

УДК 629.7.03(043.2)

doi: 10.32620/aktt.2025.4sup2.02

Р. В. ЛАПІЙ, Ю. М. ТЕРЕЩЕНКО

Державний університет «Київський Авіаційний Інститут», Київ, Україна

ВАЛІДАЦІЯ Й ВЕРИФІКАЦІЯ МОДЕЛІ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ТА ТОПОЛОГІЇ РОЗРАХУНКОВОЇ СІТКИ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ТЕЧІЇ В ДВОРЯДНІЙ КОМПРЕСОРНІЙ РЕШІТЦІ

Предметом дослідження є обґрунтування моделі турбулентності та топології розрахункової сітки при моделюванні течії в дворядній компресорній решітці. **Об'єктом дослідження** є дворядна компресорна решітка. **Метою роботи** є верифікація та валідація моделі турбулентності та топології розрахункової сітки при моделюванні обтікання дворядної компресорної решітки. Для досягнення поставленої мети вирішено наступні **задачі**: побудовано тривимірну модель робочого середовища для моделювання обтікання дворядних компресорних лопаток; проведено моделювання обтікання дворядних компресорних лопаток для чотирьох моделей турбулентної в'язкості SST, SST Gamma-Theta, LRR, $k-\omega$; проведено моделювання обтікання дворядних компресорних лопаток для трьох топологій розрахункової сітки; проведено оцінку отриманих результатів шляхом порівняння результатів числового та фізичного експерименту. Для проведення числового експерименту з моделювання течії побудовано 3D модель стенду, на якому розміщено 5 лопаток першого ряду та 13 лопаток другого ряду. Для побудови розрахункової сітки навколо гладких аеродинамічних профілів побудовано структуровану сітку із застосуванням так званих O-grid блоків. Для проведення досліджень побудовано три варіанти розрахункової сітки: розрахункова сітка 1 - 138340, сітка 2 - 224546 та сітка 3 - 270633 елементів. У роботі протестовано 4 моделі турбулентності - SST, SST Gamma-Theta, LRR, $k-\omega$. **Результати**: Отримані результати розрахунків дозволяють стверджувати, що Ansys CFX моделює з достатньою точністю газодинамічні процеси, що протікають у компресорі з дворядними лопатками. Модель турбулентності SST дає найбільшу збіжність результатів моделювання з результатами розрахунків. Сітка №3, що відповідає 50 розрахунковим коміркам уздовж хорди лопатки, дає найбільшу збіжність при визначенні втрат тиску в решітці. Отже, для подальших досліджень обирається модель турбулентності SST та розмірність сітки з не менш ніж 50 розрахунковими комірками вздовж хорди. **Наукова новизна та практична значимість** проведених досліджень полягає в тому, що отримано дані щодо верифікації та валідації моделі турбулентності та топології розрахункової сітки при моделюванні обтікання дворядної компресорної решітки.

Ключові слова: числовий експеримент; модель турбулентності; розрахункова сітка; дворядна лопатка; компресорна решітка; моделювання течії; математичне моделювання.

Вступ

Основними методами дослідження течії в лопаткових вінцях компресорів і турбін є аналітичний розрахунок, числовий та фізичний експеримент. Виходячи із можливостей, всіх недоліків та переваг цих методів, при вивченні характеристик лопаткових машин, їх розробці, оптимізації та вдосконаленні для попередніх розрахунків використовують аналітичний розрахунок, далі проводяться дослідження методом числового експерименту, і на заключних етапах використовується фізичний експеримент. З огляду того, що числовий експеримент дає можливість за короткий термін промоделювати та проаналізувати багато варіантів досліджуваного об'єкту при різних режимах роботи, провести оптимізацію його параметрів та характеристик, фізичний експеримент

використовується тільки для підтвердження отриманих результатів.

Проведення числового експерименту включає попередні налаштування – вибір певних параметрів, таких як модель турбулентної в'язкості, топології розрахункової сітки та інше.

Для проведення числового експерименту CFD (Computational Fluid Dynamics) необхідне відповідне програмне забезпечення, в роботах [1, 2] надано аналітичний огляд різного програмного забезпечення для CFD. Багато авторів, які проводять наукові дослідження характеристик лопаткових машин, використовують програмне середовище Ansys Workbench Fluent або CFX [3-5].

Моделювання течії в лопаткових машинах базується на вирішенні системи рівнянь Нав'є – Стокса, для замикання яких використовуються моделі



[Creative Commons Attribution
NonCommercial 4.0 International](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)

турбулентної в'язкості. В роботах [6-8] автори представляють результати тестових задач з метою вибору моделі турбулентної в'язкості для моделювання течії в елементах осьових компресорів. Однак, універсальної моделі турбулентності поки не існує, що спонукає проводити тестові задачі для кожного конкретного випадку моделювання течії в лопаткових машинах.

Концепція осьового компресора з дворядними лопатковими вінцями має великий потенціал для підвищення навантаження ступеня у порівнянні з класичними ступенями осьового компресора, які мають однорядні лопаткові вінці, це призводить до значного покращення експлуатаційних характеристик та економічності газотурбінного двигуна. Останнім часом, дослідження щодо застосування дворядних лопаткових вінців в осьових компресорах викликають значний інтерес, що підтверджується великою кількістю публікацій [9-11]. Автори розглядають можливість застосовувати дворядні лопаткові вінці у робочих колесах осьових компресорів, стикаються з проблемами щодо перепрофілювання і розробки удосконаленої методики проектування напрямних апаратів, які б враховували особливості кінематики течії при застосуванні дворядних робочих коліс.

