ISSN 1814-4225 (print)
АВІАЦІЙНО-КОСМІЧНА ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЯ, 2026, № 1(209) ISSN 2663-2012 (online)

УДК 621.44.533.697 **doi: 10.32620/aktt.2026.1.04**

А. М. КАРПЕНКО

Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна
Акціонерне товариство «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна

ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЗОВОЇ ТУРБІНИ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ЕФЕКТУ РАНКА

*Одним із потенційно перспективних підходів до охолодження деталей турбін і при цьому одним із найменш досліджених є використання в системах охолодження турбін вихрового ефекту Ранка, що буде сепарувати охолодний потік за температурою. Ефект Ранка спостерігається у закручених потоках рідини, тому, у контексті газових турбін, одним з найочевидніших місць його застосування для розділення потоку за повною температурою є апарат супутнього закручування (АСЗ), основною функцією якого якраз і є надання потоку колового руху. **Предметом** дослідження у статті є закономірності, які характеризують процес сепарації обертового потоку за повною температурою у полі відцентрових сил, а також їх використання для вдосконалення АСЗ турбіни малогабаритного газотурбінного двигуна. **Мета** роботи полягає у зниженні температури охолодного повітря, що подається до робочих лопаток (РЛ) турбіни, шляхом вдосконалення конструкції апарата супутнього закручування із використанням ефекту Ранка. **Задачею** дослідження є вибір варіанту конструкції АСЗ, що забезпечує найбільше зниження температури охолодного повітря, що подається до РЛ турбіни, шляхом проведення оптимізаційних CFD розрахунків закрученої течії в проточній частині АСЗ. **Результати**. З точки зору температурної сепарації отримані результати свідчать про неефективність реалізованого в базовій конструкції двигуна струминного підведення охолодного повітря до проточної частини АСЗ. Неефективність зумовлена наявністю інтенсивних вторинних вихорів у проточній частині АСЗ, які ускладнюють сепарацію потоку за повною температурою та сприяють перемішуванню течії, що, відповідно, призводить до вирівнювання температури. В роботі було **запропоновано** тангенціально подавати стисле повітря під іншими (у порівнянні з базовими) кутами у кільцеву трубу АСЗ типу прямого впорскування (direct injection type) на виході з якої фізично, розділяти потік повітря на два: відносно холодний та відносно гарячий. При цьому спрямовувати холодний потік на вхід в систему охолодження РЛ, а гарячий – вище (на більші радіуси), на ущільнення осьових зазорів між сопловим апаратом та робочим колесом. Результати розрахунків показали, що навіть незначні конструктивні зміни базової конструкції апарату супутнього закручування досліджуваного двигуна дозволяють знизити температуру охолодного повітря, що підводиться до РЛ, на 2.1 К. Організація більш ефективного тангенціального підводу повітря до АСЗ може забезпечити зниження повної температури охолоджувача на 4 К, що, згідно з виконаними розрахунками на міцність, збільшить ресурс робочої лопатки турбіни на 9 %. **Висновки**. Проведене дослідження підтвердило перспективність застосування ефекту Ранка в системах підведення охолодного повітря до РЛ турбіни для зниження температури охолоджувача. Реалізація концепції енергетичного розділення у АСЗ двигунів більшої розмірності, ніж двигун розглянутий у даному дослідженні, дозволить уникнути конструктивних обмежень, що лімітують сепарацію потоку за повною температурою, і, відповідно, отримати більш виражений позитивний ефект від використання ефекту Ранка у системі підводу охолодного повітря до лопаток турбіни. **Наукова новизна**: Уперше запропоновано використання вихрового ефекту Ранка в конструкції АСЗ системи підведення охолодного повітря до РЛ турбіни. Таке рішення забезпечує зниження температури охолодного повітря або зменшення його витрати без втрати ресурсу РЛ, що підвищує відповідно довговічність або ефективність роботи газової турбіни.*

Ключові слова: *турбіна; система охолодження; апарат супутнього закручування; ефект Ранка; сепарація за повною температурою; робоча лопатка.*

1. Вступ

Згідно з термодинамічним циклом Брайтона, який найточніше моделює роботу газотурбінного двигуна, ефективність ГТД значною мірою залежить від температури газу на вході в турбіну [1]. На сьогодні, підвищення температури газу перед турбіною лишається головним напрямком

Creative Commons Attribution NonCommercial 4.0 International

підвищення економічності ГТД, незалежно від їх призначення. Оскільки темп підвищення жароміцності матеріалів для виготовлення газових турбін відстає від темпу росту температури газу перед турбіною, вдосконалення систем охолодження є поки що основним методом підвищення ефективності ГТД.

1.1 Мотивація

У той час як температури на вході в турбіну поступово зростали, протягом декількох десятиліть було розроблено різноманітні схеми охолодження турбін, що забезпечило роботу лопаток турбіни в умовах температур потоку, які значно перевищують температурні можливості матеріалів, з яких вони виготовлені. На даному етапі сучасні методи вдосконалення каналів охолодження вже перебувають на межі технологічних можливостей виготовлення деталей. Для забезпечення подальшого підвищення температур на вході в турбіну розробникам турбін необхідні, окрім нових матеріалів та покриттів, більш ефективні методи охолодження, які зокрема можуть базуватися на зниженні температури охолодного повітря перед його подачею до робочих лопаток турбіни. Використання теплообмінників у цьому напрямі має обмежені можливості через конструктивну складність, додаткові втрати та збільшення маси двигуна. Одним із перспективних, але досі практично не дослідженгих підходів до охолодження деталей турбін є використання в системах їх охолодження вихрового ефекту Ранка, який забезпечує температурну сепарацію потоку та дозволяє подавати більш холодну фракцію повітря до робочих лопаток. Ефект Ранка спостерігається в закручених потоках рідини, тому одним з найочевидніших місць його застосування в турбінах для розділення потоку за температурою є апарат супутнього закручування, основною функцією якого якраз і є надання потоку колового руху.

1.2. Сучасний стан проблеми підведення охолодного повітря до РЛ турбіни

Повітря для охолодження лопаток турбіни відбирається з компресора, що супроводжується зниженням ефективності двигуна. Негативний вплив проявляється в двох основних аспектах: перший пов'язаний зі зменшенням кількості доступного гарячого газу для розширення в турбіні, другий – з втратами, спричиненими змішуванням потоків у місці, де охолодне повітря повертається в проточну частину турбіни (і нижче за потоком), викликаючи зниження ефективності окремих ступенів турбіни. З огляду на це, доцільним є обмеження витрати охолодного повітря до рівня, який забезпечує необхідний ресурс елементів турбіни. Для досягнення цієї мети необхідно розглядати всі можливі способи зниження температури охолодного повітря, що подається до робочої лопатки, враховуючи сильну залежність ресурсу деталей турбіни від фактичної температури металу (а, відповідно, й від температури охолоджувача). Згідно з даними, опублікованими в роботі R. Da Soghe та ін. [2], зниження температури охолодного повітря на 15 К може збільшити ресурс робочої лопатки турбіни в два рази.

