

A. С. РОГОВИЙ, А. С. АЗАРОВ, П. В. ТОЛСТИЙ

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ КАРТИН ТЕЧІЇ ГАЗУ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Проектування компресорів на основі одно- та двовимірних розрахунків течії досягло границі розвитку досягненням максимальних ККД конструкцій. Подальший розвиток можливий шляхом виконання коштовних експериментів або за рахунок аналізу результатів розрахунку сучасних математичних моделей тривимірної течії на основі осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса. Для удосконалення характеристик відцентрового компресора та удосконалення проточної частини з подальшою зміною форми та розташування лопатей робочого колеса компресора, виконано розрахунки тривимірної течії. Розрахунки здійснено за використання програмного комплексу Ansys CFX зі студентською ліцензією. Проаналізовано вплив сіткового розбиття на інтегральні характеристики течії. Спостерігається якісний збіг характеристики компресора, а також картин течії газу, відривних зон з експериментальними даними. У дослідженні використано секторний підхід до моделювання. Порівняно розрахунки за різних використаних моделей турбулентності і отримано, що моделі на основі « $k-\epsilon$ » моделі дають практично ідентичний результат. У порівнянні з експериментальними даними компресора модель турбулентності Eddy Viscosity Transport Equation показала значну похибку у визначенні політропного ККД, це значення є заниженим більше ніж на 7%. Під час збільшення масової витрати в компресорі значно збільшується швидкість у лопатевому дифузори та відбувається відривання потоку від лопатей. На основі порівняння контурів чисел Маха, крім відривів потоку від лопатей дифузора, спостерігається відривання потоку від стінок спліттера та лопатей робочого колеса також, й при малих значеннях масової витрати. Подальшого дослідження потребує вплив секторного підходу на результати розрахунків та взаємне розташування сектора робочого колеса та сектора лопатевого дифузора, що стане темою подальших досліджень.

Ключові слова: відцентровий компресор, числовий розрахунок, математичне моделювання, характеристики, секторний підхід.

A. ROGOVYI, A. AZAROV, P. TOLSTYI

NUMERICAL SIMULATION OF GAS FLOW PATTERNS AND CHARACTERISTICS OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR

The design of compressors based on one- and two-dimensional flow calculations has reached the limit of development by achieving the maximum efficiency of devices. Further development is possible by conducting expensive experiments or by analyzing the results of the modern mathematical models of three-dimensional flow calculations based on the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. To improve the characteristics of the centrifugal compressor and improve the flow part with the subsequent change in the shape and location of the compressor impeller blades, three-dimensional flow calculations were performed. Calculations were made using the Ansys CFX software with a student license. The effect of mesh on the integral flow characteristics is analyzed. There is a qualitative coincidence of the compressor performances, as well as gas flow patterns, and separation zones with experimental data. The research uses a sectoral approach to modeling. Calculations based on different turbulence models were compared and it was found that the models based on the " $k-\epsilon$ " model give practically identical results. Compared with the experimental data of the compressor, the Eddy Viscosity Transport Equation turbulence model showed a significant error in determining the total-to-total polytropic efficiency, this value is underestimated by more than 7%. Due to an increase in the mass flow rate in the compressor, the velocity in the blade diffuser increases significantly and the flow separates from the blades. Based on the comparison of Mach number contours, in addition to flow separation from the diffuser blades, flow separation from the splitter walls and impeller blades are also observed, even at low mass flow rates. The influence of the sector approach on the calculation results and the mutual location of the impeller sector and the blade diffuser sector require further research, which will be the subject of further research.

Keywords: centrifugal compressor, numerical simulation, mathematical modeling, performances, sector approach.

Вступ. Розвиток гідравлічних і пневматичних машин обумовлено широким використанням сучасних методів експериментальних досліджень та аналітичного розрахунку течії [1]. Однією з найскладніших задач є дослідження лопатевих пневматичних машин внаслідок високої швидкості обертання ротора з лопатями та складності вимірів основних компонентів кінематичних параметрів у міжлопатевих каналах [2]. В такому випадку широке розповсюдження отримує тривимірне числове моделювання течії у динамічній пневмомашині на основі числового вирішення системи тривимірних рівнянь Нав'є-Стокса, що осереднюються за Рейнольдсом [3]. Під час такого осереднення виникає необхідність визначити зв'язок між напругами Рейнольдса та іншими параметрами течії на основі використанням тієї або іншої моделі турбулентності [4]. Осереднення параметрів та моделей турбулентності дозволяє значно зменшити час розрахунку, але це може вносити значну помилку в результати. Тому важливим етапом дослідження

течії є верифікації математичної моделі для розрахунку [5].

