

Міністерство освіти і науки України  
Національний аерокосмічний університет  
«Харківський авіаційний інститут»

Кваліфікаційна наукова праця  
на правах рукопису

Карпенко Артем Михайлович

УДК 621.438.016.4:533.6.011

## ДИСЕРТАЦІЯ

Використання явища сепарації закрученого газового потоку за температурою  
для вдосконалення охолодження елементів ротора турбіни

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування  
Галузь знань 14 Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і тестів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Карпенко Артем Михайлович

Науковий керівник  
Кравченко Ігор Федорович,  
доктор технічних наук,  
член-кореспондент НАН України

## АНОТАЦІЯ

*Карпенко А. М.* Використання явища сепарації закрученого газового потоку за температурою для вдосконалення охолодження елементів ротора турбіни. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 142 – «Енергетичне машинобудування» (14 Електрична інженерія) – Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Харків, 2026.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної задачі підвищення ефективності систем охолодження робочих лопаток (РЛ) газових турбін шляхом зниження повної температури охолодного повітря, що підводиться до ротора турбіни, за рахунок використання температурної сепарації закрученого потоку (вихрового ефекту Ранка) в апараті супутнього закручування (АСЗ).

### **Актуальність теми дослідження**

Підвищення температури газу перед турбіною є одним із визначальних чинників зростання ефективності газотурбінних двигунів, що супроводжується збільшенням теплових навантажень на елементи ротора турбіни. Подальше вдосконалення традиційних схем внутрішнього та плівкового охолодження обмежується технологічними можливостями виготовлення каналів складної форми та зростанням гідравлічних втрат.

Одним із перспективних напрямів підвищення ефективності систем охолодження є зниження температури охолодного повітря перед його підведенням до робочих лопаток. Застосування традиційних теплообмінників у складі газотурбінних двигунів пов'язане з конструктивними, масогабаритними та експлуатаційними обмеженнями. У цьому контексті науковий і практичний інтерес становить використання температурної сепарації закрученого потоку в системах охолодження турбін ГТД.

Незважаючи на наявність значної кількості досліджень вихрового ефекту Ранка, відсутність єдиної загально визнаної теорії, яка пояснює механізм сепарації обертової течії за температурою, ускладнює його цілеспрямоване інженерне застосування.

**Мета дослідження** полягає у підвищенні ефективності ГТД шляхом зниження температури охолодного повітря, що підводиться до робочих лопаток турбіни, за рахунок використання ефекту Ранка при вдосконаленні апарата супутнього закручування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **завдання**:

- Проаналізувати сучасний стан досліджень вихрового ефекту Ранка та підходи до його фізичної інтерпретації.
- Розробити та валідувати CFD-модель для розрахунків процесу температурної сепарації в закручених потоках рідини.
- Провести CFD та аналітичне дослідження причин температурної сепарації в обертових потоках рідини.
- Визначити конструктивні фактори, що впливають на ефективність температурної сепарації в АСЗ малогабаритного двигуна.
- Удосконалити конструкцію апарата супутнього закручування малогабаритного ГТД з метою зниження температури охолодного повітря, що підводиться до каналів охолодження робочих лопаток, та кількісно оцінити отриманий ефект.

**Об'єктом дослідження** є газодинамічні та термодинамічні процеси, що відбуваються в закручених потоках газових турбін.

**Предметом дослідження** виступають закономірності, що визначають процеси перерозподілу повної температури газових потоків у полі відцентрових сил, а також можливості їх практичного застосування для вдосконалення апарата супутнього закручування турбіни ГТД.

## Методи дослідження

У процесі дослідження температурної сепарації закрученого газового потоку для вдосконалення охолодження елементів ротора турбіни використано комплекс загальнонаукових і спеціальних методів, що забезпечив системний, логічно обґрунтований і технічно реалізований підхід до розв'язання поставлених завдань.

## Основні результати

Розроблено та валідовано CFD-модель для розрахунків процесу температурної сепарації в закручених потоках рідини. За результатами валідації обґрунтовано доцільність застосування стаціонарного RANS-підходу із використанням стандартної моделі турбулентності  $k-\epsilon$  та неструктурованої тетраедальної сітки з призматичними шарами біля стінок, що забезпечує прийнятний компроміс між точністю та обчислювальними витратами для інженерних розрахунків.

На основі комбінованого аналітичного та CFD підходу теоретично та чисельно обґрунтовано визначальну роль роботи відцентрових сил інерції у формуванні радіальної температурної сепарації в закручених потоках рідини.

Встановлено, що перерозподіл повної енергії ( $i$ , відповідно, повної температури) в напрямку, нормальному до траєкторій вихрового руху, визначається:

- квадратом тангенціальної швидкості;
- кривизною ліній струму;
- радіальним градієнтом кінетичної енергії, пов'язаної з компонентами швидкості, дотичними до поверхні струму.

На основі встановлених фізичних закономірностей проведено розрахункове дослідження з метою вдосконалення конструкції АСЗ малогабаритного газотурбінного двигуна.

Визначено конструктивні фактори, що обмежують ефективність реалізації температурної сепарації, зокрема: невідповідні кути підведення повітря до АСЗ та значне збільшення площі проточної частини АСЗ після виходу з підвідних отворів. Обґрунтовано, що наявність зазначених факторів призводить до зменшення

тангенціальної швидкості потоку та формування вторинних вихрових структур у проточній частині АСЗ, які сприяють перемішуванню потоку і, відповідно, вирівнюванню температури.

Запропоновано зміни в конструкції АСЗ та кількісно оцінено ефект від їх впровадження:

- локальні модифікації конструкції АСЗ (додавання отворів у зовнішній стінці проточної частини), що реалізують примусове відведення периферійних (більш нагрітих) шарів потоку з проточної частини АСЗ, забезпечують зниження повної температури повітря на вході до каналів охолодження РЛ на 2,1 К;

- оптимізація кутів підведення повітря до АСЗ разом з відведенням периферійних шарів потоку з проточної частини АСЗ забезпечує зниження температури на вході до РЛ на 3,7 К;

- для варіанта двигуна підвищеної потужності (зі збільшеною витратою охолоджувача), оптимальними кутами отворів підведення повітря до АСЗ і відведенням гарячої фракції повітря з АСЗ, згідно з результатами розрахунків, отримано зниження температури охолодного повітря на вході до робочих лопаток на 4 К, що дозволяє досягти збільшення ресурсу РЛ на 9 %.

Запропоновано альтернативне використання ефекту Ранка – зменшення масової витрати охолодного повітря за умови збереження ресурсу лопаток, що створює передумови для підвищення ефективності робочого циклу двигуна.

Зазначено, що в двигунах більшої розмірності за менш жорстких геометричних обмежень ефективність температурної сепарації може бути суттєво вищою, ніж у випадку малогабаритного ГТД.

### **Наукова новизна одержаних результатів:**

1. *Уперше* запропоновано метод супутнього закручування потоку охолодного повітря перед його потраплянням до каналів охолодження робочих лопаток турбіни, який відрізняється використанням ефекту Ранка з примусовим розділенням обертової течії на гарячий і холодний потоки та їх спрямуванням у різні зони дискової порожнини. Холодна фракція підводиться до робочих лопаток,

що забезпечує зниження температури охолодного повітря й може підвищувати ефективність охолодження лопаток.

2. *Набуло подальшого розвитку* уявлення щодо причин виникнення радіальної температурної сепарації в закручених потоках рідини. Аналітично та чисельно доведено, що визначальним механізмом є робота відцентрових сил інерції, тоді як внесок інших чинників (нестаціонарність, турбулентність, в'язкість, стисливість тощо) є величиною меншого порядку. Встановлено фактори, що зумовлюють радіальну сепарацію потоку за температурою: квадрат тангенціальної швидкості, кривизна ліній струму та зміна в радіальному напрямку суми кінетичних енергій від швидкостей, дотичних до поверхні струму. Отримані результати створюють можливість цілеспрямованої інтенсифікації температурної сепарації шляхом конструктивного впливу на параметри закрученого потоку.

3. *Отримало подальший розвиток* уявлення щодо фізичної природи динамічних газових сил, які діють на робочі лопатки турбіни. Установлено, що їх величина визначається не лише параметрами течії на виході з соплового апарата, а й роботою відцентрових сил у криволінійному русі, яка зумовлює енергетичну сепарацію: зростання повної ентальпії біля корита та зменшення – біля спинки лопатки. Виявлено, що такий нерівномірний розподіл повної ентальпії корелює з амплітудою нестаціонарних газових сил, причому амплітуда тим вища, чим більша кривизна лопатки й тангенціальна швидкість потоку. Урахування впливу криволінійного руху потоку при проєктуванні робочих лопаток турбін забезпечує більш точне прогнозування динамічних навантажень лопаток.

### **Практичне значення отриманих результатів**

Практичне значення результатів дослідження полягає в можливості їх використання для вдосконалення систем охолодження газотурбінних двигунів. Запропонований метод підвищення ефективності охолодження робочих лопаток турбіни, який ґрунтується на використанні вихрового ефекту Ранка в конструкції апарата супутнього закручування, дозволяє знизити температуру охолодного повітря, що подається до лопаток, й тим самим створює умови для:

- підвищення ресурсу та надійності робочих лопаток турбіни;

- зменшення витрати охолодного повітря без втрати ефективності охолодження;
- зростання коефіцієнта корисної дії газотурбінного двигуна.

Таким чином, результати дослідження мають прикладне значення для конструкторських і проєктних організацій, що займаються розробкою газотурбінних двигунів, та можуть бути використані в практиці проєктування чи модернізації високоефективних систем підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбін сучасних і перспективних ГТД авіаційного та енергетичного призначення.

Розроблені автором наукові положення реалізовані:

- в АТ "Івченко-Прогрес" (м. Запоріжжя) при проєктуванні нових і модернізації існуючих турбін ГТД розробки підприємства, зокрема під час модернізації систем охолодження турбін двигунів AI-450TD, AI-450M, AI-450B, AI-450C-2, AI-450CP-2;
- у навчальному процесі кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут» у вигляді лекційних матеріалів і практичних робіт за навчальною дисципліною «Системи охолодження та термічна міцність авіаційних двигунів і енергетичних установок».

**Ключові слова:** газотурбінний двигун, газова турбіна, система охолодження, робоча лопатка, закручений потік, ефект Ранка, температура, температурна сепарація, ентальпія, тепловий стан, теплообмін, обчислювальна гідродинаміка (CFD), відцентрові сили, валідація, ресурс.

#### **Список публікацій здобувача:**

*Статті у наукових фахових виданнях, затверджених МОН України:*

1. Карпенко, А. (2025). Огляд чисельних методів для моделювання сепарації потоку за температурою у закручених течіях рідини. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 4sup1(205), 108-117. <https://doi.org/10.32620/akt.2025.4sup1.14>.

2. Карпенко, А. (2025). Теорії ефекту Ранка: критичний огляд сучасного стану досліджень. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 5(207), 27-41. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.5.03>.

3. Карпенко, А., & Торба, Ю. (2025). Розробка та валідація CFD моделі для розрахунку температурної сепарації в закручених потоках рідини. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 6(208), 16–24. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.6.02>.

4. Карпенко, А. (2026). Вдосконалення системи охолодження газової турбіни шляхом використання ефекту Ранка. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 1(209), 40-50. <https://doi.org/10.32620/aktt.2026.1.04>.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

5. Karpenko, A. & Kukhtin, Yu. (2024). Study of the total temperature redistribution in the complex swirling flows. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery technical conference and exposition*, London, United Kingdom. <https://doi.org/10.1115/gt2024-120961>. (Scopus).

6. Karpenko, A., Kukhtin, Yu. & Lapotko, V. (2024). Numerical Study of the effect of vane-blade spacing on unsteady aerodynamic loading of transonic turbine blades. In *Proceedings of the 26th Conference of the International Society for Air Breathing Engines*. Toulouse, France. <https://www.proceedings.com/77681.html>.

7. Карпенко, А. М. (2025). Огляд методів CFD-аналізу температурної сепарації потоку у вихровій трубі Ранка-Гільша. *Тези доповіді на XXX Міжнародному конгресі двигунобудівників*, Харків, Україна (с. 29). <https://doi.org/10.32620/ІРЕС.25>.

## ABSTRACT

*Karpenko A. M.* Application of swirling-gas-flow temperature separation phenomenon for turbine rotor components cooling enhancement. – A qualifying scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy (PhD) in Specialty 142 – "Power Machinery Engineering" (14 Electrical Engineering) – National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, 2026.

The dissertation is devoted to solving the current scientific and applied problem of enhancing the efficiency of gas turbine rotor blade cooling systems by reducing the total temperature of the cooling air supplied to the turbine rotor through the application of swirling flow temperature separation (the Ranque vortex effect) within the pre-swirl system (PSS).

### **Research topic relevance**

Increasing the turbine inlet temperature is a key factor in improving the efficiency of gas turbine engines, which is accompanied by higher thermal loads on the turbine rotor elements. Further advancement of traditional internal and film cooling schemes is limited by the manufacturing constraints of complex-shaped channels and rising hydraulic losses.

One promising direction for enhancing cooling system efficiency is to reduce the cooling air temperature before it is supplied to the rotor blades. The use of traditional heat exchangers within gas turbine engines is associated with structural, weight, and operational constraints. In this context, the application of swirling flow temperature separation in GTE turbine cooling systems is of significant scientific and practical interest.

Despite the existence of a significant number of studies on the Ranque vortex effect, the absence of a single, universally accepted theory explaining the temperature separation mechanism in rotating flows complicates its targeted engineering application.

### **Aim and objectives of the study**

The aim of the study is to improve the efficiency of the GTE by reducing the temperature of the cooling air supplied to the turbine blades, through the use of the Ranque effect in the enhancement of the pre-swirl system.

To achieve this aim, the following objectives must be addressed:

- to analyze the current state of research on the Ranque vortex effect and existing approaches to its physical interpretation;
- to develop and validate a CFD model for calculating the temperature separation process in swirling fluid flows;
- to perform CFD and analytical investigations into the causes of temperature separation in rotating fluid flows;
- to identify the design factors affecting the efficiency of temperature separation in the pre-swirl system of a small-sized engine;
- to improve the design of the pre-swirl system for a small-sized GTE in order to reduce the temperature of the cooling air supplied to the rotor blade cooling channels and to provide a quantitative assessment of the resulting effect.

**The object** of the study is the gas-dynamic and thermodynamic processes occurring in the swirling flows of gas turbines.

**The subject** of the study includes the patterns that determine the redistribution of the stagnation temperature in gas flows within a centrifugal force field, as well as the possibilities for their practical application in improving the pre-swirl system of a GTE turbine.

### **Methods of study**

In the study of temperature separation within a swirled gas flow aimed at improving the cooling of turbine rotor elements, a comprehensive set of general scientific and specialized methods was employed. This approach ensured a systemic, logically substantiated, and technically feasible framework for addressing the research objectives.

### **Key results**

A CFD model has been developed and validated to simulate the temperature separation process in swirling fluid flows. Based on the validation results, the use of a

steady-state RANS approach with the standard  $k$ - $\epsilon$  turbulence model and an unstructured tetrahedral mesh with prismatic boundary layers was justified. This configuration provides an acceptable compromise between accuracy and computational costs for engineering applications.

Based on a combined analytical and CFD approach, the decisive role of centrifugal inertial forces in the formation of radial temperature separation in swirled gas flows has been theoretically and numerically substantiated.

It was established that the redistribution of total energy (and, accordingly, total temperature) in the direction normal to the vortex motion trajectories is determined by:

- the square of the tangential velocity;
- the streamline curvature;
- the radial gradient of kinetic energy associated with the velocity components tangent to the stream surface.

Using the identified physical patterns, a computational study was conducted to improve the PSS design for a small-scale gas turbine engine (GTE).

Design factors limiting the efficiency of temperature separation were identified, specifically: inappropriate air inlet angles to the PSS and a significant increase in the flow path area after the inlet holes. It was substantiated that these factors lead to a reduction in tangential velocity and the formation of secondary vortex structures in the PSS flow path, which promote flow mixing and subsequent temperature equalization.

The following PSS design modifications were proposed and their effects quantified:

- local modifications (adding holes in the outer wall of the flow path) to implement the forced extraction of peripheral (hotter) layers from the PSS, resulting in a 2.1 K reduction in total air temperature at the cooling channel inlets of the rotor blades;
- optimization of air inlet angles combined with the extraction of peripheral layers, providing a temperature reduction of 3.7 K at the rotor blade inlet;
- for a high-power engine variant (with increased coolant flow), optimized inlet angles and hot fraction extraction resulted in a 4 K reduction in cooling air temperature, leading to a 9% increase in rotor blade service life.

An alternative application of the Ranque effect was proposed: reducing the mass flow rate of cooling air while maintaining the blades' service life, which creates prerequisites for increasing the overall engine cycle efficiency.

It is noted that in larger engines with less restrictive geometric constraints, the efficiency of temperature separation can be significantly higher than in the case of a small-scale GTE.

### **Scientific novelty of the results**

1. For the first time, a method has been proposed for the co-current swirling of cooling air before it enters the turbine blade cooling channels. This method is distinguished by the application of the Ranque effect with the forced separation of a rotating flow into hot and cold streams, directed into different zones of the disk cavity. The cold fraction is supplied to the rotor blades, which ensures a reduction in cooling air temperature and can enhance blade cooling efficiency.

2. The understanding of the causes of radial temperature separation in swirling fluid flows has been further developed. It has been analytically and numerically demonstrated that the dominant mechanism is the action of centrifugal inertial forces, while the contributions of other factors (unsteadiness, turbulence, viscosity, compressibility, etc.) are of a lower order of magnitude. The factors determining the radial temperature separation of the flow have been identified: the square of the tangential velocity, the curvature of the streamlines, and the change in the radial direction of the sum of kinetic energies from velocities tangent to the stream surface. The obtained results make it possible to purposefully intensify temperature separation by constructively influencing the parameters of the swirled flow.

3. The understanding of the physical nature of the dynamic gas forces acting on turbine rotor blades has been further developed. It has been established that their magnitude is determined not only by the flow parameters at the nozzle exit but also by the work of centrifugal forces in curvilinear motion, which causes energy separation: an increase in total enthalpy near the pressure side and a decrease near the suction side of the blade. It was found that this non-uniform distribution of total enthalpy correlates with the amplitude of unsteady gas forces; specifically, the amplitude increases with greater

blade curvature and tangential flow velocity. Accounting for the influence of curvilinear flow during turbine blade design ensures more accurate prediction of dynamic blade loads.

### **Practical significance of the results**

The practical significance of the research findings lies in their applicability for enhancing gas turbine engine cooling systems. The proposed method for improving the cooling efficiency of turbine rotor blades, based on the application of the Ranque vortex effect in the turbine pre-swirl system, enables a reduction in the temperature of the cooling air supplied to the rotor blades. This, in turn, creates the necessary conditions for:

- increasing the service life and reliability of the turbine rotor blades;
- reducing cooling air consumption without compromising cooling efficiency;
- improving the overall efficiency of the gas turbine engine.

Consequently, the research results hold significant value for design and engineering organizations involved in gas turbine development. They can be implemented in the design or modernization of high-efficiency cooling air supply systems for rotor blades in both current and next-generation aviation and industrial gas turbines.

The scientific propositions developed by the author have been implemented:

- at JSC "Ivchenko-Progress" (Zaporizhzhia) during the design of new and modernization of existing gas turbine engines developed by the company, specifically during the modernization of turbine cooling systems for the AI-450TD, AI-450M, AI-450B, AI-450C-2, and AI-450CP-2 engines;

- in the educational process of the Department of Aircraft Engine Design at the National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute" in the form of lecture materials and practical trainings for the discipline "Cooling Systems and Thermal Strength of Aircraft Engines and Power Units".

**Keywords:** gas turbine engine, gas turbine, cooling system, blade, swirling flow, Ranque effect, temperature, temperature separation, enthalpy, thermal state, heat transfer, computational fluid dynamics (CFD), centrifugal forces, validation, service life.

### **List of publications of the applicant:**

*Articles in peer-reviewed scientific journals approved by the Ministry of Education and Science (MES) of Ukraine:*

1. Karpenko, A. (2025). Review of numerical methods for modelling temperature separation in swirling fluid flows. *Aerospace technic and technology*, 4sup1(205), 108-117. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.4sup1.14>.

2. Karpenko, A. (2025). Theories of the Ranque effect: state-of-the-art critical review. *Aerospace technic and technology*, 5(207), 27-41. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.5.03>.

3. Karpenko, A., & Torba, Yu. (2025). Development and validation of a CFD model prediction of temperature separation in swirling fluid flows. *Aerospace technic and technology*, 6(208), 16–24. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.6.02>.

4. Karpenko, A. (2026). Enhancement of the gas turbine cooling system through the utilization of the Ranque effect. *Aerospace technic and technology*, 1(209), 40-50. <https://doi.org/10.32620/aktt.2026.1.04>.

*Conference abstracts and proceedings:*

5. Karpenko, A. & Kukhtin, Yu. (2024). Study of the total temperature redistribution in the complex swirling flows. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery technical conference and exposition*, London, United Kingdom. <https://doi.org/10.1115/gt2024-120961>. (Scopus).

6. Karpenko, A., Kukhtin, Yu. & Lapotko, V. (2024). Numerical Study of the effect of vane-blade spacing on unsteady aerodynamic loading of transonic turbine blades. In *Proceedings of the 26th Conference of the International Society for Air Breathing Engines*. Toulouse, France. <https://www.proceedings.com/77681.html>.

7. Karpenko, A. M. (2025). Review of CFD analysis methods for temperature flow separation in the Ranque-Hilsch vortex tube. *Proceedings of the XXX International Congress of Engine Builders*, Kharkiv, Ukraine (p. 29). <https://doi.org/10.32620/IPEC.25>.

## ЗМІСТ

	Стор.
СПИСОК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ .....	19
ВСТУП.....	23
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ РОЗВИТКУ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ГТД І ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТУ РАНКА .....	32
1.1 Аналіз розвитку систем охолодження турбін ГТД.....	32
1.2 Застосування ефекту Ранка в системах охолодження турбін: сучасний стан проблеми.....	38
1.3 Сучасний стан проблеми підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбіни.....	39
1.4 Критичний огляд теорій ефекту Ранка.....	41
1.4.1 Феномен енергетичного розділення в потоках рідини .....	41
1.4.2 Принцип роботи вихрової труби .....	43
1.4.3 Теорії ефекту Ранка.....	44
1.4.3.1 Адіабатичне розширення та стиснення .....	45
1.4.3.2 Вільний та примусовий вихор .....	47
1.4.3.3 Конвекційний теплообмін .....	49
1.4.3.4 В'язкість і турбулентність.....	49
1.4.3.5 Акустичний вітер .....	51
1.4.3.6 Стисливість газів.....	52
1.4.3.7 Вихори Гертлера (Görtler vortices) .....	53
1.4.3.8 Максвелівський розподіл швидкостей молекул .....	54
1.4.3.9 Вторинна циркуляція.....	55
1.4.3.10 Множинні циркуляції .....	56
1.4.3.11 Інші теорії вихрового ефекту Ранка.....	57
1.4.4 Проміжні узагальнення.....	58

1.5	Огляд чисельних методів для моделювання ефекту Ранка .....	59
1.5.1	Складнощі пов'язані з CFD-аналізом течії у вихрових трубах.....	59
1.5.2	Нещодавні здобутки в CFD-моделюванні течії у вихрових трубах	61
1.6	Висновки за першим розділом.....	63
1.7	Мета та завдання дослідження.....	65
1.8	Література до першого розділу.....	66
<b>РОЗДІЛ 2 МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....</b>		<b>84</b>
2.1	Загальнонаукові методи дослідження.....	84
2.2	Спеціальні методи дослідження .....	85
2.3	Розробка та валідація CFD-моделі для розрахунків температурної сепарації в закручених потоках рідини .....	87
2.3.1	Опис розрахункового методу дослідження.....	89
2.3.2	Опис експериментальних даних .....	90
2.3.3	Дослідження сіткової збіжності .....	92
2.3.4	Порівняння різних моделей турбулентності .....	96
2.4	Висновки за другим розділом .....	100
2.5	Література до другого розділу .....	100
<b>РОЗДІЛ 3 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ ЕФЕКТУ РАНКА ....</b>		<b>103</b>
3.1	Об'єкт дослідження та CFD-модель.....	104
3.2	Результати CFD-розрахунків .....	106
3.3	Визначення причин сепарації обертового потоку за повною температурою .....	109
3.4	Порівняння отриманих результатів із даними інших дослідників .....	114
3.5	Висновки за третім розділом.....	117
3.6	Література до третього розділу.....	118
<b>РОЗДІЛ 4 ВИКОРИСТАННЯ ЕФЕКТУ РАНКА В СИСЕМІ ПІДВЕДЕННЯ ОХОЛОДНОГО ПОВІТРЯ ДО РЛ ТУРБИНИ ГТД.....</b>		<b>119</b>

4.1 Аналіз можливості застосування вихрового ефекту Ранка в системі підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбіни.....	120
4.2 Опис розрахункової CFD-моделі.....	122
4.3 Оптимізація АСЗ малогабаритного турбовального двигуна.....	123
4.3.1 Опис базової системи підведення охолодного повітря до РЛ турбіни.....	124
4.3.2 Результати CFD-аналізу базової конструкції АСЗ.....	126
4.3.3 Результати CFD-аналізу варіантів нової конструкції АСЗ.....	128
4.3.4 Оцінка впливу використання ефекту Ранка на ресурс РЛ.....	134
4.3.5 Напрями подальшої роботи.....	134
4.4 Висновки за четвертим розділом.....	135
4.5 Література до четвертого розділу.....	137
<b>РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ ЕФЕКТУ РАНКА З ТЕРМОГАЗО-ДИНАМІЧНИМИ ЯВИЩАМИ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ ГАЗОВИХ ТУРБІН.....</b>	<b>139</b>
5.1 Температурна сепарація в турбінних течіях: роль ефекту Ранка.....	140
5.1.1 Ефект Еккерта-Вайза.....	140
5.1.1.1 Обтікання циліндра.....	142
5.1.1.2 Обтікання решітки лопаток турбіни.....	143
5.1.2 Радіальна та тангенціальна сепарація температури в газових турбінах.....	145
5.1.2.1 Ефект Керреброка-Миколайчика.....	145
5.1.2.2 Радіальна сепарація потоку за температурою.....	150
5.2 Вплив ефекту Ранка на динамічне навантаження робочих лопаток турбіни.....	152
5.3 Висновки за п'ятим розділом.....	156
5.4 Література до п'ятого розділу.....	157
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>160</b>

Додаток А СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ .....	164
Додаток Б АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	165
Додаток В АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ.....	167

## СПИСОК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ

## Умовні позначення та символи

$c$	– швидкість, м/с
$C$	– абсолютна швидкість, м/с
$\bar{C}$	– безрозмірна швидкість, $\bar{C} = \frac{C}{a^*}$
$D$	– внутрішній діаметр гарячої труби, м
$d$	– діаметр конуса-регулятора, м
$E$	– повна питома енергія, Дж/кг
$k$	– кінетична енергія турбулентності, м <sup>2</sup> /с <sup>2</sup>
$k$	– коефіцієнт адіабати
$l$	– поздовжній напрямок
$L$	– довжина, м
$n$	– поперечний напрямок
$p$	– тиск, Па
$p$	– чисельний порядок розв'язку
$r$	– радіус, м
$\bar{R}$	– нормований радіус, $\bar{R} = \frac{R_1 - R_1}{R_2 - R_1}$
$R$	– питома газова стала, Дж/(кг·К)
$T$	– температура, К
$t$	– час, с
$u$	– компонента швидкості в осьовому напрямку, м/с
$v$	– компонента швидкості в радіальному напрямку, м/с
$w$	– компонента швидкості в тангенціальному напрямку, м/с
$Y^+$	– безрозмірний сітковий параметр
$\alpha$	– кут при вершині конусу регулятора, градус
$\alpha$	– кут нахилу отворів у радіальній площині, градус

$\beta$	–	кут нахилу отворів у тангенціальній площині, градус
$\varepsilon$	–	швидкість дисипації турбулентності, $\text{м}^2/\text{с}^3$
$\rho$	–	густина, $\text{кг}/\text{м}^3$
$\xi$	–	вісь мінімальної жорсткості
$\varphi$	–	тангенціальний напрямок

## Індекси

$a^*$	–	критична швидкість звуку, $a^* = \frac{C}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}}$ , $\text{м}/\text{с}$
$C_\varphi$	–	проекція абсолютної швидкості на тангенціальний напрямок, $\text{м}/\text{с}$
$C_p$	–	питома теплоємність при сталому тиску, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$
$C_{\text{гаряч}}$	–	абсолютна швидкість основної течії, $\text{м}/\text{с}$
$C_{\text{холод}}$	–	абсолютна швидкість у закрайковому сліді, $\text{м}/\text{с}$
$d_{\text{вг}}$	–	діаметр вихрового генератору, $\text{м}$
$d_{\text{гаряч}}$	–	внутрішній діаметр гарячого резервуару, $\text{м}$
$d_{\text{холод}}$	–	внутрішній діаметр холодної труби, $\text{м}$
$F_c$	–	площа вхідного сопла, $\text{м}^2$
$F_\psi$	–	газова сила, що діє перпендикулярно до осі мінімальної жорсткості, $\text{Н}$
$G_{\text{вхід}}$	–	масова витрата повітря на вході, $\text{кг}/\text{с}$
$G_{\text{холод}}$	–	масова витрата холодного повітря, $\text{кг}/\text{с}$
$i^*$	–	повна ентальпія, $\text{кДж}/\text{кг}$
$i^*_w$	–	повна ентальпія у відносному русі, $\text{кДж}/\text{кг}$
$L_{\text{гаряч}}$	–	довжина гарячого резервуару, $\text{м}$
$L_i$	–	робота сил інерції, $\text{кДж}/\text{кг}$
$L_{\text{холод}}$	–	довжина холодної труби, $\text{м}$
$M_{\text{вих}}$	–	число Маха на виході з решітки профілів

$q_j$	–	тепловий потік уздовж осі Y, Вт/м <sup>2</sup>
$R_i$	–	поточний радіус, м
$R_1$	–	внутрішній радіус, м
$R_2$	–	зовнішній радіус, м
$r_{21}$	–	коефіцієнт загушення сітки від середньої сітки до дрібної
$r_{32}$	–	коефіцієнт загушення сітки від грубої сітки до середньої
$Re$	–	число Рейнольдса
$T^*$	–	повна температура, К
$T_{w_i}$	–	повна температура у відносному русі на радіусі $i$ , К
$T_{w\_серед}$	–	усереднена повна температура, К
$U$	–	тангенціальна швидкість, м/с
$u_i$	–	компонента швидкості вздовж осі X, м/с
$u_j$	–	компонента швидкості вздовж осі Y, м/с
$u_k$	–	компонента швидкості вздовж осі Z, м/с
$W_l$	–	проекція сил тертя на дотичну, Н
$W_n$	–	проекція сил тертя на нормаль, Н
$W_z$	–	проекція відносної швидкості на осьовий напрямок, м/с
$W_\varphi$	–	проекція відносної швидкості на тангенціальний напрямок, м/с
$W_{гаряч}$	–	швидкість у відносному русі основної течії, м/с
$W_{холод}$	–	швидкість у відносному русі у закрайковому сліді, м/с
$\varepsilon_{21}$	–	похибка при переході від середньої сітки до дрібної, %
$\varepsilon_{32}$	–	похибка при переході від грубої сітки до середньої, %
$\mu_t$	–	турбулентна в'язкість, кг/м·с
$\mu_{гаряч}$	–	масова частка гарячого потоку
$\mu_{холод}$	–	масова частка холодного потоку
1	–	вхід
2	–	вихід

## Скорочення

BSL	–	baseline
CESAR	–	Cost-Effective Small AiRcraft
CFD	–	computational fluid dynamics
GCI	–	grid convergence index
GTE	–	gas turbine engine
LES	–	large eddy simulation
RANS	–	Reynolds averaged Navier-Stokes
RSM	–	Reynolds stress model
SAS	–	scale adaptive simulations
SST	–	shear stress transport
АСЗ	–	апарат супутнього закручування
ГТД	–	газотурбінний двигун
РЛ	–	робоча лопатка
СА	–	сопловий апарат
ТБП	–	термобар'єрне покриття
ТВТ	–	температура на вході в турбіну

## ВСТУП

**Актуальність дослідження.** Прогрес у розвитку газотурбінних двигунів визначається, насамперед, зростанням температури на вході в турбіну (ТВТ), що супроводжується збільшенням теплових навантажень на елементи ротора турбіни. Основним шляхом вирішення проблеми надмірних теплових навантажень на деталі турбін (особливо робочі лопатки) стало вдосконалення систем охолодження, які забезпечують утримання температури матеріалів у допустимих межах. Незважаючи на суттєвий розвиток матеріалів і захисних покриттів, приріст ТВТ значною мірою досягався завдяки розвитку схем внутрішнього (конвекційного) та зовнішнього (плівкового) охолодження лопаток турбін. Разом із тим, сучасні методи вдосконалення каналів охолодження вже перебувають на межі технологічних можливостей виготовлення деталей. Це зумовлює необхідність пошуку альтернативних рішень, зокрема способів зниження температури охолодного повітря перед його підведенням до лопаток. Використання теплообмінників з цією метою має обмежені можливості через конструктивну складність, додаткові втрати та збільшення маси двигуна.

Отже, актуальним завданням є пошук нових методів охолодження турбін ГТД. Одним із перспективних, але досі практично не використаних рішень, є застосування вихрового ефекту Ранка, який забезпечує температурну сепарацію потоку та дозволяє подавати більш холодну фракцію повітря до робочих лопаток (РЛ). Ефект Ранка спостерігається в закручених потоках рідини, тому, в контексті газових турбін, одним із найочевидніших місць його застосування для розділення потоку за температурою є апарат супутнього закручування (АСЗ), основною функцією якого якраз і є надання потоку колового руху.

Використання ефекту Ранка може забезпечити підвищення ресурсу робочих лопаток або зниження витрати охолодного повітря (за умови збереження ресурсу), що має безпосереднє практичне значення для підвищення ефективності турбін. Проблема забезпечення працездатності та ресурсу елементів турбін ГТД в умовах зростання ТВТ є особливо актуальною в теперішній час через потребу в створенні

високоєфективних газотурбінних двигунів для цивільної авіації, енергетики та військової техніки.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота є частиною наукових досліджень АТ «Івченко-Прогрес» у рамках створення науково-технічного доробку, основною метою якого є підвищення ефективності та конкурентоспроможності вітчизняних силових установок для літальних апаратів, зокрема через пошук нових методів удосконалення систем охолодження газових турбін. Робота відповідає основним завданням «Державної цільової науково-технічної програми розвитку авіаційної промисловості на 2021–2030 роки», що затверджена постановою Кабінету Міністрів України від 01 вересня 2021 р. № 951.

**Мета дослідження** полягає у підвищенні ефективності ГТД шляхом зниження температури охолодного повітря, що підводиться до робочих лопаток турбіни, за рахунок використання ефекту Ранка при вдосконаленні апарата супутнього закручування.

Для досягнення поставленої мети у дисертаційній роботі необхідно вирішити наступні завдання дослідження:

1. Аналіз сучасного стану проблеми охолодження елементів турбін ГТД. Визначення перспективних напрямів розвитку систем охолодження.

2. Огляд літератури з проблеми температурної сепарації закручених потоків. Визначення причин виникнення сепарації обертового потоку за температурою та чинників, що впливають на її ефективність.

3. Вибір і валідація методів дослідження.

На основі аналізу сучасних чисельних досліджень ефекту Ранка необхідно:

– здійснити вибір спеціальних методів дослідження, придатних для аналізу температурної сепарації в закручених потоках рідини;

– обґрунтувати застосування обчислювальної гідродинаміки (CFD), як основного інструменту моделювання, розробити CFD-модель для розрахунків сепарації обертових течій за температурою.

Для підтвердження достовірності та надійності обраного методологічного підходу необхідно провести валідацію розробленої CFD-моделі шляхом

порівняння отриманих результатів розрахунків температурної сепарації обертової течії в трубі Ранка-Хільша з експериментальними даними.

4. CFD й аналітичне дослідження причин температурної сепарації. Необхідно виконати CFD-моделювання закрученого потоку рідини та здійснити аналіз рівнянь збереження для термодинамічно ідеального газу, що рухається за криволінійною траєкторією. На основі отриманих результатів розробити гіпотезу щодо причин перерозподілу повної енергії у вихрових трубах зокрема, та в обертових потоках у цілому. Сформулювати фундаментальний висновок щодо факторів, які ініціюють температурну сепарацію.

5. Удосконалення апарата супутнього закручування турбіни малогабаритного ГТД.

На основі отриманих висновків щодо причин і факторів, які впливають на температурну сепарацію в обертових потоках рідини, розробити рекомендації щодо вдосконалення геометричних параметрів АСЗ турбіни малогабаритного двигуна із використанням вихрового ефекту Ранка, з метою зниження температури охолодного повітря, що підводиться до РЛ турбіни. Обґрунтувати доцільність і ефективність застосування запропонованої концепції примусової температурної сепарації в конструкціях АСЗ газотурбінних двигунів для вдосконалення охолодження елементів роторів турбін.

**Об'єктом дослідження** є газодинамічні та термодинамічні процеси, що відбуваються в закручених потоках в газових турбінах.

**Предметом дослідження** виступають закономірності, що визначають процеси перерозподілу повної температури газових потоків у полі відцентрових сил, а також можливості їх практичного застосування для вдосконалення апарата супутнього закручування турбіни ГТД.

**Методи дослідження.** У процесі дослідження температурної сепарації закрученого газового потоку для вдосконалення охолодження елементів ротора турбіни використано комплекс загальнонаукових і спеціальних методів, що

забезпечило системний, логічно обґрунтований і технічно реалізований підхід до розв'язання поставлених завдань.

*Загальнонаукові методи дослідження.*

У процесі дослідження було застосовано сукупність загальнонаукових методів, що дозволили здійснити ґрунтовний аналіз явища температурної сепарації в закручених потоках рідини та поєднати теоретичні положення з практичними інженерними рішеннями, спрямованими на вдосконалення охолодження елементів ротора турбіни. Нижче наведено основні загальнонаукові методи, які було використано в роботі.

- *Аналітичний метод* – для аналізу сучасних наукових джерел, що стосуються теорії вихрових потоків, ефекту Ранка та систем підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбін.

- *Методи аналізу та синтезу* – завдяки їх використанню вдалося інтегрувати теоретичні знання в практичну інженерну модель, що дозволило сформулювати цілісне уявлення про процес температурної сепарації в закручених потоках рідини та визначити можливості його використання в конструкції апарата супутнього закручування.

- *Методи аналогії та порівняння* – використано з метою виявлення та співставлення особливостей процесів енергетичного розділення в трубі Ранка–Хільша та апараті супутнього закручування турбіни ГТД.

- *Метод систематизації* – забезпечив розкриття основних тенденцій, закономірностей і принципів впливу різних факторів на ефективність сепарації обертового потоку за повною температурою.

- *Абстрактно-логічний метод* – використовувався під час формулювання гіпотези щодо причин енергетичної сепарації в закручених потоках і дозволив запропонувати новий підхід для додаткового охолодження охолодного повітря, що підводиться до робочих лопаток турбіни.

*Спеціальні методи дослідження.*

У дослідженні, поряд із загальнонауковими, використано спеціальні методи, що забезпечили поглиблене вивчення процесів температурної сепарації у вихрових

потоках та їх практичне застосування в інженерних системах. Використання цих методів дозволило перейти від теоретичних положень до кількісних результатів, підтвердити достовірність отриманих даних і сформувавши науково обґрунтовані висновки.

- *Розрахунковий метод*. Серед спеціальних методів дослідження основним інструментом став розрахунковий метод, реалізований через CFD-моделювання. Його застосування дозволило отримати детальну картину процесів температурної сепарації у вихрових потоках і дослідити вплив різних параметрів на ефективність охолодження елементів турбіни. Також за допомогою CFD-розрахунків проведено оптимізацію АСЗ турбіни малогабаритного ГТД з метою зниження температури охолодного повітря, яке підводиться до РЛ турбіни.

- *Експериментальний метод*. Використовувався як допоміжний інструмент для валідації CFD-моделі, підтверджуючи достовірність чисельних результатів.

- *Метод дедуції та моделювання*. Використовувався для узагальнення теоретичних положень і перевірки їх на практиці. Дозволив сформувавши пропозиції щодо вдосконалення конструкції апарату супутнього закручування турбіни ГТД.

### **Наукова новизна одержаних результатів:**

1. *Уперше* запропоновано метод супутнього закручування потоку охолодного повітря перед його потраплянням до каналів охолодження робочих лопаток турбіни, який відрізняється використанням ефекту Ранка з примусовим розділенням обертової течії на гарячий і холодний потоки та їх спрямуванням у різні зони дискової порожнини. Холодна фракція підводиться до робочих лопаток, що забезпечує зниження температури охолодного повітря й може підвищувати ефективність охолодження лопаток.

2. *Набуло подальшого розвитку* уявлення щодо причин виникнення радіальної температурної сепарації в закручених потоках рідини. Аналітично та чисельно доведено, що визначальним механізмом є робота відцентрових сил інерції, тоді як внесок інших чинників (нестационарність, турбулентність, в'язкість, стисливість тощо) є величиною меншого порядку. Встановлено фактори, що зумовлюють радіальну сепарацію потоку за температурою: квадрат тангенціальної

швидкості, кривизна ліній струму та зміна в радіальному напрямку суми кінетичних енергій від швидкостей, дотичних до поверхні струму. Отримані результати створюють можливість цілеспрямованої інтенсифікації температурної сепарації шляхом конструктивного впливу на параметри закрученого потоку.

3. *Отримало подальший розвиток* уявлення щодо фізичної природи динамічних газових сил, які діють на робочі лопатки турбіни. Установлено, що їх величина визначається не лише параметрами течії на виході з соплового апарата, а й роботою відцентрових сил у криволінійному русі, яка зумовлює енергетичну сепарацію: зростання повної ентальпії біля корита та зменшення – біля спинки лопатки. Виявлено, що такий нерівномірний розподіл повної ентальпії корелює з амплітудою нестационарних газових сил, причому амплітуда тим вища, чим більша кривизна лопатки й тангенціальна швидкість потоку. Урахування впливу криволінійного руху потоку при проектуванні робочих лопаток турбін забезпечує більш точне прогнозування динамічних навантажень лопаток.

### **Практичне значення отриманих результатів.**

Практичне значення результатів дослідження полягає в можливості їх використання для вдосконалення систем охолодження газотурбінних двигунів. Запропонований метод підвищення ефективності охолодження робочих лопаток турбіни, який ґрунтується на використанні вихрового ефекту Ранка в конструкції апарата супутнього закручування, дозволяє знизити температуру охолодного повітря, що подається до лопаток, і тим самим створює умови для:

- підвищення ресурсу та надійності робочих лопаток турбіни;
- зменшення витрати охолодного повітря без втрати ефективності охолодження;
- зростання коефіцієнта корисної дії газотурбінного двигуна.

Таким чином, результати дослідження мають прикладне значення для конструкторських і проєктних організацій, що займаються розробкою газотурбінних двигунів, та можуть бути використані в практиці проєктування чи модернізації високоефективних систем підведення охолодного повітря до робочих

лопаток турбін сучасних і перспективних ГТД авіаційного та енергетичного призначення.

Практичне значення отриманих результатів підтверджено актами про впровадження результатів дисертаційного дослідження (Додатки Б, В).

