатаційних витрат, а отже – підвищення собівартості продукції, виготовленої із застосуванням пневмоприводу. Тому при виборі діаметра циліндра важливо забезпечити компроміс між необхідним зусиллям привода та економічністю його роботи.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** У роботі [9] досліджено роботу пневмосистеми з повторним використанням відпрацьованого повітря з штокової камери при різних діаметрах

циліндра, довжинах ходу й робочих тисках. Встановлено, що збільшення діаметра циліндра призводить до квадратичного зростання об'єму повітря, необхідного для виконання робочого ходу, що безпосередньо впливає на сумарні енергетичні витрати пневмосистеми.

Автори у статті [10] показали, що циліндри з розмірами, вищими за необхідні, споживають на 40-70% більше повітря, ніж потрібно для забезпечення заданого зусилля, що не лише підвищує втрати тиску, а й знижує стабільність руху поршня. Також визначено, що одним із ключових чинників впливу на енергоефективність пневмопривода є характер зміни тисків у поршневій і штоковій порожнинах під час робочого циклу. Надлишковий тиск у поршневій камері, який зберігається після досягнення кінцевого положення поршня, призводить до невиправданих втрат стисненого повітря та зниження загального ККД системи.

У роботі [11] також підтверджено, що надмірне збільшення площі поршня спричиняє нераціональне використання стисненого повітря та призводить до зростання собівартості продукції через підвищене енергоспоживання.

У роботі [12] відзначається необхідність вибору мінімально допустимого діаметра, який забезпечує задану силу, оскільки це дозволяє зменшити витрату повітря до 25–30% без негативного впливу на динаміку та точність роботи привода.

Отже дослідження взаємозв'язку між конструктивними параметрами пневмопривода й енергетичною та економічною ефективністю є актуальним завданням, спрямованим на формування критеріїв вибору раціональних типорозмірів виконавчих елементів.

**Мета та постановка задачі.** Метою дослідження є визначення впливу параметрів на працездатність пневмоприводу та його синтез з раціональними конструктивними параметрами.

**Основні положення та результати досліджень.** Структурна схема пневмоприводу (ПП) з релейним керуванням досліджена у роботі [13], де отримана математична модель у безрозмірній формі на основі рівнянь енергетичного балансу тіла змінної маси та виділені критерії динамічної подібності. У якості припущення прийнято ізотермічний характер процесів у системі. У якості розрахункової приймемо схему ПП двосторонньої дії (рис. 1). За умови руху поршня зліва направо (коли робочою є поршнева камера циліндра) масова витрата стисненого повітря, необхідного для здійснення корисної роботи з переміщення вантажу постійної ваги  $m$  :

$$M = \frac{p_m \cdot V}{R \cdot T_m}, \quad (1)$$

де  $p_m$  – тиск у магістралі живлення;  $R = 287$  (Дж/кг·К) – універсальна газова стала;  $T_m$  – температура у магістралі живлення;  $V$  – об'єм поршневої камери:

$$V = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot L, \quad (2)$$

де  $d_n$  – діаметр поршня;  $L$  – хід поршня.

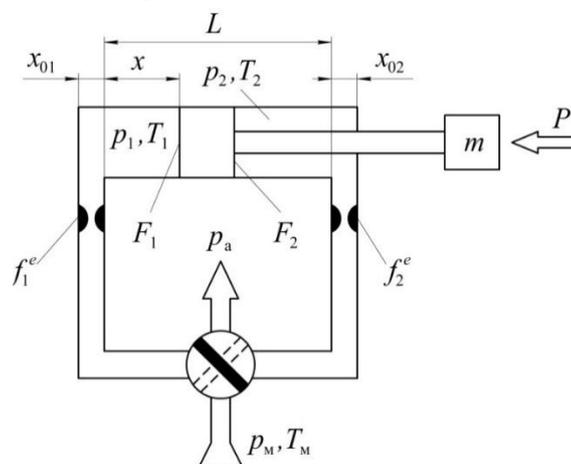


Рис. 1 - Розрахункова схема пневмоприводу [14]

З залежностей (1) та (2) видно, що масова витрата залежить від типорозміру циліндра і зі збільшенням діаметра циліндра кількість споживаного повітря зростає квадратично.

