

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
ФІЗИКО-ТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ФІЗИКИ**

«На правах рукопису»
УДК 532.516, 536.24.01

«До захисту допущено»

В.о. завідувача кафедри
Монастирський Г. Є.

“ _____ ” _____ 2022 р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності 105 Прикладна фізика та наноматеріали

на тему: Ефективність плівкового охолодження пластини: вплив умов подачі охолоджувача у траншею

Виконала: студентка II курсу НН ФТІ, групи ФФ - 03мн

Пацьора Єлизавета Михайлівна

(підпис)

Науковий керівник академік НАНУ, проф.,
доктор техн. наук, Халатов Артем Артемович

(підпис)

Рецензент к.т.н., ст.н.с., О.В. Шихабутінова
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

Київ, 2022 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**

Фізико-технічний інститут
Кафедра прикладної фізики

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність 105 Прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

Монастирський Г. Є.
(підпис)

«___» _____ 2022р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студентки

Пацьорі Єлизаветі Михайлівні

1. Тема дисертації: Ефективність плівкового охолодження пластини: вплив умов подачі охолоджувача у траншею

науковий керівник дисертації: академік НАНУ, проф., доктор техн. наук, Халатов Артем Артемович

затверджені наказом по університету від «08» червня 2022р. №976-с

2. Термін подання студентом дисертації «18» червня 2022р.

3. Об'єкт дослідження – процеси теплообміну і гідродинаміки плівкового охолодження при подачі охолоджувача до траншеї через ряд похилих отворів двома способами подачі охолоджувача.

4. Предмет дослідження – вплив способу подачі охолоджувача до траншеї через ряд похилих отворів на ефективність плівкового охолодження.

5. Перелік завдань, які потрібно зробити: опрацювання літературних джерел стосовно плівкового охолодження; створення геометричної та комп'ютерної моделі; проведення тестових розрахунків та порівняння з експеримен-

тальними даними; проведення комп'ютерного моделювання; аналіз отриманих результатів; написання висновків; написання магістерської дисертації.

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу презентація на ___ слайдів.

7. Дата видачі завдання «___» _____ 20___ р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Опрацювання літератури за темою МД	01.09.19 – 01.11.19	
2	Написання 1 розділу МД "Огляд літератури"	02.11.19 – 06.01.20	
3	Постановка мети та завдання дослідження	25.02.20 – 01.03.20	
4	Вибір методики дослідження	26.02.20 – 01.03.20	
5	Створення комп'ютерної моделі	01.04.20 – 01.06.20	
6	Виконання комп'ютерного моделювання	01.09.20 – 30.11.20	
7	Аналіз результатів моделювання	01.12.20 – 10.01.21	
7	Написання 2 розділу МД	11.01.22 – 10.02.22	
8	Написання 3 розділу МД	11.02.22 – 25.03.22	
9	Написання висновків	26.03.22 – 01.04.22	
10	Оформлення МД	01.03.22 – 20.05.22	
11	Підготовка презентації та доповіді на конференцію	21.05.22 – 15.06.22	
12	Подання МД на допуск до захисту (нормоконтроль та анти-плагіат)	18.06.22	
13	Підготовка презентації та доповіді МД	10.06.22 – 18.06.22	
14	Перед захист МД	18.06.22	
15	Захист МД	23.06.22	

Студентка

(підпис)

Пацьора Є. М.

Керівник роботи

(підпис)

Халатов А. А.

РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація складається зі вступу, трьох розділів, висновків. Загальний обсяг дисертації становить 70 сторінок, з них 64 сторінки основного тексту, 32 рисунків, 2 таблиці, 27 літературних джерел.

Актуальність теми. Основними вимогами до всіх газотурбінних двигунів є ефективність і надійність протягом тривалого періоду експлуатації. ККД для газових турбін, що працюють за циклом Брайтона, заснований на температурі після камери згоряння. У сучасних газотурбінних двигунах ця температура досягає 1600 – 1800°C, що значно перевищує допустиму температуру сучасних жаростійких сплавів. Лопаті газової турбіни, виготовлені з найкращих жаростійких матеріалів, можуть працювати без охолодження при температурах не вище 900 - 1100 °C. У зв'язку з цим, для забезпечення працездатності лопаток на високих робочих температурах необхідно застосовувати додаткові методи охолодження. Поширеним методом, що застосовується для підтримки працездатності лопаток ГТУ є плівкове (зовнішнє) охолодження. Даний метод є конструкційно простим, споживає оптимальну кількість охолоджуючого повітря та признаний найбільш ефективними. У зв'язку з цим пошук альтернативних ефективних систем плівкового охолодження представляє собою великий науковий та практичний інтерес для газотурбобудування, а також і інших високотемпературних енергетичних систем. Як показано в багатьох дослідженнях, найбільш перспективною є схема плівкового охолодження з подачею охолоджувача в прямокутну траншею. Під час роботи лопаток потік охолоджувача може вдуватися з різних сторін до траншеї. Зацікавленість представляється у дослідженні впливу способу подачі охолоджувача до траншеї з одним рядом похилих отворів на ефективність плівкового охолодження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до плану робіт Відділення Цільової підготовки

НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» для НАН України, Інституту технічної теплофізики НАНУ і кафедри ФЕС ФТІ.

Ціль роботи. Теоретичне дослідження впливу способу подачі охолоджувача на ефективність плівкового охолодження з подачею охолоджувача через однорядну систему похилих отворів у траншеї. Розрахунок проводився в діапазоні параметра вдуву від 0,5 до 2. У зв'язку з труднощами проведення фізичного експерименту при високій швидкості і температурі потоку, в даній роботі використаний теоретичний підхід на основі комп'ютерного моделювання.

Досягнення поставленої цілі передбачає виконання таких завдань:

1. Вибрати програмний пакет.
2. Побудувати геометричну модель, побудувати розрахункову сітку, задати граничні умови, на основі тестових розрахунків обґрунтувати вибір моделі турбулентності.
3. Виконати розрахунки для різних напрямлень подачі охолоджувача, провести аналіз отриманих результатів, підготувати висновки по роботі.

Об'єктом дослідження є процеси теплообміну і гідродинаміки плівкового охолодження при різному направленні подачі охолоджувача в однорядну систему похилих отворів у траншеї, розміщених на плоскій пластині.

Предметом дослідження є спосіб подачі охолоджувача до ряду похилих отворів у траншеї.

Методи дослідження. При досліджуванні використовувався метод комп'ютерного моделювання (чисельний розв'язок диференціальних рівнянь руху та енергії) за допомогою програмного пакету ANSYS CFX 19. Достовірність отриманих результатів забезпечена:

- Міжнародним стандартом якості ISO 9001:2008, щодо коректності використаних моделей турбулентності;

- Задовільним узгодженням результатів тестових розрахунків з експериментальними даними, опублікованими в літературі;
- Оцінкою похибок розрахунків.

Наукова новизна одержаних автором результатів полягає у наступному:

1. В широкому діапазоні змін параметру вдуву від 0,5 до 2 вивчено вплив способу подачі охолоджувача на ефективність плівкового охолодження. Показано ідентичний характер розподілів усереднених по довжині пластині ефективності плівкового охолодження незалежно від способу подачі охолоджувача до траншеї, об'єму з якого вдувається охолоджувач та величини параметра вдуву.
2. Незалежно від сторони подачі охолоджувача спостерігається приблизно однакові збільшення ефективності плівкового охолодження при збільшенні параметра вдуву.
3. Поперечна нерівномірність плівкового охолодження має однаковий характер для різних способів подачі охолоджувача. Поперечна нерівномірність спостерігається для всіх досліджених параметрів вдуву.

Практичне значення. Результати дослідження можуть бути використані в практиці проектування інноваційних систем плівкового охолодження лопаток газових турбін з подачею охолоджувача в один ряд похилих отворів до траншеї.

Апробація результатів роботи. Основні положення і результати роботи доповідались і обговорювались на:

- XX Науково практичної конференції студентів аспірантів та молодих вчених «Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики», м. Київ, 2022 р.

Публікації.

- 1) Пацьора Є. М., Ефективність плівкового охолодження пластини: вплив умов подачі охолоджувача у траншею [Текст] / Є. М. Пацьора, А.А. Халатов // Теоретичні і прикладні проблеми фізики,

математики та інформатики: зб. тез доп. XX Всеукр. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених., 2022 р. – Київ – 2022.

Ключові слова: *плівкове охолодження, траншея, похилі отвори, спосіб подачі охолоджувача, ефективність охолодження, поперечна нерівномірність.*

SUMMARY

The master's thesis consists of an introduction, three chapters, and conclusions. The total volume of the thesis is 70 pages, including 64 pages of the main text, 32 figures, 2 tables, and 27 references.

The relevance of the study. The main requirements for all gas turbine engines are efficiency and reliability over a long usage period. The efficiency of gas turbines working on the Brayton cycle is based on the temperature after the combustion chamber. In modern gas turbine engines, this temperature reaches 1600–1800 °C, which greatly exceeds the allowable temperature of modern heat-resistant alloys. Gas turbine blades, made of the best heat-resistant materials, can operate without cooling at temperatures not exceeding 900–1100 °C. Therefore, additional cooling methods must be used to ensure that the blades are efficient at high operating temperatures. A common method used to maintain the efficiency of gas turbine blades is film (external) cooling. This method is structurally simple, consumes the optimal amount of cooling air, and is recognized as the most effective. Therefore, the search for alternative efficient film cooling systems is of great scientific and practical interest for the construction of gas turbines, as well as other high-temperature energy systems. As shown in many studies, the most promising is the film cooling scheme with the injection of coolant in a rectangular trench. During the operation of the blades, the flow of coolant can be injected from different sides into the trench. Researching the method impact of feeding the cooler into the trench with one row of inclined holes on the efficiency of film cooling is of interest to this study.

The connection of the thesis with scientific programs, plans, and topics. The thesis was completed by the plan of the Department of Targeted Training of Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute for the National Academy of Sciences of Ukraine, the Institute of Engineering Thermophysics, Department of Physics of Energy Systems of the Institute of Physics and Technology.

The aim of the work. Theoretical study of the method impact of coolant injection on the efficiency of film cooling with the injection of a coolant in the single-row system of inclined holes in the trench. The calculation was performed in

the range of the injection parameter from 0.5 to 2. Due to the difficulties of conducting a physical experiment at a high speed and temperature of the flow, this paper uses a theoretical approach based on computer modeling.

In order to achieve this goal, the following tasks must be completed:

1. Select the software package.
2. Build a geometric model and build a calculation grid, set conditions for boundaries, and justify the choice of a turbulence model based on the test calculations.
3. Perform calculations, analyze the results obtained, and prepare the conclusions for the work.

The object of the study is the processes of heat transfer and hydrodynamics of film cooling when the cooler is fed into a single-row system of inclined holes in the trench and placed on a flat plate.

The subject of the study is the method of feeding the cooler into a row of inclined holes in the trench.

The methods of the study. In this study, the method of computer modeling (numerical solution of differential equations of motion and energy) using the ANSYS CFX 19 software package was used. The reliability of the obtained results is ensured by:

- The international quality management system standard ISO 9001:2008 on the accuracy of the turbulence models used;
- The satisfactory adjustment of the results of test calculations with experimental data published in the literature;
- The estimation of calculation errors.

The scientific novelty of the obtained results by the author is listed below:

1. In the wide range of changes in the injection parameter from 0.5 to 2 the method impact of the coolant injection on the efficiency of film cooling was studied. The identical nature of the distributions averaged along the length of the film cooling efficiency plate is shown, regardless of the method of feeding the

cooler into the trench, the volume from which the cooler is injected, and the value of the injection parameters.

2. Regardless of the feeding side of the cooler, there is approximately the same increase in the film cooling efficiency when increasing injection parameter.

3. The transverse unevenness of film cooling is the same for different ways of feeding the cooler. Transverse unevenness is observed for all investigated injection parameters.

Practical meaning. The results of the study can be used in the practice of designing innovative systems for film cooling of gas turbine blades with the injection of a cooler in one row of inclined holes in the trench.

Approbation of the results of the work. The main issues and results of the work were reported and discussed at:

- XX Науково практичної конференції студентів аспірантів та молодих вчених «Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики», м. Київ, 2022 р.

Publications.

- 1) Пацьора Є. М., Ефективність плівкового охолодження пластини: вплив умов подачі охолоджувача у траншею [Текст] / Є. М. Пацьора, А.А. Халатов // Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики: зб. тез доп. XX Всеукр. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених., 2022 р. Київ. 2022.

