

A. С. РОГОВИЙ, А. С. АЗАРОВ, Р. М. ДЕМЧУК

УДОСКОНАЛЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОЧОГО КОЛЕСА ВИСОКОНАПІРНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ПРОЕКТУВАННЯМ ЗА ДОПОМОГОЮ САПР

Високонапірні компресори є одними з найрозповсюдженіших пневматичних машин у промисловості та транспорті. Класичні методи проектування таких машин ґрунтуються на методиках моделювання течії у двовимірній та одновимірній постановці. Означені методи проектування приводять до створення достатньо досконалих конструкцій, але їх характеристики ще можуть бути покращені. Для моделювання течії у високонапірному компресорі, актуальним стає дослідження можливостей оптимізації конструкції за використання системи автоматизованого проектування Ansys Vista, що може дозволити значно підвищити ефективність компресора. Метою роботи є удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР. Дослідження проведено на основі проектування проточної частини робочого колеса високонапірного відцентрового компресора за допомогою системи автоматизованого проектування Ansys VistaCCD на основі параметрів роботи компресора, що серійно випускається. Отримано, що розташування максимумів ефективності спроектованого та серійного робочих коліс компресора приблизно співпадає, при цьому політропний ККД спроектованого робочого колеса на 6 % більший. При цьому знижується співвідношення повних тисків на 18 %. З іншої сторони, зона високої ефективності роботи колеса значно розширена для спроектованого колеса. Цей діапазон збільшився більше ніж в три рази. При цьому в зоні оптимального ККД витрачена потужність для спроектованого колеса зменшується на 20 % до 240 кВт. Спроектоване колесо має більш досконалий розподіл тиску для спліттера за приблизно однакових характеристик для основних лопатей робочих коліс. Аналізуючи вектори швидкості та розподіли можна прийти висновку, що у серійного компресора наявні дві відривні зони: у місті згинання лопаті та на виході, на відміну від спроектованого.

Ключові слова: відцентровий компресор, автоматизоване проектування, робоче колесо, математичне моделювання, числовий розрахунок.

A. ROGOVYI, A. AZAROV, R. DEMCHUK

IMPROVING CHARACTERISTICS OF THE IMPELLER OF A HIGH-PRESSURE CENTRIFUGAL COMPRESSOR BY DESIGNING WITH THE HELP OF CAD

High-pressure compressors are among the most common pneumatic machines in industry and transport. Classical methods of designing such machines are based on flow modeling methods in two-dimensional and one-dimensional settings. The specified design methods lead to the creation of sufficiently perfect constructions, but their characteristics can still be improved. To simulate the flow in a high-pressure compressor, it becomes relevant to study the possibilities of optimizing the design using the Ansys Vista CAD system, which can significantly increase the efficiency of the compressor. The goal of the work is to improve the characteristics of the high-pressure centrifugal compressor impeller by designing with the help of CAD. The study was carried out on the basis of the design of the flow part of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor using the Ansys VistaCCD automated design system based on the operation parameters of a mass-produced compressor. It was found that the efficiency maxima location of the designed and serial compressor impellers are approximately the same, while the polytropic efficiency of the designed impeller is 6 % more. At the same time, the ratio of total pressures decreases by 18 %. On the other hand, the high-efficiency zone of the impeller is significantly expanded for the designed impeller. This range has increased more than three times. At the same time, in the zone of optimal efficiency, the power consumed for the designed impeller decreases by 20 % to 240 kW. The designed impeller has a more perfect distribution of pressures for the splitter with approximately the same characteristics for the main blades of the impellers. Analyzing the velocity vectors and distributions, it can be derived that the serial compressor has two separation zones: in the blade bending region and at the outlet, unlike the designed one.

Keywords: centrifugal compressor, computer-aid design, impeller, mathematical modelling, numerical solution.

Вступ. Високонапірні компресори є одними з найрозповсюдженіших пневматичних машин у промисловості та транспорті. Класичні методи проектування таких машин ґрунтуються на методиках моделювання течії у двовимірній та одновимірній постановці [1]. Означені методи проектування приводять до створення достатньо досконалих конструкцій, але їх характеристики ще можуть бути покращені. Загалом, існує два підходи до покращення характеристик: зміна профілю лопаті з наступним фізичним чи числовим моделюванням або використання методів систем автоматизованого проектування [2]. Автоматизоване проектування дозволяє значно зменшити час проектування та удосконалити конструкції з метою збільшення загального ККД компресора [3, 4]. Тому, актуальною стає задача пошуку досконалих конструкцій робочого колеса високонапірного компресора за допомогою сучасного програмного забезпечення автоматизованого проектування, що може значно покращити основні характеристики пневматичної

машини.