Водночас для ефективного здійснення технологічних операцій, за умови сталого тиску живлення, необхідно щоб діаметр поршня задовільняв вимозі відпрацювання заданого навантаження для системи:

$$P_{\max} = p_m \cdot F_1, \quad (3)$$

де  $P_{\max}$  – максимальна сила, доступна при даному тиску;  $p_m$  – тиск у магістралі живлення;

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \text{ – площа поршневої порожнини.}$$

Отже, при проєктуванні пневмопривода необхідно віднайти компромісне рішення щодо вибору діаметра циліндра, яке дозволяє відпрацьовувати задане навантаження і водночас є економічно доцільним.

Крім вимоги до працездатності у навантаженому режимі, пневмопривод повинен задовольняти вимозі швидкодії:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \cdot (p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P), \quad (4)$$

де  $v$  – швидкість висування поршня у робочому циклі з навантаженням;  $m$  – вага рухомих мас привода, приведені до осі інерції;  $F_1$ ,  $F_2$  – ефективна площа поршневої та штокової порожнин відповідно;  $p_1$ ,  $p_2$  – тиск у поршневій та штоковій порожнинах.

З формули (4) видно, що зі збільшенням площі  $F_1$  та/або тиску у робочій порожнині  $p_1$  швидкість зростає. Однак такий ефект відіграє позитивну роль лише у процесі розгону, тоді як наприкінці ходу надмірна швидкість є неприпустимою, адже призводить до удару поршня об кришку циліндра, і вимагає використання демпфуючих пристроїв. Як наслідок, стиснене повітря стравлюється у атмосферу, знижуючи ККД пневмосистеми:

$$\eta = \frac{E_{\text{мех}} + E_{\text{кін}}}{E_{\text{вх}}} \quad (5)$$

де  $E_{\text{мех}} = P \cdot L$  – механічна енергія, витрачена на переміщення вантажу;  $E_{\text{кін}} = \frac{m \cdot v^2}{2}$  –

кінетична енергія рухомих мас, передана стисненому повітрю;  $E_{\text{вх}} = M \cdot R \cdot T_m \ln \frac{p_m}{p_a}$  – енергія

стисненого повітря, що надійшло у робочу порожнину.

Отже, метою дослідження є знаходження співвідношень параметрів ПП, які дозволять водночас досягти заданих вимог до його робочого процесу (навантаження та швидкодії) та економічної доцільності застосування.

#### **Аналіз результатів досліджень.**

Задля досягнення мети дослідження необхідно знайти такий діапазон мінімальних значень площі поршня (а отже, мінімуму масової витрати стисненого повітря), при яких рух робочого органа відбувається з задовільною швидкістю (мінімальною наприкінці ходу) і досягається кінцева точка траєкторії руху (а отже, циліндр здатен здійснити робочий цикл із заданим навантаженням). При цьому тиск у поршневій порожнині  $p_1$  повинен бути якомога вищим у першій половині робочого циклу (у процесі розгону) і наприкінці циклу знижуватись до рівня налаштування редукційного клапана ( $p_k = 0,2$  МПа) (формула 4).