Key words: *film cooling, trench, row of inclined holes, method of feeding the cooler, efficiency, transverse unevenness.*

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів	13
Вступ.....	15
Розділ I.....	17
1.1 Газотурбінна установка. Сфера застосування	17
1.2 Конструкція газової турбіни	18
1.3 Проблематика ГТ та способи вирішення	19
1.4 Плівкове охолодження лопаток ГТ	20
1.5 Сучасні схеми плівкового охолодження	23
1.6 Подача охолоджувача у траншею через ряд похилих отворів.....	29
1.7 Параметри впливу плівкового охолодження	32
1.8 Вплив способу подачі охолоджувача (на прикладі трикутних отворів)	34
1.9 Висновки до першого розділу. Мета, ціль і задачі дослідження	35
Розділ II.....	38
2.1 Програмний пакет ANSYS CFX.....	38
2.2 Математичний опис	39
2.3 Моделі турбулентності	42
2.3.1 Spalart-Allmaras модель	42
2.3.2 Стандартна k-ε модель	43
2.3.3 Стандартна k-ω модель.....	44
2.3.4 Shear-Stress Transport (SST) k-ω модель.....	44
2.4 Створення програми розрахунку.....	45
2.4.1 Геометрія розрахункової області	45
2.4.2 Розрахункова сітка.....	46

2.4.3	Граничні умови	48
2.5	Верифікація.....	50
2.6	Висновки до другого розділу.....	52
Розділ III	54
3.1	Програма дослідження.....	54
3.2	Подача охолоджувача зліва	55
3.2.1	Ефективність плівкового охолодження.....	55
3.2.2	Поперечний розподіл локальних значень адіабатної ефективності	58
3.3	Подача охолоджувача справа	60
3.3.1	Ефективність плівкового охолодження.....	60
3.3.2	Поперечний розподіл локальних значень адіабатної ефективності	63
3.4	Порівняння досліджуваних схем охолодження. Осереднена ефективність плівкового охолодження в діапазоні параметра вдуву	65
3.5	Висновки до третього розділу	66
Висновки	67
Список використаних джерел	68

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Латинські символи:

x – поперечна координата, м;

y – координата, перпендикулярна поверхні охолодження, м;

z – повздовжня координата, м;

L – довжина каналу, м;

W – ширина канал, м;

H – висота каналу, м;

L_1 – довжина вільної ділянки перед траншеєю, м

L_2 – відстань між траншеями, м

L_3 – ділянка каналу за останньою траншеєю

l – довжина трубок з'єднуючих отвори, м

h – висота траншеї, м

t – поперечний крок розташування отворів, м;

d – діаметр отвору вдуву, м;

V – швидкість потоку м/с;

P – тиск, Па;

T – температура, °С;

G – масова витрата, кг/с;

m – параметр вдуву;

C_p – теплоємність при постійному тиску, Дж/К;

q – щільність теплового потоку, $\frac{\text{Дж}}{\text{с} \cdot \text{м}^2}$;

Tu – турбулентність, %;

DR – параметр щільності (відношення тисків);

y^+ – безрозмірна відстань від першого поза стінного вузла до стінки.

Грецькі символи:

η – ефективність плівкового охолодження;

ρ – густина, $\text{кг}/\text{м}^3$;

α – кут нахилу отворів,

λ – коефіцієнт теплопровідності, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$.

Індекси:

1 – параметр охолоджувача;

∞ – параметр основного потоку;

$\alpha\omega$ – параметр на адіабатичній стінці.

Скорочення:

ГТУ – газотурбінна установка;

SST – перенесення зсувних напруг (Shear Stress Transport);

ККД – коефіцієнт корисної дії;

RANS – моделювання на базі осереднених за Рейнольдсом рівнянь

Нав'є – Стокса.

CFD - обчислювальна гідродинаміка (Computational Fluid Dynamics)

CAM - зв'язана алгебраїчна багатосітка (Coupled Algebraic Multigrid)

ВСТУП

Газотурбінні двигуни стали одною з основ для сучасного життя, адже ці двигуни лежать в основі роботи вантажних суден та видобутку енергії в різних промислових галузях [1].

В сучасному ГТД робоча температура газу може досягати 1800°C , в той час, як матеріали, з яких виготовлені деталі ГТ, мають термостійкість до 1000°C . Для підвищення ККД необхідна висока температура робочого газу. Застосування сучасних методів, для підвищення термостійкості ГТ, дозволяють отримувати найвищий ККД. З таких методів є нанесення термостійких матеріалів на деталі, що піддаються високотемпературній корозії, застосування внутрішнього та зовнішнього охолодження [2].

Останні два десятиліття в США, Німеччині, Україні, Китаї та інших країнах були вивчені нові технічні рішення, які характеризуються більш простою технологією виготовлення, високою теплофізичною ефективністю та прийнятною з точки зору термодинамічних втрат витратою охолоджувача. Ці дослідження можна поділити на три групи:

- отвори складної конфігурації змінного перерізу (дифузорні, віялові, консольні, гантелеподібні тощо);
- випуск охолоджувача в поглиблення, виконані на поверхні, що охолоджується (траншея, кратер, поглиблення різної форми);
- схеми взаєморозташування отворів охолодження, які частково або повністю пригнічують вихреутворення, що руйнує плівку охолоджувача (наприклад, система парних отворів) [3].

Схема з вдувом охолоджувача до траншеї з однорядною системою отворів має на 35% вищу ефективність порівняно з низкою отворів без траншеї [4].

В результаті вимірювання полів швидкостей і аналізу фізичної картини течії, було показано, що наявність траншеї призводить до більш рівномірного профілю швидкості потоку, що видноється, в поперечному напрямку. Підвищення росту вхідної температури вимагає істотного підвищення витрат

охолоджувача. Досягнення певної температури за рахунок підвищення витрат охолоджувача можуть призвести до збільшення термодинамічного та газодинамічного опору, який може перевищити ефективність охолодження [3].

Традиційні ж схеми плівкового охолодження являють собою систему з двох частин суміщених траншеєю з рядом похилих отворів, через які вдувається охолоджуючий потік з нижньої частини і змішується з основним потоком у верхній частині лопатки.

Вдув охолоджуючого потоку може відбуватися з будь якої сторони від отворів у траншеї. Велику практичну зацікавленість має вплив способу подачі охолоджувача до траншеї на ефективність плівкового охолодження.

Цілю даної роботи є теоретичне дослідження впливу способу подачі охолоджувача до траншеї через ряд похилих отворів на ефективність плівкового охолодження в діапазоні параметра вдуву від 0,5 до 2 при двох протилежних (зліва та справа) способах подачі охолоджувача до траншеї.

У зв'язку з труднощами проведення фізичного експерименту при високій швидкості і температурі потоку, в даній роботі використаний теоретичний підхід на основі комп'ютерного моделювання у пакеті ANSYS AIM 19.2.

РОЗДІЛ І

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Газотурбінна установка. Сфера застосування

Механізми турбіни почали розроблятися інженерами вже дуже давно. Звичайно ж, свого суттєвого розвитку даний механізм досяг лише зараз. Активно розроблятися турбіни почали наприкінці ХІХ століття одночасно з розвитком та вдосконаленням термодинаміки, машинобудування та металургії [6].

Змінювалися принципи механізмів, матеріали, сплави, все удосконалювалося і ось, на сьогоднішній день людству відома найдосконаліша з усіх раніше існуючих форм газової турбіни, що розмежовується на різні типи. Є авіаційна газова турбіна і промислова.

Традиційне сучасне газотурбінне встановлення (ГТУ) — це сукупність повітряного компресора, камери згоряння та газової турбіни, а також допоміжних систем, що забезпечують її роботу. Сукупність ГТУ та електричного генератора називають газотурбінним агрегатом.

Необхідно підкреслити одну важливу відмінність ГТУ від ПТУ. До складу ПТУ не входить котел, точніше котел розглядається як окреме джерело тепла. Паротурбінне устаткування без котла як фізичний об'єкт працювати не може. У ГТУ камера згоряння це її невід'ємний елемент. У цьому сенсі ГТУ є самодостатньою [7].

Газотурбінні установки відрізняються надзвичайно великою різноманітністю, більшою, ніж паротурбінні. Нижче розглянемо найперспективніші та найбільш використовувані в енергетиці ГТУ простого циклу.

Основне завдання частин ГТ – обертатися внаслідок дії струменя робочого газу. Влаштована вона таким чином, що головну частину турбіни представлено колесом, на яке прикріплені набори лопаток. Газ, впливаючи на лопатки газової турбіни, змушує їх рухатися та обертати колесо. Колесо, у

свою чергу, жорстко скріплене з валом. Цей тандем має спеціальну назву – ротор турбіни. Внаслідок цього руху, що відбувається всередині двигуна газової турбіни, досягається отримання механічної енергії, що передається на електрогенератор, гребний гвинт корабля, повітряний гвинт літака та інші робочі механізми аналогічного принципу дії [6].

Вплив газового струменя на лопатки турбіни може бути двояким. Тому турбіни поділяються на класи: клас активних та реактивних турбін. Відрізняються реактивна та активна газова турбіна принципом пристрою.

Активна турбіна характеризується тим, що відзначається велика швидкість надходження газу на робочі лопатки. За допомогою вигнутої лопатки струмінь газу відхиляється від своєї траєкторії руху. Внаслідок відхилення розвивається велика відцентрова сила. За допомогою цієї сили лопатки рухаються. Під час описаного шляху газу відбувається втрата частини його енергії. Така енергія спрямована на рух робочого колеса і валу.

У реактивній турбіні дещо інакше. Тут надходження газу до робочих лопаток здійснюється на незначній швидкості та під впливом великого рівня тиску. Форма лопаток також відмінна, завдяки чому швидкість газу значно збільшується. Таким чином, струмінь газу створює своєрідну реактивну силу.

1.2 Конструкція газової турбіни

Розглянемо основні робочі частини ГТ, схема наведена на рисунку 1.1.

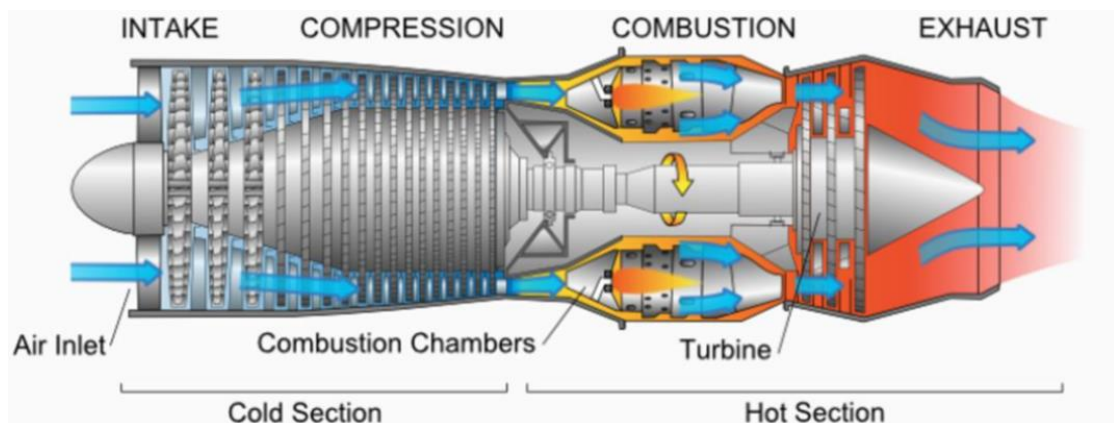


Рис. 1.1 – Основні секції двигуна: повітрязбірник, компресор, камера згоряння, турбіна і випускне сопло

Під час роботи газової турбіни повітря забирається з атмосфери і всмоктується першим рядом лопатей компресора (рис. 1.1) [1]. Звідти робоча рідина отримує механічну енергію від компресора, внаслідок чого тиск і температура швидко зростають. Компонент, що надходить з паливом, створює горіння та вироблення високотемпературних димових газів з температурами до 1400°C – 1500°C . Така висока температура означає, що матеріали та дизайн деталей в секції потребують особливої уваги. Використовувані матеріали повинні бути жаростійкими. Через те, що область, розташована між виходом з камери згорання та входом в турбіну, вважається більш складною для проектування газових турбін [2]. Після виходу димових газів з камери згорання вони відводяться до турбіни. Гази, що утворились при згоранні, частково розширюються в турбіні, що обертає компресор і остаточне розширення газів відбувається в реактивному соплі, де температура доходить до 1500°C . Згодом димові гази виділяються в атмосферу через вихідне сопло з температурою близько 550°C [3].

1.3 Проблематика ГТ та способи вирішення

Компоненти газової турбіни працюють в агресивному середовищі, де температура експлуатації коливається від температури навколишнього середовища до температури плавлення матеріалів, що викликає різноманітне руйнування компонентів.

Запобігти високотемпературній ерозії можна за допомогою сучасних технологій таких як [7]:

- аеродинамічне проектування компресора та турбіни;
- охолодження лопаток турбіни;
- технології матеріалів.

Для підвищення коефіцієнта корисної дії потрібно підвищувати температуру робочого газу. Це можливо завдяки:

- розробці жаростійких металів;
- розробці нових рішень в дизайні та технології виробництва двигунів;

– внутрішнього і зовнішнього охолодження.