Аналіз останніх досліджень. На сьогодні існує велика кількість різноманітних програмних продуктів автоматизованого проектування компресорів: AxStream [5], Ansys Vista [6] та ін. Але, їх використання не гарантує отримання оптимальних характеристик робочого колеса в автоматичному режимі [7]. Тому, після проектування, необхідна експериментальна перевірка характеристик або числова на основі сумісного вирішення рівнянь Рейнольдса з моделлю турбулентності [8, 9]. Числове моделювання дозволяє значно скоротити процес досліджень та знайти найкращі варіанти конструкцій за найменший час [10], але це потребує попередньої верифікації та валідації програмного продукту для вирішення завдання [11]. Так, в роботах [12, 13] проведено порівняння результатів розрахунку за програмним комплексом Ansys Vista, Ansys CFX з експериментальними даними та зроблено висновок про можливе коректне використання зазначених програмних комплексів для отримання адекватних

результатів оптимізації компресорів. В роботі [14] проведено дослідження висконапірного компресора, що випускається серійно, але не проведено порівняння з експериментальними даними. В роботі [15] проведено порівняння результатів розрахунку течії у висконапірному компресорі з результатами експерименту та зазначено, що підтверджено адекватність використаної математичної моделі зі зміщенням витратної характеристики. Політропний ККД дослідженого компресора дорівнював 80 %, та зазначені шляхи подальшого підвищення ефективності. Таким чином, за підтвердженої верифікації програмного комплексу Ansys CFX для моделювання течії у висконапірному компресорі, актуальним стає дослідження можливостей оптимізації конструкції за використання системи автоматизованого проектування Ansys Vista, що може дозволити значно підвищити ефективність компресора.

Мета. Метою роботи є удосконалення характеристик робочого колеса висконапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР.

Результати досліджень. Дослідження проведено на основі проектування проточної частини робочого колеса висконапірного відцентрового компресора за допомогою системи автоматизованого проектування Ansys VistaCCD (рис. 1) у робочому середовищі Ansys Workbench [16] на основі параметрів роботи компресора, що серійно випускається та досліджувався в роботах [14, 15]. Використано студентську ліцензію Ansys, що обмежує сіткове розбиття 500 тис. елементів.

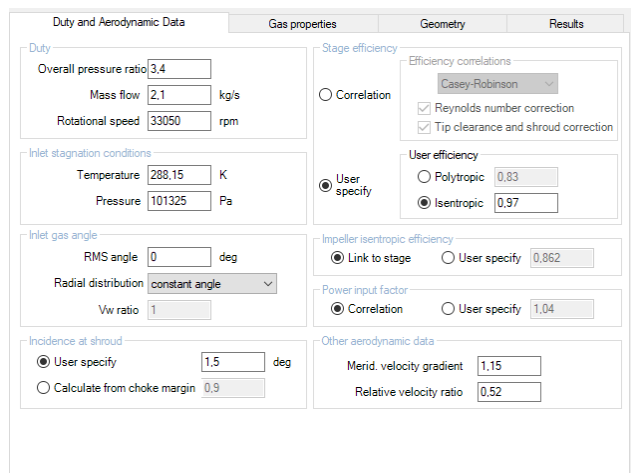


Рис. 1. Розрахункові параметри проектування проточної частини компресора в Ansys VistaCCD

Основні розрахункові параметри: масова витрата газу $G = 2,1$ кг/с, співвідношення повних тисків $\pi^* = 3,4$, що відповідає характеристикам компресора, що серійно випускається.

Після отримання геометричних параметрів проточної частини компресора використовувався програмний модуль Ansys BladeGen для коригування лопаті та основних геометричних параметрів компресора, таким чином, щоб за усіма габаритними

розмірами створений компресор не відрізнявся від компресора серійного (рис. 2).