Розрахунок параметрів ПП здійснено методом Рунге-Кутта у пакеті прикладних програм «Matlab» за математичною моделлю, наведеною в роботі [13], з наступними значеннями параметрів:  $f_1^e = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ ;  $f_2^e = 14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  – ефективні площі умовного проходу відповідно впускної та вихлопної ліній;  $T_m = 300 \text{ °K}$  – температура повітря в магістралі;  $p_m = 0,6 \text{ МПа}$  – тиск у магістралі живлення;  $L = 0,4 \text{ м}$  – хід поршня;  $m = 280 \text{ кг}$  – рухомі маси (приведені до осі інерції поршня);  $P = 680 \text{ Н}$  – навантаження на поршень;  $p_a = 0,1 \text{ МПа}$  – атмосферний тиск. Розрахунок проведемо для діапазону значень діаметру поршня  $d_{\text{п}} = 50 \dots 100 \text{ мм}$  та відповідних їм діаметрів штока  $d_{\text{ш}} = 20 \dots 40 \text{ мм}$  з міркувань  $d_{\text{ш}} = 0,4 \cdot d_{\text{п}}$ . При цьому  $F_1 = 0,00196 \dots 0,00503 \text{ м}^2$  – діапазон розрахункових значень площі поршневої порожнини;  $F_2 = 0,00165 \dots 0,00422 \text{ м}^2$  – діапазон для площі штокової порожнини.

На основі розрахунків побудовано поверхні співвідношень наступних параметрів:

- тиску у поршневій порожнині  $p_{\text{п}}$ , площі поршневої порожнини  $F_{\text{п}}$  та часу тривалості перехідного процесу  $t$  (рис. 2);
- тиску у штоковій порожнині  $p_{\text{ш}}$ , площі поршневої порожнини  $F_{\text{п}}$  та часу тривалості перехідного процесу  $t$  (рис. 3);
- швидкості поршня  $v$ , площі поршневої порожнини  $F_1$  та часу тривалості перехідного процесу  $t$  (рис. 4);
- переміщення поршня  $x$ , площі поршневої порожнини  $F_{\text{п}}$  та часу тривалості перехідного процесу  $t$  (рис. 5).

Для наочності на графіки (рис. 2–5) нанесені точки, що відповідають значенням двох стандартних діаметрів поршнів з номенклатури фірми-виробника «Festo» [15]:  $d_{\text{п}} = 63 \text{ мм}$  та  $d_{\text{п}} = 80 \text{ мм}$ .

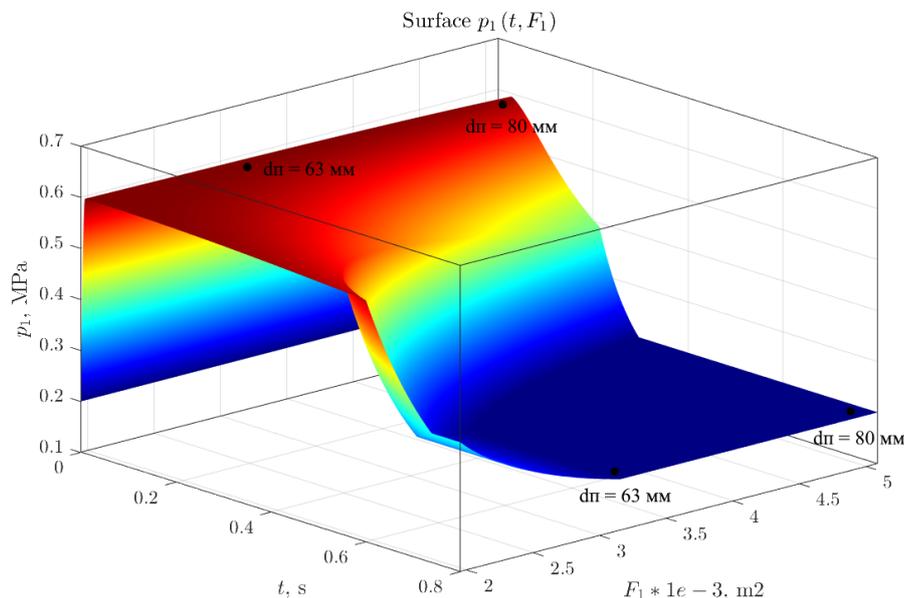


Рис. 2. Взаємовплив значення тиску у поршневій камері  $p_1$  та її площі  $F_1$  в процесі одного спрацювання ПП

З графіка на рис. 2 видно, що значення діаметра поршня 63 мм є мінімально застосовним для вище вказаних параметрів ПП, оскільки у цьому випадку забезпечується підтримка високого тиску у поршневій камері в процесі розгону (червона зона поверхні) і його падіння до рівня тиску налаштування редукційного клапана  $p_k = 0,2 \text{ МПа}$  в процесі гальмування (синя

зона), що є умовою високої продуктивності технологічного процесу, підтримки стабільної швидкості руху поршня та водночас, за рахунок зниження рівня тиску живлення до 2 атмосфер, зменшення масової витрати стисненого повітря, а отже підвищення енергоефективності системи.

