

DOI: 10.31319/2519-2884.45.2024.8

УДК 681.533.56

Шевченко С.А.¹, к.т.н., ORCID:0000-0002-5495-7479, e-mail: sergiishevch@gmail.com

Редчиць Д.О.^{1,2}, д.ф.-м.н., ст. наук. співр., ORCID: 0000-0001-8538-6026,
e-mail: redchits_da@ua.fm

Карімов І.К.², к.ф.-м.н., с доцент, ORCID: 0000-0003-4145-9726., e-mail: ikarimov@ukr.net

¹Інститут транспортних систем і технологій НАН України, м. Дніпро

²Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

Shevchenko Serhii¹, Candidate of Technical Sciences, Senior research scientist at the Department of Dynamics and durability of new types of transport

Redchyts Dmytro^{1,2}, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Senior researcher, Deputy Director for Scientific and Organizational Work,

Professor of the Department of Mathematical Modelling and System Analysis

Karimov Ivan², Candidate of Sciences (Physical and Mathematical), Associate Professor, Head of the Department of Mathematical Modelling and System Analysis

¹Institute of Transport Systems and Technologies of the NAS of Ukraine, Dnipro

²Dniprovsky State Technical University, Kamianske

ВПЛИВ ПОТОКУ ГАЗУ НА ТАРІЛЧАСТИЙ КЛАПАН РЕГУЛЯТОРА ТИСКУ

Представлено результати експериментальних та теоретичних досліджень, спрямованих на вивчення впливу газового потоку на клапан регулятора тиску газу. Під час експериментів було отримано залежності сили, з якою потік газу діє на тарілчастий клапан, від його положення відносно сідла, а також від величини вхідного тиску. Додатково було вивчено характеристики пропускної здатності клапана, а саме, залежність коефіцієнта витрати від ходу клапана. Також запропоновано методика розрахунку, яка дозволяє з прийнятною для проектних розрахунків точністю визначити величину аеродинамічної сили для конкретної конфігурації клапана.

Ключові слова: агрегати пневмоавтоматики; регулятор тиску газу; тарілчастий клапан; затвор клапана; аеродинамічна сила; коефіцієнт витрати.

The article presents the results of experimental and theoretical studies aimed at studying the effect of gas flow on the valve of a gas pressure regulator. During the experiments, the dependence of the force with which the gas flow acts on the plate valve on its position relative to the seat, as well as on the value of the inlet pressure, was obtained. In addition, the characteristics of the valve's flow capacity were studied, namely, the dependence of the flow coefficient on the valve stroke. A calculation methodology has also been proposed that allows determining the aerodynamic force for a particular valve configuration with accuracy acceptable for design calculations.

Keywords: pneumatic control components; gas pressure regulator; poppet-type valve; valve gate; aerodynamic force; flow coefficient.

Постановка проблеми

Однією з ключових задач, що виникають під час розроблення агрегатів пневмоавтоматики, зокрема регуляторів тиску газу і запобіжних клапанів, є розрахунок балансу сил, що діють на елементи рухомої системи. Основними силами, що беруть участь у цьому процесі, є сили від статичного тиску робочого середовища, сили пружин і сили тертя в рухомих з'єднаннях. Однією зі складових сил від тиску є аеродинамічна сила, що виникає внаслідок впливу потоку газу, який проходить через клапан. Її величина і напрямок залежать від низки параметрів, включно з геометрією агрегату, яка безпосередньо впливає на обтікання клапана потоком газу. Недооцінка цього фактора на етапі проектування може призвести до суттєвих відхилень у характеристиках роботи системи, включно з її стабільністю і точністю регулювання.

Сила газового потоку, що діє на клапан, залежить від епюри розподілу тиску на поверхні клапана, на яку впливає безліч факторів, таких як геометричні параметри каналу, положення клапана, швидкість газу і перепад тиску. Ця сила є складною комбінацією статичного тиску і реактивних ефектів, що виникають при обтіканні клапана потоком газу. Тому точний опис цих процесів аналітичним шляхом утруднений, оскільки канали клапанів мають складну геометрію, а поведінка потоку в таких умовах нелінійна і залежить від багатьох факторів. Традиційні аналітичні методи часто виявляються недостатніми для отримання надійних результатів. Результати, отримані при розрахунку за допомогою програмних пакетів обчислювальної гідродинаміки (Computational Fluid Dynamics — CFD), також потребують перевірки. Все це робить застосування експериментальних методів та верифікацію розрахункових методик особливо важливими.