Попереднє закручування охолодного повітря, що подається до лопаток ротора високого тиску в напрямку їх обертання, дозволяє доставити охолоджувач до входу в робочу лопатку, теоретично, з повною температурою у відносному русі, близькою до статичної температури. А оскільки статична температура попередньо закрученого потоку може бути істотно нижчою за повну температуру охолодного повітря, збільшення тривалості служби лопаток турбіни можуть бути дійсно значним.

Є ще дві переваги, пов'язані з попереднім закручуванням; по-перше, зменшується різниця швидкостей між повітряним потоком і входом в систему охолодження лопатки (тобто збільшується коефіцієнт витрати μ вхідного каналу охолодження роторної лопатки), що збільшує кількість повітря, яке подається на лопатки при заданому перепаді тиску. По-друге, необхідно виконати роботу над потоком, щоб забезпечити йому ту ж кутову швидкість, що й на вході в охолодний канал ротора, перш ніж потік зможе увійти до внутрішніх каналів лопаток. Ця робота збільшує повну температуру потоку, знижуючи ефективність охолодження лопатки. Попереднє закручування потоку зменшує необхідну роботу, й охолодне повітря подається в лопатки при меншій температурі.

Якщо до зазначених загальновідомих переваг попереднього закручування охолоджувача, що подається до роторних лопаток, додати потенційну вигоду від сепарації цього, вже закрученого, охолодного потоку за температурою, то застосування вихрового ефекту Ранка в системі підведення повітря для охолодження робочих лопаток може дати суттєвий ефект.

1.3. Аналіз можливості застосування ефекту Ранка в системі підведення охолодного повітря до РЛ турбіни

Основною метою цієї роботи було застосування концепції температурного розділення в конструкції апарата супутнього закручування турбіни високого

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

тиску малогабаритного турбовального двигуна. Схематичний поздовжній переріз турбіни наведено на рис. 1.

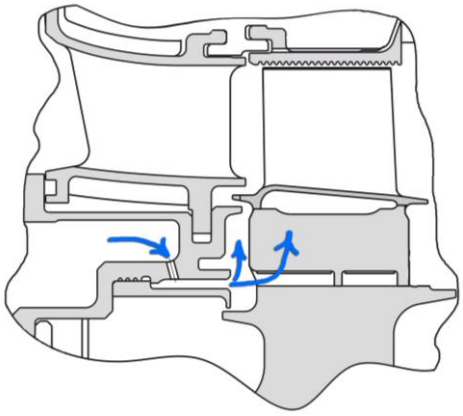

Рис. 1. Поздовжній переріз турбіни зі схематичним зображенням руху охолодного повітря через систему підведення охолоджувача до РЛ

Результатом сепарації охолодного потоку за повною температурою буде розділення охолоджувача на два потоки: гарячий і холодний. Гарячий потік буде мати температуру, вищу за середню температуру охолоджувача на вході до АСЗ, а холодний – нижчу. Ці два сепаровані потоки будуть мати окремі виходи з АСЗ, і будуть направлені: холодний потік – на вхід до системи охолодження лопатки, а гарячий – на ущільнення дискової порожнини від потрапляння гарячого газу з проточної частини турбіни через осьовий зазор між вінцями статорних і роторних лопаток (рис. 1).

Оскільки застосування вихрових труб для охолодження газотурбінних двигунів є новою концепцією, література, яка б безпосередньо кількісно оцінювала ефективність вихрових труб в умовах роботи двигуна, відсутня. А оскільки внаслідок високих значень температури й тиску умови експлуатації є надзвичайно складними, залишається невідомим, наскільки добре вихрова труба може працювати в такому середовищі.

Тому спочатку спробуємо проаналізувати експлуатаційні фактори та обмеження, які можуть впливати на температурне розділення в двигуні.

По-перше, слід відмітити, що вихрова труба працює з потоком, що приводиться в рух тиском, тому наявний перепад тиску має прямий вплив на досяжні значення масової витрати та швидкості потоку в трубі (а як наслідок, і на розмір температурної сепарації). Відомо, що сепарація покращується, коли перепад тиску між входом та виходами з вихрової труби збільшується [3-4]. Необхідність великого перепаду тиску для більшої сепарації є гострим викликом для газотурбінних двигунів, у яких різниця тиску між виходом з компресора і входом до робочих лопаток турбіни високого тиску є відносно малою.

По-друге, слід зазначити, що достеменно невідомо, як будуть впливати на сепарацію повної температури високі температури, що мають місце в турбінних течіях, тому що у відкритих джерелах таких досліджень не було знайдено. Проте результати існуючих експериментів показують, що збільшення температури повітря на вході до вихрової труби збільшує швидкість на виході з сопла подачі повітря у вихрову трубу та покращує сепарацію потоку за температурою. Щоправда, під час відомих експериментальних досліджень найвища температура на вході у вихрову трубу становила не більше 363 К [5] та 450 К [6]. Той факт, що температура потоків в двигуні, які необхідно сепарувати за температурою, є дуже високою, дає підстави для практичного використання вихрових труб у газотурбінних двигунах.

По-третє, використання вихрових труб у газотурбінному двигуні, ймовірно, призведе до впливу на вихрову трубу підвищених температур ззовні. За таких обставин можна очікувати, що буде спостерігатися тепловий потік від стінок труби до повітря всередині вихрової труби. Однак, згідно з дослідженням [6], тепло, що підводиться ззовні, має основний вплив на периферійні шари вихрового потоку в трубі. Це тепло підігріває гарячу фракцію сепарованого за температурою потоку в трубі й майже не впливає на приосьові холодні шари всередині труби.

По-четверте, використати ефект температурної сепарації в конструкції системи підведення охолодного повітря до робочої лопатки турбіни турбовального двигуна, що розглядається, можна, якщо конструктивно виконати АСЗ у вигляді вихрової труби. Ця труба буде прямоточною й матиме кільцевий переріз. Інформації щодо ефективності температурної сепарації вихрових труб кільцевого перерізу порівняно з класичними трубами Ранка круглого перерізу у відкритій літературі не було знайдено. Що стосується порівняння ефективності прямоточних труб з вихровими трубами з протитечією, то, згідно з дослідженням [7], прямоточні труби поступаються трубам з протитечією за величиною сепарації за температурою.

Таким чином, обмеження, що накладаються на вихрові труби умовами роботи двигуна, є дуже жорскими. Тому для того, щоб вихрові труби могли бути ефективно застосовані для підведення охолодного повітря до робочої лопатки, їхні характеристики мають бути поліпшені порівняно з випадками, описаними нині в літературі.

Нижче наведено результати чисельної оптимізації конструкції АСЗ малогабаритного двигуна з метою зниження температури охолодного повітря, що підводиться до РЛ турбіни.

