

*А. С. РОГОВИЙ, А. С. АЗАРОВ, Є. М. ОВЧАРОВ, О. Л. ШУДРИК, П. В. ТОЛСТИЙ*

## КАРТИНИ ТЕЧІЇ ГАЗУ У ВИСОКОНАПІРНОМУ ВІДЦЕНТРОВОМУ КОМПРЕСОРИ

Розвиток тривимірного моделювання та аналізу течії на основі розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса осереднених за Рейнольдсом, дає можливість більш якісно визначити характеристики та параметри течії, але потребує значно більших витрат часу на розрахунок та доведення або верифікацію використаних математичних моделей з метою отримання мінімальних помилок розрахунку. Метою роботи є визначення картин течії газу у високонапірному відцентровому компресорі на основі числових методів розрахунку течії та порівняння інтегральних характеристик роботи з експериментальними даними. Підтверджено адекватність використаної математичної моделі зі зміщенням витратної характеристики на 0,3 кг/с. Тим не менш, максимальне неспівпадіння визначення співвідношення повних тисків дорівнює 8 % у зоні оптимальних значень витрат зі зміщенням за витратою. Максимальна помилка визначення ККД – 9 %. У зоні оптимальних значень за умови зміщення витратної характеристики помилка розрахунку ККД не перевищує 2 %. В розрахунок відбувається зривання характеристики компресора раніше за менших витрат, що приводить до значної помилки розрахунку у цій зоні. Розподіл тисків вздовж лопатей робочого колеса та дифузора показав шляхи оптимізації форми лопаті для збільшення ефективності роботи компресора: відбувається перехрещення ліній розподілів для оптимального режиму лопаті ротора; лопать спліттера працює в нормальному режимі, але можна покращити розподіл за рахунок покращення форми лопаті в початковій ділянці; перехрещення ліній розподілу тиску для оптимального режиму показує на недостатньо якісну роботу дифузора, що може бути покращено за рахунок зміни форми лопаті. Для більш якісного математичного опису картин течії в компресорі доцільно використовувати SST-модель турбулентності та більшу кількість елементів. Числовим шляхом побудовано характеристики компресора та визначено інтегральні параметри роботи.

**Ключові слова:** високонапірний відцентровий компресор, числовий розрахунок, математичне моделювання, характеристики, адекватність

*A. ROGOVYI, A. AZAROV, Ye. OVCHAROV, O. SHUDRYK, P. TOLSTYI*

## PATTERNS OF GAS FLOW IN A HIGH-PRESSURE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

The development of three-dimensional modeling and analysis of the flow based on the solution of Reynolds-averaged Navier–Stokes equations allows to better determine the characteristics and flow parameters, but requires significantly more time spent on simulation and proof or verification of mathematical models in order to obtain minimal calculation errors. The aim of the work is to determine gas flow patterns in a high-pressure centrifugal compressor based on numerical methods for calculating the flow and to compare the integral characteristics with experimental data. The adequacy of the mathematical model with a displacement of the mass flow rate by 0.3 kg/s was confirmed. Nevertheless, the maximum mismatch of the determination of the total pressure ratio is equal to 8% in the zone of optimal values with flow displacement. The maximum error of determining efficiency is 9%. In the zone of optimal values, if the flow rate characteristic is shifted, the error of efficiency calculating does not exceed 2%. The pressure distribution along the impeller blades and the diffuser blades showed ways to optimize the blade shape to increase the compressor efficiency: there is an intersection of the lines for the optimal mode of the rotor blade; the splitter blade works in normal mode, but the distribution can be improved by changing the blade shape in the initial section; the intersection of the pressure lines for the optimal mode indicates the insufficient quality of the diffuser, which can be improved by changing the shape of the blade. For a more qualitative mathematical description of the flow patterns in the compressor, it is advisable to use the SST turbulence model, with a larger number of elements. The compressor characteristics were obtained numerically and the integral parameters of operation were determined.

**Keywords:** high-pressure centrifugal compressor, numerical simulation, mathematical modeling, performances, adequacy

**Вступ.** Компресори є одними з найпоширеніших пневматичних машин у світі, й на їх привід витрачається більше ніж 200 млн. кВт енергії на рік [1]. Від якості проєктування та використання досконалих за ККД конструкцій залежать питомі витрати палива авіаційних двигунів та наземної техніки [2]. Компресори використовуються в багатьох галузях техніки від передачі енергії за допомогою стисненого повітря до металургії, хімії, енергетики та багатьох різноманітних галузей виробництва [3]. Тому, удосконалення конструкцій та робочого процесу відцентрового компресора є важливою науковою проблемою, що привертає увагу багатьох дослідників усього світу [4]. На сьогодні компресоробудування – це одна з найбільш затребуваних галузей проєктування машин, що розвивається дуже динамічно, й виробництво компресорів у світі зростає на 8–10 % кожного року [5].

Сучасний розвиток проєктування гідравлічних та пневматичних машин потребує скорочення терміну проєктування та доведення до серійного виробництва виробів, що потребує покращення методів розрахунку та удосконалення методик [6]. Загальний підхід до проєктування на основі методик планування експерименту [7] вимагає великих витрат часу на створення експериментальних зразків

зі змінами в геометрії проточної частини, що призвело до створення багатьох аналітичних методик розрахунку на основі одно- та двовимірних моделей [8]. Ці моделі не надають можливості оцінки усіх різноманітних параметрів течії та якісного визначення інтегральних показників роботи.

З іншої сторони, розвиток тривимірного моделювання та аналізу течії на основі розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом [9], дозволяє більш якісно визначити характеристики та параметри течії, але потребує значно більших витрат часу на розрахунок та доведення або верифікацію використаних математичних моделей з метою отримання мінімальних помилок розрахунку [10].

Аналіз останніх досліджень. Сучасне проєктування компресорних машин відбувається за використання спеціалізованих програмних комплексів, що дозволяють виконувати систем автоматизованого проєктування (САПР) компресорів та, у подальшому, визначати параметри течії на основі методів CFD (Computational Fluid

© А. С. Роговий, А. С. Азаров, Є. М. Овчаров,  
О. Л. Шудрик, П. В. Толстий, 2023

Dynamics) [11]. Числове моделювання може відбуватися шляхом розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса DNS (Direct Numerical Simulation) [12] або осереднених за Рейнольдсом рівнянь RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) з використанням різноманітних моделей турбулентності ( $k-\varepsilon$ , SST, BSL та ін.) у стаціонарній або нестаціонарній постановці [13]. Для САПР відцентрових компресорів використовують Ansys BladeGen [14], AxStream [15] та ін., що дозволяє значно прискорити процес створення нових конструкцій з оптимальними характеристиками. Але, ці програми складно пристосувати для оптимізації вже існуючих конструкцій, особливо якщо в них було внесено деякі несистемні зміни. Таким чином, для удосконалення та оптимізації існуючих конструкцій краще використати пакети для тривимірного CFD-моделювання. На сьогоднішній день можливість використання DNS-методів також обмежена внаслідок великих витрат часу на розрахунок, особливо в умовах проектування турбомашин.

Рациональне проектування та моделювання відцентрових компресорів на сьогодні представлене моделюванням за допомогою секторного підходу [16] та RANS-моделей. Секторний підхід дозволяє значно скоротити час, необхідний для симуляції картин течії за рахунок навмисного ігнорування зміни параметрів течії за кутом повороту [17]. Під час використання секторного підходу для розрахунку використовується лише сектор з однією-двома лопатями [18, 19].