Недостатня точність визначення аеродинамічних сил може призводити до помилок в розрахунках, що негативно позначається на експлуатаційних характеристиках системи в цілому. Наприклад, такі неточності можуть спричинити нестійкість роботи регулятора, особливо в умовах різкої зміни тиску або витрати газу.

Актуальність даної роботи обумовлена необхідністю наявності експериментальних даних, які дозволяють поліпшити точність розрахунків при проектуванні агрегатів пневмоавтоматики, що, у свою чергу, сприяє підвищенню їх надійності та стабільності роботи.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Вивчення течії газу в каналах клапанів і регуляторів привернуло увагу багатьох дослідників. Аеродинамічна сила, яку іноді називають підйомною силою, що діє на затвори запірної і регулюючої арматури, активно досліджується із середини минулого століття. Однією з перших класичних робіт, присвячених цьому питанню, є дослідження D. Tsai і E. Cassidy [1], де були проведені експерименти з визначення аеродинамічної сили на клапанах регуляторів тиску. У цій роботі для трьох типів клапанів представлені залежності сили від відношення площ вхідного та вихідного каналів, відношення тисків на клапан, а також від напрямку течії потоку. Дослідження [2] містить емпіричні рівняння визначення аеродинамічної сили, які засновані на експериментальних даних, а у роботі [3] був запропонований експериментальний метод визначення цієї сили для специфічної конструкції клапана.

Сучасні досягнення в галузі комп'ютерних технологій значно розширили можливості застосування розрахункових та експериментальних методів для аналізу складних течій робочого середовища в каналах клапанів. Однак на сьогоднішній день немає універсальної методики для точного та надійного визначення аеродинамічної сили, що пов'язано з великою різноманітністю конструкцій агрегатів пневмоавтоматики. Конфігурації клапанів, канали і порожнини агрегатів значно варіюються, тому більшість досліджень присвячено конкретним конструкціям та їх геометрії тому розповсюдження отриманих результатів на інші конструкції не завжди можливе.

У деяких роботах при отриманні формул для розрахунку аеродинамічної сили дослідники спираються на відомі закони механіки, часто із застосуванням спрощень та допущень. Наприклад, у статті [4] при розробці нелінійної моделі електромагнітного клапана автори враховували вплив аеродинамічної сили за допомогою аналітичної формули, отриманої на основі закону збереження імпульсу, хоча експериментальної перевірки цього підходу в роботі не наведено.

У роботі [5] описана нелінійна модель розрахунку динамічних процесів у високоточному регуляторі тиску для рідинних ракетних двигунів. Тут для розрахунку аеродинамічної сили використано експериментальні залежності, які показали гарний збіг результатів моделювання з експериментом.

В останні роки активно використовуються методи CFD. Ці методи дозволяють за допомогою стандартних пакетів моделювати тиск та оцінювати сили, що діють на таріль клапана. У статті [6] наведено чисельні та експериментальні дослідження запобіжного клапана прямої дії. У результаті CFD моделювання було проведено дослідження течії всередині агрегату, а також за допомогою спеціальної установки були виміряні підйомні сили, які діють на клапан, при різних його положеннях. Автори підкреслюють, що підйомна сила клапана одна із ключових чинників, які впливають на його працездатність, а помилки у її визначенні можуть призвести до динамічної нестійкості системи.

Формулювання мети дослідження

Метою дослідження є вивчення силового впливу газового потоку на тарілчастий клапан регулятора тиску.

Виклад основного матеріалу

У статті наведено результати експериментів щодо визначення аеродинамічної сили, що діє на тарілчастий клапан газового регулятора тиску, виконаного за схемою зворотного ходу, зі зворотним зв'язком "до себе". Ця сила, що є основною складовою у загальному балансі сил, що діють на клапан, була однією з причин виникнення автоколивань в системі регулювання.