На рис. 3 наведено співвідношення зміни тиску у вихлопній (штоковій) камері впродовж одного спрацювання пневмоприводу та площі робочої (поршневої) камери. З формули (4) видно, що підвищення тиску у вихлопній камері знижує швидкість руху поршня, підвищуючи тривалість технологічного процесу. З цих міркувань також поршень діаметром 63 мм переважає, адже у цьому випадку підвищення тиску  $p_2$  відбувається до значень близько 4 атмосфер приблизно на 40% траєкторії руху, а близько 60% траєкторії тиск  $p_2$  дорівнює 1 атм. При цьому при діаметрі поршня 80 мм значення  $p_2$  досягає 6 атм і підвищення тиску відбувається на 55% траєкторії.

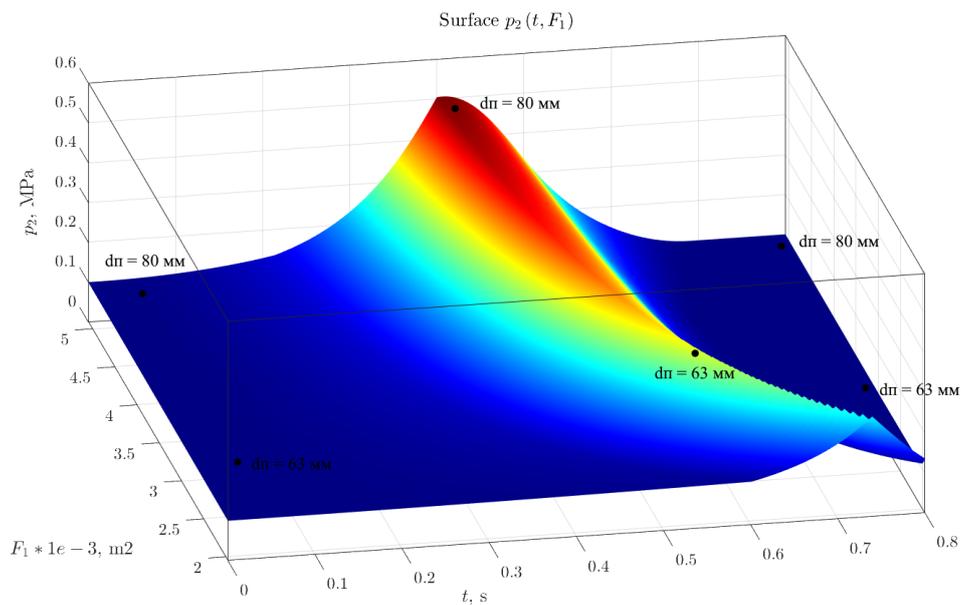


Рис. 3. Співвідношення значень тиску у штоковій камері  $p_2$  та площі поршневої камери  $F_1$  в процесі одного спрацювання ПП