Аналіз останніх досліджень. Відцентрові компресори призначені для збільшення тиску робочого тіла за рахунок взаємодії з рухомих та нерухомих лопатевим апаратом [6]. Вони отримали широке розповсюдження у багатьох галузях промисловості як-от: газотурбінні двигуни, силові установки, а також різні газоперекачуючі системи, системи вентиляції, нагнітачі газу та повітря [7]. На сьогоднішній день, ККД відцентрових компресорів досягає більше 85%, але завжди є актуальною задача підвищення ККД компресора за рахунок підвищення його газодинамічної ефективності [8]. Складність процесів, що відбуваються у компресорі потребують чіткого розуміння «фізики процесу» та визначення наявності й розташування можливих вихорів у проточній частині, що дозволяє запобігти виникненню відривів течії газу від поверхонь проточної частини та лопатей.

Найбільш розповсюдженим методом

© А. С. Роговий, А. С. Азаров, П. В. Толстий, 2022

дослідження завжди вважався експериментальний метод [9], але в останні роки, числове моделювання стає основним інструментом дослідника, що дозволяє визначити картини течії газу та усі інтегральні параметри роботи компресора із достатньою точністю [10, 11].

Покращення енергетичних показників роботи компресора є складною та актуальною задачею, вирішення якої потребує зміни геометрії лопатей та оптимізації кількох параметрів лопаті [12, 13]. Вирішення такої задачі потребує якісного аналітичного аналізу течії та визначення відривних зон та вихорів, що можуть виникати в течії у міжлопатевому просторі, що можливо зробити за використання потужних засобів комерційних пакетів числових розрахунків, наприклад, Ansys CFX [14]. Безумовно, подібний комерційний пакет розрахунку валідовано для проведення розрахунку відцентрового компресора, але є потреба у «тонкому» налаштуванні параметрів розрахунку для досягнення найточніших результатів для подальшої оптимізації геометрії проточної частини та лопатей, тобто у верифікації розрахунку [15].

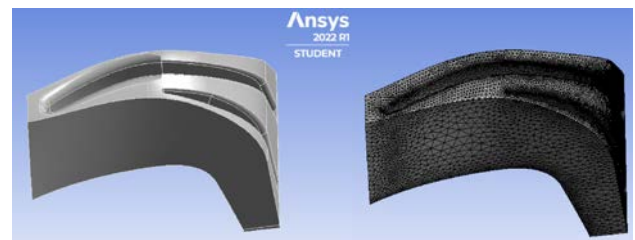
Мета. Метою роботи є визначення оптимальних щодо точності розрахунку параметрів математичного моделювання течії газу у відцентровому компресорі та отримання картин течії й характеристики відцентрового компресора.

Результати досліджень. Основні шляхи використання відцентрових компресорів – це газоперекачуючі станції та підвищення потужності двигуна під час наддуву. За принципом дії відцентрові компресори відносяться до динамічних газових машин. Приріст кінетичної та потенціальної енергій газового середовища, що перекачується, відбувається внаслідок взаємодії потоку середовища з лопатями робочого колеса. Після робочого колеса газ потрапляє у відвідний пристрій, в якому відбувається трансформація кінетичної енергії газу в енергію тиску. Приріст енергії газового потоку в проточній частині компресора обумовлює стискання газу під час безперервної зміни термодинамічних параметрів стану: тиск, об'єм та температура.

Для отримання характеристик компресора та картин течії газу проведено тривимірне моделювання на основі вирішення рівнянь Нав'є-Стокса осереднених за Рейнольдсом із використанням $k-\varepsilon$ моделі турбулентності [16], SST моделі турбулентності [11], RNG $k-\varepsilon$ моделі та Eddy Viscosity Transport Equation моделі для порівняння [17], у програмному комплексі Ansys CFX. Студентська ліцензія Ansys CFX дозволяє використовувати сіткові розбиття до 500000 елементів. Тому розрахункову область було розділено на два домени: ротор та лопатевий дифузор. Тому що ротор або робоче колесо компресора складається з 14 лопатей, то використано секторний підхід до моделювання [18], проточну частину робочого колеса розділено на 14 частин. Сектор має розмір у $(360^\circ/14) = 25,7^\circ$, що дозволяє значно скоротити об'єм розрахункової області за рахунок осереднення течії за

кутом. Такий самий підхід реалізовано і для лопатевого дифузору. Тому що лопатевий дифузор є осесиметричним та складається з 18 лопатей, то сектор має розмір $(360^\circ/18) = 20^\circ$. Використання секторного підходу повинне відбуватися за випадків коли співвідношення градусної міри секторів доменів якомога ближче до значення 1 [14], в інших випадках можливе збільшення помилки моделювання.