2. Опис розрахункової CFD-моделі

Моделювання стаціонарної течії, виконане на основі усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса (RANS, Reynolds-averaged Navier–Stokes equations), було реалізовано за допомогою комерційного CFD-розв'язувача Ansys CFX 2024 R2. Конвективні члени в рівняннях збереження було дискретизовано за допомогою схеми *High-resolution scheme*, яка формально має другий порядок точності, але адаптивно перемикається між схемою першого порядку *Upwind* і другого порядку *Central difference*, щоб забезпечити як точність, так і чисельну стабільність розрахунку. Дифузійні члени дискретизувалися методом *Central difference*. Робоче середовище моделювалося як ідеальний газ, а всі тверді стінки вважалися адіабатичними та на них діяли умови прилипання.

У дослідженні застосовано стандартну модель k−ε [8] з масштабованими функціями стінки (scalable wall functions) [9]. Цю модель турбулентності було рекомендовано до застосування для моделювання сепарації обертового потоку за повною температурою за результатами валідаційного дослідження [10].

Для розрахунків застосовувалась тетраедральна сітка всередині вихрової труби та призматичні шари уздовж стінок із п'ятьма елементами впоперек. Через сильну неоднорідність течії у проточній частині апарата супутнього закручування, значення Y+ для першого елементу по нормалі до поверхні АСЗ варіювались від 23 до 147. Щоб впоратися з цим розкидом значень, застосовувався підхід з масштабованими функціями стінки (scalable wall functions) [9], що дозволяє використовувати моделі турбулентності навіть у випадках, коли значення Y+ лежить за межами рекомендованого для моделі діапазону.

Використана CFD-модель була попередньо валідована шляхом порівняння результатів чисельного моделювання з експериментальними даними [10]. Для валідації була використана вихрова труба, експериментально досліджена командою науковців на чолі з K. Dincer [11].

3. Оптимізація АСЗ малогабаритного турбовального двигуна

Метою оптимізації є підвищення ефективності охолодження як робочих лопаток, так і диска робочого колеса в його найбільш навантаженій частині – зоні кріплення замків лопаток. Також важливо забезпечити, уникаючи дискретності струменів охолодного повітря, суцільність закрученої повітряної завіси, спрямованої на вхід до систем охолодження робочих лопаток турбіни.

Об'єктом оптимізації була система підведення охолодного повітря через АСЗ до робочих лопаток турбіни малогабаритного турбовального двигуна.

Основна ідея оптимізації системи подачі охолодного повітря до робочого колеса турбіни через АСЗ полягає у використанні радіальної температурної сепарації в закручених потоках (ефект Ранка) для додаткового охолодження повітря, що надходить до лопаток.

3.1. Опис базової системи підведення охолодного повітря до РЛ турбіни

Підведення охолодного повітря до робочих лопаток колеса турбіни двигуна, що розглядається, реалізується таким чином.

Розглянемо рис. 2. Охолодне повітря відбирається з компресора й підводиться в порожнину 1 ресивера. Далі охолодне повітря поступає з порожнини 1 ресивера в камеру змішування 2 (проточну частину АСЗ), утворену основою 3 і кільцем 4, через отвори 5, які закручують повітря. Тиск у порожнині ресивера 1 істотно перевищує тиск у порожнині камери змішування 2. Дискретні струмені охолодного повітря з отворів 5, проходячи від донної частини камери змішування 2 через її порожнину до виходу, замикаються у суцільний кільцевий струмінь, який далі направляється через порожнину 6 на охолодження робочих лопаток 7, зокрема, їх замків.

При цьому перетікання середовища з прилягаючих порожнин у порожнину підведення охолодного повітря 6 обмежують:

– з боку газодинамічного тракту турбіни – система циліндричних гребінців що містить кільцевий виступ 8, осьовий бурт 9 і розміщений між ними зустрічний виступ 10;

– з боку порожнини 11 – радіальний бурт 12 і виступ диска 13, який також є своєрідним ущільненням.

На виході з камери змішування 2 апарата супутнього закручування потік набуває закрученої структури та, завдяки ефекту Ранка, розділяється за повною температурою (з'являється радіальний градієнт температури). Однак, оскільки потік надходить до системи охолодження лопаток у вигляді суцільного кільцевого струменя, позитивний ефект додаткового охолодження не реалізується.

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

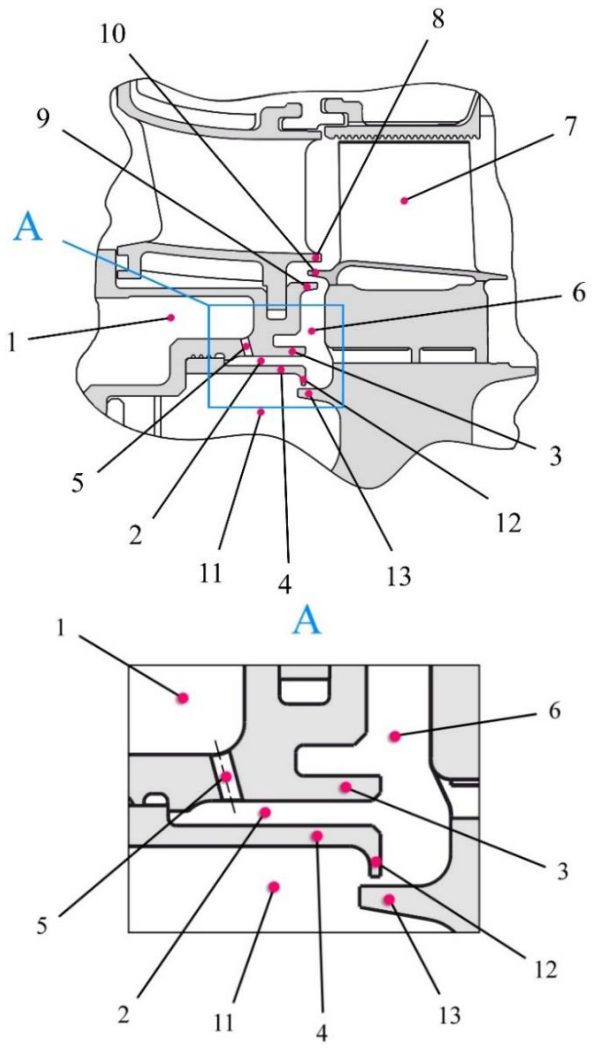

Рис. 2. Меридіональний переріз турбіни з позначенням основних елементів системи підведення охолодного повітря до робочої лопатки

Щоб забезпечити підведення до робочих лопаток більш холодного потоку, отриманого внаслідок температурної сепарації, необхідно фізично відокремити його від більш гарячого. Зважаючи на компактність конструкції двигуна, встановлення перегородок у камері змішування 2 АСЗ є конструктивно неможливим.