Конструкцію пристрою вимірювання аеродинамічної сили показано на рис. 1. На кришку 1 регулятора нагвинчено перехідник 2, в якому розміщена гільза 3. При обертанні накидної гайки 4 гільза переміщається в осьовому напрямі. Від поворотів навколо осі вона зафіксована штифтами. У гільзу на різьбі ввернуто датчик 5 для вимірювання сили. Необхідний зазор між клапаном 6 і сідлом в корпусі 7 встановлюється обертанням гайки 4. Сила, що діє на клапан з боку газового потоку, передається на чутливий елемент датчика через шток 8 і штовхач 9, що переміщається в втулці 10. Елементи регулятора, що не мають відношення до цілей описуваного експерименту, на малюнку не показані. При експериментах вимірювали діючу на клапан силу F , хід x клапана, відраховуючи його від закритого положення, тиск p_1 і температуру T_1 на вході, масову витрату \dot{m} повітря через регулятор. Силу F вимірювали датчиком тиску ДДИ-20 індуктивного типу, який був градуйований за зусиллям. В даному випадку не було необхідності в розвантаженні чутливого елемента датчика від магістрального тиску, оскільки, по-перше, він був малий за величиною і, по-друге, мало змінювався при зміні ходу клапана.

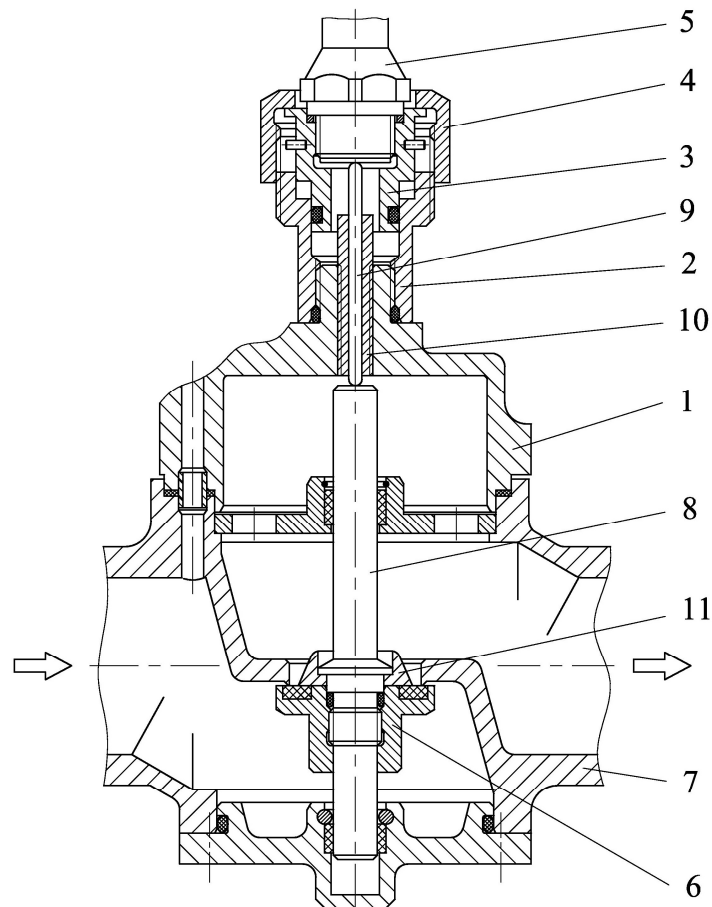


Рис. 1. Пристрій для вимірювання аеродинамічної сили

Експерименти проводили на повітряному стенді при двох значеннях абсолютного тиску на вході — 0,22 та 0,34 МПа — з двома типами клапанів: один з конічною насадкою 11, а другий — плоский, без насадки. Повітря з вихідного патрубка регулятора дренажувалося безпосередньо в атмосферу з тиском p_2 .

Вимірювана сила впливу потоку газу є сумою двох складових — статичної $F_1 = (p_1 - p_2)f_s$ від діючих на площу f_s сідла клапана вхідного p_1 та вихідного p_2 тисків та газодинамічної F_2 , що діє на клапан з боку виходу. Результируюча сила

$$F = F_1 - F_2. \quad (1)$$

Вочевидь, що при $x=0$ сила $F = (p_1 - p_2)f_s$.

Отриману залежність сумарної сили F від ходу клапана показано на рис. 2. Для клапана з конічною насадкою залежність виходить більш пологою, ніж для плоского. Це пояснюється як зменшенням витрати при тому самому положенні клапана, так і зміною форми проточної частини. Полога характеристика більш краща з точки зору стійкості, оскільки зменшення її крутості дозволяє забезпечити стійку роботу регулятора розглянутого типу при меншій жорсткості пружини, що притискає клапан до сідла.

Одночасно з проведенням експериментів було зроблено спробу розробити методику розрахунку аеродинамічної сили. Відповідно до закону збереження кількості руху динамічна складова сила з боку потоку на клапан $\vec{F}_2 = \dot{m}(\vec{u}_1 - \vec{u}_2)$, де \vec{u}_1 і \vec{u}_2 — вектори швидкостей потоку на вході та виході з проточної частини затвора (рис. 3).