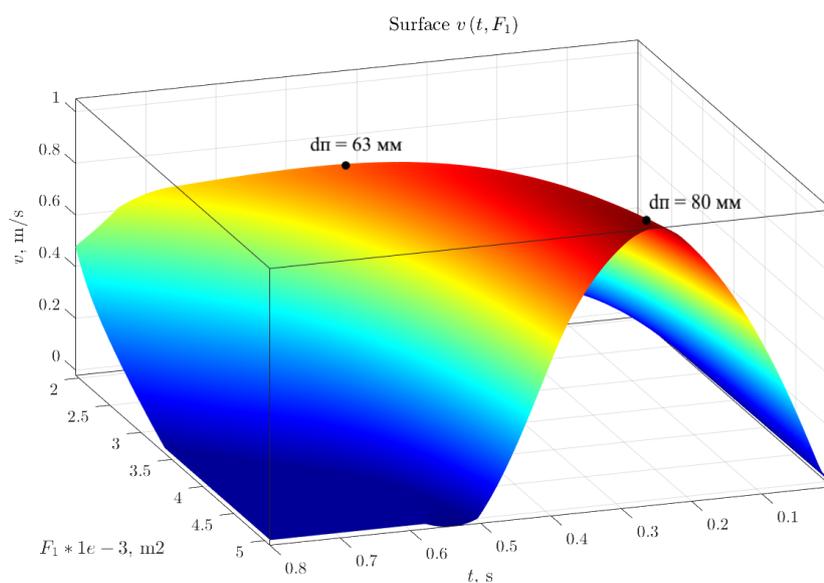


Рис. 4. Співвідношення значень швидкості поршня  $v$  та площі поршневої камери  $F_1$  в процесі одного спрацювання ПП

Вплив зміни діаметра поршня на його швидкість ілюструє графік на рис. 4: при  $d_{\text{п}} = 63$  мм максимальне значення швидкості  $v_{\text{max}} = 0,91$  м/с, а при  $d_{\text{п}} = 80$  мм –  $v_{\text{max}} = 1,04$  м/с. Отже, така різниця у типорозмірах незначно впливає на продуктивність пневмоприводу.

Водночас, з рис. 4 видно що мінімальним значенням діаметра поршня, при використанні якого досягається мінімальна (або нульова) швидкість наприкінці ходу також є  $d_{\text{п}} = 63$  мм.

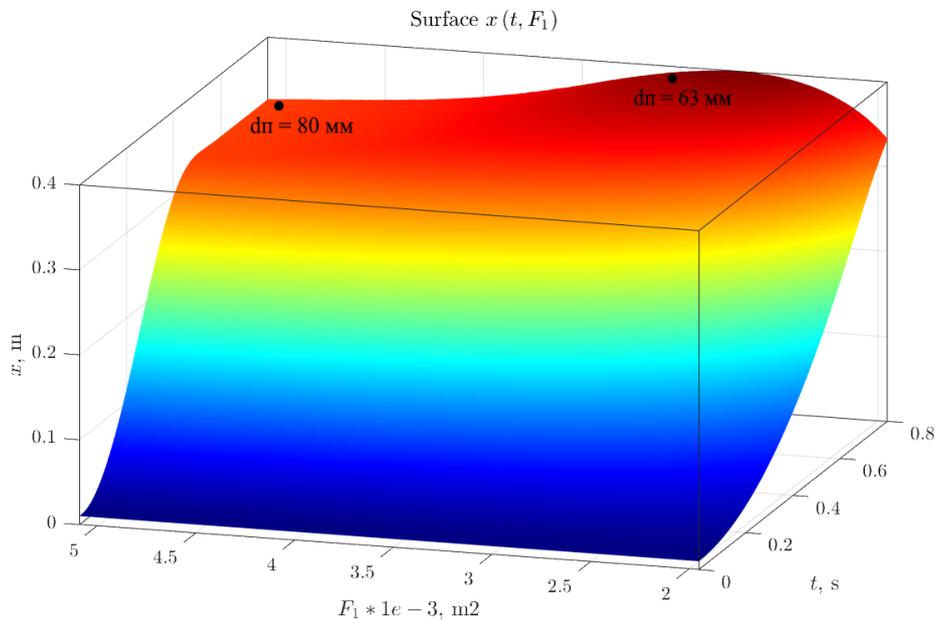


Рис. 5. Співвідношення значень координати переміщення поршня  $x$  та площі поршневої камери  $F_1$  в процесі одного спрацювання ПП

На рис. 5 наведено співвідношення площі поршня та його траєкторії руху в процесі спрацювання. Видно, що при діаметрі 63 мм досягається кінцева точка траєкторії (за вирахунком мертвого об'єму циліндра), тоді як при діаметрі 80 мм поршень не доїжджає до кінцевої точки траєкторії, зупиняючись під дією зустрічного тиску  $p_2$  (рис. 3).