На рис. 1 представлено тривимірну модель сектора проточної частини робочого колеса та його сіткову модель. Сіткова модель складається з тетрагональних та призматичних елементів біля твердих поверхонь. Сіткова модель сектора робочого колеса складалася з 410 тис. елементів.

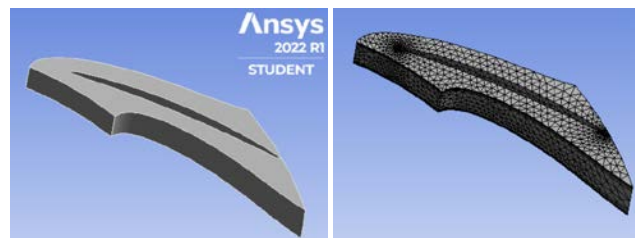


а – тривимірна; б – сіткова

Рис. 1. Моделі сектора робочого колеса відцентрового компресора:

а – тривимірна; б – сіткова

На рис. 2 представлено тривимірну модель сектора проточної частини лопатевого дифузора та його сіткову модель. Сіткова модель складається з тетрагональних та призматичних елементів біля твердих поверхонь. Сіткова модель сектора лопатевого дифузора складалася з 90 тис. елементів.



а – тривимірна; б – сіткова

Рис. 2. Моделі сектора лопатевого дифузора відцентрового компресора:

а – тривимірна; б – сіткова

Загальна розрахункова область представлена на рис. 3 й складається з сектора робочого колеса, що обертається та статичного сектора лопатевого дифузора.

Розрахунок здійснювався ітераційним шляхом до того моменту доки усі нев'язання рівнянь не досягали значення 10^{-5} . Крім того, збіжність процесу вирішення задачі контролювалося досягненням сталості витрат на вході та виході з компресора, а також ККД. Процес моделювання закінчувався після одночасного виконання усіх умов: досягнення нев'язань заявлених значень, та сталість витрат та ККД. Під сталістю розумілося те, що витрати та ККД змінювалися не більше ніж на 1 % за 100 ітерацій.

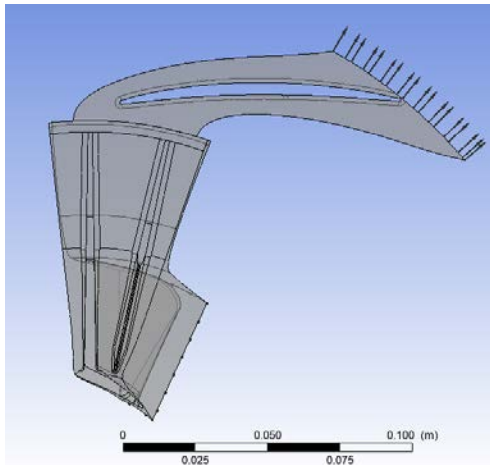


Рис. 3. Розрахункова область відцентрового компресора

Розрахунок вироблявся із моделлю серійного відцентрового компресора з діаметром робочого колеса 240 мм у стаціонарній постановці. На вході в робоче колесо, в якості граничної умови, задавався статичний тиск величиною -13500 Па та температура 300 К. Для реалізації секторного підходу на межах секторів задавалася умова Periodicity. На виході з лопатевого дифузора задавалася масова витрата газу. Між доменом, що обертається та статичним доменом дифузора задавалася умова на інтерфейсі Frozen Rotor [14]. При поєднанні поверхонь ротора та дифузора способом Frozen Rotor потік проходить поверхню сполучення без осереднення в окружному напрямі. Частота обертання робочого колеса – 24200 хв⁻¹. Для аналізу чутливості отриманих результатів від кількості елементів сіткового розбиття проведено порівняння результатів розрахунку інтегральних параметрів (тиск на виході з дифузора та масова витрата на вході в компресор) за використання трьох сіток з числом елементів: 100 тис., 300 тис. та 500 тис. Отримано, що результати визначення інтегральних параметрів для сіток в 300 тис. та 500 тис. елементів відрізняються не більше ніж на 2,3 %, що дозволяє використовувати сітку в 500 тис. елементів у подальших розрахунках та дослідженнях й вважати, що результати не залежать від якості сіткового розбиття.