У роботі [9] числовим методом досліджуються особливості обтікання у дворядних лопаткових вінцях порівняно з еквівалентним однорядним лопатковим вінцем. Автори приділяють особливу увагу візуалізації обтікання, детально досліджуються вторинні втрати, пов'язані з особливостями конструкції дворядних лопаткових вінців. Крім того, розглянуто питання різних аеродинамічних навантажень для першого та другого ряду дворядного лопаткового вінця осьового компресора.

Завдання взаємодії та спеціального проектування однорядного напрямного апарату для дворядного робочого колеса розглядається багатьма авторами. У роботі [10] автори розглядають низькошвидкісний осьовий компресор, у роботі [11] дозвуковий осьовий компресор. У роботі [10, 11] автори досліджують методом числового експерименту взаємодію дворядного робочого колеса та однорядного напрямного апарату на нерозрахункових режимах роботи. Аналізуючи отримані результати, автори роблять висновки про те, що для дворядного робочого колеса необхідно спеціально спроектований напрямний апарат. Для замикання рівнянь Нав'є - Стокса при моделюванні течії у ступенях осьового компресора з дворядним робочим колесом автори використовують модель турбулентності SST Ментера [10, 11].

Зацікавленість у покращенні характеристик осьових компресорів авіаційних двигунів спонукає дослідників шукати шляхи вдосконалення конструкції лопаткових машин. Одним із таких методів є па-

сивний метод керування примежовим шаром – застосування дворядних лопаткових вінців. Дослідження характеристик дворядних лопаткових вінців компресорів доцільно проводити за допомогою числового експерименту, однак для його проведення необхідна валідація та верифікація моделі турбулентної в'язкості, яка буде замикати рівняння Нав'є – Стокса.

Метою роботи є верифікація та валідація моделі турбулентності і топології розрахункової сітки при моделюванні обтікання дворядної компресорної решітки.

Для досягнення поставленої мети вирішено наступні задачі:

1. Побудовано тривимірну модель робочого середовища для моделювання обтікання дворядних компресорних лопаток.

2. Проведено моделювання обтікання дворядних компресорних лопаток для чотирьох моделей турбулентної в'язкості SST, SST Gamma-Theta, LRR, k- ω .

3. Проведено моделювання обтікання дворядних компресорних лопаток для трьох топологій розрахункової сітки.

4. Проведено оцінку отриманих результатів, шляхом порівняння результатів числового та фізичного експерименту.

Постановка задачі дослідження

В якості об'єкта дослідження обрано компресорну решітку з дворядними лопатками.

Для проведення числового експерименту моделювання течії побудовано 3D модель стенду, на якому розміщено 5 лопаток першого ряду та 13 лопаток другого ряду. Схема стенду представлена на рис. 1.

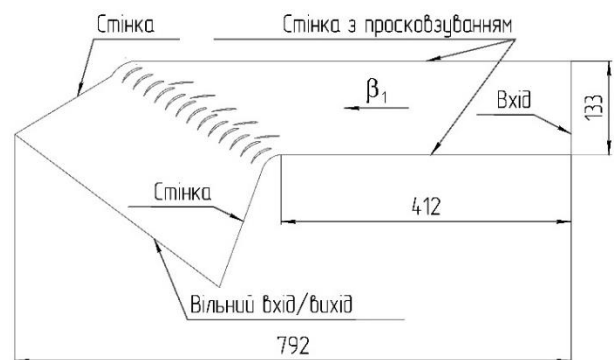


Рис. 1. Схема моделі стенду газодинамічних досліджень дворядної компресорної решітки

Лопатки решітки для двох рядів побудовані на основі аеродинамічного 6% профілю BC-10. Для лопаток першого та другого рядів центральний кут середніх ліній профілю становив 12° та 60° , а відносна товщина аеродинамічних профілів – 0,05% та 0,08% відповідно. Хорда кожної з лопаток дорівнює 35 мм. Потік повітря спрямовується до решітки по каналу

довжиною 0,412 м. На представлений на рис. 1 конфігурації стенду кут атаки дорівнює 0° . При необхідності змінити кут атаки потрібно на відповідний кут змінити положення вхідного каналу. Частини бокових стінок каналу, що знаходяться на краю з обох сторін решітки, повторюють за формою відповідні поверхні лопаток другого ряду.

На рис. 2 представлені геометричні характеристики решітки, що досліджується:

β_{el}, β_{eII} – кути між хордою та віссю решітки лопаток першого та другого ряду;

β_{r1} – кут між дотичною до середньої лінії профілю та віссю решітки в передній точці профілю;

$\theta_r = \beta_{2r} - \beta_{1r}$ – центральний кут середньої лінії профілю;

β_{r2} – кут між дотичною до середньої лінії профілю та віссю решітки в задній точці профілю;

β_1 – кут між віссю решітки та вектором швидкості набігаючого потоку;

β_2 – кут між віссю решітки та вектором швидкості потоку за решіткою;

$\Delta\beta = \beta_{2r} - \beta_2$ – кут відставання потоку;

$\theta_n = \beta_2 - \beta_1$ – кут повороту потоку в решітці;

$i = \beta_{1r} - \beta_1$ – кут атаки.