**Впровадження результатів роботи.** Розроблені автором наукові положення реалізовані:

- в АТ "Івченко-Прогрес" (м. Запоріжжя) при проектуванні нових і модернізації існуючих турбін ГТД розробки підприємства, зокрема під час модернізації систем охолодження турбін двигунів AI-450TD, AI-450M, AI-450B, AI-450C-2, AI-450CP-2 (акт впровадження, Додаток Б);

- у навчальному процесі кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут» у вигляді лекційних матеріалів і практичних робіт за навчальною дисципліною «Системи охолодження та термічна міцність авіаційних двигунів і енергетичних установок» (акт впровадження, Додаток В).

**Особистий внесок здобувача.** Наукові положення, висновки та рекомендації, викладені в дисертації та представлені до захисту, здобуто особисто автором. На захист не виносяться результати, що належать співавторам, разом з якими опубліковано наукові праці.

**Апробація матеріалів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на Міжнародній науково-технічній конференції ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery technical conference and exposition (Сполучене Королівство, м. Лондон, 2024 р.), на 26-й конференції ISABE (International Society for Air Breathing Engines, Франція, Тулуза, 2024 р.) і на XXX Міжнародному конгресі двигунобудівників (Україна, м. Харків, 2025 р.);

**Публікації.** Основний зміст дисертації відображено в 4 статтях у виданнях, які входять до переліку наукових фахових видань України [1–4]. Окрім цього,

основні результати роботи опубліковані в 3 тезах науково-технічних конференцій [5–7].

Усі положення наукової новизни дисертації отримано автором самостійно. У статтях, що опубліковано в співавторстві, дослідження й аналіз результатів виконані автором особисто; формулювання задач і висновків виконані разом із науковим керівником; підготовка й видання науково-технічних статей виконані за участю співавторів. У спільних роботах автору належить наступне:

[3] – розробка CFD-моделі; проведення розрахунків з метою дослідження сіткової збіжності, вибору моделі турбулентності та валідації CFD-моделі шляхом порівняння результатів розрахунків з експериментальними даними; аналіз результатів дослідження; формулювання висновків;

[5] – проведення CFD-розрахунків; аналіз рівнянь законів збереження записаних для ідеального газу в циліндричній системі координат; формулювання висновків щодо причин температурної сепарації в обертових потоках рідини;

[6] – проведення нестационарних CFD-розрахунків; аналіз зв'язку між тангенціальним розподілом повної ентальпії в міжлопатковому каналі робочого колеса турбіни та динамічними газовими силами, що діють на робочі лопатки.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків і списків використаних джерел до кожного розділу, загальних висновків. Загальний обсяг дисертації складає: 167 сторінок, 52 рисунки за текстом, 6 таблиць за текстом, список використаних джерел до кожного розділу, 222 найменування використаних джерел сумарно, викладених на 25 сторінках.

#### **Література до вступу:**

1. Карпенко, А. (2025). Огляд чисельних методів для моделювання сепарації потоку за температурою у закручених течіях рідини. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 4sup1(205), 108-117. <https://doi.org/10.32620/akt.2025.4sup1.14>.

2. Карпенко, А. (2025). Теорії ефекту Ранка: критичний огляд сучасного стану досліджень. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 5(207), 27-41. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.5.03>.
3. Карпенко, А., & Торба, Ю. (2025). Розробка та валідація CFD моделі для розрахунку температурної сепарації в закручених потоках рідини. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 6(208), 16–24. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.6.02>.
4. Карпенко, А. (2026). Вдосконалення системи охолодження газової турбіни шляхом використання ефекту Ранка. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 1(209), 40-50. <https://doi.org/10.32620/aktt.2026.1.04>.
5. Karpenko, A. & Kukhtin, Yu. (2024). Study of the total temperature redistribution in the complex swirling flows. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery technical conference and exposition*, London, United Kingdom. <https://doi.org/10.1115/gt2024-120961>. (Scopus).
6. Karpenko, A., Kukhtin, Yu. & Lapotko, V. (2024). Numerical Study of the effect of vane-blade spacing on unsteady aerodynamic loading of transonic turbine blades. In *Proceedings of the 26th Conference of the International Society for Air Breathing Engines*. Toulouse, France. <https://www.proceedings.com/77681.html>.
7. Карпенко, А. М. (2025). Огляд методів CFD-аналізу температурної сепарації потоку у вихровій трубі Ранка-Гільша. *Тези доповіді на XXX Міжнародному конгресі двигунобудівників*, Харків, Україна (с. 29). <https://doi.org/10.32620/ІРЕС.25>.

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ РОЗВИТКУ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ГТД І ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТУ РАНКА

### 1.1 Аналіз розвитку систем охолодження турбін ГТД

Згідно з термодинамічним циклом Брайтона, який найточніше моделює роботу газотурбінного двигуна, ефективність ГТД значною мірою залежить від температури газу на вході в турбіну (ТВТ). Згідно з [1] кожні 100 °F ( $\approx$  56 K) приросту ТВТ можуть забезпечити підвищення потужності турбіни на 8–13 % і покращити ефективність циклу двигуна на 2–4 %. Однак зростання ТВТ є обмеженим максимально допустимою температурою матеріалів турбіни. Перевищення цього порогу активізує деградаційні процеси, серед яких високотемпературна корозія [2], втомне [3] та корозійно-втомне руйнування [4]. За умов експлуатації газових турбін в жорстких умовах, важливим чинником може стати вплив твердих частинок, що бомбардують деталі турбін, призводячи до значної їхньої деградації [5].

Покращення термічних і механічних властивостей матеріалів і застосування методів теплового захисту зазвичай розглядаються як ключові підходи до підвищення ТВТ без втрати надійності та ресурсу конструкції.

На прикладі компанії Rolls-Royce розглянемо еволюцію зростання температури газу перед турбіною у цивільних ГТД за останні 65 років. Представлені на рис. 1.1 криві зростання допустимої температури нікелевих суперсплавів [6–8], а також впровадження методів теплового захисту [9–12], дозволяють проаналізувати динаміку підвищення ТВТ та ідентифікувати чинники, якими був зумовлений цей прогрес. У межах досліджуваного періоду доцільно виокремити наступні ключові етапи.

1. Етап інтенсивного впровадження систем охолодження (1960-ті рр.). З моменту першого застосування внутрішнього конвекційного охолодження у двигуні Conway (1962 р.) середньорічний приріст ТВТ становив близько 10 K, тоді як допустима температура матеріалів підвищувалася менш ніж на 3 K. Значне відставання можливостей матеріалів від темпів зростання ТВТ компенсувалося

застосуванням переважно активних систем охолодження [9, 10] та пасивного теплового захисту у вигляді перших термобар'єрних покриттів (ТБП) [11, 12]. Використання конвекційного охолодження на цьому етапі вперше забезпечило можливість роботи двигуна за умов, коли ТВТ перевищує допустиму температуру експлуатації суперсплавів.

2. Етап комбінованого теплового захисту (1970-ті рр.). Упродовж 1970-х років поєднання плівкового та конвекційного охолодження забезпечило подальше підвищення ТВТ до рівня, що більш ніж на 300 К перевищував температурні можливості матеріалів лопаток.

3. Етап активного застосування ТБП (з початку 1980-х рр.). Із початку 1980-х років термобар'єрні покриття почали активно застосовуватися на соплових апаратах газових турбін, що стало важливим чинником розвитку ГТД. Завдяки низькій теплопровідності ТБП вдалося знизити температуру металу статорних лопаток приблизно на 170 К [11].

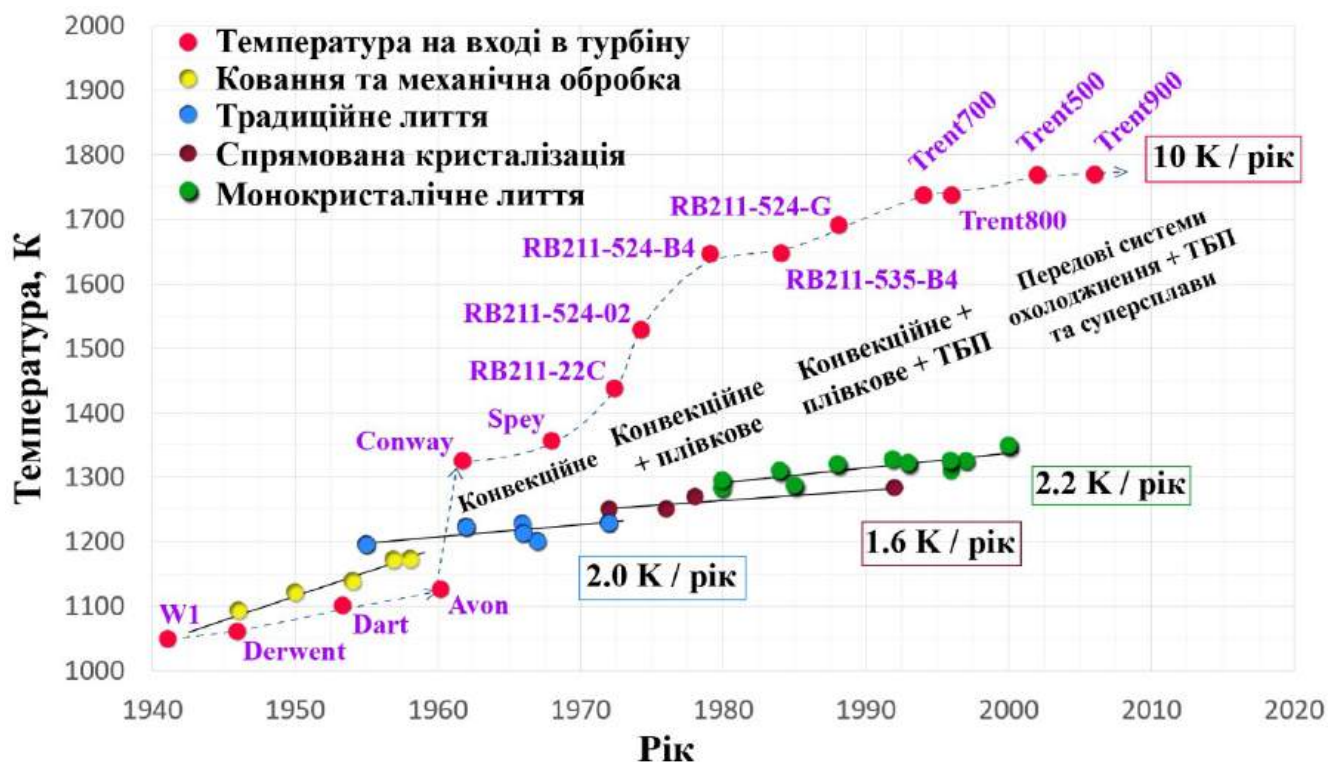


Рис. 1.1. Еволюція температури на вході в турбіну цивільних авіаційних двигунів Rolls-Royce, максимальна допустима температура нікелевих суперсплавів і методи теплового захисту (за даними [6–8]).

Сучасні вимоги до ефективності газових турбін потребують ще вищих значень ТВТ [13–14], що актуалізує розробку нових схем охолодження, ТБП та суперсплавів [15]. Системи охолодження мають коротший цикл розробки та значно більший потенціал порівняно з матеріалами й покриттями. Саме ця перевага визначає їх як провідний напрям майбутнього розвитку газотурбінних технологій.

Узагальнену схему охолодження сучасних лопаток газових турбін (рис. 1.2) можна розглядати як комплексне відображення процесів теплового захисту, що базується на поєднанні внутрішнього та зовнішнього підведення охолодного повітря до поверхонь лопаток [16]. Зазвичай робоче повітря, відібране з компресора, підводиться до замкової частини лопатки й, потрапляючи всередину, рухається складною системою внутрішніх каналів. У процесі проходження цих каналів відбувається інтенсивний теплообмін між стінками лопатки та охолодним потоком, що забезпечує ефективне відведення тепла з матеріалу лопатки. Такий механізм відомий як внутрішнє конвекційне охолодження.

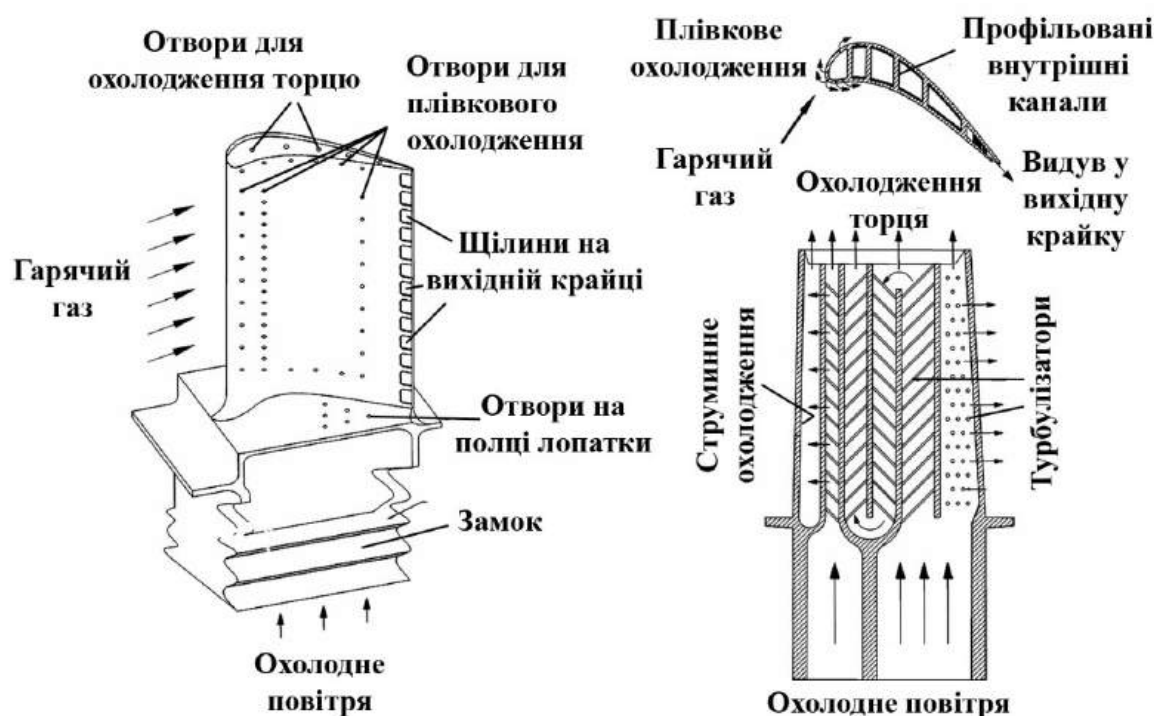


Рис. 1.2. Типова система охолодження сучасних лопаток газових турбін. Перероблено з [16].

В каналах конвекційного охолодження застосовують так звані інтенсифікатори теплообміну. Їхня дія полягає у формуванні локальної

турбулізації, збільшенні шляху руху потоку та розширенні ефективної площі теплообміну, що в сукупності призводить до інтенсифікації охолодження.

Вихід охолодного повітря з внутрішніх каналів відбувається через систему отворів різної форми, що дозволяє сформувати уздовж поверхні лопатки захисний шар, який ізолює матеріал від дії високотемпературного газового потоку й реалізує принцип плівкового охолодження. Найбільше теплове навантаження зазвичай припадає на вхідну крайку, де перспективним виглядає застосування струминного охолодження. Його реалізація ґрунтується на використанні перфорованої перегородки, через яку формуються високошвидкісні струмені охолодного повітря, що спрямовуються на внутрішню поверхню вхідної крайки та інтенсивно відводять від неї тепло. Таким чином, поєднання різних методів охолодження створює комплексний механізм термозахисту лопаток, що забезпечує підвищення довговічності та надійності роботи газових турбін.

Водночас, слід також зазначити, що забезпечення вимог до теплового стану елементів сучасних турбін потребує відбирання значної частки повітря з компресора – близько 20–30 % від його загальної витрати [17, 18]. Таке відбирання зумовлює два основні негативні наслідки: по-перше, при введенні охолодного повітря в гарячий потік виникають додаткові втрати, пов'язані зі змішуванням [19, 20]; по-друге, зменшується кількість повітря, що бере участь у процесі згоряння, що впливає на термодинамічний цикл двигуна [21]. У результаті ефективність ГТД знижується [22, 23]. Згідно з дослідженням J. Hoglock та ін. [22], при температурах на вході в турбіну понад 1900 К приріст ефективності, очікуваний від підвищення температури робочого тіла, може бути повністю нівельований втратами, спричиненими охолодженням. Аналогічні результати було отримано R. Wilcock та ін. [23], які встановили, що, навіть за умови використання сучасних систем охолодження, ефективність циклу може зменшуватись до 4 % порівняно з неохолоджуваним варіантом при температурі 1930 К перед турбіною.

Таким чином, особливого значення набуває пошук нових рішень та розробка удосконалених систем охолодження, що дозволять зменшити витрату охолодного повітря та підвищити ефективність теплового захисту елементів газових турбін.

У контексті вдосконалення існуючих підходів до охолодження, ефективність конвективних схем може бути покращена за рахунок інтенсифікації теплообміну [24–26], зокрема, через застосування струминного охолодження [27–32]. Разом з тим, для зменшення теплового потоку у матеріал лопатки є важливим застосування методів плівкового охолодження [33–35], найбільш ефективним з яких, з точки зору суцільності захисного шару на поверхні лопатки, є видув охолодного повітря через щілинні отвори [36–38]. Однак застосування щілин супроводжується зниженням міцності лопаток, що обмежує її практичне застосування. У зв'язку з цим у конструкціях турбін переважно використовують плівкове охолодження, реалізоване через систему дискретних отворів.

Існує багато підходів до покращення ефективності плівкового охолодження [39, 40]. Одним із ключових напрямів є збільшення щільності розташування охолодних отворів, що призводить до поступового переходу від плівкового до ефузійного режиму теплообміну [41, 42]. У цьому випадку формується майже суцільний шар охолодного середовища, який ефективно екранує гарячі поверхні лопатки [43, 44]. Подальше зменшення характерних розмірів отворів і кроку між ними теоретично забезпечує перехід до транспіраційного охолодження [45, 46]. При цьому ефузійні системи конструктивно реалізуються через перфоровані стінки з багаторядною структурою, тоді як транспіраційні рішення базуються на застосуванні пористих матеріалів.

Транспіраційне охолодження розглядається як гранично ефективна схема теплового захисту газотурбінних лопаток [17, 47]. Дослідження цього типу охолодження почалися ще у 1950-х роках [48], проте його практичне використання й досі обмежене через недостатню міцність конструкцій та складність технології виготовлення [17, 49]. Наразі в якості компромісних рішень розглядаються ламіновані системи охолодження [50-51] та та комбіновані струминно-ефузійні схеми [52].

Аддитивне виробництво [53, 54] сьогодні істотно розширює можливості конструювання пористих структур, що робить транспіраційне охолодження більш наближеним до практичної реалізації в лопатках турбін [55, 56]. Однак поточний

рівень розвитку цих технологій ще не забезпечує виготовлення повноцінних охолоджуваних робочих лопаток авіаційних турбін із заданими експлуатаційними характеристиками. Це пов'язано з анізотропією властивостей матеріалу, сформованого під час друку, недостатньою точністю геометричного відтворення, обмеженою якістю поверхонь, а також характерними дефектами структури, зокрема пористістю, розшаруванням і залишковими напруженнями.

У результаті 3D-друк розглядається як перспективний інструмент створення вдосконалених систем охолодження, однак його промислове застосування в авіаційних і енергетичних газових турбінах залишається обмеженим через наявні обмеження, зумовлені властивостями матеріалів і технологією друку.

Одним із перспективних підходів до покращення температурного стану лопаток є застосування примусового закручування потоку в каналах охолодження. Можливість використання обертового руху для інтенсифікації теплообміну в каналах охолодження турбінних лопаток детально вивчалася, зокрема, у роботах українських учених. Особливо вагомий внесок у дослідження закручених потоків зробив А. А. Халатов, чії праці з вивчення різноманітних схем циклонного охолодження [57–61] сформували наукове підґрунтя для розроблення нових високоефективних систем охолодження лопаток турбін. Практичне значення та інноваційність розробок, виконаних за участю А. А. Халатова, підтверджуються численними патентами [62–66]. Проте, насамперед через технологічні обмеження виробництва, робочі лопатки турбін із циклонним охолодженням поки що не отримали практичного застосування [67]. Подальший розвиток адитивних технологій може створити умови для практичного впровадження таких систем.

Окрім традиційних методів покращення теплового стану лопаток турбіни – внутрішнього конвекційного та зовнішнього плівкового охолодження, а також застосування нових матеріалів і покриттів, – перспективним напрямом є зниження температури охолодного повітря перед його подачею до каналів охолодження робочих лопаток. Для цього можуть використовуватися теплообмінники. Водночас їх застосування супроводжується низкою суттєвих обмежень: збільшенням маси та вартості двигуна, конструктивною складністю, втратами тиску й обмеженими

можливостями зниження температури. Саме ці фактори стримують широке впровадження теплообмінників у сучасних авіаційних і енергетичних турбінах.

Через те, що методи удосконалення систем охолодження робочих лопаток вже перебувають на межі технологічних можливостей сучасного виробництва, виникає необхідність пошуку нових рішень. Одним із перспективних, але малодосліджених напрямів є використання вихрового ефекту Ранка, який забезпечує сепарацію потоку за повною температурою та дозволяє подавати більш холодну фракцію повітря до робочих лопаток турбіни.

## **1.2 Застосування ефекту Ранка в системах охолодження турбін: сучасний стан проблеми**

Хоча використання вихрового ефекту Ранка в системах охолодження газотурбінних двигунів є відносно новим напрямом, у науковій літературі зустрічаються окремі спроби його застосування в системах охолодження турбін. Зокрема, в публікаціях [68, 69] наведено результати розрахункових (CFD) та експериментальних досліджень циліндричного каналу охолодження, який теоретично може бути розташований всередині лопатки турбіни поблизу вхідної крайки. Показано, що при тангенціальному підведенні повітря до каналу (циклонне охолодження) в ньому утворюються два вихори: периферійний вихор із вищою температурою, який рухається вперед, та внутрішній зворотній вихор, що має нижчу температуру. Виміряна різниця температур між двома вихорами підтвердила наявність сепарації потоку за температурою всередині каналу. Водночас автори не запропонували рішень для практичного застосування отриманого ефекту температурної сепарації в циліндричному каналі в конструкції лопаток турбін з метою підвищення ефективності їх охолодження. У патенті [70] було запропоновано таке рішення: розміщення мікротовихрових труб у стінках лопатки для розділення потоку за температурою, спрямовуючи холодніші та гарячіші фракції повітря в різні зони лопатки з метою забезпечення плівкового охолодження. Хоча технології адитивного виробництва дозволяють виготовляти лопатки з вбудованими у стінки мікротовихровими трубами, цей підхід залишається

екзотичним і досі не знайшов практичного застосування в газотурбінних двигунах, що експлуатуються. В інших дослідженнях [71, 72] було запропоновано використання вихрових енергетичних сепараторів, інтегрованих у соплові апарати турбіни, для підвищення ефективності їх охолодження. Незважаючи на наведені авторами оптимістичні чисельні та модельні експериментальні результати, ці рішення також поки що не отримали практичного впровадження, головним чином через конструктивну складність і відсутність практичної валідації, що підкреслює необхідність додаткових випробувань і підтвердження ефективності запропонованих рішень на практиці.

Важливо зазначити, що не було виявлено джерел, які б розглядали застосування ефекту Ранка в системах підведення охолодного повітря до лопаток турбіни. Це є доволі неочікуваним, виходячи з того, що ефект Ранка спостерігається в закручених потоках рідини, й тому, на думку автора, одним з найочевидніших місць його застосування в турбінах для сепарації потоку за температурою є апарат супутнього закручування, основною функцією якого якраз і є надання потоку колового руху. І якщо сепарований за температурою закручений потік на виході з АСЗ фізично розділити на відносно холодний та відносно гарячий та спрямовувати на вхід в систему охолодження РЛ тільки холодний потік, то можна покращити ефективність охолодження лопаток турбіни. На відміну від підходів, описаних у [68–72], дана концепція охолодження виглядає значно більш реалістичною, оскільки її простіше реалізувати конструктивно і вона не потребує складних технологій виробництва.

### **1.3 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 повітря, що підводиться 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. [73], зниження температури охолодного повітря на 15 К може збільшити ресурс робочої лопатки турбіни в два рази.

Організація попереднього закручування охолодного повітря, що підводиться до РЛ турбіни, в напрямку їх обертання, створює умови, за яких теоретично досяжна повна температура охолоджувача у відносному русі може наближатись до статичної температури. А оскільки статична температура попередньо закрученого потоку може бути істотно нижчою за повну температуру охолодного повітря, збільшення тривалості служби лопаток турбіни може зростати значною мірою.

Попереднє надання потоку колового руху має ще дві суттєві переваги. По-перше, воно наближує швидкості потоку та входу до каналів охолодження лопатки, внаслідок чого зростає коефіцієнт витрати  $\mu$  вхідного каналу. По-друге, за відсутності попереднього закручування необхідно виконати додаткову роботу над потоком, щоб надати йому кутову швидкість, таку ж, що й на вході в охолодний канал РЛ, перш ніж потік зможе увійти до внутрішніх каналів охолодження лопаток. Виконання цієї роботи супроводжується підвищенням повної температури потоку та, відповідно, зниженням ефективності охолодження. 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.

З метою визначення механізмів температурної сепарації у закручених потоках та ключових причин і чинників, що впливають на ефективність енергетичного розділення було проведено критичний аналіз існуючих теорій ефекту Ранка. Результати цього аналізу створюють наукову основу для подальшого використання вихрового ефекту Ранка у вдосконаленні систем охолодження турбін.

#### **1.4 Критичний огляд теорій ефекту Ранка**

Критичний огляд існуючих теорій ефекту Ранка є необхідним етапом дослідження, оскільки дозволяє систематизувати наявні наукові підходи до пояснення явища температурної сепарації у закручених потоках. Аналіз різних гіпотез і моделей формує цілісне уявлення про механізм енергетичного розділення та забезпечує можливість оцінити вплив ключових чинників на ефективність процесу сепарації потоку за температурою.

Розуміння причин виникнення температурної сепарації створює основу для цілеспрямованого впливу на відповідні фактори під час вдосконалення конструкції апарата супутнього закручування малогабаритного ГТД. Це, в свою чергу, надає можливість підвищення ефективності охолодження робочих лопаток турбіни за рахунок використання ефекту Ранка в АСЗ.

Таким чином, огляд теорій температурної сепарації в закручених потоках рідини не лише окреслить сучасний стан досліджень ефекту Ранка, але й сформує теоретичне підґрунтя для подальшої розробки та вдосконалення інженерних рішень у сфері систем охолодження деталей турбін ГТД.

##### **1.4.1 Феномен енергетичного розділення в потоках рідини**

Згідно з першим законом термодинаміки, повна енергія в замкнутій системі зберігається. З цього випливає, що потік газу, який не здійснює механічної роботи і не бере участі в теплообміні з навколишнім середовищем, зберігає свою повну енергію. Однак це не виключає можливості виникнення в потоці зон із повною

енергією (повною температурою), що більша або менша від певних початкових (середніх) значень.

Ще на початку ХХ століття французький інженер G. Ranque виявив ефект температурної сепарації газів у закручених потоках [74] і запатентував пристрій, названий ним «вихровою трубкою», в якому здійснив розділ потоку стисненого повітря на два потоки – холодний і гарячий [75].

У 1937 р. радянський вчений К. Страхович, не знаючи про дослідни Ранка, в курсах лекцій з прикладної газодинаміки теоретично доводив, що в потоках газу, які обертаються, мають виникати неоднорідності повної питомої енергії [76].

У 1942 р. E. Eckert і W. Weise [77] у своїх експериментах отримали значну нерівномірність розподілу температури газу поверхнею теплоізованого циліндра, встановленого поперек газового потоку.

Після Другої світової війни дедалі більша кількість дослідників експериментально підтверджували можливість перерозподілу повної температури (енергії) в енергоізованих системах у різних галузях прикладної фізики. У 1954 р. H. Sprenger [78] виявив значне підвищення температури поблизу глухого кінця порожнини, до якої був спрямований недорозширений газовий струмінь. У 1986 р. R. Goldstein [79] повідомив про перерозподіл повної температури в недорозширеному струмені, що витікає в навколишнє середовище. W. Carscallen [80] експериментально фіксував нерівномірні розподіли повної температури в слідах за турбінними лопатками з товстою вихідною крайкою. М. Дейч [81] у своїй монографії дійшов висновку, що незмінність повної ентальпії в загальному випадку не є інтегралом рівняння енергії для всієї маси рідини, оскільки в потоці утворюється місцевий перерозподіл енергії, з чого випливає, що в потоках рідини, відмінних від одновимірних, можливий перерозподіл повної температури.

Зазначені явища, що стосуються перерозподілу повної енергії газових потоків, які не виконують механічної роботи й не беруть участі в теплообміні з навколишнім середовищем, заведено називати енергетичним розділенням чи сепарацією [82, 83].

На думку автора, більшість згаданих вище явищ енергетичного розділення мають одну природу з явищем сепарації потоку за повною температурою, яке яскраво присутнє у вихровій трубі Ранка - Хільша (Ranque - Hilsch). Попри технічну простоту вихрової труби, досі немає загальновизнаного пояснення причин розділення енергії в ній. Різні, часом протилежні висновки досліджень свідчать про необхідність проведення більш глибоких і ретельних досліджень для кращого розуміння складного процесу енергорозділення у вихровій трубі.

#### **1.4.2 Принцип роботи вихрової труби**

Вихрова труба — це простий, але надзвичайно цікавий термодинамічний пристрій, здатний розділяти потік стисненого повітря на гарячий і холодний струмені, не маючи при цьому жодних рухомих частин. З моменту його відкриття у 1931 р. Ранком [74] феномен енергетичного розділення (температурної сепарації) привертає увагу дослідників у різних галузях – від промислової інженерії до фундаментальної фізики.

Вихровий ефект Ранка також називають енергетичним (або температурним) розділенням, температурною (або енергетичною) сепарацією, ефектом Ранка-Хільша тощо. Вихрову трубу (трубку) Ранка також називають вихровою трубою Ранка-Хільша, або вихровою трубою.

Схематично конструкцію та базовий принцип роботи вихрових труб з протитечією та з однонаправленим потоком показано на рис. 1.3.

Механізм роботи вихрових труб Ранка-Хільша можна описати наступним чином. Коли стиснене повітря нагнітається в трубу з тангенціального входу, воно утворює інтенсивний вихровий потік і рухається до іншого кінця труби. Периферійна частина повітряного потоку виходить з гарячого виходу при більш високій температурі, ніж температура на вході, а центральна частина повітряного потоку, яка відтісняється конусом у вихровій трубі з протитечією, виходить з холодного сопла при меншій температурі, ніж температура повітря, що подається. У трубі з однонаправленим потоком гаряче й холодне повітря виходять з периферійного зазору та центрального сопла, відповідно, з одного й того ж кінця

труби. Таким чином, інжектований потік повітря розділяється на два потоки з різними температурами. Незважаючи на десятиліття експериментальних і чисельних досліджень, механізм цього явища залишається предметом наукових дискусій.

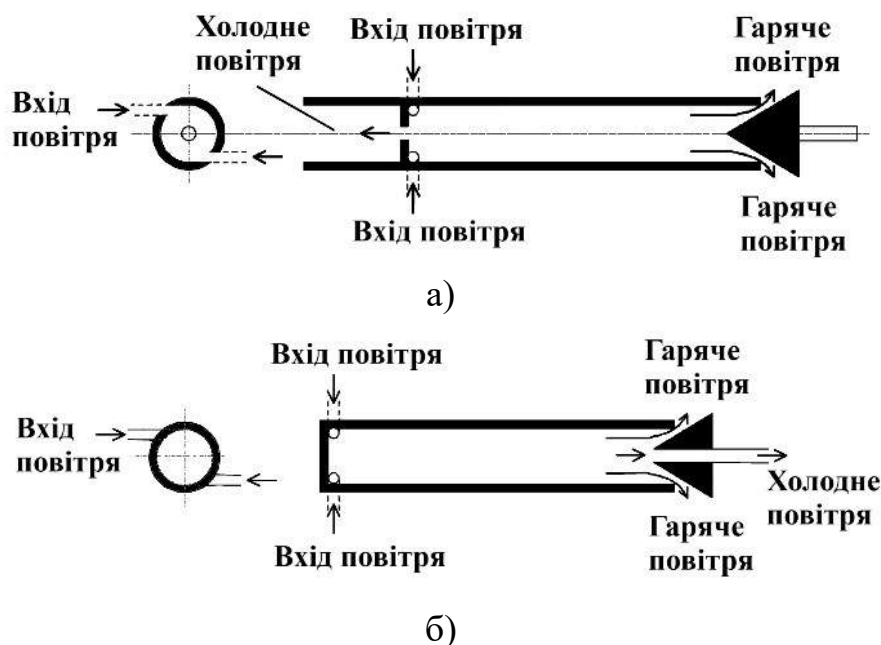


Рис. 1.3. Схематичне зображення конструкції та принципу роботи вихрової труби Ранка - Хільша: а) вихрова труба з протитечією, б) вихрова труба з однонаправленим потоком

### 1.4.3 Теорії ефекту Ранка

У науковій літературі запропоновано низку гіпотез, що пояснюють природу вихрового ефекту – зокрема, теорії, пов’язані з тиском, в’язкістю, турбулентністю, вторинною циркуляцією, акустичним вітром і генерацією ентропії тощо. Проте жодна з них не отримала загального визнання, що свідчить про складність і багатофакторність процесу енергетичного розділення.

Попри численні спроби пояснити явище температурної сепарації в закручених потоках, значна частина існуючих теорій не витримує критичного аналізу. У науковому середовищі навіть побутує іронічне висловлювання: «Кожному місту – свою власну теорію вихрового ефекту!», що підкреслює надмірну кількість гіпотез, часто побудованих за принципом «підгонки результату під відомі дані».

Метою даного огляду є систематизація та критичний аналіз основних існуючих теорій, що пропонують пояснення причин та механізмів вихрового ефекту Ранка. Розглядаються гіпотези, що базуються на впливі на енергетичне розділення тиску, в'язкості, турбулентності, вторинної циркуляції, вільного та примусового вихорів, конвекційного теплообміну, стисливості рідини, акустичного вітру, вихорів Гертлера, роботи відцентрових сил та Максвеллівського розподілу швидкостей молекул. Нижче наведено критичний огляд зазначених теорій температурної сепарації, які представлено відповідно до хронології їх розвитку починаючи з 1931 р.

#### **1.4.3.1 Адіабатичне розширення та стиснення**

G. Ranque [74] запропонував цю теорію як фізичне обґрунтування енергетичної сепарації у вихровій трубці. Згідно з його баченням, стиснене повітря заходить у вихрову трубку тангенціально й розтікається уздовж стінки у вигляді товстого шару. Внутрішні шари цього потоку, що обертається, чинять тиск на зовнішні (периферійні) шари через відцентрову силу, стискаючи їх. У результаті цього стиснення периферійні шари нагріваються. Одночасно з цим, через обертовий рух, центральна частина потоку (ядро) зазнає розширення, що призводить до зниження температури в центрі.

Це пояснення цікаве тим, що воно базується на розподілі механічної енергії в обертовому потоці. Фактично, G. Ranque трактує температурну сепарацію як наслідок внутрішньої взаємодії між шарами потоку, де периферія стискається й нагрівається, а центр розширюється й охолоджується – без використання зовнішнього джерела тепла чи охолодження. На рис. 1.4 схематично представлено радіальний розподіл тиску у вихровій трубці.

R. Hilsch [84] спочатку підтримав теорію G. Ranque про температурну сепарацію, основу на адіабатичному стисненні та розширенні. Однак пізніше він відмовився від цієї моделі як універсального пояснення.



Рис. 1.4. Схематичне зображення радіального розподілу статичного тиску у вихровій трубі

Окрім стиснення й розширення, R. Nilsch також зазначив, що внутрішнє тертя між шарами потоку відіграє важливу роль у процесі енергетичної сепарації. Тобто, не лише зміна тиску, а й в'язкі взаємодії між концентричними шарами обертового потоку можуть спричиняти сепарацію температури.

W. Scheller і G. Brown [85] підтримали гіпотезу G. Ranque, але водночас наголосили, що це явище є надзвичайно складним і, ймовірно, зумовлене кількома механізмами одночасно. Вони закликали до подальших досліджень і експериментального підтвердження.

A. Gutsol [86] висловив критичну позицію: він вважає, що ця теорія нагадує вічний двигун, тобто механізм, який порушує другий закон термодинаміки – зокрема, принцип ентропії та неможливість самовільного охолодження без зовнішньої роботи.

З твердження про те, що сепарація за температурою у вихровій трубі виникає внаслідок стиснення та розширення робочого середовища, випливає що стисливість речовини є ключовою умовою для виникнення температурної сепарації. Водночас, теоретичні та експериментальні дослідження інтенсивного обертового потоку нестисливої рідини [87, 88] показали, що температурна сепарація можлива навіть без суттєвих змін тиску.

Наприклад, R. Valmer [89] також критикує пояснення G. Ranque, стверджуючи, що стисливість газу не є причиною енергетичної сепарації. У дослідях R. Valmer [89], де як робоче середовище використано воду під високим тиском, також було зафіксовано температурну сепарацію. При цьому зміна об'єму

води становила лише 1,4–3,6 %, що недостатньо для пояснення ефекту через адіабатичне розширення. Більш того, згідно з експериментальними [90, 91] та чисельними [92, 93] дослідженнями, тиск у будь-якій точці вихрової труби нижчий за тиск на вході, що свідчить про те, що розширення відбувається по всій трубі, навіть на периферії, з чого випливає, що температура повинна падати по всій вихровій трубі, а не тільки в ядрі. Але це не відбувається, що спростовує теорію G. Ranque про адіабатичне стиснення-розширення як головну причину сепарації обертового потоку за температурою.

### 1.4.3.2 Вільний та примусовий вихор

Процес енергетичного розподілу газу у вихровій трубі пояснюється за допомогою гіпотези взаємодії двох вихорів:

- периферійного вільного вихору, який обертається за законом  $C\varphi \cdot r = const$ ;
- центрального (осьового) примусового вихору, який обертається за законом  $C\varphi / r = const$ , де  $C\varphi$  – тангенціальна швидкість потоку, а  $r$  – радіус.

R. Kassner і E. Knoernschild [94] представили цю теорію, побудувавши графіки розподілу швидкості та зсувного напруження в рідині з обертовим рухом.

Теорія стверджує, що, коли потік рідини потрапляє у вихрову трубу Ранка-Хільша, він утворює вільний вихор через відсутність зовнішнього крутного моменту. Цей вільний вихор потім перетворюється на примусовий вихор під дією зсувної сили, яка залежить від кута обертання та радіального положення. Для підтримання однакової кутової швидкості кінетична енергія передається від центрального потоку до периферійного, в результаті чого вільний вихор стає периферійним теплим потоком, а примусовий вихор – внутрішнім холодним потоком [95].

На рис. 1.5 показано радіальний градієнт швидкості всередині вихрової труби та структуру течії у вихровій трубі згідно з теорією R. Kassner і E. Knoernschild [94].

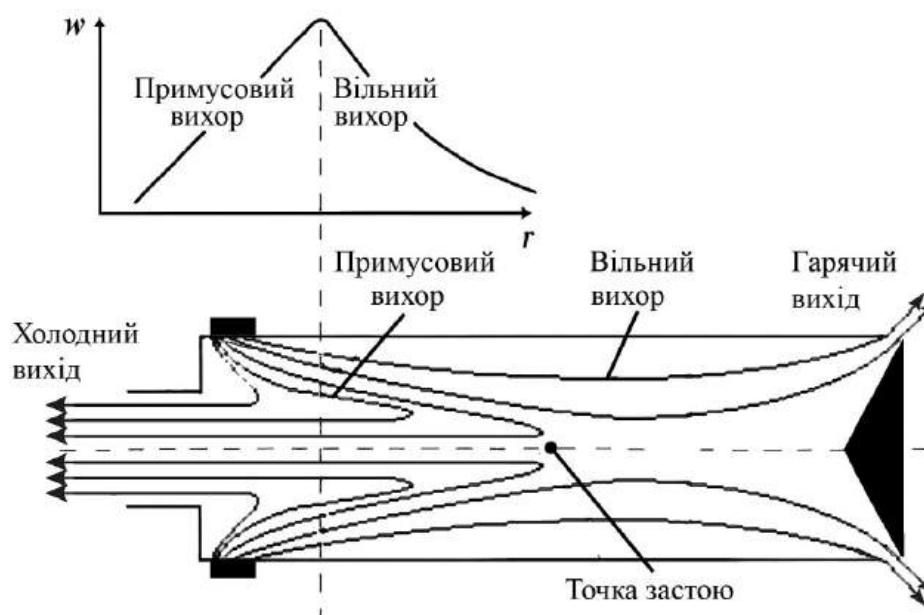


Рис. 1.5. Схематичне зображення радіальний градієнт швидкості всередині вихрової труби та структури течії у вихровій трубі згідно R. Kassner і E. Knoernschild [94]

Експериментальні та теоретичні дослідження [85, 94, 95] підтвердили існування вільного та примусового вихорів у вихровій трубі. J. Lay [96] проаналізував формування вільного та примусового вихорів. С. Linderstrom-Lang [97] також зафіксував примусовий вихор на периферійних відстанях. Т. Cockerill [98] представив формування вільного та примусового вихорів, об'єднаних під терміном «вихор Ранкіна». U. Behera [93] й інші дослідники [99-101] надали докази існування вільного та примусового вихорів за допомогою CFD (computational fluid dynamics) розрахунків.

Однак є ряд дослідників, не згодних з гіпотезою R. Kassner і E. Knoernschild [94]. Наприклад, M. Sibulkin [102] заперечив існування примусового вихору, посилаючись на напрям потоку назовні по радіусу, який, згідно з припущенням, має бути спрямований до осі. M. Kurosaka [103], хоч і підтримав формування примусового вихору, але запропонував нову теорію. J. Samire [104] повідомив, що профілі тиску та швидкості в потоці ніколи не вказували на наявність вільного вихору.

Наявність експериментальних, теоретичних і чисельних доказів існування як вільних, так і примусових вихорів у вихрових трубах частково підтверджує теорію

R. Kassner і E. Knoernschild [94]. Але гіпотеза про те, що співіснування зон з вільним і вимушеним вихорами створює умови для енергетичного обміну (який, у поєднанні з в'язкістю й турбулентністю, призводить до температурної сепарації) – потребує більш детального обґрунтування.

#### **1.4.3.3 Конвекційний теплообмін**

G. Scherer [105] поклав в основу механізму енергообміну між периферійним і осьовим потоками газу конвекційну теплопередачу. Він вважав, що газовий потік у вихровій трубі складається з двох протилежно спрямованих потоків, які мають приблизно однакову кутову швидкість. Периферійний потік рухається від вхідного сопла до дроселя гарячого виходу, а осьовий – від дроселя до діафрагми холодного виходу вихрової труби. Виходячи з припущення, що статична температура приосьових шарів вища, ніж у периферійних, G. Scherer доводить, що існує радіальний потік тепла від осі до периферії шляхом вимушеної конвекції. У результаті повна температура периферійних шарів зростає, а осьових – знижується. Автор вважає, що процеси, які відбуваються у вихровій трубі, аналогічні процесам, що мають місце в двотрубному теплообміннику з протитечією. Осьовий потік обмежений трубкою, яка має нескінченно малу товщину стінки та діаметр, рівний діаметру діафрагми. При цьому ця гіпотетична труба обертається з тією ж кутовою швидкістю, що й осьовий потік.