Для розрахунку характеристики компресора використано формули [19]:

1. Співвідношення повних тисків

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

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

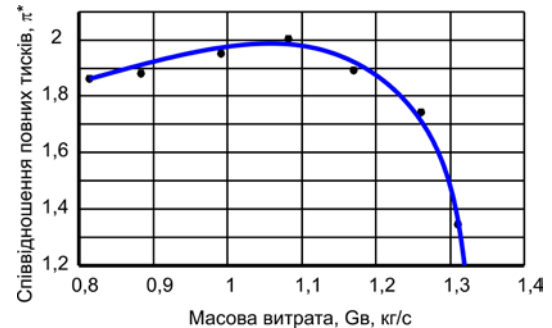
2. Політропний ККД (адіабатне стиснення)

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

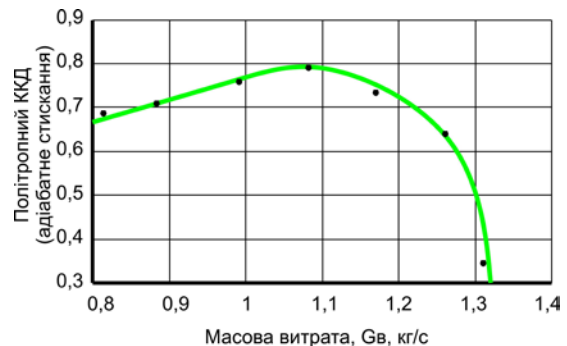
де T_{out}^* , T_{in}^* – повні температури газу на виході та вході компресора відповідно; $k = 1,4$ – показник адіабати

сухого повітря.

На рис. 4 представлено характеристики відцентрового компресора. Характеристики візуально подібні до загальних характеристик відцентрових компресорів. Максимальний політропний ККД дорівнює 80 %, що вказує на те, що це значення не є досконалим й може бути покращено.



а



б

Рис. 4. Розрахункові характеристик відцентрового компресора:

а – співвідношення повних тисків; б – політропний ККД

На рис. 5 наведено лінії струму газу в компресорі в залежності від масової витрати. Обрано три точки характеристики, що є найбільш показовими: 1) $G_B = 0,8$ кг/с; 2) $G_B = 1,08$ кг/с; 3) $G_B = 1,3$ кг/с. Спостерігаючи за лініями струму, можна сказати, що під час збільшення масової витрати в компресорі значно збільшується швидкість у лопатевому дифузорі та відбувається відривання потоку від лопатей. Це краще це продемонстровано на рис.6, на якому представлені контури чисел Маха вздовж поверхні, що проходить посередині лопатей робочого колеса та лопатей дифузора.

Відривання потоку газу від лопатей знижує ККД та погіршує характеристики компресора. Зміна профілю лопаті може привести до удосконалення проточної частини компресора та покращення показників ефективності. Збільшення значень чисел Маха до значень, що перевищують 1 приводять до зворотного ефекту щодо використання дифузора й у ньому відбувається збільшення швидкості зі зменшенням тиску. Для подальшого аналізу характеристик даного компресора доцільно провести дослідження картин течії під час обертання робочого колеса з більшою швидкістю обертання, що може змінити картини відривів течії від лопатей.

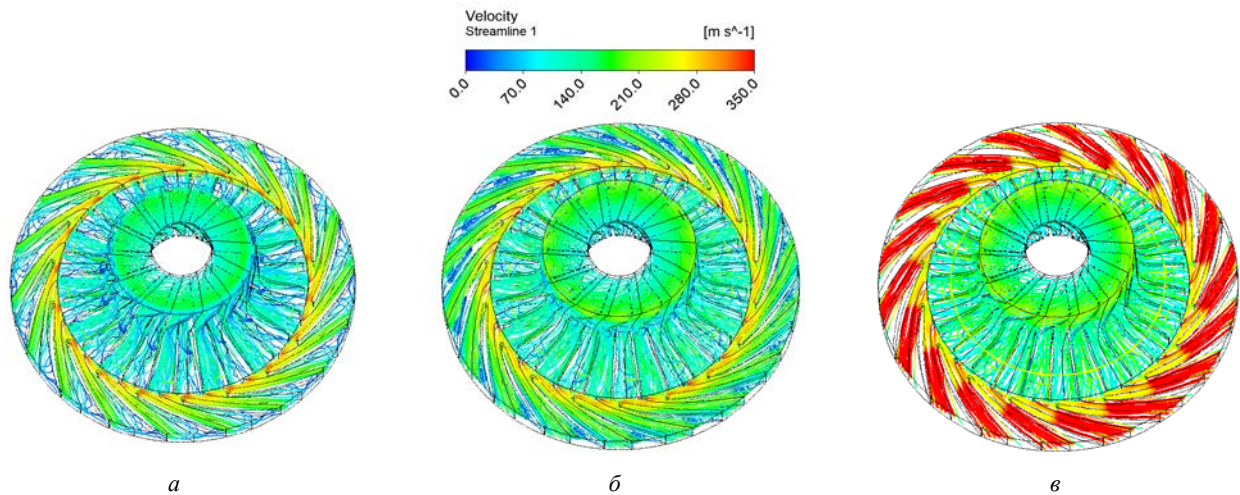


Рис. 5. Лінії струму газу в залежності від масової витрати в компресорі:
 $a - G_B = 0,8 \text{ кг/с}$; $b - G_B = 1,08 \text{ кг/с}$; $v - G_B = 1,3 \text{ кг/с}$