В наш час газові турбіни мають найсучасніші технології. У турбобудівній промисловості дослідження зносостійкості лопатей високого тиску привернули найбільшу увагу дослідників. Можливість працювати при все більш високих температурах газу стала результатом комбінації вдосконалення матеріалів і розробки більш складних механізмів внутрішнього і зовнішнього охолодження. Наприклад, нині лопатки турбін високого тиску отримують стиснене повітря від компресора і нагнітається на лопатки турбіни через невеликі отвори (рис. 1.2), просвердлені на них, з метою створення захисного шару на кромці лопаток і гарантії, що гарячі гази не можуть впливати безпосередньо на них [2].

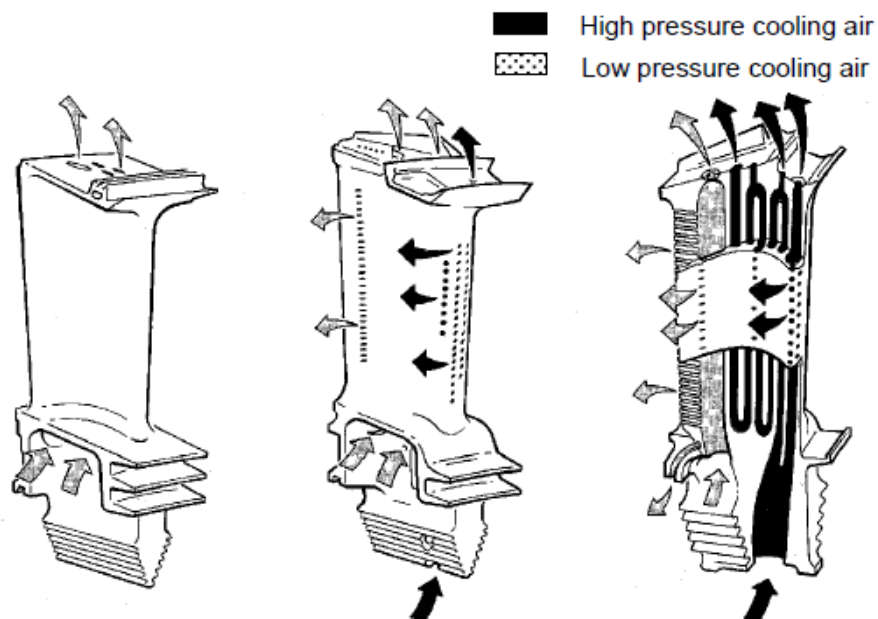


Рис. 1.2 – Лопатки турбіни високого тиску з внутрішнім охолодженням

Широко застосовується зовнішнє охолодження – плівкове охолодження лопаток газових турбін.

1.4 Плівкове охолодження лопаток ГТ

Практика показала, що застосування плівкового охолодження на вхідній кромці лопатки, порівняно з суто конвективною системою охолодження,

дозволяє трохи зменшити її радіус. Випуск повітря через перфорацію в середній частині профілю дозволяє зменшити його витрату через вихідну кромку та зменшити її товщину, що сприяє зниженню кромкових (газодинамічних) втрат. Все це дозволяє виконати профіль лопатки аеродинамічно досконалішим [3].

Сучасні технології виготовлення отворів плівкового охолодження складних конфігурацій, а також нових схем їх взаємного розміщення дозволяють значно підвищити глибину охолодження, і одночасно знизити вплив видування повітря на потік газу.

В наш час досліджують такі схеми плівкового охолодження (рис. 1.3)[3]:

- суцільна щілина;
- пористий поясок;
- перфорований поясок (ряди похилих циліндричних отворів);
- охолодження за ділянкою теплообміну.

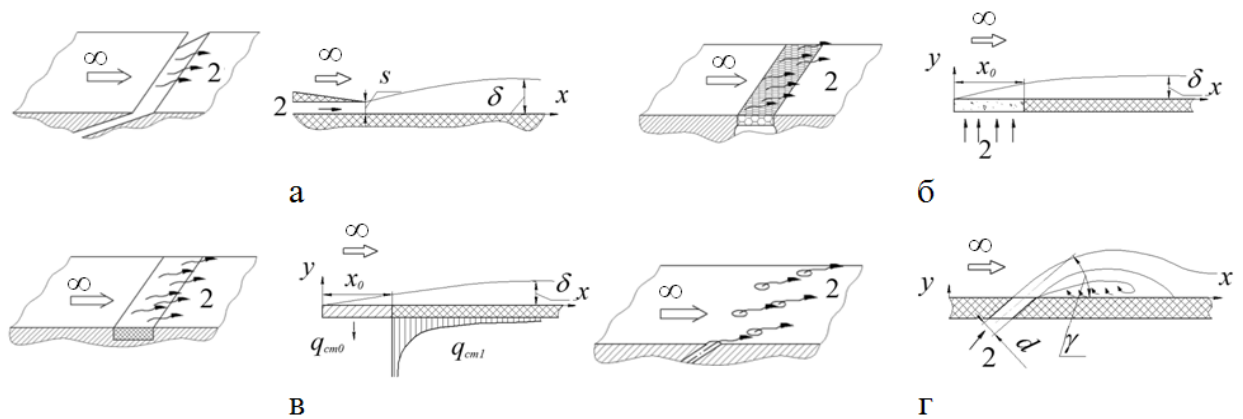


Рисунок 1.3 – Основні способи плівкового охолодження [6]:

1, 2 – відповідно основний і вторинний потоки газу

а) суцільна щілина, б) пористий поясок, в) за охолоджуваних ділянкою, г) перфорований поясок

Покращення ефективності плівкового охолодження лопатей у високопродуктивних газових турбінах залишається важливою проблемою на даний момент. Традиційна схема, яка включає багаторядну систему похилих круглих отворів, виконаних в охолоджуваній стіні, характеризується низькою

ефективністю при високому параметрі вдуву ($m > 1,0$) через наявні вторинні вихрові структури, що руйнують плівку теплоносія та підводить гаряче повітря до охолодженої поверхні. Серед різноманітних нових технік з кращою ефективністю охолодження та покращеною рівномірністю температури стінки забезпечується найбільший позитивний ефект шляхом застосування фасонних отворів. Однак виготовлення таких отворів розміром менше одного міліметра вимагає спеціального технологічного обладнання та викликає певні технологічні труднощі. Тому, нові технічні рішення не поступаються технологіям фасонних отворів з точки зору ефективності охолодження, але мають більш просту технологію виробництва, що і представляє великий інтерес. Одним з таких рішень є випуск теплоносія через похилі отвори в «неглибоку» поверхневу траншею [8].

Чинники, що впливають на ефективність плівкового охолодження, можна розділити на геометричні і фізичні (режимні). До основних геометричних факторів відносяться:

- кути видування охолоджувача на поверхню, що захищається;
- ширина та довжина щілини, через яку видувається охолоджувач (для випадку плоскої щілини);
- товщина козирка-розділювача (для випадку тангенціальної щілини, див. рис. 1.5, б);
- кількість рядів щілин або отворів плівкового охолодження;
- відношення поперечного кроку розташування отворів до їхнього діаметру (t/d) для дискретних отворів (дискретність);
- форма отворів, їх відносна довжина (L/d) та геометрія у місці випуску на поверхню;
- кривизна поверхні, що захищається (радіус кривизни, а також її вид - опуклість / увігнутість).

Основні фізичні фактори, що впливають на ефективність плівкового охолодження:

- параметр (коефіцієнт) вдування;

- поздовжній градієнт тиску основного потоку (прискорення/гальмування);
- ступінь турбулентності основного потоку;
- відношення щільностей охолоджувача та основного потоку;
- стисливість (число Маха).

Також на характеристики плівкового охолодження впливає обертання лопатки, орієнтація осі обертання щодо осей каналів вдування.

1.5 Сучасні схеми плівкового охолодження

Застосування охолодження лопаток турбін та його необхідна глибина залежать не тільки від температури газу, а й від цілого ряду інших факторів – матеріалу лопаток, ресурсу, нерівномірності температурного поля за камерою згоряння та ін. Так, у стаціонарних та корабельних двигунах охолодження лопаток використовувалося вже T_T близько 750-850°C, авіаційних - при 950-1000°C.

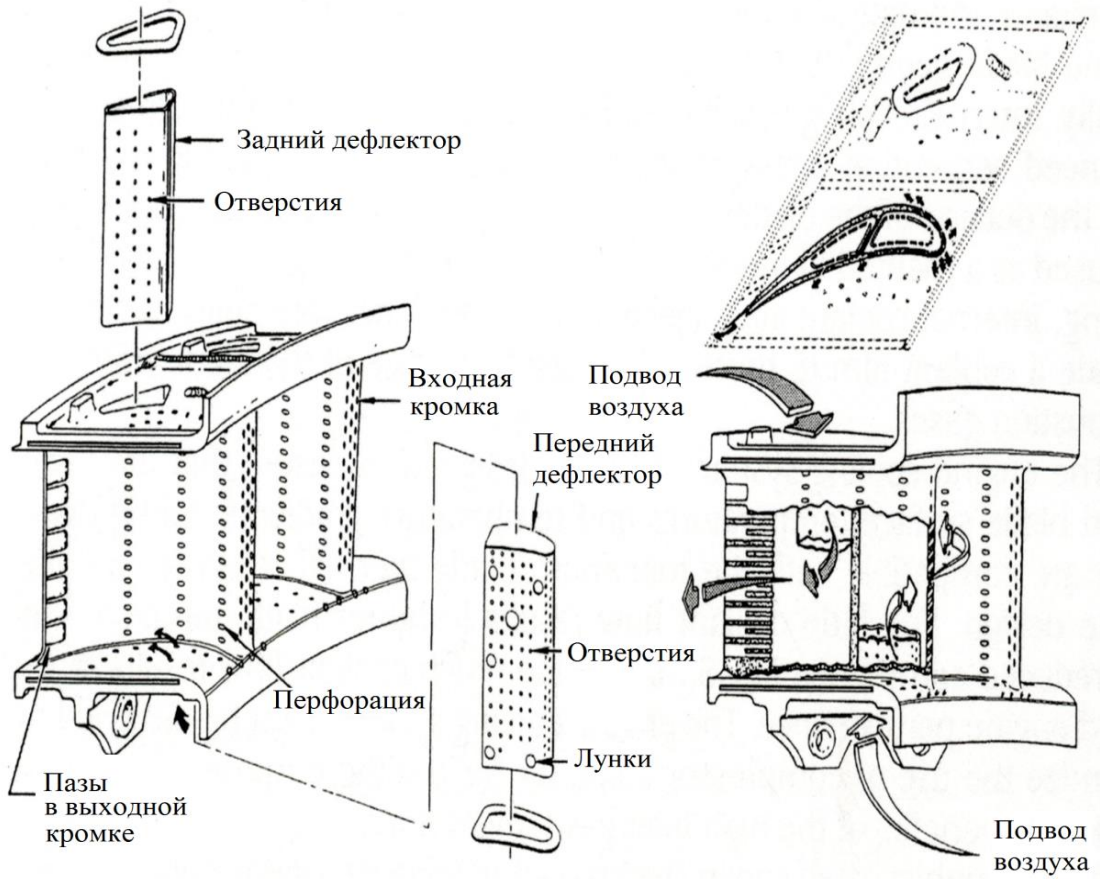
У всіх лопатках турбін, що охолоджуються, в першу чергу реалізуються системи конвективного (внутрішнього) охолодження, при якому гарячий газ і охолоджувач розділені стіною, що захищається від нагріву. Розвинені системи конвективного охолодження лопаток при використанні сучасних жароміцних сплавів на нікелевій основі дозволяють забезпечити достатню глибину охолодження при T_T на рівні 1150–1200°C, проте можливості подальшого підвищення глибини охолодження лопаток за рахунок конвективного теплообміну відсутні.