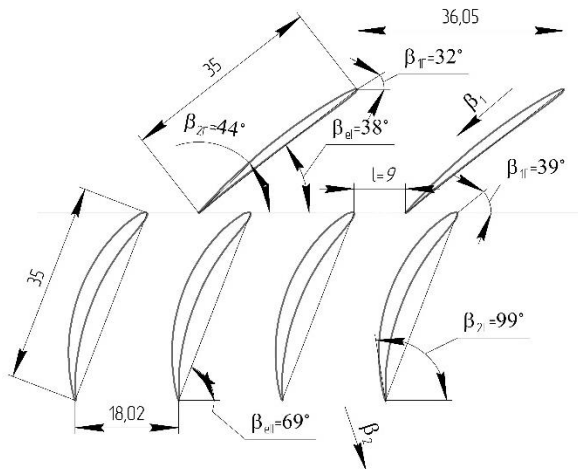


Рис. 2. Основні геометричні параметри компресорної решітки з дворядними лопатками компресора

Під час проведення випробувань вимірювались повний та статичний тиск перед решіткою, а також повний тиск по довжині кроку та напрямку потоку за решіткою. За отриманими даними були побудовані залежності зміни наступних параметрів: кута повороту потоку в решітці, кута відставання потоку від дотичної до середньої лінії в задній кромці, а також втрати повного тиску в решітці за наступною формулою:

$$p_{02} = 1 - \frac{p_{020cp}}{p_{01}} \quad (1)$$

де p_{01} – значення повного тиску потоку перед

решіткою;

p_{020cp} – осереднене по кроку значення повного тиску за решіткою.

Графіки результатів вимірювань побудовані у вигляді зміни величин від приведеної швидкості потоку перед решіткою:

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \quad (2)$$

де k – відношення теплоємностей;

p_1 – значення статичного тиску перед решіткою.

У зв'язку з тим, що дані щодо висоти лопатки відсутні, для подальших досліджень задача буде розглядатися у 2D постановці. Проте, ANSYS CFX не підтримує можливість розв'язку 2D задач через те, що CFX використовує метод кінцевих об'ємів із центрами в вершинах сітки (vertex-centered), який розроблений для роботи з тривимірними (3D) сітками. У зв'язку з чим будемо використовувати Псевдо-2D, який полягає у тому, що по третій вісі – висоті лопатки, буде тільки одна розрахункова комірка висотою 1 мм. По бокам цієї комірки буде використовуватися гранична умова симетрії на якій нормальна складова швидкості потоку до площини симетрії дорівнює 0, а також градієнти фізичних величин по нормалі до площини симетрії теж дорівнюють 0.

Для вибору типу комірок розрахункової сітки розглянемо особливості двох основних типів, а саме гексаедричного та тетраедричного.

Гексаедрична сітка є структурованою, тобто комірки розташовані в чіткому, впорядкованому порядку, подібно до регулярної сітки чи таблиці. Їй притаманні наступні властивості [12]:

- висока точність - регулярна форма зменшує чисельні помилки при апроксимації градієнтів (швидкості, тиску);

- швидша збіжність - розв'язувачі працюють ефективніше через просту топологію;

- менше комірок - для досягнення необхідної точності потрібно менше елементів, ніж у неструктурованій сітці.

Проте дана сітка вимагає великих труднощів для її побудови у разі складної геометрії.

Неструктурована представляє собою трикутники, у разі двовимірної сітки, та піраміди, призми чи гексаедри для тривимірної сітки. На відміну від структурованої, неструктурована сітка має меншу точність, повільнішу збіжність та потребує більше комірок. Але і в неї є свої переваги [12]:

- ідеальна для складних геометричних об'єктів;

- легко генерується автоматично для будь-якої форми;

– програми типу ANSYS Meshing чи ICEM CFD швидко створюють неструктуровану сітку без ручного налаштування;

– можна локально ущільнити у зонах із сильними градієнтами (наприклад, критичний переріз сопла).

Також, щоб поєднати переваги обох сіток у разі складної геометрії можуть бути застосовані гібридні сітки. Так для дослідження обтікання тіла складної геометрії зовнішнім потоком, для моделювання зовнішнього потоку використовують структуровану сітку, а невеликий об'єм безпосередньо біля тіла розбивається неструктурованою сіткою.

Для побудови сітки навколо гладких аеродинамічних профілів можна побудувати структуровану сітку із застосуванням, так званих, O-grid блоків [13]. Тому для задачі, що розглядається, використаємо саме її.

Розмірність розрахункової сітки (кількість комірок) має значний вплив на точність розрахунків. Тому дослідимо вплив розмірності сітки на результати розрахунків решітки компресора з дворядними лопатками.

Для проведення досліджень було побудовано три сітки розмірністю сітка 1 – 138340, сітка 2 – 224546 та сітка 3 – 270633 елементів. Побудована сітка представлена на рис. 3.

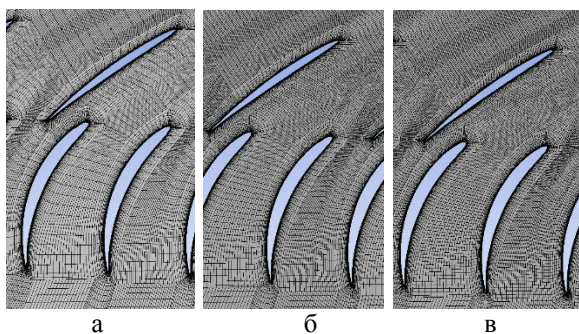


Рис. 3. Фрагменти побудованої розрахункової сітки:

- а – розрахункова сітка №1,
- б – розрахункова сітка №2,
- в – розрахункова сітка №3

Для моделювання примежевого шару навколо кожної лопатки побудовано O-grid блок. Висота першої комірки біля лопатки становить 0,001 мм – цієї величини достатньо для забезпечення параметру y^+ менше 1 при $\lambda_1 \leq 1$. Коефіцієнт збільшення висоти комірки для наступних шарів становив 1,2.

Оскільки вибір моделей турбулентності суттєво впливає на результат, проведемо розрахунки для різних моделей турбулентності. В роботі протестовано 4 моделі турбулентності – SST, SST Gamma-Theta, LRR, k- ω .