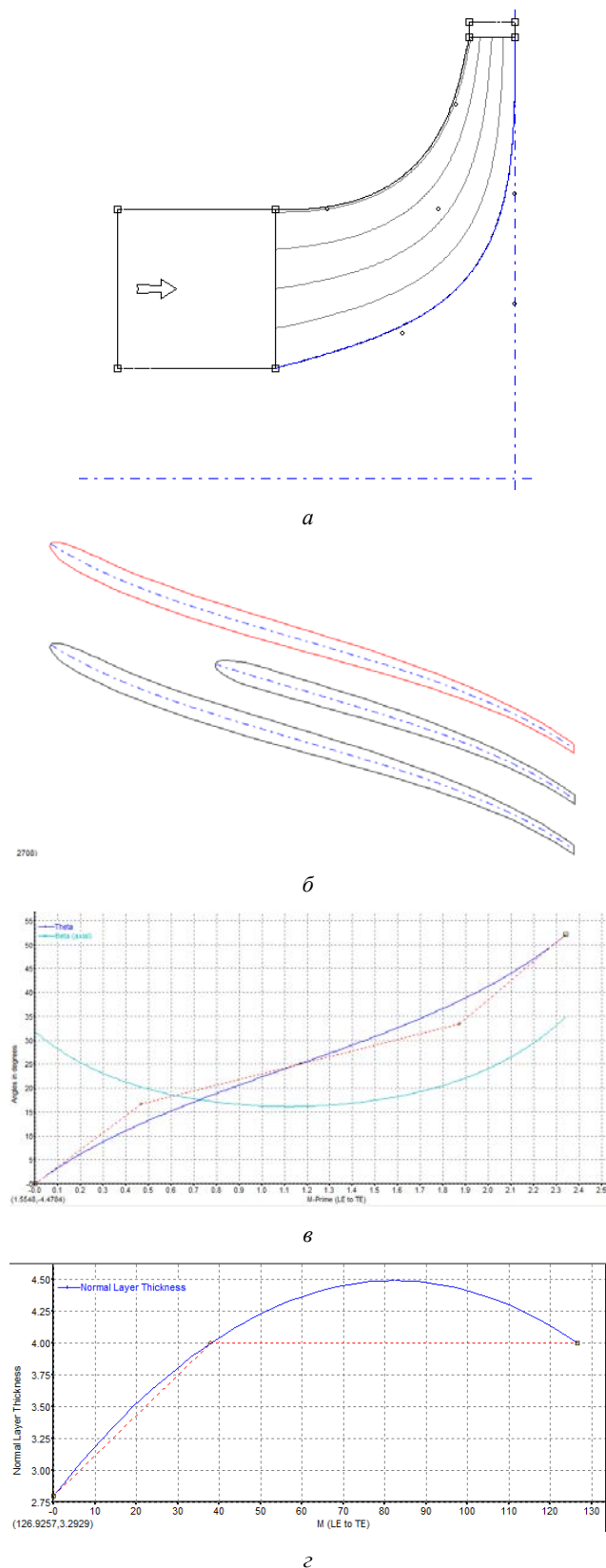


Рис. 2. Результати проектування проточної частини та лопатей компресора за допомогою програмного модуля Ansys BladeGen:

a – меридіональна проекція; *б* – лопаті; *в* – розподіл кутів нахилу за хордою лопаті

Зрозуміло, що результатом автоматизованого проектування є проточна частина компресора, яка вважається оптимальною програмою Ansys VistaCCD за обраними критеріями, але ця проточна частина не підходить для порівняння з серійним компресором. Тому, в цю спроектовану проточну частину внесено зміни товщини лопаті та габаритні розміри, що повинні відповідати серійному. Таким чином, новий спроектований компресор, може мати характеристики, які складно спрогнозувати без тривимірного розрахунку.

Тому, на наступному етапі проточна частина передана до програмного модулю Ansys TurboGrid для створення гексагональної сітки, що дозволило, за обмеження в кількості елементів щодо студентської ліцензії, отримати достатньо якісну сітку для якісного дослідження характеристик (рис. 3).

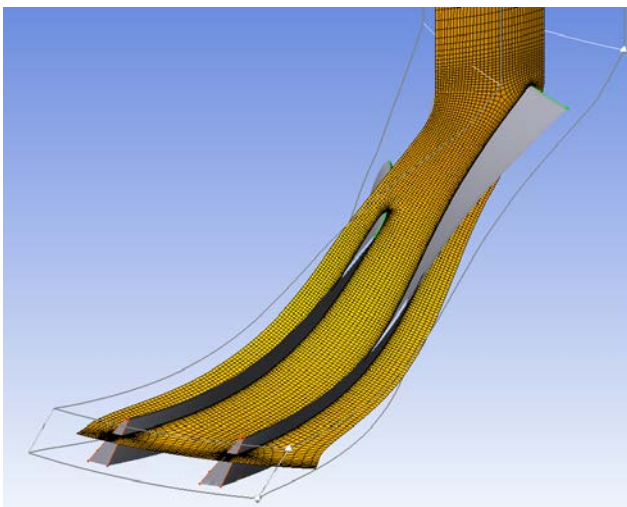


Рис. 3. Розріз сіткового розбиття, зробленого за допомогою програмного модуля Ansys TurboGrid