Втім, розділення гарячого та холодного потоків можливе, якщо зробити отвори в основі 3, яка є зовнішньою стінкою камери змішування 2 (рис. 2–3). Відведення периферійних (більш гарячих) шарів закрученого потоку з камери змішування 2 та спрямування їх у порожнину 6 на більші радіуси дозволяє знизити температуру повітря, що надходить на вхід до системи охолодження лопаток. Змінюючи діаметр і кількість отворів у зовнішній стінці камери змішування 2, можна контролювати витрату холодного та гарячого повітря.

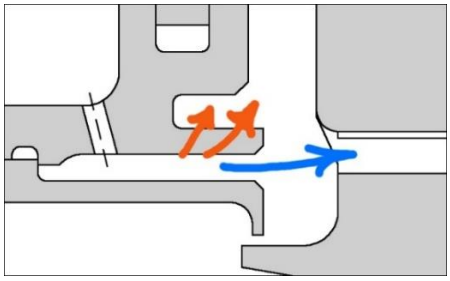

Рис. 3. Схематичне зображення фізичного розділення сепарованого за температурою охолодного повітря на гарячий і холодний потоки

3.2. Результати CFD-аналізу базової конструкції АСЗ

Для перевірки ефективності зазначеного технічного рішення – відведення більш гарячих шарів сепарованого потоку на більші радіуси в порожнину 6 (рис. 8) — було проведено CFD-аналіз системи підведення охолодного повітря до робочого колеса турбіни базового двигуна з використанням раніше валідованої CFD-моделі.

Розрахункову область наведено на рис. 4. Входом до АСЗ є вхід у отвори 5, а виходом — вихід з камери змішування 2. У випадку реалізації відведення периферійних, більш гарячих шарів на великі радіуси в порожнину 6, до моделі додано вихідні отвори в основі 3. Застосування граничних умов періодичності дозволило змоделювати сектор, який відповідає одному підвідному отвору. Повний тиск і повна температура на вході й статичний тиск на виході, відомі з експериментальних досліджень, використовувались у якості граничних умов. Доступний перепад тиску на АСЗ становив 2,3. Співвідношення площі поперечного перетину камери змішування 2 до сумарної площі підвідних отворів у базовій конструкції системи підведення охолодного повітря до РЛ становить близько 11:1, що не є оптимальним з точки зору збереження максимальної швидкості на виході з АСЗ.

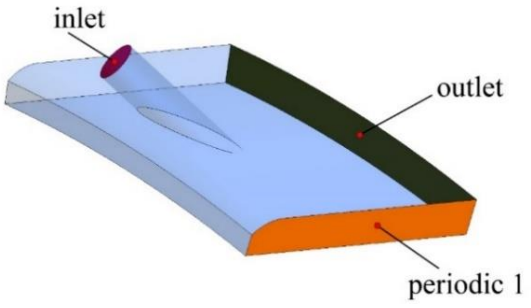

Рис. 4. Загальний вигляд розрахункової області, яка відповідає базовій конструкції АСЗ

Проведені CFD-розрахунки показали, що струмені повітря після виходу з отворів 5 взаємодіють з обертовим потоком в проточній частині 2 АСЗ, в результаті чого утворюються інтенсивні вторинні вихрові структури. На рис. 5 згори показано візуалізацію цих вихрових структур, створену в ANSYS CFD-Post із використанням інструменту Vortex Core Region та критерію λ_2. Знизу на рис. 5 продемонстровано тривимірні лінії струму, що витікають із двох суміжних отворів підведення повітря до АСЗ.

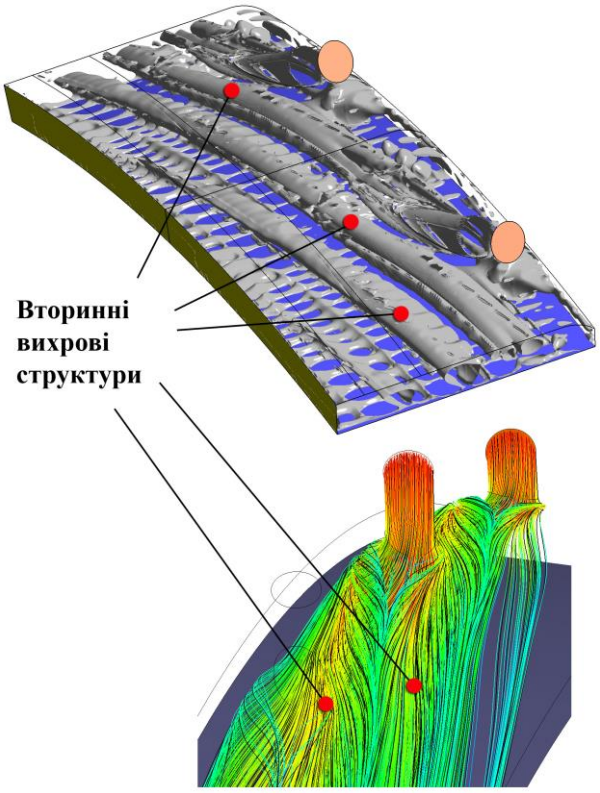

Рис. 5. Візуалізація вторинних вихрових структур у камері змішування 2 базового АСЗ

Наявність інтенсивних вторинних вихорів у проточній частині АСЗ ускладнює ефективну сепарацію потоку за повною температурою та сприяє перемішуванню потоку, що, відповідно, призводить до вирівнювання температури.

Попри це, радіальна температурна сепарація все одно чітко простежується всередині апарата супутнього закручування (рис. 6). Також на рис. 6 можна помітити, що в межах вторинних вихрових структур виникають супутні сепарації потоку за температурою, в яких градієнт температури направлений від ядра вихору до його зовнішніх меж. Розподіл повної температури та лінії струму на рис. 6 наведені в поздовжньому перерізі, що є періодичною гранню *periodic 1* на рис. 4.

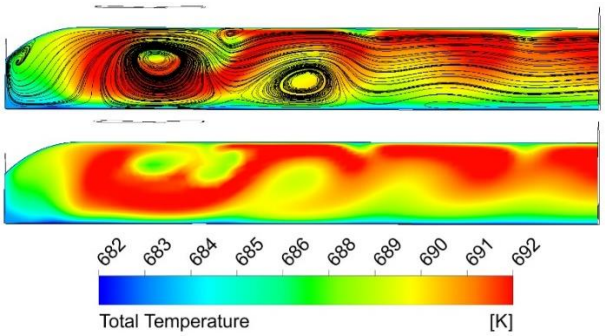

Рис. 6. Розподіл повної температури та ліній струму в поздовжньому перерізі камери 2 базового АСЗ

3.3. Результати CFD-аналізу варіантів нової конструкції АСЗ

Для відведення більш гарячих (периферійних) шарів закрученого потоку з камери змішування 2 та спрямування їх у порожнину 6 на більші радіуси, у розрахунках були використані щілини в основі 3, на яких у якості граничних умов був застосований статичний тиск. Площі цих щілин підбиралися для кожного розрахунку окремо, з метою забезпечення необхідного співвідношення витрат гарячого та холодного потоків, отриманих у результаті сепарації в камері 2 АСЗ. Частки холодного та гарячого повітря були рівними: $\mu_{холод} = \mu_{гаряч} = 0.5$.