Таким чином, за збереження часу моделювання, секторний підхід може провокувати деякі помилки розрахунку [20], що потребує верифікації використовуваних математичних моделей та програмного середовища на основі порівняння результатів розрахунків з експериментальними даними за мінімізації помилок на основі визначення інтегральних параметрів [21].

Розвиток верстатобудування, а особливо верстатів з ЧПК, привів до того, що в умовах сучасних виробництв з'явилася можливість виконати лопаті практично будь-якої форми, що дозволяє проводити дослідження та аналізувати характеристики відцентрових компресорів без урахування складності виробництва робочого колеса, як це було тридцять років тому.

Тому важливим етапом створення досконалих конструкцій відцентрових компресорів та їх оптимізації є проведення дослідження течії газу у компресорі на основі числових методів з подальшим порівнянням з експериментальними даними.

Метою роботи є визначення картин течії газу у високонапірному відцентровому компресорі на основі числових методів розрахунку течії та порівняння інтегральних характеристик роботи з експериментальними даними.

Результати досліджень. Проточна частина відцентрового компресора та фотографія дослідженого робочого колеса наведена на рис. 1. Досліджено високонапірний відцентровий компресор з наступними технічними характеристиками: діаметр втулки – 60 мм,

зовнішній діаметр – 240 мм, число лопатей напрямного апарату, що обертається – 14, число лопатей робочого колеса – 28, число лопатей лопатевого дифузора – 18. Досліджено роботу компресора на двох частотах обертання робочого колеса: 2530 с-1 та 3460 с-1.

Загалом для дослідження використано чотири моделі турбулентності:  $k-\varepsilon$ , SST,  $k-\varepsilon$  RNG та Eddy Viscosity Transport Equation. Для стислості, математична модель наведена за використання стандартної  $k-\varepsilon$  моделі турбулентності. Формулювання математичної моделі для інших моделей турбулентності можна подивитися у [9, 18]. Математична модель складається з рівнянь збереження імпульсу та маси [19]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right], \quad (2) \end{aligned}$$

де  $\rho$  – густина;

$u$  – швидкість;

$p$  – тиск;

$k$  – кінетична енергія турбулентності;

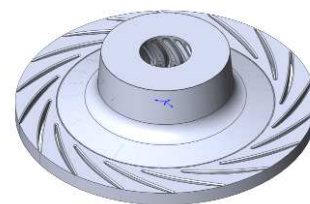
$\mu$  – молекулярна в'язкість;

$\mu_t$  – турбулентна в'язкість;

індекси  $i, j$  та 1 представляють координати

$(x, y, z)$ ;

$\delta_{ij}$  – дельта Кронекера, яка дорівнює 1, коли  $i = j$ , та 0 – в інших випадках.



*a*



*б*

Рисунок 1 – Досліджувані проточна частина (*a*) та робоче колесо відцентрового компресора (*б*)

Рівняння  $k-\varepsilon$  моделі турбулентності:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \quad (3)$$

$$+ G_k - \rho \varepsilon - Y_M;$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \quad (4)$$

$$+ C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k};$$

де  $\varepsilon = \frac{\mu_t}{\rho} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2$  – швидкість дисипації енергії

турбулентності;

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$  – турбулентні числа Прандтля для  $k$  і  $\varepsilon$ , які дорівнюють 1,0 й 1,3 відповідно;

$G_k$  – швидкість генерації турбулентності;

$Y_M$  – вклад флуктуації у загальну швидкість дисипації за рахунок турбулентності у стисненому середовищі;

$$G_k = \left[ \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \right] \frac{\partial u_j}{\partial x_i}. \quad (5)$$

$$Y_M = 2 \rho \varepsilon \frac{k}{\gamma R T}. \quad (6)$$

де  $\gamma$  – показник адіабати,

$R$  – індивідуальна газова стала,

$T$  – температура.

Турбулентна в'язкість розраховується за формулою

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (7)$$

Значення констант моделі  $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$  та  $C_\mu$  дорівнюють 1,44; 1,92 та 0,09 (стандартні значення для  $k-\varepsilon$  моделі) відповідно.

Рівняння збереження енергії:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[ u_i (\rho E + p) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right). \quad (8)$$

Тут  $E$  – загальна енергія, а  $k_{eff}$  – ефективний коефіцієнт теплопровідності, які визначаються за формулами:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}; \quad (9)$$

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}, \quad (10)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопровідності, а  $h$  – ентальпія

$$h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT. \quad (11)$$

Тут  $T_{ref} = 298,15$  К,  $c_p$  – питома теплоємність повітря при сталому тиску, а  $Pr_t = 0,85$  – постійна, що використовується в  $k-\varepsilon$  моделі турбулентності

і є турбулентним числом Прандтля. Нагрів за рахунок в'язкості  $(\tau_{ij})_{eff}$  є ефектом необоротного процесу, за допомогою якого робота, що виконується робочим тілом над сусідніми шарами внаслідок дії зсувних сил, перетворюється в тепло:

$$(\tau_{ij})_{eff} = (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right). \quad (12)$$

Розрахунок проведено в спеціалізованому програмному комплексі Ansys CFX за використання студентської ліцензії, що обмежувало кількість контрольних об'ємів розрахункової сітки числом 512000. Проточна частина компресора розділена на дві частини: статичну (лопатевий дифузор) та ту, що обертається з заданою частотою – ротор. За обмеження використання елементів використано секторний підхід до моделювання [18], згідно якого ротор та лопатевий дифузор було розділено на сектори, що включали лише одну лопать. Сектор для ротора мав кутовий розмір  $25,7^\circ$ , для лопатевого дифузора –  $20^\circ$ . Секторний підхід є загальноприйнятим сучасним підходом до моделювання [1–3, 5, 11–19], але має недолік щодо точності розрахунку. За використання цього підходу значно зменшується час розрахунку робочої точки характеристики, але ігнорується градієнт зміни параметрів за кутом робочого колеса, що може призводити до помилки розрахунку. Крім того, помилка розрахунку також збільшується, якщо відношення кутових розмірів секторів не є 1. На рис. 2 представлено сіткову розрахункову модель високонапірного відцентрового компресора, яка включала 410 тис. елементів робочого колеса та 90 тис. елементів лопатевого дифузора.

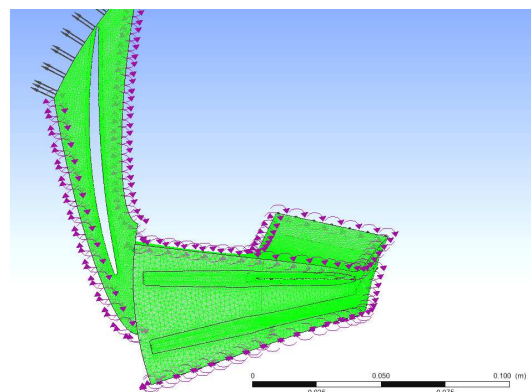


Рисунок 2 – Розрахункова сіткова модель відцентрового компресора

Для реалізації обертання ротора застосовано інтерфейс між доменами заморожений ротор (Frozen Rotor) [18]. Такий інтерфейс дозволяє реалізувати перехід між ротором та дифузором без осереднення в окружному напрямку.

Граничні умови: вхід до робочого колеса – статичний тиск величиною  $-13500$  Па та повна температура гальмування величиною  $293,15$  К. Секторний підхід реалізовано з використанням

граничної умови періодичності. На виході з дифузора задавалася масова витрата різних значень для отримання загальної характеристики компресора. Граничні умови для моделі турбулентності задавалися за замовчуванням згідно ANSYS CFX [18].