Таким чином, завдання з розрахунку $F_2 = f(x)$ зводиться до встановлення залежностей \dot{m} , u_1 і u_2 від ходу клапана. Витратна характеристика $\dot{m} = f(x)$ знаходиться експериментально чи аналітично, якщо відома залежність коефіцієнта витрати μ від ходу. Швидкості u_1 та u_2 визначаються наступним чином. При надкритичному витіканні швидкість u_1 на вході дорівнюватиме критичній і її модуль можна розрахувати за параметрами газу на вході

$$u_1 = u_{cr} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_1}, \quad (2)$$

де R — газова стала; k — показник адиабати.

Швидкість u_2 на виході з проточної частини затвора обчислюється через критичну швидкість u_{cr} та відносну швидкість $\lambda_2 = u_2/u_{cr}$. Для визначення λ_2 на зрізі проточної частини спочатку потрібно визначити ступінь розширення $\theta = f_{cr}/f$, а потім, наприклад, за відомою газодинамічною формулою [7]

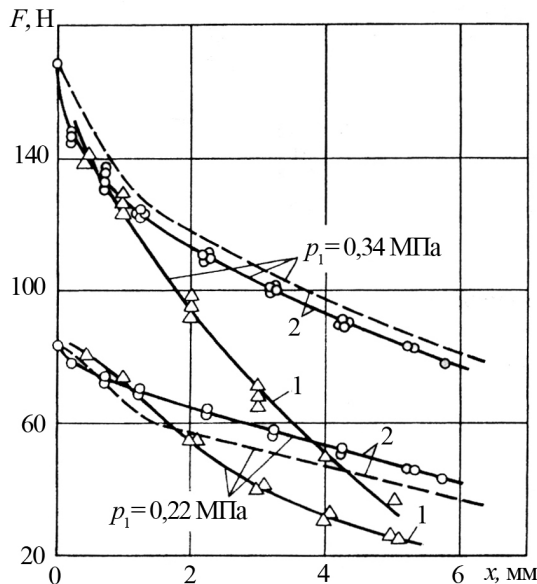


Рис. 2. Залежності аеродинамічної сили від ходу клапанів — плоского (1) та з насадкою (2): штрихові лінії — розрахунок; суцільні — експеримент

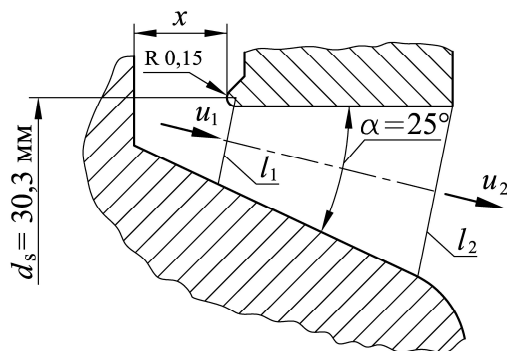


Рис. 3. Схема проточної частини затвора

$$\theta(\lambda) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}, \quad (3)$$

знайти чисельним способом вже саму λ_2 і швидкість u_2 .

Для остаточного вирішення задачі щодо обчислення газодинамічної складової сили необхідно встановити напрямки швидкостей u_1 і u_2 , залежність площі f_{cr} критичного перерізу і площі f_a зрізу від ходу x клапана. Критичним є перетин з мінімальною площею. При малих значеннях x маємо $f_{cr} = \pi \cdot d_s \cdot x$. Починаючи з деяких значень x , визначальною стає площа бічної поверхні усіченого конуса з твірною l_1 між внутрішньою кромкою сідла і конічною поверхнею насадки. Площа зрізу f_a дорівнює площі бокової поверхні усіченого конуса з твірною l_2 . Залежність f_{cr} та f_a від ходу визначається конкретною геометрією затвора і може бути знайдена аналітичним або графічним способом. Напрямок швидкості u_1 для випадку, коли $f_{cr} < \pi \cdot d_s \cdot x$, а швидкості u_2 для всіх випадків приймали співпадаючими з бісектрисою кута α розчину проточної частини. Шукану складову аеродинамічної сили визначали як

$$F_2 = \dot{m} \cdot u_2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \text{ при } f_{cr} = \pi \cdot d_s \cdot x; \quad (4)$$

$$F_2 = \dot{m} \cdot (u_2 - u_1) \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \text{ при } f_{cr} < \pi \cdot d_s \cdot x, \quad (5)$$

а сумарну силу F — за рівнянням (1).