Сіткове розбиття, що було створено складалося з 500 тис. елементів для того, щоб відповідати ліцензійним умовам Ansys. Попередні сітки було зроблено для розрахунку за SST моделлю турбулентності, але, внаслідок обмеження за кількістю елементів і складності забезпечення параметра призматичного пристінного шару $y^+ < 5$ прийнято рішення створення сіткового розбиття з $y^+ = 5$, що достатньо для якісного використання моделі турбулентності $k-\varepsilon$ [18]. Під час розрахунку, для підтвердження незалежності вирішення задачі від сіткового розбиття перевірено результати розрахунку за використання трьох сіток: 100 тис., 300 тис. та 500 тис. елементів. Критеріями порівняння були політропний ККД компресора та масова витрата, що проходить через проточну частину. Різниця значень політропного ККД для сіток 100 тис. та 300 тис. склала 3,8 %, 300 тис. та 500 тис. – 0,2 %. Різниця значень масової витрати для сіток 100 тис. та 300 тис. склала 4,1 %, 300 тис. та 500 тис. – 0,9 %. Тому, доведено, що сіткове розбиття практично не впливає на інтегральні показники розрахунку й обране для отримання характеристик робочого колеса сіткове розбиття з кількістю 500 тис. елементів.

На рис. 4 наведено розрахункову модель робочого колеса відцентрового компресора за використання секторного підходу до моделювання [17], що дозволяє значно зменшити необхідну кількість елементів для розрахунку, але має погіршеність розрахунку залежності основних параметрів за кутом проточної частини.

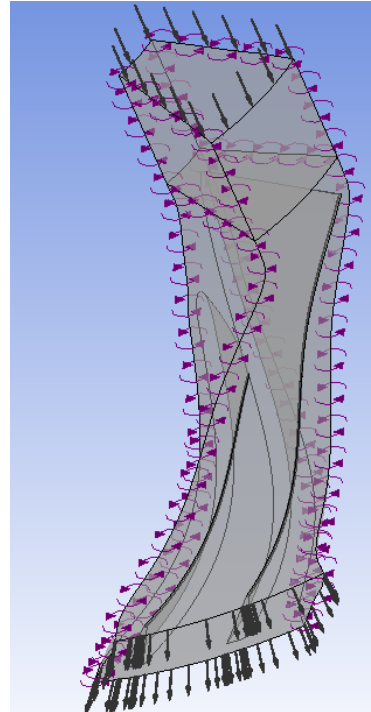


Рис. 4. Розрахункова схема сектору робочого колеса високонапірного відцентрового компресора

Математичне моделювання базується на сумісному вирішенні рівняння нерозривності, рівнянь Рейнольдса, $k-\varepsilon$ моделі турбулентності та рівняння збереження енергії [19]. Граничні умови: розрахунковий домен обертається навколо осі зі швидкістю 3460 c^{-1} ; на вході в розрахунковий домен задано загальний тиск величиною 1 атм в абсолютних одиницях та 288,15 K; на виході з розрахункового домену задано статичний тиск різного значення для визначення характеристики компресора (тиск змінювався в діапазоні 0–120 кПа). На усіх твердих поверхнях задано умову нульової швидкості. Розрахунок виконувався до зменшення нев'язань основних рівнянь до значень 10^{-5} та сталості витрати за ітераціями [20].

На рис. 5 та 6 наведено порівняння характеристик робочих коліс. Видно, що розташування максимумів ефективності приблизно співпадає і відповідає масовій витраті 2 кг/с, при цьому політропний ККД спроектованого за допомогою САПР систем робочого колеса на 6 % більший. При цьому знижується співвідношення повних тисків на 18 %. З іншої сторони, зона високої ефективності роботи колеса значно розширена для спроектованого колеса. Цей діапазон збільшився більше ніж в три рази. Навіть за дуже малих масових витрат ($0,1G_{opt}$) політропний ККД зменшується лише до значення

80 %. При цьому в зоні оптимального ККД витрачена потужність для спроектованого колеса зменшується на 20 % до 240 кВт. Для серійного робочого колеса середнє значення 300 кВт.