Ітераційний процес розрахунку закінчувався після досягнення нев'язок усіх рівнянь значень 10-5 та сталості витрати на вході та виході з розрахункових доменів. Сталість визначалася шляхом визначення зміни витрат кожні 100 ітерацій. Якщо зміна у витратах не перевищувала 1%, вважалося, що витрата є сталою. Загалом розрахунок за статичною постановкою вимагав приблизно 2000 ітерацій для кожної розрахункової точки.

Для виявлення залежності результатів розрахунку від якості сіткового розбиття, а також кількості елементів було підготовлено три сіткові розбиття і здійснено розрахунок. Тому що різниця визначення інтегральних параметрів на сітках в 300 та 500 тис. елементів відрізнялася не більше ніж на 2,3 %, визначено, що для розрахунку потрібно використовувати сітку в 500 тис. елементів, і цієї кількості елементів достатньо, щоб вважати, що результати розрахунку не залежать від сіткового розбиття.

Для визначення основних інтегральних параметрів роботи компресора використано наступні формули [5]:

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 (адиабатне 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, а  $k=1,4$  – показник адиабати сухого повітря.

На рис. 3 наведено порівняння результатів розрахунку характеристики високонапірного відцентрового компресора та експериментальних значень. Спостерігається практично повне співпадіння інтегральних характеристик, але зі зміщенням витратної характеристики на 0,3 кг/с, що можна пояснити недосконалістю моделі за рахунок виникнення додаткових витрат. Цей недолік можливо вирішити за збільшення кількості елементів розрахункової сітки, що дозволить використати моделі турбулентності з більш якісним розрахунком течії у приграничному шарі, що стане тематикою наступних робіт. Крім того, доцільно виконати розрахунок усієї розрахункової області без використання секторного підходу. Тим не менш, максимальне неспівпадіння визначення співвідношення повних тисків дорівнює 8 % у зоні

оптимальних значень витрат зі зміщенням за витратою. Без зміщення помилка виявилася значною та досягає 17 %. Максимальна помилка визначення ККД – 9 %. У зоні оптимальних значень за умови зміщення витратної характеристики помилка розрахунку ККД не перевищує 2 %. У розрахунку відбувається зривання характеристики компресора раніше за менших витрат, що приводить до значної помилки розрахунку у цій зоні.

Безумовно, помилка розрахунку, що проявляється у зміщенні витратної характеристики у зону менших масових витрат, є значною. Але, вона не впливає на аналіз якісних картин течії у відцентровому компресорі, тому що якісно характеристика є тою самою, що й експериментальна, й зі зміщенням за витратою практично повністю співпадає з експериментальними точками. Для більш якісного опису характеристик за великих витрат доцільно використати інші моделі турбулентності, що більш якісно розраховують зону відриву потоку від лопаті, наприклад, SST-модель. В табл. 1 наведено результати розрахунку енергетичних параметрів роботи компресора за різних моделей турбулентності для частоти обертання 2530 с-1 в області максимальних показників ефективності.

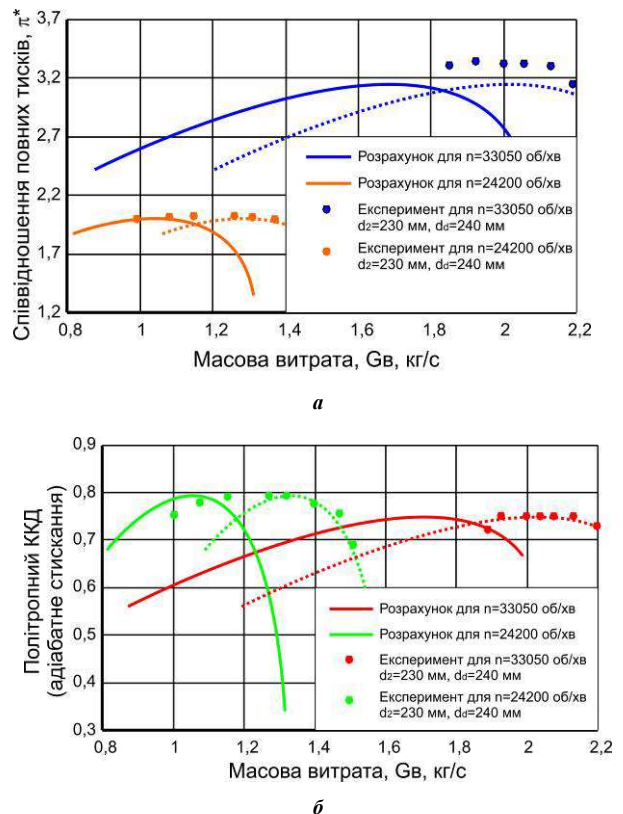


Рисунок 3 – Характеристики відцентрового компресора: а – співвідношення повних тисків; б – політропний ККД

На сьогоднішній день раціональними для використання є моделі турбулентності, побудовані на основі базових  $k-\epsilon$  та  $k-\omega$  моделей. Найбільш використовуюваною є SST модель, яка дозволяє досягти хороших результатів для багатьох видів течій та є найбільш універсальною, але вона

потребує більш якісного виконання приграничного шару та малих чисел приграничного шару  $y^+$  [10, 18], що складно досягти за використання студентської ліцензії, на відміну від стандартної  $k-\varepsilon$  моделі турбулентності, в якій використовуються пристінні функції. Відомо, що  $k-\varepsilon$  модель може «затягувати» точку відриву потоку [20], але при цьому потребує меншої кількості елементів та менший час розрахунку.

Якщо порівняти дані розрахунку з табл. 1, то видно, що найменші показники погрішності має  $k-\varepsilon$  модель турбулентності. Модель турбулентності SST не дозволяє отримати більш якісні показники за погрішністю внаслідок достатньо великих значень  $y^+$ . Зменшення  $y^+$  повинне зменшити помилку розрахунку, але перевірка точок зривання характеристики потоку за великих витрат не показала значного збільшення точності використання цієї моделі. Загалом, усі моделі, що використовують в центрі потоку  $k-\varepsilon$  модель турбулентності, показали практично однакові результати. Модель турбулентності Eddy Viscosity Transport Equation має значні похибки.

У табл. 2 наведено результати числового розрахунку основних інтегральних параметрів

роботи відцентрового компресора, а на рис. 4 – лінії струму газу для двох частот обертання ротора (обрані три характерні режими за масовою витратою для кожної частоти обертання).

Таблиця 1 – Вплив обраної моделі турбулентності на результати розрахунку енергетичних параметрів роботи компресора за сіткового розбиття у 500 тис. елементів

Параметр	$k-\varepsilon$	SST	$k-\varepsilon$ RNG	Eddy Viscosity Transport Eqn
$\pi^*$	2,0	1,967	1,99	1,91
$T_{out}^* / T_{in}^*$	1,285	1,283	1,283	1,283
$\eta^*$	0,793	0,776	0,791	0,743
$\pi_{exp}^*$	2,05	2,05	2,05	2,05
Параметр	$k-\varepsilon$	SST	$k-\varepsilon$ RNG	Eddy Viscosity Transport Eqn
$\eta_{exp}^*$	0,773	0,773	0,773	0,773
$\varepsilon_p, \%$	2,0	4,0	2,8	6,8
$\varepsilon_\eta, \%$	2,6	2,0	2,4	3,8

Таблиця 2 – Розрахункові показники роботи відцентрового компресора на різних частотах обертання