Найбільш поширеною у використанні для моделювання газодинамічних процесів у турбомашинах є

модель Shear Stress Transport (SST), запропонована Флоріаном Ментором [14]. Вона з'явилася як вдосконалення існуючих моделей турбулентності, зокрема для вирішення проблем, пов'язаних із чутливістю до умов вільного потоку в моделі k- ω та неточностями моделі k- ϵ при моделюванні потоків із несприятливими градієнтами тиску. SST-модель розроблена для точного прогнозування поведінки турбулентних потоків у широкому діапазоні умов. Вона поєднує переваги двох підходів: модель k- ω добре працює поблизу стінок, у примежевому шарі, де важливі в'язкі ефекти, модель k- ϵ ефективна у вільному потоці, далеко від поверхонь, де турбулентність менш залежить від стінок.

SST – це модель турбулентності з двома диференціальними рівняннями, яка розв'язує два транспортні рівняння: для турбулентної кінетичної енергії (k) та для специфічної швидкості дисипації (ω). Вона використовує модифіковану в'язкість вихору (eddy viscosity) з обмежувачем, щоб врахувати транспорт напруження зсуву, і функцію змішування, яка плавно переходить між k- ω (біля стінок) і k- ϵ (у вільному потоці). Основна задача моделі SST – врахувати транспорт головного турбулентного напруження зсуву (shear stress), що критично важливо для потоків із сильними несприятливими градієнтами тиску, відривом потоку чи складною геометричною формою.

Також, для тестування обрано модель SST Gamma-Theta (SST γ - θ) – це розширення базової моделі SST, яке додає можливість моделювання ламінарно-турбулентного переходу (transitional flow). Розроблена також Ментором у співпраці з Лангрі [15], базується на емпіричних кореляціях та інтегрує до базової SST два додаткові транспортні рівняння. Ці рівняння дозволяють моделі прогнозувати де і як ламінарний потік переходить у турбулентний, замість того, щоб припускати, що весь потік одразу турбулентний (як у стандартній SST).

Модель турбулентності LRR (Launder-Reece-Rodi) – це одна з найвідоміших моделей типу Reynolds Stress Transport (RST), яка належить до другого порядку закриття в обчислювальній гідродинаміці. Вона була розроблена для моделювання турбулентності шляхом прямого розв'язання транспортних рівнянь для компонентів тензора Рейнольдсових напружень.

Модель LRR була запропонована Браяном Лаундером, Джоном Рісом і Вольфгангом Роді в 1975 році в роботі [16]. Вона стала результатом зусиль щодо задачі створення більш точної альтернативи простішим моделям типу k- ϵ , які базуються на припущенні ізотропної вихрової в'язкості. LRR застосовується в задачах, де простіші моделі (k- ϵ , k- ω) не дають достатньої точності через свою ізотропність. Модель точно враховує напрямні ефекти турбулентності, що критично для складних потоків. Краще

працює в потоках із відривом, обертанням чи сильною кривиною порівняно з моделями на основі в'язкості. Базується на реальних транспортних рівняннях, а не спрощених припущеннях. Проте модель потребує додаткового розв'язання 7 рівнянь у 3D постановці, що значно збільшує витрати ресурсів. Точність залежить від обраних моделей для розв'язку компонентів основних рівнянь.

Модель турбулентності $k-\omega$ вперше була запропонована Колмогоровим у 1942 р., проте для практичного використання була перероблена Вілкоксом у 1988 р. [17] як альтернатива моделі $k-\epsilon$, з акцентом на кращу поведінку в примежових шарах і при низьких числах Рейнольдса. Модель $k-\omega$ розв'язує два транспортні рівняння: k - турбулентна кінетична енергія, ω - специфічна швидкість дисипації турбулентної енергії, яка пропорційна ϵ/k (де ϵ - швидкість дисипації). Модель не потребує стінкових функцій (wall functions), що робить її ідеальною для примежових шарів і низькорейнольдсових потоків. Легко розв'язується до твердої поверхні без додаткових припущень. Проте має неточності у вільних потоках.

На рис. 3 представлена 3D розрахункова модель з вказаними граничними умовами.

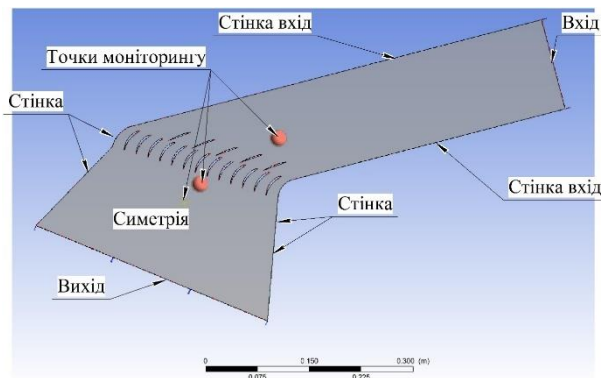


Рис. 3. Розрахункова модель

На гранях моделі встановлені наступні граничні умови:

- Вхід – умова Inlet, Total Pressure (stable), Напрямок потоку вздовж вісі X, Static Temperature 288,15°K;
- Вихід – умова Opening, Entrainment 1 атм, Outlet Temperature 288,15°K;
- Стінка – умова Wall;
- Стінка вхід– умова Wall, з просковзуванням (Free Slip Wall);
- Симетрія – умова Symmetry.

Для задачі, що розглядається, варіанти граничних умов з заданням повного тиску на виході та статичного тиску на виході є одним з найкращих варіантів, який дозволяє досягти збіжності розрахунку. Отже, на виході встановлюється значення повного тиску з

певним кроком. Оскільки на виході можливий зворотний хід, тобто можливі вихори, вибрано умову Opening/ Entrainment яка сама визначає під час розрахунку напрямок вектору вхідного потоку в залежності від оточуючих умов.

З метою зменшення впливу, який може спричинити примежовий шар, на бокових поверхнях вхідного каналу встановлена умова стінки з проковзуванням. Для всіх лопаток та стінок стенду за решіткою встановлена умова звичайної стінки.

На верхній та нижній поверхнях стенду встановлена умова симетрії.