Світовий досвід показує, що при T_T близько 1200°C і вище для забезпечення допустимих температур металу необхідне використання плівкового (завісного) охолодження лопаток, при якому охолоджувач частково або повністю відтісняє гарячий газ від поверхні, захищаючи від підведення тепла. Зважаючи на те, що захисна плівка швидко розмивається газовим потоком, для її створення потрібна значна кількість охолоджувача. У міру віддалення від місця вдуву температура повітряно-газової суміші в

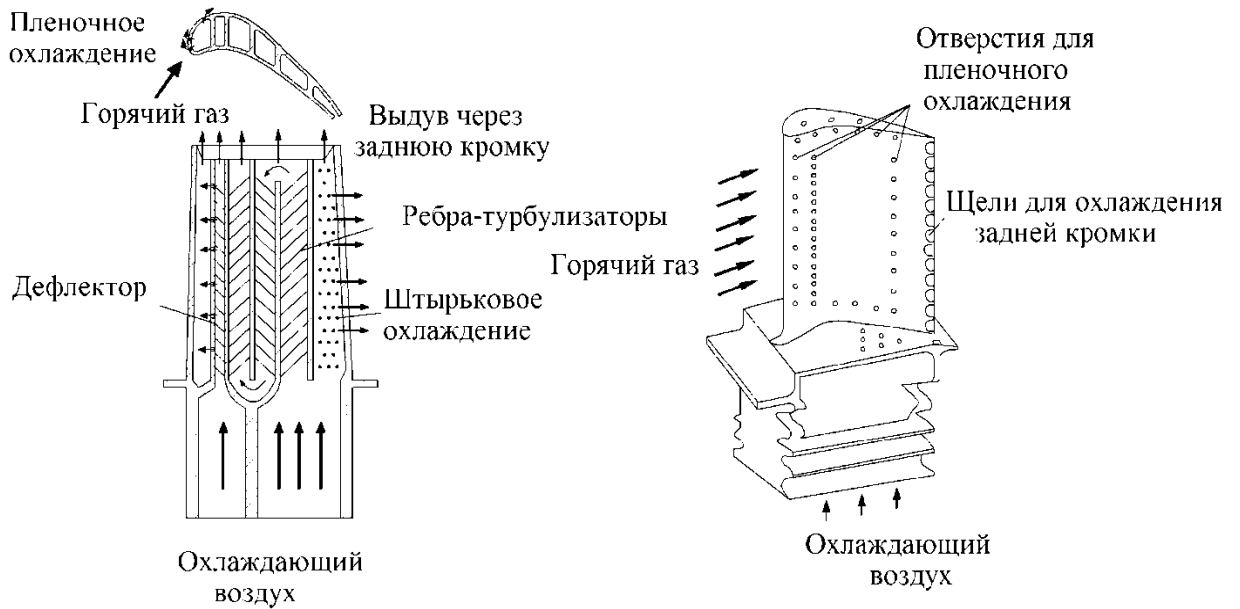
пристінному шарі різко підвищується, тому на практиці потрібне застосування багаторядних систем плівкового охолодження. При цьому використовуються комбіновані конвективно-плівкові (конвективно-загороджувальні) системи охолодження (рис. 1.4).

Як впливає зі сказаного вище, досягнення сучасного рівня T_r було б неможливим без застосування плівкового охолодження лопаток турбін. До того ж застосування плівкового охолодження дозволяє реалізувати більш ефективні схеми перебігу охолоджувача у внутрішніх порожнинах лопаток, воно знижує нерівномірність температурного поля і температурні градієнти в лопатці, що зменшує термічні напруги і сприяє збільшенню ресурсу роботи лопатки.

Аналіз досліджень у галузі охолодження лопаток турбін високотемпературних ВМД, а також їх конструкцій показав, що альтернативи широкому застосуванню плівкового охолодження в даний час і в найближчому майбутньому немає. З цієї причини, в останні 10 років відзначено різке підвищення інтересу до вдосконалення систем плівкового охолодження [2].



а)



б)

Рисунок 1.4 – Соплова та робоча, лопатки високотемпературного двигуна з конвективно-плівковою системою охолодження:

а) соплова лопатка; б) робоча лопатка

Найбільш простим способом організації плівкового охолодження є випуск охолоджувача через суцільну щілину. На практиці до таких можна віднести плоскі щілини, у яких висота значно менша за ширину, а також кільцеві, у яких висота істотно менша за радіус, на якому ця щілина розташована. В даному випадку при аналізі газу завісу можна розглядати як двомірну, з координатами x та y . Основні схеми випуску повітря через суцільні щілини показано на рис. 1.5.

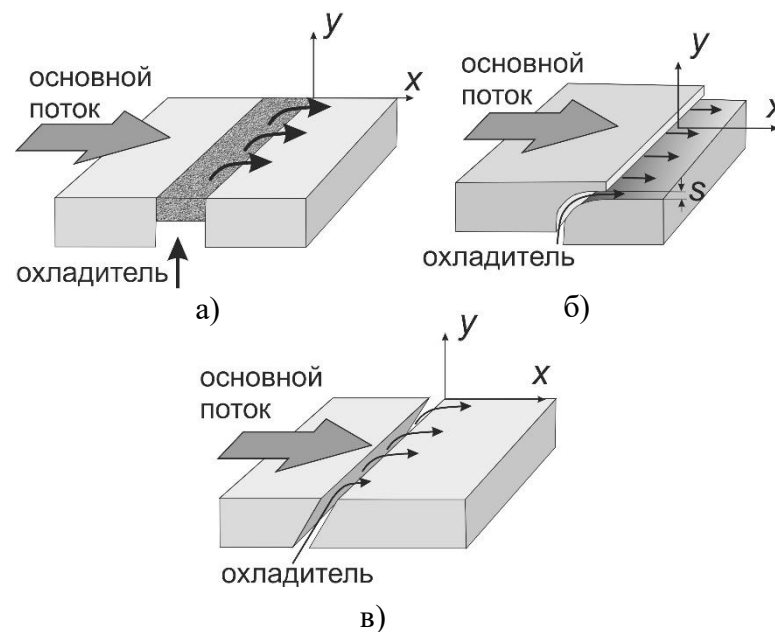


Рисунок 1.5 – Характерні двомірні щілинні схеми випуску повітря на поверхню, що захищається:

- а – пориста щілина для транспіраційного охолодження;
- б – тангенціальна щілина;
- в – щілина, спрямована під кутом до поверхні, що захищається

Для схем випуску повітря через отвори та уривчасті щілини (пази) різної конфігурації характерно значне ускладнення картини течії, як охолоджувача, так і основного потоку, з явно вираженою тривимірністю. На рис. 1.6 показана найбільш часто вживана практично схема видування повітря через один ряд дискретних циліндричних отворів (перфорацію) [5].

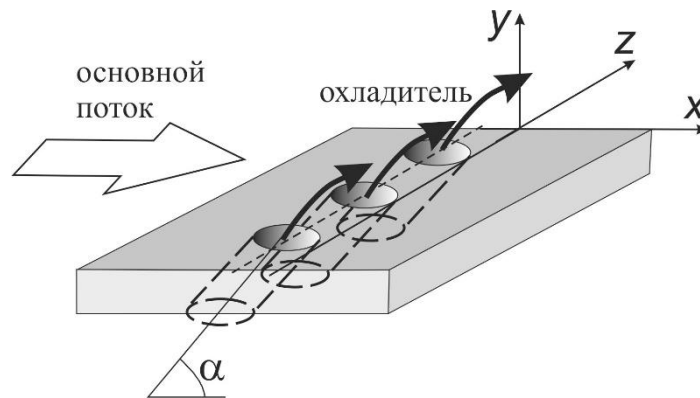


Рисунок 1.6 – Випуск повітря на поверхню, що захищається, через один ряд дискретних циліндричних отворів

При такому способі подачі повітря ефективність охолодження значно нижча, ніж через плоску щілину, внаслідок цілого ряду причин: власне дискретності (значна частина поверхні на початковій ділянці не захищена плівкою), відриву струменів, а також більш інтенсивного перемішування з основним потоком. Механізм цього перемішування пов'язаний з наявністю у струмені, що видується, охолоджувача вихрових течій, які після виникнення зберігаються і далі вниз по потоку.

Спрощена схема течії в зоні видування охолоджувача показана на рис. 1.7 [2].

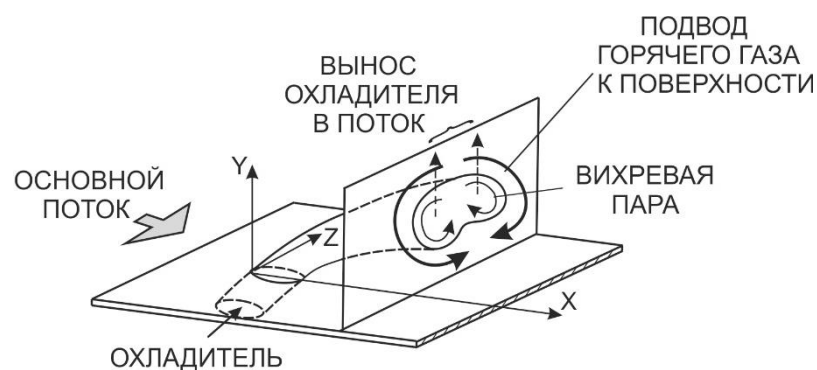


Рисунок 1.7 – Вихрова пара, що утворюється при виході охолоджувача з отвору

На цьому малюнку показана лише найпотужніша вихрова структура, звана іноді ниркоподібним вихором («kidney-shaped vortex»), що складається із системи двох вихорів протилежного обертання в ядрі струменя. Саме ця

структура, в порівнянні з іншими, більш слабкими, надає найбільший вплив на ефективність плівкового охолодження, внаслідок підведення гарячого газу до поверхні, що захищається, і віднесення від неї охолоджувача. Причому інтенсивність «ниркоподібного» вихору різко збільшується з підвищенням параметра вдування. Додатково, в отворі, особливо короткому, може утворюватися зона відриву потоку («separation bubble»), що сприяє прискоренню потоку, спотворенню профілю швидкості в отворі, і як результат – знижує ефективність плівкового охолодження.

Серед різних способів підвищення ефективності охолодження з одночасним поліпшенням рівномірності покриття поверхні найбільший позитивний ефект забезпечується при використанні отворів фасонних (рис. 1.8).

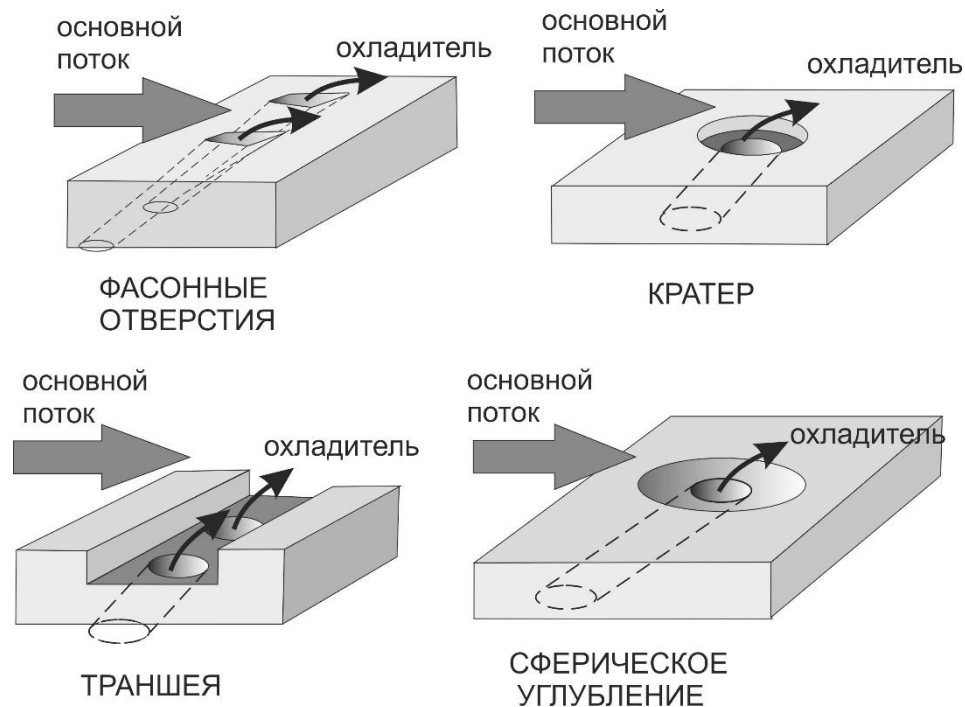


Рисунок 1.8 – Схеми фасонних отворів та отворів у поверхневих заглибленнях

Виготовлення отворів складної форми, що мають розміри менше одного міліметра, вимагає спеціального дорогого обладнання, і пов'язане із серйозними технологічними проблемами. Тому великий практичний інтерес представляють нові технічні рішення, що не поступаються складним (фасонним) отворах ефективності охолодження, але мають більш просту

технологію виготовлення. До таких належить випуск охолоджувача через похилі отвори в різного виду поглиблення [15] зокрема, в циліндричні кратери, поперечні траншеї, напівсферичні заглиблення (лунки), показані на рис. 1.8.

При цьому забезпечується кращий розподіл охолоджувача по ширині поверхні, що захищається, а також знижується інтенсивність ниркоподібного та інших вихорів, що розвиваються завісу охолоджувача. В даний час досліджено значну кількість варіантів отворів у поглибленнях, з метою знаходження найефективніших конфігурацій.

Крім цього, в даний час ведуться великі дослідження систем плівкового охолодження на основі парних отворів [25]. Основна ідея таких систем полягає в тому, що при випуску повітря через два циліндричні отвори, при певному взаємному розташуванні, утворюється додаткова пара вихорів, що протидіють нирковоподібному вихору.