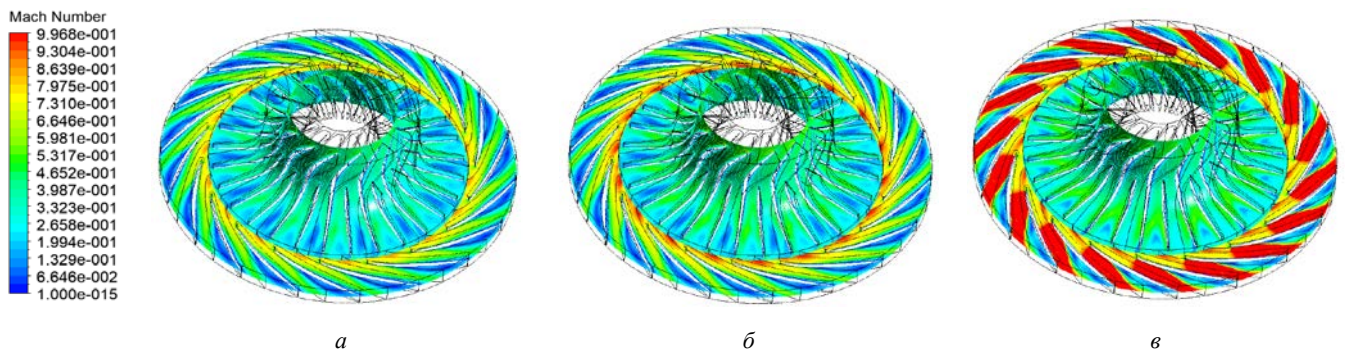


Рис. 6. Числа Маха вздовж поверхні, що проходить посередині висоти лопаті від масової витрати в компресорі:
 $a - G_B = 0,8 \text{ кг/с}$; $b - G_B = 1,08 \text{ кг/с}$; $v - G_B = 1,3 \text{ кг/с}$

Аналізуючи рис. 6, можна прийти до висновку, що крім відривів потоку від лопатей дифузора, спостерігається відривання потоку від стінок спліттера та лопатей робочого колеса також й при малих значеннях масової витрати. Також подальшого дослідження потребує вплив секторного підходу на результати розрахунків та взаємне розташування сектора робочого колеса та сектора лопатевого дифузора, що стане темою подальших досліджень.

На рис. 7 наведено лінії струму газу в робочому колесі вздовж спеціальних турбоповерхонь, що проходять на певній відстані від втулки. Якщо уся відстань між втулкою та покривним диском може вважатися за 100 відсотків, то $\bar{s} = 0,01$ означає, що поверхня проходить на відстані в 1% відстані від втулки до покриваючого диска. Спостерігається практично невідривне обтікання лопатей робочого колеса на більшій частині висоти, але ближче до покривного диска відбувається відривання газу від стінок лопаті, що приводить до зниження ефективності роботи компресора. У випадку нерозрахункового режиму течії з малою витратою відбувається значне відривання газу від спліттера у зоні $\bar{s} = 0,92$, що вказує на необхідність незначної зміни геометрії спліттера для більш якісного обтікання та покращення ефективності робочого

процесу компресора.

В табл. 1 наведено результати розрахунку енергетичних параметрів роботи компресора за різних моделей турбулентності.

Таблиця 1 – Вплив обраної моделі турбулентності на результати розрахунку енергетичних параметрів роботи компресора

Параметр	$k-\varepsilon$	SST	$k-\varepsilon$ RNG	Eddy Viscosity Transport Eqn
π^*	2,0	1,967	1,99	1,91
T_{out}^* / T_{in}^*	1,285	1,283	1,283	1,283
η^*	0,793	0,776	0,791	0,743

Усі три моделі, що виконують розрахунок на основі $k-\varepsilon$ моделі турбулентності показали практично ідентичний результат. У порівнянні з експериментальними даними компресора модель турбулентності Eddy Viscosity Transport Equation показала значну похибку у розрахунку політропного ККД. Це значення є заниженим більше ніж на 7%.