Експериментальні дослідження [106–108] суперечать припущенню G. Scherer про те, що статична температура осьових шарів є вищою за статичну температуру периферійних шарів, а отже, виключають запропонований G. Scherer механізм енергообміну.

#### **1.4.3.4 В'язкість і турбулентність**

Дослідження, проведене С. Fulton [95], показало, що тангенціальна швидкість периферійного шару на вході в трубку була нижчою, ніж у внутрішнього шару, що свідчить про формування вільного вихору. Через в'язке тертя між різними шарами повільний периферійний потік прискорювався внутрішнім потоком, тоді як

внутрішній потік уповільнювався. У цьому процесі кінетична енергія передавалась від внутрішнього шару до зовнішнього через внутрішнє тертя. Підвищення температури відбувалося внаслідок передачі енергії до периферійного потоку, а додаткова енергія, що транспортувалася турбулентністю між двома шарами, сприяла формуванню температурного градієнта у вихровій трубі.

У подібному поясненні зазначається, що під час «перетворення в примусовий вихор» кутовий момент передається назовні через внутрішнє тертя між внутрішнім і зовнішнім шарами [109, 110], і передача кінетичної енергії розглядається як причина енергетичного розділення. Концепція внутрішнього тертя та ефекту турбулентності підтверджується численними експериментальними, теоретичними та CFD дослідженнями, проведеними іншими науковцями [88, 94-96, 110, 111].

Окремі гіпотези пояснюють температурне розділення через в'язкісну взаємодію між робочим середовищем і внутрішньою поверхнею труби [92, 109, 112–1114]. Згідно з ними, тепло, що виникає внаслідок тертя між стінкою труби та потоком повітря, спричиняє перетворення кінетичної енергії на теплову, що, своєю чергою, веде до локального підвищення температури.

Вплив цього механізму був кількісно оцінений у роботі [115]. Дослідження показали, що температурні зміни, спричинені в'язкісним тертям між потоком повітря та стінкою труби, становлять не більше 2 К, що є недостатнім для пояснення температурного градієнта у вихровій трубі, де типове підвищення температури сягає 30–100 К.

Ефективна робота різних моделей вихрових труб [116, 117] (з довжиною від 20 мм до 2586 мм) та незначні відмінності температури гарячого потоку (менше 10 К) також свідчать про те, що тертя між повітрям і стінкою трубки не є суттєвим чинником температурного підвищення.

У порівнянні з тертям між потоком повітря та стінкою труби, перенесення енергії через внутрішнє тертя між окремими шарами потоку демонструє суттєвіший внесок у температурне розділення.

Що стосується внеску турбулентності в енергетичну сепарацію, то за своєю сутністю турбулентність є інтенсивним перемішуванням, яке сприяє усередненню

параметрів системи. Відтак, сама по собі турбулентність не здатна спричинити просторове енергетичне розділення. Навпаки – якщо таке розділення виникає внаслідок дії певного механізму, турбулентність, як правило, знижує його ефективність, оскільки спричиняє вирівнювання градієнтів і згладжування неоднорідностей. Це фактично ставить під сумнів гіпотези, які розглядають турбулентність як рушій температурного розділення у вихровій трубі.

#### 1.4.3.5 Акустичний вітер

Цікавий підхід до інтерпретації ефекту Ранка був представлений у серії досліджень [103, 118–121], виконаних в Університеті штату Теннессі (The University of Tennessee). Ймовірно, основна ідея цих робіт виникла після успішного усунення небажаного температурного розподілу газового потоку в так званому «кільцевому каскаді» (annular cascade) шляхом застосування шумопоглиначів [122, 123].

У математичній моделі, запропонованій у роботі [103], за певних припущень було показано, що характерний для вихрових труб гучний «свист», якщо він зумовлений основною циркуляційною модою звукових коливань усередині труби, здатен прискорювати периферійні шари вихрового потоку. Механізмом такого прискорення виступає акустична течія (acoustic streaming), яка в пострадянській науковій літературі відома як «звуковий» або «акустичний вітер». Хоча ця модель не дозволила отримати явні кількісні оцінки, її автори вважали запропоноване пояснення ефекту Ранка достатньо переконливим.

У експериментальній частині досліджень [103, 118–120] було зафіксовано значне підвищення температури на осі вихрової труби з протитечією та закритим «холодним» виходом при резонансному приглушенні основної моди «вихрового свисту» (vortex whistle) за допомогою звукопоглинача, встановленого на перфорованій камері енергетичного розподілу. Відповідно до моделі [103], це явище супроводжується трансформацією вимушеного вихору, що заповнює трубу, у вільний вихор. Автори стверджують, що це підтверджується експериментально зафіксованою зміною характеру газового потоку на виході з труби: при

резонансному шумозаглушенні потік змінює напрямок з радіально-розбіжного на струминний.

При аналізі основної роботи [103], де представлено теоретичні положення та експериментальні результати, виникає низка запитань, що ставлять під сумнів обґрунтованість запропонованого підходу.

По-перше, викликає здивування вибір «найпростішої моделі» – вихрової труби з протитечією, в якій холодний вихід повністю перекритий діафрагмою. Така конструкція фактично є прямоочною вихровою трубою, і при цьому повністю ігнорується наявність зворотного потоку.

По-друге, в роботі не наведено жодних експериментальних даних, що підтверджують прискорення периферійних шарів під дією звукових коливань. Перетворення вихідного потоку з радіально-розбіжного в струминний в умовах резонансного шумопоглинання може свідчити лише про те, що загальний момент імпульсу вихідного газу зменшується. Це виглядає цілком логічно, оскільки резонансне поглинання звуку спричиняє посилення взаємодії між обертовим потоком і повітрям в акустичних порожнинах через отвори в перфорованій трубі, що неминуче веде до зростання тертя. Підвищене тертя, в свою чергу, має уповільнювати обертовий потік, що також може спричинити зменшення температурного перепаду, характерного для ефекту Ранка.

#### **1.4.3.6 Стисливість газів**

Т. Amitani та ін. [124] досліджували великогабаритну вихрову трубку з внутрішнім діаметром 800 мм. Проведений ними чисельний аналіз великих вихрових труб показав, що стисливість є важливою для температурного розділення. Однак R. Balmer [89] спростував вплив фактора стисливості, довівши, що енергетичне розділення відбувається навіть при використанні води як робочого середовища. R. Balmer повідомив, що енергетичне розділення дійсно має місце при подачі води під високим тиском (понад 50 МПа).

Різними дослідниками експериментально [89, 125–132] та чисельно [133–139] було протестовано широкий спектр середовищ, що підтверджує наявність

енергетичного розділення в усіх типах моноатомних, двоатомних, триатомних газів, пару та води. Таким чином, стисливість газів виключається як необхідна умова температурної сепарації, оскільки енергетичне розділення спостерігається в усіх типах робочих середовищ.

#### 1.4.3.7 Вихори Гертлера (Görtler vortices)

Вихори Гертлера – це вторинна течія, що виникає в приграничному шарі потоку рідини поблизу увігнутої поверхні. Якщо товщина приграничного шару набагато менша від радіуса кривизни поверхні, тиск усередині приграничного шару залишається постійним уздовж нормалі до поверхні. З іншого боку, якщо товщина приграничного шару є порівнянною за порядком величини до радіуса кривизни поверхні, то відцентрова сила створює різницю тисків у приграничному шарі. Це призводить до відцентрової нестійкості (нестійкості Гертлера) приграничного шару з подальшим формуванням вихорів Гертлера (рис. 1.6).

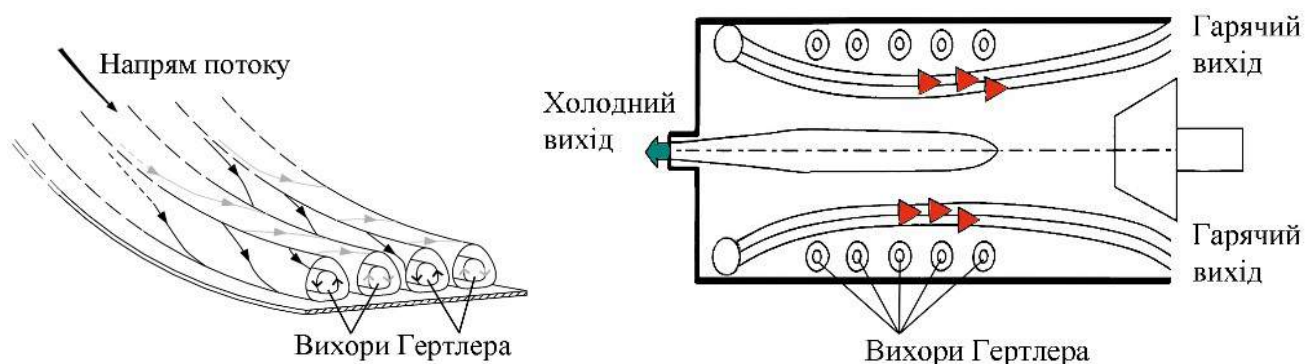


Рис. 1.6. Схематичне зображення вихорів Гертлера у приграничному шарі (ліворуч) та у вихровій трубі з протитечією (праворуч)

У вихровій трубі потік закручується вздовж стінки труби, яка має увігнуту геометрію. Це створює сприятливі умови для виникнення вихорів Гертлера. К. Stephen і S. Lin [140] досліджували вихрову трубу з протитечією, використовуючи повітря як робоче середовище. Отримані ними експериментальні результати вказують, на думку авторів, на те, що вихори Гертлера є основною рушійною силою енергетичного розділення у вихровій трубці.

Аналіз вихорів Гертлера надав інформацію про ослаблення їхньої інтенсивності через теплові втрати. В. Zaslavskii і В. Yur'ev [141] також зафіксували виникнення вихорів Гертлера та явище акустичного вітру при роботі з вихровою камерою.

Вихори Гертлера є дуже нестабільними [142] і, оскільки вони виникають у приграничному шарі, залишається відкритим питання про залежність енергетичного розділення у вихровій трубці від цих вихорів. Необхідні додаткові дослідження щодо їхнього внеску в радіальне теплоперенесення.

Крім того, необхідно проаналізувати вплив холодної масової частки сепарованого потоку та вхідного тиску, оскільки можуть існувати умови, за яких ці вихори не виникають при збільшенні холодної частки та при високих швидкостях.

#### **1.4.3.8 Максвеллівський розподіл швидкостей молекул**

За цією гіпотезою, основою енергетичної сепарації в газовому потоці, що обертається, може бути нерівномірний розподіл кінетичної енергії між молекулами газу (тобто враховується Максвеллівський розподіл швидкостей молекул, а сама вихрова труба відіграє роль демона Максвелла). Обертання газу утворює градієнт тиску, спрямований від осі до периферії. Оскільки молекули мають різну кінетичну енергію, вони мають і різну здатність проникнення в зону стисненого газу. Молекули з найбільшою кінетичною енергією рухаються до периферії (в зону підвищеного тиску), молекули з найменшою кінетичною енергією – до осі. Такий рух забезпечує радіальний перерозподіл енергії в трубці, а отже, й сепарацію повної температури в радіальному напрямку по перерізу вихрової труби.

Не дивлячись на те, що таке пояснення було певний час доволі популярним, його складно знайти в академічних наукових джерелах. Застосовувати закон Максвелла для пояснення температурної сепарації в трубці Ранка не можна хоча б через те, що він був теоретично отриманий J. Maxwell для однорідного ( $p = \text{const}$  – сталий тиск) ідеального газу. Максвеллівський розподіл описує швидкості молекул у рівноважній термодинамічній системі. Але труба Ранка – це сильно нестационарна, турбулентна, обертова система з градієнтами тиску й температури.

Вона не відповідає умовам рівноваги; отже, застосування закону Максвелла до неї є помилкою. Більш того, з цієї теорії випливає, що тиск є бар'єром для руху молекул, хоча насправді тиск є наслідком обертання тих самих молекул. І втрата енергії при переміщенні молекул не відбувається автоматично, а потребує механізмів (зіткнень, тертя, теплоперенесення та ін.), які ця гіпотеза ігнорує. Тому вона не пояснює температурну сепарацію в трубці Ранка.

### 1.4.3.9 Вторинна циркуляція

Під час дослідження вихрової трубки із зустрічним потоком В. Ahlborn [143] встановив, що об'єм холодного повітря, який повертається назад від гарячого кінця труби, перевищує об'єм, що виходить через холодне сопло. На основі цього спостереження він висунув гіпотезу про можливе існування зворотного потоку, який частково повертається до гарячого кінця, рухаючись периферійними радіусами, утворюючи так звану вторинну циркуляцію. Схематичне зображення цієї концепції наведено на рис. 1.7.

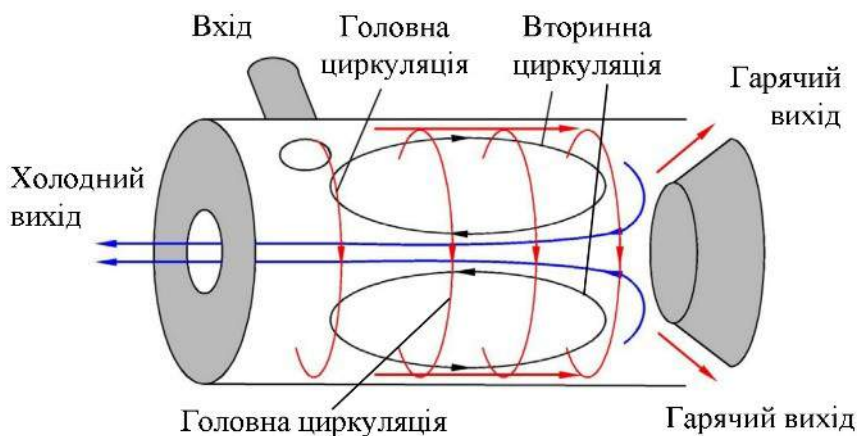


Рис. 1.7. Схематичне зображення вихрової трубки з візуалізацією основних течій всередині (перероблено з [145])

Згодом В. Ahlborn [144] припустив, що ця вторинна циркуляція функціонує подібно до холодильного циклу: вона поглинає тепло з центрального потоку на шляху до холодного кінця, а потім передає його периферійному потоку, рухаючись разом із основним потоком до гарячого кінця. У результаті температура зовнішнього шару зростає, а температура центрального потоку знижується.

R. Manimaran [146] застосував модель напружень Рейнольдса (RSM – Reynolds Stress Model) для чисельного розрахунку, і результати показали, що осьова зсувна робота між гарячим і холодним вихровими потоками є основною причиною утворення вторинного потоку. Дослідження також підтвердило, що вторинний потік може позитивно впливати на енергетичне розділення, причому саме розмір вторинної циркуляції, а не кількість вторинних потоків, є головним чинником, який визначає ефективність енергетичного розділення у вихровій трубі.

Однак не всі дослідники погоджуються з теорією вторинної циркуляції потоку. Наприклад, U. Behara [82] дійшов висновку, що формування вторинної циркуляції пов'язане з розміром холодного виходу з вихрової труби. Коли холодний вихід є достатньо малим, у вихровій трубі формується контур вторинної циркуляції. Зі збільшенням розміру холодного виходу вторинна циркуляція слабшає. При відношенні діаметра холодного виходу до діаметра труби  $d_x / D_T = 0,58$  спостерігається втрата вторинного потоку. Дослідження Н. Kandil [147] виявило взаємозв'язок між вторинним потоком і масовою часткою холодного потоку. Коли масова фракція холодного потоку менша ніж 0,31, формуються повні контури вторинної циркуляції. При збільшенні цієї фракції понад 0,74 контури вторинної циркуляції зникають, проте сепарація потоку за температурою, хоч і стає меншою, але лишається, що ставить під сумнів вторинну циркуляцію, як основний фактор, що ініціює температурне розділення потоку.

Останні дослідження підтверджують, що формування вторинної циркуляції дійсно залежить від розмірів холодного виходу. Проте вплив цього явища на температурне розділення залишається недостатньо вивченим, особливо в трубах з однонаправленим потоком, де вторинна циркуляція взагалі не досліджувалась.

#### **1.4.3.10 Множинні циркуляції**

Теорія, запропонована Y. Хие та M. Arjomandi [148], певною мірою подібна до моделі вторинної циркуляції. В. Ahlborn визначив її як один цикл, тоді як Y. Хие та M. Arjomandi, використовуючи водневі бульбашки в потоці вихрової трубки, передбачили наявність множинних циркуляцій, які переносять енергію від ядра до

периферії. У дослідженні також зазначено, що множинні циркуляції зумовлені тиском; будь-яке підвищення тиску на вході може порушити ці циркуляції. Автори звертають увагу на те, що змішування, спричинене циркуляцією, має тенденцію впливати на ефективність охолодження. Шлях водневої бульбашки, введеної тангенціально в трубку, демонструє наявність множинних циркуляцій у потоці за допомогою стійкої рідинної колони. X. Liu та Z. Liu [149], спостерігаючи поле потоку за допомогою чисельного CFD аналізу, прийшли до висновку, що множинні циркуляції частково відповідають за енергетичне розділення. З огляду на наведене, аналогічно до вторинної циркуляції, залежність множинних циркуляцій від геометрії трубки та масової частки холодного потоку робить цю теорію валідною лише для трубок зі специфічною геометрією.

Найчастіше згадуваними теоріями ефекту Ранка є: вторинна циркуляція за V. Ahlborn [145], адіабатичне стиснення та розширення за G. Ranque [74], внутрішнє тертя за R. Hilsch [84], а також теорія вільного та примусового вихорів за R. Kassner і E. Knoernschild [94]. Інші теорії мають меншу підтримку в науковій літературі.

#### **1.4.3.11 Інші теорії вихрового ефекту Ранка**

Поряд із теоріями, що здобули найбільшу підтримку в науковій літературі, існують також інші, які не привернули належної уваги наукової спільноти. Список деяких з них наведено нижче. Ці теорії не набули широкого визнання через недостатність доказів. Проте, можливо, деякі з них також сприяють поясненню явища розділення енергії. Тому перегляд і оцінка цих теорій має сенс.

Інші теорії вихрового ефекту, що розглядають вплив різних факторів на температурну сепарацію в потоках, що обертаються:

- Турбулентне змішування + ефект Джоуля (J. Deemter [150]);
- Центрифужне розділення + дифузія (P. Baker [125]);
- Архімедова сила + напруження Рейнольдса (A. Reynolds [151]);
- Центрифужне розділення (C. Linderstrom-Lang [97]);
- Стиснення й розширення турбулентних вихорів (H. Bruun [152]);

- Вплив ступеня сухості (R. Collins [127]);
- Зміна кінетичної енергії (B. Ahlborn [153]);
- Розділення при низькому тиску й температурі (B. Ahlborn [154]);
- Вихрова труба як теплообмінник (J. Lewins [155]);
- Акреція за Кеплером (S. Colgate [109]);
- Обертовий момент + вихори Rossby (V. Trofimov [110]);
- Акустичні стоячі хвилі (V. Kotelnikov [156]);
- Генерація ентропії (J. Mischner [157])
- та інші.

#### **1.4.4 Проміжні узагальнення**

Оскільки проведений аналіз теорій вихрового ефекту Ранка засвідчив відсутність загально визнаного розуміння причин виникнення температурної сепарації в обертових потоках, було прийнято рішення здійснити власне дослідження цього явища із застосуванням методів CFD-моделювання. Водночас, перед початком чисельних експериментів доцільним стало проведення огляду опублікованих у відкритій науковій літературі робіт, спрямованого на з'ясування того, які розрахункові методи та моделі турбулентності використовуються для дослідження процесу температурної сепарації в обертових потоках. Такий огляд дозволяє визначити найбільш релевантні методи й моделі та забезпечує обґрунтований вибір інструментарію для подальших досліджень.

## **1.5 Огляд чисельних методів для моделювання ефекту Ранка**

Метою цього підрозділу є проведення огляду різних методів чисельного аналізу (CFD), що використовуються для аналізу течій у вихровій трубці Ранка-Хільша, та оцінки відповідності експериментальним даним результатів розрахунків із застосуванням цих методів. Об'єктом дослідження обрано течію у вихровій трубці Ранка-Хільша, оскільки процеси, що в ній відбуваються, є характерним прикладом температурної сепарації в закручених потоках рідини.

### **1.5.1 Складнощі пов'язані з CFD аналізом течії у вихрових трубах**

CFD-моделювання течії у вихровій трубці Ранка-Хільша являє собою складне завдання через її стисливість, турбулентність і високу завихреність. Більше того, експериментальні вимірювання внутрішніх полів швидкості й температури, необхідні для верифікації чисельних методів, дуже важко реалізувати [158]. Через безліч недовивчених фізичних характеристик, що взаємодіють одна з одною, реальна течія у вихровій трубці є дуже складною і включає рециркуляцію, завихрення й розділення температур, виникнення яких не може бути чітко описано [159].

Таким чином, складність, зумовлена поєднанням різних фізичних чинників, спричинила непростий розвиток чисельних методів моделювання температурної сепарації в закручених потоках. У таблиці 1.1 наведено найбільш відомі чисельні дослідження течії у вихровій трубці Ранка-Хільша, систематизовані станом на 2006 р. у [160].

Представлені дані мають характер ретроспективного огляду методів розрахунку, що застосовувалися для аналізу вихрового ефекту на ранніх етапах його вивчення. Початкові результати відзначалися низьким рівнем узгодженості з експериментальними даними та здебільшого лише відтворювали загальні тенденції. Проте з розвитком методів CFD та розширенням обчислювальних можливостей точність і надійність чисельних прогнозів почала істотно зростати.

Таблиця 1.1

## Чисельні дослідження вихрових труб до 2006 року [149]

Дослідники	Досліджувана течія	Модель турбулентності	Метод чи програмне забезпечення	Результати у порівнянні з експериментом
C. Linderstrom-Lang (1971)	нестислива	алгебраїчна модель	функція струменю	погані, відтворюють тільки тренд
D. Schlenz (1982)	2D стислива	алгебраїчна модель	метод Гальоркіна	погані, відтворюють якісно тренд
T. Amitani та ін. (1983)	2D стислива	–	метод скінченних різниць	задовільні, але припущення викликають сумнів
A. Borissov та ін. (1993)	нестислива	–	поле швидкості, індуковане гвинтовим вихором	якісно узгоджуються
A. Gutsol та J. Bakken (1999)	2D стислива	k-ε	код Fluent	досить добрі
W. Frohlingsdorf and H. Unger (1999)	2D стислива	k-ε	код CFX	досить добрі
P. Promvonge (1999)	2D стислива	ASM та k-ε	метод скінченних об'ємів	добрі
U. Behera та ін. (2005)	2D стислива	k-ε та RNG k-ε	код Star-CD	досить добрі
N. Aljuwayhel та ін. (2005)	2D стислива	k-ε та RNG k-ε	код Fluent	досить добрі
H. Skye та ін. (2006)	2D стислива	k-ε та RNG k-ε	код Fluent	досить добрі
S. Eiamsa-ard та P. Promvonge (2006)	2D стислива	ASM та k-ε	метод скінченних об'ємів	Добрі

### 1.5.2 Нещодавні здобутки в CFD моделюванні течії у вихрових трубах

Автором було здійснено аналіз низки робіт різних дослідників, у яких повідомлялося про непогану кореляцію між експериментальними та чисельними результатами. З метою виявити моделі турбулентності, що дозволяють отримати найбільш точні результати сепаратції за температурою, особливу увагу було приділено дослідженням, в яких проводилося порівняння різних моделей турбулентності з експериментальними даними та робилися висновки щодо надійності отриманих чисельних результатів. Узагальнену інформацію з розглянутих чисельних робіт, виконаних у період з 2007 р. до поточного часу, наведено в таблиці 1.2, яка відображає загальні тенденції в застосуванні методів CFD для оцінки температурної сепарації у вихрових трубах, а також демонструє, які саме моделі турбулентності рекомендують до застосування автори досліджень.

Таблиця 1.2

#### Сучасні чисельні дослідження вихрових труб

Дослідники	Програмне забезпечення	Геометрична модель	Запропонована розрахункова модель
T. Farouk, B. Farouk (2007 [99])	CFD-ACE+	3D	LES
A. Secchiaroli та ін. (2009 [158])	ANSYS Fluent	2D осесиметрична	RNG k-ε
T. Dutta та ін. (2010 [161])	ANSYS Fluent	2D осесиметрична	Standard k-ε
N. Pourmahmoud та ін. (2012 [162])	ANSYS Fluent	3D	Standard k-ε
M. Bovand та ін. (2014 [163])	ANSYS Fluent	3D	RNG k-ε
A. Khait та ін. (2014 [164])	ANSYS Fluent	3D	standard k-ε (з додатковим калібруванням)

## Продовження таблиці 1.2

Дослідники	Програмне забезпечення	Геометрична модель	Запропонована розрахункова модель
S. Rafiee, M. Sadeghiazad (2014 [165])	ANSYS Fluent	3D	Standard k-ε
X. Liu, Z. Liu (2014 [149])	ANSYS Fluent	3D	Realizable k-ε
S. Mohammadi, F. Farhadi (2014 [166])	ANSYS Fluent	2D осесиметрична	Standard k-ε
N. Bej, K. Sinhamahapatra (2014 [167])	ANSYS Fluent	2D осесиметрична	Standard k-ε
H. Thakare, A. Parekh (2014 [139])	ANSYS Fluent	2D осесиметрична	Standard k-ε
Alekhin та ін. (2014 [168])	ANSYS CFX	3D	LES, SAS-SST
H. Kandil, S. Abdelghany (2015 [147])	ANSYS Fluent	2D осесиметрична	Standard k-ε
K. Devade (2018 [169])	ANSYS Fluent	3D	Realizable k-ε
K. Matveev та ін. (2019 [170])	Siemens STAR-CCM+	3D	Standard k-ε
A. Lyu та ін. B. (2024 [171])	Siemens STAR-CCM+	3D	Standard k-ε

Проведений аналіз показав, що, як двовимірні осесиметричні, так і повні тривимірні моделі зазвичай забезпечують близькі за точністю результати. Найбільш поширеною моделлю турбулентності для дослідження температурної сепарації закрученого потоку (та найчастіше рекомендованою до використання) є стандартна k-ε модель, що застосовується в більшості робіт і частіше за інші моделі дає прогнози, що добре корелюють з експериментальними даними. Використання

нестационарних LES моделей дозволяє досягти лише незначного підвищення точності прогнозів, проте супроводжується суттєвим зростанням вимог до обчислювальних ресурсів і часу проведення розрахунків.

## 1.6 Висновки за першим розділом

Прогрес у розвитку газотурбінних двигунів визначається насамперед зростанням температури на вході в турбіну. Основним шляхом вирішення проблеми надмірних теплових навантажень деталей турбін (особливо робочих лопаток) стало вдосконалення систем охолодження, які забезпечують утримання температури матеріалів у допустимих межах. Не дивлячись на суттєвий розвиток матеріалів та захисних покриттів, історично приріст ТВТ значною мірою досягався завдяки розвитку схем внутрішнього (конвекційного) та зовнішнього (плівкового) охолодження лопаток турбін. Разом із тим сучасні методи вдосконалення каналів охолодження вже перебувають на межі технологічних можливостей виготовлення деталей. Це зумовлює необхідність пошуку альтернативних рішень, зокрема способів зниження температури охолодного повітря перед його подачею до лопаток. Використання теплообмінників з цією метою має обмежені можливості через конструктивну складність, додаткові втрати та збільшення маси двигуна.

Отже, актуальним завданням є пошук нових методів охолодження. Одним із перспективних, але досі практично не використаних рішень, є застосування вихрового ефекту Ранка, який забезпечує температурну сепарацію потоку та дозволяє подавати більш холодну фракцію повітря до робочих лопаток.

З метою формування цілісного уявлення про причини та механізм явища енергетичного розділення в закручених потоках був проведений критичний огляд існуючих теорій ефекту Ранка. Розуміння причин виникнення температурної сепарації дозволяє впливати на відповідні фактори під час оптимізації конструкції апарата супутнього закручування малогабаритного ГТД, що, в свою чергу, дозволяє підвищити ефективність охолодження робочих лопаток турбіни за рахунок використання ефекту Ранка. Водночас проведений аналіз показав відсутність узгодженого розуміння причин температурної сепарації в обертових

потоках рідини. Це свідчить про передчасність практичного вдосконалення конструкції АСЗ без попереднього виявлення та систематизації причин температурної сепарації обертового потоку за температурою. Тому автором буде проведено власне дослідження ефекту Ранка із застосуванням CFD-моделювання, за результатами якого буде проводитись вдосконалення конструкції АСЗ з метою підвищення ефективності охолодження робочих лопаток турбіни.

Перед початком виконання чисельних експериментів було здійснено огляд опублікованих робіт за темою CFD-моделювання ефекту Ранка, спрямований на визначення розрахункових методів та моделей турбулентності, що використовуються для моделювання процесу сепарації за повною температурою в закручених течіях рідини.

Аналіз сучасних чисельних досліджень обертових течій у вихрових трубах показав, що моделювання закрученого потоку залишається складним завданням через обмеженість існуючих моделей турбулентності. Найчастіше CFD-моделювання здійснювалось у двовимірній осесиметричній або тривимірній постановці, причому базовою для практичних розрахунків була стандартна модель k- $\epsilon$ , яка в більшості випадків забезпечувала результати, що краще узгоджувалися з експериментальними даними порівняно з іншими моделями. Використання більш складних LES-моделей дозволяло враховувати нестационарні ефекти та дрібномасштабні структури потоку, однак приріст точності, щодо визначення розміру температурної сепарації, порівняно зі стаціонарними RANS-моделями був незначним, тоді як вимоги до ресурсів суттєво зростали.

Результати огляду чисельних методів для моделювання ефекту Ранка будуть використані разом з результатами валідації CFD-моделі для обґрунтування вибору розрахункового методу дослідження, який буде використовуватись для вдосконалення конструкції апарату супутнього закручування турбіни малогабаритного ГТД.

## 1.7 Мета та завдання дослідження

Мета дисертаційного дослідження полягає у підвищенні ефективності ГТД шляхом зниження температури охолодного повітря, що підводиться до робочих лопаток турбіни, за рахунок використання ефекту Ранка при вдосконаленні апарата супутнього закручування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Вибір та валідація методів дослідження.
2. CFD та аналітичне дослідження причин температурної сепарації.
3. Удосконалення АСЗ турбіни малогабаритного ГТД.

Нижче наведено розгорнутий опис завдань дослідження.

1. *Вибір та валідація методів дослідження.*

На основі аналізу сучасних чисельних досліджень необхідно:

– здійснити вибір спеціальних методів дослідження, придатних для аналізу температурної сепарації у закручених потоках стисливої рідини;

– обґрунтувати застосування обчислювальної гідродинаміки (CFD), як основного інструменту моделювання, з урахуванням вибору моделей турбулентності та граничних умов;

– провести валідацію CFD-моделі шляхом порівняння отриманих результатів із експериментальними даними, що дозволить підтвердити достовірність та надійність обраного методологічного підходу.

2. *CFD та аналітичне дослідження причин температурної сепарації.*

Необхідно виконати CFD-моделювання закрученого потоку стисливої рідини та здійснити аналіз рівнянь збереження для термодинамічно ідеального газу, що обертається. На основі отриманих результатів розробити гіпотезу щодо причин перерозподілу повної енергії у вихрових трубах зокрема, та в закручених потоках в цілому. Сформулювати фундаментальний висновок щодо факторів, які ініціюють температурну сепарацію. З'ясування причин цього явища має принципове значення, оскільки дозволяє визначити параметри, на які необхідно впливати під час вдосконалення конструкції АСЗ, з метою підвищення ефективності процесу розділення потоку за температурою.

### 3. Удосконалення апарата супутнього закручування турбіни малогабаритного ГТД.

На основі отриманих висновків щодо причин і факторів, які впливають на температурну сепарацію в потоках рідини, що рухаються за криволінійною траєкторією, розробити рекомендації щодо вдосконалення геометричних параметрів АСЗ із використанням вихрового ефекту Ранка, з метою зниження температури охолодного повітря, яке підводиться до РЛ турбіни. Обґрунтувати доцільність і ефективність застосування запропонованої концепції примусової температурної сепарації в конструкціях АСЗ газотурбінних двигунів для вдосконалення охолодження елементів роторів турбін.

Основні результати першого розділу дисертаційного дослідження опубліковано в роботах [172, 173].

#### 1.8 Література до першого розділу

1. Boyce, M. P. (2011). In *Gas turbine engineering handbook, 4th ed.* (pp. 401–425). Elsevier Science & Technology Books.
2. Carter, T. J. (2005). Common failures in gas turbine blades. *Engineering Failure Analysis, 12*(2), 237–247. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2004.07.004>
3. Mishra, R. K., Thomas, J., Srinivasan, K., Nandi, V., & Raghavendra Bhatt, R. (2017). Failure analysis of an un-cooled turbine blade in an aero gas turbine engine. *Engineering Failure Analysis, 79*, 836–844. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.05.042>.
4. Rajabinezhad, M., Bahrami, A., Mousavinia, M., Seyedi, S. J., & Taheri, P. (2020). Corrosion-Fatigue failure of gas-turbine blades in an oil and gas production plant. *Materials, 13*(4), 900. <https://doi.org/10.3390/ma13040900>.
5. Alqallaf, J., Ali, N., Teixeira, J. A., & Addali, A. (2020). Solid particle erosion behaviour and protective coatings for gas turbine compressor blades—a review. *Processes, 8*(8), 984. <https://doi.org/10.3390/pr8080984>.

6. Harada, H., & Murakami, H. (1999). Design of Ni-Base Superalloys. In *Computational materials design* (pp. 39–70). Springer Berlin Heidelberg. [https://doi.org/10.1007/978-3-662-03923-6\\_2](https://doi.org/10.1007/978-3-662-03923-6_2).
7. Reed, R. C. (2008). In *The superalloys: Fundamentals and applications* (pp. 1–32). Cambridge University Press.
8. Misra, A. K., & Greenbauer-Seng, L. A. (2013). Aerospace propulsion and power materials and structures research at NASA glenn research center. *Journal of Aerospace Engineering*, 26(2), 459–490. [https://doi.org/10.1061/\(asce\)as.1943-5525.0000325](https://doi.org/10.1061/(asce)as.1943-5525.0000325).
9. Koff, B. L. (2004). Gas turbine technology evolution: A designers perspective. *Journal of Propulsion and Power*, 20(4), 577–595. <https://doi.org/10.2514/1.4361>.
10. Xu, L., Bo, S., Hongde, Y., & Lei, W. (2015). Evolution of rolls-royce air-cooled turbine blades and feature analysis. *Procedia Engineering*, 99, 1482–1491. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.689>.
11. Miller, R. A. (1997). Thermal barrier coatings for aircraft engines: History and directions. *Journal of Thermal Spray Technology*, 6(1), 35–42. <https://doi.org/10.1007/bf02646310>.
12. Clarke, D. R., Oechsner, M., & Pature, N. P. (2012). Thermal-barrier coatings for more efficient gas-turbine engines. *MRS Bulletin*, 37(10), 891–898. <https://doi.org/10.1557/mrs.2012.232>.
13. Khosravy, M. (2013). Review of the new combustion technologies in modern gas turbines. In *Progress in gas turbine performance* (pp. 953–978). InTech. <https://doi.org/10.5772/54403>.
14. Aminov, R. Z., Moskalenko, A. B., & Kozhevnikov, A. I. (2018). Optimal gas turbine inlet temperature for cyclic operation. *Journal of Physics: Conference Series*, 1111, 012046. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1111/1/012046>.
15. Naik, S. (2017). Basic aspects of gas turbine heat transfer. In *Heat exchangers - design, experiment and simulation* (pp. 111–142). InTech. <https://doi.org/10.5772/67323>.

16. Han, J.-C. (2004). Recent studies in turbine blade cooling? *The International Journal of Rotating Machinery*, 10(6), 443–457. <https://doi.org/10.1080/10236210490503978>.
17. Bunker, R. S. (2017). Evolution of turbine cooling. In *ASME turbo expo 2017: Turbomachinery technical conference and exposition*. American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/gt2017-63205>.
18. Bogard, D. G., & Thole, K. A. (2006). Gas turbine film cooling. *Journal of Propulsion and Power*, 22(2), 249–270. <https://doi.org/10.2514/1.18034>.
19. Hartsel, J. (1972). Prediction of effects of mass-transfer cooling on the blade-row efficiency of turbine airfoils. In *10th aerospace sciences meeting*. American Institute of Aeronautics and Astronautics. <https://doi.org/10.2514/6.1972-11>.
20. Denton, J. D. (1993). The 1993 IGTI scholar lecture: Loss mechanisms in turbomachines. *Journal of Turbomachinery*, 115(4), 621–656. <https://doi.org/10.1115/1.2929299>.
21. Gomes, R. A. (2010). *On aerothermal effects of film cooling on turbine blades with flow separation / reinaldo araujo gomes* [München: Verlag Dr. Hut]. <http://d-nb.info/100833121X/34>.
22. Horlock, J. H., Watson, D. T., & Jones, T. V. (2001). Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123(3), 487–494. <https://doi.org/10.1115/1.1373398>.
23. Wilcock, R. C., Young, J. B., & Horlock, J. H. (2005). The effect of turbine blade cooling on the cycle efficiency of gas turbine power cycles. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 127(1), 109–120. <https://doi.org/10.1115/1.1805549>.
24. Ligrani, P. (2013). Heat transfer augmentation technologies for internal cooling of turbine components of gas turbine engines. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013, 1–32. <https://doi.org/10.1155/2013/275653>.
25. Chyu, M. K., & Siw, S. C. (2013). Recent advances of internal cooling techniques for gas turbine airfoils. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 5(2). <https://doi.org/10.1115/1.4023829>.

26. Yeranee, K., & Rao, Y. (2021). A review of recent studies on rotating internal cooling for gas turbine blades. *Chinese Journal of Aeronautics*, *34*(7), 85–113. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2020.12.035>.
27. Martin, H. (1977). Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces. In *Advances in heat transfer* (pp. 1–60). Elsevier. [https://doi.org/10.1016/s0065-2717\(08\)70221-1](https://doi.org/10.1016/s0065-2717(08)70221-1).
28. Zuckerman, N., & Lior, N. (2006). Jet impingement heat transfer: Physics, correlations, and numerical modeling. In *Advances in heat transfer* (pp. 565–631). Elsevier. [https://doi.org/10.1016/s0065-2717\(06\)39006-5](https://doi.org/10.1016/s0065-2717(06)39006-5).
29. Weigand, B., & Spring, S. (2009). Multiple jet impingement - a review. In *TURBINE-09. proceedings of international symposium on heat transfer in gas turbine systems*. Begellhouse. <https://doi.org/10.1615/ichmt.2009.heattransfgasturbsyst.470>.
30. Maghrabie, H. M. (2021). Heat transfer intensification of jet impingement using exciting jets - A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *139*, 110684. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110684>.
31. Hussain, L., Khan, M. M., Masud, M., Ahmed, F., Rehman, Z., Amanowicz, Ł., & Rajski, K. (2021). Heat transfer augmentation through different jet impingement techniques: A state-of-the-art review. *Energies*, *14*(20), 6458. <https://doi.org/10.3390/en14206458>.
32. Dutta, S., & Singh, P. (2021). Opportunities in Jet-Impingement Cooling for Gas-Turbine Engines. *Energies*, *14*(20), 6587. <https://doi.org/10.3390/en14206587>.
33. Goldstein, R. J. (1971). Film cooling. In *Advances in heat transfer* (pp. 321–379). Elsevier. [https://doi.org/10.1016/s0065-2717\(08\)70020-0](https://doi.org/10.1016/s0065-2717(08)70020-0).
34. Han, J.-C. (2013). Fundamental gas turbine heat transfer. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, *5*(2). <https://doi.org/10.1115/1.4023826>.
35. Acharya, S., & Kanani, Y. (2017). Advances in film cooling heat transfer. In *Advances in heat transfer* (pp. 91–156). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/bs.aiht.2017.10.001>.

36. Seban, R. A. (1960). Heat transfer and effectiveness for a turbulent boundary layer with tangential fluid injection. *Journal of Heat Transfer*, 82(4), 303–312. <https://doi.org/10.1115/1.3679938>.
37. Goldstein, R. J., Eckert, E. R. G., Tsou, F. K., & Haji-Sheikh, A. (1966). Film cooling with air and helium injection through a rearward-facing slot into a supersonic air flow. *AIAA Journal*, 4(6), 981–985. <https://doi.org/10.2514/3.3591>.
38. Jia, R., Sundén, B., Miron, P., & Léger, B. (2005). A numerical and experimental investigation of the slot film-cooling jet with various angles. *Journal of Turbomachinery*, 127(3), 635–645. <https://doi.org/10.1115/1.1929821>.
39. Bunker, R. S. (2005). A review of shaped hole turbine film-cooling technology. *Journal of Heat Transfer*, 127(4), 441–453. <https://doi.org/10.1115/1.1860562>.
40. Zhang, J., Zhang, S., Wang, C., & Tan, X. (2020). Recent advances in film cooling enhancement: A review. *Chinese Journal of Aeronautics*, 33(4), 1119–1136. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2019.12.023>.
41. Cerri, G., Giovannelli, A., Battisti, L., & Fedrizzi, R. (2007). Advances in effusive cooling techniques of gas turbines. *Applied Thermal Engineering*, 27(4), 692–698. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.10.012>.
42. Krewinkel, R. (2013). A review of gas turbine effusion cooling studies. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66, 706–722. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.071>.
43. Sellers, J. P. (1963). Gaseous film cooling with multiple injection stations. *AIAA Journal*, 1(9), 2154–2156. <https://doi.org/10.2514/3.2014>
44. Mayle, R. E., & Camarata, F. J. (1975). Multihole cooling film effectiveness and heat transfer. *Journal of Heat Transfer*, 97(4), 534–538. <https://doi.org/10.1115/1.3450424>.
45. Grootenhuis, P. (1959). The mechanism and application of effusion cooling. *The Journal of the Royal Aeronautical Society*, 63(578), 73–89. <https://doi.org/10.1017/s0368393100070632>.
46. Wadia, A. R. (1988). Advanced combustor liner cooling technology for gas turbines. *Defence Science Journal*, 38(4), 363–380. <https://doi.org/10.14429/dsj.38.5870>

47. Filinov, E., Kuz'michev, V., Yu Tkachenko, A., Ostapyuk, Y., & Krupenich, I. (2021). Estimation of cooling flow rate for conceptual design stage of a gas turbine engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Article 235. <https://doi.org/10.1177/09576509211014981>.
48. Duwez, P., & Wheeler, H. L. (1948). Experimental study of cooling by injection of a fluid through a porous material. *Journal of the Aeronautical Sciences*, *15*(9), 509–521. <https://doi.org/10.2514/8.11640>.
49. Zhang, S., Li, X., Zuo, J., Qin, J., Cheng, K., Feng, Y., & Bao, W. (2020). Research progress on active thermal protection for hypersonic vehicles. *Progress in Aerospace Sciences*, *119*, 100646. <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2020.100646>.
50. Nealy, D. A., & Reider, S. B. (1980). Evaluation of laminated porous wall materials for combustor liner cooling. *Journal of Engineering for Power*, *102*(2), 268–276. <https://doi.org/10.1115/1.3230247>.
51. Wassell, A. B., & Bhangu, J. K. (1980). The development and application of improved combustor wall cooling techniques. In *ASME 1980 international gas turbine conference and products show*. American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/80-gt-66>.
52. Hollworth, B. R., & Dagan, L. (1980). Arrays of impinging jets with spent fluid removal through vent holes on the target surface—part 1: Average heat transfer. *Journal of Engineering for Power*, *102*(4), 994–999. <https://doi.org/10.1115/1.3230372>.
53. Frazier, W. E. (2014). Metal additive manufacturing: A review. *Journal of Materials Engineering and Performance*, *23*(6), 1917–1928. <https://doi.org/10.1007/s11665-014-0958-z>.
54. Vafadar, A., Guzzomi, F., Rassau, A., & Hayward, K. (2021). Advances in metal additive manufacturing: A review of common processes, industrial applications, and current challenges. *Applied Sciences*, *11*(3), 1213. <https://doi.org/10.3390/app11031213>.
55. Guddati, S., Kiran, A. S. K., Leavy, M., & Ramakrishna, S. (2019). Recent advancements in additive manufacturing technologies for porous material applications.