Для всього розрахункового об'єму встановлено середовище повітря. В якості робочого тіла обрано модель ідеального газу. Обрано модель Total Energy, яка враховує стисливість повітря. Також вибрано врахування нагріву від в'язкого тертя. Початкові умови визначались автоматично програмою.

Початковий крок за часом визначався з умови проходження потоком відстані в 1 мм за одну ітерацію. Максимальний крок за часом встановлювався в діапазоні (0.001-0.00001) с в залежності від швидкості потоку на вході та обраної моделі турбулентності.

Для розв'язку рівнянь турбулентності обрано адаптивну схему дискретизації другого порядку High Resolution.

Додатково були встановлені точки монітору, в яких під час розрахунку відстежувались параметри приведеної швидкості перед решіткою, а також значення повного тиску за решіткою та втрати повного тиску.

Результати

Розрахунок виконувався в багатоядерному режимі з використанням 3 ядер процесора. Розрахунок вважався закінченим, коли значення нев'язок та параметрів, що відстежувалися в точках монітору, набували достатньо сталих значень та не змінювалися в наступних ітераціях чи мали незначний періодичний характер. На рисунку 4 представлено зміну параметрів, які відстежувались, під час розрахунку.

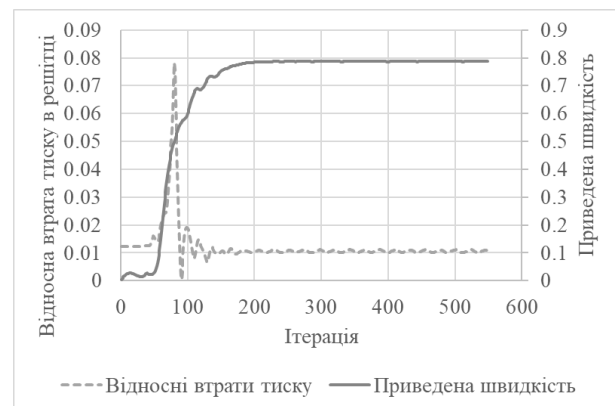


Рис. 4. Зміна параметрів в точках моніторингу

Спочатку було досліджено вплив моделей турбулентності на результати розрахунків. Дослідження виконувалось на сітці №2. Результати представлені на рис. 5 та 6. В розрахунку параметрів приймалися середні значення повного тиску за решіткою для центральних лопаток.

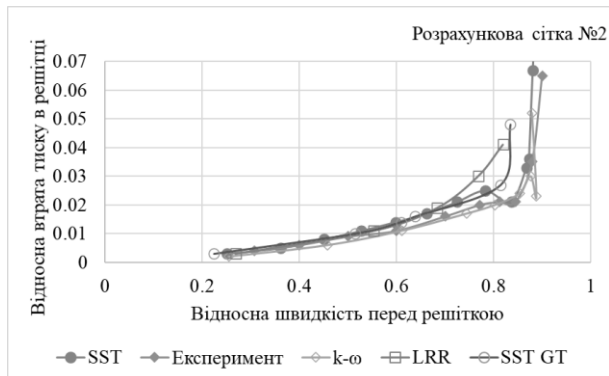


Рис. 5. Відносна втрата тиску в решітці для різних моделей турбулентності

Аналіз отриманих результатів показує, що на швидкостях потоку перед решіткою до 0,6 відносна втрата тиску в решітці достатньо добре співпадає з результатами експерименту. В діапазоні приведених швидкостей від 0,6 до 0,8 найбільше співпадіння з експериментом дає модель турбулентності $k-\omega$. При значеннях приведеної швидкості більше 0,8 більше співпадіння надає модель SST.

Аналіз графіку зміни кута відставання потоку, представленим на рис. 6, показує, що тільки модель SST дає найбільше співпадіння в усьому діапазоні приведених швидкостей перед решіткою.

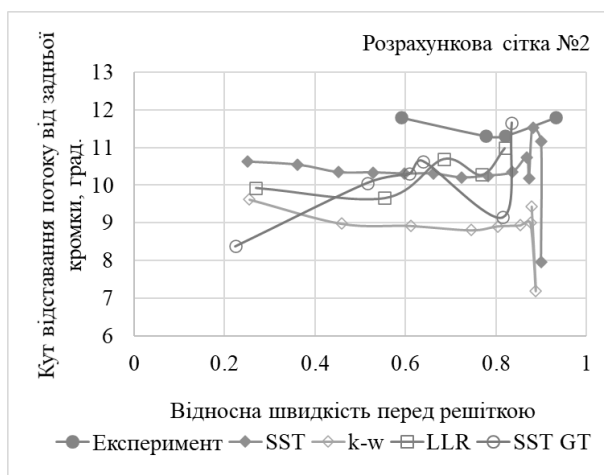


Рис. 6. Кут відставання потоку для різних моделей турбулентності

Також необхідно відмітити той факт, що при використанні моделі турбулентності SST GT достатня стабільність зміни параметрів в точках моніторингу

не досягалась, рисунок 7, навіть при зменшенні розрахункового кроку за часом. Також коливання відзначались і при використанні моделі LRR, хоч їх величина була порівняно меншою.