Результати розрахунку наведено у вигляді графіків на рис. 2. Відмінність експериментальних і розрахункових значень сили для клапанів з конічною насадкою не перевищує 5 % при $p_1 = 0,34$ МПа та 14 % при $p_1 = 0,22$ МПа, що припустимо для практичних задач. Розрахунок для плоского клапана при формальному застосуванні рівнянь (4) і (5) дає занижені порівняно з експериментом значення на 25...30 %. Це пояснюється тим, що за наявності насадки ($\alpha = 25^\circ$) проточна частина затвора по градієнту площі прохідних перерізів близька до сопла Лавалю з малими кутами розкриття дифузора і використання вибраних рівнянь газової динаміки виправдано. При великих α перебіг газу супроводжується відривом потоку від стінок, що впливає на точність розрахунку.

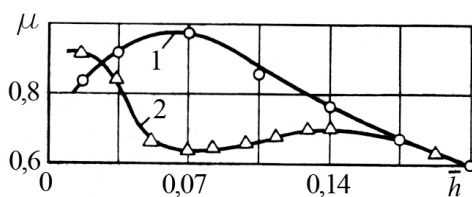


Рис. 4. Залежність коефіцієнта витрати μ від визначального розміру \bar{h} затвора для плоских клапанів (1) і з конічною насадкою (2)

трукції (рис. 4). Значення коефіцієнта витрати було визначено для критичного перепаду тисків за відомою формулою

$$\mu = \frac{\dot{m} \sqrt{RT_1}}{A \cdot f_{cr} \cdot p_1}, \quad (6)$$

де $A = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$ — газодинамічний комплекс.

Вище вказувалося, що для розрахунку витратної характеристики затворів необхідно знати залежність коефіцієнта витрати від ходу клапана. У літературі з пневмо- і гідроавтоматики є численні дані з цього питання і в більшості випадків ними можна скористатися стосовно конкретного варіанту конструкції.

Тим не менш, можуть виявитися корисними і отримані нами залежності $\mu = f(\bar{h})$ для дослідженої конструкції.

За критичний переріз приймали переріз проточної частини з мінімальною площею. При $f_{cr} = \pi \cdot d_s \cdot x$ за визначальний розмір h приймали зазор між торцем клапана і сідлом ($h = x$), а при $f_{cr} < \pi \cdot d_s \cdot x$ – довжину твірної l_1 між радіусною поверхнею сідла і конічною поверхнею насадки ($h = l_1$).

На рис. 4 по осі абсцис відкладені безрозмірні значення розміру $\bar{h} = h/d_s$. На початковому і кінцевому ділянках діапазону \bar{h} значення для обох типів клапанів збігаються, але при $\bar{h} = 0,05 \dots 0,1$ відмінність досягає 60 %. Це пояснюється великими втратами напору на вході в критичний переріз для клапана з насадкою, тоді як відповідно до рівняння (6) всі втрати віднесені до критичного перерізу.

Висновки

Застосування описаної методики вимірювання аеродинамічної сили не вимагає складного обладнання, а мінімальні вимоги до пневматичного стенду значно розширюють можливості її використання.

Запропонований аналітичний підхід до розрахунку аеродинамічної сили показує прийнятну відповідність експериментальним даним для клапанів із конічною насадкою.

Методику аналітичного розрахунку аеродинамічної сили разом із отриманими експериментальними залежностями $\mu = f(\bar{h})$ можна рекомендувати для визначення характеристик затворів пневматичної арматури.