*The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 105(1-4), 193–215.  
<https://doi.org/10.1007/s00170-019-04116-z>.

56. Kaur, I., & Singh, P. (2021). State-of-the-art in heat exchanger additive manufacturing. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 178, 121600.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121600>.

57. Khalatov, A., Syred, N., Bowen, P., Al-Ajmi, R., Kozlov, A., & Schukin, A. (2000). Innovative cyclone cooling scheme for gas turbine blade: Thermal-hydraulic performance evaluation. *У ASME turbo expo 2000: Power for land, sea, and air*. American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/2000-gt-0237>.

58. Khalatov, A. A., Syred, N., Bowen, P. J., & Al-Ajmi, R. (2001). Quasi two-dimensional cyclone-jet cooling configuration: Evaluation of heat transfer and pressure losses. *У ASME turbo expo 2001: Power for land, sea, and air*. American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/2001-gt-0182>

59. Khalatov, A., Syred, N., Bowen, P. J., & Al-Ajmi, R. M. (2002). Enhanced cyclone cooling technique for high performance gas turbine blades. *У International heat transfer conference 12*. Begellhouse. <https://doi.org/10.1615/ihtc12.5350>

60. Khalatov, A., Smith, A., Syred, N., & Bowen, P. (2002). A CFD study into the flow pattern in a double overlapped cyclone cooling configuration. *Промышленная теплотехника*, 24(2), 34–45.

61. Халатов, А. А., Борисов, И., Дашевский, Ю., & Северин, С. (2010). Теплообмен закрученного потока в канале циклонного охлаждения лопатки ГТД. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 3(2 (45)), 61–66.

62. Гелетуха, Г., & Халатов, А. (1997). *Струминно-циклонная система охолодження* (Патент України № 58309А).

63. Варганов, І.С., Халатов, А.А., Борисов, І.І. (2001). *Охолоджувана лопатка газової турбіни*. (Патент України № 33785А).

64. Варганов, І.С., Халатов, А.А., Борисов, І.І. (2001). *Соплова лопатка з циклонним охолодженням*. (Патент України № 36360А).

65. Халатов, А.А., Варганов, І.С. (2003). *Охолоджувана лопатка соплового апарата*. (Патент України № 20116А).

66. Халатов, А., Борисов, І., Северін, С., Дашевський, Ю., & Новохацька, І. (2010). *Лопатка газової турбіни з внутрішнім циклонним охолодження передньої кромки* (Патент України № 49125).
67. Халатов, А., Борисов, І., & Кулішов, С. (2022). Способи внутрішнього охолодження лопаток газових турбін сучасні та перспективні. *Теплофізика та теплоенергетика*, 44(4), 14–22. <https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2022.2>.
68. Galeana, D., Abebe, A., & Beyene, A. (2024). Application of a ranque–hilsch vortex flow in an internal cooling of a gas turbine engine blade. *ASME Open Journal of Engineering*, 3. <https://doi.org/10.1115/1.4065106>.
69. Beyene, A., Galeana, D., & Abebe, A. (2023). Internal cooling of a gas turbine blade using ranque-hilsch vortex flow. In 36th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems (ECOS 2023). <https://doi.org/10.52202/069564-0007>.
70. Rutledge, J. L., Fuqua, M., & Bryant, C. M. (2022). *Turbine cooling system with energy separation* (U.S. Patent No. US 11454171 B1).
71. Piralishvili, S. A., & Veretennikov, S. V. (2011). Vortex effect and intensification of heat and mass transfer in cell energy technology. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*, 3(27), 241–247.
72. Veretennikov, S. V., & Barinov, S. N. (2014). Development of the construction of a gas turbine engine vane with built-in vortex tubes. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*, 5(47), 95–102.
73. Soghe, R. D., Bianchini, C., & D’Errico, J. (2017). Numerical characterization of flow and heat transfer in pre-swirl systems. In *ASME turbo expo 2017: Turbomachinery technical conference and exposition*. American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/gt2017-64503>.
74. Ranque, G. (1933). Experiments on expansion in a vortex with simultaneous exhaust of hot air and cold air. *Le journal de Physique et le Radium (Paris)*, (4), 112–114.
75. Ranque, G. J. (1934). Method and apparatus for obtaining from a fluid under pressure two outputs of fluid at different temperatures (U.S. Patent No. US1952281A).
76. Страхович, К. И. (1964). *Прикладная Газодинамика*. Конспект лекций.

77. Eckert, E., & Weise, W. (1942). Messungen der Temperaturverteilung auf der Oberfläche schnell angeströmter unbeheizter Körper. *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, 13(6), 246–254. <https://doi.org/10.1007/bf02585343>.

78. Sprenger, H. (1954). Über thermische Effekte in Resonanzrohren. *Mitteilungen aus dem Institut für Aerodynamik an der ETH Zürich*, 21, 18.

79. Goldstein, R. J., Behbahani, A. I., & Heppelmann, K. K. (1986). Streamwise distribution of the recovery factor and the local heat transfer coefficient to an impinging circular air jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 29(8), 1227–1235. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(86\)90155-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(86)90155-9).

80. Carscallen, W. E., Currie, T. C., Hogg, S. I., & Gostelow, J. P. (1999). Measurement and computation of energy separation in the vortical wake flow of a turbine nozzle cascade. *Journal of Turbomachinery*, 121(4), 703–708. <https://doi.org/10.1115/1.2836723>

81. Дейч, М. Е. (1961). *Техническая газодинамика* (Изд. 2-е, переработ.). М.–Л. Госэнергоиздат.

82. Eckert, E. R. G. (1986). Energy separation in fluid streams. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 13(2), 127–143. [https://doi.org/10.1016/0735-1933\(86\)90053-9](https://doi.org/10.1016/0735-1933(86)90053-9).

83. Eckert, E. R. G. (1987). Cross transport of energy in fluid streams. *Wärme- und Stoffübertragung*, 21(2-3), 73–81. <https://doi.org/10.1007/bf01377562>

84. Hilsch, R. (1947). The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process. *Review of Scientific Instruments*, 18(2), 108–113. <https://doi.org/10.1063/1.1740893>.

85. Scheller, W. A., & Brown, G. M. (1957). The ranque-hilsch vortex tube. *Industrial & Engineering Chemistry*, 49(6), 1013–1016. <https://doi.org/10.1021/ie50570a035>.

86. Gutsol, A. F. (1997). The Ranque effect. *Physics-Uspekhi*, 40(6), 639–658. <https://doi.org/10.1070/pu1997v040n06abeh000248>.

87. Lewellen, W. S. (1962). A solution for three-dimensional vortex flows with strong circulation. *Journal of Fluid Mechanics*, 14(3), 420–432. <https://doi.org/10.1017/s0022112062001330>.
88. Linderstrøm-Lang, C. U. (1971). The three-dimensional distributions of tangential velocity and total-temperature in vortex tubes. *Journal of Fluid Mechanics*, 45(1), 161–187. <https://doi.org/10.1017/s0022112071003057>.
89. Balmer, R. T. (1988). Pressure-Driven ranque-hilsch temperature separation in liquids. *Journal of Fluids Engineering*, 110(2), 161–164. <https://doi.org/10.1115/1.3243529>.
90. Gao, C. M., Bosschaart, K. J., Zeegers, J. C. H., & Waele, A. T. A. M. d. (2005). Experimental study on a simple Ranque–Hilsch vortex tube. *Cryogenics*, 45(3), 173–183. <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2004.09.004>.
91. Gao, C. M. (2005). *Experimental study on the Ranque–Hilsch vortex tube* [PhD Thesis]. Technische Universiteit Eindhoven.
92. Behera, U., Paul, P. J., Dinesh, K., & Jacob, S. (2008). Numerical investigations on flow behaviour and energy separation in Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(25-26), 6077–6089. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.03.029>.
93. Behera, U., Paul, P. J., Kasthuriengan, S., Karunanithi, R., Ram, S. N., Dinesh, K., & Jacob, S. (2005). CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(10), 1961–1973. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.12.046>.
94. Kassner, R., & Knoernschild, E. (1948). *Friction laws and energy transfer in circural flow* (Technical Report NF-TR-2198-ND, GS-USAF, no. 78).
95. Fulton, C. D. (1950). Ranque’s tube. *ASRE Journal of Refrigerating Engineers*, 58, 473–479.
96. Lay, J. E. (1957). Experimental and analytical study of viscous compressible flow in a uniflow Vortex tube. *University of Michigan*.

97. Linderstrom-Lang, C. U. (1965). An experimental study of tile tangential velocity profile in the ranque-hilsch vortex tube. *Danish Atomic Energy Commission, Riso, Roskilde, Denmark.*
98. Cockerill, T. (1995). *Phd Thessis on vortex tube* [Phd Thessis]. Department of Engineering, University of Cambridge.
99. Farouk, T., & Farouk, B. (2007). Large eddy simulations of the flow field and temperature separation in the Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(23-24), 4724–4735. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.03.048>.
100. Rafiee, S. E., & Rahimi, M. (2014). Three-Dimensional simulation of fluid flow and energy separation inside a vortex tube. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 28(1), 87–99. <https://doi.org/10.2514/1.t4198>.
101. Bovand, M., Valipour, M. S., Eiamsa-ard, S., & Tamayol, A. (2014). Numerical analysis for curved vortex tube optimization. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 50, 98–107. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.11.012>.
102. Sibulkin, M. (1962). Unsteady, viscous, circular flow Part 3. Application to the Ranque-Hilsch vortex tube. *Journal of Fluid Mechanics*, 12(02), 269–293. <https://doi.org/10.1017/s0022112062000191>.
103. Kurosaka, M. (1982). Acoustic streaming in swirling flow and the Ranque—Hilsch (vortex-tube) effect. *Journal of Fluid Mechanics*, 124(-1), 139–172. <https://doi.org/10.1017/s0022112082002444>.
104. Camiré, J. (1995). *Experimental investigation of vortex tube concepts* [PhD Thesis]. Department of Physics, University of Columbia.
105. Scheper, G. W. (1951). The vortex tube- internal flow data and heat transfer theory. *Journal of the ASRE*, 59(10), 985–990.
106. Мартыновский, В., Алексеев, В. П. (1953). Вихревой эффект охлаждения и его применение. Охлаждающая техника, (3), 63–67.
107. Меркулов, М. П. (1969). Вихревой эффект и его применение в технике. Машиностроение.

108. Hartnett, J. P., & Eckert, E. R. G. (1957). Experimental study of the velocity and temperature distribution in a high-velocity vortex-type flow. *Journal of Fluids Engineering*, 79(4), 751–758. <https://doi.org/10.1115/1.4013144>.
109. Colgate, S. A., & Buchler, J. R. (2006). Coherent transport of angular momentum: The ranque-hilsch tube as a paradigm. *Annals of the New York Academy of Sciences*, 898(1), 105–112. <https://doi.org/10.1111/j.1749-6632.2000.tb06166.x>.
110. Trofimov, V. M. (2000). Physical effect in Ranque vortex tubes. *Journal of Experimental and Theoretical Physics Letters*, 72(5), 249–252. <https://doi.org/10.1134/1.1324021>.
111. Alimov, R. Z. (1966). Flow friction and heat and mass transfer in a swirled flow. *Journal of Engineering Physics*, 10(4), 251–257. <https://doi.org/10.1007/bf00837815>.
112. Arbuzov, V. A., Dubnishchev, Y. N., Lebedev, A. V., Pravdina, M. K., & Yavorski, N. I. (1997). Observation of large-scale hydrodynamic structures in a vortex tube and the Ranque effect. *Technical Physics Letters*, 23(12), 938–940. <https://doi.org/10.1134/1.1261939>.
113. Parulekar, B. (1961). The short vortex tube. *Journal of Refrigeration*, 4, 74–80.
114. Shannak, B. A. (2003). Temperature separation and friction losses in vortex tube. *Heat and Mass Transfer*, 40(10), 779–785. <https://doi.org/10.1007/s00231-003-0485-1>.
115. Arjomandi, M., & Xue, Y. P. (2007). An investigation on the effect of the hot end plugs on the efficiency of the ranque-hilsch vortex tube. In *New trends in fluid mechanics research* (p. 505). Springer Berlin Heidelberg. [https://doi.org/10.1007/978-3-540-75995-9\\_168](https://doi.org/10.1007/978-3-540-75995-9_168).
116. Aljuwayhel, N. F., Nellis, G. F., & Klein, S. A. (2005). Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model. *International Journal of Refrigeration*, 28(3), 442–450. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.004>.
117. Hamoudi, A. F., Fartaj, A., & Rankin, G. W. (2008). Performance characteristics of a microscale ranque–hilsch vortex tube. *Journal of Fluids Engineering*, 130(10). <https://doi.org/10.1115/1.2969442>.

118. Kurosaka, M., & Goodman, J. (1982). Ranque-Hilsch effect revisited - Temperature separation traced to orderly spinning waves or 'vortex whistle'. In *3rd joint thermophysics, fluids, plasma and heat transfer conference*. American Institute of Aeronautics and Astronautics. <https://doi.org/10.2514/6.1982-952>.
119. Chu, J. Q. (1982). *Acoustic streaming as a mechanism of the ranque-hilsch effect* [PhD Thesis]. University of Tennessee.
120. Kurosaka, M. (1981). Vortex whistle - An unsteady phenomenon in swirling flow and its effects on steady flow field. In *19th aerospace sciences meeting*. American Institute of Aeronautics and Astronautics. <https://doi.org/10.2514/6.1981-212>.
121. Kuroda, H. (1983). *An experimental study of temperature separation in swirling flow* [Unpublished PhD Thesis]. University of Tennessee.
122. Rakowski, W. J., & Ellis, D. H. (1978). *Experimental analysis of blade instability* (1 R78 AEG 275). General Electric Company Rep. for F 33615-76-C- 2035 to Air Force Propulsion Lab. WPAFB.
123. Rakowski, W., Ellis, D., & Bankhead, H. (1978). A research program for the experimental analysis of blade instability. In *14th joint propulsion conference*.
124. Amitani, T., Adachi, T., & Kato, T. (1983). A study on temperature separation in a large vortex tube. *JSME, transactions*, 49(440B), 877–884.
125. Baker, P. S., & Rathkamp, W. R. (1954). *Investigations on the ranque-hilsch (vortex) tube*. Office of Scientific and Technical Information (OSTI). <https://doi.org/10.2172/4402223>.
126. Gulyaev, A. I. (1966). Investigation of conical vortex tubes. *Journal of Engineering Physics*, 10(3), 193–195. <https://doi.org/10.1007/bf00832624>
127. Collins, R. L., & Lovelace, R. B. (1979). Experimental study of two-phase propane expanded through the ranque-hilsch tube. *Journal of Heat Transfer*, 101(2), 300–305. <https://doi.org/10.1115/1.3450964>.
128. Marshall, J. (1977). Effect of operating conditions, physical size and fluid characteristics on the gas separation performance of a Linderstrom-Lang vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 20(3), 227–231. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(77\)90209-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(77)90209-5).

129. Takahama, H., Kawamura, H., Kato, S., & Yokosawa, H. (1979). Performance characteristics of energy separation in a steam-operated vortex tube. *International Journal of Engineering Science*, 17(6), 735–744. [https://doi.org/10.1016/0020-7225\(79\)90048-x](https://doi.org/10.1016/0020-7225(79)90048-x).
130. Aydin, O., & Baki, M. (2006). An experimental study on the design parameters of a counterflow vortex tube. *Energy*, 31(14), 2763–2772. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.11.017>.
131. Kirmaci, V. (2009). Exergy analysis and performance of counter flow vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 32, 1626–1633.
132. Han, X., Li, N., Wu, K., Wang, Z., Tang, L., Chen, G., & Xu, X. (2013). The influence of working gas characteristics on energy separation of vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 171–177. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.07.027>.
133. Bezprozvannykh, V., & Mottl, H. (1999). The ranque-hilsch effect: CFD modeling. *DYCOR Technologies, Canada*.
134. Khazaei, H., Teymourtash, A. R., & Malek-Jafarian, M. (2012). Effects of gas properties and geometrical parameters on performance of a vortex tube. *Scientia iranica*, 19(3), 454–462. <https://doi.org/10.1016/j.scient.2012.03.003>.
135. Farouk, T., Farouk, B., & Gutsol, A. (2009). Simulation of gas species and temperature separation in the counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube using the large eddy simulation technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(13-14), 3320–3333. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.01.016>.
136. Pinar, A. M., Uluer, O., & Kirmaci, V. (2009). Optimization of counter flow Ranque–Hilsch vortex tube performance using Taguchi method. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1487–1494. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.02.018>.
137. Polat, K., & Kirmaci, V. (2011). Application of the output dependent feature scaling in modeling and prediction of performance of counter flow vortex tube having various nozzles numbers at different inlet pressures of air, oxygen, nitrogen and argon. *International Journal of Refrigeration*, 34(6), 1387–1397. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.03.019>.

138. Baghdad, M., Ouadha, A., & Addad, Y. (2012). CFD modelling and exergy analysis of a vortex tube using CO<sub>2</sub> as working fluid. In *10th iir-gustav lorentzen conference on natural working fluids*.
139. Thakare, H. R., & Parekh, A. D. (2014). CFD analysis of energy separation of vortex tube employing different gases, turbulence models and discretisation schemes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78, 360–370. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.083>.
140. Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F., & Seher, D. (1983). An investigation of energy separation in a vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 26(3), 341–348. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(83\)90038-8](https://doi.org/10.1016/0017-9310(83)90038-8).
141. Zaslavskii, B. I., & Yur'ev, B. V. (1998). Flow structure in a flat vortex chamber. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, 39(1), 73–77. <https://doi.org/10.1007/bf02468000>.
142. Floryan, J. M., & Saric, W. S. (1982). Stability of gortler vortices in boundary layers. *AIAA Journal*, 20(3), 316–324. <https://doi.org/10.2514/3.51076>.
143. Ahlborn, B., & Groves, S. (1997). Secondary flow in a vortex tube. *Fluid Dynamics Research*, 21(2), 73–86. [https://doi.org/10.1016/s0169-5983\(97\)00003-8](https://doi.org/10.1016/s0169-5983(97)00003-8).
144. Ahlborn, B. K., & Gordon, J. M. (2000). The vortex tube as a classic thermodynamic refrigeration cycle. *Journal of Applied Physics*, 88(6), 3645–3653. <https://doi.org/10.1063/1.1289524>.
145. Hu, Z., Li, R., Yang, X., Yang, M., Day, R., & Wu, H. (2020). Energy separation for Ranque-Hilsch vortex tube: A short review. *Thermal Science and Engineering Progress*, 19, 100559. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100559>.
146. Manimaran, R. (2017). Computational analysis of flow features and energy separation in a counter-flow vortex tube based on number of inlets. *Energy*, 123, 564–578. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.025>.
147. Kandil, H. A., & Abdelghany, S. T. (2015). Computational investigation of different effects on the performance of the Ranque–Hilsch vortex tube. *Energy*, 84, 207–218. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.089>.

148. Xue, Y., Arjomandi, M., & Kelso, R. (2011). Visualization of the flow structure in a vortex tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(8), 1514–1521. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.07.001>.
149. Liu, X., & Liu, Z. (2014). Investigation of the energy separation effect and flow mechanism inside a vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 67(1-2), 494–506. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.03.071>.
150. Deemter, J. J. V. (1952). On the theory of the Ranque-Hilsch cooling effect. *Applied Scientific Research*, 3(3), 174–196. <https://doi.org/10.1007/bf03184927>.
151. Reynolds, A. J. (1961). Energy flows in a vortex tube. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik ZAMP*, 12(4), 343–357. <https://doi.org/10.1007/bf01591284>.
152. Bruun, H. H. (1969). Experimental investigation of the energy separation in vortex tubes. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 11(6), 567–582. [https://doi.org/10.1243/jmes\\_jour\\_1969\\_011\\_070\\_02](https://doi.org/10.1243/jmes_jour_1969_011_070_02).
153. Ahlborn, B., Keller, J. U., Staudt, R., Treitz, G., & Rebhan, E. (1994). Limits of temperature separation in a vortex tube. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 27(3), 480–488. <https://doi.org/10.1088/0022-3727/27/3/009>.
154. Ahlborn, B., Camire, J., & Keller, J. U. (1996). Low-pressure vortex tubes. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 29(6), 1469–1472. <https://doi.org/10.1088/0022-3727/29/6/009>.
155. Lewins, J., & Bejan, A. (1999). Vortex tube optimization theory. *Energy*, 24(11), 931–943. [https://doi.org/10.1016/s0360-5442\(99\)00039-0](https://doi.org/10.1016/s0360-5442(99)00039-0).
156. Kotelnikov, V., Ryazanova, E., Barinov, A., & Mongoosh, G. (2000). Large scale vortex tubes (LSVT) in a heat generation. *Energy, Environment, Eco-Systems, Development and Landscape Architecture*, 39–44.
157. Mischner, J., & Bepalov, V. I. (2002). Zur Entropieproduktion im Ranque-Hilsch-Rohr. *Forschung im Ingenieurwesen*, 67(1), 1–10. <https://doi.org/10.1007/s10010-002-0070-7>.
158. Secchiaroli, A., Ricci, R., Montelpare, S., & D'Alessandro, V. (2009). Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International*

*Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(23-24), 5496–5511.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.05.031>.

159. Eiamsa-ard, S., & Promvong, P. (2007). Numerical investigation of the thermal separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(5-6), 821–832.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.018>.

160. Eiamsa-ard, S., & Promvong, P. (2008). Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(7), 1822–1842.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.03.006>.

161. Dutta, T., Sinhamahapatra, K. P., & Bandyopdhyay, S. S. (2010). Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 33(4), 783–792.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014>.

162. Pourmahmoud, N., Hassanzadeh, A., & Moutaby, O. (2012). Numerical analysis of the effect of helical nozzles gap on the cooling capacity of Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 35(5), 1473–1483.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.03.019>.

163. Bovand, M., Valipour, M. S., Dincer, K., & Tamayol, A. (2014). Numerical analysis of the curvature effects on Ranque–Hilsch vortex tube refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2), 176–183.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.11.045>.

164. Khait, A. V., Noskov, A. S., Lovtsov, A. V., & Alekhin, V. N. (2014). Semi-empirical turbulence model for numerical simulation of swirled compressible flows observed in Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 48, 132–141. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.09.006>.

165. Rafiee, S. E., & Sadeghiazad, M. M. (2014). Three-dimensional and experimental investigation on the effect of cone length of throttle valve on thermal performance of a vortex tube using  $k$ – $\epsilon$  turbulence model. *Applied Thermal Engineering*, 66(1-2), 65–74. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.01.073>.

166. Mohammadi, S., & Farhadi, F. (2014). Experimental and numerical study of the gas–gas separation efficiency in a Ranque–Hilsch vortex tube. *Separation and Purification Technology*, 138, 177–185. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2014.10.022>.
167. Bej, N., & Sinhamahapatra, K. P. (2014). Exergy analysis of a hot cascade type Ranque-Hilsch vortex tube using turbulence model. *International Journal of Refrigeration*, 45, 13–24. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.05.020>.
168. Alekhin, V., Bianco, V., Khait, A., & Noskov, A. (2015). Numerical investigation of a double-circuit Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 89, 272–282. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.012>.
169. Devade, K. J. (2017). *Augmentation of refrigeration effect of vortex tube* [PhD Thesis]. Shivaji University.
170. Matveev, K. I., & Leachman, J. (2019). Numerical investigation of vortex tubes with extended vortex chambers. *International Journal of Refrigeration*, 108, 145–153. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.08.030>.
171. Lyu, B.-W., Jeong, S.-M., & Park, J.-C. (2024). Simulation-Based design for inlet nozzle of vortex tube to enhance energy separation effect. *Applied Sciences*, 14(21), 10023. <https://doi.org/10.3390/app142110023>.
172. Карпенко, А. (2025). Теорії ефекту Ранка: Критичний огляд сучасного стану досліджень. *Аерокосмічна Техніка і Технологія*, (5), 27–41. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.5.03>.
173. Карпенко, А. (2025). Огляд чисельних методів для моделювання сепарації потоку за температурою у закручених течіях рідини. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 4sup1(205), 108–117. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.4sup1.14>.

## РОЗДІЛ 2 МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

У процесі дослідження явища сепарації закрученого газового потоку за температурою для вдосконалення охолодження елементів ротора турбіни було використано комплекс загальнонаукових і спеціальних методів, що забезпечили системний, логічний і технічно обґрунтований підхід до вирішення поставлених завдань.

### 2.1 Загальнонаукові методи дослідження

У процесі дослідження було застосовано сукупність загальнонаукових методів, що дозволили здійснити ґрунтовний аналіз явища температурної сепарації в закручених потоках рідини та поєднати теоретичні положення з практичними інженерними рішеннями, спрямованими на вдосконалення охолодження елементів ротора турбіни. Нижче наведено основні загальнонаукові методи, які було використано в роботі.

- *Аналітичний метод* – для аналізу сучасних наукових джерел, що стосуються теорії вихрових потоків, ефекту Ранка та систем підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбін.

- *Методи аналізу та синтезу* – завдяки їх використанню вдалося інтегрувати теоретичні знання в практичну інженерну модель, що дозволило сформулювати цілісне уявлення про процес температурної сепарації в закручених потоках рідини та визначити можливості його використання в конструкції апарата супутнього закручування.

- *Методи аналогії та порівняння* – використано з метою виявлення та співставлення особливостей процесів енергетичного розділення в трубі Ранка–Хільша та апараті супутнього закручування турбіни ГТД.

- *Метод систематизації* – забезпечив розкриття основних тенденцій, закономірностей і принципів впливу різних факторів на ефективність сепарації обертового потоку за повною температурою.

- *Абстрактно-логічний метод* – використовувався під час формулювання гіпотези щодо причин енергетичної сепарації у закручених потоках і дозволив запропонувати новий підхід для додаткового охолодження охолодного повітря, що подається до робочих лопаток турбіни.

## 2.2 Спеціальні методи дослідження

У дослідженні, поряд із загальнонауковими, використано спеціальні методи, що забезпечили поглиблене вивчення процесів температурної сепарації у вихрових потоках та їх практичне застосування в інженерних системах. Використання цих методів дозволило перейти від теоретичних положень до кількісних результатів, підтвердити достовірність отриманих даних і сформулювати науково обґрунтовані висновки.

- *Розрахунковий метод*. Серед спеціальних методів дослідження основним інструментом став розрахунковий метод, реалізований через CFD-моделювання. Його застосування дозволило отримати детальну картину процесів температурної сепарації у вихрових потоках і дослідити вплив різних параметрів на ефективність охолодження елементів турбіни.

- *Експериментальний метод*. Використовувався як допоміжний інструмент для валідації CFD-моделі, підтверджуючи достовірність чисельних результатів.

- *Метод дедукції та моделювання*. Використовувався для узагальнення теоретичних положень і перевірки їх на практиці. Дозволив сформулювати пропозиції щодо вдосконалення конструкції апарата супутнього закручування турбіни ГТД.

Для дослідження закручених течій було застосовано два різні методи чисельного розрахунку (метод 1 і метод 2). Такий підхід зумовлений необхідністю врахування специфіки окремих задач і обмежень кожного з методів.

Проведений аналіз сучасного стану досліджень ефекту Ранка (розділ 1 дисертації) засвідчив відсутність узгодженого наукового розуміння причин температурної сепарації в обертових потоках рідини. У зв'язку з цим автором було прийнято рішення здійснити власне дослідження ефекту Ранка із застосуванням CFD-моделювання.

Для цього дослідження було обрано метод 1, який має принципову перевагу над методом 2. Зокрема, метод 1 дозволяє проводити розрахунки як з урахуванням в'язкості, так і без її врахування, що забезпечує можливість відключення в'язкісних ефектів у CFD-моделі. Така гнучкість була необхідною для даного дослідження, оскільки дозволила оцінити вплив в'язкості на процес температурної сепарації закрученого потоку за повною температурою. Це, в свою чергу, дало змогу отримати більш глибоке розуміння фізичних причин виникнення ефекту Ранка.

На наступних етапах дисертаційної роботи, після встановлення механізмів сепарації, дослідження було спрямовано на вдосконалення апарата супутнього закручування газової турбіни з використанням вихрового ефекту Ранка. У цьому випадку не було потреби у відключенні в'язкості в CFD-моделюванні, тому для розрахунків було застосовано метод 2, який є більш універсальним і простішим у використанні порівняно з методом 1. Такий вибір методу забезпечив ефективність оптимізаційних розрахунків і дозволив отримати практично значущі результати для вдосконалення конструкції АСЗ.

Метод 1 базується на застосуванні внутрішнього (in-house) CFD-коду АТ «Івченко-Прогрес», у якому реалізовано чисельне розв'язання осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є–Стокса, записаних у наближенні тонкого шару для циліндричної системи координат. У розрахунках застосовувалась стандартна  $k-\epsilon$  модель турбулентності Лаундера-Сполдінга. Визначення граничних умов на твердих поверхнях здійснювалося з використанням пристінкових функцій. Розв'язання системи рівнянь виконувалося за допомогою чисельної схеми С. Годунова, яка забезпечує другий порядок точності за просторовими координатами.

Детальний опис, а також процедури верифікації та валідації розрахункового методу 1, наведено в роботі [1].

Метод 1 був застосований для розрахунків і аналізу закрученого потоку в каналі кільцевого перерізу (розділ 3 дисертації) з метою визначення причин температурної сепарації в закручених потоках рідини.

Метод 2 розрахунку ґрунтується на використанні комерційного CFD-розв'язувача Ansys CFX 2024 R2, на основі якого була розроблена розрахункова CFD-модель. Для забезпечення достовірності чисельних результатів CFD-модель була валідована за допомогою експериментальних даних. Опис CFD-моделі та результатів її валідації наведено в розділі 2.3.

Метод 2 був застосований для вдосконалення апарата супутнього закручування турбіни малогабаритного ГТД (розділ 4 дисертації).

### **2.3 Розробка та валідація CFD-моделі для розрахунку температурної сепарації в закручених потоках рідини**

Останні роки характеризуються стрімким розвитком чисельних методів, що пояснюється насамперед доступністю обчислювальних ресурсів та значним підвищенням їхньої продуктивності. Це створило умови для впровадження складніших математичних алгоритмів, здатних розв'язувати задачі на основі моделей, які точніше описують фізичні явища.

Сьогодні чисельне моделювання не зводиться лише до пошуку розв'язку. Головним є перевірка його достовірності — через верифікацію та валідацію. Якість результату вимірюється тим, наскільки розрахункові дані відповідають реальним фізичним процесам. Згідно з R. Jauregui [2], результати чисельного моделювання можуть вважатися такими, що відповідають реальності, лише за умови виконання визначених вимог:

- *математична модель повинна охоплювати всі аспекти реального світу;*
- *чисельний метод має точно розв'язувати рівняння математичної моделі.*

Складність полягає в тому, що умови, спрямовані на забезпечення достовірності результатів, на практиці завжди реалізуються лише частково. Тому чисельне моделювання не здатне повною мірою відтворити поведінку складних фізичних систем. Отже, отриманий розв'язок доцільно розглядати як наближене відображення дійсності, ступінь адекватності якого потребує обґрунтованого підтвердження. Надійним інструментом для отримання такого підтвердження є валідація математичної моделі.

Зазвичай процедура валідації ґрунтується на порівнянні результатів моделювання з еталоном. Існує низка підходів до її реалізації, які класифікують переважно за типом еталонних даних, що залучаються для такого порівняльного аналізу (L. Godoy та P. Dardati [3]):

– *Валідація за допомогою інших чисельних розв'язань.* Порівняння результатів моделі з результатами, отриманими іншими чисельними методами або програмами, які вже визнані достовірними.

– *Валідація за допомогою аналітичних розв'язань.* Перевірка моделі шляхом порівняння її результатів з точними аналітичними розв'язками, які існують для спрощених або ідеалізованих випадків.

– *Валідація за допомогою експериментальних результатів.* Найпоширеніший метод, що передбачає порівняння результатів моделювання з фактичними вимірюваннями, отриманими під час натурних експериментів.

У даному дослідженні здійснюється розробка та валідація CFD-моделі для аналізу процесу сепарації закрученого потоку за повною температурою.

Розроблювана CFD-модель для розрахунків температурної сепарації в закручених потоках являє собою фізико-математичне представлення досліджуваного процесу енергетичного розділення, ґрунтоване на чисельному розв'язанні усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса (RANS, Reynolds Averaged Navier-Stokes), реалізоване в середовищі програмного комплексу ANSYS.

Під розробкою CFD-моделі мається на увазі процес комп'ютерного представлення геометрії досліджуваного об'єкта, вибір параметрів розрахункової сітки, визначення граничних умов і фізичних властивостей робочого тіла, вибір моделі турбулентності, а також параметрів чисельного розв'язання системи рівнянь Нав'є-Стокса.

У ролі досліджуваного закрученого потоку розглядається вихрова течія, що формується в трубі Ранка-Хільша. Валідація проводиться шляхом порівняння результатів чисельного моделювання з експериментальними даними, що дозволяє здійснити перевірку точності CFD-моделі та оцінити доцільність її застосування для аналізу енергетичної сепарації в потоках, що обертаються.

### 2.3.1 Опис розрахункового методу

Моделювання стаціонарної течії, виконане на основі RANS рівнянь, 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*.

До складу стаціонарних RANS рівнянь, що описують рух стисливої рідини, входять рівняння неперервності (2.1), імпульсу (2.2) і енергії (2.3).

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \overline{\rho u_i' u_j'} \right], \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial(\rho E u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\rho u_i \delta_{ij} + u_i \left\{ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \overline{\rho u_i' u_j'} \right\} \right] - \frac{\partial q_j}{\partial x_j}, \quad (2.3)$$

де  $u_i, u_j, u_k$  – усереднені за Рейнольдсом компоненти швидкості,  $\rho$  – густина повітря,  $p$  – тиск,  $\overline{\rho u_i' u_j'}$  – напруження Рейнольдса,  $E$  – повна енергія на одиницю маси, а  $q_j$  – теплові потоки.

Робочим середовищем було повітря, яке моделювалося як ідеальний газ. Напруження Рейнольдса моделюються за допомогою гіпотези Буссінеска (2.4):

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (2.4)$$

де  $\mu_t$  – турбулентна в'язкість, а  $k$  – кінетична енергія турбулентності.

У дослідженні застосовано стандартну модель  $k-\varepsilon$  [4] з масштабованими функціями стінки (*scalable wall functions*) [5], хоча валідаційне дослідження,

представлене нижче, також включало оцінку інших моделей турбулентності щодо доцільності їх застосування для розрахунку енергетичної сепарації потоку, що обертається. Стационарні форми рівнянь переносу для турбулентної кінетичної енергії  $k$  (2.5) та швидкості дисипації турбулентності  $\varepsilon$  (2.6) у моделі  $k-\varepsilon$ , а також турбулентної в'язкості  $\mu_t$  (2.7), мають такий вигляд:

$$\frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon, \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} P_\varepsilon \frac{\varepsilon}{k} - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (2.6)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (2.7)$$

де  $P_k$  – член, що описує генерацію турбулентності, а  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\varepsilon$ ,  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $C_\mu$  – коефіцієнти моделі, що дорівнюють 1,0, 1,2, 1,44 та 1,92 відповідно.

Усі тверді стінки вважалися адіабатичними та на них діяли умови прилипання.

### 2.3.2 Опис експериментальних даних

Вихрову трубу, використану в експерименті, проведеному К. Dincer та ін. [6], було обрано як основу для валідації CFD-моделі температурної сепарації, що проводилась шляхом порівняння розрахункових і експериментальних даних. Геометрія вихрової труби у вигляді розрахункового домену для чисельного моделювання зображена на рис. 2.1. Геометричні параметри труби зображено на рис. 2.2 і наведено в табл. 2.1. Ключові геометричні параметри вихрової труби, такі як кількість вхідних сопел, площа на вході, кут при вершині конуса-регулятора було обрано як у варіанта вихрової труби з досліджень К. Dincer та ін. [6], який забезпечує найбільшу сепарацію потоку в трубі за температурою.

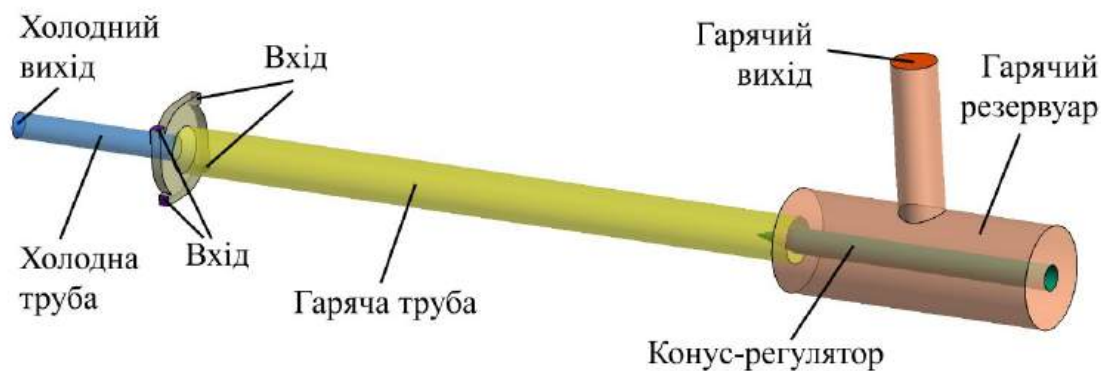


Рис. 2.1. Геометрія вихрової труби

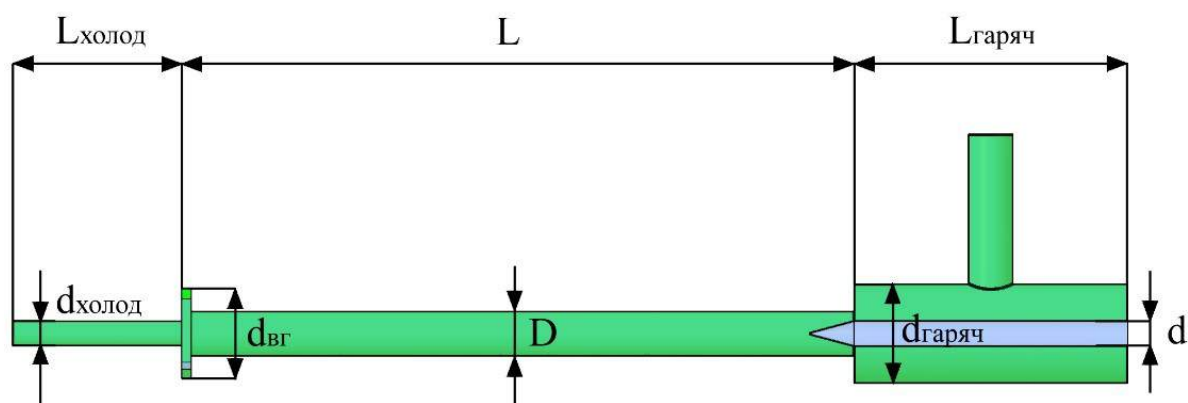


Рис. 2.2. Геометричні параметри вихрової труби

Умови роботи вихрової труби відповідали повному тиску на вході 200 кПа і повній температурі 300 К. Інтенсивність турбулентності на вході була встановлена на рівні 5 %. Тиск на холодному виході був прийнятий за 1 атм (згідно з експериментом [6]). Ключовим аспектом граничних умов є контроль тиску на гарячому виході. У експерименті повнота відкриття гарячого виходу регулюється за допомогою конуса-регулятора (рис. 2.1), який змінює тиск. Із закриттям гарячого виходу тиск збільшується, зменшуючи потік газу через гарячий вихід і збільшуючи витрату через холодний вихід. Однак реалізація цього методу контролю при чисельному моделюванні є складною. Тому, відповідно до підходу Н. Skye та ін. [7], конус регулятора лишався нерухомим, а тиск на гарячому виході в розрахунках підбирався таким чином, щоб отримати необхідну масову частку холодного потоку  $\mu_{\text{холод}}$ , близьку до експериментальних значень.

$\mu_{\text{холод}} = G_{\text{холод}} / G_{\text{вхід}}$ , де  $G_{\text{холод}}$  – масова витрата холодного повітря, а  $G_{\text{вхід}}$  – масова витрата повітря на вході до вихрової труби.

Таблиця 2.1

## Геометричні параметри вихрової труби

Частина вихрової труби	Параметр	Позначення	Значення
Холодна труба	Довжина холодної труби	$L_{\text{холод}}$	34 мм
	Внутрішній діаметр холодної труби	$d_{\text{холод}}$	5 мм
Вихровий генератор	Діаметр вихрового генератора	$d_{\text{вг}}$	18 мм
	Кількість вхідних сопел	–	4
	Площа вхідного сопла	$F_c$	2x2 мм <sup>2</sup>
Гаряча труба	Довжина гарячої труби	$L$	135 мм
	Внутрішній діаметр гарячої труби	$D$	9 мм
Гарячий резервуар	Довжина гарячого резервуару	$L_{\text{гаряч}}$	55 мм
	Внутрішній діаметр гарячого резервуару	$d_{\text{гаряч}}$	20 мм
	Діаметр конуса-регулятора	$d$	8 мм
	Кут при вершині конусу	$\alpha$	30°

### 2.3.3 Дослідження сіткової збіжності

Для розрахунків застосовувалась тетраедральна сітка всередині вихрової труби та призматичні шари уздовж стінок із п'ятьма елементами впоперек. Через сильну неоднорідність течії у вихровій трубі, значення  $Y^+$  для першого елемента по нормалі до поверхні труби варіюється від 1 до 107. Щоб впоратися з цим розкидом значень, застосовувався підхід із масштабованими функціями стінки (scalable wall functions) [5], що дозволяє використовувати моделі турбулентності

навіть у випадках, коли значення  $Y^+$  лежить за межами рекомендованого для моделі діапазону.

Для визначення необхідної роздільної здатності сітки було досліджено сіткову збіжність шляхом визначення показників збіжності сітки GCI (grid convergence index), дотримуючись процедури, запропонованої I. Celik та ін. [8]. Було досліджено вплив різних сіток на різницю температур між гарячим і холодним виходами при збереженні фіксованого статичного тиску 1,4 атм на гарячому виході. Згідно з дослідженням [6], цей тиск відповідає частці холодної фракції близько  $\mu_{\text{холод}} = 0,2$  (відповідно, для гарячої фракції  $\mu_{\text{гаряч}} = 0,8$ ). Для аналізу показника GCI було протестовано п'ять різних сіток (5 рівнів сітки) розмірністю від 0,4 до 35,3 мільйонів елементів.