На рис. 7 наведено розподіл повної температури та ліній струму в поздовжньому перетині проточної частини АСЗ у випадку відведення через щілинні отвори в основі 3 периферійного гарячого повітря в порожнину 6, а на рис. 8 представлено порівняння полів повної температури для розрахунків базової геометрії АСЗ з відведенням гарячого потоку в порожнину 6 та без відведення.

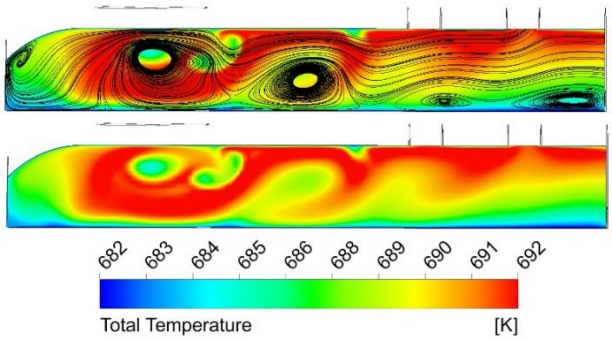

Рис. 7. Розподіл повної температури та ліній струму у поздовжньому перерізі камери 2 базового АСЗ з відведенням гарячого потоку через щілини у основі 3

Згідно з результатами проведених розрахунків, застосування отворів для відведення більш гарячих шарів сепарованого за температурою потоку на

ISSN 1814-4225 (print)
ISSN 2663-2012 (online)

більші радіуси в порожнину 6 дозволяє знизити усереднену за масою повну температуру охолодного повітря, що подається на вхід до робочих лопаток, на 2,1 К.

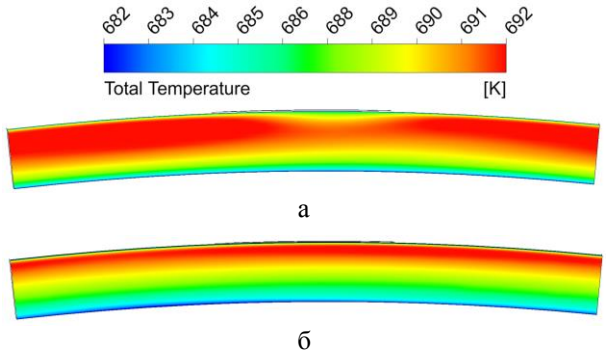

Рис. 8. Розподіл повної температури у перерізі виходу з АСЗ без відведення та з відведенням гарячого потоку через щілини у основі 3:
а – без відведення, б – з відведенням

Щодо температурної сепарації, отримані результати свідчать про неефективність реалізованого в конструкції двигуна струминного підведення охолодного повітря до проточної частини апарата супутнього закручування. Ця неефективність зумовлена утворенням інтенсивних вторинних вихорів (рис. 5) і, як наслідок, менш інтенсивним енергорозділенням. Згідно проведеному аналізу, утворення вторинних вихрових структур відбувається через недостатність кута нахилу отворів підведення повітря 5 у тангенціальній площині (рис. 9, кут β).

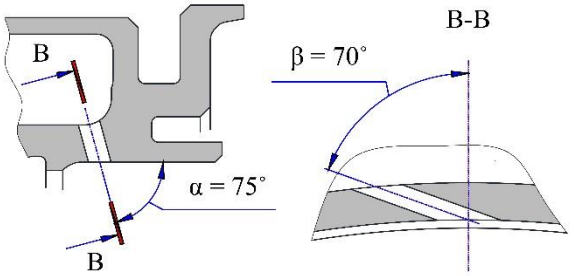

Рис. 9. Схематичне зображення геометричних параметрів отворів підведення охолодного повітря до АСЗ

З метою оцінки потенційного позитивного ефекту від перепроєктування вхідних каналів подачі повітря 5 в АСЗ, у подальших розрахунках вхідні отвори 5 були замінені на щілину, через поверхню якої, зображену на рис. 10 (inlet slot), подавалося охолодне повітря до АСЗ. Площа поверхні вхідної щілини підбиралась таким чином, щоб забезпечити необхідну витрату повітря за заданих значень тиску на вході та виході з АСЗ.

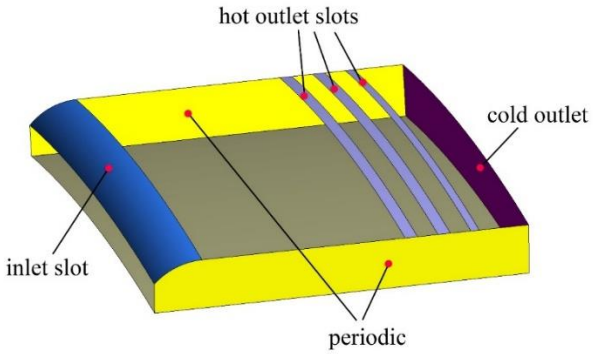

Рис. 10. Загальний вигляд розрахункової області для розрахунків нової конструкції АСЗ

Для реалізації тангенціального входу до камери 2 АСЗ кути потоку в радіальній і тангенціальній площинах було змінено. На рис. 9 схематично зображено кути, під якими здійснюється підведення повітря до проточної частини (камери 2, рис. 2) АСЗ у радіальній (кут β) і тангенціальній (кут α) площинах у базовій конструкції системи підведення повітря до РЛ. Запропоноване підведення повітря до АСЗ через вхідну щілину здійснювалось під кутами $\beta = 78^\circ$ та $\alpha = 12^\circ$.

Запропоноване тангенціальне підведення охолодного повітря в камеру змішування 2 дозволяє позбутися інтенсивних вихрових структур (рис. 11), що виникали при базовому варіанті підведення повітря через отвори 5.

Отримані результати також засвідчують, що зменшення кута між потоком повітря, яке підводиться до камери 2, і течією, яка вже обертається в проточній частині АСЗ, призводить до зменшення втрат тангенціальної швидкості в камері змішування 2 АСЗ (рис. 12) і збільшенню радіального градієнта повної температури.