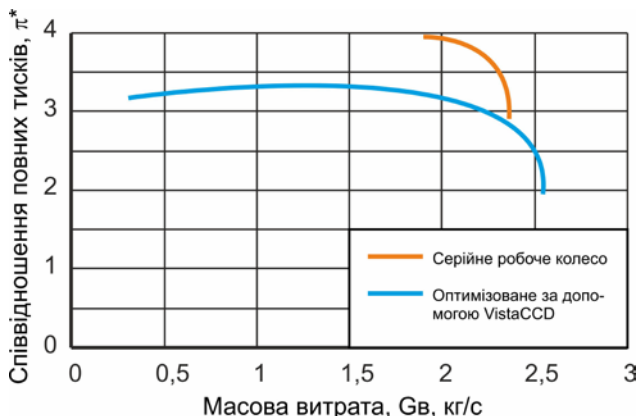


Рис. 5. Співвідношення повних тисків для робочого колеса компресора

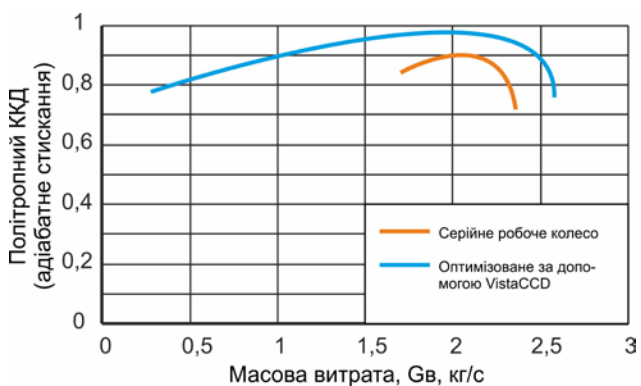


Рис. 6. Ефективність роботи робочого колеса компресора

Показники ефективності роботи робочого колеса компресора [3, 21]:

1. Співвідношення повних тисків

$$\pi^* = \frac{P_{out}^*}{P_{in}^*},$$

де P_{out}^*, P_{in}^* – повні тиски на виході та вході компресора.

2. Політропний ККД (адіабатне стиснення)

$$\eta^* = \frac{\ln(\pi^*)}{\ln(T_{out}^*/T_{in}^*)} \frac{k-1}{k},$$

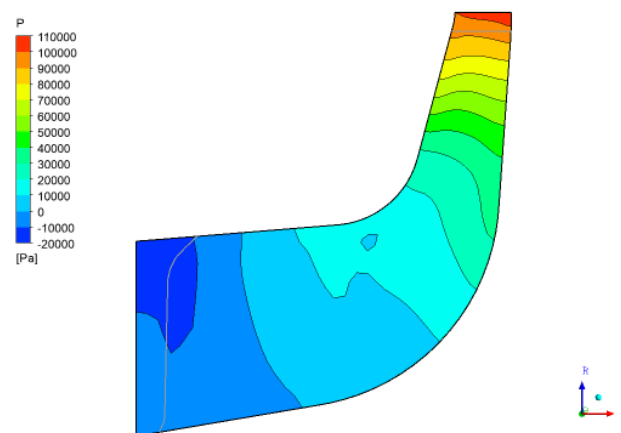
де T_{out}^*, T_{in}^* – повні температури газу на виході та вході компресора;

$k = 1,4$ – показник адіабати.

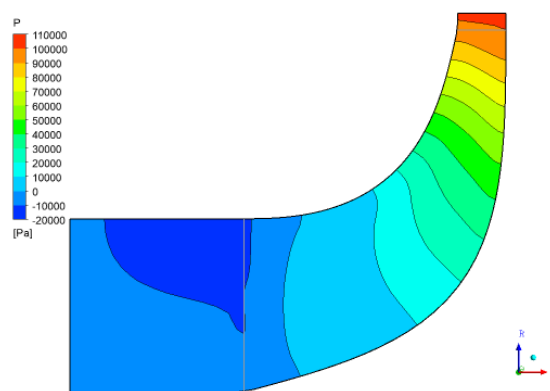
На рис. 7 наведено порівняння розподілів статичного тиску в меридіональній проекції робочого колеса. Для спроектованого робочого колеса відбувається більш рівномірна зміна тиску. Статичний тиск на виході обох коліс має однакові значення. Порівняння проведено для робочої точки з масовою витратою $G_{opt} = 2$ кг/с.

На рис. 8 та 9 наведено розподіли тиску вздовж

лопаті та спліттера робочого колеса компресорів. Спроектоване колесо має більш досконалий розподіл для спліттера за приблизно однакових характеристик для основних лопатей робочих коліс.