В табл. 2.2 наведено кількість елементів для кожного з розглянутих рівнів сітки та отриману в розрахунках на цих сітках різницю повних температур на гарячому та холодному виходах з вихрової труби.

Таблиця 2.2

Розрахункові сітки та різниці повних температур на гарячому та холодному виходах з вихрової труби, отримані на цих сітках

Рівень сітки	Кількість елементів	Різниця повних температур на гарячому та холодному виходах, К
1	423190	10,98
2	2384580	16,70
3	5950670	19,49
4	13148400	20,17
5	35271400	20,37

На рис. 2.3 представлено візуалізацію контурів повної температури в повздовжньому перерізі вихрової труби поблизу холодного виходу для сіточних рівнів 1–4. Поле повної температури для рівня сітки 5 не наведено через те, що воно майже не відрізняється від поля, отриманого на сітці рівня 4.

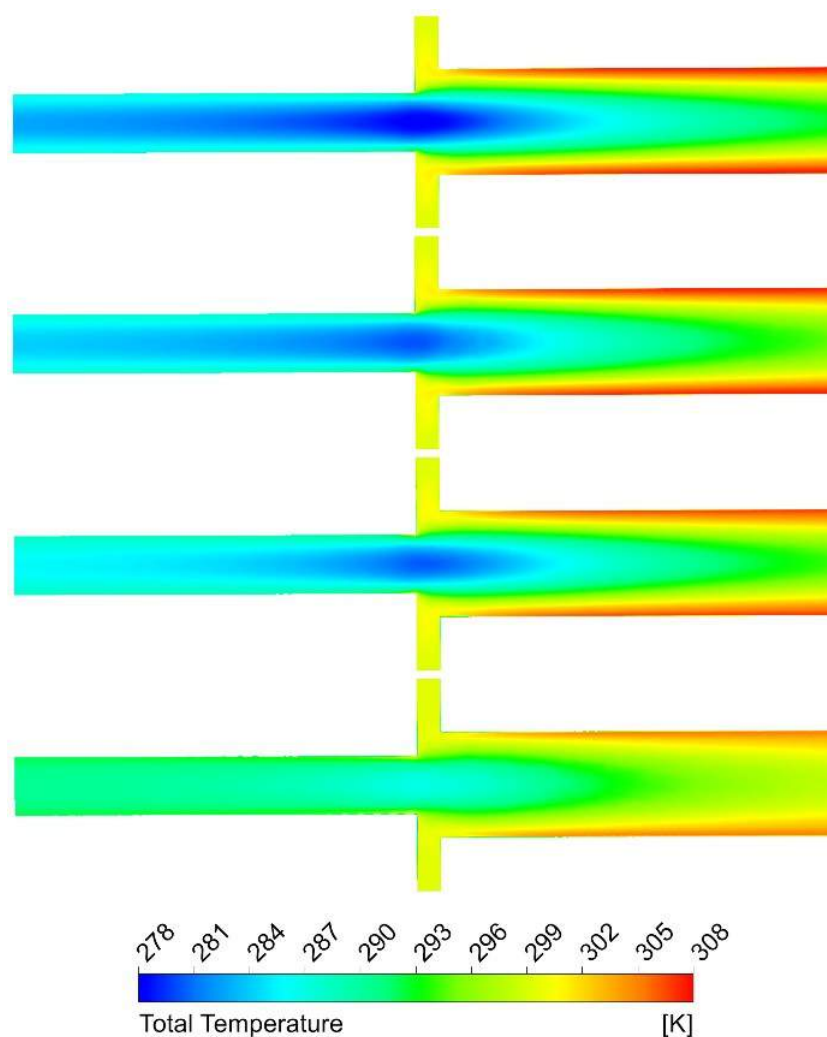


Рис. 2.3. Контури повної температури в повздовжньому перерізі вихрової труби поблизу холодного виходу (рівень сітки збільшується знизу вгору)

Оскільки процедура, запропонована Celik та ін. [8], передбачає розгляд тільки трьох рівнів сітки: грубої (coarse), середньої (medium) та дрібної (fine), то п'ять наявних у нашому дослідженні рівнів сіток було розділено на три групи, що розглядалися окремо:

- група 1 (рівні сіток 1-2-3),
- група 2 (рівні сіток 2-3-4),
- група 3 (рівні сіток 3-4-5).

У табл. 2.3 наведено результати дослідження показників сіткової збіжності для трьох груп розрахункових сіток.

Таблиця 2.3

Результати дослідження показників сіткової збіжності  
для трьох груп розрахункових сіток

Групи рівнів розрахункових сіток	1-2-3	2-3-4	3-4-5
GCI <sub>32</sub> від грубої сітки до середньої, %	67,07	19,64	1,4
GCI <sub>21</sub> від середньої сітки до дрібної, %	50,6	11,29	0,14
Коефіцієнт збіжності	0,4	0,51	0,17
Умови збіжності	монотонна збіжність		
Асимптотичний діапазон	1,021	1,061	1,01
Чисельний порядок розв'язку (p)	0,86	1,87	2
Значення за екстраполяцією Річардсона	26,7	22	20,4
Коефіцієнт загушення сітки (r <sub>32</sub> ) від грубої сітки до середньої	1,78	1,36	1,3
Коефіцієнт загушення сітки (r <sub>21</sub> ) від середньої сітки до дрібної	1,36	1,3	1,39
Похибка ( $\epsilon_{32}$ ) при переході від грубої сітки до середньої, %	34,3	12,1	5,78
Похибка ( $\epsilon_{21}$ ) при переході від середньої сітки до дрібної, %	12,1	5,78	0,992

Отримані результати демонструють, що тільки для групи сіток 3 (рівні сіток 3-4-5) значення GCI показників відповідають вимогам, що до них виставляються для проведення детальних досліджень з низькою похибкою ( $GCI \leq 5\%$ ).

Під час розгляду сіткової групи 3 переходячи від грубої до дрібної сітки було отримано монотонну збіжність (рис. 2.4, таблиця 2.3). Асимптотичний діапазон дуже близький до 1, а розрахунковий порядок точності дискретизації дорівнює 2, що відповідає заявленому розробником чисельного методу порядку точності 2. Отримані значення різниці повних температур на гарячому та холодному виходах з вихрової труби на сітках 4 та 5 відрізняються менш ніж на 1%, тому для подальшого моделювання було обрано сітку рівня 4 (13,1 мільйонів елементів, рис. 2.5).

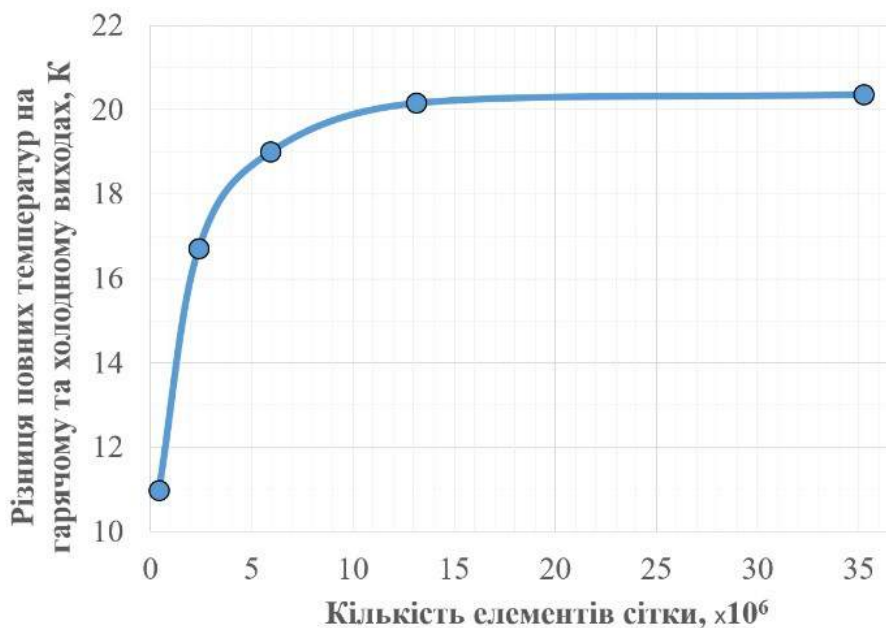


Рис. 2.4. Залежність різниці повних температур на холодному та гарячому виходах з вихрової труби від рівнів сітки (кількості елементів)

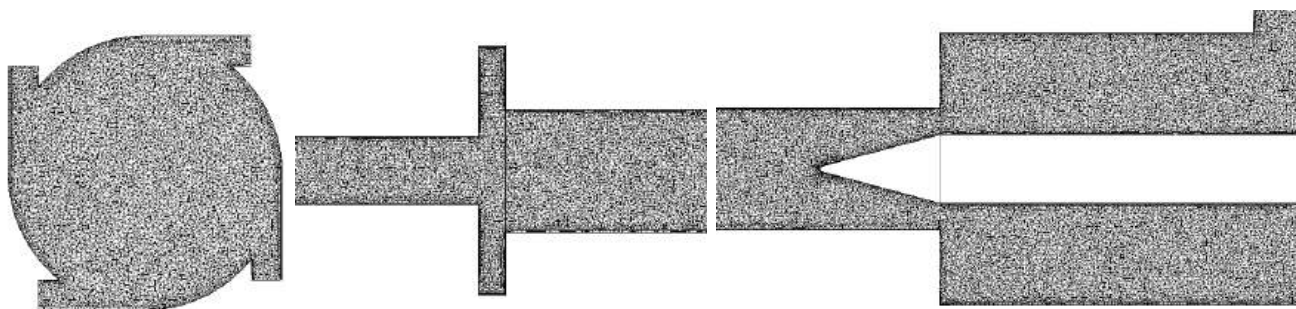


Рис. 2.5. Розрахункова сітка в поперечному та поздовжніх перерізах проточної частини вихрової труби (рівень сітки 4, табл. 2)

### 2.3.4 Порівняння різних моделей турбулентності

З сіткою рівня 4 було проведено додаткові розрахунки для різних масових часток холодного потоку, а також із використанням різних моделей турбулентності. Зокрема, було розглянуто стандартну модель  $k-\varepsilon$  [4], модель переносу зсувних напружень SST [9] та дві моделі Рейнольдсових напружень: BSL RSM [10, 11] та SSG RSM [12].

На рис. 2.6 разом з експериментальними даними наведено результати CFD-розрахунків, отримані з застосуванням різних моделей турбулентності. Представлено залежність різниці повних температур на холодному та гарячому виходах з вихрової труби від масової частки холодного повітря відносно загальної витрати повітря через вихрову трубу.

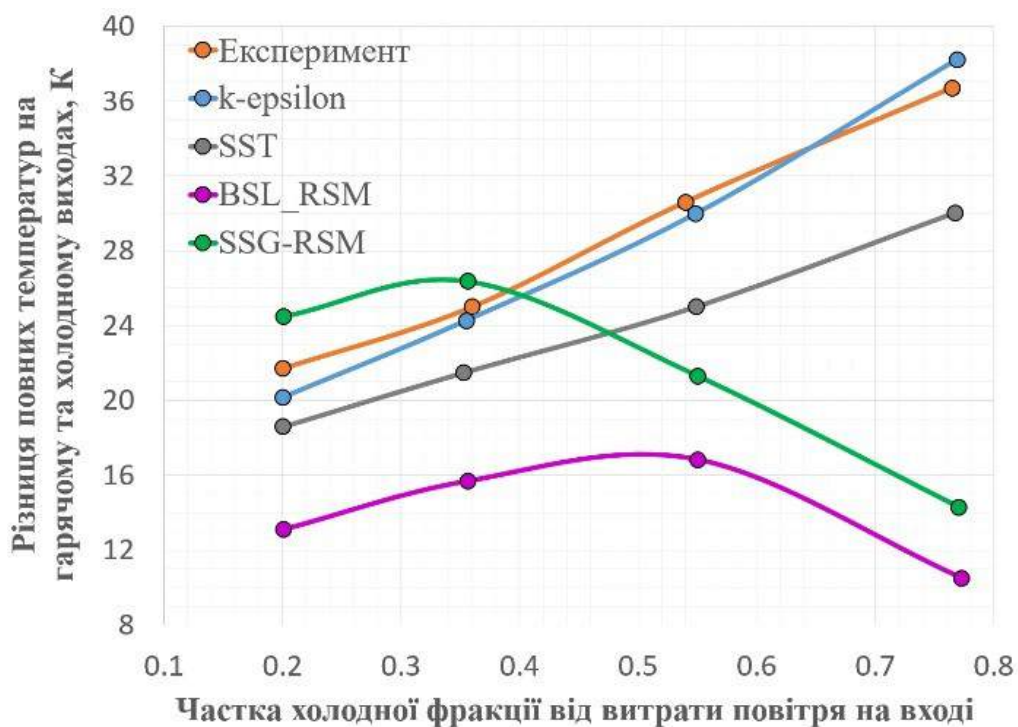
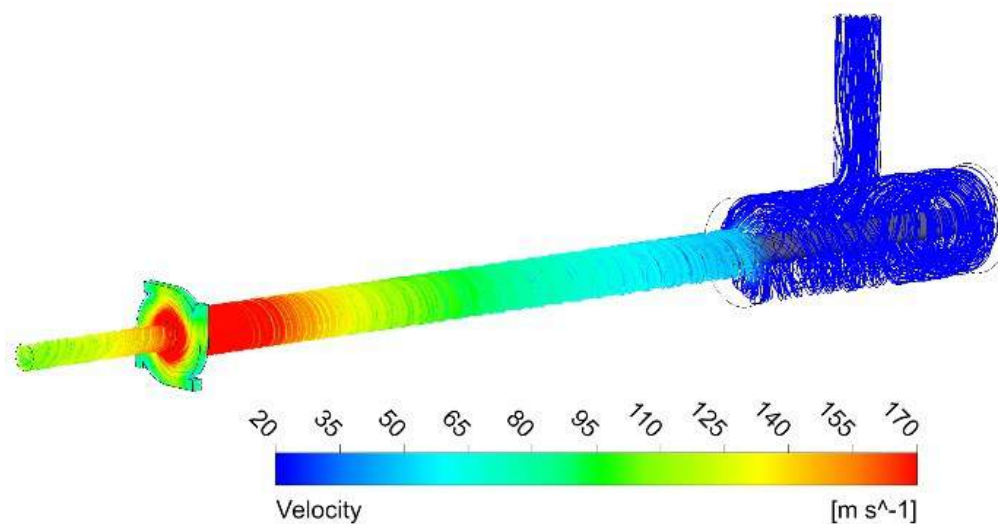


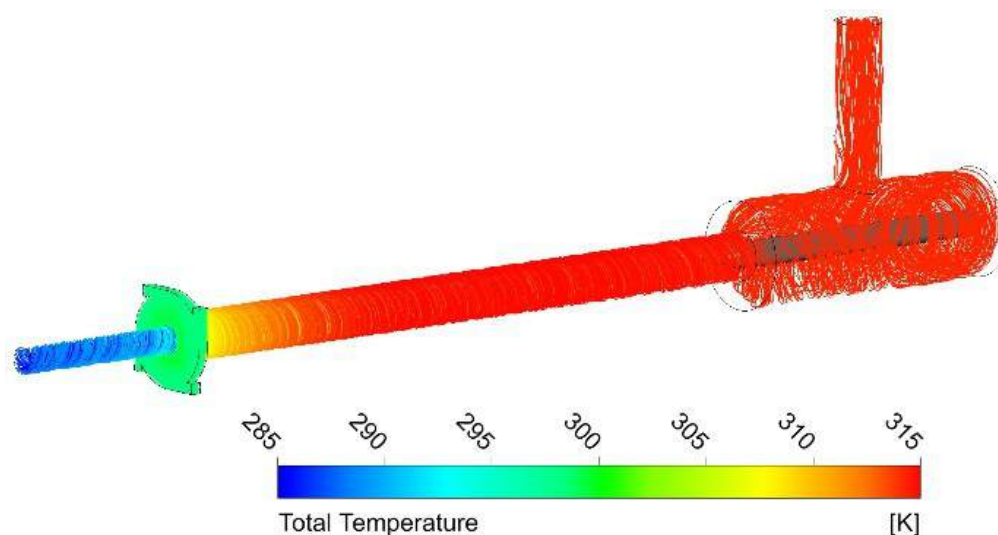
Рис. 2.6. Залежність різниці повних температур на холодному та гарячому виходах з вихрової труби від частки холодного потоку

Стандартна  $k-\epsilon$  модель турбулентності найкращим чином відповідає експериментальним даним. Нижче буде наведено результати розрахунків із застосуванням цієї моделі.

На рис. 2.7 показано лінії струму всередині вихрової труби за умов тиску на гарячому виході, встановленому на рівні 1,6 атм, що відповідає холодній фракції потоку  $\mu_{\text{холод}} \approx 0,55$ . Лінії струму забарвлені відповідно до величини швидкості та повної температури. Спостерігається, що повітря, яке надходить через вхідне сопло, інтенсивно обертається всередині труби, створюючи потужну вихрову течію, що призводить до її розділення за температурою. Сепаровані потоки виходять окремо через гарячий і холодний виходи з вихрової труби.



а)



б)

Рис. 2.7. Візуалізація ліній струму, забарвлених відповідно до величини швидкості (а) та повної температури (б) при  $\mu_{\text{холод}} \approx 0.55$

Розподіли температури в поздовжньому перерізі вихрової труби, отримані при зміні тиску на гарячому виході, порівнюються на рис. 2.8. Зі зростанням тиску на гарячому виході зростає частка холодного потоку  $\mu_{\text{холод}}$ , а температура як на самому гарячому виході, так і всередині вихрової труби підвищується. Температура на холодному виході також дещо підвищується (при зростанні холодної фракції потоку), але меншою мірою, ніж на гарячому виході, що призводить до збільшення різниці повних температур гарячого та холодного потоків на виході з вихрової труби (рис. 2.6, 2.8).

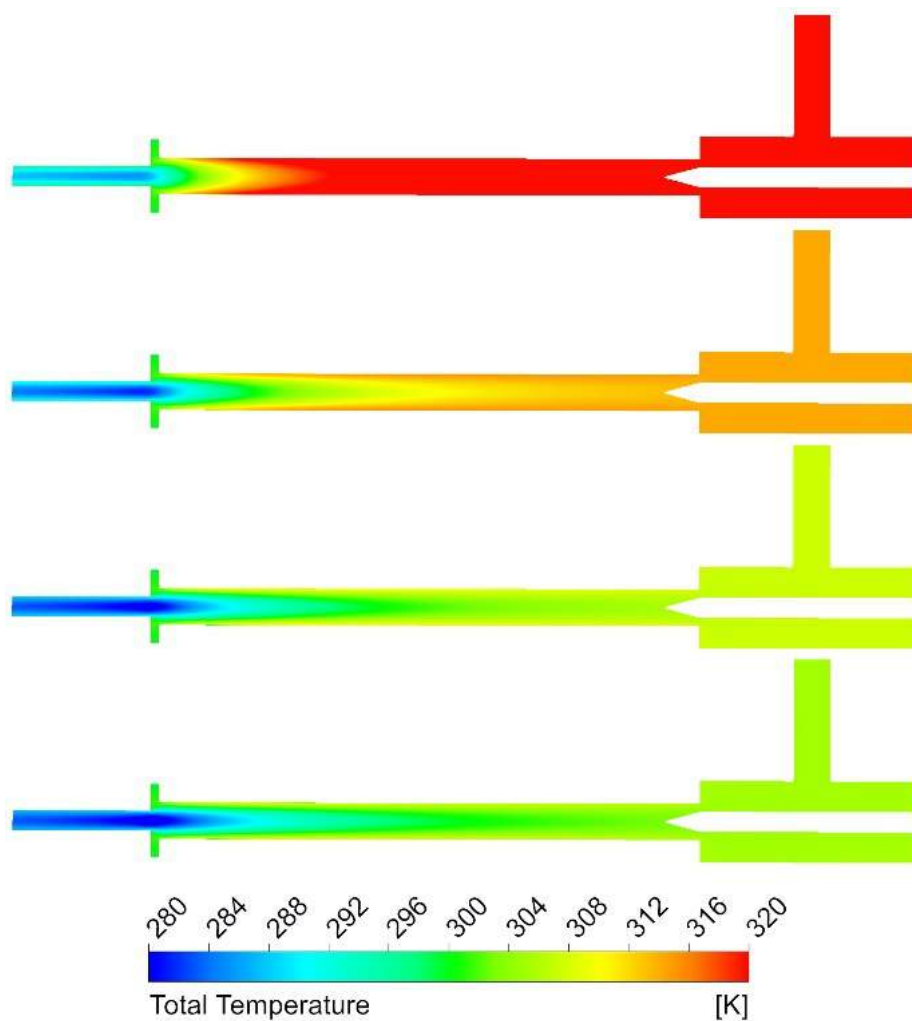


Рис. 2.8. Контури повної температури в поздовжньому перерізі вихрової труби при різних значеннях тиску на гарячому виході (тиск збільшується знизу вгору)

За результатами дослідження стандартну  $k-\epsilon$  модель турбулентності рекомендовано до застосування для моделювання сепарації обертового потоку за повною температурою. Ця рекомендація добре корелює з низкою попередніх досліджень (наприклад, Н. Skye та ін. [7], Т. Dutta та ін. [13] і К. Matveev [14]), у яких також показано добру збіжність результатів моделювання температурної сепарації у вихрових трубах, отриманих за допомогою стандартної  $k-\epsilon$  моделі, з результатами експериментів.

## 2.4 Висновки за другим розділом

У проведеному дисертаційному дослідженні, мета якого полягала у зниженні температури охолодного повітря, що подається до робочих лопаток турбіни, за рахунок удосконалення апарата супутнього закручування з використанням ефекту Ранка, було застосовано комплекс загальнонаукових і спеціальних методів, які забезпечили системність аналізу й достовірність отриманих результатів.

У рамках проведеного розрахункового дослідження на основі геометрії вихрової труби Ранка-Хільша з протитечією була розроблена CFD-модель для чисельного аналізу явища температурної сепарації в закручених потоках. Розробка моделі включала побудову математичної моделі вихрової труби, вибір параметрів розрахункової сітки, задання граничних умов і фізичних властивостей робочого тіла, вибір моделі турбулентності, а також параметрів чисельного розв'язання системи рівнянь Нав'є-Стокса. Отримані результати валідації CFD-моделі шляхом порівняння результатів чисельного аналізу з експериментальними даними дозволили рекомендувати стандартну  $k-\epsilon$  модель турбулентності та неструктуровану тетраедальну розрахункову сітку з призматичними шарами уздовж стінок до застосування у CFD-розв'язувачі Ansys CFX 2024 R2 для моделювання процесів енергетичної сепарації в обертових течіях рідини.

Валідовану CFD-модель було використано для проведення чисельних досліджень апарата супутнього закручування турбіни малогабаритного газотурбінного двигуна.

Основні результати другого розділу дисертаційного дослідження опубліковано в роботі [15].

## 2.5 Література до другого розділу

1. Кухтин, Ю., Лапотко, В., & Слынько, Г. (2013). Верификация метода численного моделирования отрывных течений газа. *Авиационно-космическая техника и технология*, 8(105), 35–39.

2. Jauregui, R., & Silv, F. (2011). Numerical validation methods. *Numerical analysis - theory and application*. InTech. <https://doi.org/10.5772/23304>.
3. Godoy, L., & Dardati, P. (2001). Validación de modelos en mecánica computacional. *Mecanica Computacional*, 20, 663–670.
4. Jones, W. P., & Launder, B. E. (1972). The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15(2), 301–314. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90076-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90076-2).
5. *CFX-Solver theory guide. 2.8.1.1 Scalable wall functions*. (2024). Ansys Inc., Pennsylvania, USA.
6. Dincer, K., Baskaya, S., Uysal, B. Z., & Ucgul, I. (2009). 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*, 32(1), 87–94. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.06.002>.
7. Skye, H. M., Nellis, G. F., & Klein, S. A. (2006). Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 29(1), 71–80. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.05.004>.
8. Celik, I. (2008). Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. *Journal of Fluids Engineering*, 130(7), 078001. <https://doi.org/10.1115/1.2960953>.
9. Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), 1598–1605. <https://doi.org/10.2514/3.12149>.
10. Chou, P. Y. (1945). On velocity correlations and the solutions of the equations of turbulent fluctuation. *Quarterly of Applied Mathematics*, 3(1), 38–54. <https://doi.org/10.1090/qam/11999>.
11. Rotta, J. (1951). Statistische Theorie nichthomogener Turbulenz. *Zeitschrift für Physik*, 129(6), 547–572. <https://doi.org/10.1007/bf01330059>.
12. Speziale, C. G., Sarkar, S., & Gatski, T. B. (1991). Modelling the pressure–strain correlation of turbulence: An invariant dynamical systems approach. *Journal of Fluid Mechanics*, 227, 245–272. <https://doi.org/10.1017/s0022112091000101>.

13. Dutta, T., Sinhamahapatra, K. P., & Bandyopdhyay, S. S. (2010). Comparison of different turbulence models in predicting the temperature separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 33(4), 783–792. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.12.014>.

14. Matveev, K. I., & Leachman, J. (2019). Numerical investigation of vortex tubes with extended vortex chambers. *International Journal of Refrigeration*, 108, 145–153. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.08.030>.

15. Карпенко, А., & Торба, Ю. (2025). Розробка та валідація CFD моделі для розрахунку температурної сепарації в закручених потоках рідини. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 6(208), 16–24. <https://doi.org/10.32620/akt.2025.6.02>.

### РОЗДІЛ 3 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ ЕФЕКТУ РАНКА

Вже майже століття проблема пояснення механізму енергетичного розділення в закручених потоках (ефект Ранка) залишається дискусійною для світової наукової спільноти й не втрачає своєї актуальності.

Окрім джерел, розглянутих у розділі 1 і присвячених проблематиці температурної сепарації в потоках, що обертаються, доцільно відзначити також роботу К. Страховича, присвячену дослідженням криволінійного руху рідини [1].

Ще в 1937 році в рамках лекційного курсу з прикладної газодинаміки К. Страхович, не маючи інформації про експериментальні дослідження вихрових труб Ж. Ранком, теоретично обґрунтовував, що в обертових газових потоках неминуче виникає нерівномірний просторовий розподіл повної питомої енергії [1, с. 65]. Для опису плоскопаралельного криволінійного руху газової частинки ним було розглянуто рівняння в формі Лемба-Громеки в криволінійній системі координат:

$$\frac{\partial E}{\partial l} = -\frac{\partial c}{\partial t} - W_l; \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial E}{\partial n} = c \left( \frac{\partial c}{\partial n} + \frac{c}{r} \right) - W_n. \quad (3.2)$$

де  $E$  – повна питома енергія частинки,  $l$  – поздовжній напрямок,  $n$  – поперечний напрямок потоку,  $r$  – радіус кривизни траєкторії,  $c$  – швидкість частинки,  $W_l$  та  $W_n$  – проєкції сил тертя на дотичну та нормаль.

За результатами аналізу рівняння (3.2) К. Страховичем було зроблено висновок, що «при усталеному баротропному русі газу без тертя повна енергія може змінюватися від частинки до частинки поперек потоку лише в тому випадку,

якщо величина гідромеханічного вихору  $\omega = -\frac{1}{2} \left( \frac{\partial c}{\partial n} + \frac{c}{r} \right)$  не дорівнює нулю».

З рівняння вихору чітко видно, що його величина (а, відповідно, й зміна повної енергії поперек потоку) визначається наступними чинниками:

- зміною величин швидкостей газових частинок у напрямку головної нормалі до траєкторії розглядуваної частинки,
- значенням швидкості в даній точці,
- кривизною траєкторії в цій точці.

Згідно з проведеним ретельним оглядом існуючих теорій ефекту Ранка (розділ 1), дивним чином результати аналізу рівняння (3.2) не було застосовано до пояснення причин виникнення температурної сепарації в закручених потоках рідини ні самим К. Страховичем, ні іншими дослідниками. Не було знайдено жодної опублікованої роботи, яка б безпосередньо пов'язувала рівняння, що описують криволінійний рух рідини в формі Лемба-Громеки (3.2), розглянуті К. Страховичем, з механізмом температурної сепарації у вихровій трубі Ранка.

У цьому розділі дисертаційної роботи автором проведено інтегрований аналіз, що поєднував CFD-моделювання закручених потоків і аналітичний розгляд системи рівнянь збереження для ідеального газу в циліндричній системі координат, з метою визначення причин виникнення енергетичного розділення потоку в течіях, що рухаються за криволінійною траєкторією.

### 3.1 Об'єкт дослідження та CFD модель

У дослідженні розглядалась модель каналу довжиною  $L$ , що має кільцевий переріз, сформований двома співвісними поверхнями обертання з радіусами  $R_1$  і  $R_2$  (рис. 3.1). Вихідна частина каналу має конфузурну геометрію, яка характеризується збільшенням радіуса внутрішньої поверхні до значення  $R_3$ . Через специфіку застосованого розрахункового методу (метод 1, розділ 2), який був розроблений для аналізу та моделювання течій у лопаткових машинах, побудова геометрії тангенціального підводу повітря, що широко використовується у вихрових трубах Ранка-Хільша, в проточну частину досліджуваного каналу становить складну та нетривіальну задачу. З огляду на це, було прийнято рішення реалізувати надання потоку колового руху за допомогою лопатевої решітки з шести профілів, що забезпечують незмінний за висотою кут виходу потоку з решітки  $\alpha_1 = 25$  градусів (рис. 3.2).

Через те, що результати дослідження буде використано для аналізу температурної сепарації потоку в турбінному апараті супутнього закручування, проточна частина якого має кільцевий переріз, об'єктом дослідження був обраний канал кільцевого перерізу, а не круглого (як у вихровій трубі Ранка-Хільша).

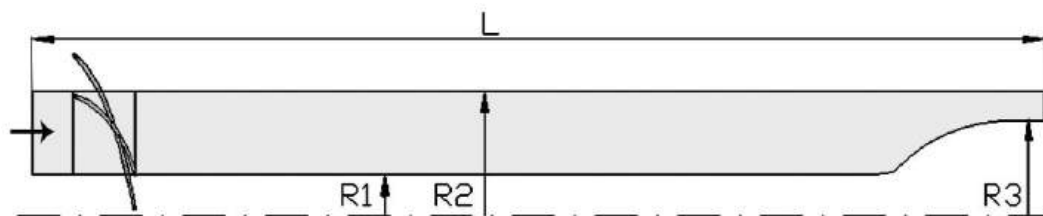


Рис. 3.1. Поздовжній переріз розрахункової області з позначенням основних геометричних параметрів

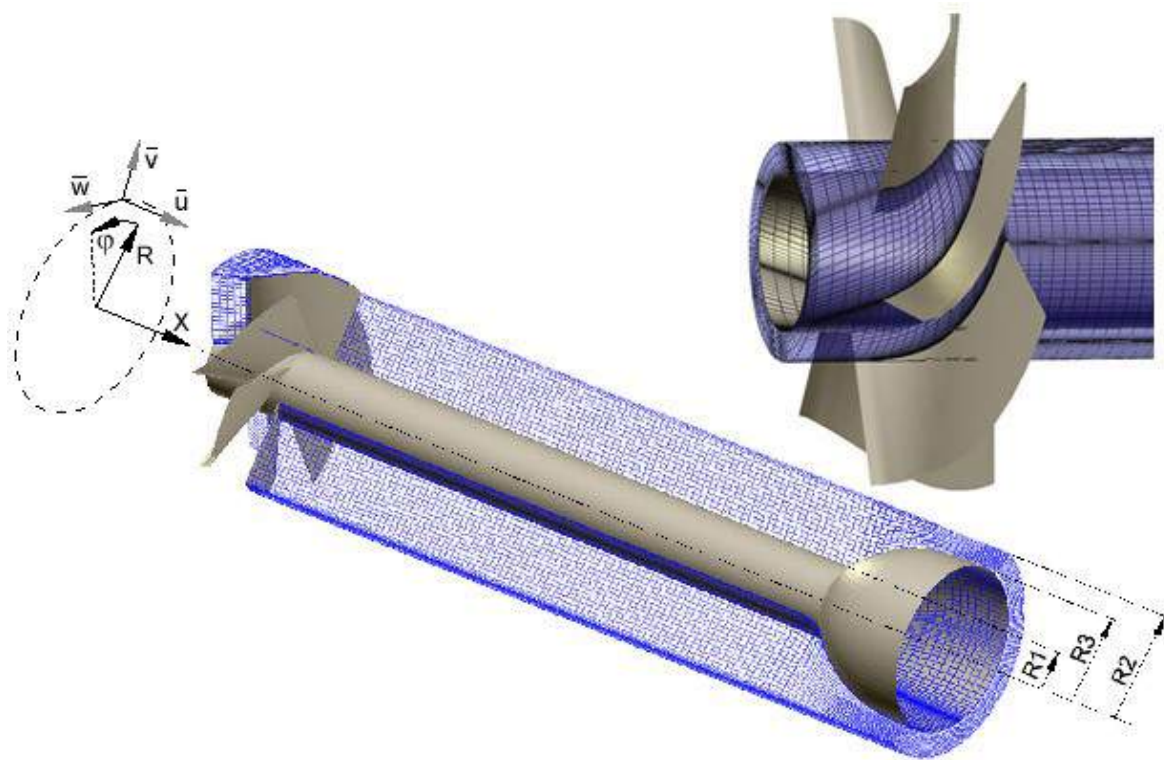


Рис. 3.2. Візуалізація розрахункової області та чисельної сітки в характерних перерізах проточної частини

Для розрахунків використовувався внутрішній CFD-код АТ «Івченко-Прогрес», описаний у розділі 2 (метод 1). Для моделювання в'язкої турбулентної течії було використано стандартну  $k-\epsilon$  модель турбулентності із застосуванням пристінкових функцій для опису зміни швидкості по нормалі від стінки в приграничному шарі. Обчислювана область була дискретизована за допомогою

сітки Н-типу (рис. 3.2), що містила близько 83 тисяч елементів із пристінним параметром  $Y^+ > 20$ .

Для заданої геометричної конфігурації кільцевого каналу виконано чисельне моделювання течії ідеального нев'язкого газу, а також турбулентного в'язкого газу. В якості граничних умов на вході до розрахункової області було використано повний тиск і повну температуру, а на виході - статичний тиск. Заданий перепад тиску між входом і виходом відповідав адіабатичному числу Маха  $M_{ад} = 0,9$ . Повна температура потоку на вході становила 290 К. Розглядався турбулентний режим течії ( $Re = 50000$ ).

### 3.2 Результати CFD-розрахунків

За результатами проведених CFD розрахунків на рис. 3.3 - 3.5 наведено розподіли повної температури, в поздовжньому та поперечних (контрольних) перерізах розрахункової області для випадків нев'язкого та в'язкого газового потоку. Контрольні перерізи, позначені як 1, 2 і 3 (рис. 3.3), розташовано відповідно на 20 %, 50 % та 80 % довжини розрахункового домену. На рис. 3.4 показано частину розрахункової області за лопатевою решіткою поблизу перерізу 1.

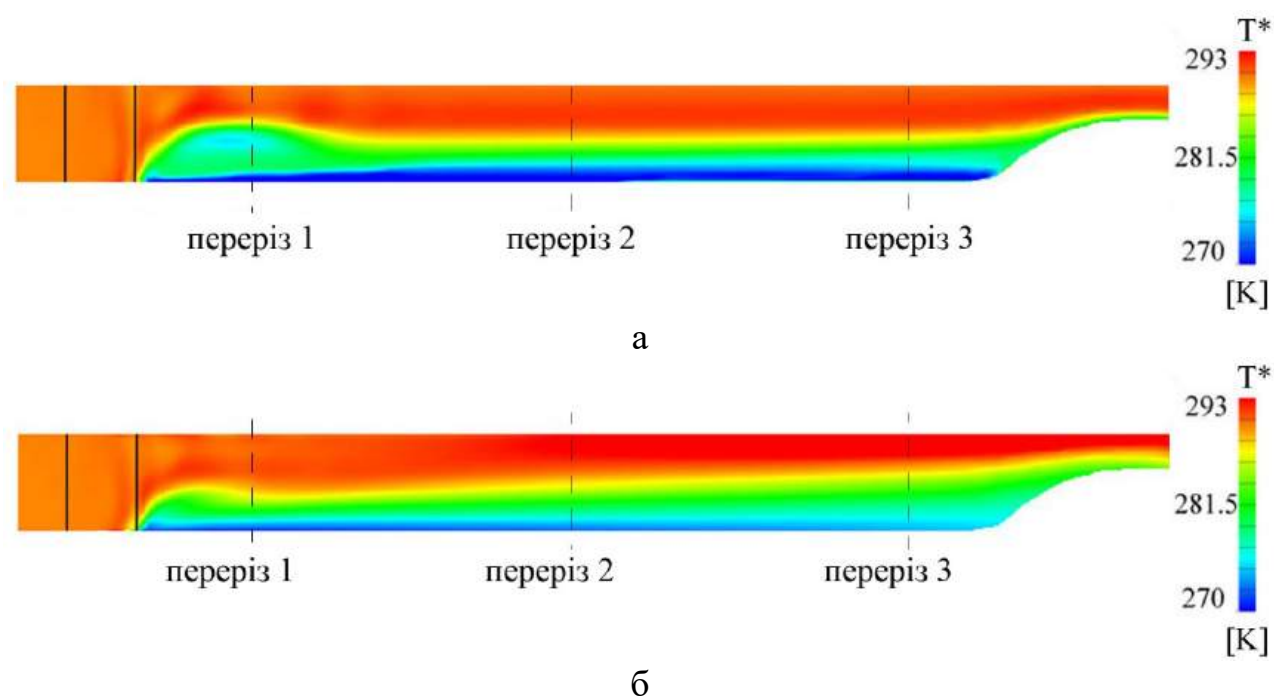


Рис. 3.3. Розподіл повної температури в поздовжньому перерізі розрахункової області: а – нев'язка течія, б – в'язка турбулентна течія газу

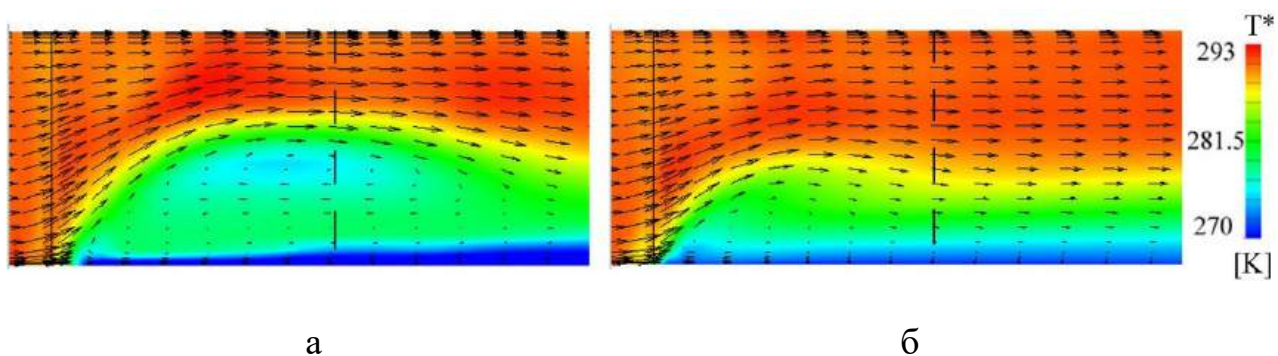


Рис. 3.4. Розподіл повної температури в поздовжньому перерізі розрахункової області поблизу перерізу 1: а – нев'язка течія, б – в'язка турбулентна течія газу

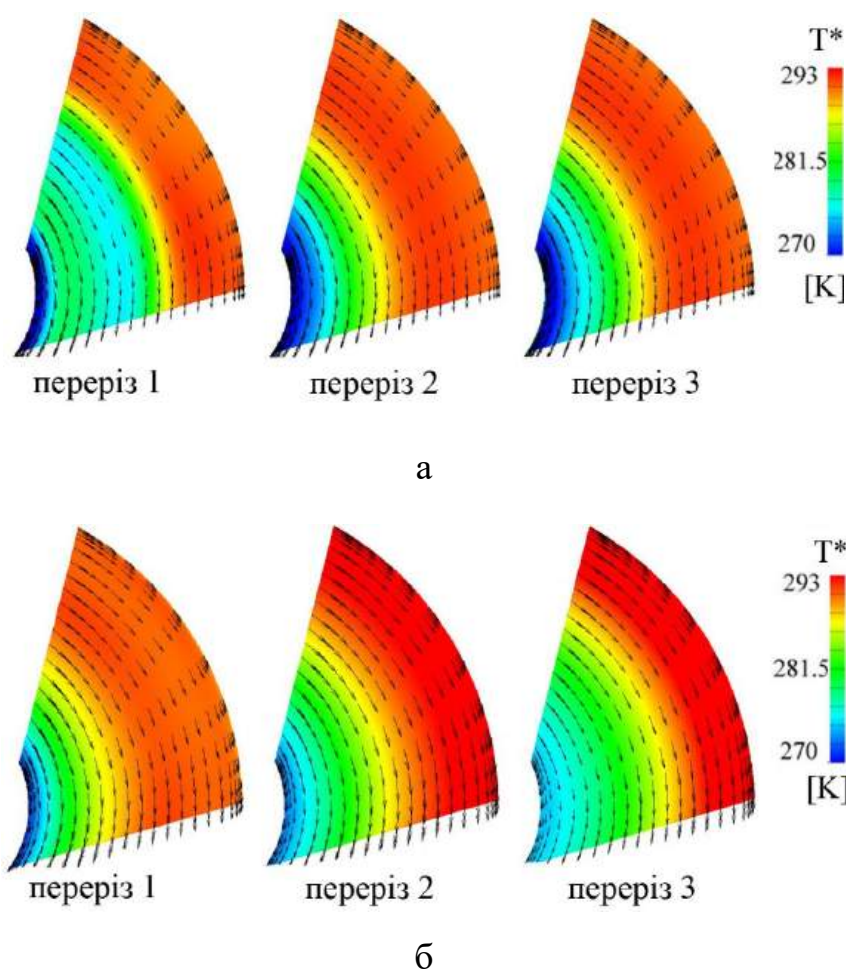


Рис. 3.5. Контури повної температури та векторів швидкості в контрольних перерізах розрахункової області: а – нев'язка течія, б – в'язка течія газу

З метою порівняння результатів чисельних розрахунків температурної сепарації у в'язкій та нев'язкій обертових течіях виконано аналіз радіального перерозподілу повної температури в обох варіантах течій. Повну температуру в трьох контрольних перерізах було усереднено за масовою витратою в

тангенціальному напрямку і представлено у вигляді розподілу за нормованим радіусом  $\bar{R}$  на рис. 3.6. Для кожного перерізу визначено різницю між крайніми температурними значеннями; отримані дані наведено у таблиці 3.1.