Параметр	Робочі точки									
	частота обертання 2530 с <sup>-1</sup>					частота обертання 3460 с <sup>-1</sup>				
	0,813	0,991	1,08	1,17	1,26	0,94	1,255	1,62	1,88	1,98
Масова витрата на вході, кг/с	88	87,4	86,9	86,3	85,8	86	85,9	83	80	79
Статичний тиск на вході, кПа	90	90	90	90	90	95	90	90	90	90
Тиск гальмування на вході, кПа	162	166	169	156	138	225	232	265	242	211
Тиск гальмування на виході, кПа	169	175,5	180,5	170	157	238	249	283	274	250
Статична температура на вході, К	298	298	297	297	296	298	289	286	283	282
Температура гальмування на вході, К	300	300	300	300	300	293	293	293	293	293
Статична температура на виході, К	379	376	375	368	359	447	445	436	427	415
Температура гальмування на виході, К	388,5	386	386	385	384	461	462	454	454	452
$\pi^*$	1,86	1,95	2,0	1,89	1,745	2,5	2,77	3,15	3,05	2,77
$T_{out}^* / T_{in}^*$	1,297	1,26	1,285	1,28	1,281	1,57	1,58	1,55	1,55	1,54
$\eta^*$	0,688	0,76	0,793	0,73	0,64	0,58	0,64	0,749	0,728	0,673

Для  $n = 2530 \text{ с}^{-1}$ : 1)  $G_B = 0,8 \text{ кг/с}$ ; 2)  $G_B = 1,08 \text{ кг/с}$ ; 3)  $G_B = 1,3 \text{ кг/с}$ . Для  $n = 3460 \text{ с}^{-1}$ : 1)  $G_B = 0,94 \text{ кг/с}$ ; 2)  $G_B = 1,62 \text{ кг/с}$ ; 3)  $G_B = 1,98 \text{ кг/с}$ . Лінії струму показують відрив потоку від лопатей дифузора на неоптимальних режимах роботи. Лінії струму дозволяють проаналізувати розподіл швидкостей газу в різних точках потоку. Лінії побудовано вздовж спеціальних турбоповерхонь. Для рис. 4 та рис. 5 турбоповерхня проходить посередині висоти між втулкою та покривним диском  $\bar{s} = 0,5$ . Для усіх режимів та частот обертання спостерігається відривання потоку від лопатей дифузора, що може бути оптимізовано для збільшення ефективності роботи.

На рис. 5 для аналогічних рис. 4 режимних параметрів побудовано розподіл чисел Маха вздовж поверхні, що проходить посередині висоти лопатей. Червоні зони показують зони надзвукової течії, й

можна спостерігати відривні зони біля лопатей дифузора та спліттера робочого колеса.

Величина  $\bar{s}$  вимірює величину відстані від втулки у долях від усієї відстані між втулкою та покривним диском.

На рис. 6–8 наведено розподіл ліній струму вздовж турбоповерхонь, що проходять на різній відстані від втулки для різних витрат газу в компресорі за двома дослідженими частотами обертання. Аналіз ліній струму дозволяє визначити відриви від лопатей робочого колеса та оптимізувати форму лопатей.

На рис. 9–10 наведено розподіл статичних відносних тисків у меридіональній поверхні для п'яти точок характеристики для обох частот обертання. Ці графіки дозволяють аналізувати ступінь підвищення тиску в компресорі.

На рис. 11–13 представлено розподіли тисків вздовж лопатей робочого колеса та дифузора

компресора для  $\bar{s} = 0,5$ . На рис. 11 можна бачити, що відбувається перехрещення ліній розподілів для оптимального режиму (синя лінія), що означає можливість підвищення ККД компресора за рахунок удосконалення форми лопаті.

З рис. 12 випливає, що лопать спліттера працює в нормальному режимі, але можна покращити розподіл за рахунок покращення форми лопаті в початковій ділянці.

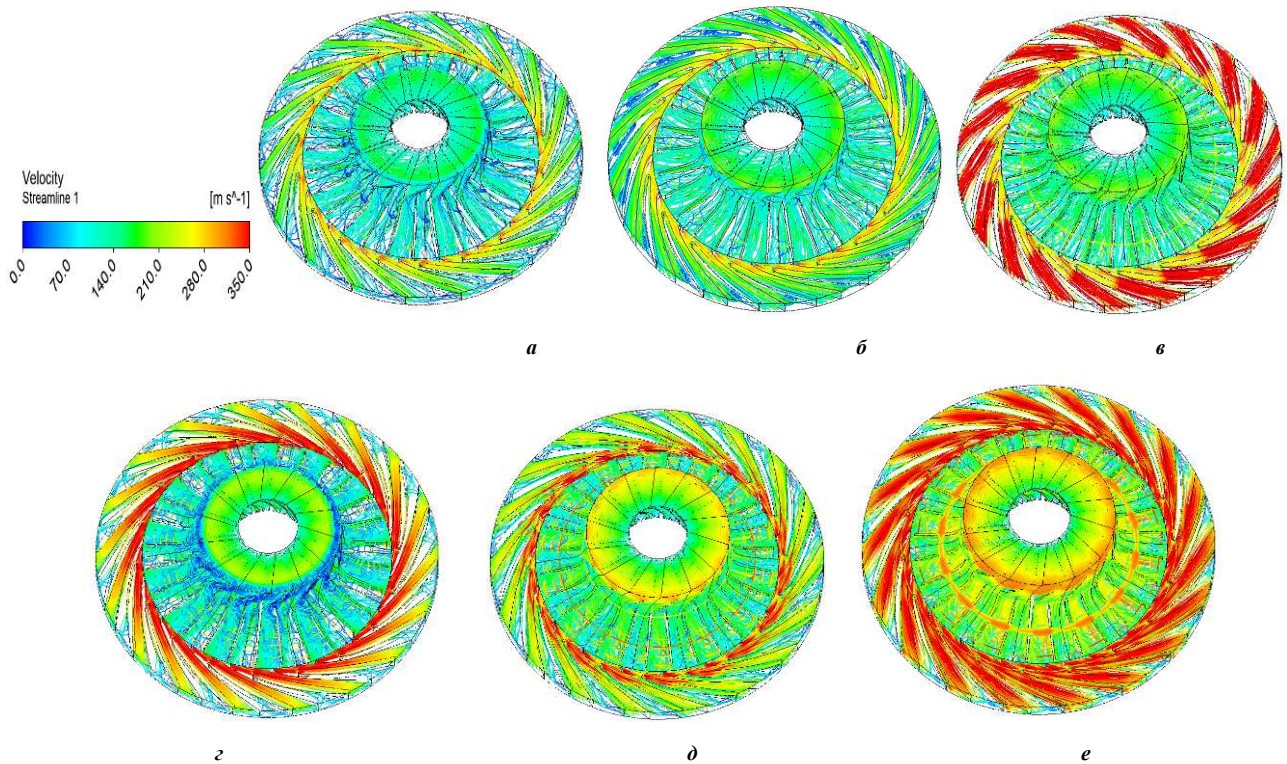


Рисунок 4 – Лінії струму газу в залежності від масової витрати в компресорі (для *a, б, в*  $n = 2530 \text{ c}^{-1}$ , для *г, д, е*  $n = 3460 \text{ c}^{-1}$ ):  
*a* –  $G_B = 0,8 \text{ кг/с}$ ; *б* –  $G_B = 1,08 \text{ кг/с}$ ; *в* –  $G_B = 1,3 \text{ кг/с}$ ; *г* –  $G_B = 0,94 \text{ кг/с}$ ; *д* –  $G_B = 1,62 \text{ кг/с}$ ; *е* –  $G_B = 1,98 \text{ кг/с}$