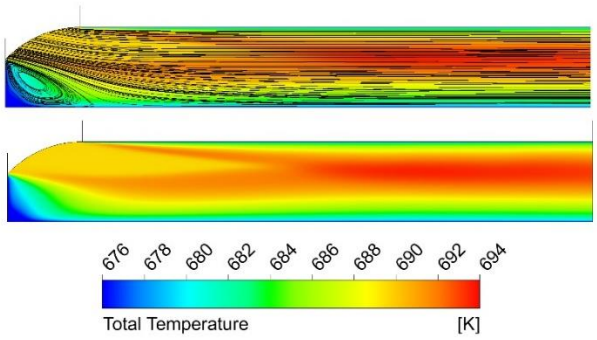

Рис. 11. Розподіл повної температури та ліній струму у поздовжньому перерізі камери 2 нової конструкції АСЗ

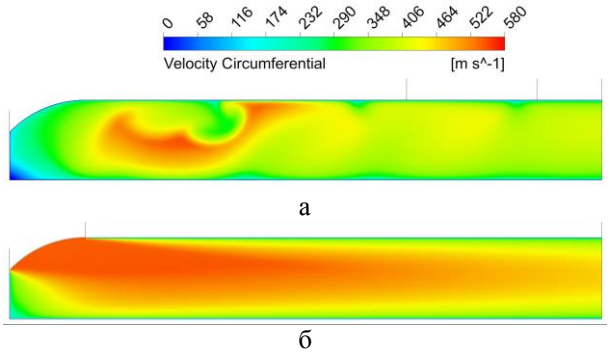

Рис. 12. Розподіл тангенціальної швидкості у поздовжньому перерізі камери 2 базової та нової конструкції АСЗ:
а – базова конструкція, б – нова констукція

На рис. 13 наведено розподіл повної температури та лінії струму в поздовжньому перерізі проточної частини АСЗ з новим тангенціальним підведенням охолодного повітря у випадку відведення гарячої фракції через щілинні отвори в основі 3.

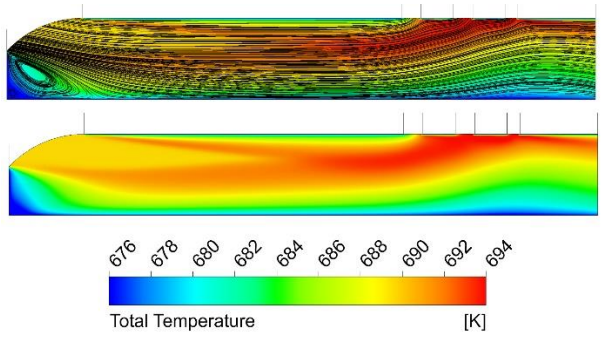

Рис. 13. Розподіл повної температури та ліній струму у поздовжньому перерізі камери 2 нової конструкції АСЗ з відбором гарячого потоку через щілини у основі 3

Підвищення тангенціальної швидкості разом із застосуванням отворів (щілини, hot outlet slots, на рис. 10) для відведення більш гарячих шарів сепарованого потоку на більші радіуси в порожнину 6 дозволяє знизити усереднену за масою повну температуру потоку, що подається на вхід до робочих лопаток, на 3,7 К відносно базової конструкції АСЗ.

Відповідно до висновків, отриманих у роботі [12], зміна повної ентальпії (повної температури) в енергоізольованій системі в напрямку, нормальному до вихрового руху газу, зумовлена квадратом тангенціальної швидкості та кривизною ліній струму.

У випадку АСЗ, що розглядається, для збільшення кривизни ліній струму необхідно змінювати радіуси твірних проточної частини АСЗ (камери змішування 2). Це призведе до того, що даний АСЗ перестане бути системою типу прямого впорскування (direct injection) і не дозволить використати ефект Ранка для додаткового охолодження повітря, яке подається на робочі лопатки турбіни.

Збільшення тангенціальної швидкості при заданому перепаді тиску між входом і виходом із АСЗ можливе за умови зменшення різниці між сумарною площею підвідних отворів та поперечною площею камери змішування 2 АСЗ. Це може бути реалізовано або шляхом збільшення площі підвідних отворів (із відповідним зростанням витрати охолодного повітря), або шляхом зменшення площі камери 2 (що для досліджуваного малогабаритного двигуна конструктивно неможливе).

У рамках європейського проєкту CESAR (Cost-Effective Small Aircraft), що реалізовувався в межах Рамкової програми FP6, розглядався форсований варіант двигуна, АСЗ якого є об’єктом оптимізації цього дослідження. У форсованому варіанті двигуна температура на вході в турбіну збільшувалася, що вимагало більшої кількості охолодного повітря для лопаток ротора. Якщо в базовому двигуні на охолодження лопаток ротора витрачався 1 % від витрати повітря на вході в двигун, то у випадку форсованого двигуна – 1,4 %.

З метою оцінки впливу на температурну сепарацію збільшення витрати через АСЗ на 40 % були проведені розрахунки з використанням збільшеної площі щілини підведення повітря в АСЗ, що забезпечувала підвищену витрату повітря при заданому перепаді тиску. Розрахунки виконувалися як з відбиранням периферійних (більш гарячих) шарів потоку, так і без відбирання.

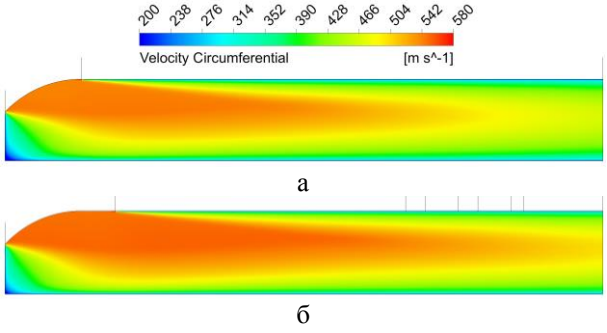

Рис. 14. Розподіл тангенціальної швидкості у поздовжньому перерізі камери 2 при базовій та збільшеній на 40 % витраті повітря через АСЗ. Розрахунки без відбору гарячої фракції:
а – базова витрата повітря,
б – збільшена на 40 % витрата повітря

Результати показали, що збільшення площі, яке забезпечує зростання витрати на 40 %, хоча й дозволяє повільніше втрачати швидкість у камері 2

АСЗ (рис. 14), проте недостатньо зменшує різницю між сумарною площею підвідних отворів і поперечною площею камери змішування 2 АСЗ.

Розрахунок із відбиранням периферійних шарів потоку ($\mu_{холод} = \mu_{гаряч}$) при збільшеній витраті повітря через АСЗ показав зниження усередненої за масою повної температури повітря, що подається до лопаток ротора, на ≈ 4 К.

3.4. Оцінка впливу застосування ефекту Ранка на ресурс РЛ

У програмному середовищі ANSYS Mechanical 2024R2 здійснено комплексне моделювання теплового та напружено-деформованого стану робочих лопаток турбіни. Розрахунки проводилися при номінальній повній температурі охолодного повітря на вході до каналів робочої лопатки та за умови її зниження на 4 К.

Аналіз отриманих результатів показав, що зменшення температури охолодного потоку на вході до системи каналів охолодження робочої лопатки турбіни на 4 К забезпечує збільшення прогнозованого експлуатаційного ресурсу лопатки на 9 %.