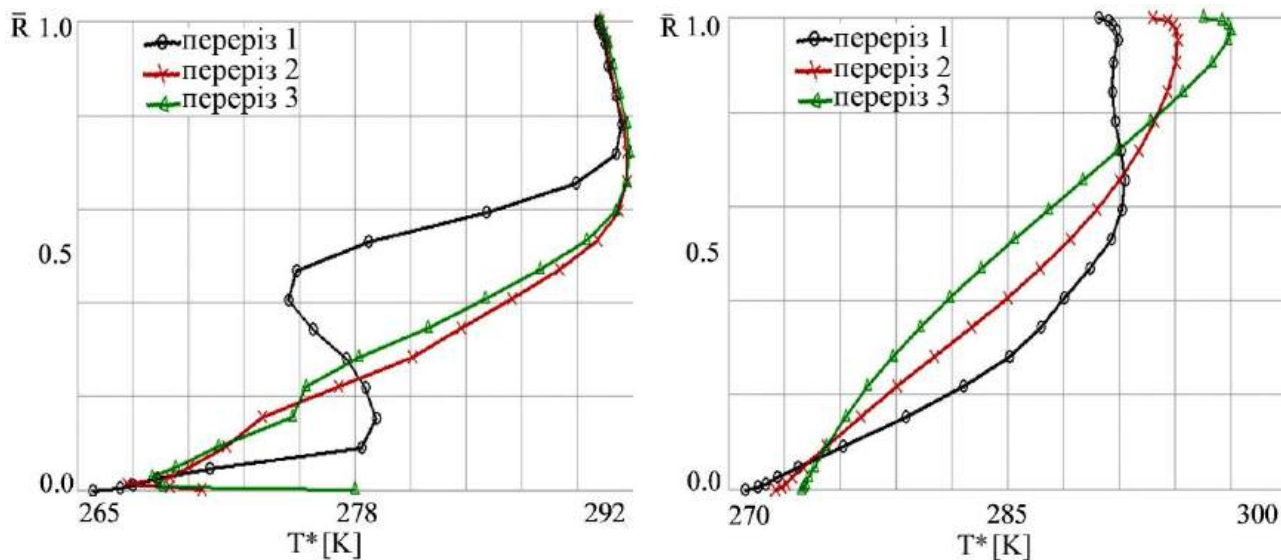


Рис. 3.6 Усереднена за масовою витратою в тангенціальному напрямку повна температура в контрольних перерізах:  
а – нев'язка течія, б – в'язка турбулентна течія газу

Таблиця 3.1

Чисельно отримана сепарація повної температури в контрольних перерізах розрахункової області

	Різниця між максимальним і мінімальним значеннями повної температури, К		
	переріз 1	переріз 2	переріз 3
нев'язка течія	25,8	24,3	23,2
в'язка течія	20,5	21,7	23,1

Звертає на себе увагу той факт, що в першому перерізі температурний перепад між максимумом і мінімумом суттєво відрізняється між нев'язкою та в'язкою течіями, тоді як у третьому перерізі ці значення практично збігаються.

Аналіз отриманих результатів свідчить про наявність радіальної сепарації потоку за повною температурою (ефекту Ранка) як у нев'язкому, так і у в'язкому обертovому газовому потоці. При цьому різниця значень повної температури між

периферійними та прикорневими шарами обертової течії залишається майже незмінною. Така поведінка параметра  $T^*$  дозволяє зробити припущення, що в'язкість і турбулентність не є визначальними чинниками в формуванні явища енергетичного розділення обертового потоку за температурою. Відтак подальший аналіз було здійснено в рамках моделі ідеального газу без урахування в'язкості.

### 3.3 Визначення причин сепарації обертового потоку за повною температурою

Для проведення аналітичного дослідження ефекту Ранка та визначення причин сепарації закручених потоків за повною температурою, розглянемо основні рівняння законів збереження для ідеального нев'язкого газу в циліндричній системі координат:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\rho}{dt} + \rho \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right) = -\frac{\rho v}{r}; \\ \frac{du}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = 0; \\ \frac{dv}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{w^2}{r}; \\ \frac{dw}{dt} + \frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} = -\frac{vw}{r}; \\ \frac{di^*}{dt} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial t}, \end{array} \right. \quad (3.3)$$

де  $\rho$  – густина;  $t$  – час;  $u$  – осьова швидкість у напрямку  $x$ ,  $v$  – радіальна швидкість у напрямку  $r$ ,  $w$  – тангенціальна швидкість у напрямку  $\varphi$ ;  $P$  – тиск;  $i^* = C_p T^*$  – повна ентальпія;  $C_p$  – питома теплоємність при сталому тиску;  $T^*$  – повна температура.

Згідно з результатами CFD-моделювання, розподіл повної температури  $T^*$  характеризується виразною радіальною орієнтацією. Така особливість свідчить про доцільність акцентування уваги серед трьох рівнянь імпульсу саме на рівнянні кількості руху для радіальної складової швидкості  $v$ . Враховуючи, що задача

розглядається у стаціонарній постановці, це рівняння разом з рівнянням збереження енергії було записано для усталеного потоку. Після розкриття похідних  $d(\dots)/dt$  рівняння мають наступний вигляд:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{w^2}{r}; \quad (3.4)$$

$$u \frac{\partial i^*}{\partial x} + v \frac{\partial i^*}{\partial r} + \frac{w}{r} \frac{\partial i^*}{\partial \varphi} = 0. \quad (3.5)$$

У контексті дослідження причин виникнення енергетичного розділення в обертовому потоці, рівняння (3.5) не може вважатися релевантним, оскільки, в його правій частині відсутні джерела додаткової енергії, а наявні лише члени, що описують конвективне перенесення повної ентальпії  $i^*$ .

Звернемося до рівняння збереження імпульсу (3.4). Оскільки течія є стаціонарною та осесиметричною, то можна припустити, що радіальна компонента швидкості  $v$  не змінюється в тангенціальному напрямку  $\frac{\partial v}{\partial \varphi} = 0$  (припущення 1). У середній частині розрахункової області (в районі перерізу 2, рис. 3.3) швидкість  $v$  майже не змінюється в осьовому напрямку, тому можна припустити, що  $\frac{\partial v}{\partial x} = 0$  (припущення 2). З урахуванням двох припущень запишемо рівняння для плоскопаралельного криволінійного руху ідеального газу в координатах  $(r, \varphi)$  у наступному вигляді:

$$v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{w^2}{r}. \quad (3.6)$$

Для функції однієї змінної рівняння (3.6) можна записати в повних диференціалах:

$$v \frac{dv}{dr} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{w^2}{r}, \quad \text{або} \quad d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{1}{\rho} dP = \frac{w^2}{r} dr. \quad (3.7)$$

Для подальшого аналізу розглянемо елементарну трубку течії нескінченно малої товщини  $dr$ . Проінтегруємо рівняння (3.7) від поверхні з радіусом  $r_1$  до поверхні з радіусом  $r_2$ . Результат інтегрування:

$$\frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2} + \int_{r_1}^{r_2} \frac{dP}{\rho} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{w^2}{r} dr. \quad (3.8)$$

Отримане рівняння демонструє залежність зміни параметрів обертового потоку (ліва частина рівняння) від роботи відцентрових сил.

Розглянемо інтеграл  $\int_{r_1}^{r_2} \frac{dP}{\rho}$  з рівняння (3.8). У випадку адіабатичності системи зміна параметрів стану ідеального газу підпорядковується ізоентропічному закону  $P/\rho^k = \text{const}$ , тоді

$$\frac{\rho_1}{\rho} = \left(\frac{P_1}{P}\right)^{\frac{1}{k}} \text{ або } \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \left(\frac{P_1}{P}\right)^{\frac{1}{k}}. \quad (3.9)$$

Застосувавши рівняння (3.9) до інтеграла, що знаходиться в лівій частині рівняння (3.8), отримаємо:

$$\begin{aligned} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dP}{\rho} &= \int_{r_1}^{r_2} \frac{P_1^{\frac{1}{k}}}{\rho_1} \frac{dP}{P^{\frac{1}{k}}} = \frac{P_1^{\frac{1}{k}}}{\rho_1} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dP}{P^{\frac{1}{k}}} = \frac{P_1^{\frac{1}{k}}}{\rho_1} \int_{r_1}^{r_2} P^{-\frac{1}{k}} dP = \frac{k}{k-1} \frac{P_1^{\frac{1}{k}}}{\rho_1} P^{\frac{k-1}{k}} \Bigg|_{r_1}^{r_2} = \\ &= \frac{k}{k-1} \frac{P_1^{\frac{1}{k}}}{\rho_1} \left( P_2^{\frac{k-1}{k}} - P_1^{\frac{k-1}{k}} \right) = \frac{k}{k-1} \frac{P_1^{\frac{1}{k}} P_1^{\frac{k-1}{k}}}{\rho_1} \left( \frac{P_2^{\frac{k-1}{k}}}{P_1^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \end{aligned} \quad (3.10)$$

Оскільки для ідеального газу виконуються співвідношення  $\frac{P}{\rho_1} = RT$  і

$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2}{T_1}$ , підставивши ці вирази в рівняння (3.10), отримаємо:

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{dP}{\rho} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = C_p (T_2 - T_1). \quad (3.11)$$

Позначимо  $i_r^* = C_p T_r^* = C_p T + v^2/2$  і перепишемо рівняння (3.8):

$$\frac{v_{r2}^2 - v_{r1}^2}{2} + C_p (T_2 - T_1) = C_p (T_{r2}^* - T_{r1}^*) = i_{r2}^* - i_{r1}^* = \int_{r_1}^{r_2} \frac{w^2}{r} dr, \quad (3.12a)$$

$$\text{або } C_p \Delta T_r^* = \Delta i_r^* = L_i, \quad (3.12б)$$

$$\text{де } L_i = \int_{r_1}^{r_2} \frac{w^2}{r} dr = \int_{r_1}^{r_2} \Omega^2 r dr, \quad \Omega = \frac{w}{r}.$$

Згідно з рівнянням (3.12б) робота відцентрових сил  $L_i$  у радіальному напрямку зумовлює перерозподіл повної температури вздовж радіуса. Як впливає з рівняння (3.12а), величина такого перерозподілу визначається кривизною ліній струму  $1/r$  і абсолютним значенням тангенціальної швидкості  $w$ .

Для перевірки узгодженості аналітично отриманих рівнянь із результатами CFD-моделювання виконано порівняння приросту ентальпії  $\Delta i_r^*$  та роботи  $L_i$ , усереднених за масовою витратою в тангенціальному напрямку, визначених за результатами CFD-розрахунку. Відповідно до рівняння (3.12б), зазначені величини мають дорівнювати один одному.

На рис. 3.7 продемонстровано, що розподіл за нормованим радіусом  $\bar{R}$  приросту ентальпії  $\Delta i_r^*$  у трьох контрольних переїздах добре узгоджується з розподілом роботи сил інерції  $L_i$ , що відповідає рівнянню (3.12б). Ідеального збігу епюр порівнюваних параметрів не досягнуто внаслідок припущення, зробленого при виведенні рівняння (3.6), що  $\frac{\partial v}{\partial x} = 0$ . Як видно з рис. 3.4 (а), найбільшого

значення  $\frac{\partial v}{\partial x}$  досягає в області контрольного перерізу 1, що й спостерігається на рис. 3.7.

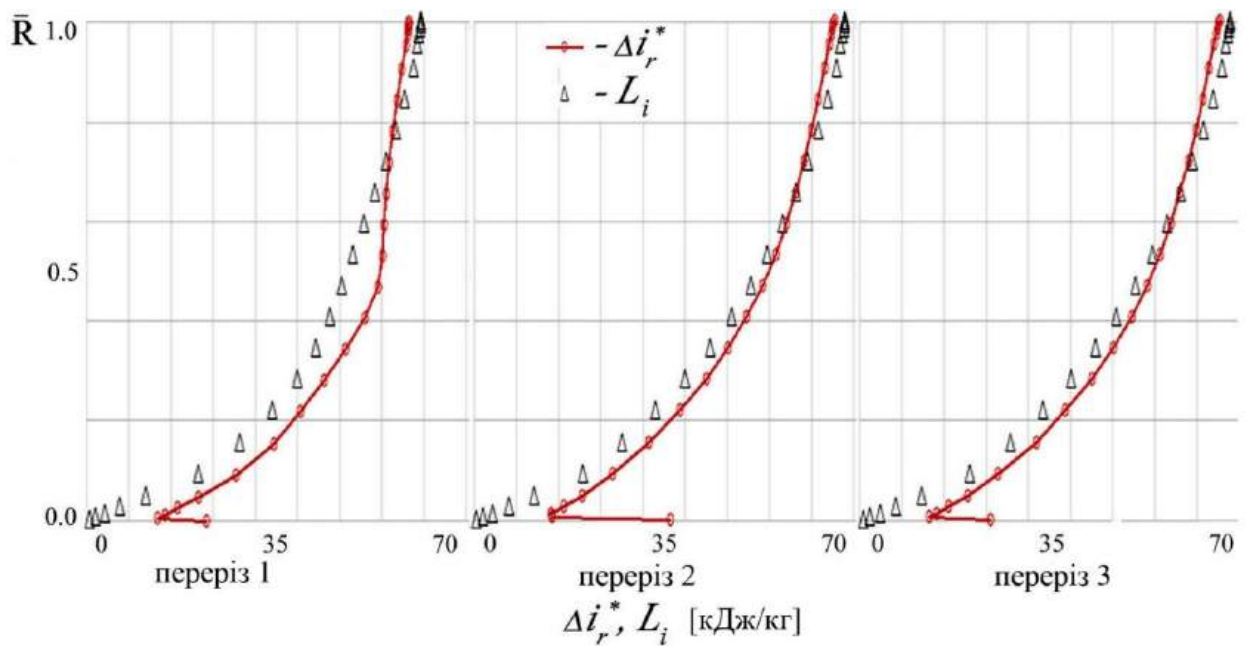


Рис. 3.7 – Радіальний розподіл усереднених за масовою витратою у тангенціальному напрямку приросту ентальпії  $\Delta i_r^*$  і роботи  $L_i$  в трьох контрольних перерізах

Повні ентальпії  $i^*$  та  $i_r^*$  пов'язані між собою наступним рівнянням:

$$i^* = C_p T^* = C_p T + \frac{v^2}{2} + \frac{u^2 + w^2}{2} = i_r^* + \frac{u^2 + w^2}{2}. \quad (3.13)$$

Отримані за допомогою CFD-розрахунку радіальні розподіли енергій  $i^*$ ,  $i_r^*$  та  $(u^2 + w^2)/2$  для одиниці маси газу в перерізах 1 і 2 (рис. 3.3) наведено на рис. 3.8. Різниця між повними ентальпіями  $i^*$  та  $i_r^*$  позначена на рисунку червоним кольором, дорівнює кінетичній енергії  $(u^2 + w^2)/2$  (позначеній синім кольором), що відповідає рівнянню (3.13). Можна констатувати, що зміна параметру  $i^*$  за радіусом визначається переважно зміною ентальпії  $i_r^*$ .

Візуалізацію розподілів питомої роботи відцентрових сил уздовж радіальної осі  $\Omega^2 r dr$  та повної температури  $T^*$  у розрахунковому домені представлено на рис. 3.9. Порівняння двох розподілів параметрів чітко демонструє зв'язок між ними: чим більша робота відцентрових сил, тим швидше за радіусом зростає повна температура.

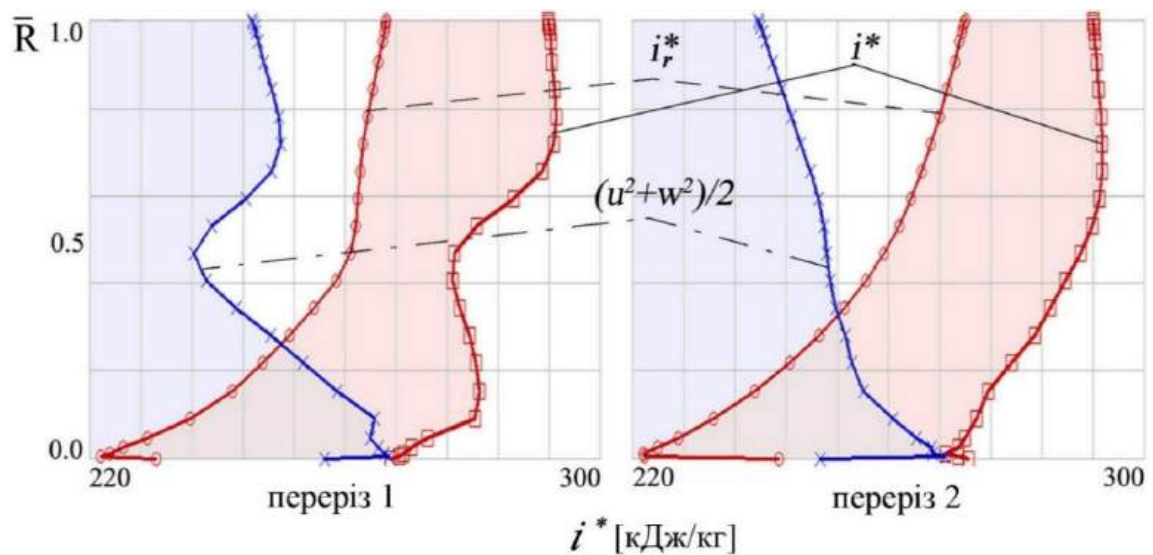


Рис. 3.8. Радіальний розподіл повної ентальпії  $i^*$  та її складових  $i_r^*$  та  $(u^2+w^2)/2$ , усереднених за масовою витратою в тангенціальному напрямку

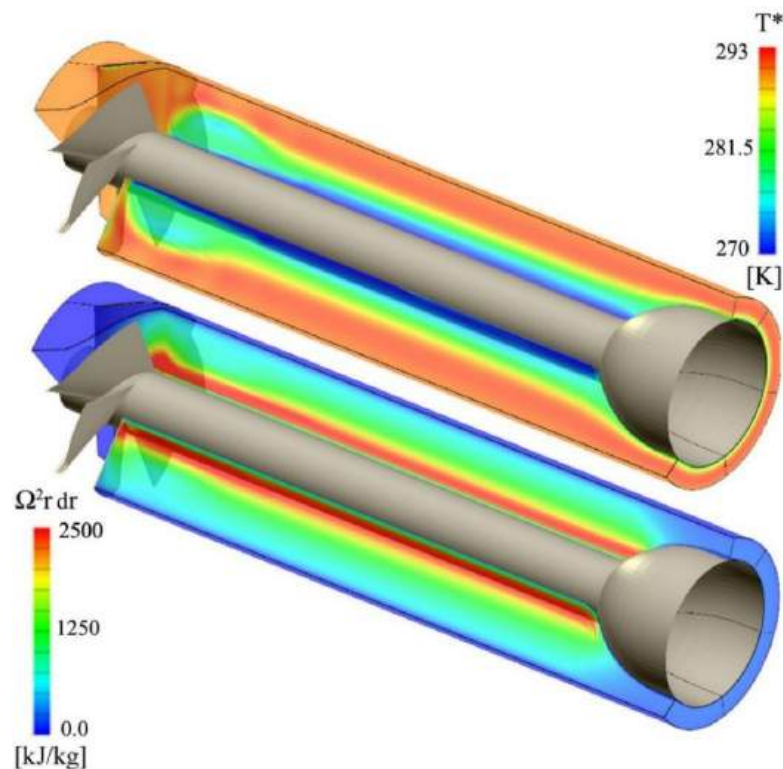


Рис. 3.9. Візуалізація розподілу повної температури  $T^*$  і питомої роботи відцентрових сил  $\Omega^2 r dr$

### 3.4 Порівняння отриманих результатів із даними інших дослідників

Для того, щоб порівняти результати проведеного аналізу явища сепарації потоку за повною температурою з результатами аналізу рівняння (3.2) у формі

Лемба-Громеки, що розглядав К. Страхович для опису криволінійного руху газової частинки [1, с. 65], повернемося до рівняння (3.6).

У разі припущення баротропності руху частинок  $\rho = \rho(P)$ , маємо наступну рівність:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} \int \frac{dP}{\rho(P)}, \quad (3.14)$$

що дозволяє переписати рівняння імпульсу (3.6) у вигляді

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \int \frac{dP}{\rho} = \frac{w^2}{r} \quad \text{або} \quad \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v^2}{2} + \int \frac{dP}{\rho} \right) = \frac{w^2}{r}. \quad (3.15)$$

Якщо до лівої та правої частин рівняння (3.15) додати  $\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u^2 + w^2}{2} \right)$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \int \frac{dP}{\rho} &= \frac{w^2}{r} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u^2 + w^2}{2} \right) \\ \text{або} \quad \frac{\partial E}{\partial r} &= \frac{w^2}{r} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u^2 + w^2}{2} \right), \end{aligned} \quad (3.16)$$

де  $E = \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2} + \int \frac{dP}{\rho}$  - повна питома енергія.

З рівняння (3.16) випливає, що зміна повної питомої енергії  $E$  у напрямку, нормальному до вихрового руху газу, зумовлена квадратом тангенціальної швидкості  $w^2$ , кривизною ліній струму  $1/r$  і зміною в радіальному напрямку суми кінетичних енергій від швидкостей, дотичних до поверхні струму  $\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u^2 + w^2}{2} \right)$ .

Дещо видозмінимо отримане рівняння (3.16). Для цього введемо вектор швидкості, дотичний до поверхні струму  $\vec{c}_T = \vec{u} + \vec{w}$  (рис. 3.10).



Рис. 3.10. Схема до пояснення вектора швидкості, дотичного до поверхні струму

Тепер рівняння (3.16) можна записати наступним чином:

$$\frac{\partial E}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u^2 + w^2}{2} \right) + \frac{w^2}{r} = \frac{w^2}{r} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{c_T^2}{2} \right). \quad (3.17)$$

Порівняємо рівняння (3.17) з рівнянням (3.2), що розгадав К. Страхович [1, с. 65], без урахування сил тертя:

$$\frac{\partial E}{\partial n} = c \left( \frac{\partial c}{\partial n} + \frac{c}{r} \right) = \frac{c^2}{r} + \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{c^2}{2} \right).$$

У правій частині обох рівнянь присутні однакові джерела, які відповідають за зміну повної питомої енергії в радіальному напрямку:

- відцентрові сили, що виникають унаслідок криволінійності руху;
- радіальний градієнт зміни кінетичної енергії  $\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{c_T^2}{2} \right)$  від швидкостей,

дотичних до поверхні струму.

Обидва рівняння однаково описують перерозподіл повної енергії закрученого ідеального потоку в напрямку, нормальному до траєкторії руху потоку. Таким чином, висновки, отримані за результатами чисельного (CFD) і аналітичного аналізу рівнянь руху ідеальної рідини в цьому розділі дисертаційної роботи, добре корелюють з наведеними вище результатами незалежного автора. Узгодженість результатів, отриманих за допомогою різних методологічних підходів, є важливим свідомством їхньої достовірності.

### 3.5 Висновки за третім розділом

У даному розділі виконано комплексне CFD-моделювання закрученого потоку стисливої рідини та здійснено аналітичний аналіз рівнянь збереження для ідеального газу, що обертається. Чисельні результати узгоджено з аналітичними співвідношеннями, отриманими на основі рівнянь руху ідеального газу.

На підставі проведених досліджень встановлено, що перерозподіл повної енергії (а, відповідно, й повної температури) в напрямку, нормальному до вихрового руху газу (ефект Ранка), зумовлений наступними факторами:

- квадратом тангенціальної швидкості  $w^2$ ,
- кривизною ліній струму  $1/r$ ,
- зміною в радіальному напрямку суми кінетичних енергій від швидкостей,

дотичних до поверхні струму  $\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u^2 + w^2}{2} \right)$ .

Показано, що саме дія інерційних (відцентрових) сил у криволінійному русі стисливого газу ініціює радіальний перерозподіл повної енергії, який проявляється як температурна сепарація в закрученому потоці. При цьому інші чинники (нестационарність, дифузійні процеси, турбулентні напруження та турбулентне теплоперенесення) є величинами меншого порядку.

Отримане рівняння зміни повної питомої енергії в напрямку, нормальному до обертового руху газу, було порівняно з рівнянням у формі Лемба-Громеки, записаним К. Страховичем для криволінійної системи координат. Показано, що обидва рівняння тотожно описують механізм перерозподілу повної енергії закрученого потоку в нормальному до траєкторії руху напрямку. Узгодженість результатів, отриманих із застосуванням різних методологічних підходів (CFD-моделювання та аналітичного аналізу), підтверджує їхню коректність і підвищує ступінь обґрунтованості сформульованих висновків.

Практичне значення отриманих результатів полягає у визначенні ключових факторів, вплив на які дозволяє контролювати ефективність температурної сепарації в обертовому потоці. Сформульовані висновки будуть застосовані під час

вдосконалення конструкції апарату супутнього закручування турбіни малогабаритного ГТД (розділ 4 дисертаційної роботи).

Основні результати третього розділу дисертаційного дослідження опубліковано в роботі [2] (conference paper).

### 3.6 Література до третього розділу

1. Страхович, К. И. (1964). *Термогазодинамика и теория теплообмена. Ч. 2: Прикладная газодинамика: Конспект лекций* (А. Н. Штым, сост.; В. Ф. Калинин, ред.). Ленинград.
2. Karpenko, A. & Kukhtin, Yu. (2024). Study of the total temperature redistribution in the complex swirling flows. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery technical conference and exposition*, London, United Kingdom. <https://doi.org/10.1115/gt2024-120961>.

## РОЗДІЛ 4 ВИКОРИСТАННЯ ЕФЕКТУ РАНКА В СИСТЕМІ ПІДВЕДЕННЯ ОХОЛОДНОГО ПОВІТРЯ ДО РЛ ТУРБІНИ ГТД

Згідно з термодинамічним циклом Брайтона, який найточніше моделює роботу газотурбінного двигуна, ефективність ГТД значною мірою залежить від температури газу на вході в турбіну [1]. Кожне наступне покоління двигунів демонструє зростання температури на десятки градусів, але разом із цим зростає теплове навантаження на деталі турбін. 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 збільшення ефективності ГТД.

У той час як температура на вході в турбіну поступово зростала, 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. 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, крім 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 досліджених 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.

#### 4.1 Аналіз можливості застосування вихрового ефекту Ранка в системі підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбіни

Основною метою цієї роботи було застосування концепції температурного розділення (ефекту Ранка) в конструкції апарата супутнього закручування турбіни високого тиску малогабаритного турбовального двигуна для зниження температури охолодного повітря, що підводиться до робочих лопаток турбіни. Схематичний поздовжній переріз досліджуваної турбіни наведено на рис. 4.1.

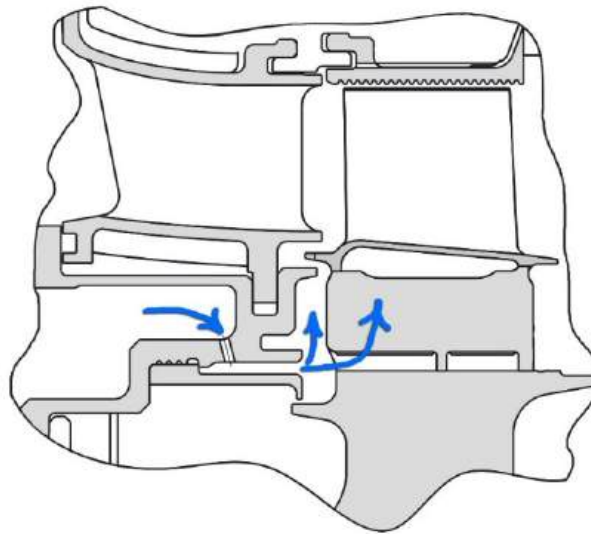


Рис. 4.1. Поздовжній переріз турбіни малогабаритного ГТД зі схематичною індикацією руху повітря через систему підведення охолоджувача до РЛ

Результатом примусової 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 спрямовані: 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. 4.1).

З огляду на надзвичайно жорсткі умови експлуатації, зумовлені, насамперед, високими температурами всередині ГТД, працездатність вихрової труби за таких умов залишається невизначеною. Тому спробуємо спочатку 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 інтенсивність температурної сепарації). Відомо, що сепарація покращується, коли перепад тиску між входом і виходами з вихрової труби збільшується [2-3]. Необхідність великого перепаду тиску для більшої сепарації є гострим викликом для ГТД, у яких різниця тиску між виходом з компресора та 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 [4] та 450 К [5]. Той факт, що температура потоків у двигуні, які необхідно сепарувати за температурою, є дуже високою, дає підстави для практичного використання вихрових труб у ГТД.

По-третє, використання вихрових труб у ГТД, 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 [5], 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 прямоочною 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 прямоочних труб з вихровими трубами з протитечією, то, згідно з дослідженням [6], прямоочні труби поступаються трубам з протитечією за величиною сепарації потоку за температурою.

Таким чином, обмеження, що накладаються на вихрові труби умовами роботи двигуна, є дуже жорсткими. 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 чисельних досліджень спрямованих на вдосконалення конструкції АСЗ малогабаритного двигуна з метою зниження температури охолодного повітря, що підводиться до РЛ турбіни.

#### 4.2 Опис розрахункової CFD-моделі

Моделювання стаціонарної течії, виконане на основі осереднених 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  $k-\epsilon$  [7] з масштабованими функціями стінки [8]. Цю модель турбулентності було рекомендовано до

застосування для моделювання сепарації обертового потоку за повною температурою за результатами валідаційного дослідження (Розділ 2 дисертації).

Для розрахунків застосовувалась тетраедральна сітка всередині вихрової труби та призматичні шари уздовж стінок із п'ятьма елементами впоперек. Через сильну неоднорідність течії в проточній частині апарата супутнього закручування, значення  $Y^+$  для першого елемента по нормалі до поверхні АСЗ варіювались від 23 до 147. Щоб впоратися з цим розкидом значень, застосовувався підхід із масштабованими функціями стінки (scalable wall functions) [8], 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 (розділ 2 дисертації). Для валідації було розглянуто вихрову трубу, експериментально досліджену командою науковців на чолі з К. Dincer [9].

### **4.3 Вдосконалення АСЗ малогабаритного турбовального двигуна**

Метою вдосконалення конструкції АСЗ 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 лопаток турбіни.

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

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

### 4.3.1 Опис базової системи підведення охолодного повітря до РЛ турбіни

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

Розглянемо рис. 4.2. Охолодне повітря відбирається з компресора й підводиться в порожнину 1 ресивера. Далі 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 в суцільний кільцевий струмінь, який далі направляє через порожнину 6 на охолодження РЛ 7, зокрема, їх замків.

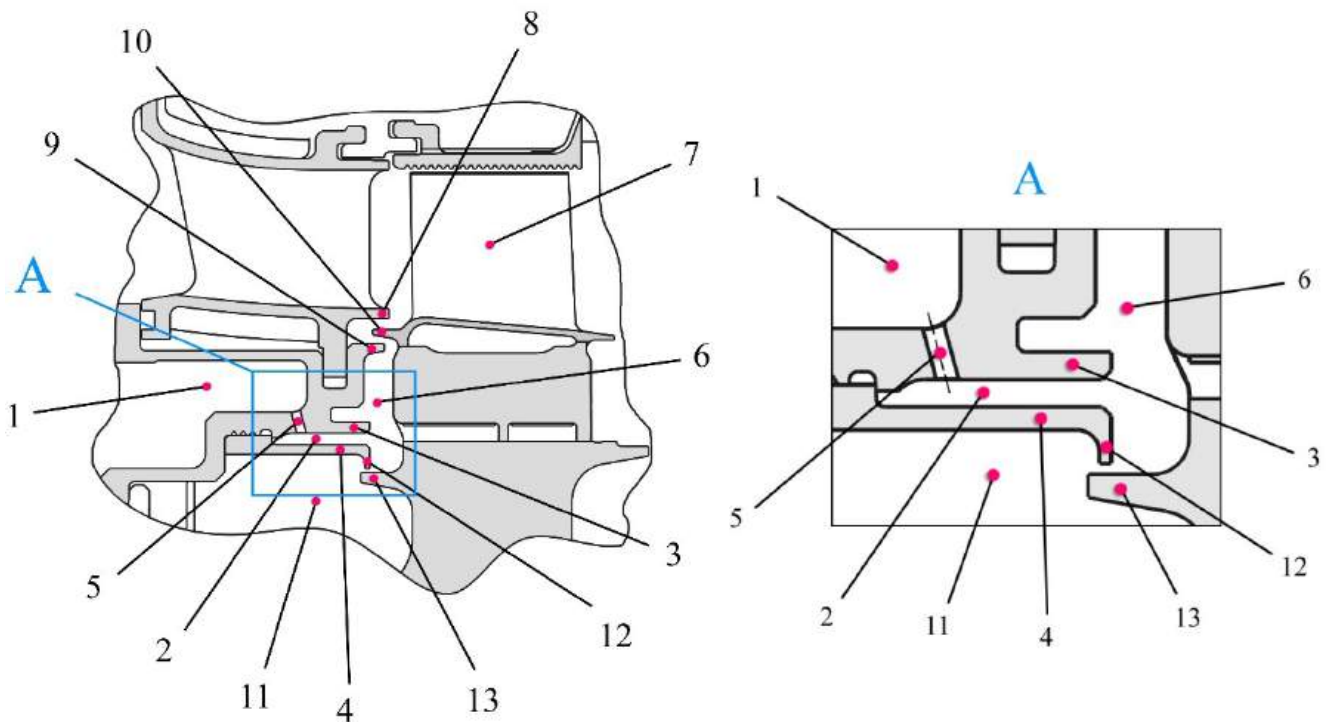


Рис. 4.2. Меридіональний переріз турбіни з позначенням основних елементів системи підведення охолодного повітря до РЛ

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 борт 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.

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

Втім, примусове розділення гарячого та холодного потоків конструктивно можливе, якщо зробити отвори в основі 3, яка є зовнішньою стінкою камери змішування 2 (рис. 4.2–4.3).

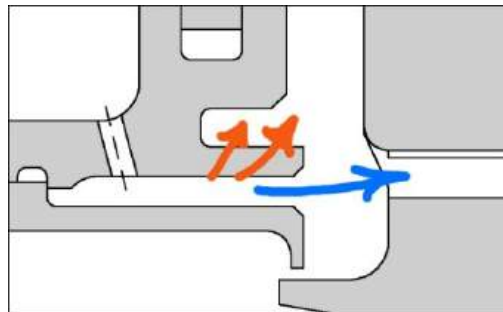


Рис. 4.3. Схематичне зображення примусового розділення сепарованого за температурою охолодного повітря на гарячий і холодний потоки

Відведення периферійних (більш гарячих) шарів закрученого потоку з камери змішування 2 і 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.

### 4.3.2 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. 4.2) – 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. 4.4.

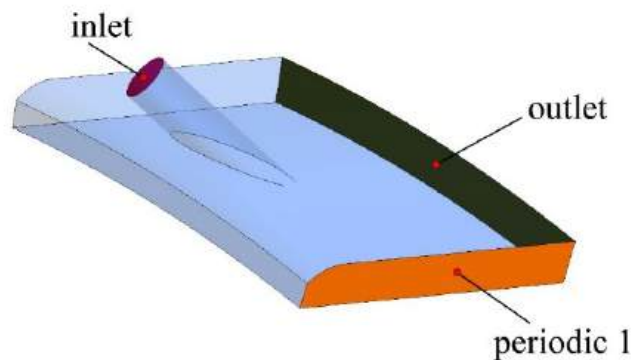


Рис. 4.4. Загальний вигляд розрахункової області, що відповідає базовій конструкції АСЗ

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 змодельовати 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.

Проведені CFD-розрахунки показали, що струмені повітря після виходу з отворів 5 взаємодіють з обертовим потоком в проточній частині 2 АСЗ, у результаті чого утворюються інтенсивні вторинні вихрові структури. На рис. 4.5 ліворуч

показано візуалізацію цих вихрових структур, створену в ANSYS CFD-Post із використанням інструменту Vortex Core Region та критерію  $\lambda_2$ . Праворуч на рис. 4.5 продемонстровано тривимірні лінії струму, що витікають із двох суміжних отворів підведення повітря до 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.

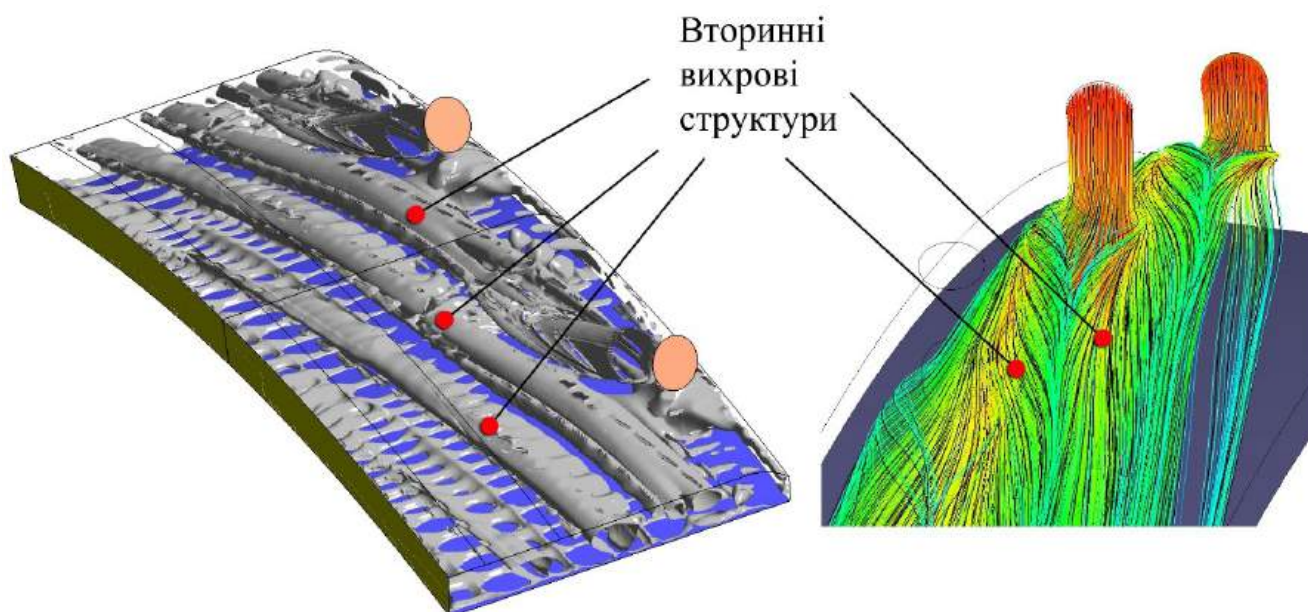


Рис. 4.5. Візуалізація вторинних вихрових структур у камері змішування 2 базового АСЗ

Попри це, радіальна температурна сепарація все одно чітко простежується всередині апарата супутнього закручування (рис. 4.6). Також на рис. 4.6 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. 4.6 наведено в поздовжньому перерізі, що є періодичною гранню *periodic 1* на рис. 4.4.

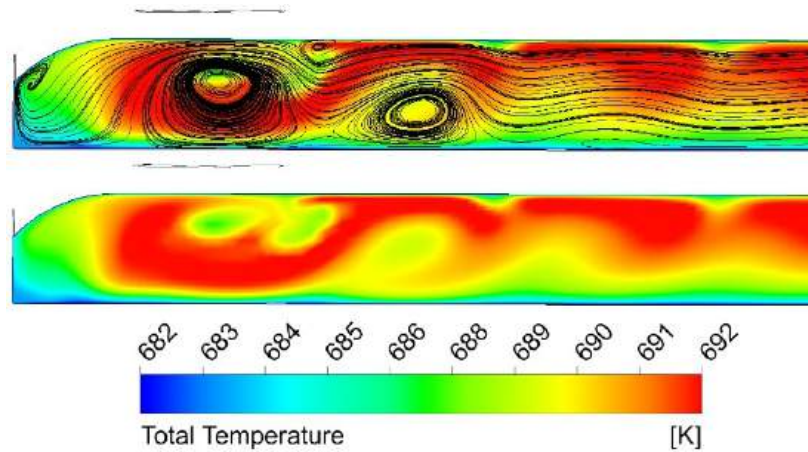


Рис. 4.6. Розподіл повної температури та ліній струму в поздовжньому перерізі камери змішування 2 базового АСЗ

### 4.3.3 Результати CFD-аналізу варіантів нової конструкції АСЗ

Для відведення більш гарячих (периферійних) шарів закрученого потоку з камери змішування 2 і їх спрямування в порожнину 6 на більші радіуси, в розрахунках було використано щілини в основі 3, на яких у якості граничних умов було застосовано 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:  $\mu_{\text{холод}} = \mu_{\text{гаряч}} = 0,5$ .

На рис. 4.7 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. 4.8 представлено порівняння полів повної температури для розрахунків базової геометрії АСЗ з відведенням гарячого потоку в порожнину 6 та без відведення.

Згідно з результатами проведених розрахунків, застосування отворів для відведення більш гарячих шарів сепарованого за температурою потоку на більші радіуси в порожнину 6 дозволяє знизити усереднену за масовою витратою повну температуру охолодженого повітря, що подається на вхід до робочих лопаток, на 2,1 К.

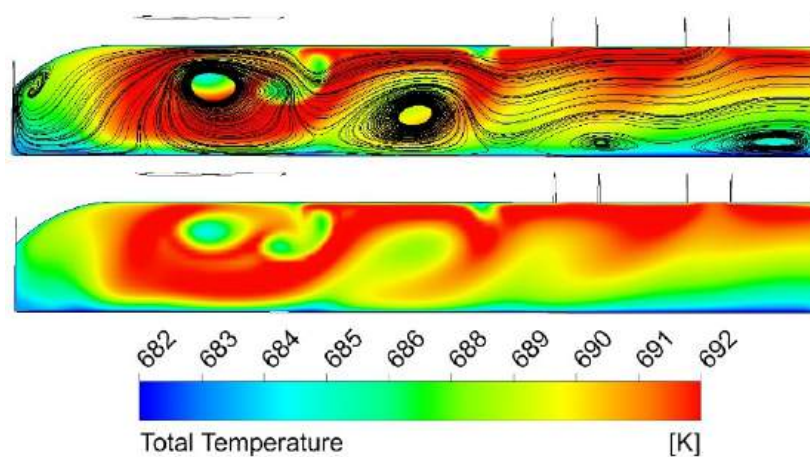


Рис. 4.7. Розподіл повної температури та ліній струму в поздовжньому перерізі камери 2 базового АСЗ з відведенням гарячого потоку через щілини в основі 3

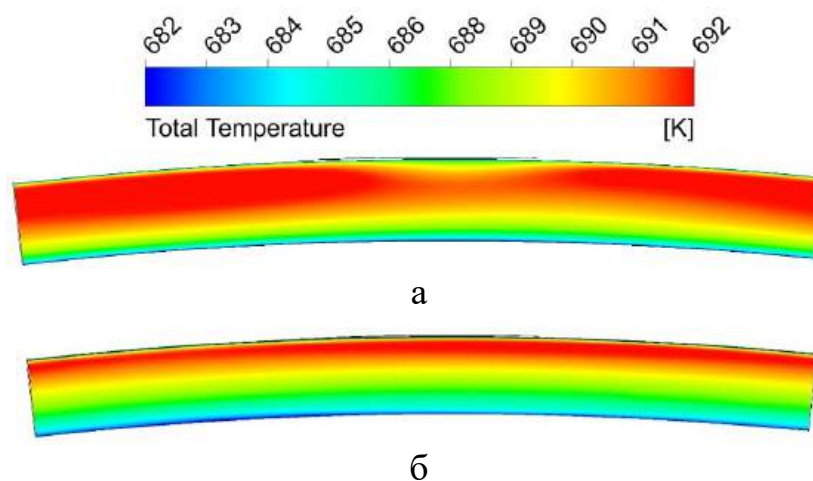


Рис. 4.8. Розподіл повної температури в перерізі виходу з АСЗ без відведення та з відведенням гарячого потоку через щілини в основі 3:  
а – без відведення, б – з відведенням

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. 4.5) 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. 4.9, кут  $\beta$ ).