Таким чином, для подальшого використання раціонально використовувати стандартну SST-модель турбулентності без зміни значень коефіцієнтів із використанням коригування на кривизну ліній струму та обертання потоку.

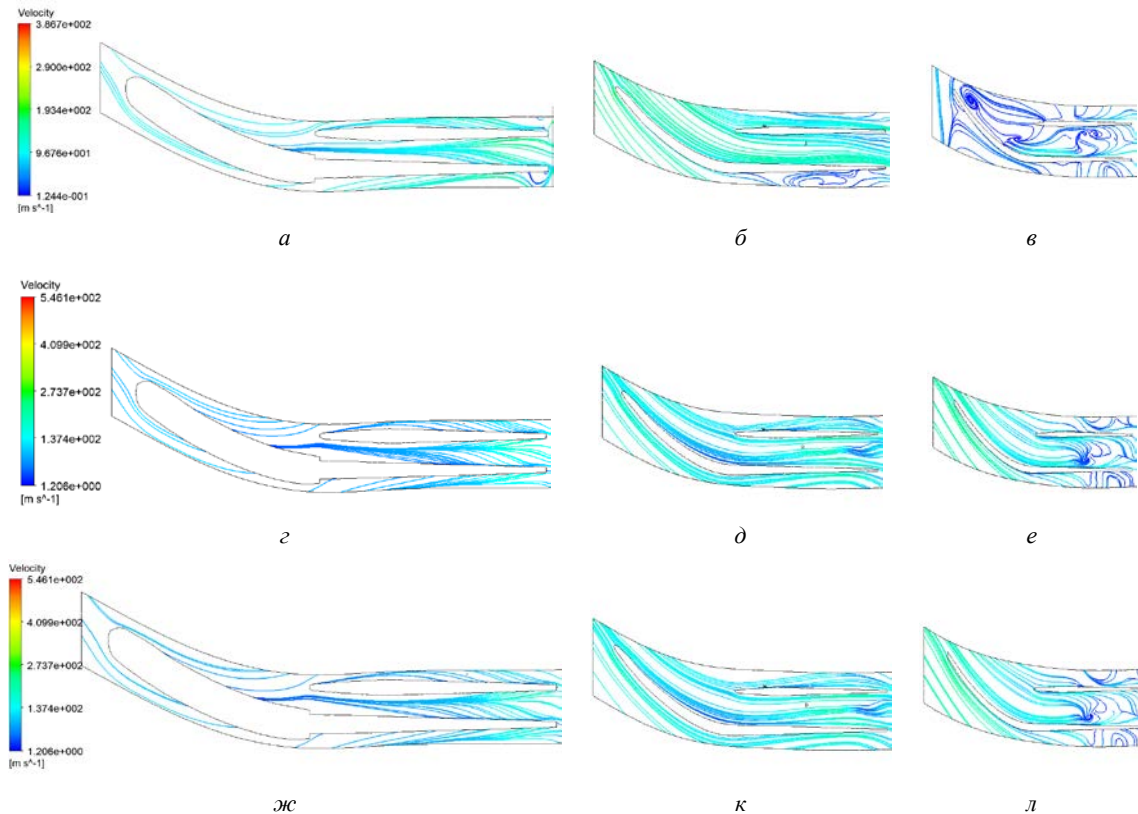


Рис. 7. Лінії струму у робочому колесі вздовж поверхонь, що проходять на відстанях від втулки:
 $a, г, д - \bar{s} = 0,01$; $б, д, к - \bar{s} = 0,5$; $в, д, ж - \bar{s} = 0,92$; для масових витрат: $a, б, в - G_B = 0,8$ кг/с; $г, д, е - G_B = 1,08$ кг/с;
 $ж, к, л - G_B = 1,3$ кг/с

Висновки. В роботі на основі числового розрахунку течії у проточній частині відцентрового компресора шляхом вирішення осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса визначено раціональні щодо точності розрахунку параметри математичного моделювання течії газу та отримано картини течії та інтегральні енергетичні характеристики.

У порівнянні з експериментальними даними компресора модель турбулентності Eddy Viscosity Transport Equation показала значну похибку у визначенні політропного ККД, це значення є заниженим більше ніж на 7 %.

На основі аналізу ліній струму у проточній частині робочого колеса компресора визначено, що у випадку нерозрахункового режиму течії з малою витратою відбувається значне відривання газу від спліттера у зоні $\bar{s} = 0,92$, що вказує на необхідність незначної зміни геометрії спліттера для більш якісного обтікання та покращення ефективності робочого процесу компресора.