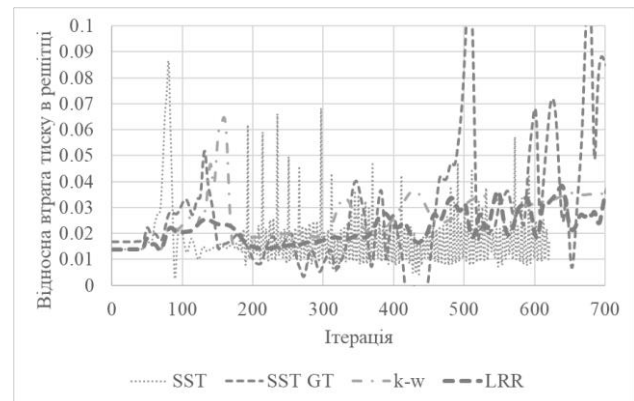


Рис. 7. Змін відносної втрати тиску в решітці під час розрахунку

Аналіз результатів розрахунку показав, що істотні коливання параметрів при використанні моделі SST GT, зумовлені зривом потоку з поверхні лопаток, що призводило до утворення періодичних вихрових структур більш великих розмірів, ніж при використанні інших моделей турбулентності. Даний процес повторювався і на інших сітках. На рис. 8 представлено порівняння ліній току для варіантів з моделями турбулентності SST GT та SST.

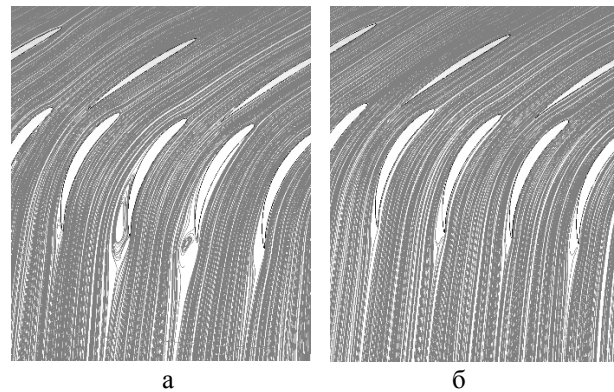


Рис. 8. Лінії току при різних моделях турбулентності:

а – моделювання з моделлю турбулентності SST GT, б – моделювання з моделлю турбулентності SST

Для подальших досліджень з впливу розмірності сітки на результати моделювання обрано модель SST.

На рис. 9 представлені розподіли величини відносної втрати тиску в решітці від приведеної швидкості перед решіткою для різних розрахункових сіток. Як видно найбільшу збіжність з результатами отриманими в експерименті має сітка №3.

На рисунку 10. представлені розподіли величини кута відставання потоку на виході з решітки для різних розрахункових сіток.

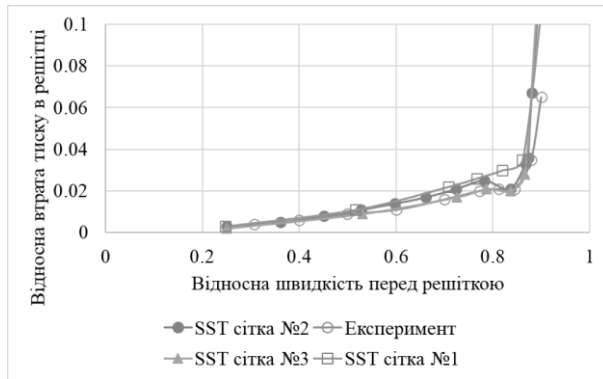


Рис. 9. Відносна втрата тиску в решітці для різних варіантів сітки

Згідно з отриманих результатів, величина кута відставання потоку на виході з решітки не залежить від розмірності сітки.

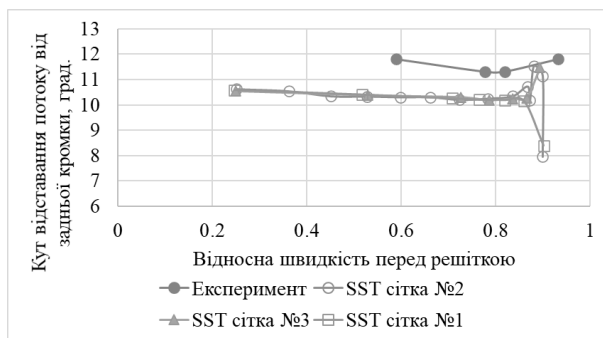


Рис. 10. Кут відставання потоку на виході з решітки для різних варіантів сітки

Отримані результати розрахунків дозволяють стверджувати, що Ansys CFX моделює з достатньою точністю газодинамічні процеси, що протікають в компресорі з дворядними лопатками. Також, модель турбулентності SST дає найбільшу збіжність результатів моделювання з результатами розрахунків, сітка №3, що відповідає 50 розрахунковим коміркам вздовж хорди лопатки, дає найбільшу збіжність при визначенні втрат тиску в решітці.

Отже, для подальших досліджень обирається модель турбулентності SST та розмірність сітки з не менше 50 розрахунковими комірками вздовж хорди.

Висновки

Отримані результати тестової задачі моделювання течії у дворядній компресорній дозволили обрати для подальших досліджень характеристик дворядних лопаткових вінців модель турбулентності

SST та розмірність сітки з не менше 50 розрахунковими комірками вздовж хорди.

Напрямом подальших досліджень є дослідження характеристик дворядного робочого колеса осьового компресора.

Внесок авторів: формулювання задачі, редагування – **Ю. М. Терешенко**; розробка дослідницького стенду, аналіз результатів – **Р. В. Лапій**.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо цього дослідження, фінансового, особистого, авторського чи іншого, який міг би вплинути на дослідження та його результати, представлені в цій статті.

Фінансування

Дослідження проводилося без фінансової підтримки.

Наявність даних

Рукопис немає супутніх даних.

Використання штучного інтелекту

Автори підтверджують, що вони не використовували методи штучного інтелекту при створенні представленої роботи.