1.6 Подача охолоджувача у траншею через ряд похилих отворів

Вперше спосіб подачі охолоджувача у двомірний прямокутний паз, або траншею (рис. 1.4) було запропоновано 1999 році [3].

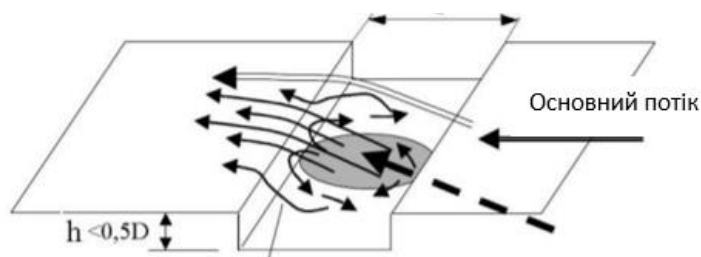


Рис. 1.9 – Схема подачі охолоджувача в траншею

Основною метою даного винаходу було підвищення ефективності плівкового охолодження за рядом циліндричних отворів за рахунок поперечного розподілу потоку, що вдується, перед виходом на поверхню, що захищається. Автори винаходу відзначають, що технологічно траншея може бути виконана повністю в теплозахисному покритті (глибина траншеї дорівнює його товщині), в цьому випадку її наявність не позначиться на

міцності лопатки. Частково траншея може бути заглиблена й у основний метал.

У представлених у [1] експериментальних даних ефективність плівкового охолодження зростає на 35% порівняно з низкою отворів без траншеї (рис. 1.5).

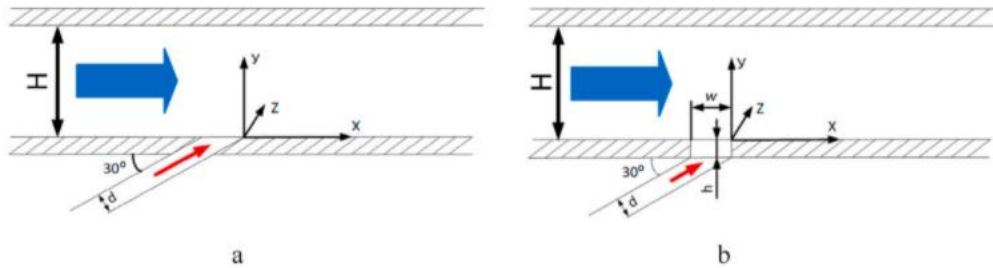


Рис. 1.10 – Схема плівкового охолодження без траншеї (а) та з траншеєю (б)

Вдув охолоджуючого потоку до траншеї через ряд похилих отворів має неконтрольований напрям. Тому спосіб подачі охолоджувача до траншеї може мати вплив на ефективність охолодження, що є основною характеристикою плівкового охолодження.

Одна з перших експериментальних робіт [2] щодо дослідження ефективності плівкового охолодження при подачі вторинного повітря через ряд похилих отворів у траншеї була виконана для двох варіантів відносної глибини траншеї: глибокої, $h/d = 3$ і дрібної, $h/d = 0,43$. Вже ці дослідження показали, що дрібна траншея є перспективнішим варіантом для практичного застосування: збільшення ефективності плівкового охолодження становило 50...75 % проти базовим варіантом однорядної системи отворів без траншеї.

На думку автора, випуск охолоджувача на дно траншеї захищає його від безпосереднього проникнення в основний потік (гарячий газ) та взаємодії з ним. При цьому важливо, щоб стінка траншеї, в яку вдаряється струмінь, розташовувалася якомога ближче до краю отвору. Ця стінка працює як перешкода, що змушує частину охолоджувача розтікатися в поперечному напрямку всередині траншеї до виходу на зовнішню поверхню, що

захищається. Вона також послаблює або руйнує характерні для струменів охолоджувача вихрові структури, що підсмоктують основний потік до поверхні.

Виходячи з наявної інформації, всі подальші роботи в цьому напрямку [6-12] були зосереджені на дослідженні різних варіантів розташування отворів вдування в діапазоні зміни відносної глибини траншеї $0,4 \leq h/d \leq 1$. Основні з цих варіантів показані на рис. 1.11.

Вивчалось плівкове охолодження як на плоскій поверхні, так і на моделях лопаткових апаратів, у широкому діапазоні зміни геометричних і режимних параметрів. Прикордонний шар перед траншеєю у всіх роботах був турбулентним, що притаманно умов обтікання профілів лопаток. При аналізі та узагальненні даних щодо ефективності та теплообміну координата x відраховується від нижньої по потоку кромки траншеї.

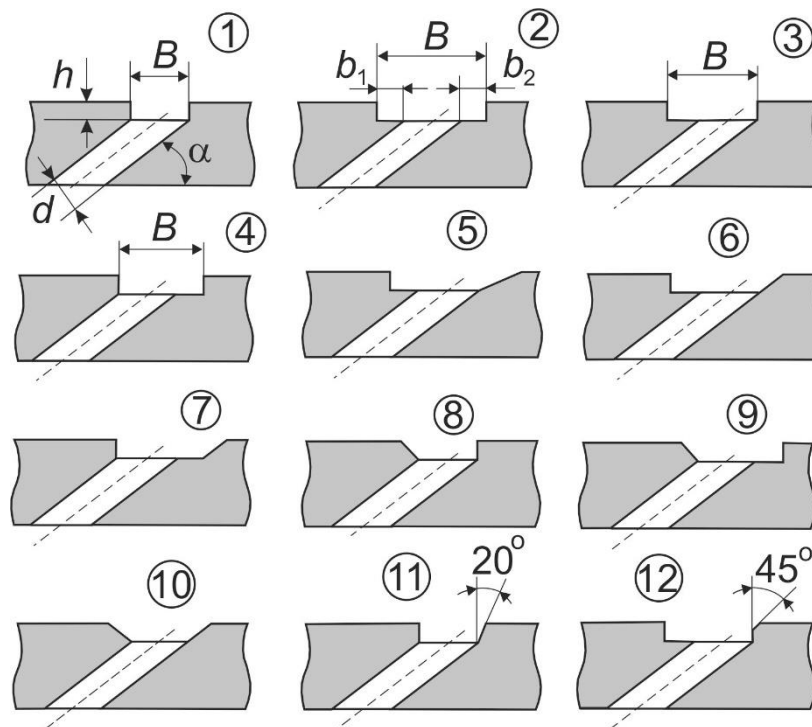


Рисунок 1.11 – Варіанти досліджених конфігурацій траншей

Крім описаних вище досліджень, можна відзначити також роботи: [9] з дослідження траншеї з отворами на торцевій поверхні в області передньої кромки лопатки моделі соплового апарату, і [10], в якій досліджувалась траншейна конфігурація на торцевій поверхні моделі соплового апарату. У цих роботах також підтверджується суттєве підвищення середньої ширини ефективності плівкового охолодження в порівнянні з циліндричними отворами без траншеї.

Проводилося вивчення комбінованих траншейних схем. У роботі [11] досліджено комбінацію траншеї з фасонними отворами. Як показали експерименти, ця конфігурація призводить до зниження ефективності плівкового охолодження на 25...33% порівняно з базовим варіантом фасонних отворів без траншеї.

1.7 Параметри впливу плівкового охолодження

При проведенні експериментів щодо дослідження ефективності плівкового охолодження поверхні вимірюють розподіл температури адіабатичної стінки T_{aw} , тобто стінки, теплопровідністю якої можна знехтувати. Таким чином, T_{aw} теоретично відповідає температурі пристінного газового шару. По температурі T_{aw} , температурі основного потоку T_{∞} і температурі охолоджувача T_1 , що вдується, визначають локальні значення адіабатичної ефективності плівкового охолодження η :

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_{\infty}}{T_1 - T_{\infty}} \quad (1.1)$$

Адіабатичну ефективність плівкового охолодження (adiabatic film cooling effectiveness) у вітчизняній літературі також називають ефективністю газової завіси.

У розрахунках використовують поняття поперечно опосередкованої ефективності, що визначається за формулою 1.2.

$$\bar{\eta}(X) = \frac{1}{P} \int_{-P/2}^{P/2} \eta(X,Z) dZ \quad (1.2)$$

Воно характеризує загальний ефект газової завіси шириною кроку отворів.

Для вирішення стаціонарних завдань із розрахунку ефективності плівкового охолодження крім геометрії отворів необхідно знати такі граничні умови:

– статичний тиск p (надалі, через сталість площі поперечного перерізу каналу та щодо малої протяжності охолоджуваної ділянки, будемо вважати, що статичний тиск основного потоку на вході та на виході в область охолодження однаковий);

– температура T ;

– швидкість V .

У роботах дослідників [9] граничні умови наведені у різних формах, тому доводиться перераховувати граничні умови, користуючись наведеними нижче залежностями.

Часто не задана одна з температур, але задане відношення щільностей основного потоку DR , що вдується і тоді визначаємо наступним чином:

$$\frac{T_{\infty}}{T_1} = \frac{\rho_1}{\rho_{\infty}} = DR$$

Це співвідношення впливає з рівняння стану газу основного потоку, що вдується:

$$p_{\infty} = \rho_{\infty} R_{\infty} T_{\infty};$$

$$p_1 = \rho_1 R_1 T_1.$$

де R_{∞} і R_1 – газові сталі основного та вдуваного потоків відповідно.

У більшості експериментів як основний і вдуваний потік використовується повітря, тому $R_{\infty,1} \approx 287$ Дж/(кг·К).

Режим охолодження характеризує безрозмірний параметр вдува m . Він пов'язаний зі стосунками щільностей DR та швидкостей VR наступним чином:

$$m = DR \cdot VR$$

Нерідко замість параметра вдування використовують параметр потоку імпульсу I . Для цього параметра можна записати наступні співвідношення:

$$I = DR \cdot VR^2 = m \cdot VR.$$

1.8 Вплив способу подачі охолоджувача (на прикладі трикутних отворів)

Великий вплив на ефективність плівкового охолодження має орієнтація поперечного потоку теплоносія [10]. Відповідні експериментальні виміри показали, що ефективність при конфігурації із зустрічним потоком значно нижче, ніж при прямоточній конфігурації. В роботі [11] проаналізовано сновний механізм впливу трьох можливих орієнтацій поперечного потоку охолоджуючої рідини (рис. 1.6) з докладними чисельними результатами.

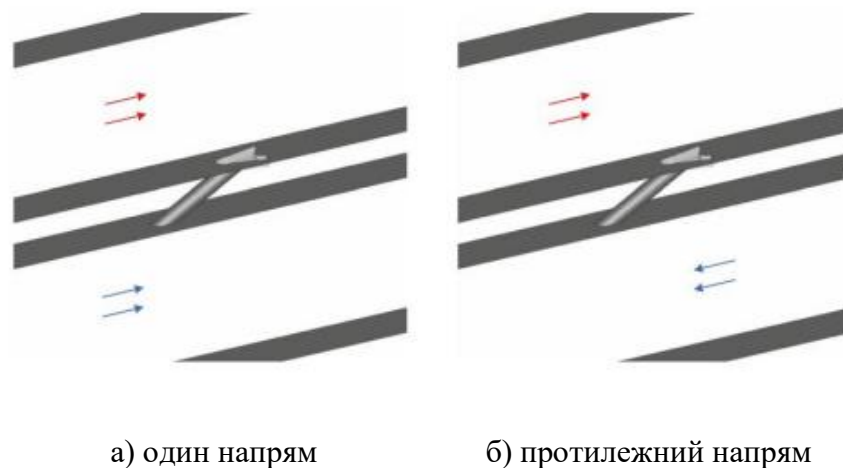


Рисунок 1.12 – Можливі напрямлення потоку охолоджуючої рідини

На рис. 1.7а,с показано лінії потоку в розрізі на вході до отвору. Односторонній вдув потоку має без перешкод проходити на охолоджувану поверхню на відміну від протилежного вдуву, де теплоносій має перешкоду у вигляді крутого повороту, через що охолоджуючий потік втрачає швидкість. В результаті схема з протилежним вдувом потоку має нижчу ефективність охолодження на поверхні пластини. Також на рис. 1.7б,г частина

охолоджувача розвертається в протилежному напрямку ударяючись об гострий кут на повороті, що приводить до зменшення його масової витрати [11].