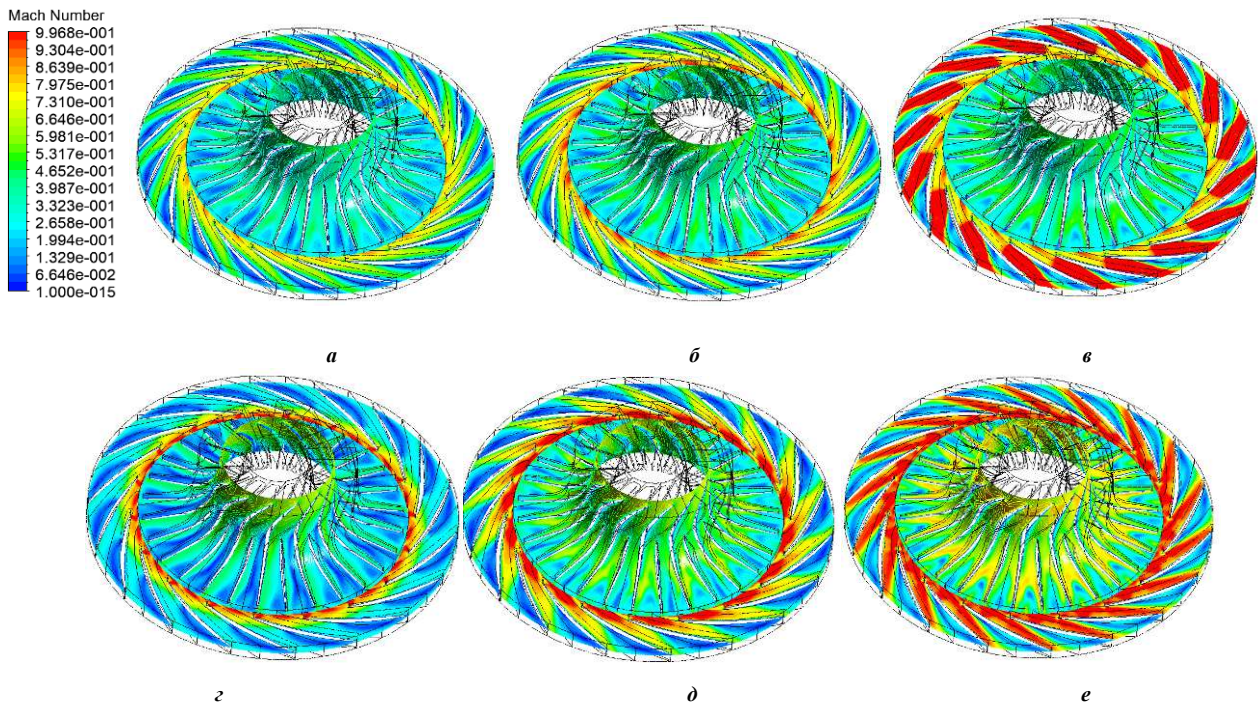


Рисунок 5 – Числа Маха вздовж поверхні, що проходить посередині висоти лопаті від масової витрати в компресорі (для *a, б, в*  $n = 2530 \text{ c}^{-1}$ , для *г, д, е*  $n = 3460 \text{ c}^{-1}$ ):  
*a* –  $G_B = 0,8 \text{ кг/с}$ ; *б* –  $G_B = 1,08 \text{ кг/с}$ ; *в* –  $G_B = 1,3 \text{ кг/с}$ ; *г* –  $G_B = 0,94 \text{ кг/с}$ ; *д* –  $G_B = 1,62 \text{ кг/с}$ ; *е* –  $G_B = 1,98 \text{ кг/с}$

Перехрещення ліній розподілу тиску на рис. 13 для оптимального режиму показує на недостатню якість роботи дифузора, що може бути покращена за рахунок зміни форми лопаті.

Для підтвердження адекватності використаної математичної моделі проведено порівняння розподілів тисків у вихідній після робочого колеса площині 1–1 (рис. 14). Розподіл повних тисків

представлено на рис. 15 для наступних параметрів роботи  $n = 3460 \text{ c}^{-1}$ ,  $G_B = 2,01 \text{ кг/с}$  та  $n = 2530 \text{ c}^{-1}$ ,  $G_B = 1,31 \text{ кг/с}$ . Згідно з рис. 3 для частоти  $n = 3460 \text{ c}^{-1}$  інтегральні характеристики для обраної витрати мали помилку приблизно 15% внаслідок стрімкого падіння характеристики.

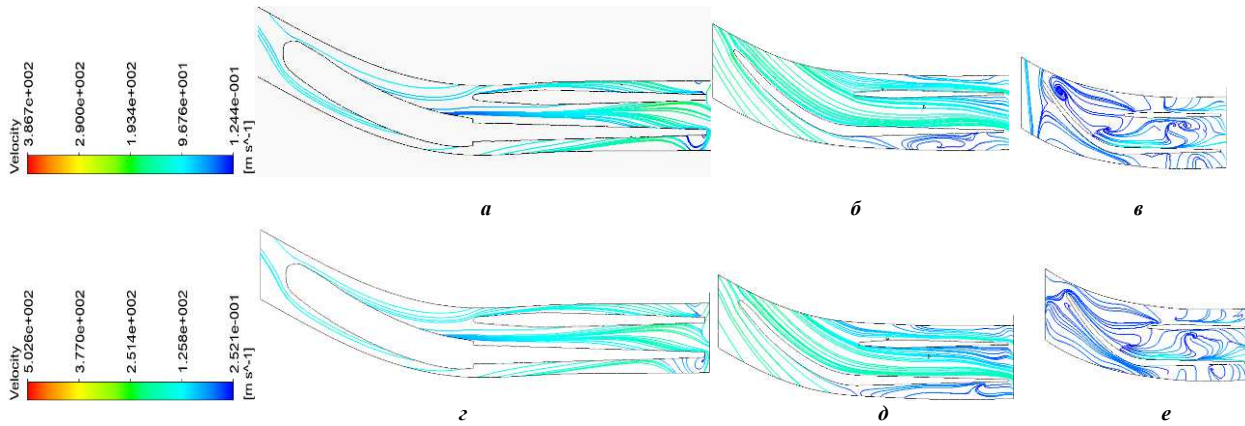


Рисунок 6 – Лінії струму у робочому колесі вздовж поверхонь, що проходять на відстанях від втулки (для  $a, б, в$   $n = 2530 \text{ c}^{-1}$ , для  $г, д, е$   $n = 3460 \text{ c}^{-1}$ ):

$a - G_B = 0,8 \text{ кг/с}$ ;  $б - G_B = 1,08 \text{ кг/с}$ ;  $в - G_B = 1,3 \text{ кг/с}$ ;  $г - G_B = 0,94 \text{ кг/с}$ ;  $д - G_B = 1,62 \text{ кг/с}$ ;  $е - G_B = 1,98 \text{ кг/с}$