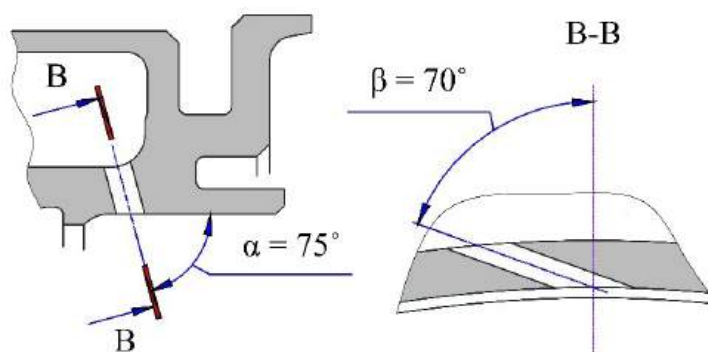


Рис. 4.9. Схематичне зображення геометричних параметрів отворів підведення охолодженого повітря до АСЗ

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. 4.10 (inlet slot), подавалося охолоджене повітря до АСЗ.

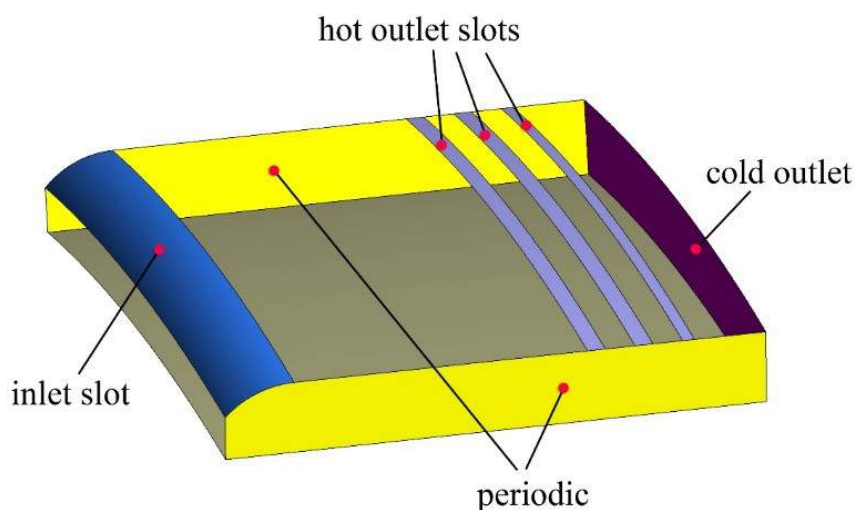


Рис. 4.10. Загальний вигляд розрахункової області для розрахунків нової конструкції АСЗ

Площа поверхні вхідної щілини підбиралась таким чином, щоб забезпечити необхідну витрату повітря за заданих значень тиску на вході та виході з АСЗ.

Для реалізації тангенціального входу до камери змішування 2 АСЗ кути потоку в радіальній і тангенціальній площинах було змінено. На рис. 4.9 схематично зображено кути, під якими здійснюється підведення повітря до проточної частини (камери 2, рис. 4.2) АСЗ у радіальній (кут  $\alpha$ ) і тангенціальній (кут  $\beta$ ) 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 охолодженого повітря в камеру змішування 2 дозволяє позбутися інтенсивних вихрових структур (рис. 4.11), що виникали при базовому варіанті підведення повітря через отвори 5.

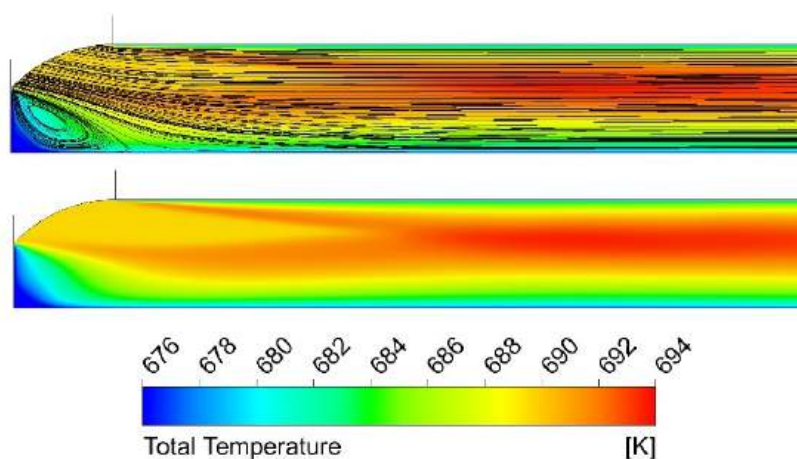


Рис. 4.11. Розподіл повної температури та ліній струму в поздовжньому перерізі камери змішування 2 нової конструкції АСЗ

Отримані результати також засвідчують, що зменшення кута між потоком повітря, яке підводиться до камери змішування 2, і течією, яка вже обертається в проточній частині АСЗ, призводить до зменшення втрат тангенціальної швидкості в камері 2 АСЗ (рис. 4.12) і збільшенню радіального градієнта повної температури (інтенсифікації ефекту Ранка).

На рис. 4.13 наведено розподіл повної температури та лінії струму в поздовжньому перерізі проточної частини (камера 2) АСЗ з новим тангенціальним підведенням охолодженого повітря у випадку відведення гарячої фракції через щілинні отвори в основі 3.

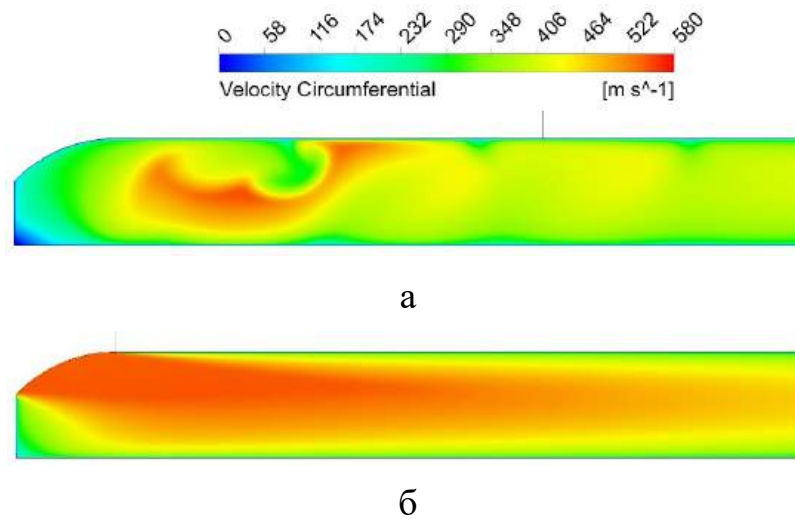


Рис. 4.12. Розподіл тангенціальної швидкості в поздовжньому перерізі камери змішування 2 АСЗ: а – базова конструкція, б – нова конструкція

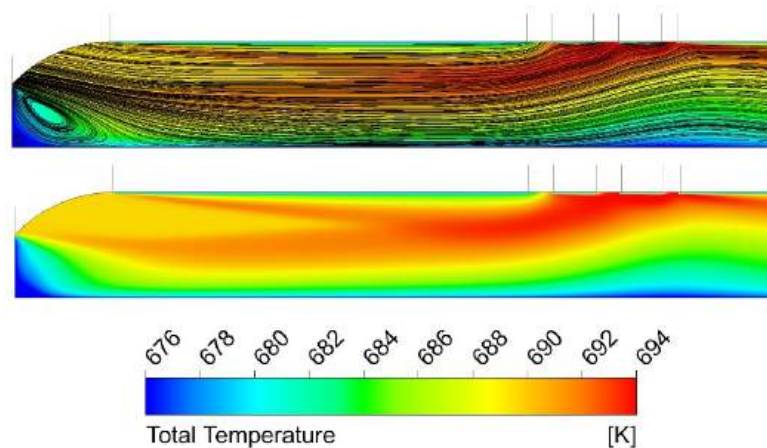


Рис. 4.13. Розподіл повної температури та ліній струму в поздовжньому перерізі камери змішування 2 нової конструкції АСЗ з відбором гарячого потоку через щілини в основі 3

Підвищення тангенціальної швидкості разом із застосуванням отворів (щілини, hot outlet slots, рис. 4.10) для відведення більш гарячих шарів сепарованого потоку на більші радіуси в порожнину б дозволяє знизити усереднену за масовою витратою повну температуру потоку, що подається на вхід до робочих лопаток, на 3,7 К відносно базової конструкції АСЗ.

Відповідно до висновків, отриманих у роботі [10], зміна повної ентальпії (повної температури) в енергоізолюваній 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 і поперечною площею камери 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 проекту 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 % було проведено 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 з проточної частини АСЗ, так і без відбирання. Результати показали, що збільшення площі, яке забезпечує зростання витрати на 40 %, хоча й дозволяє повільніше втрачати швидкість у камері змішування 2 апарата супутнього закручування (рис. 4.14), проте недостатньо зменшує різницю між сумарною площею підвідних отворів і поперечною площею камери 2 АСЗ.

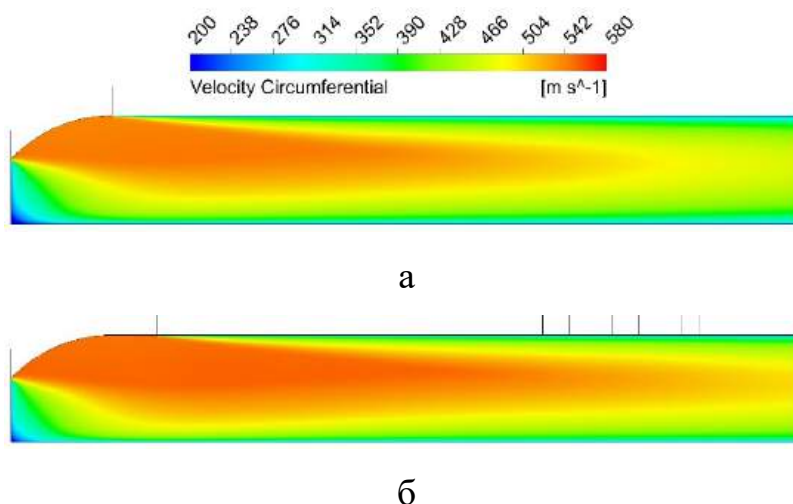


Рис. 4.14. Розподіл тангенціальної швидкості в поздовжньому перерізі камери змішування 2 при базовій (а) та збільшеній на 40 % (б) витраті повітря через АСЗ. Розрахунки без відбирання гарячої фракції

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

#### 4.3.4 Оцінка впливу використання ефекту Ранка на ресурс РЛ

У програмному середовищі ANSYS Mechanical 2024 R2 здійснено комплексне моделювання теплового та напружено-деформованого стану робочих лопаток турбіни для форсованого варіанту двигуна зі збільшеною витратою повітря на охолодження. Розрахунки проводилися при номінальній повній температурі охолодного повітря на вході до каналів РЛ 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 %.

#### 4.3.5 Напрями подальшої роботи

Наступним кроком планується перепроектування отворів, які формують закручений потік і 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 застосованих у розрахунках «теоретичних» щілин, що відбирають більш гарячі периферійні шари 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 запропонованих конструктивних модифікацій АСЗ у варіанті двигуна підвищеної потужності, де витрата охолодного повітря до робочих лопаток збільшена до 1,4 % від витрати повітря на вході в двигун, відтворить розрахунковий ефект, отриманий у цьому дослідженні.

Згідно з результатами моделювання для цього варіанта двигуна, застосування ефекту Ранка знижує повну температуру охолоджувального повітря на вході до каналів охолодження лопаток на 4 К, що відповідає підвищенню прогнозованого ресурсу РЛ турбіни на 9 %.

Крім того, заплановано проведення експериментальної перевірки запропонованих заходів для підтвердження результатів чисельного аналізу.

#### **4.4 Висновки за четвертим розділом**

Основною метою роботи є наукове обґрунтування застосування ефекту Ранка в системі підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбіни, а саме в конструкції апарата супутнього закручування турбіни високого тиску малогабаритного турбовального двигуна.

У досліджуваному двигуні, через малі геометричні розміри АСЗ, конструктивно неможливо застосувати класичну решітку профілів. Тому закручування потоку реалізується із використанням підвідних отворів круглого перерізу. Завдяки проведеним CFD-розрахункам встановлено, що організація підведення повітря через такі отвори в базовій конструкції АСЗ реалізована

неоптимально. Обґрунтовано, що невірні підібрані кути підведення повітря в проточну частину АСЗ зумовлюють формування інтенсивних вторинних вихрових структур, які не лише перешкоджають ефективній температурній сепарації потоку, але й знижують його тангенціальну швидкість.

Встановлено, що різке (приблизно в 11 разів) збільшення площі проточної частини АСЗ після виходу з підвідних отворів додатково зменшує швидкість обертального руху, що негативно впливає на реалізацію ефекту Ранка. Водночас, конструктивні обмеження, пов'язані з малою розмірністю апарата, не дозволяють зменшити площу поперечного перерізу камери змішування 2 АСЗ.

Обґрунтовано, що система підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбіни малогабаритного двигуна має суттєві конструктивні обмеження щодо ефективної реалізації ефекту Ранка з метою додаткового зниження температури охолоджувача. Проте 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.

Встановлено, що навіть за наявних геометричних обмежень локальні конструктивні модифікації, спрямовані на відведення більш нагрітих периферійних шарів потоку, дозволяють знизити повну температуру повітря на вході до каналів охолодження робочих лопаток на 2,1 К.

Визначено, що підвищення ефективності тангенціальної подачі повітря в камеру змішування (за рахунок використання оптимальних кутів підведення повітря до АСЗ) забезпечує потенційне зниження температури охолодного повітря на 3,7 К, що підтверджує визначальну роль інтенсивності закручування потоку у формуванні температурної сепарації.

Для варіанта двигуна підвищеної потужності, за збільшення масової витрати охолодного повітря, що підводиться до РЛ турбіни, з 1 % до 1,4 % від витрати повітря на вході в двигун, отримано зниження температури охолоджувача на вході до робочих лопаток на 4 К, що забезпечує зростання ресурсу лопаток на 9 %.

З огляду на отримані результати, іншим способом використання ефекту Ранка може бути зменшення масової витрати охолоджувача за умови збереження сталого ресурсу лопаток, що дозволить знизити відбирання повітря з компресора та підвищити ефективність робочого циклу двигуна.

Зроблено висновок, що в двигунах більшої розмірності використання енергетичного розділення потоку дозволить зменшити вплив геометричних обмежень, характерних для малогабаритних ГТД, і забезпечити більший позитивний ефект від реалізації ефекту Ранка в системі підведення охолоджувача до робочих лопаток турбіни.

Таким чином, результати проведених досліджень підтверджують принципову можливість і практичну доцільність використання ефекту Ранка в системах підведення охолодженого повітря до робочих лопаток турбін. Навіть за наявності суттєвих геометричних обмежень малогабаритного двигуна отримано розрахунково підтверджений позитивний температурний ефект, що свідчить про перспективність подальшої оптимізації конструкцій апаратів закручування та застосування енергетичного розділення потоку в двигунах більшої розмірності.

Проведене дослідження формує наукове підґрунтя для розвитку методів енергетичного розділення потоку в системах охолодження турбін і відкриває перспективний напрям підвищення ресурсу й економічності сучасних ГТД.

Основні результати четвертого розділу дисертаційного дослідження опубліковано в роботі [11].

#### **4.5 Література до четвертого розділу**

1. Mattingly, J. D., & Boyer, K. M. (2016). Component performance. *Elements of propulsion: Gas turbines and rockets, second edition* (pp. 355–390). American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. <https://doi.org/10.2514/5.9781624103711.0355.0390>.
2. Azam, F., & Qamareen, A. (2025). Optimization of ranque-hilsch vortex tube performance through analysis of inlet pressure and valve position using ANOVA. *Discover Mechanical Engineering*, 4(1). <https://doi.org/10.1007/s44245-025-00164-w>.

3. Kırmaç, V. (2009). 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*, 32(7), 1626–1633. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.04.007>.
4. Elser, K., & Hoch, M. (1951). Das Verhalten verschiedener Gase und die Trennung von Gasgemischen in einem Wirbelrohr. *Zeitschrift für Naturforschung A*, 6(1), 25–31. <https://doi.org/10.1515/zna-1951-0104>.
5. Fuqua, M. N. (2021). *Application of vortex tubes to gas turbine film cooling* [Doctoral Thesis]. Air force institute of technology, Wright-Patterson air force base, Ohio. <https://apps.dtic.mil/sti/trecms/pdf/AD1151640.pdf>
6. Dutta, T., Sinhamahapatra, K. P., & Bandyopadhyay, S. S. (2021). Experimental and numerical investigation of energy separation in counterflow and uniflow vortex tubes. *International Journal of Refrigeration*, 123, 9–22. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.11.013>.
7. Jones, W. P., & Launder, B. E. (1972). The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15(2), 301–314. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(72\)90076-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(72)90076-2)
8. “2.8.1.1 Scalable wall functions”. (2024). *CFX-Solver theory guide*. Ansys, Inc., Pennsylvania, USA.
9. Dincer, K., Baskaya, S., Uysal, B. Z., & Ucgul, I. (2009). 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*, 32(1), 87–94. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.06.002>
10. Karpenko, A., & Kukhtin, Y. (2024). Study of the total temperature redistribution in the complex swirling flows. *ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery technical conference and exposition*. American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/gt2024-120961>.
11. Карпенко, А. (2026). Вдосконалення системи охолодження газової турбіни шляхом використання ефекту Ранка. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 1(209), 40-50. doi:<https://doi.org/10.32620/akt.2026.1.04>.

## РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ ЕФЕКТУ РАНКА З ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИМИ ЯВИЩАМИ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ ГАЗОВИХ ТУРБІН

Хоча вихровий ефект Ранка, результатом якого є сепарація повної температури в закручених потоках, вже давно досліджується, а теорії ефекту демонструють уражаюче різноманіття, реалізація цього явища в газотурбінних течіях залишається майже невивченою. Цей розділ є спробою зробити крок до заповнення цієї прогалини в знаннях.

У процесі виконання дисертаційної роботи було виявлено взаємозв'язок між різними ефектами енергетичного розділення, що мають місце в газотурбінних течіях. Було встановлено зв'язок між вихровим ефектом Ранка та наступними явищами: ефектом Еккерта-Вайза (падіння повної температури за лопатками в закрайкових слідах), тангенціальною сегрегацією газу в міжлопатковому каналі турбіни (ефект Керреброка-Миколайчика) та феноменом зміщення максимуму температур до периферійних перерізів проточної частини, який спостерігається при проходженні робочого тіла крізь вінці турбіни. Усі ці явища поєднує присутність руху потоку з криволінійною траєкторією або, іншими словами, – закрученість потоку, в якому через роботу відцентрових сил інерції виникає температурна сепарація: чим більша кривизна ліній току й вища тангенціальна швидкість – тим більший градієнт повної температури.

Ще один цікавий взаємозв'язок був помічений автором під час проведення нестационарних CFD розрахунків турбінного ступеня. Було виявлено кореляцію між екстремальними значеннями нестационарних газових сил, які діють на робочі лопатки турбіни, та розподілом повної ентальпії в тангенціальному напрямку в робочому колесі турбіни. Оскільки цей розподіл, серед іншого, залежить від кривизни міжлопаткового каналу та роботи відцентрових сил, можна зробити висновок, що ефект Ранка, через енергетичний перерозподіл у тангенціальній площині міжлопаткового каналу, також впливає на динамічні навантаження, яких зазнають робочі лопатки турбіни.

Отримані результати, наведені в цьому розділі, доповнюють основну концепцію дисертаційного дослідження, забезпечуючи більш глибоке розуміння фізичних процесів у закручених потоках рідини в межах проточних частин газових турбін. Сформульовані висновки створюють наукове підґрунтя для подальших досліджень особливостей таких течій і для вдосконалення методик проектування турбін із урахуванням ефектів енергетичного розділення.

## 5.1 Температурна сепарація в турбінних течіях: роль ефекту Ранка

Згідно з висновками, зробленими в розділі 3, енергетичне розділення в обертовому потоці ініціюється дією відцентрових сил інерції, а зміна повної ентальпії  $i^*$  у напрямку, нормальному до вихрового руху газу, визначається квадратом тангенціальної швидкості  $w^2$ , кривизною ліній струму  $1/r$  і зміною в радіальному напрямку суми кінетичних енергій від швидкостей, дотичних до

поверхні струму  $\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u^2 + w^2}{2} \right)$ . Спробуємо застосувати ці висновки для пояснення

явищ енергетичної (температурної) сепарації що мають місце в турбінних течіях.

### 5.1.1 Ефект Еккерта – Вайза

У 1943 р. E. Eckert і W. Weise, вимірюючи температуру поверхні навколо термічно ізольованого циліндра, розташованого в дозвуковому потоці повітря, виявили, що задня поверхня циліндру значно охолоджується [1]. У крайній задній точці поверхні циліндра температура знижувалася на 20 К – настільки, що вона була навіть нижчою за статичну температуру потоку перед циліндром. Пізніше L. Ryan також підтвердив це явище експериментально й припустив, що феномен може бути зумовлений вихороутворенням [2].

Було запропоновано низку теорій для пояснення ефекту Еккерта-Вайза, одною з найперших була теорія потенційного потоку J. Ackeret [3]. Згідно з цією теорією, падіння повної температури в сліді за циліндром локалізується між двома рядами вихорів, що періодично відокремлюються від циліндра, та є пропорційним до частоти їх сходження та циркуляції. H. Thomann показав, що теорія

потенційного потоку J. Ackeret добре узгоджується з його власними результатами, незважаючи на те, що вона не враховує вплив приграничного шару [4]. Хоча теорія потенційного потоку певною мірою описує перерозподіл повної температури в сліді за циліндром, проте її точність є обмеженою.

Згідно з теорією енергетичної сепарації M. Kurosaka [5], частинки рідини, що рухаються за криволінійною траєкторією навколо ядра вихору, який утворюється за циліндром, перетинають нестационарне поле тиску. Напрямок перетину цього поля визначає знак градієнту повної температури – він може бути як додатним, так і від'ємним.

Розуміння причин охолодження слідів за циліндром виходить далеко за межі академічного інтересу. У своїх дослідженнях W. Carscallen [6] експериментально фіксував нерівномірний розподіл поля повної температури в закрайковому сліді за турбінними лопатками з тупими вихідними крайками. У випадку газових турбін явище температурної сепарації в закрайкових слідах набуває особливої практичної ваги. Лопатки турбіни, які працюють у високошвидкісному дозвуковому або навіть надзвуковому потоці, формують закрайкові сліди, де спостерігається ефект Еккерта–Вайза. У цих зонах відбувається локальне охолодження газу, що може впливати на теплове навантаження на елементи турбіни. Тому розуміння механізму охолодження дозволяє більш точно прогнозувати тепловий стан деталей турбін.

Використаємо висновки, сформульовані в розділі 3 щодо пояснення ефекту Ранка, для інтерпретації явища падіння повної температури в сліді за циліндром і за профілем лопатки з тупою вихідною крайкою. Для цього розглянемо результати розрахунків обтікання циліндра та решітки лопаток турбіни, що було отримано за допомогою розрахункового методу 1 (розділ 2).

Перш ніж перейти до турбінних лопаток, розглянемо класичний випадок енергетичного розділення в закрайкових слідах – температурну сепарацію в сліді за циліндром.

### 5.1.1.1 Обтікання циліндра

Було проведено нестационарне моделювання течії навколо циліндра діаметром 10 мм, поверхня якого була адіабатичною стінкою. Циліндр обтікався потоком із безрозмірною швидкістю  $M = 0,6$ , при цьому режим течії відповідав числам Рейнольдса  $Re = 155000$  (турбулентна течія). На рис. 5.1 представлено чисельно отримане миттєве поле повної температури в фіксований момент часу в зоні за циліндром.

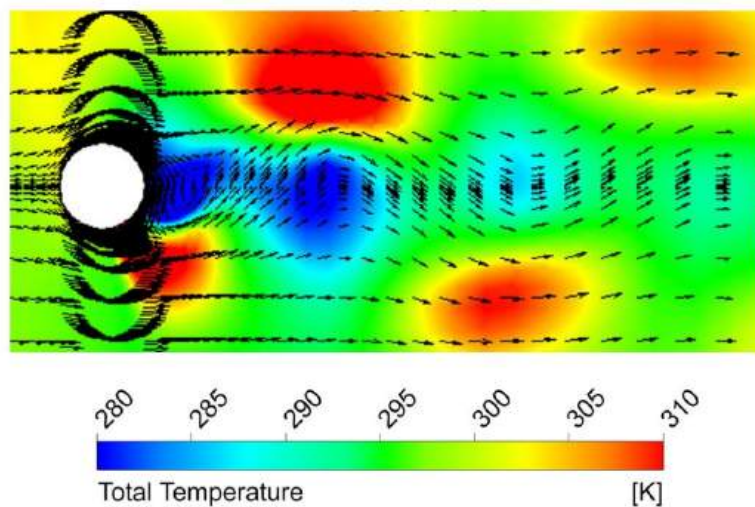


Рис. 5.1. Течія навколо циліндра. Миттєвий розподіл повної температури з візуалізацією векторів швидкості

На рисунку виразно простежується, що зони підвищеної та зниженої температури виникають парами. Причиною такої температурної сепарації є викривлення ліній струму, яке вказує на присутність обертального руху. Найбільш виражений градієнт температури фіксується в місцях із максимальним вигином ліній струму, а напрямок цього градієнту перпендикулярний до ліній струму і орієнтований від центру вихору до його периферії. Там, де між двома сусідніми вихорами лінії струму випрямляються, температурна сепарація зникає. Наведені спостереження добре корелюють із висновками зробленими у розділі 3.

### 5.1.1.2 Обтікання решітки лопаток турбіни

Сепарація повної температури має місце не тільки в слідах за циліндрами, а й за будь-якими тілами з тупими вихідними крайками, зокрема за турбінними лопатками. Автором було проведено низку стаціонарних і нестаціонарних CFD-розрахунків течії газу в решітці турбінних лопаткових профілів. Було досліджено діапазон безрозмірних швидкостей на виході з решітки профілів від  $M_{\text{вих}} = 0,6$  до  $M_{\text{вих}} = 1,1$ . Поверхні лопаток у розрахунках були адіабатичними стінками. Режим течії відповідав турбулентному режиму ( $Re = 100000$ ).

На рис. 5.2 представлено порівняння миттєвої (нестаціонарний розрахунок) і стаціонарної (стаціонарний розрахунок) картин розподілу повної температури в середньому перерізі решітки профілів лопаток турбіни за безрозмірної швидкості на виході з решітки  $M_{\text{вих}} = 1,1$ .

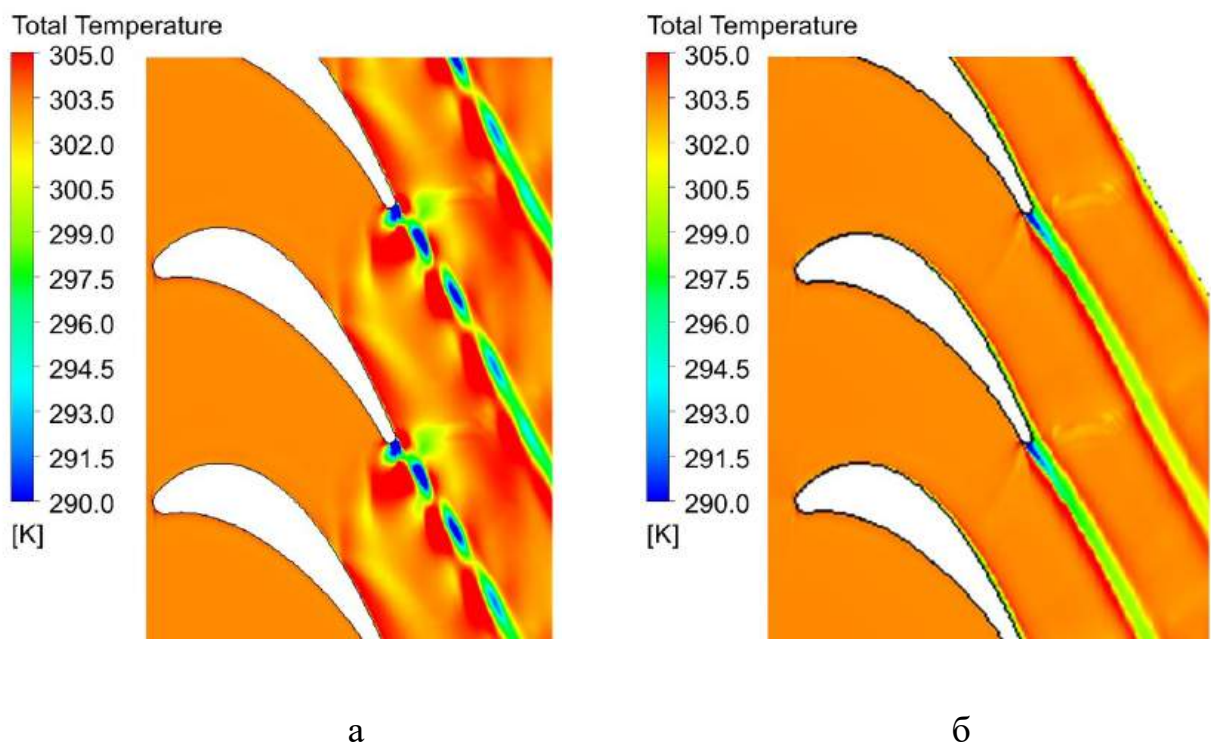


Рис. 5.2. Порівняння полів повної температури в середньому перерізі решітки профілів лопаток турбіни ( $M_{\text{вих}} = 1,1$ ): а – миттєва картина (нестаціонарний розрахунок), б – стаціонарна (стаціонарний розрахунок)

На рисунку чітко видно зниження повної температури потоку вздовж центральної лінії закрайкового сліду та підвищення температури на його межах,

при цьому перший закон термодинаміки не порушується, бо середня повна температура в осьових перерізах лишається незмінною, відбувається лише її перерозподіл.

Аналогічно задній поверхні циліндра, тупі вихідні крайки лопаток турбін утворюють вихори (які формують вихрові доріжки Кармана), що спричиняють криволінійний рух потоку, який (згідно з висновками, зробленими в розділі 3) є необхідною умовою ініціації сепарації течії за температурою. Той факт, що явище енергетичної сепарації в закрайковому сліді фіксується в обох видах розрахунків (нестационарному та стаціонарному), ставить під сумнів теорії (наприклад, [5]), що пояснюють виникнення температурної сепарації нестационарністю течії.

Порівняння тангенціального розподілу миттєвої повної температури на відстані 50 % від ширини решітки для трьох розглянутих режимів (в діапазоні швидкостей від  $M_{\text{вих}} = 0,6$  до  $M_{\text{вих}} = 1,1$ ) наведено на рис. 5.3.

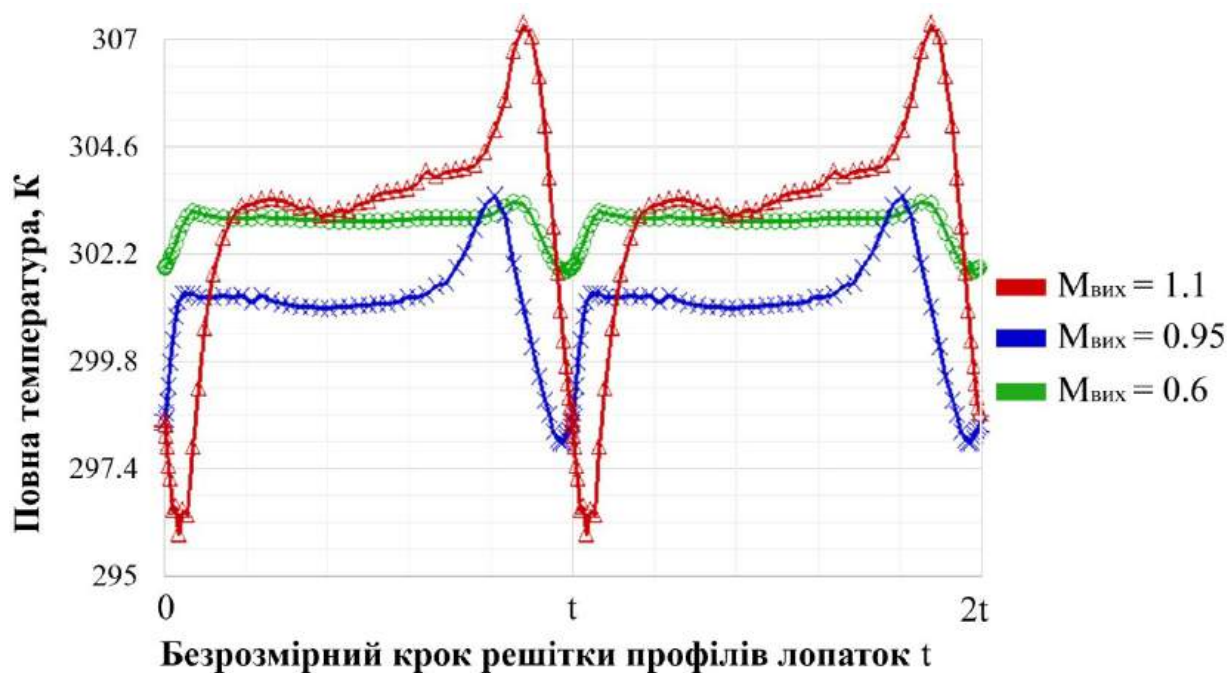


Рисунок 5.3. Тангенціальний розподіл повної температури на відстані 50 % від ширини решітки для трьох режимів

Представлені розподіли повної температури демонструють, що збільшення швидкості течії поблизу вихідної крайки лопатки призводить до зростання градієнту

температури в закрайковому сліді. Це зумавлено зростанням частоти сходу вихорів з вихідної крайки лопатки та збільшенням швидкості їх обертання.

Отримані чисельні результати CFD-моделювання течії навколо циліндра та обтікання решітки турбінних лопаток повністю узгоджуються з висновками, отриманими в розділі 3, щодо причин виникнення енергетичного розділення в потоках, що рухаються за криволінійною траєкторією.

### **5.1.2 Радіальна та тангенціальна сепарація температури в газових турбінах**

Явище сепарації / перерозподілу повної температури в закручених потоках, спричинене роботою відцентрових сил інерції, має місце в газових турбінах не лише в закрайкових слідах. Унаслідок того, що потік, рухаючись проточною частиною турбіни, обертається не лише відносно осі двигуна, але й повертає в міжлопаткових каналах навколо осей лопаток соплового апарата та робочого колеса, перерозподіл повної температури в проточній частині турбіни відбувається як у радіальному, так і в тангенціальному напрямку.

#### **5.1.2.1 Ефект Керреброка – Миколайчика**

Явище тангенціального перерозподілу повної температури в проточних частинах газових турбін призводить до сегрегації потоку за температурою таким чином, що біля корита робочої лопатки потік має вищу температуру, ніж біля спинки. Це явище доволі широко описано в літературі. Його часто називають ефектом Керреброка – Миколайчика (Kerrebrock – Mikolajczak effect), оскільки саме ці дослідники вперше виявили температурну сегрегацію потоку біля корита та спинки лопатки під час випробувань компресорної решітки профілів [7]. Вони пояснили цей ефект тим, що більш холодні та повільні закрайкові сліди за статорними лопатками та більш гаряча та швидка основна течія, маючи різну швидкість, потрапляючи в міжлопатковий канал ротора у відносному русі, набігають на роторні лопатки під різними кутами. Схематично відповідні трикутники швидкостей представлено на рис. 5.4.

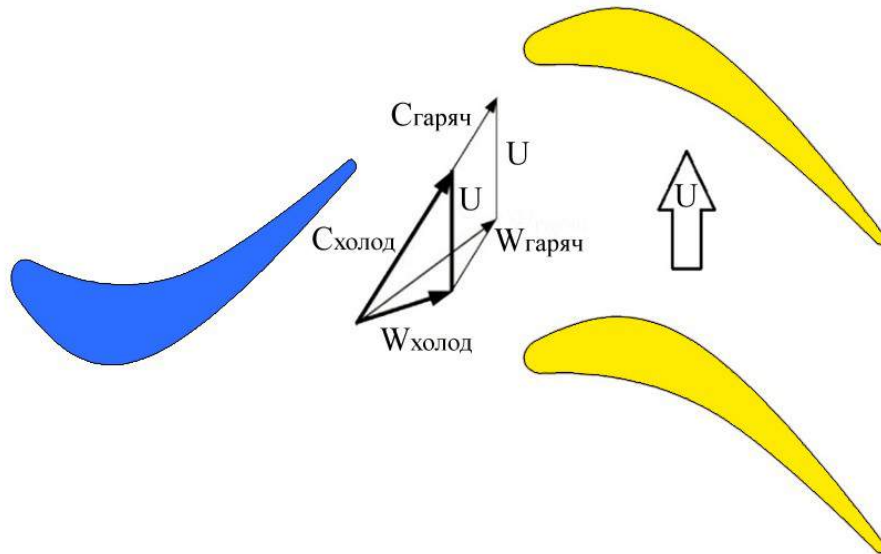


Рис. 5.4. Схема до пояснення ефекту Керреброка – Миколайчика за допомогою трикутників швидкостей закрайкових слідів і основної течії

Деякі автори доповнюють пояснення механізму сегрегації потоку за температурою біля спинки та корита лопатки описом явища витіснення струменів [8], це пояснення в деяких джерелах називають моделлю від'ємного струменю [9]. Щодо газової турбіни, сутність цього явища полягає у взаємодії загальмованих закрайкових слідів, що сходять із розташованих вище за потоком статорних лопаток соплового апарату (СА), високошвидкісних струменів ядра потоку, а також поверхонь робочих лопаток між собою (рис. 5.5).

Однією з особливостей руху струменів течії є сталість статичного тиску в поперечному напрямку потоку. Оскільки високошвидкісні струмені ядра потоку «я» (рис. 5.5) мають більшу швидкість порівняно із загальмованими закрайковими слідами «с», у ділянці їх взаємодії з поверхнею тиску (корито) робочої лопатки формується перепад тиску. Цей перепад спрямований від струменів ядра до закрайкових слідів, що зумовлює їхнє стискання та відтиснення від поверхні тиску лопатки (рис. 5.5).

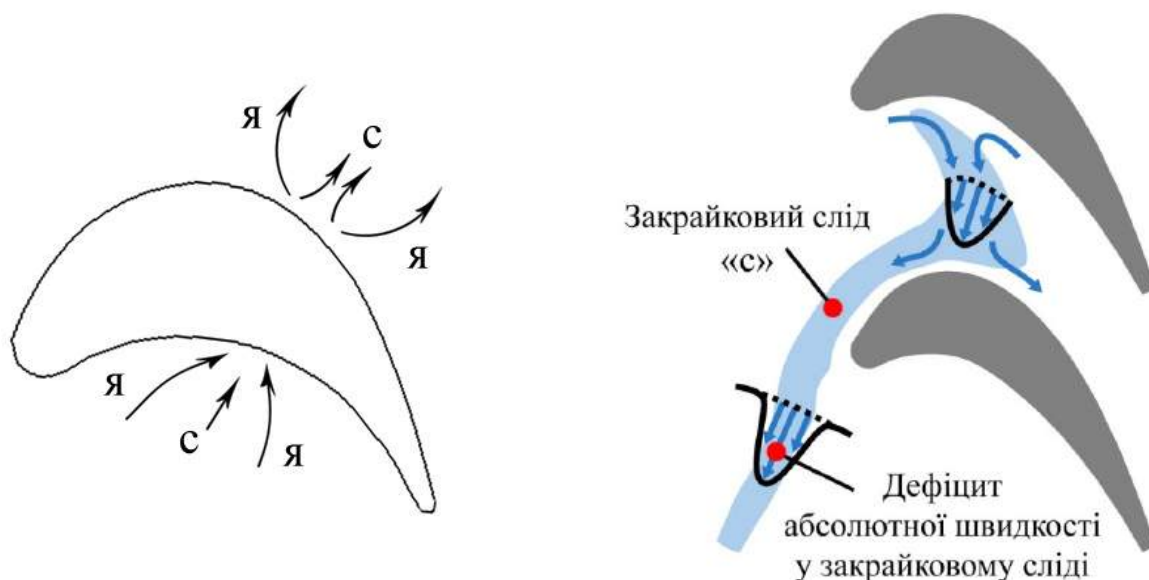


Рисунок 5.5. Схематичне зображення взаємодії закрайкових слідів, струменів ядра потоку та поверхонь робочої лопатки

При взаємодії струменів поблизу поверхні розрідження (спинки) робочої лопатки спостерігається протилежна картина. Через різницю швидкостей величина розрідження, яка виникає при гальмуванні струменів ядра потоку, перевищує відповідну величину, створювану закрайковими слідами. Унаслідок утвореного градієнта тиску відбувається стискання та витіснення струменів ядра течії закрайковими струменями від спинки робочої лопатки. Як наслідок, виникає тенденція до розтікання більш холодних закрайкових слідів уздовж поверхні розрідження (спинки) робочої лопатки (рис. 5.5).

Унаслідок описаних механізмів витіснення закрайкових слідів від поверхні тиску та струменів ядра потоку від поверхні розрідження відбувається локальне підігрівання корита та охолодження спинки робочої лопатки.

Із наведених пояснень випливає, що чим інтенсивніші вторинні течії в СА та чим інтенсивніше охолодження СА, тим більшою буде сегрегація за температурою на поверхнях робочої лопатки.

Автор дисертації не вважає два наведені пояснення (різні кути натікання струменів на РЛ та явище витіснення струменів) вичерпним списком причин ініціації процесу тангенціальної температурної сегрегації в турбіні.

На думку автора, так званий вихровий ефект Ранка, аналогічний процесам у трубі Ранка–Хільша, також робить свій внесок у сегрегацію за температурою на спинці/кориті лопаток турбіни. Опосередкованим підтвердженням цього твердження може слугувати той факт, що явище температурної сегрегації на робочих лопатках турбіни спостерігається і в стаціонарних RANS-розрахунках ступенів турбін із використанням інтерфейсу *mixing plane* між ротором і статором. Незважаючи на те, що *mixing plane* усереднює параметри за сопловим апаратом в тангенціальному напрямку (рис. 5.6), сегрегація повної температури на робочій лопатці все одно присутня, хоча й дає меншу різницю температур між коритом і спинкою (порівняно з нестационарним розрахунком із ротор-статор інтерфейсом типу *sliding mesh*).