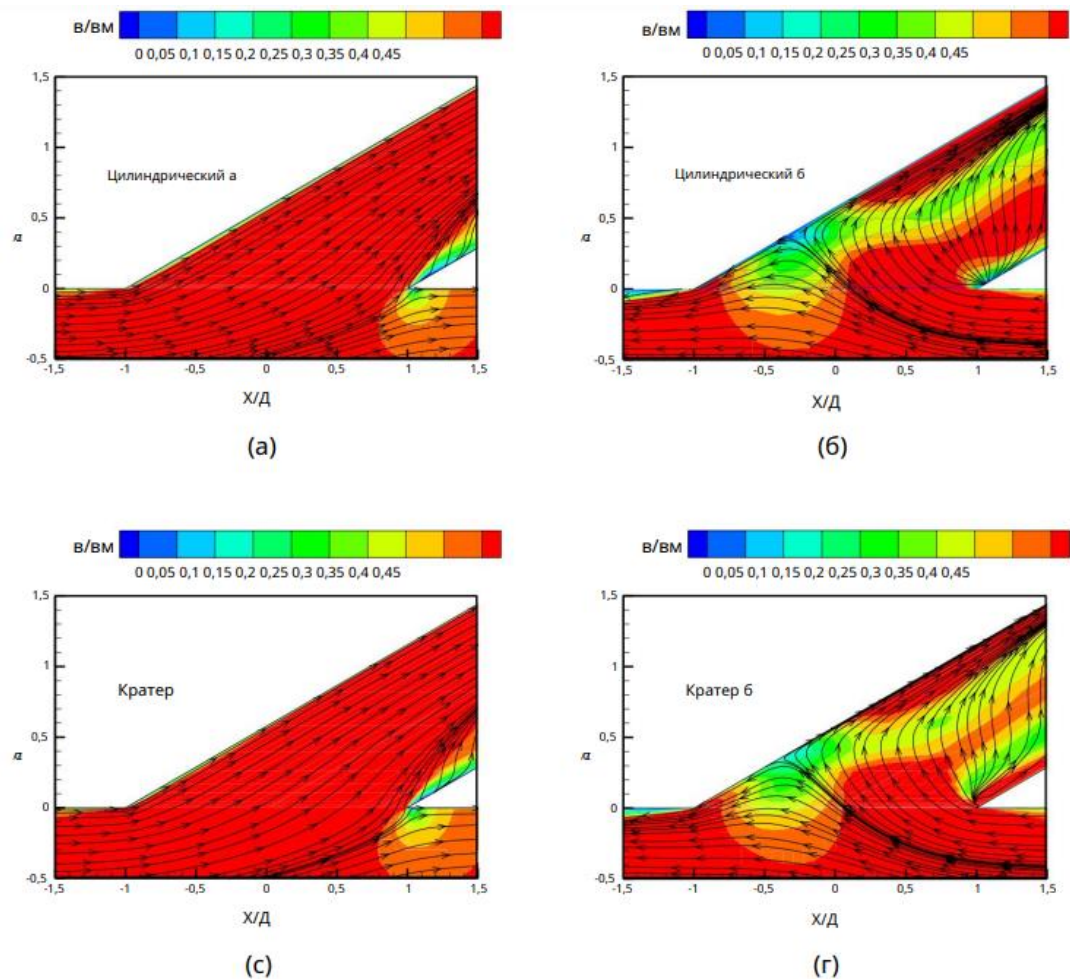


Рисунок 1.13 – Контури ліній потоку в розрізі на вході в отвір

Спосіб подачі охолоджувача на поверхню лопаток має вплив на ефективність плівкового охолодження при використанні схеми з трикутною формою.

1.9 Висновки до першого розділу. Мета, ціль і задачі дослідження

Одним з методів підвищення ККД газової турбіни і захисту деталей від високотемпературної ерозії є плівкове охолодження. Плівкове охолодження використовується в багатьох програмах для зменшення конвективної теплопередачі до поверхні. Прикладом є плівкове охолодження камер згоряння газових турбін та лопатей, які піддаються високій теплопередачі від

газів згоряння. Газ, який холодніший, ніж основний потік, передається на зовнішню поверхню через невеликі прорізи або ряди отворів всередині поверхні. Метою є введення теплоносія в прикордонний шар без істотного збільшення турбулентності та захоплення додаткового гарячого робочого газу. У цій задачі є три температури: температура вільного потоку, температура охолоджуючої рідини та температура стінки.

Дослідження показали, що траншея має вищі результати ефективності плівкового охолодження з усіх досліджених схем. В даний час є достатньо результатів по траншеї з різними її конфігураціями. Проте, мало досліджено спосіб вдуву до неї потоку охолоджувача, що може мати вплив на ефективність. Адже, при роботі лопаток напрямок вдуваного потоку важко контролювати і він може надходити до отворів з різних сторін [3].

Тому метою дипломної роботи є дослідження впливу способу подачі охолоджувача до траншеї через ряд похилих отворів на ефективність охолодження.

Ціллю даної роботи є теоретичне дослідження впливу способу подачі охолоджувача до траншеї через ряд похилих отворів на ефективність плівкового охолодження в діапазоні вдуву від 0,5 до 2 для двох протилежних напрямках вдуву охолоджувача (зліва і справа).

В роботі буде використаний теоретичний підхід на основі комп'ютерного моделювання, адже, при наявності обґрунтованих моделей турбулентності це дозволяє виявити особливості фізичного механізму гідродинаміки та теплообміну, які неможливо визначити при експериментальному дослідженні.

Для досягнення цілі поставлені наступні задачі:

- побудова геометричної моделі;
- вибір методу моделювання течії;
- створення розрахункової сітки;
- задання граничних умов;
- розробка програми дослідження;
- виконання розрахунків;

- аналіз отриманих результатів;
- формулювання висновків по результатам роботи.

РОЗДІЛ II

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВЕРИФІКАЦІЯ РОЗРАХУНКУ

2.1 Програмний пакет ANSYS CFX

Обчислювальна гідродинаміка (CFD) — це розділ механіки рідини, який використовує чисельний аналіз і структуру даних для аналізу та розв'язання проблем, пов'язаних із потоками рідини. Комп'ютери використовуються для виконання розрахунків, необхідних для моделювання потоку рідини у вільному руслі та взаємодії рідини (рідини та газу) з поверхнями, визначеними граничними умовами [12]. За допомогою високошвидкісних суперкомп'ютерів можна досягти кращих рішень, які часто потрібні для вирішення найбільших і найскладніших проблем. Постійні дослідження дають програмне забезпечення, яке покращує точність і швидкість складних сценаріїв моделювання, таких як трансзвукові або турбулентні потоки. Початкова перевірка такого програмного забезпечення зазвичай виконується за допомогою експериментального обладнання, такого як аеродинамічні труби. Крім того, для порівняння можна використовувати раніше проведений аналітичний або емпіричний аналіз конкретної проблеми. Остаточна перевірка часто виконується за допомогою повномасштабного тестування, наприклад льотних випробувань.

CFD застосовується до широкого кола дослідницьких та інженерних проблем у багатьох галузях дослідження та промисловості, включаючи аеродинаміку та аерокосмічний аналіз, гіперзвук, симуляцію погоди, природознавство та екологічну інженерію, проектування та аналіз промислових систем, біологічну інженерію, потоки рідин та тепло [13].

Ansys CFX — провідне в галузі програмне забезпечення CFD для турбомашин. За допомогою цього пакету можна скоротити час розробки завдяки оптимізованим робочим процесам, розширеними можливостями фізичного моделювання і точними результатами [14].

Ansys CFX дозволяє інженерам досліджувати теплові властивості лопаток турбіни нової та складної геометрії.

Можливості і переваги Ansys CFX [15]:

- модель нестационарної взаємодії «ротор-статор» для різного кроку лопаток;
- моделювання флатера лопаток з урахуванням складних форм коливання;
- гармонійний розрахунок обтікання лопаток в частотному діапазоні;
- спрощена модель плівкового охолодження лопатки;
- широкий вибір моделей турбулентності;
- облік теплообміну випромінюванням як в рідинах і газах, так і в прозорих твердих тілах;
- мультиспектральні моделі для визначення залежності параметрів поглинання та розсіювання середі від довжини хвилі;
- аналіз течій, в тому числі течій зі вільною поверхнею;
- метод «занурюваного тіла» для розрахунку великих переміщених тіл в потоці, не потрібно перебудовувати розрахункової сітки;

2.2 Математичний опис

Чисельне моделювання є сучасним інструментом для вивчення турбулентних течій при високих числах Рейнольдса, на відміну від дорогим і трудомістким експериментальним дослідженням. Інженерні розрахунки здебільшого базуються на вирішенні двовимірних опосередкованих за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса (RANS) разом з обраною моделлю турбулентності [16].

Рівняння Нав'є-Стокса, мабуть, є одними з найскладніших для використання та вирішення в математичній фізиці. Цей набір пов'язаних залежних від часу нелінійних рівнянь вимагає багатьох наближень, щоб досягти аналітичних рішень, і не всі системи є розв'язними. Для більш загальних систем або складних геометрій необхідні чисельні методиками, щоб розв'язати ці рівняння та отримати корисне уявлення про поведінку потоку [17]. Деякі математичні наближення можуть бути використані, щоб зменшити

складність цих рівнянь, що допоможе прискорити моделювання без втрати занадто великої точності.

Усереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса (RANS) є зменшеною формою загальних рівнянь Нав'є-Стокса.

Методика, що використовується для виведення рівнянь RANS, називається розкладанням Рейнольдса [17]. Усереднення Рейнольдса та розкладання Рейнольдса не відносяться безпосередньо до маніпуляції з числом Рейнольдса, а скоріше до застосування усереднення за часом до рівнянь Нав'є-Стокса. Усереднення за часом часто використовується для зведення складних систем диференціальних рівнянь до більш простих форм шляхом часткового або повного усунення змінної часу. У цьому випадку рівняння RANS використовують рішення, яке розбивається на незалежну від часу середню швидкість потоку та змінні в часі флуктуації:

$$u(x, t) = \bar{u}(x) + u'(x, t')$$

За допомогою цієї декомпозиції можна застосувати деякі спеціалізовані оператори та операцію усереднення за часом, щоб отримати таке нелінійне рівняння, що описує потік в такому вигляді [18]:

$$\rho \bar{u}_j = \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} [-\bar{p} \delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}]$$

це є імпульсна частина рівнянь Нав'є-Стокса (RANS), усереднених за Рейнольдсом

Середнє значення тензора швидкості деформації визначається як:

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$$

З імпульсної частини рівняння RANS ми бачимо, що існує нелінійний член, що відповідає напрузі Рейнольдса, це називається моделлю напружень Рейнольдса.

$$\tau'_{ij} \equiv \overline{\rho u'_i u'_j}$$

Цей конкретний термін може пояснити анізотропну турбулентність. Залежність цього терміна від часу зазвичай включає середні значення набору нелінійних похідних доданків. Хоча ця модель потенційно може бути дуже складною, вона також дає певну свободу застосування моделі до дуже конкретних ситуацій, коли певні терміни в тензорах деформації та/або напружень можна ігнорувати. Це вимагає додаткової моделі турбулентності для врахування цих нелінійних членів у тензорі напружень. Більшість цих моделей турбулентності, які використовуються в рівняннях RANS, визначаються на основі емпіричних спостережень, а не впливають із перших принципів.

Щоб розв'язати рівняння RANS незабаром після їх розробки, Буссинеск ввів поняття вихрової в'язкості, яке використовується для зведення тензора напружень Рейнольдса до більш простого вигляду [19]. Фізично вихрова в'язкість описує турбулентну передачу енергії через рухомі вихрові струми в турбулентному потоці. Математично це пов'язує термін напруги Рейнольдса з турбулентною кінетичною енергією, як визначено нижче:

$$-\overline{v'_i v'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}$$

Константою для градієнтів потоку є турбулентна вихрова в'язкість (визначена вище як кінематична в'язкість), яка може бути простою константою для в'язкого турбулентного потоку. Константа пропорційності для дельта-члена Кронекера - це квадрат швидкості потоку:

$$k = \frac{1}{2} \overline{v'_i v'_j}$$

Після помноження на густину в рівнянні напружень Рейнольдса ці терміни визначають турбулентну кінетичну енергію, а також анізотропну турбулентність. Ця обробка застосовна в багатьох системах із вільним зсувним потоком, таких як моделювання шарів змішування, струменів, турбулентних прикордонних шарів, потоків у каналі та багатьох інших проблем.

2.3 Моделі турбулентності

Існують інші зменшені моделі, які є підмножиною RANS показаної вище, яка може мати одне або два рівняння. Ці різні моделі застосовують відмінні визначення, що пов'язують динамічну вихрову в'язкість з в'язкістю об'ємної рідини. Ці моделі також об'єднують деякі терміни в рівнянні напружень Рейнольдса в компактні визначення.

Розглянемо декілька моделей турбулентності, що використовуються для системи RANS та їх основні функції [20]:

- Spalart-Allmaras модель;
- Стандартна k- ϵ модель;
- Стандартна k- ω модель;
- Shear-Stress Transport (SST) k- ω модель.