4. Напрями подальшої роботи

Наступним кроком планується перепроєктування отворів, які формують закручений потік та підводять його до проточної частини апарата супутнього закручування. Конструктивне забезпечення максимально тангенціального підведення охолодного повітря дозволить усунути утворення вторинних вихрових структур у камері змішування АСЗ, які знижують ефективність сепарації потоку за повною температурою через інтенсифікацію перемішування потоку та збільшення газодинамічних втрат і зниження швидкості течії.

Крім того, передбачено заміну «теоретичних» щілин, застосованих у розрахунках, що здійснюють відбір більш гарячих периферійних шарів сепарованого потоку, на систему круглих отворів із діаметрами, підібраними для забезпечення необхідної частки масової витрати через АСЗ, що подається до робочих лопаток.

Очікується, що практична реалізація зазначених змін конструкції АСЗ дозволить збільшити ресурс робочих лопаток турбіни на 9 %.

5. Висновки

Малі геометричні розміри апарата супутнього закручування двигуна, що розглядається, не дозволяють застосувати в ньому класичну решітку профілів. Закручування потоку реалізується за рахунок підвідних отворів круглого перерізу. Організація підведення повітря через такі отвори зумовлює формування інтенсивних вторинних вихрових структур, які не лише перешкоджають ефективній температурній сепарації потоку, але й знижують його тангенціальну швидкість. Різке збільшення площі проточної частини АСЗ після виходу з підвідних отворів і потрапляння в камеру змішування 2 (у 11 разів) додатково зменшує швидкість, тоді як зменшення площі поперечного перерізу камери 2 АСЗ є конструктивно неможливим через малі габарити апарата закручування.

Зазначені недоліки свідчать, що система підведення охолодного повітря до РЛ турбіни малогабаритного двигуна не є оптимальним об’єктом для ефективної реалізації ефекту Ранка з метою додаткового зниження температури охолоджувача. Водночас саме цей двигун було обрано для досліджень, оскільки він оснащений АСЗ типу прямого впорскування (direct injection), і автор мав у своєму розпорядженні необхідні геометричні й термогазодинамічні параметри для проведення розрахункових досліджень.

Попри проблеми, пов’язані з малою розмірністю, дослідження показали, що навіть незначні конструктивні модифікації (а саме, додавання отворів у основі 3 для відведення більш нагрітих периферійних шарів на більші радіуси в порожнину 6, дають змогу знизити повну температуру повітря, яке подається на вхід у канали охолодження РЛ, на 2,1 К. Крім того, продемонстровано, що за умови організації більш ефективного тангенціального підведення повітря в камеру змішування 2 АСЗ можна досягти зниження температури охолодного повітря на 4 К. Згідно з проведеними розрахунками, таке зниження температури охолоджувача забезпечить збільшення ресурсу РЛ малогабаритного ГТД на 9 %.

Використання енергетичного розділення в двигунах більшої розмірності дозволить уникнути конструктивних обмежень, що лімітують температурну сепарацію в дослідженому двигуні, й дасть змогу отримати більший позитивний ефект від використання ефекту Ранка в системі підведення охолоджувача до лопаток ротора турбіни.

Конфлікт інтересів

Автор заявляє, 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.

Доступність даних

Рукопис не має пов'язаних даних.

Використання засобів штучного інтелекту

Автор підтверджує, що не використовував технології штучного інтелекту при створенні представленої роботи.

Автор прочитав і погодився з опублікованою версією рукопису.

Література

1. Mattingly, J. D. Component performance [Text] / J. D. Mattingly, & K. M. Boyer // Elements of propulsion: gas turbines and rockets, second edition. – 2016. – P. 355–390. DOI: 10.2514/5.97816241037 11.0355.0390.

2. Da Soghe, R. Numerical characterization of flow and heat transfer in pre-swirl systems [Text] / Riccardo Da Soghe, Cosimo Bianchini, & Jacopo D'Errico // ASME Turbo Expo 2017: turbomachinery technical conference and exposition. – Charlotte, North Carolina, USA, 2017. DOI: 0.1115/gt2017-64503.

3. Azam, F. Optimization of Ranque-Hilsch vortex tube performance through analysis of inlet pressure and valve position using ANOVA [Text] / F. Azam, & A. Qamareen // Discover Mechanical Engineering. – 2025. – Vol. 4, no. 1. DOI: 10.1007/s44245-025-00164-w

4. Kirmaci, V. Exergy analysis and performance of a counter flow Ranque–Hilsch vortex tube having various nozzle numbers at different inlet pressures of oxygen and air [Text] / Volkan Kirmaci // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32, no. 7. – P. 1626–1633. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.04.007.

5. Elser, K. Das Verhalten verschiedener gase und die trennung von gasgemischen in einem wirbelrohr / Karl Elser, & Michael Hoch // Zeitschrift für Naturforschung A. – 1951. – Vol. 6, no. 1. – P. 25–31. DOI: 10.1515/zna-1951-0104.

6. Fuqua, M. N. Application of vortex tubes to gas turbine film cooling : PhD Thesis : 5089. – Matthew N. Fuqua. – Air force institute of technology. – Ohio. – 2021. – Article no. 339. – Available at: https://scholar.afit.edu/etd/5089. – 12.01.2026.

7. Dutta, T. Experimental and numerical investigation of energy separation in counterflow and uniflow vortex tubes [Text] / T. Dutta, K. P. Sinhamahapatra, & S. S. Bandyopadhyay // International journal of refrigeration. – 2021. – Vol. 123. – P. 9–22. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2020.11.013.

8. Jones, W. P. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence [Text] / W. P. Jones, & B. E. Launder // International journal of heat and mass transfer. – 1972. – Vol. 15, no. 2. – P. 301–314. DOI: 10.1016/0017-9310(72)90076-2.

9. Ansys, Inc., 2024. CFX-Solver theory guide, "2.8.1.1 Scalable wall functions" [Text]. Ansys, Inc., Pennsylvania, USA. – 2025.

10. Карпенко, А. Розробка та валідація CFD моделі для розрахунку температурної сепарації в закручених потоках рідини [Текст] / Артем Карпенко, & Юрій Торба // Авіаційно-ккосмічна техніка і технологія. – 2025. – № 6. – С. 16-24. DOI: 10.32620/aktt.2025.6.02.

11. Experimental investigation of the performance of a Ranque–Hilsch vortex tube with regard to a plug located at the hot outlet [Text] / K. Dincer, Senol Baskaya, Bekir Uysal, & Ibrahim Ucgul // International journal of refrigeration. – 2009. – Vol. 32, no. 1. – P. 87–94. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.06.002.

12. Karpenko, A. Study of the total temperature redistribution in the complex swirling flows [Text] / Artem Karpenko, Yurii Kukhtin // ASME Turbo Expo 2024: turbomachinery technical conference and exposition, London, United Kingdom, 24–28 June 2024. – 2024. DOI: 10.1115/gt2024-120961.