а



б

Рис. 7. Зміна статичного тиску в меридіональній проекції: а – серійне колесо; б – спроектоване колесо

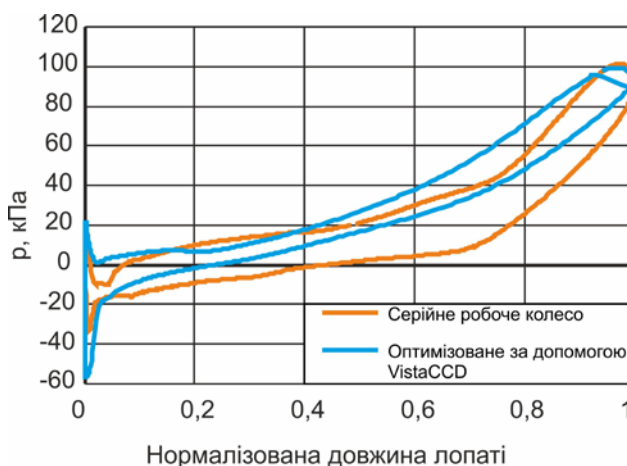


Рис. 8. Розподіл тисків вздовж лопаті колеса компресора

Аналізуючи вектори швидкості та розподіли (рис. 10) можна прийти висновку, що у серійного компресора наявні дві відривні зони: у місті згинання лопаті та на виході.

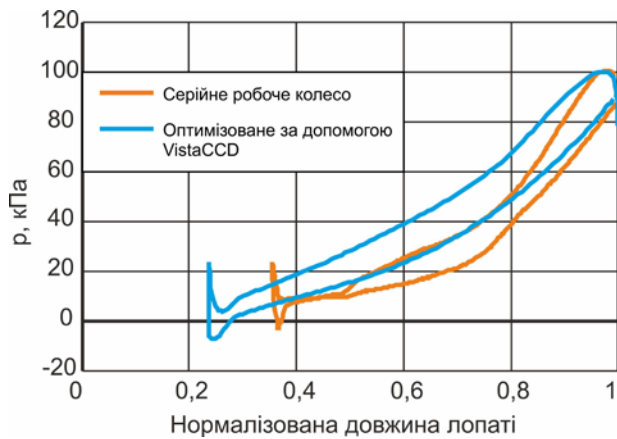


Рис. 9. Розподіл тисків вздовж лопаті спліттера

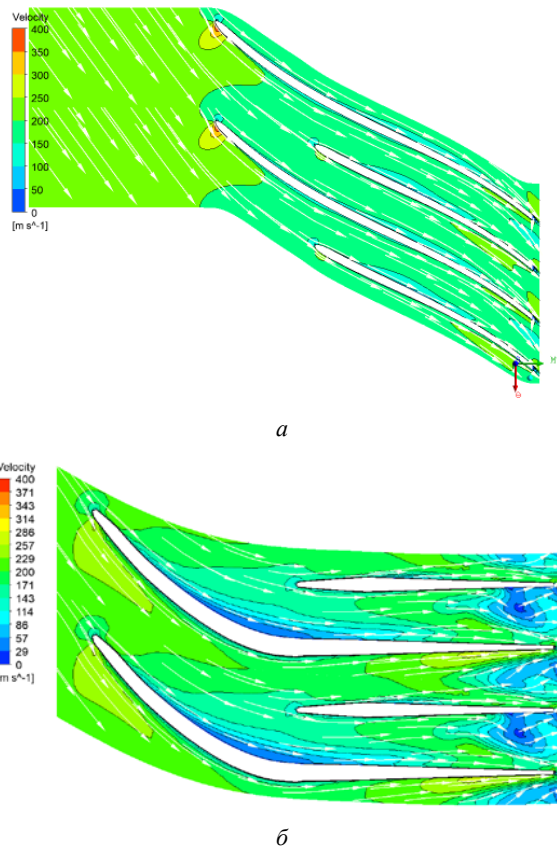


Рис. 10. Розподіл швидкостей та векторне поле швидкості вздовж турбоповерхні, що проходить посередені між втулкою та покривним тиском:
 а – спроектований компресор; б – серійний

Висновки. Удосконалено характеристики робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР.

Отримано, що розташування максимумів ефективності спроектованого та серійного робочих коліс компресора приблизно співпадає і відповідає масовій витраті 2 кг/с, при цьому політропний ККД спроектованого робочого колеса на 6 % більший. При цьому знижується співвідношення повних тисків на 18 %. З іншої сторони, зона високої ефективності роботи колеса значно розширена для спроектованого колеса. Цей діапазон збільшився більше ніж в три рази. Навіть за дуже малих масових витрат ($0,1G_{opt}$)

політропний ККД зменшується лише до значення 80 %. При цьому в зоні оптимального ККД витрачена потужність для спроектованого колеса зменшується на 20 % до 240 кВт.