Гіпотеза Бусінеска істотно спрощує проблему замикання рівнянь Рейнольдса, оскільки замість шести невідомих компонент тензора турбулентних напружень вводиться лише одна невідома величина – коефіцієнт турбулентної в'язкості μ_t . [21]

2.3.1 Spalart-Allmaras модель

Ця модель турбулентності є відносно простою, з одним додатковим рівнянням перенесення турбулентної в'язкості, що втілює відносно новий клас однопараметричних моделей, у яких немає необхідності обчислювати довжину шляху змішування, пов'язаної з локальною товщиною шару, що характеризується великими значеннями дотичних напруг. Модель Spalart-Allmaras була спеціально розроблена для аерокосмічної промисловості і показала хороші результати вирішення прикордонних шарів, схильних до

несприятливих градієнтів тиску, а останнім часом все ширше застосування знаходить в області турбомашинобудування [22].

Оригінальна форма моделі Spalart-Allmaras розглядалася як модель турбулентності для потоків з низьким числом Рейнольдса, яка вимагала хорошого сіткового дозволу в області прикордонного шару. У Fluent ця модель була реалізована таким чином, що у разі поганого дозволу пристінкової області використовуються функції пристінку. У такому разі ця модель є гарним вибором для задач із грубою сіткою. Крім того, градієнти турбулентної в'язкості в пристінкових областях у такому випадку значно менші, ніж градієнти характеристик перенесення турбулентності в моделях k-ε та k-ω. Це робить модель менш чутливою до чисельних помилок, коли в пристінковій ділянці величина градієнта розмірів осередків змінюється не плавно. Коефіцієнт турбулентної в'язкості:

$$\mu_t = f(\tilde{\nu})$$

2.3.2 Стандартна k-ε модель

Основна двопараметрична модель турбулентності з рівняннями переносу для турбулентної кінетичної енергії k та швидкості турбулентної дисипації ε, використовується лише для розвинених турбулентних потоків. Постійні коефіцієнти цієї моделі турбулентності отримані досвідченим шляхом, тому вона є напівемпіричною [23]. Незважаючи на відомі обмеження, модель отримала широке розповсюдження в промислових завданнях, що пояснюється досить стійким ітераційним процесом, помилковою стійкістю, і розумною точністю для широкого класу турбулентних потоків. На базі стандартної k-ε з урахуванням її недоліків були створені RNG k-ε модель та Realizable k-ε моделі. Коефіцієнт турбулентної в'язкості для такої моделі:

$$\mu_t = f\left(\frac{\rho k^2}{\varepsilon}\right)$$

Швидкість розсіювання турбулентності, визначену як:

$$\varepsilon = \nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)$$

2.3.3 Стандартна k- ω модель

Двопараметрична модель турбулентності з рівняннями для турбулентної кінетичної енергії k та швидкості турбулентної дисипації, записаної у вигляді (k/ε) . Ця модель була розроблена Вілкоксом (Wilcox) у 1998 році [24]. Показує відмінні результати розрахунку шарів пристінок і потоків з низьким числом Re . Коефіцієнт турбулентної в'язкості для такої моделі:

$$\mu_t = f \left(\frac{\rho k}{\omega} \right)$$

Специфічна швидкість розсіювання, визначена як:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k}$$

2.3.4 Shear-Stress Transport (SST) k- ω модель

Дана модель має англійську аббревіатуру SST (Shear-Stress Transport), яка є різновидом стандартної моделі k- ω і була розроблена Ментером. Дана модель ефективно поєднує стійкість і точність стандартної моделі k- ω в пристенкових моделях і k- ε моделі на видалення від стінки, для цієї моделі k- ε була конвертована в різноманітні моделі k- ω . Модель SST k- ω має наступні особливості відповідно до стандартної моделі k- ω [25]:

1. Стандартна модель k- ω і перетворена k- ε модель об'єднані спеціальною функцією, яка у пристінковій ділянці приймає значення одиниці, що активізує стандартну модель k- ω , а на видалення від стінки приймає значення нуля, яка активізує перетворену модель k- ε ;
2. Визначення турбулентної в'язкості модифіковано, що необхідно для представлення рівняння переносу дотичних напруг;
3. Відрізняються константи моделі турбулентності;

Ці особливості роблять модель SST $k-\omega$ більш надійною та точною для широкого діапазону турбулентних потоків (течії з несприятливими градієнтами тиску, аеропротилі, близьзвукові ударні хвилі).

2.4 Створення програми розрахунку

2.4.1 Геометрія розрахункової області

Розміри геометричної моделі запозичені з верифікації комп'ютерного розрахунку ІТТФ НАНУ, модель наведена на рис. 2.6 [4]. Змінено канал подачі охолоджувача з метою дослідження впливу розміру каналу подачі на ефективність плівкового охолодження. Схематичне зображення моделі наведено на рис. 2.1 та 2.2. Розміри досліджуваної ділянки наведено у таблиці 2.1.

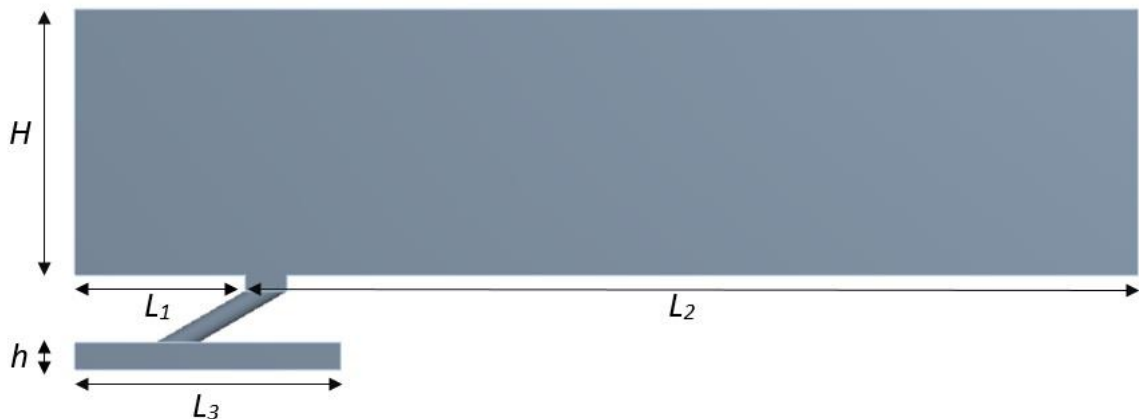


Рисунок 2.1 – Геометрія досліджуваної ділянки

Таблиця 2.1

Розміри геометричної моделі досліджуваної ділянки

H , мм	h , мм	L_1	L_2	L_3	ширина каналу W , мм	d , мм	α , град	висота трубок l , мм	висота траншеї a , мм	t , мм
10	1	6,4	32	10	9,6	0,8	30	1,95	0,6	2.4

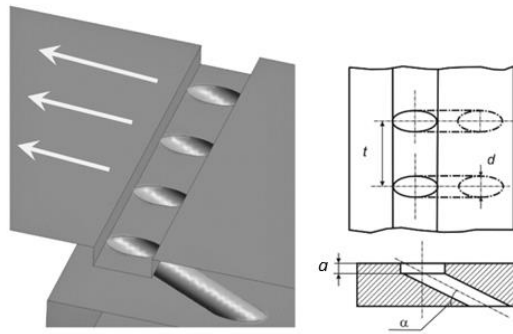


Рисунок 2.2 – Геометрія траншеї та отворів

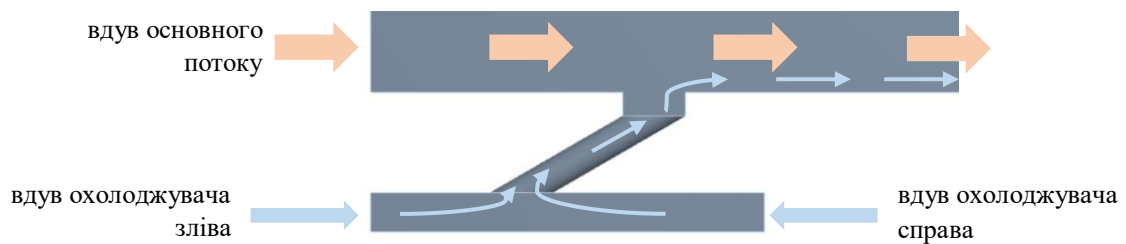


Рисунок 2.3 – Досліджувані способи подачі охолоджувача (справа та зліва)

2.4.2 Розрахункова сітка

ANSYS Meshing є універсальним, автоматизованим і високовиробничим програмним продуктом для побудови розрахункової сітки. Вона дозволяє створювати найбільш відповідну та детальну мережу для різних одно- та міждисциплінарних задач.

Створення відповідної розрахункової сітки є одним із важливих складових чисельного моделювання фізичних процесів. ANSYS Meshing автоматично інтегрується з усіма вирішувачами платформи ANSYS Workbench і в залежності від типу розрахунку та геометрії автоматично призначає найбільш відповідні параметри побудови та перевірки якості сітки. Можливе створення всіх видів 2D та 3D розрахункових сіток, використовуючи різні методи побудови, форми елементів, глобальні та локальні налаштування точності та спеціалізовані інструменти для конкретних дисциплін.

До складу ANSYS Meshing входить також спеціалізований продукт ICEM CFD для побудови структурованих та неструктурованих розрахункових сіток для гідродинамічних розрахунків, наприклад, для моделювання

надзвукових та гіперзвукових течій, проточних частин турбін та інших завдань із складними видами течій [26]. Для моделювання використовуються розрахункові сітки. Існує два типу сіток - неструктуровані та структуровані рис. 2.4.

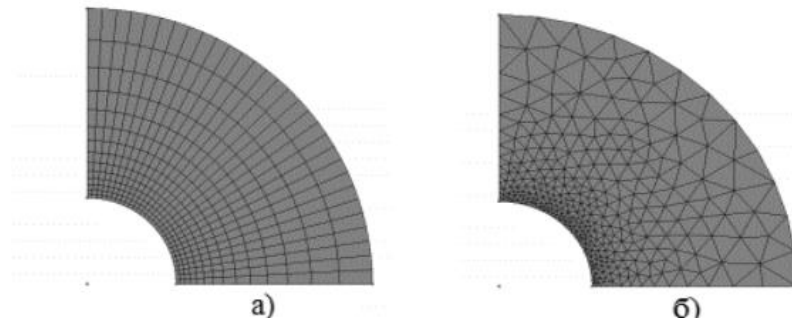


Рисунок 2.4 – Розрахункова сітка: а) – структурована, б) – неструктурована

Структурована сітка будується за правильних геометричних фігур та складається з рівномірних шарів елементів. Проте це певним чином спричиняє обмеження на розташування та форму елементів.

Неструктурована сітка будується з довільно розташованих вузлів, грані між якими утворюють елементи, які переважно утворюють багатокутники у двовимірному випадку і багатогранники у тривимірному.

На рис. 2.5 розрахункова 3D сітка для досліджуваної моделі. Вона має згущення в пристінкових областях для чіткіших результатів на досліджуваній площі. Сітка складається з тетраедрів і призматичних елементів та має параметр $y^+ < 1$ в усьому досліджуваному діапазоні.

Розрахункова сітка складається з 1,67млн елементів, така щільність достатня для отримання дійсних результатів.