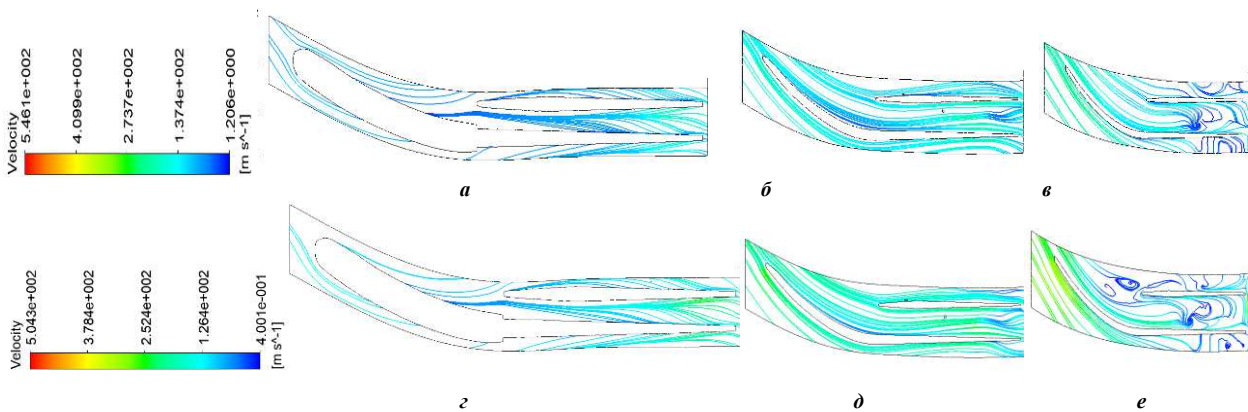


Рисунок 7 – Лінії струму у робочому колесі вздовж поверхонь, що проходять на відстанях від втулки (для  $a, б, в$   $n = 2530 \text{ c}^{-1}$ , для  $г, д, е$   $n = 3460 \text{ c}^{-1}$ ):

$a - G_B = 0,8 \text{ кг/с}$ ;  $б - G_B = 1,08 \text{ кг/с}$ ;  $в - G_B = 1,3 \text{ кг/с}$ ;  $г - G_B = 0,94 \text{ кг/с}$ ;  $д - G_B = 1,62 \text{ кг/с}$ ;  $е - G_B = 1,98 \text{ кг/с}$

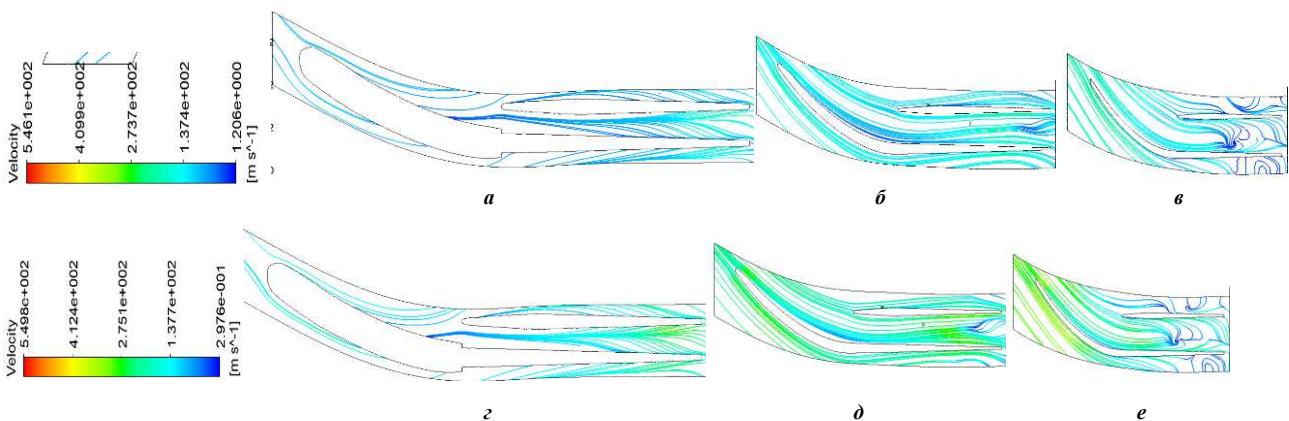


Рисунок 8 – Лінії струму у робочому колесі вздовж поверхонь, що проходять на відстанях від втулки (для  $a, б, в$   $n = 2530 \text{ c}^{-1}$ , для  $г, д, е$   $n = 3460 \text{ c}^{-1}$ ):

$a - G_B = 0,8 \text{ кг/с}$ ;  $б - G_B = 1,08 \text{ кг/с}$ ;  $в - G_B = 1,3 \text{ кг/с}$ ;  $г - G_B = 0,94 \text{ кг/с}$ ;  $д - G_B = 1,62 \text{ кг/с}$ ;  $е - G_B = 1,98 \text{ кг/с}$

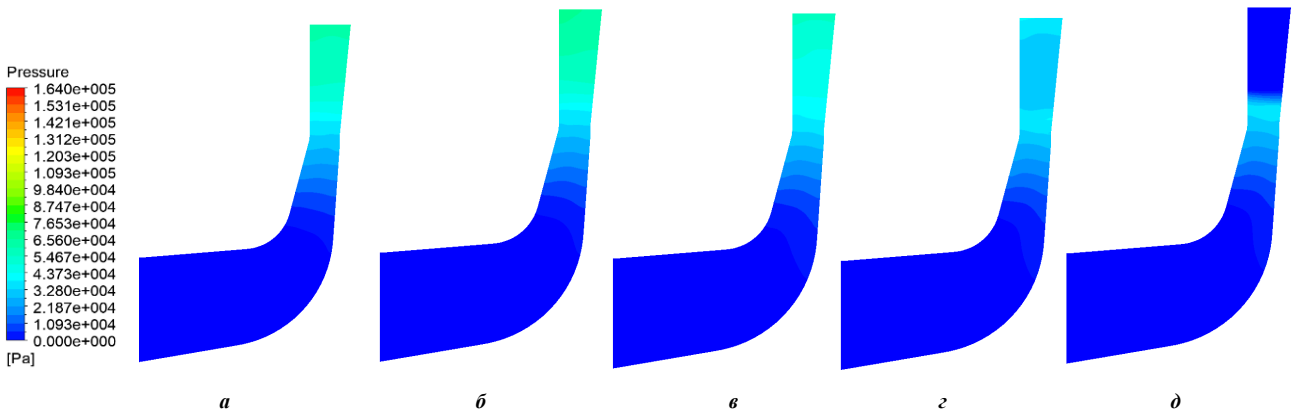


Рисунок 9 – Контури статичного відносного тиску в меридіональній проекції для  $n = 2530 \text{ c}^{-1}$ :  
 $a - G_B = 0,81 \text{ кг/с}$ ;  $б - G_B = 0,99 \text{ кг/с}$ ;  $в - G_B = 1,17 \text{ кг/с}$ ;  $г - G_B = 1,26 \text{ кг/с}$ ;  $д - G_B = 1,31 \text{ кг/с}$

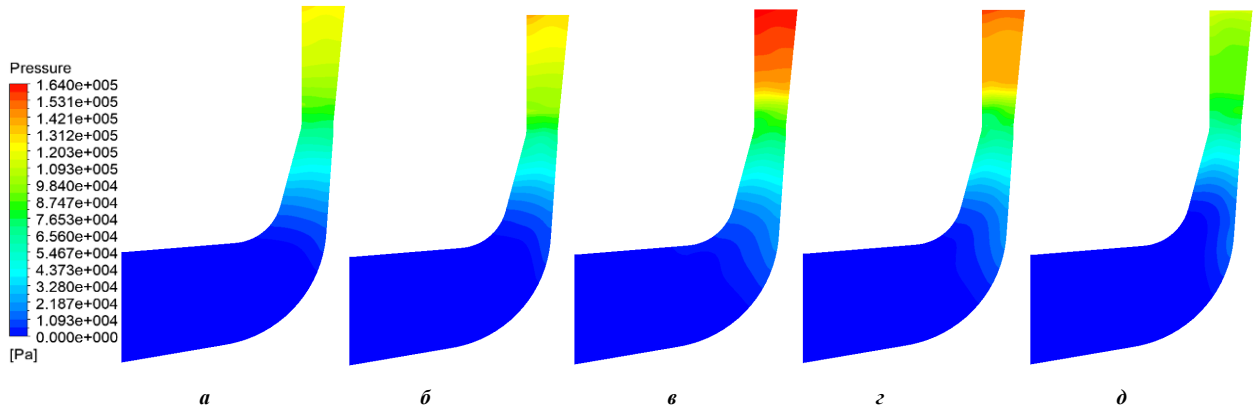


Рисунок 10 – Контури статичного відносного тиску в меридіональній проекції для  $n = 3460 \text{ c}^{-1}$ :  
 $a - G_B = 0,94 \text{ кг/с}$ ;  $б - G_B = 1,25 \text{ кг/с}$ ;  $в - G_B = 1,62 \text{ кг/с}$ ;  $г - G_B = 1,81 \text{ кг/с}$ ;  $д - G_B = 1,98 \text{ кг/с}$