Порівняння картин течії щодо розподілу чисел Маха показало, що збільшення значень чисел Маха до значень, що перевищують 1 приводять до зворотного ефекту щодо використання дифузора й у ньому відбувається збільшення швидкості зі зменшенням тиску. Для подальшого аналізу характеристик даного компресора доцільно провести дослідження картин течії під час обертання робочого колеса з більшою швидкістю обертання, що може змінити картини відривів течії від лопатей.

Список літератури

1. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17.* Харків, 2017. 364 с.
2. Brunet V., Croner E., Minot A., de Laborderie J., Lippinois E., Richard S., Boussuge J., Dombard J., Duchaine F., Gicquel L., Poinot T., Puigt G., Staffelbach G., Segui L., Vermorel O., Villedieu N., Cagnone J., Hillewaert K., Rasquin M., Lartigue G., Moureau V., Couaillier V., Martin E., de la Llave Plata M., Le Gouez J., Renac F. Comparison of various CFD codes for LES simulations of turbomachinery: from inviscid vortex convection to multi-stage compressor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2C: Turbomachinery (11–15 June 2018, Oslo)*. Oslo: ASME, 2018. P. no. GT2018-75523, V02CT42A013. 16 p.
3. Miller E. A., Cave M. J., Williams D. M., Thayalakhandan K. A Comparison of Unsteady RANS and DES for Simulating an Axial Compressor Stage. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2A: Turbomachinery (21–25 September 2020, Virtual, Online)*. ASME, 2020. P. no. GT2020-15725, V02AT32A060. 12 p.
4. Chen X., Koppe B., Lange M., Chu W., Mailach R. Performance of Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes and Hybrid Scale-Resolving Simulation Approaches in Simulating a Low-Speed Axial Compressor Rotor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2C: Turbomachinery – Design Methods and CFD Modeling for Turbomachinery; Ducts, Noise, and Component Interactions (7–11 June 2021, Virtual, Online)*. ASME, 2021. P. no. GT2021-59028, V02CT34A010. 13 p. doi: 10.1115/GT2021-59028
5. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016. Vol. 16, no. 3. P. 57–62.
6. Zhang Y., Xu S., Wan Y. Performance improvement of centrifugal compressors for fuel cell vehicles using the aerodynamic optimization and data mining methods. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020. Vol. 45, issue 19. P. 11276–11286.
7. Van den Braembussche R. *Design and analysis of centrifugal*