Список літератури

1. Van den Braembussche R. *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons, 2019. 388 p.
2. Stewart M. *Surface Production Operations: Volume IV: Pumps and Compressors*. Gulf Professional, 2018. 918 p.
3. Galerkin Y. B., Voinov I. B., Drozdov A. A. Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine Turbo and ANSYS CFX programs. *10th International Conference on Compressors and their Systems. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 232 (11–13 September 2017, London, United Kingdom). IOP Publishing, 2017. P. 012044.
4. Ванєв С. М., Мірошниченко Д. В., Журба В. О., Знаменщиков Я. В., Бага В. М., Родимченко Т. С. Стенд для дослідження розширювальних турбомашин малої потужності та агрегатів на їх основі. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019. Vol. 55, no. 1. P. 15–21. doi: 10.15673/ret.v55i1.1348
5. Шевченко Н. Г., Івашенко В. Ю., Рублевський Є. Ю., Закора О. О. Проектування відцентрового насоса за допомогою програмного забезпечення AxSTREAM®. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.11
6. Jiang H., Dong S., Liu Z., He Y., Ai F. Performance prediction of the centrifugal compressor based on a limited number of sample data. *Mathematical Problems in Engineering*. 2019. P. 1–13.
7. Bourabia L., Khalfallah S., Cerdoun M., Chettibi T. An efficient methodology to generate optimal inputs for the preliminary design of centrifugal compressor impellers. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2020. Vol. 234, issue 4. P. 353–366.
8. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 294. P. 01009.
9. Сьомін Д. О., Роговий А. С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3 (1112). P. 130–136.
10. Rogovyi A., Korohodskiy V., Neskorozeniyi A., Hrechka I., Khovanskiy S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V: Proc. of the 5th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2022. Vol. 2: Mechanical and Chemical Engineering (7–10 June 2022, Poznan, Poland)*. Springer, 2022. P. 218–226.
11. Wan H., Patnaik S. S., Heltzel A. Study of centrifugal compressor off-design performance based on cfd simulations. *2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting (8–12 January 2018, Kissimmee, Florida)*. 2018. P. 0246.
12. Salviano L. O., Gasparin E. E., Mattos V. C. N., Barbizan B., Saltara F., Mello P. E. B., Dezan D. J., Yanagihara J. I. Sensitivity analysis and optimization of a CO₂ centrifugal compressor impeller with a vaneless diffuser. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2021. Vol. 64. P. 1607–1627.
13. He X., Zhu M., Xia K., Fabian K. S., Teng J., Vahdati M. Validation and verification of rans solvers for tuda-qlr-openstage transonic axial compressor. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2023. Vol. 7. P. 13–29.
14. Роговий А. С., Азаров А. С., Толстий П. В. Числове моделювання картин течії газу та характеристики відцентрового компресора. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 18–23.
15. Роговий А., Азаров А., Овчаров Є., Шудрик О., Толстий П. Картини течії газу у високонапірному відцентровому компресорі. Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Машинознавство та САПР. Харків: НТУ «ХПІ», 2023. № 1. С. 82–91.

16. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
17. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14, issue 2. P. 136–141.
18. Agarwal A., Mthembu L. CFD analysis of conical diffuser under swirl flow inlet conditions using turbulence models. *Materials Today: Proceedings*. 2020. Vol. 27. P. 1350–1355.
19. Jiao K., Sun H., Li X., Wu H., Krivitzky E., Schram T., Larosiliere L. M. Numerical investigation of the influence of variable diffuser vane angles on the performance of a centrifugal compressor. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2009. Vol. 223, issue 8. P. 1061–1070.
20. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 117. P. 122–144.
21. Du Y., Dou H. S., Lu F. Counter-propagating rotating stall of vaned diffuser in a centrifugal compressor near design condition. *Journal of Turbomachinery*. 2020. Vol. 142, issue 11. P. 111007.