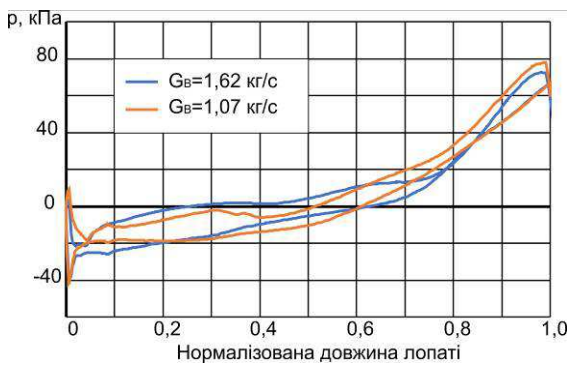


Рисунок 11 – Розподіл тисків вздовж лопаті робочого колеса компресора

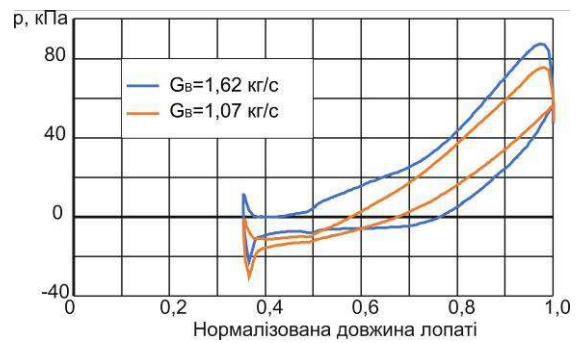


Рисунок 12 – Розподіл тисків вздовж лопаті спліттера робочого колеса компресора

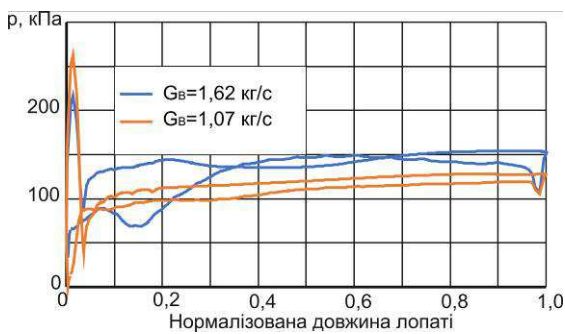


Рисунок 13 – Розподіл тисків вздовж лопаті дифузора компресора

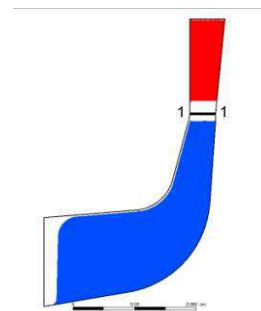


Рисунок 14 – Меридіональна площина проточної частини та лопатей висконапірного відцентрового компресора



Для частоти  $n = 3460 \text{ c}^{-1}$  інтегральні характеристики для обраної витрати  $G_B = 2,01 \text{ кг/с}$  мали значно більшу помилку. Тому для порівняння розподілів обрано точку з витратою  $G_B = 1,88 \text{ кг/с}$ , яка за інтегральними параметрами відповідає початку падіння характеристики згідно з рис. 3.

Розподіл тисків на рис. 15 показує адекватність обраної моделі для розрахунку з максимальною помилкою 15%, але зі зміщенням точок характеристики ліворуч на 0,13 кг/с для  $n = 3460 \text{ c}^{-1}$ . Для більш якісного математичного опису картин течії в компресорі доцільно використовувати SST-модель турбулентності, більшу кількість елементів.

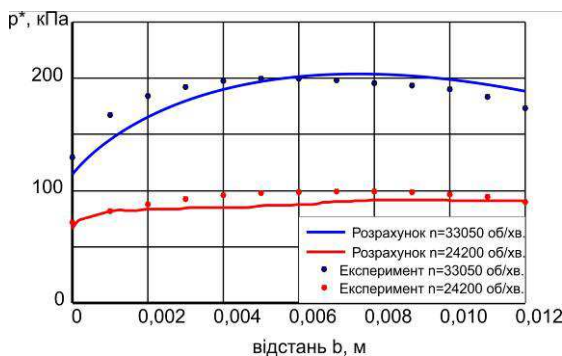


Рисунок 15 – Розподіл повного тиску в каналі дифузора

**Висновки.** Шляхом розв'язання осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса із  $k-\epsilon$  моделлю турбулентності визначено картини течії газу у високонапірному відцентровому компресорі. Проведено порівняння отриманих числових результатів з результатами експериментальних досліджень за інтегральними параметрами (характеристика компресора) та за розподілом тиску в каналі дифузора.

Підтверджено адекватність використаної математичної моделі зі зміщенням витратної характеристики на 0,3 кг/с. Тим не менш, максимальне неспівпадіння визначення співвідношення повних тисків дорівнює 8 % у зоні оптимальних значень витрат зі зміщенням за витратою. Без зміщення помилка виявилася значною та досягає 17 %. Максимальна помилка визначення ККД – 9 %. У зоні оптимальних значень за умови зміщення витратної характеристики помилка розрахунку ККД не перевищує 2 %. У розрахунку відбувається зривання характеристики компресора раніше за менших витрат, що призводить до значної помилки розрахунку у цій зоні.

Розподіл тисків показує адекватність обраної моделі для розрахунку, але зі зміщенням точок характеристики ліворуч на 0,13 кг/с для  $n = 3460 \text{ c}^{-1}$ . Для більш якісного математичного опису картин течії в компресорі доцільно використовувати SST-модель турбулентності, більшу кількість елементів.

Розподіл тисків вздовж лопатей робочого колеса та дифузора показав шляхи оптимізації форми лопаті для збільшення ефективності роботи компресора: відбувається перехрещення ліній

розподілів для оптимального режиму лопаті ротора; лопать спліттера працює в нормальному режимі, але можна покращити розподіл за рахунок покращення форми лопаті в початковій ділянці; перехрещення ліній розподілу тиску для оптимального режиму показує на недостатньо якісну роботу дифузора, що може бути покращене за рахунок зміни форми лопаті.