Усі автори прочитали та погодились з опублікованою версією рукопису

Література

1. Rojas-Sola, J. I. A review of the computational fluid dynamics simulation software: Advantages, disadvantages and main applications [Text] / J. I. Rojas-Sola, C. García-Baena, & M. J. Hermoso-Orzáez // *Journal of Magnetohydrodynamics and Plasma Research*. – 2016. – Vol. 21(4). – P. 417-424.
2. Bayraktar, E. Benchmark computations of 3D laminar flow around a cylinder with CFX, OpenFOAM and FeatFlow [Text] / E. Bayraktar, O. Mierka, & S. Turek // *International Journal of Computational Science and Engineering*. – 2012. – Vol. 7(3). – P. 253-266. doi : 10.1504/IJCSE.2012.048245.
3. Azmizam, M. Z. CFD analysis of 500W centrifugal compressor performance [Text] / M. Z. Azmizam, & A. M. I. Mamat // *Journal of Applied Engineering Design & Simulation*. – 2024. – Vol. 4(2). – P. 21-33. doi: 10.24191/jaeds.v4i2.84.
4. Dalbanjan, M. S. Sensitivity study of stagger angle on the aerodynamic performance of transonic axial flow compressors [Text] / M. S. Dalbanjan, & N. Sarangi // *In Proceedings of the National Aerospace Propulsion Conference: Select Proceedings of NAPC*. – Singapore: Springer Nature Singapore. – 2020. – P. 3-14.

5. Chu, H. Q. Aerodynamic and structural performances of a single-stage transonic axial compressor with blade fillet radius [Text] / H. Q. Chu, & C. T. Dinh // *International Journal of Intelligent Unmanned Systems*. – 2023. – Vol. 11(3). – P. 407-424. doi: 10.1108/IJUS-07-2021-0069.

6. Numerical investigation of transonic axial compressor rotor flows using an improved transition-sensitized turbulence model [Text] / B. Cui, X. Wang, R. Wang, & Z. Xiao // *Physics of Fluids*. – 2021. – Vol. 33(3). – Article no. 035149. doi: 10.1063/5.0043633.

7. Validation and verification of RANS solvers for TUDa-GLR-Open Stage transonic axial compressor [Text] / X. He, M. Zhu, K. Xia [et al.] // *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. – 2023. – Vol. 7. – P. 13-29. doi: 10.33737/jgpps/158034.

8. Comparison of turbulence modeling for a compressor rotor at different tip clearances [Text] / X. Chen, B. Koppe, M. Lange [et al.] // *AIAA Journal*. – 2022. – Vol. 60(2). – P. 1186-1198. doi: 10.2514/1.J060468.

9. Schluer, C. Numerical Investigation of the Secondary Flows and Losses in a High-Turning Tandem Compressor Cascade [Text] / C. Schluer, M. Böhle, & M. Cagna // *Conference: ASME 2015 Gas Turbine India Conference*. – 2015. – 10 p.

10. Singh, A. Investigations on Design Space for Highly Loaded Tandem Bladed Axial Flow Rotor-novel Stator for Low-speed Compressor Research Facility [Text] / A. Singh, & C. S. Mistry // *Journal of Applied Fluid Mechanics*. – 2024. – Vol. 17(10). – P. 2245-2265.

11. Babu, S. Transient nature of secondary vortices in an axial compressor stage with a tandem rotor [Text] / S. Babu, P. Chatterjee, & A. M. Pradeep // *Physics of Fluids*. – 2022. – Vol. 34(6). – Article no. 065125. doi: 10.1063/5.0092226.

12. Sevilla, R. Mesh generation and adaptation: cutting-edge techniques [Text] / R. Sevilla, S. Perotto, & K. Morgan. – Springer Nature, 2022. – 327 p.

13. Mazumder, S. Numerical methods for partial differential equations: finite difference and finite volume methods [Text] / S. Mazumder. – Academic Press. – 2015. – 484 p.

14. Menter, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] / F. R. Menter // *AIAA Journal*. – 1994. – Vol. 32, No. 8. – P. 1598-1605. doi: 10.2514/3.12149.

15. Langtry, R. B. Transition modeling for general CFD applications in aeronautics [Text] / R. B. Langtry, F. R. Menter // *AIAA* 2005-522. – 2005. – 14 p. doi: 10.2514/6.2005-522.

16. Launder, B. E. Progress in the Development of a Reynolds Stress Turbulence Closure [Text] / B. E. Launder, G. J. Reece, & W. Rodi // *Journal of Fluid Mechanics*. – 1975. – Vol. 68(03). – P. 537-566. doi: 10.1017/S0022112075001814.

17. Wilcox, D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models

[Text] / D. C. Wilcox // *AIAA journal*. – 1988. – Vol. 26, Is. 11. – P. 1299-1310. doi: 10.2514/3.10041.

References

1. Rojas-Sola, J. I., García-Baena, C., & Hermoso-Orzáez, M. J. A review of the computational fluid dynamics simulation software: Advantages, disadvantages and main applications. *Journal of Magnetohydrodynamics and Plasma Research*. 2016, vol. 21(4), pp. 417-424.

2. Bayraktar, E., Mierka, O., & Turek, S. Benchmark computations of 3D laminar flow around a cylinder with CFX, OpenFOAM and FeatFlow. *International Journal of Computational Science and Engineering*. 2012, vol. 7(3), pp. 253-266. doi: 10.1504/IJCSE.2012.048245.

3. Azmizam, M. Z., & Mamat, A. M. I. CFD analysis of 500W centrifugal compressor performance. *Journal of Applied Engineering Design & Simulation*. 2024, vol. 4(2), pp. 21-33. doi: 10.24191/jaeds.v4i2.84.

4. Dalbanjan, M. S., & Sarangi, N. Sensitivity study of stagger angle on the aerodynamic performance of transonic axial flow compressors. In *Proceedings of the National Aerospace Propulsion Conference: Select Proceedings of NAPC*. Singapore: Springer Nature Singapore. 2020, pp. 3-14.