З метою порівняння енергоефективності робочого процесу при використанні двох вищезазначених стандартних типорозмірів циліндра розрахуємо середній за робочий цикл ККД пневмосистеми за формулою (5), прийнявши середнє значення швидкості  $v_{\text{ср}} = 0,5$  м/с:

$$d_{\text{п}} = 63 \text{ мм} - \eta_{\text{ср} d1} = 22,9\% ;$$

$$d_{\text{п}} = 80 \text{ мм} - \eta_{\text{ср} d2} = 14,2\% .$$

Отже, навіть незначне збільшення діаметра поршня (до наступного типорозміру) призводить до зниження ККД пневмосистеми на 38%. Це явище пояснюється незмінністю чисельника формули (5): корисної механічної та кінетичної енергій ПП і зростанням знаменника внаслідок збільшення масової витрати стисненого повітря.

**Висновки.** Визначено вплив параметрів на працездатність пневмоприводу та виконано його синтез з раціональними конструктивними параметрами.

Отримано методику аналізу пневмоприводу, що складається з розрахунку перехідного процесу за математичною моделлю методом Рунге-Кутта для діапазонів значень конструктивних розмірів та тисків у камерах та побудови поверхонь співвідношень параметрів

системи, та дозволяє на етапі проектування визначити мінімально застосовний діаметр поршня, який забезпечує стабільне та безпечне виконання технологічного процесу при визначених умовах роботи системи.

Встановлено, що зміна типорозміру циліндра на одну позицію у стандартному ряду не чинить істотного впливу на швидкість його руху.

Водночас збільшення діаметра сприяє підвищенню протитиску у штоковій камері і передчасній зупинці поршня до досягнення кінцевої точки траєкторії.

Встановлено, що збільшення діаметра поршня на один типорозмір, через зростання масової витрати стисненого повітря, призводить до падіння ККД пневмопривода на 38%.