#### 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 Publishing, 2018. 918 p.
3. Alqallaf J., Teixeira J.A. (2021). Blade Roughness Effects on Compressor and Engine Performance -A CFD and Thermodynamic Study. *Aerospace*, 8(11), 330.
4. Прокопов М.Г., Вансєв С.М., Козін В.М., Мерзляков Ю.С. *Конструкції елементів пневмоагрегатів: навчальний посібник*. Суми, 2020. 146 с.
5. Galerkin Y.B., Voinov I.B., Drozdov A.A. (2017). Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine Turbo and ANSYS CFX programs. *In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 232, no.1, pp. 012044. IOP Publishing.
6. Вансєв С.М., Мірошніченко 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. 55(1), 15-21.
7. Коваленко А.О., Сьомін Д.О., Роговий А.С. *Планування та обробка результатів випробувань гідропневмосистем: Навчальний посібник*. Луганськ, 2011. 216 с.
8. Brown R.N. *Compressors: Selection and sizing*. Gulf Professional Publishing, 1997. 466 p.
9. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.05.17 / Харківський нац. автомобільнодорожній ун-т. Харків, 2017. 364 с.*
10. Сьомін Д.О., Роговий А.С. *Вихорокамерні нагнітачі: монографія*. Харків, 2017. 204 с.
11. Krupa E., Rezvaya K., Makarov V. Parameter Estimation of Hydraulic Equipment of Hydro-Electric Power Station Based on Numerical Simulation of the Spatial Flow. *In 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*, 2021, P. 681-685. IEEE.
12. Nakhchi M.E., Naung S.W., Rahmati M. (2022). Influence of blade vibrations on aerodynamic performance of axial compressor in gas turbine: Direct numerical simulation. *Energy*, 242, 122988.
13. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov V. (2018). Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *In 2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS)*, pp. 205-209.
14. Aytaç Z., Yücel N. (2020). Development of a Design Methodology for a Centrifugal Compressor with the Utilization of CFD. *Politeknik Dergisi*, 23(1), 231-239.
15. Moroz L., Govoruschenko Y., Pagur P., Romanenko L. (2008). Integrated conceptual design environment for centrifugal compressors flow path design. *In ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 48753, pp. 175-185.
16. Starodubtsev Y.V., Gogolev I.G., Solodov V.G. (2005). Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*, 14(2), 136-141.
17. Zhang L., Mi D., Yan C., Tang F. (2018). Multidisciplinary Design Optimization for a Centrifugal Compressor Based on Proper Orthogonal Decomposition and an Adaptive Sampling Method. *Applied Sciences*, 8(12), pp. 2608.
18. ANSYS, C. (2022). R22. *1 Help manual*. ANSYS Inc.
19. Jiao, K., Sun, H., Li, X., Wu, H., Krivitzky, E., Schram, T., Larosiliere, L. M. (2009). Numerical investigation of the influence of variable diffuser vane angles on the performance of a centrifugal compressor. *Proceedings of the Institution of*

- Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223(8), 1061-1070.
20. Menter F. R., Kuntz M. (2004). Adaptation of eddy-viscosity turbulence models to unsteady separated flow behind vehicles. *The aerodynamics of heavy vehicles: trucks, buses, and trains*. Springer, Berlin, Heidelberg, 339-352.
  21. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. (2019). Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *In MATEC Web of Conferences*, vol. 294, P. 01009.
- References (transliterated)**
1. Van den Braembussche R. (2019). *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons, 388 p.
  2. Stewart M. (2018). *Surface Production Operations: Volume IV: Pumps and Compressors*. Gulf Professional Publishing, 918 p.
  3. Alqallaf J., Teixeira J.A. (2021). Blade Roughness Effects on Compressor and Engine Performance -A CFD and Thermodynamic Study. *Aerospace*, 8(11), 330.
  4. Prokopov M.H., Vanyeyev S.M., Kozin V.M., Merzlyakov Yu.S. (2020). *Konstruktivniy elementiv pnevmoaohrehativ [Designs of elements of pneumatic units]: navchal'nyy posibnyk*. Sumy, 146 p.
  5. Galerkin Y.B., Voinov I.B., Drozdov A.A. (2017). Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine Turbo and ANSYS CFX programs. *In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 232, no.1, pp. 012044. IOP Publishing.
  6. Vanyeyev S.M., Miroshnychenko D.V., Zhurba V.O., Znamenshchikov Ya.V., Baha V.M., Rodymchenko T.S. (2019). Stend dlya doslidzhennya rozshyryval'nykh turbomashyn maloyi potuzhnosti ta ahrehativ na yikh osnovi [A setup for the study of low-power expanding turbomachines and aggregates based on them]. *Refrigeration Engineering and Technology*, 2019. 55(1), 15-21.
  7. Kovalenko A.O., Syomin D.O., Rogovyi A.S. (2011). *Planuvannya ta obrobka rezul'tativ vyprobuvan' hidropnevmosystem [Planning and processing of test results of hydropneumatic systems]: Navchal'nyy posibnyk*. Luhansk, 216 p.
  8. Brown R.N. (1997). *Compressors: Selection and sizing*. Gulf Professional Publishing, 466 p.
  9. Rogovyi A.S. *Rozrobka teorii ta metodiv rozrakhunku vykhorokamernykh nahnitachiv [Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers]: dys. ... d-ra tekhn. nauk: spets. 05.05.17 / Kharkiv's'kyi nats. avtomobil'nodorozhnyi un-t. Kharkiv, 2017. 364 p.*
  10. Syomin D.O., Rogovyi A.S. (2017). *Vykhorokamerni nahnitachi [Vortex chamber superchargers]: monohrafiya*. Kharkiv, 204 p.
  11. Krupa E., Rezvaya K., Makarov V. (2021). Parameter Estimation of Hydraulic Equipment of Hydro-Electric Power Station Based on Numerical Simulation of the Spatial Flow. *In 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*, pp. 681-685. IEEE.
  12. Nakhchi M.E., Naung S.W., Rahmati M. (2022). Influence of blade vibrations on aerodynamic performance of axial compressor in gas turbine: Direct numerical simulation. *Energy*, 242, 122988.
  13. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov V. (2018). Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *In 2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS)*, pp. 205-209.
  14. Aytac Z., Yücel N. (2020). Development of a Design Methodology for a Centrifugal Compressor with the Utilization of CFD. *Politeknik Dergisi*, 23(1), 231-239.
  15. Moroz L., Govoruschenko Y., Pagur P., Romanenko L. (2008). Integrated conceptual design environment for centrifugal compressors flow path design. *In ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 48753, pp. 175-185.
  16. Starodubtsev Y.V., Gogolev I.G., Solodov V.G. (2005). Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*, 14(2), 136-141.
  17. Zhang L., Mi D., Yan C., Tang F. (2018). Multidisciplinary Design Optimization for a Centrifugal Compressor Based on Proper Orthogonal Decomposition and an Adaptive Sampling Method. *Applied Sciences*, 8(12), pp. 2608.
  18. ANSYS, C. (2022). *R22. 1 Help manual*. ANSYS Inc.
  19. Jiao, K., Sun, H., Li, X., Wu, H., Krivitzky, E., Schram, T., Larosiliere, L. M. (2009). Numerical investigation of the influence of variable diffuser vane angles on the performance of a centrifugal compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223(8), 1061-1070.
  20. Menter F. R., Kuntz M. (2004). Adaptation of eddy-viscosity turbulence models to unsteady separated flow behind vehicles. *The aerodynamics of heavy vehicles: trucks, buses, and trains*. Springer, Berlin, Heidelberg, 339-352.
  21. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. (2019). Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *In MATEC Web of Conferences*, vol. 294, pp. 01009.

*Поступила (received) 04.01.2023*

#### *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. Проскури, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

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

**Овчаров Єгор Миколайович / Ovcharov Egor** – головний конструктор КБ двигунобудування, ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна, e-mail: [morozov@morozov.com.ua](mailto:morozov@morozov.com.ua)

**Шудрик Олександр Леонідович / Shudryk Oleksandr** – провідний технолог проектно-технологічного відділу, ТОВ «Реґіон»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0991-2498>; e-mail: [o.shudryk@region.if.ua](mailto:o.shudryk@region.if.ua)

**Толстий Павло Вячеславович / Tolsty Pavlo** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри гідравлічних машин ім. Г.Ф. Проскури, м. Харків, Україна; e-mail: [pavlo.tolsty@emmb.khpi.edu.ua](mailto:pavlo.tolsty@emmb.khpi.edu.ua)