- compressors. John Wiley & Sons, 2019. 388 p.
8. Omidi M., Liu S. J., Mohtaram S., Lu H. T., Zhang H. C. Improving centrifugal compressor performance by optimizing the design of impellers using genetic algorithm and computational fluid dynamics methods. *Sustainability*. 2019. Vol. 11, issue 19. P. 5409. doi: 10.3390/su11195409
 9. Wu G., Zhang L., Yang K. Development and validation of aerodynamic measurement on a horizontal axis wind turbine in the field. *Applied Sciences*. 2019. Vol. 9, issue 3. P. 482. doi: 10.3390/app9030482
 10. Bardelli M., Cravero C., Marini M., Marsano D., Milingi O. Numerical Investigation of Impeller-Vaned Diffuser Interaction in a Centrifugal Compressor. *Applied Sciences*. 2019. Vol. 9, issue 8. P. 1619. doi: 10.3390/app9081619
 11. Сьомін Д. О., Роговий А. С. *Вихорокамерні нагнітачі: монографія*. Харків: ФОП Мезіна В. В., 2017. 204 с.
 12. Zhang L., Mi D., Yan C., Tang F. Multidisciplinary Design Optimization for a Centrifugal Compressor Based on Proper Orthogonal Decomposition and an Adaptive Sampling Method. *Applied Sciences*. 2018. Vol. 8, issue 12. P. 2608.
 13. Xie H., Song M., Liu X., Yang B., Gu C. Research on the simplified design of a centrifugal compressor impeller based on meridional plane modification. *Applied Sciences*. 2018. Vol. 8, issue 8. P. 1339.
 14. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
 15. Idres M., Azmi M. A. Computational Prediction of the Performance Map of a Transonic Axial Flow Compressor. *CFD Letters*. 2022. Vol. 14, no. 3. P. 11–21.
 16. Ozkara M., Ercetin U., Doner N., Sen F. Numerical Investigations of Stall Development in a Transonic Axial Compressor Stage. *BioNanoScience*. 2019. Vol. 9, issue 2. P. 461–473.
 17. Wang Y., Shi D., Zhang D., Xie Y. Investigation on unsteady flow characteristics of a SCO2 centrifugal compressor. *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7, issue 4. P. 310.
 18. 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.
 19. 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.
 - Publ., 2020, p. no. GT2020-15725, V02AT32A060, 12 p.
 4. Chen X., Koppe B., Lange M., Chu W., Mailach R. Performance of Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes and Hybrid Scale-Resolving Simulation Approaches in Simulating a Low-Speed Axial Compressor Rotor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2C: Turbomachinery – Design Methods and CFD Modeling for Turbomachinery; Ducts, Noise, and Component Interactions (7–11 June 2021, Virtual, Online)*. ASME Publ., 2021, p. no. GT2021-59028, V02CT34A010, 13 p. doi: 10.1115/GT2021-59028
 5. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016, vol. 16, no. 3, pp. 57–62.
 6. Zhang Y., Xu S., Wan Y. Performance improvement of centrifugal compressors for fuel cell vehicles using the aerodynamic optimization and data mining methods. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020, vol. 45, issue 19, pp. 11276–11286.
 7. Van den Braembussche R. *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons Publ., 2019. 388 p.
 8. Omidi M., Liu S. J., Mohtaram S., Lu H. T., Zhang H. C. Improving centrifugal compressor performance by optimizing the design of impellers using genetic algorithm and computational fluid dynamics methods. *Sustainability*. 2019, vol. 11, issue 19, p. 5409. doi: 10.3390/su11195409
 9. Wu G., Zhang L., Yang K. Development and validation of aerodynamic measurement on a horizontal axis wind turbine in the field. *Applied Sciences*. 2019, vol. 9, issue 3, p. 482. doi: 10.3390/app9030482
 10. Bardelli M., Cravero C., Marini M., Marsano D., Milingi O. Numerical Investigation of Impeller-Vaned Diffuser Interaction in a Centrifugal Compressor. *Applied Sciences*. 2019, vol. 9, issue 8, p. 1619. doi: 10.3390/app9081619
 11. Syomin D. O., Rogovyi A. S. *Vykhoro kamerni nahnitachi: monohrafiya* [Vortex chamber superchargers]. Kharkiv, FOP Mezina V. V. Publ., 2017. 204 p.
 12. Zhang L., Mi D., Yan C., Tang F. Multidisciplinary Design Optimization for a Centrifugal Compressor Based on Proper Orthogonal Decomposition and an Adaptive Sampling Method. *Applied Sciences*. 2018, vol. 8, issue 12, p. 2608.
 13. Xie H., Song M., Liu X., Yang B., Gu C. Research on the simplified design of a centrifugal compressor impeller based on meridional plane modification. *Applied Sciences*. 2018, vol. 8, issue 8, p. 1339.
 14. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
 15. Idres M., Azmi M. A. Computational Prediction of the Performance Map of a Transonic Axial Flow Compressor. *CFD Letters*. 2022, vol. 14, no. 3, pp. 11–21.
 16. Ozkara M., Ercetin U., Doner N., Sen F. Numerical Investigations of Stall Development in a Transonic Axial Compressor Stage. *BioNanoScience*. 2019, vol. 9, issue 2, pp. 461–473.
 17. Wang Y., Shi D., Zhang D., Xie Y. Investigation on unsteady flow characteristics of a SCO2 centrifugal compressor. *Applied Sciences*. 2017, vol. 7, issue 4, p. 310.
 18. 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.
 19. 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.

References (transliterated)

1. Rogovyi A. S. *Rozrobka teorii ta metodiv rozrakhunku vykhoro kamernykh nahnitachiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.17* [Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2017. 364 p.
2. Brunet V., Croner E., Minot A., de Laborde J., Lippino E., Richard S., Boussuge J., Dombard J., Duchaine F., Gicquel L., Poinot T., Puigt G., Staffelbach G., Segui L., Vermorel O., Villedieu N., Cagnone J., Hillewaert K., Rasquin M., Lartigue G., Moureau V., Couaillier V., Martin E., de la Llave Plata M., Le Gouez J., Renac F. Comparison of various CFD codes for LES simulations of turbomachinery: from inviscid vortex convection to multi-stage compressor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2C: Turbomachinery (11–15 June 2018, Oslo)*. Oslo, ASME Publ., 2018, p. no. GT2018-75523, V02CT42A013, 16 p.
3. Miller E. A., Cave M. J., Williams D. M., Thayalakhandan K. A Comparison of Unsteady RANS and DES for Simulating an Axial Compressor Stage. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2A: Turbomachinery (21–25 September 2020, Virtual, Online)*. ASME Publ., 2020, p. no. GT2020-15725, V02AT32A060, 12 p.

Hadziyula (received) 04.11.2022

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

Толстий Павло Вячеславович (Tolsty Pavlo) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: pavlo.tolsty@emmb.khpi.edu.ua