#### Список літератури:

1. Statista Research Department. Verteilung des Stromverbrauchs in Deutschland nach Verbrauchergruppen in den Jahren 2014 und 2024 [Електронний ресурс]. Statista. Retrieved from <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/236757/umfrage/stromverbrauch-nach-sektoren-in-deutschland/> (Accessed: 18.10.2025).
2. Radgen, P. Compressed Air Systems in the European Union: Energy, Emissions, Savings Potential and Policy Actions. / P. Radgen, E. Blaustein // Stuttgart: Fraunhofer Institute for Systems Technology and Innovation, 2001. <https://publica.fraunhofer.de/entities/publication/60fbadfb-caf9-4e21-bd6e-5095fbff1964> (Accessed: 18.10.2025).
3. Radermacher, T. Potenzialstudie Energie-Kosteneinsparung in der Fluidtechnik: Final report No. 37EV181030 / M. Merx, A. Sitte, V. Boyko, M. Unger // TU Dresden, University of Stuttgart. – 2021. <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen/potenzialstudie-energie-kosteneinsparung-in-der> (Accessed: 18.10.2025).
4. Šešlija, D. D. Improving energy efficiency in compressed air systems – Practical experiences / D. D. Šešlija, I. M. Milenković, S. P. Dudić, J. I. Šulc // Thermal Science. – 2016. – Article 20(00):22-22. DOI:10.2298/TSCI151110022S
5. Festo AG & Co. KG Energy Efficiency in Production in the Drive and Handling Technology Field (EnEffAH). Final Report No. 0327484A-E. – 2012. [https://www.eneffah.de/EnEffAH\\_Broschuere\\_engl.pdf](https://www.eneffah.de/EnEffAH_Broschuere_engl.pdf) (Accessed: 18.10.2025).
6. Dindor, R. Estimating Potential Energy Savings in Compressed Air Systems / R. Dindor // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 204–211. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.026>
7. McKane, A. Motor systems energy efficiency supply curves: A methodology for assessing the energy efficiency potential of industrial motor systems / A. McKane, A. Hasanbeigi // Energy Policy. – 2011. – Vol. 39, Issue 10. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2011.08.004>
8. Rihong, X. Dynamic simulation and optimization of cushioning performance in high-speed pneumatic cylinders / X. Rihong, L. Qungui, X. Kai // Processes. – 2022 – Vol. 10(4). – Article 819. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr10040819>
9. Du, H. Energy-Saving for Industrial Pneumatic Actuation Systems by Exhausted Air Reuse Based on a Constant Pressure Elastic Accumulator / H. Du, W. Liu, X. Bian, W. Xiong // Sustainability. – 2022. – Vol. 14(6). – Article 3535. DOI: 10.3390/su14063535
10. Boyko, V. Energy Efficiency of Pneumatic Actuating Systems with Pressure-Based Air Supply Cut-Off / V. Boyko, J. Weber // Actuators. – 2024. – Vol. 13(1). – Article 44.
11. Jiang, Z. Energy-Saving Methods in Pneumatic Actuator Stroke Using Expansion and Exhaust Transfer / Z. Jiang // IET Journal of Engineering. – 2021. – Vol. 2021, Issue 12. – P. 1006–1015. DOI: 10.1049/tje2.12000.
12. Šešlija, M. Reuse of Exhausted Air from Multi-Actuator Pneumatic Systems / M. Šešlija, N. Stojanović, B. Janković, D. Petrović // Actuators. – 2021. – Vol. 10, No. 6. – P. 125. DOI: 10.3390/act10060125.
13. Krytikov, G. The synthesis of structure and parameters of energy efficient pneumatic actuator / G. Krytikov, M. Stryzhak, V. Stryzhak // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 1/7(85). – P. 38–47. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.92833
14. Strizhak, M. Optimization of Braking Phase Coordinates for Energy-Efficient Operation of Pneumatic Systems / M. Strizhak, A. Rogovyi, S. Iglin // Problems of the Regional Energetics. – 2025. – Vol. 3-67. – P. 125 – 140. DOI: 10.52254/1857-0070.2025.3-67.11
15. Festo AG & Co. KG, “Standards-based cylinders DSBC, to ISO 15552,” [Online]. Available: [https://www.festo.com/ua/uk/p/ctandartnii-pnevmonsilindr-id\\_DSBC/](https://www.festo.com/ua/uk/p/ctandartnii-pnevmonsilindr-id_DSBC/). Accessed: Oct. 22, 2025.

#### References (transliterated):

1. Statista Research Department. Verteilung des Stromverbrauchs in Deutschland nach Verbrauchergruppen in den Jahren 2014 und 2024 [Електронний ресурс]. Statista. Retrieved from <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/236757/umfrage/stromverbrauch-nach-sektoren-in-deutschland/> (Accessed: 18.10.2025).