5. Chu, H. Q., & Dinh, C. T. Aerodynamic and structural performances of a single-stage transonic axial compressor with blade fillet radius. *International Journal of Intelligent Unmanned Systems*, 2023, vol. 11(3), pp. 407-424. doi: 10.1108/IJUS-07-2021-0069.

6. Cui, B., Wang, X., Wang, R., & Xiao, Z. Numerical investigation of transonic axial compressor rotor flows using an improved transition-sensitized turbulence model. *Physics of Fluids*, 2021, vol. 33(3), article no. 035149. doi: 10.1063/5.0043633.

7. He, X., Zhu, M., Xia, K., Fabian, K. S., Teng, J., & Vahdati, M. Validation and verification of RANS solvers for TUDa-GLR-Open Stage transonic axial compressor. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, 2023, vol. 7, pp. 13-29. doi: 10.33737/jgpps/158034.

8. Chen, X., Koppe, B., Lange, M., Chu, W., & Mailach, R. Comparison of turbulence modeling for a compressor rotor at different tip clearances. *AIAA Journal*, 2022, vol. 60(2), pp. 1186-1198. doi: 10.2514/1.J060468.

9. Schluer, C., Böhle, M., & Cagna, M. Numerical Investigation of the Secondary Flows and Losses in a High-Turning Tandem Compressor Cascade. *Conference ASME 2015 Gas Turbine India Conference*. 2015. 10 p.

10. Singh, A., & Mistry, C. S. Investigations on Design Space for Highly Loaded Tandem Bladed Axial Flow Rotor-novel Stator for Low-speed Compressor Research Facility. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2024, vol. 17(10), pp. 2245-2265.

11. Babu, S., Chatterjee, P., & Pradeep, A. M. Transient nature of secondary vortices in an axial

compressor stage with a tandem rotor. *Physics of Fluids*, 2022, vol. 34(6), pp. 065125. doi: 10.1063/5.0092226.

12. Sevilla, R., Perotto, S., & Morgan, K. *Mesh generation and adaptation: cutting-edge techniques*. Springer Nature, 2022. 327 p.

13. Mazumder, S. *Numerical methods for partial differential equations: finite difference and finite volume methods*. Academic Press, 2015. 484 p.

14. Menter, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, iss. 8, pp. 1598-1605. doi: 10.2514/3.12149.

15. Langtry, R. B., & Menter, F. R. Transition modeling for general CFD applications in aeronautics. *AIAA 2005-522*, 2005. 14 p. doi: 10.2514/6.2005-522.

16. Launder, B. E., Reece, G. J., & Rodi, W. Progress in the Development of a Reynolds Stress Turbulence Closure. *Journal of Fluid Mechanics*, 1975, vol. 68(03), pp. 537-566. doi: 10.1017/S0022112075001814.

17. Wilcox, D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA journal*, 1988, vol. 26, iss. 11, pp. 1299-1310. doi: 10.2514/3.10041.

Надійшла до редакції 15.06.2025, розглянута на редколегії 18.08.2025

VALIDATION AND VERIFICATION OF THE TURBULENCE MODEL AND THE CALCULATION GRID TOPOLOGY IN FLOW SIMULATION IN A TANDEM COMPRESSOR CASCADE

Roman Lapii, Yuriy Tereshchenko

The study substantiates the turbulence model and the topology of the computational grid when modeling the flow in a tandem compressor cascade. The research object is a tandem compressor cascade. This study aims to verify and validate the turbulence model and the computational grid topology when simulating the flow around a tandem compressor cascade. To achieve the goal, the following tasks were solved: a three-dimensional model of the working medium was built when simulating the flow around the tandem compressor blades; the flow around the tandem compressor blades was modeled using four models of turbulent viscosity SST, SST Gamma-Theta, LRR, $k-\omega$ was carried out; modeling of the flow around the tandem compressor blades was modeled using three topological calculation grids; and the obtained results were evaluated by comparing the results of a numerical and physical experiment. A 3D model of the stand was built to conduct a numerical experiment of flow simulation, on which 5 blades of the first row and 13 blades of the second row are placed. To create a calculation grid, a structured grid using so-called O-grid blocks is built around smooth aerodynamic profiles. Three calculation grid versions were built to carry out the research: calculation grid 1–138340, grid 2–224546, and grid 3–270633 elements. Four turbulence models were tested in the work – SST, SST Gamma-Theta, LRR, $k-\omega$. Results: The obtained calculation results allow us to state that Ansys CFX models gas-dynamic processes occurring in a compressor with tandem blades with sufficient accuracy. In addition, the SST turbulence model gives the greatest convergence of the modeling results with the calculation results. Grid 3, which corresponds to 50 calculation cells along the blade chord, gives the greatest convergence when determining the grid's pressure losses. Consequently, the SST turbulence model and grid size with at least 50 calculation cells along the chord are selected for further research. The scientific novelty and practical significance of the conducted research are based on the data obtained for the verification and validation of the turbulence model and the topology of the calculation grid in the simulation of the flow around a tandem compressor cascade.

Keywords: numerical experiment; turbulence model; computational grid; tandem blade; compressor cascade; flow simulation; mathematical modeling.

Лапій Роман Вікторович – асп., Державний університет «Київський Авіаційний Інститут», Київ, Україна.

Терещенко Юрій Матвійович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. авіаційних двигунів, Державний університет «Київський Авіаційний Інститут», Київ, Україна.

Roman Lapii – PhD Student, State University “Kyiv Aviation Institute”, Kyiv, Ukraine, e-mail: 8992632@stud.kai.edu.ua, ORCID: 0009-0008-6785-519X.

Yuriy Tereshchenko – Doctor of Technical Sciences, Head of Dept. of Aviation Engine, State University “Kyiv Aviation Institute”, Kyiv, Ukraine, e-mail: yurii.tereshchenko@npp.kai.edu.ua, ORCID: 0000-0003-4367-3232.