Список використаної літератури

1. Tsai D.H., Cassidy E.C. Dynamic Behavior of a Simple Pneumatic Pressure Reducer // Journal of Basic Engineering, 1961. Vol. 83, no. 2. P. 253–264. DOI: 10.1115/1.3658938.
2. Andersen B.W. Analysis and Design of Pneumatic Systems. [S. l.]: Wiley & Sons, Incorporated, John, 1967. 302 p.
3. Dustin M.O. Analog computer study of design parameter effects on the stability of a direct-acting gas pressure regulator. Washington : National Aeronautics and Space Administration, 1971. 43 p.
4. Yu, Q., Wang, Q., Zhang, K., Zheng, W. Simulation research on dynamic performance of the new type high-pressure solenoid valve // Mechanical Engineering Science, 2020. Vol. 2, no. 2. P. 43 – 48. DOI: 10.33142/mes.v2i2.3165.
5. Manimaran A., Somashekhar S. Mathematical modeling of a pneumatic pressure regulator for aerospace application // Advances in Materials and Processing Technologies, 2017. Vol. 4, no. 1. – P. 39–60. DOI: 10.1080/2374068X.2017.1367988.
6. Zong C.Y., Zheng F.J., Song X.G. Understanding Lift Force Discontinuity of Pressure Safety Valve // ASME 2019 Pressure Vessels & Piping Conference, San Antonio, Texas, USA, 14–19 July 2019. P. 53–64. DOI: 10.1115/pvp2019-93781.
7. Zucker R.D., Biblarz O. Fundamentals of Gas Dynamics. [S. l.]: Wiley & Sons, Incorporated, John, 2019. 560 p.

GAS FLOW IMPACT ON THE PRESSURE REGULATOR FLAPPER VALVE

Abstract

When designing pneumatic automation units, such as gas pressure regulators and safety valves in particular, it is an important step to carry out preliminary calculations of the balance of forces acting on the elements of the moving system. The main forces involved in this process are the forces from the static pressure of the medium, spring forces and friction forces in the movable joints. One of the pressure forces is the aerodynamic force resulting from the gas flow through the valve. Its magnitude and direction depend on a number of parameters, including the geometry of the unit, which directly affects the flow of gas around the valve.

The physical picture of gas flow through a valve is complicated by the fact that its channels have a complex shape, which makes it difficult to describe the process analytically. The complexity of aerodynamic force calculation often exceeds the capabilities of standard analytical methods. This is due to the non-linear dependence of the aerodynamic force on many variables such as valve configuration, valve position, flow velocity and pressure drop. In turn, the accuracy of the calculations has a significant impact on the performance and stability of the system as a whole. Errors made during the design phase can lead to unstable operation of the regulator, negatively affecting its performance.

The article presents the results of experimental research aimed at studying the effect of gas flow on the valve. During the experiments, the dependence of the force acting on the disc valve on its displacement, as well as on the value of inlet pressure was obtained. Additionally, the flow capacity characteristics of the valve were studied, namely, the dependence of the flow coefficient on the valve stroke. A calculation methodology is also presented, which allows to determine with acceptable accuracy for design calculations the value of aerodynamic force for a particular valve configuration.

The application of the described method of aerodynamic force measurement does not require complex equipment, and the minimum requirements to the test bench significantly expand the possibilities of its use.

The results obtained can be used to optimize the design of both existing and new types of valves and gas pressure regulators.

References

- [1] Tsai, D.H., & Cassidy, E.C. (1961). Dynamic behavior of a simple pneumatic pressure reducer. *Journal of Basic Engineering*, 83(2), 253–264. <https://doi.org/10.1115/1.3658938>
- [2] Andersen, B.W. (1967). *Analysis and design of pneumatic systems*. Wiley & Sons, Incorporated, John.
- [3] Dustin, M.O. (1971). *Analog computer study of design parameter effects on the stability of a direct-acting gas pressure regulator*. Washington: National Aeronautics and Space Administration; for sale by the Clearinghouse for Federal Scientific and Technical Information, Springfield, Va.
- [4] Yu, Q., Wang, Q., Zhang, K., & Zheng, W. (2020). Simulation research on dynamic performance of the new type high-pressure solenoid valve. *Mechanical Engineering Science*, 2(2), 43–48. <https://doi.org/10.33142/mes.v2i2.3165>
- [5] Manimaran, A., & Hiremath, S.S. (2017). Mathematical modeling of a pneumatic pressure regulator for aerospace application. *Advances in Materials and Processing Technologies*, 4(1), 39–60. <https://doi.org/10.1080/2374068X.2017.1367988>
- [6] Zong, C.Y., Zheng, F.J., & Song, X.G. (2019). Understanding lift force discontinuity of pressure safety valve. *ASME 2019 Pressure Vessels & Piping Conference, San Antonio, Texas, USA, 14–19 July 2019*, 53–64. <https://doi.org/10.1115/pvp2019-93781>
- [7] Zucker, R.D., & Biblarz, O. (2019). *Fundamentals of gas dynamics*. Wiley & Sons, Incorporated, John.

Надійшла до редколегії 01.11.2024