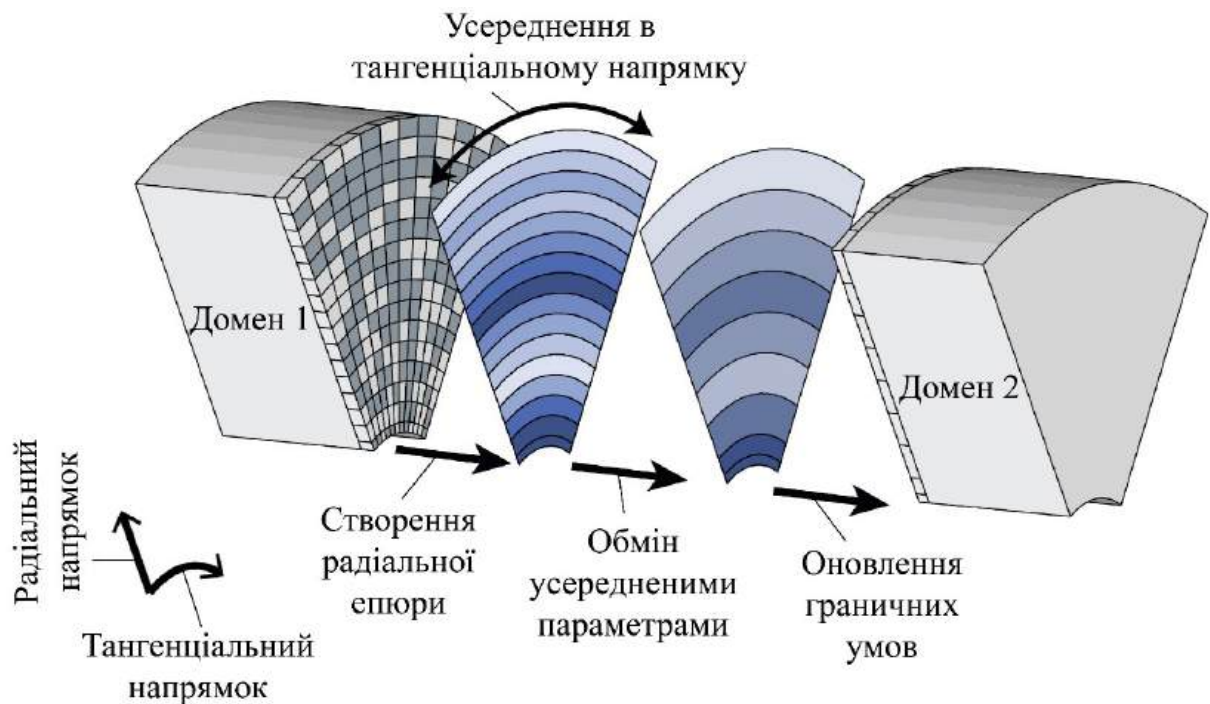


Рис. 5.6. Схематичне зображення процесу передачі даних між розрахунковими доменами через ротор – статор інтерфейс типу *mixing plane*

Автор, ґрунтуючись на висновках, отриманих у розділі 3, вважає наявність такої різниці температур після проходження потоком інтерфейсу *mixing plane* (за яким втрачається будь-яка тангенціальна нерівномірність потоку, рис. 5.6) результатом роботи відцентрових сил інерції, що виникають при повороті потоку в

міжлопатковому каналі робочих лопаток навколо осей лопаток. Поворот потоку робить траєкторію руху потоку криволінійною, а відцентрові сили інерції ініціюють виникнення градієнту температури в тангенціальній площині міжлопаткового каналу робочого колеса турбіни.

Через те, що потік, повертаючи навколо вісі лопатки соплового апарата, рухається за криволінійною траєкторією, сегрегація за температурою виникає також і в міжлопатковому каналі соплового апарата турбіни. На рис. 5.7 наведено візуалізацію поля повної температури на середньому радіусі каналу соплового апарата, отриману за допомогою стаціонарного розрахунку (метод 2, розділ 2), в умовах сталих параметрів на вході до розрахункового домену СА (тангенціальна температурна нерівномірність на вході відсутня).

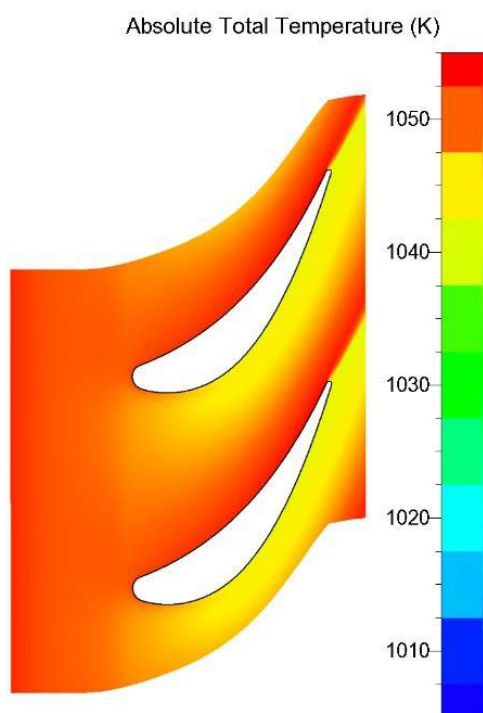


Рис. 5.7. Візуалізація поля повної температури в середньому за висотою проточної частини соплового апарата перерізі

На рисунку чітко зафіксовано, що, як тільки течія змінює прямолінійний рух на криволінійний, у міжлопатковому каналі виникає градієнт повної температури, направлений від спинки однієї лопатки до корита наступної в тангенціальному напрямку.

### 5.1.2.2 Радіальна сепарація потоку за температурою

Окрім тангенціальної температурної сепарації потоку, в проточних частинах газових турбін присутній також радіальний перерозподіл повної температури, результатом якого є зміщення максимуму температури до периферійних областей проточної частини турбіни (аналогічно до вихрової труби Ранка – Хільша, в якій периферійні шари течії більш гарячі, а приосьові – більш холодні).

У відкритій літературі не було знайдено пояснення, яке б пов'язувало явище зміщення в радіальному напрямку (до периферійних областей) положення максимальних температур при проходженні потоку через ряди турбінних лопаток з ефектом Ранка. Проте, на думку автора, вплив ефекту Ранка присутній через наявність у потоці відцентрових сил інерції, дія яких (згідно з висновками, зробленими в розділі 3) ініціює виникнення радіальної температурної сепарації.

Як приклад наявності радіальної сепарації повної температури в турбіні, нижче наведено експериментально отриману деформацію радіальної епюри повних температур у відносному русі при проходженні потоком вінців турбіни двоконтурного двигуна розробки АТ «Івченко-Прогрес» (рис. 5.8).

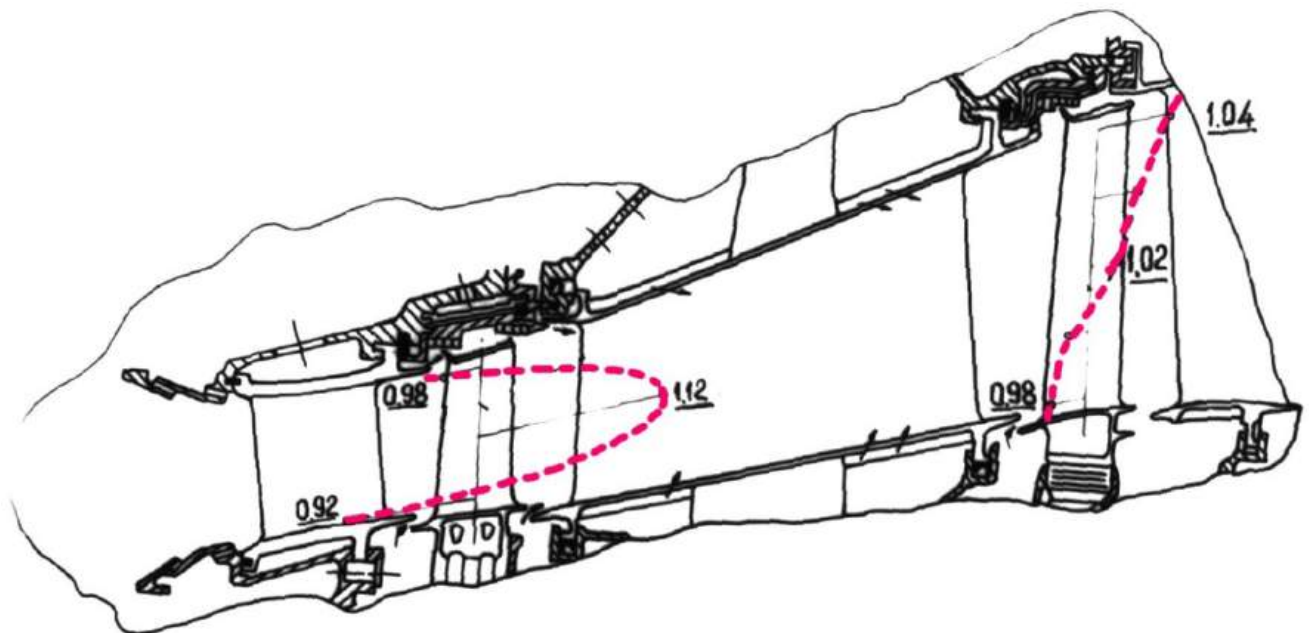


Рис. 5.8. Деформація радіальної епюри повних температур (усередненої в тангенціальному напрямку) в проточній частині турбіни у відносному русі  $T_{w_i} / T_{w_{серед}}$ . Експериментальні дані.

Повну температуру у відносному русі на рис. 5.8 представлено в безрозмірній формі  $T_{w\_i}/T_{w\_серед}$  як відношення повної температури у відносному русі на конкретному радіусі  $T_{w\_i}$  до усередненої повної температури  $T_{w\_серед}$  у відповідному осьовому перерізі.

Схожу тенденцію до зміщення максимуму температур у напрямку периферійних перерізів проточної частини турбіни було зафіксовано також у низці інших досліджень. Наприклад, під час дослідження 1,5-ступеневої стаціонарної турбінної установки «LISA» в лабораторії турбомашинобудування швейцарського федерального інституту технології (ETH Zurich, м. Цюрих, Швейцарія) [10, 11] було отримано експериментальні радіальні розподіли повної температури, усереднені в тангенціальному напрямку. Отримані розподіли температури було нормалізовано й представлено на рис. 5.9. На рисунку виразно простежується зміщення максимуму температури від середніх до периферійних перерізів.

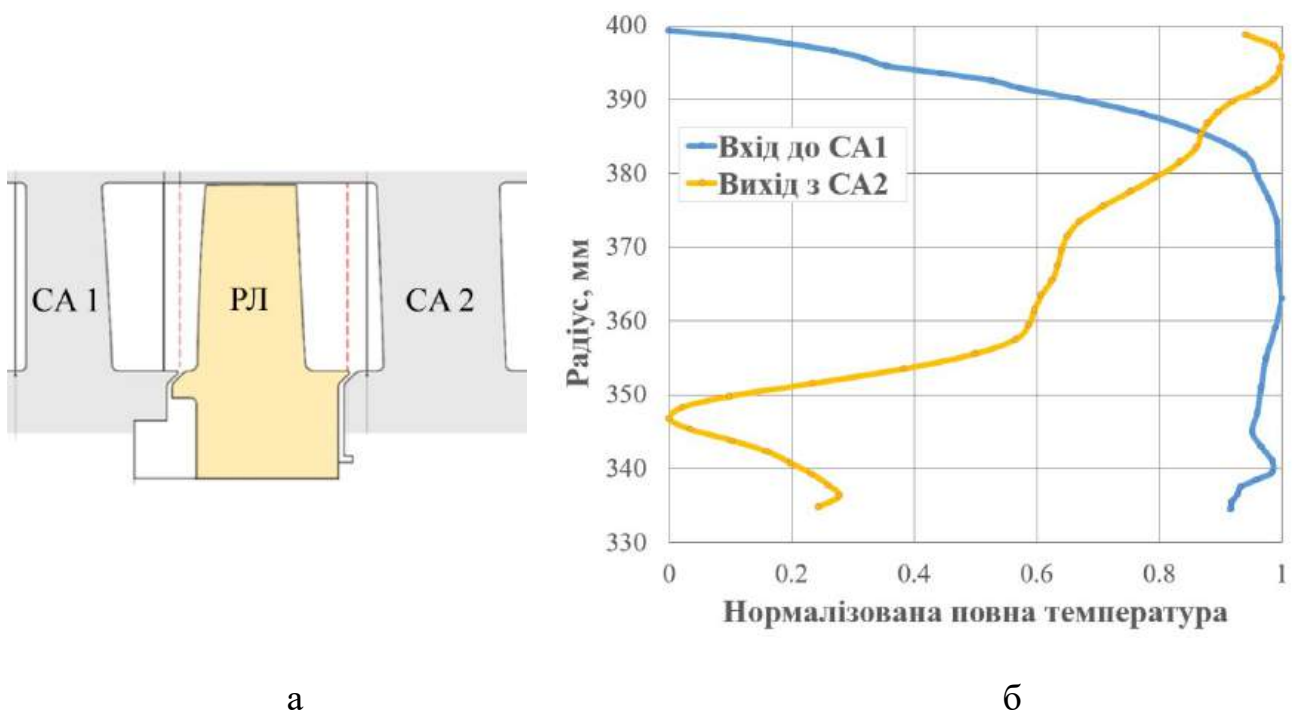


Рис. 5.9. Результати дослідження 1,5-ступеневої турбіни «LISA» [10, 11]: а – схема проточної частини турбіни, б – експериментально отримана деформація радіальної епюри повних температур від входу в турбіну до виходу

Аналогічні результати було отримано в роботі [12]. Автори наводять експериментальні дані, які свідчать, що під час проходження чотириступеневої

турбіни авіаційного газотурбінного двигуна радіальний профіль повної температури вирівнюється, а максимум температури зміщується від середніх до периферійних перерізів проточної частини турбіни.

Окрім дії сил інерції, причинами деформації радіальної епюри температур у турбінах є низка явищ, таких як вторинні течії, витоки в радіальному зазорі, наявність охолодження лопаток, взаємодія з течіями в дискових порожнинах, нерівномірне радіальне відведення енергії на обертання ротора тощо. Оцінка внеску кожного з цих компонентів у процес радіального перерозподілу повної температури буде предметом подальших досліджень автора.

## **5.2 Вплив ефекту Ранка на динамічне навантаження робочих лопаток турбіни**

Під час проведення автором нестационарного CFD-аналізу потоку в ступені турбіни високого тиску авіаційного ГТД було встановлено взаємозв'язок між екстремальними значеннями змінної аеродинамічної сили, що діє на робочу лопатку, та тангенціальним розподілом повної ентальпії в обертовому вінці лопаток.

Загальний вигляд геометрії турбіни представлено на рис. 5.10.

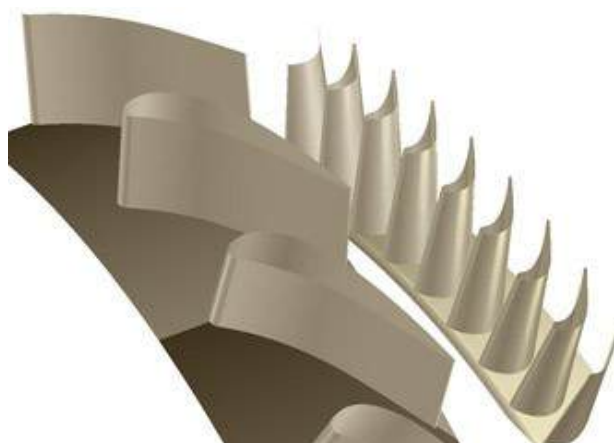


Рис. 5.10. Загальний вигляд геометрії ступеня високого тиску турбіни

Перш ніж перейти до аналізу результатів CFD-розрахунків, проведемо аналітичне дослідження чинників, що визначають тангенціальний розподіл повної

ентальпії у робочому колесі, за умови сталої повної ентальпії на вході до досліджуваного ступеня газової турбіни. З цією метою розглянемо двовимірний обертовий потік у відносному русі. У циліндричній системі координат рівняння енергії набуває вигляду:

$$i_w^* = C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{W_z^2 + W_\varphi^2}{2} = C_p T + \frac{W_z^2 + W_\varphi^2}{2} = C_p T + \frac{C_z^2 + (C_\varphi - U)^2}{2} =$$

$$= C_p T + \frac{C_z^2 + C_\varphi^2}{2} + \frac{U^2}{2} - UC_\varphi = i^* + \frac{U^2}{2} - UC_\varphi = i^* + \frac{U^2}{2} - UC \sin \alpha \quad (5.1)$$

де  $i_w^*$  – повна ентальпія у відносному русі;  $i^*$  – повна ентальпія в абсолютному русі;  $C_v$  і  $C_p$  – питомі теплоємності за сталого об'єму та тиску відповідно;  $T$  – температура;  $P$  – тиск;  $\rho$  – густина;  $W_z$  – проєкція відносної швидкості на осьовий напрямок;  $W_\varphi$  – проєкція відносної швидкості на тангенціальний напрямок;  $C_\varphi$  – проєкція абсолютної швидкості на тангенціальний напрямок;  $U$  – тангенціальна швидкість;  $\alpha$  – абсолютний тангенціальний кут потоку.

На рис. 5.11 зображено схему для роз'яснення рівняння (5.1).

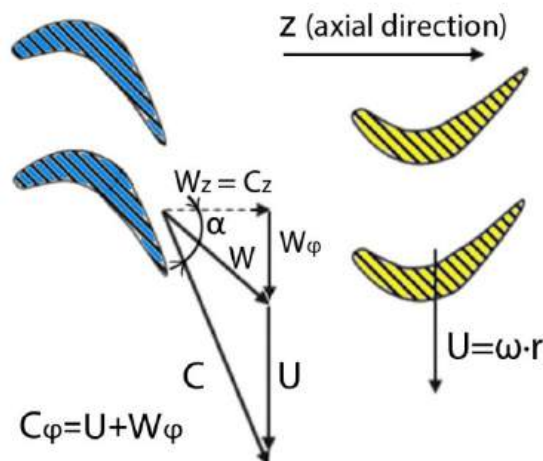


Рисунок 5.11. Схема для роз'яснення рівняння (5.1). Трикутник швидкостей на вході до робочої лопатки

Тангенціальний розподіл повної ентальпії  $i_w^*$  на вході до робочих лопаток зумовлений тангенціальною складовою абсолютної швидкості газового потоку  $C_\varphi$ . Це впливає з рівняння (5.1), оскільки тангенціальна швидкість  $U$  та повна

ентальпія  $i^*$  у перерізі між рядами лопаток соплового апарата та робочого колеса турбіни на розрахунковому діаметрі є сталими величинами. З урахуванням того, що зміна кута потоку на виході з СА у коловому напрямку є несуттєвою, розподіл ентальпії у відносному русі  $i^*_w$  у колесі робочих лопаток визначається профілем абсолютної швидкості  $C$  на виході з статорного вінця ступеня турбіни.

Подальший аналіз було проведено за допомогою нестационарних CFD-розрахунків, що виконувалися із застосуванням розрахункового методу 1 (розділ 2).

З метою проведення кількісної оцінки силової взаємодії між рядами соплових і робочих лопаток турбіни проведено дослідження газової сили  $F_\psi$ , що діє на РЛ турбіни уздовж осі  $\psi$ . Зазначена вісь є ортогональною до осі мінімальної жорсткості робочої лопатки  $\xi$  (рис. 5.12).

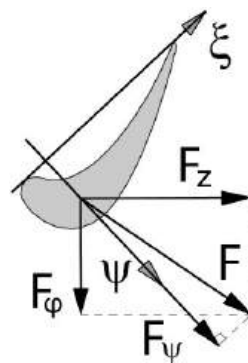


Рис. 5.12. Схема до визначення газової сили  $F_\psi$

Комбіновану візуалізацію розподілу безрозмірної швидкості  $\bar{C}$  у вінці соплового апарата та повної ентальпії у відносному русі  $i^*_w$  у вінці робочих лопаток на середньому радіусі наведено на рис. 5.13. Дані представлені для двох характерних моментів часу. Перший момент відповідає дії максимальної аеродинамічної сили на контрольну лопатку, позначену сірим кольором (рис. 5.13, а), тоді як другий – мінімальному значенню цієї сили (рис. 5.13, б).

У представлених комбінованих полях параметрів використано різні кольорові шкали для відображення параметрів:

– для повної ентальпії  $i_w^*$  синій колір відповідає мінімальному значенню, а червоний – максимальному;

– для безрозмірної швидкості  $\bar{C}$ , навпаки, червоний колір позначає мінімальне значення, а синій – максимальне.

Таким чином, шкали є інверсними одна до одної. Це зроблено для більш наочної демонстрації впливу швидкості на виході з соплового апарата на тангенціальний розподіл повної ентальпії на вході до робочого колеса. Легенди до кожного з наведених параметрів пояснюють відповідність кольорів числовим значенням, що дозволяє коректно інтерпретувати результати.

На рис. 5.13 швидкість представлено в безрозмірній формі  $\bar{C} = \frac{C}{a^*} = \frac{C}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT^*}}$ , де  $k$  – коефіцієнт адіабати,  $R$  – питома газова стала,  $C$  – абсолютна швидкість,  $a^*$  – критична швидкість звуку,  $T^*$  – повна температура.

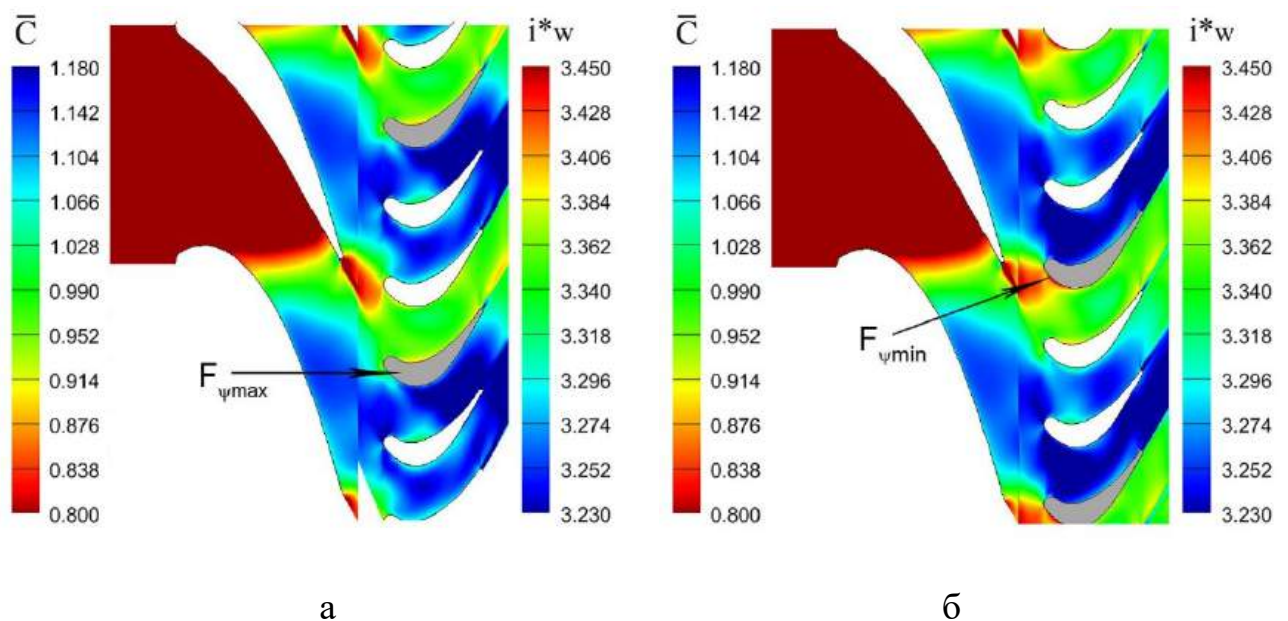


Рисунок 5.13. Суміщені поля безрозмірної швидкості  $\bar{C}$  у вінці СА та повної ентальпії  $i_w^*$  у вінці РЛ на середньому радіусі в момент, коли на контрольну лопатку діє максимальна (а) та мінімальна (б) аеродинамічна сила

У момент дії максимальної газової сили на контрольну (позначену сірим кольором) лопатку (рис. 5.13, а) повна ентальпія потоку  $i_w^*$  біля корита лопатки вища ніж біля спинки. А у момент дії мінімальної сили (рис. 5.13, б) спостерігається

протилежна картина: на стороні корита рівень повної ентальпії  $i_w^*$  нижчий, ніж на спинці лопатки.

Комбінована візуалізація полів параметрів (рис. 5.13) свідчить про наявність зв'язку між зростанням безрозмірної швидкості  $\bar{C}$  у нерухомому вінці соплових лопаток та зниженням повної ентальпії  $i_w^*$  в міжлопатковому каналі робочого колеса. Це підтверджує висновки, сформульовані на основі рівняння (5.1)

Проведений аналіз показав, що тангенціальний розподіл повної ентальпії у відносному русі на вході у вінець робочих лопаток в основному визначається розподілом абсолютної швидкості потоку на виході з соплового апарата. Але, потрапляючи в міжлопаткові канали РЛ турбіни, потік починає брати участь у криволінійному русі навколо осей робочих лопаток. За таких умов, згідно з висновками, зробленими в розділі 3 дисертаційної роботи, в потоці виникає додатковий градієнт температури, спрямований від спинки однієї лопатки до корита іншої, в межах одного міжлопаткового каналу. Це призводить до перерозподілу повної ентальпії  $i_w^*$  в тангенціальному напрямку: біля корита робочої лопатки повна ентальпія зростає, а біля спинки – зменшується. Такий перерозподіл спричиняє збільшення амплітуди нестационарних газових сил, що діють на робочі лопатки турбіни. Крім того, чим більша кривизна профілю лопатки й тангенціальна швидкість потоку, тим сильнішою буде енергетична сепарація в міжлопатковому каналі, а як наслідок – зросте нестационарне навантаження лопаток. Отримані висновки потребують подальшої перевірки та експериментального підтвердження.

### 5.3 Висновки за п'ятим розділом

Метою проведеного дослідження було визначення місця та ролі вихрового ефекту Ранка в процесах, що відбуваються в газотурбінних течіях. Установлено, що ефект Ранка має тісний взаємозв'язок із низкою інших явищ енергетичного розділення в турбомашиних, зокрема з ефектом Еккерта–Вайза, ефектом Керреброка–Миколайчика та зміщенням максимуму температури до периферійних перерізів проточної частини турбіни під час проходження потоком вінців лопаток.

Незважаючи на тривалу історію дослідження вихрового ефекту Ранка, його присутність у турбомашинних течіях залишається недостатньо вивченою, що зумовлює наявність суттєвої прогалини в сучасних знаннях. Отримані результати нестационарних CFD-розрахунків засвідчують, що нестационарна аеродинамічна сила, яка діє на робочу лопатку турбіни, безпосередньо пов'язана з тангенціальним розподілом повної енергії в робочому колесі. Такий зв'язок свідчить про те, що енергетичний перерозподіл, зумовлений вихровим ефектом Ранка, може впливати як на термодинамічні характеристики потоку, так і на рівень динамічних навантажень, яких зазнають робочі лопатки.

Отримані результати засвідчують значний потенціал урахування ефекту Ранка в подальших дослідженнях і практичних розрахунках турбін, що сприятиме підвищенню точності моделювання, оптимізації конструкцій і глибшому розумінню фізичної природи процесів у закручених потоках газових турбін.

Основні результати п'ятого розділу дисертаційного дослідження опубліковано в роботах [13, 14].

#### 5.4 Література до п'ятого розділу

1. Eckert, E., & Weise, W. (1942). Messungen der Temperaturverteilung auf der Oberfläche schnell angeströmter unbeheizter Körper. *Forschung auf die Gebiete des Ingenieurwesens*, 13(6), 246–254. <https://doi.org/10.1007/bf02585343>.
2. Ryan, L. F., & Degen, M. (1951). *Experiments on aerodynamic cooling; Untersuchungen an einem Gegenlaufpropeller im Windkanal* (Mitteilungen aus dem Institut für Aerodynamik an der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich, No. 18). Zürich: Verlag Leemann. <https://doi.org/10.1002/zamm.19520321024>.
3. Ackeret, J. (1954). Über die temperaturverteilung hinter angeströmten zylindern. *Tech. Rep. 21. ETH Inst. für aerodynamik mitteilungen, Zurich*. <https://doi.org/10.1002/zamm.19550351224>.
4. Thomann, H. (1959). *Measurement of the recovery temperature in the wake of a cylinder and of a wedge at mach numbers between 0.5 and 3*. FFA Rept. 84, Aeronautical Research Institute of Sweden.

5. Kurosaka, M., Gertz, J. B., Graham, J. E., Goodman, J. R., Sundaram, P., Riner, W. C., Kuroda, H., & Hankey, W. L. (1987). Energy separation in a vortex street. *Journal of Fluid Mechanics*, *178*, 1–29. <https://doi.org/10.1017/s0022112087001095>.
6. Carscallen, W. E., Currie, T. C., Hogg, S. I., & Gostelow, J. P. (1999). Measurement and computation of energy separation in the vortical wake flow of a turbine nozzle cascade. *Journal of Turbomachinery*, *121*(4), 703–708. <https://doi.org/10.1115/1.2836723>.
7. Kerrebrock, J. L., & Mikolajczak, A. A. (1970). Intra-Stator transport of rotor wakes and its effect on compressor performance. *Journal of Engineering for Power*, *92*(4), 359–368. <https://doi.org/10.1115/1.3445365>.
8. Лапотко, В., & Кухтин, Ю. (2007). Нестационарные явления отрыва и вытеснения струй газа у поверхностей рабочих лопаток турбин. *Вестник Двигателестроения*, (1), 23–26.
9. Meyer, R. X. (1958). The effect of wakes on the transient pressure and velocity distributions in turbomachines. *Journal of Fluids Engineering*, *80*(7), 1544–1551. <https://doi.org/10.1115/1.4012797>.
10. Sell, M., Schlienger, J., Pfau, A., Treiber, M., & Abhari, R. S. (2001). The 2-stage axial turbine test facility “LISA”. *ASME Turbo Expo 2001: Power for land, sea, and air*. American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/2001-gt-0492>.
11. Behr, T., Kalfas, A. I., & Abhari, R. S. (2006). Unsteady flow physics and performance of a one-and-1/2-stage unshrouded high work turbine. *Journal of Turbomachinery*, *129*(2), 348–359. <https://doi.org/10.1115/1.2447707>.
12. Mamaev, B. I., & Petukhovskiy, M. M. (2009). Gas temperature profile attenuation through a multistage axial-flow turbine. *ASME Turbo Expo 2009: Power for land, sea, and air*. ASMEDC. <https://doi.org/10.1115/gt2009-59033>.
13. Karpenko, A. & Kukhtin, Y. (2024). Study of the total temperature redistribution in the complex swirling flows. *ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery technical conference and exposition*, London, United Kingdom. <https://doi.org/10.1115/gt2024-120961>.

14. Karpenko, A., Kukhtin, Yu. & Lapotko, V. (2024). Numerical Study of the effect of vane-blade spacing on unsteady aerodynamic loading of transonic turbine blades. *26th Conference of the International Society for Air Breathing Engines*. Toulouse, France. <https://www.proceedings.com/77681.html>.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язано актуальну науково-прикладну задачу підвищення ефективності системи охолодження робочих лопаток турбіни ГТД шляхом зниження повної температури охолодного повітря, реалізованого завдяки використанню температурної сепарації закрученого потоку (вихрового ефекту Ранка) в апараті супутнього закручування (АСЗ) системи підведення охолоджувача до робочих лопаток (РЛ).

Отримано такі основні результати:

*1. Уперше запропоновано метод підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбіни через апарат супутнього закручування з реалізацією примусового розділення потоку за повною температурою.*

Запропоновано тангенціальне підведення стиснутого повітря до проточної частини АСЗ із відведенням периферійної (більш нагрітої) фракції повітря через отвори в зовнішній стінці та спрямуванням більш холодної фракції до каналів охолодження РЛ. На відміну від існуючих рішень, де апарат супутнього закручування виконує виключно функцію надання потоку колового руху, запропонована схема забезпечує одночасну реалізацію закручування та сепарації потоку за температурою, зі спрямуванням гарячої та холодної фракцій потоку у різні зони дискової порожнини, що забезпечує зниження температури охолодного повітря, яке підводиться до робочих лопаток, без застосування додаткових теплообмінних елементів.

*2. Аналітично та чисельно (за допомогою CFD) доведено, що визначальним механізмом температурної сепарації в закрученому потоці рідини є робота відцентрових сил інерції.*

Установлено, що перерозподіл повної енергії (а, відповідно, й повної температури) в напрямку, нормальному до вихрового руху газу, зумовлений наступними факторами: квадратом тангенціальної швидкості, кривизною ліній струму та зміною в радіальному напрямку суми кінетичних енергій від швидкостей, дотичних до поверхні струму. Показано, що внесок інших факторів, таких як нестационарність, в'язкість, стисливість тощо, в формування радіального градієнта

повної температури є величиною меншого порядку. Узгодженість результатів, отриманих аналітично та за допомогою CFD-моделювання підтверджує коректність висновків.

*3. Розроблено та валідовано CFD-модель для розрахунків процесу температурної сепарації в закручених потоках рідини, яка забезпечує можливість проведення інженерного аналізу обертових течій в апаратах супутнього закручування турбін.*

За результатами валідації обґрунтовано доцільність застосування стаціонарних RANS-розрахунків із використанням стандартної моделі турбулентності  $k-\epsilon$  та неструктурованої тетраедральної сітки з призматичними шарами біля стінок, що забезпечує добру точність при прийнятних обчислювальних витратах. Валідовану CFD-модель використано для проведення розрахункових досліджень спрямованих на вдосконалення АСЗ турбіни малогабаритного ГТД.

*4. Визначено конструктивні фактори, що обмежують ефективність реалізації ефекту Ранка в АСЗ турбіни досліджуваного малогабаритного ГТД.*

Встановлено, що невідповідні кути підведення повітря та різке (приблизно в 11 разів) збільшення площі проточної частини після виходу з підвідних отворів призводять до зниження тангенціальної швидкості потоку та формування вторинних вихрових структур, що ускладнює ефективну сепарацію потоку за повною температурою в АСЗ.

Обґрунтовано, що кути підведення повітря може бути змінено та оптимізовано конструктивними засобами. Водночас зменшення ступеня розширення проточної частини після виходу з підвідних отворів повітря до АСЗ у досліджуваному ГТД є практично нереалізованим, оскільки площа каналу вже є гранично малою, зумовленою малими геометричними розмірами двигуна, і її подальше зменшення призвело б до неприйняттого зростання гідравлічних втрат і технологічних ускладнень виготовлення.

*5. Кількісно визначено ефекти від запропонованих змін у конструкції АСЗ турбіни досліджуваного двигуна:*

- локальні модифікації, спрямовані на відведення периферійних (більш нагрітих) шарів потоку з проточної частини АСЗ, забезпечують зниження повної температури повітря на вході до каналів охолодження робочих лопаток на 2,1 К;
- зміна кутів тангенціального підведення повітря до АСЗ дозволяє знизити температуру на вході до РЛ на 3,7 К;
- для варіанта двигуна підвищеної потужності (зі збільшеною витратою охолодного повітря) отримано зниження температури охолоджувача, що підводиться до РЛ турбіни, на 4 К. Це забезпечує розрахункове збільшення ресурсу робочих лопаток на 9 %.

*6. Запропоновано можливість альтернативного використання отриманого ефекту охолодження повітря, що підводиться до РЛ турбіни – зменшення масової витрати охолодного повітря за умови збереження ресурсу лопаток.*

Такий підхід дозволяє зменшити відбирання повітря з компресора та створює передумови для підвищення ефективності робочого циклу двигуна без зміни температури газу перед турбіною.

*7. Обґрунтовано, що в двигунах більшої розмірності, де вплив геометричних обмежень менш суттєвий, ефективність температурної сепарації потоку в АСЗ турбіни може бути підвищена, що визначає перспективність практичного впровадження запропонованого підходу.*

*8. Отримало подальший розвиток уявлення про механізми енергетичного розділення в течіях у газових турбінах.*

Встановлено та обґрунтовано зв'язок між ефектом Ранка та іншими процесами енергетичного розділення в турбомашинах, зокрема з ефектами Еккерта–Вайза та Керреброка–Миколайчика, а також із явищем радіального зміщення максимуму температури в проточній частині турбіни вбік периферійних перерізів.

Встановлено, що тангенціальний розподіл повної ентальпії в міжлопатковому каналі робочого колеса формується не лише параметрами потоку на виході з соплового апарату, а й роботою відцентрових сил інерції в криволінійному русі потоку в межах міжлопаткового каналу РЛ.

Показано, що нестационарна аеродинамічна сила, яка діє на робочу лопатку турбіни, корелює з тангенціальною нерівномірністю повної ентальпії в обертовому вінці лопаток. Це уточнює фізичну природу динамічних навантажень, діючих на РЛ, і розширює існуючі уявлення про причини їх виникнення.

*Практичне значення отриманих результатів* полягає в створенні інженерно обґрунтованого підходу до використання енергетичного розділення потоку в системах охолодження турбін для зниження температури охолодного повітря, що підводиться до РЛ турбіни, без застосування додаткових теплообмінників та без істотного ускладнення конструкції двигуна. Отримані залежності та рекомендації може бути використано при проектуванні або модернізації систем підведення охолодного повітря до робочих лопаток турбін ГТД.

*Достовірність результатів* забезпечена узгодженістю аналітичних залежностей із чисельним моделюванням, валідацією CFD-моделі за експериментальними даними та застосуванням апробованих методів розв'язання рівнянь Нав'є–Стокса для стисливого турбулентного потоку.

Таким чином, доведено фізичну обґрунтованість, інженерну реалізованість і практичну доцільність використання вихрового ефекту Ранка для зниження температури охолодного повітря та підвищення ресурсу елементів ротора турбіни.

Розроблені теоретичні положення та отримані прикладні результати в своїй сукупності забезпечують розв'язання поставленої науково-прикладної задачі та досягнення мети дисертаційної роботи.

ДОДАТОК А. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ  
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

*Статті у наукових фахових виданнях затверджених МОН України:*

1. Карпенко, А. (2025). Огляд чисельних методів для моделювання сепарації потоку за температурою у закручених течіях рідини. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 4sup1(205), 108-117. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.4sup1.14>.
2. Карпенко, А. (2025). Теорії ефекту Ранка: критичний огляд сучасного стану досліджень. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 5(207), 27-41. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.5.03>.
3. Карпенко, А., & Торба, Ю. (2025). Розробка та валідація CFD моделі для розрахунку температурної сепарації в закручених потоках рідини. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 6(208), 16–24. <https://doi.org/10.32620/aktt.2025.6.02>.
4. Карпенко, А. (2026). Вдосконалення системи охолодження газової турбіни шляхом використання ефекту Ранка. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 1(209), 40-50. <https://doi.org/10.32620/aktt.2026.1.04>.

*Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:*

5. Karpenko, A. & Kukhtin, Yu. (2024). Study of the total temperature redistribution in the complex swirling flows. In *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery technical conference and exposition*, London, United Kingdom. <https://doi.org/10.1115/gt2024-120961>. (Scopus).
6. Karpenko, A., Kukhtin, Yu. & Lapotko, V. (2024). Numerical Study of the effect of vane-blade spacing on unsteady aerodynamic loading of transonic turbine blades. In *Proceedings of the 26th Conference of the International Society for Air Breathing Engines*. Toulouse, France. <https://www.proceedings.com/77681.html>.
7. Карпенко, А. М. (2025). Огляд методів CFD-аналізу температурної сепарації потоку у вихровій трубі Ранка-Гільша. *Тези доповіді на XXX Міжнародному конгресі двигунобудівників*, Харків, Україна (с. 29). <https://doi.org/10.32620/ІРЕС.25>.

ДОДАТОК Б. АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ  
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор  
АТ «Івченко-Прогрес»,  
чл. кор. НАНУ, д.т.н. професор

  
Ігор КРАВЧЕНКО  
25.03.2026 р.

АКТ №11

про впровадження результатів дисертаційного дослідження на тему:  
“Використання явища сепарації закрученого газового потоку за температурою  
для вдосконалення охолодження елементів ротора турбіни”  
провідного інженера КАРПЕНКА Артема Михайловича  
на здобуття наукового ступеня доктора філософії  
за спеціальністю 142 – Енергетичне машинобудування

Комісія у складі:

Голови: заступника генерального директора з наукової та експериментальної роботи АТ «Івченко-Прогрес», к.т.н., ст. досл. Юрія ТОРБИ,  
членів: головного конструктора з розрахунків на міцність і дослідження Миколи КОСТІНА, керівника розрахунково-експериментальної бригади турбін Сергія РІЗНИКА

у період з 09.03.2026 року по 13.03.2026 року розглянула матеріали наукових досліджень КАРПЕНКА Артема Михайловича.

Комісія засвідчує:

1. У результаті наукових досліджень, проведених КАРПЕНКОМ Артемом Михайловичем, розроблено та впроваджено в практику проектування

та модернізації систем охолодження турбін АТ «Івченко-Прогрес» новий метод підвищення ефективності охолодження робочих лопаток турбіни.

2. Запропонований метод ґрунтується на використанні вихрового ефекту Ранка в конструкції апарата супутнього закручування системи підведення охолодного повітря до робочих лопаток газової турбіни з примусовим розділенням сепарованої за температурою оберткової течії на два потоки (гарячий та холодний), з їх спрямуванням у різні зони дискової порожнини турбіни. На вхід до каналів охолодження робочих лопаток підводиться холодна фракція повітря, що забезпечує зниження температури лопаток і підвищення їх ресурсу.

3. Результати дисертаційного дослідження впроваджені та використовуються при проектуванні нових і модернізації існуючих турбін ГТД розробки АТ «Івченко-Прогрес» для покращення їх експлуатаційних характеристик і підвищення конкурентної спроможності, зокрема запропонований КАРПЕНКОМ Артемом Михайловичем метод підведення охолодного повітря до робочих лопаток з використанням ефекту Ранка був застосований під час модернізації систем охолодження турбін двигунів АІ-450ТД, АІ-450М, АІ-450В, АІ-450С-2, АІ-450СР-2.

4. Результати наукових досліджень вважати реалізованими.

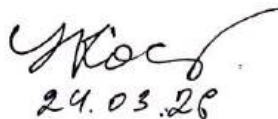
Голова комісії:

к.т.н, ст. досл.



Юрій ТОРБА

Члени комісії:



24.03.26

Микола КОСТИН



24.03.26

Сергій РІЗНИК

ДОДАТОК В. АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ  
ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної  
роботи Национального аерокосмічного  
університету «Харківський авіаційний  
інститут», к.т.н., доцент



Андрій ГУМЕННИЙ

АКТ

впровадження в навчальному процесі  
результатів дисертаційної роботи КАРПЕНКА Артема Михайловича,  
виконаної на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Комісія у складі голови – завідувача кафедри конструкції авіаційних двигунів, д.т.н., професора Сергія ЄПІФАНОВА, членів професора кафедри конструкції авіаційних двигунів, к.т.н. Юрія ГУССЕВА та ст. викладача кафедри конструкції авіаційних двигунів, PhD Олексія БОНДАРЕНКА встановила, що результати наукових досліджень КАРПЕНКА Артема Михайловича, а саме:

- 1) використання вихрового ефекту Ранка в конструкції апарата супутньої закрутки системи підведення охолодного повітря до робочих лопаток газової турбіни;
- 2) обґрунтування впливу відцентрових сил інерції на радіальну температурну сепарацію в закрученому потоці;
- 3) аналіз факторів, що визначають динамічні газові сили, які діють на робочі лопатки газової турбіни


було впроваджено в навчальному процесі кафедри конструкції авіаційних двигунів у вигляді лекційних матеріалів і практичних робіт за навчальною дисципліною «Системи охолодження та термічна міцність авіаційних двигунів і енергетичних установок».

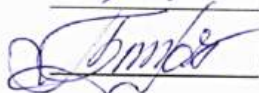
Це дозволило впровадити в навчальний процес нові науково-технічні досягнення, покращити наочність, фундаментальну та практичну спрямованість навчального процесу і в кінцевому результаті підвищити якість підготовки спеціалістів з авіаційної техніки.

Голова комісії:

 Сергій ЄПІФАНОВ

Члени комісії:

 Юрій ГУССЕВ

 Олексій БОНДАРЕНКО

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2026 р.