2. Radgen, P. Compressed Air Systems in the European Union: Energy, Emissions, Savings Potential and Policy Actions. / P. Radgen, E. Blaustein // Stuttgart: Fraunhofer Institute for Systems Technology and Innovation, 2001. <https://publica.fraunhofer.de/entities/publication/60fbadfb-caf9-4e21-bd6e-5095fbff1964> (Accessed: 18.10.2025).
3. Radermacher, T. Potenzialstudie Energie-Kosteneinsparung in der Fluidtechnik: Final report No. 37EV181030 / M. Merx, A. Sitte, V. Boyko, M. Unger // TU Dresden, University of Stuttgart. – 2021. <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen/potenzialstudie-energie-kosteneinsparung-in-der> (Accessed: 18.10.2025).
4. Šešlija, D. D. Improving energy efficiency in compressed air systems – Practical experiences / D. D. Šešlija, I. M. Milenković, S. P. Dudić, J. I. Šulc // Thermal Science. – 2016. – Article 20(00):22-22. DOI:10.2298/TSCI151110022S
5. Festo AG & Co. KG Energy Efficiency in Production in the Drive and Handling Technology Field (EnEffAH). Final Report No. 0327484A-E. – 2012. [https://www.eneffah.de/EnEffAH\\_Broschuere\\_engl.pdf](https://www.eneffah.de/EnEffAH_Broschuere_engl.pdf) (Accessed: 18.10.2025).
6. Dindor, R. Estimating Potential Energy Savings in Compressed Air Systems / R. Dindor // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 204–211. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.026>
7. McKane, A. Motor systems energy efficiency supply curves: A methodology for assessing the energy efficiency potential of industrial motor systems / A. McKane, A. Hasanbeigi // Energy Policy. – 2011. – Vol. 39, Issue 10. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2011.08.004>
8. Rihong, X. Dynamic simulation and optimization of cushioning performance in high-speed pneumatic cylinders / X. Rihong, L. Qungui, X. Kai // Processes. – 2022 – Vol. 10(4). – Article 819. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr10040819>
9. Du, H. Energy-Saving for Industrial Pneumatic Actuation Systems by Exhausted Air Reuse Based on a Constant Pressure Elastic Accumulator / H. Du, W. Liu, X. Bian, W. Xiong // Sustainability. – 2022. – Vol. 14(6). – Article 3535. DOI: 10.3390/su14063535
10. Boyko, V. Energy Efficiency of Pneumatic Actuating Systems with Pressure-Based Air Supply Cut-Off / V. Boyko, J. Weber // Actuators. – 2024. – Vol. 13(1). – Article 44.
11. Jiang, Z. Energy-Saving Methods in Pneumatic Actuator Stroke Using Expansion and Exhaust Transfer / Z. Jiang // IET Journal of Engineering. – 2021. – Vol. 2021, Issue 12. – P. 1006–1015. DOI: 10.1049/tje2.12000.
12. Šešlija, M. Reuse of Exhausted Air from Multi-Actuator Pneumatic Systems / M. Šešlija, N. Stojanović, B. Janković, D. Petrović // Actuators. – 2021. – Vol. 10, No. 6. – P. 125. DOI: 10.3390/act10060125.
13. Krytikov, G. The synthesis of structure and parameters of energy efficient pneumatic actuator / G. Krytikov, M. Stryzhak, V. Stryzhak // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 1/7(85). – P. 38–47. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.92833
14. Strizhak, M. Optimization of Braking Phase Coordinates for Energy-Efficient Operation of Pneumatic Systems / M. Strizhak, A. Rogovyi, S. Iglin // Problems of the Regional Energetics. – 2025. – Vol. 3-67. – P. 125 – 140. DOI: 10.52254/1857-0070.2025.3-67.11
15. Festo AG & Co. KG, “Standards-based cylinders DSBC, to ISO 15552,” [Online]. Available: [https://www.festo.com/ua/uk/p/ctandartnii-pnevmonsilindr-id\\_DSBC/](https://www.festo.com/ua/uk/p/ctandartnii-pnevmonsilindr-id_DSBC/). Accessed: Oct. 22, 2025.

*Надійшла (received) 25.10.2025 р.*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри гідравлічних машин ім. Г.Ф. Проскура, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: [Andrii.Rogovyi@khpi.edu.ua](mailto:Andrii.Rogovyi@khpi.edu.ua)

**Стрижак Мар'яна Георгіївна (Stryzhak Mariana)** – кандидатка технічних наук, доцентка, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцентка кафедри деталей машин та гідропневмосистем, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3335-4086>; e-mail: [Mariana.Stryzhak@khpi.edu.ua](mailto:Mariana.Stryzhak@khpi.edu.ua)

**Іглін Сергій Петрович (Iglin Sergii)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри комп'ютерної математики і аналізу даних, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9144-7427>; e-mail: [Sergii.Iglin@khpi.edu.ua](mailto:Sergii.Iglin@khpi.edu.ua)