References (transliterated)

1. Van den Braembussche R. *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons Publ., 2019. 388 p.
2. Stewart M. *Surface Production Operations: Volume IV: Pumps and Compressors*. Gulf Professional Publ., 2018. 918 p.
3. Galerkin Y. B., Voinov I. B., Drozdov A. A. Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine Turbo and ANSYS CFX programs. *10th International Conference on Compressors and their Systems. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 232 (11–13 September 2017, London, United Kingdom). IOP Publ., 2017, p. 012044.
4. Vanyeyev S. M., Miroshnychenko D. V., Zhurba V. O., Znamenshchikov Ya. V., Baha V. M., Rodymchenko T. S. Stend dlya doslidzhennya rozshyruval'nykh turbomashyn maloy potuzhnosti ta ahrehativ na yikh osnovi [Stand for investigation of low power expansion turbomachines and units on their basis]. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019, vol. 55, no. 1, pp. 15–21. doi: 10.15673/ret.v55i1.1348
5. Shevchenko N. H., Ivashchenko V. Yu., Rublevs'kyi Ye. Yu., Zakora O. O. Proektuvannya vidtsentrovoho nasosa za dopomohoyu prohramnoho zabezpechennya AxSTREAM® [Centrifugal pump design using AxSTREAM® software]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.11
6. Jiang H., Dong S., Liu Z., He Y., Ai F. Performance prediction of the centrifugal compressor based on a limited number of sample data. *Mathematical Problems in Engineering*. 2019, pp. 1–13.
7. Bourabia L., Khalfallah S., Cerdoun M., Chettibi T. An efficient methodology to generate optimal inputs for the preliminary design of centrifugal compressor impellers. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2020, vol. 234, issue 4, pp. 353–366.
8. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences*. 2019, vol. 294, p. 01009.
9. Syomin D. O., Rogovyi A. S. Vplyv umov vkhodu seredovyshcha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhrekamernykh nasosiv [The influence of the inlet conditions of the pumped medium on the energy characteristics of vortex chamber pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3 (1112), pp. 130–136.
10. Rogovyi A., Korohodskyi V., Neskorozhenyi A., Hrechka I., Khovanskyi S. Reduction of Granular Material Losses in a Vortex Chamber Supercharger Drainage Channel. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V: Proc. of the 5th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2022. Vol. 2: Mechanical and Chemical Engineering (7–10 June 2022, Poznan, Poland)*. Springer Publ., 2022, pp. 218–226.
11. Wan H., Patnaik S. S., Heltzel A. Study of centrifugal compressor off-design performance based on cfd simulations. *2018 AIAA Aerospace Sciences Meeting (8–12 January 2018, Kissimmee, Florida)*. 2018, pp. 0246.
12. Salviano L. O., Gasparin E. E., Mattos V. C. N., Barbizan B., Saltara F., Mello P. E. B., Dezan D. J., Yanagihara J. I. Sensitivity analysis and optimization of a CO₂ centrifugal compressor impeller with a vaneless diffuser. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2021, vol. 64, pp. 1607–1627.
13. He X., Zhu M., Xia K., Fabian K. S., Teng J., Vahdati M. Validation and verification of rans solvers for tuda-qlr-openstage transonic axial compressor. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2023, vol. 7, pp. 13–29.
14. Rogovyi A. S., Azarov A. S., Tolsty P. V. Chyslove modelyuvannya kartyn techiyi hazu ta kharakterystyky vidtsentrovoho kompresora. [Numerical modeling of gas flow patterns and characteristics of a centrifugal compressor]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2, pp. 18–23.
15. Rogovyi A., Azarov A., Ovcharov Ye., Shudryk O., Tolsty P. Kartyny techiyi hazu u vysokonapirnomu vidtsentrovomu kompresori [Gas flow patterns in a high-pressure centrifugal compressor]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Engineering and CAD]*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–91.
16. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
17. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, issue 2, pp. 136–141.
18. Agarwal A., Mthembu L. CFD analysis of conical diffuser under swirl flow inlet conditions using turbulence models. *Materials Today: Proceedings*. 2020, vol. 27, pp. 1350–1355.
19. Jiao K., Sun H., Li X., Wu H., Krivitzky E., Schram T., Larosiliere L. M. Numerical investigation of the influence of variable diffuser vane angles on the performance of a centrifugal compressor. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2009, vol. 223, issue 8, pp. 1061–1070.
20. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2017, vol. 117, pp. 122–144.
21. Du Y., Dou H. S., Lu F. Counter-propagating rotating stall of vaned diffuser in a centrifugal compressor near design condition. *Journal of Turbomachinery*. 2020, vol. 142, issue 11, pp. 111007.

Надійшло (received) 30.06.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: asrogovoy@ukr.net

Азаров Андрій Сергійович (Azarov Andrii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7119-715X>; e-mail: andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua

Демчук Роман Миколайович (Demchuk Roman) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: roman.demchuk@mit.khpi.edu.ua