References

1. Mattingly, J. D., & Boyer, K. M. *Component performance. У: Elements of propulsion: gas turbines and rockets, second edition*. Reston, VA., 2016, pp. 355–390. DOI: 10.2514/5.9781624103711.0355.0390.

2. Soghe, R. D., Bianchini, C., & D'Errico, J. Numerical characterization of flow and heat transfer in pre-swirl systems. *ASME turbo expo 2017: turbomachinery technical conference and exposition*. Charlotte, North Carolina, USA, 2017. DOI: 10.1115/gt2017-64503.

3. Azam, F., & Qamareen, A. Optimization of Ranque-Hilsch vortex tube performance through analysis of inlet pressure and valve position using ANOVA. *Discover Mechanical Engineering*, 2025, vol. 4 no. 1. DOI: 10.1007/s44245-025-00164-w.

4. Kirmaci, V. Exergy analysis and performance of a counter flow Ranque–Hilsch vortex tube having various nozzle numbers at different inlet pressures of oxygen and air. *International Journal of Refrigeration*, 2009, vol. 32, no. 7, pp. 1626–1633. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.04.007.

5. Elser, K., & Hoch, M. Das Verhalten verschiedener Gase und die Trennung von Gasgemischen in einem Wirbelrohr. *Zeitschrift für Naturforschung A*., 1951, vol. 6, no. 1, pp. 25–31. DOI: 10.1515/zna-1951-0104.

6. Fuqua, M. N. Application of vortex tubes to gas turbine film cooling. *PhD Thesis : 5089*, Air force institute of technology, Ohio, 2021, article no. 339. Avaiable at: https://scholar.afit.edu/etd/5089 (accessed 12.01.2026.).

7. Dutta, T., Sinhamahapatra, K. P., & Bandyopadhyay, S. S. Experimental and numerical investigation of energy separation in counterflow and uniflow vortex tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2021, vol. 123, pp. 9–22. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2020.11.013.

8. Jones, W. P. & Launder, B. E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence.

International Journal of Heat and Mass Transfer, 1972, vol. 15, no. 2, pp. 301–314. DOI: 10.1016/0017-9310(72)90076-2

9. Ansys, Inc., 2024. *CFX-Solver theory guide*, "2.8.1.1 Scalable wall functions". Ansys, Inc., Pennsylvania, USA, 2025.

10. Karpenko, A., & Torba, Y. Rozrobka ta validatsiya CFD modeli dlya rozrakhunku temperaturnoyi separatsiyi v zakruchenykh potokakh ridyny [Development and validation of a CFD model prediction of temperature separation in swirling fluid flows]. *Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology*, 2025, no. 6, pp. 16-24. DOI: 10.32620/aktt.2025.6.02. (In Ukrainian)

11. Dincer, K., Baskaya, S., Uysal, B. & Ucgul, I. Experimental investigation of the performance of a ranque–hilsch vortex tube with regard to a plug located at the hot outlet. *International Journal of Refrigeration*, 2009, vol. 32, no. 1, pp. 87–94. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.06.002.

12. Karpenko, A. & Kukhtin, Y. Study of the total temperature redistribution in the complex swirling flows. *ASME turbo expo 2024: turbomachinery technical conference and exposition*, London, United Kingdom, 2024. DOI: 10.1115/gt2024-120961.

Received 25.12.2025, Received in revised form 10.01.2025
Accepted date 19.01.2026, Published date 22.01.2026

ENHANCEMENT OF THE GAS TURBINE COOLING SYSTEM THROUGH THE UTILIZATION OF THE RANQUE EFFECT

Artem Karpenko

One of the promising, yet relatively underexplored, approaches to turbine component cooling is the application of the Ranque vortex effect in turbine cooling systems, enabling temperature-based separation of the cooling flow. The Ranque effect is observed in swirling fluid flows; therefore, within the context of gas turbines, the most logical location for its application in separating the flow by total temperature is the pre-swirl system (PSS), whose primary function is to impart circumferential motion to the flow. The **subject** of this study is the mechanisms governing the process of total temperature separation of a rotating flow in a centrifugal force field, as well as their application to the improvement of the PSS in the turbine of a small-scale gas turbine engine. The **objective** of the work is to reduce the temperature of the cooling air supplied to the turbine rotor blades (RB) by improving the design of the PSS through the utilization of the Ranque effect. The research **tasks** include identifying the PSS configuration that achieves the greatest reduction in the cooling air temperature supplied to the RB, using optimization-oriented CFD simulations of the swirling flow within the PSS flow passage. **Results.** From the perspective of temperature separation, the findings demonstrate the inefficiency of the jet-type cooling air supply to the PSS flow passage in the baseline engine design. This inefficiency is caused by the presence of intense secondary vortices in the flow passage of the PSS, which hinder flow separation by total temperature and promote mixing, thereby leading to temperature equalization. This study proposes supplying compressed air tangentially at angles different from those in the baseline design into the annular duct of the direct-injection type PSS, at the outlet of which the airflow is physically divided into two streams: a relatively cold stream and a relatively hot stream. The cold stream is directed to the inlet of the RB cooling system, while the hot stream is directed radially outward to seal axial gaps between the nozzle guide vanes and the turbine wheel. The calculation results demonstrated that even minor design modifications to the baseline PSS of the investigated engine allow a reduction of the cooling air temperature supplied to the RB by 2.1 K. Optimizing the tangential air supply to the PSS can provide a reduction in the total temperature of the coolant by 4 K, which, according to stress analysis, increases the service life of the turbine rotor blade by 9%. **Conclusions.** The conducted study confirmed the feasibility of applying the Ranque effect in cooling air supply systems for turbine rotor blades to reduce coolant temperature. Implementation of the energy separation concept in PSSs of engines larger than the one investigated in this study will eliminate design constraints that limit flow separation by total temperature, thereby yielding a more pronounced positive effect from the use of the Ranque effect in turbine blade cooling systems. **Scientific novelty.** For the first time, the application of the Ranque vortex effect in the design of the PSS for cooling air supply to turbine rotor blades has been proposed. This solution enables either a reduction in cooling air temperature or a decrease in its consumption without compromising RB durability, thereby enhancing the service life or efficiency of gas turbine operation.

Keywords: turbine; cooling system; pre-swirl system; Ranque effect; total temperature separation; turbine blade.

Карпенко Артем Михайлович – аспірант, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків; провідний інженер, акціонерне товариство «Івченко-Прогрес», Запоріжжя, Україна.

Artem Karpenko – PhD Student, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv; Lead Engineer, Joint-Stock Company "Ivchenko-Progress", Zaporizhzhia, Ukraine,
e-mail: karpenkoarty@gmail.com, ORCID: 0009-0006-2200-694X.