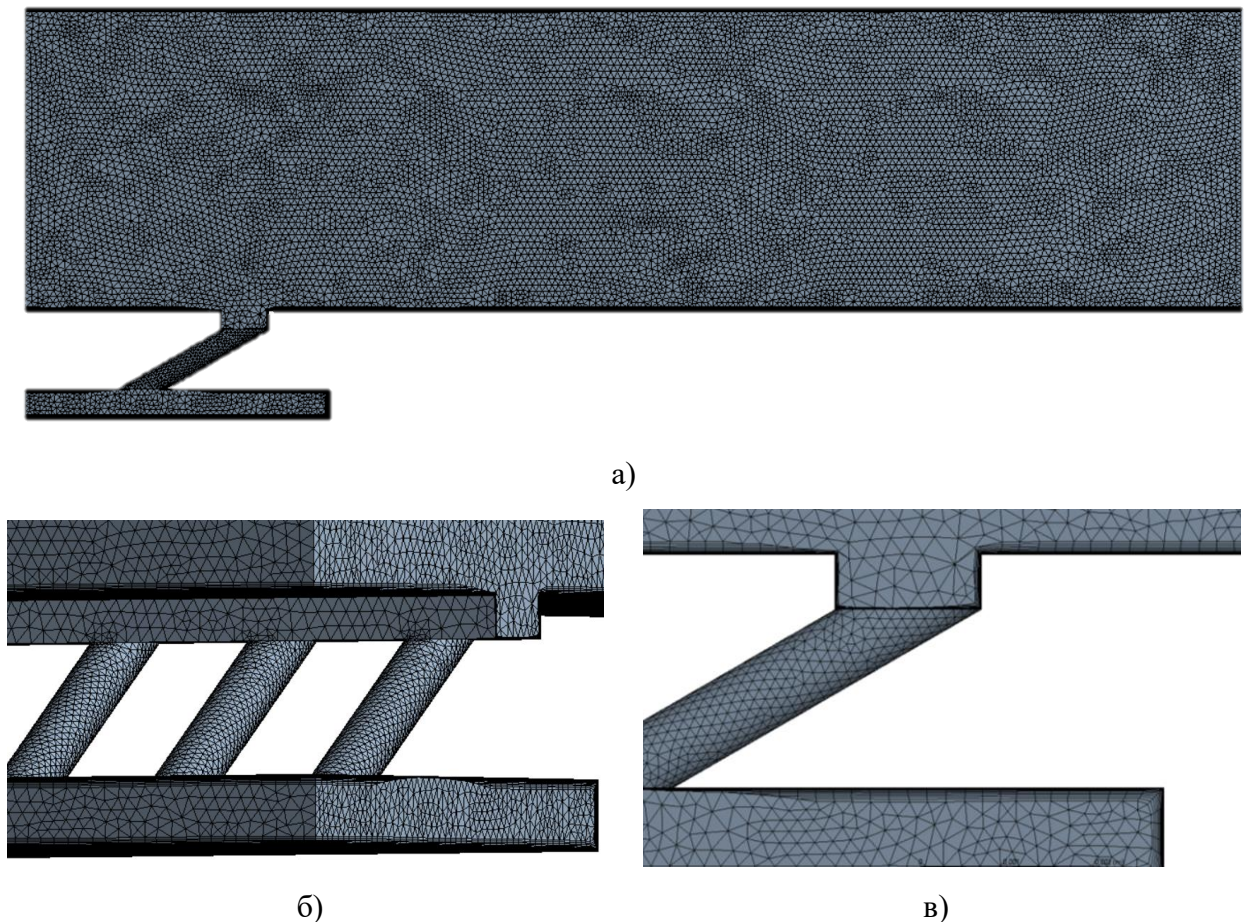


Рисунок 2.5 – Розрахункова сітка досліджуваної моделі: а) повний вид моделі збоку; б) згущення сітки біля отворів в траншеї; в) згущення сітки в пристінкових областях

2.4.3 Граничні умови

Граничні умови для розрахунку задачі подібні до розрахунку верифікації ІТТФ НАНУ [4].

На рис. 2.6 зображені граничні умови. Розрахункова область має симетричні бокові стінки, в основному каналі верхня і нижня стінки та нижня стінка каналу охолоджувача адіабатні. Обрано оборотну теплову схему в межах невеликої різниці температур для ідеального газу – температура охолоджувача 80° , температура основного потоку 20° . В роботі [4] доведено, що така схема не має вплив на результати розрахунку. Дослідження проводилось для чотирьох значень параметра вдуву $m = (0,5; 1,0; 1,5; 2,0)$. Інші граничні умови наведено в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Граничні умови розрахункової області

	Вхід основного потоку	Вхід охолоджувача	Вихід
Середня швидкість, м/с	37		
Статична температура, °С	20	80	
Витрата, кг/с ($m = 0,5$)		0,000031	
Витрата, кг/с ($m = 1,0$)		0,000067	
Витрата, кг/с ($m = 1,5$)		0,000107	
Витрата, кг/с ($m = 2,0$)		0,000143	
Статичний тиск, Па			101325

Інтенсивність турбулентності 1%. На виході з каналу задано постійний статичний тиск значення якого наведено у табл. 2.2

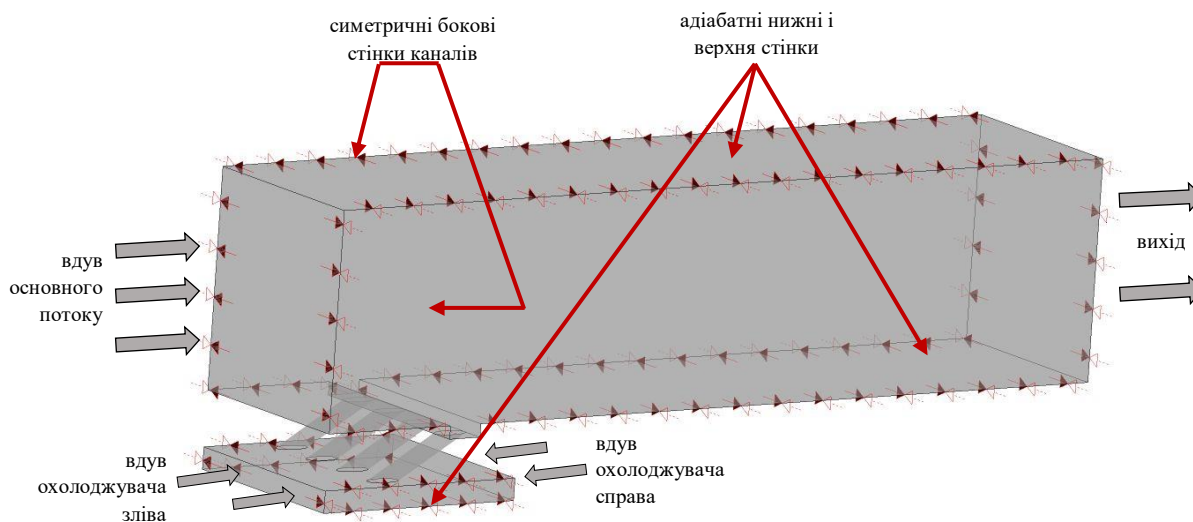


Рисунок 2.6 – Граничні умови розрахункової області

Залежність теплоємності при сталому тиску від температури розраховується по формулі [27]:

$$\frac{C_p}{R} = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4$$

де R – газова стала,

$a_0 \dots a_4$ – коефіцієнти поліному.

Залежність коефіцієнту динамічної в'язкості і теплопровідності повітря від температури вираховується по формулам:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \frac{T_0 - C_s}{T + C_s}, \lambda = \lambda_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \frac{T_0 - C_{s1}}{T + C_{s1}}$$

де μ_0 , λ_0 – базові значення коефіцієнтів динамічної в'язкості і теплопровідності

відповідно,

$T_0 = 273,15\text{K}$ – базове значення температури.

2.5 Верифікація

Верифікація з експериментальними дослідженнями різних авторів [4] для схеми плівкового охолодження з подачею охолоджувача в прямокутну траншею через однорядку систему похилих отворів проводилася ІТТФ НАНУ в діапазоні $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$. Граничні умови, за якими робився розрахунок та геометрична модель наведені на рис. 2.7. Похибка вимірювання складала приблизно 20%. Результат верифікації при параметрі вдуву $m = 1,5$ з результатом власного розрахунку з подачею охолоджувача з великого об'єму наведено на рисунку 2.8.

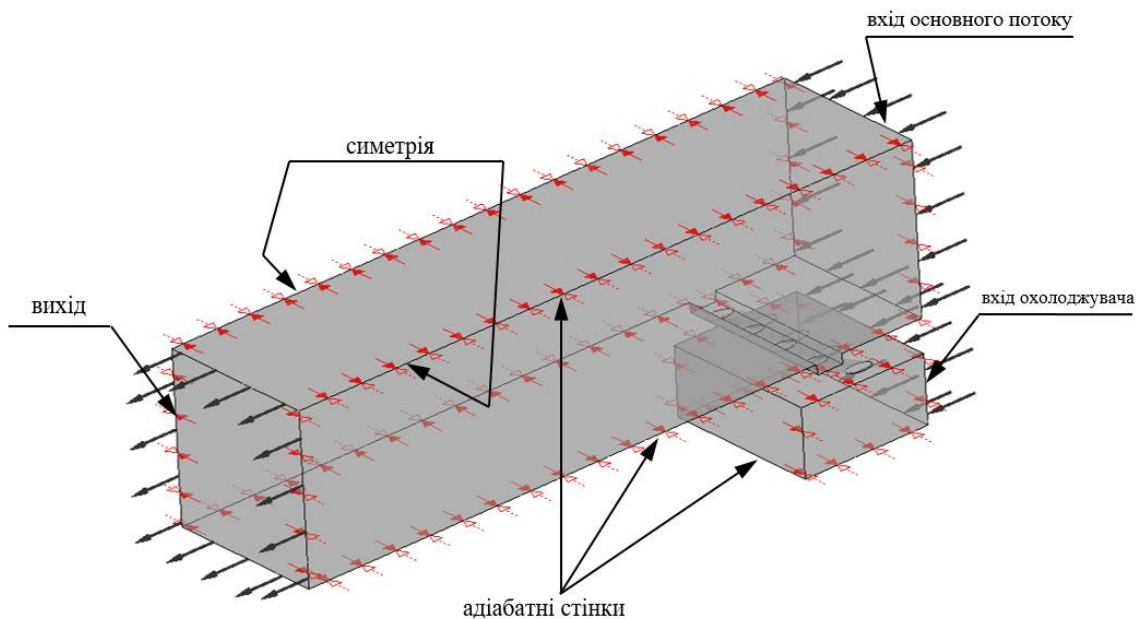


Рисунок 2.7 – Розрахункова модель для верифікації ІТТФ НАНУ

Похибка власного розрахунку знаходиться в межах похибки експериментальних досліджень та результатом вимірювань ІТТФ НАНУ [4].

Ефективність плівкового охолодження із підвищенням параметра вдуву дещо підвищується.

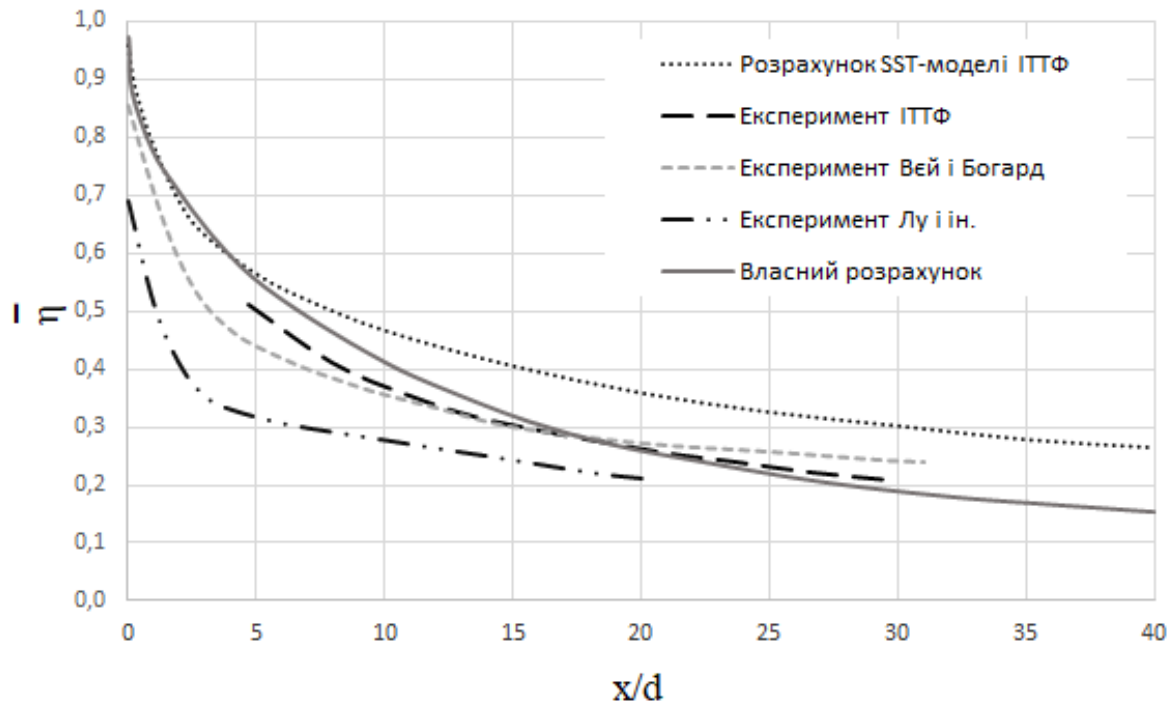


Рисунок 2.8 – Верифікація розрахунку середньої в поперечному напрямку адиабатної ефективності плівкового охолодження ($m = 1,5$)

2.6 Висновки до другого розділу

В програмному сертифікованому пакеті ANSYS CFX 19.2, що відповідає інженерним стандартам підготовлено комп'ютерну модель дипломного проекту для подальшого розрахунку і аналізу результатів.

Геометричні параметри запозичені з розрахунку ІТТФ [4] для прямокутної траншеї з подачею охолоджувача в один ряд похилих отворів. Змінений нижній канал подачі охолоджувача до траншеї з метою дослідження впливу способу подачі охолоджувача до траншеї на ефективність плівкового охолодження. Інші параметри залишаються незмінними.

Розмір розрахункової сітки обрано з огляду достатньої точності отримання результатів і навантаження для обчислюваної техніки.

Задані граничні умови, що мають однакові значення для двох схем з протилежним (ліво- і правостороннім) напрямком вдуву охолоджувача до ряду похилих отворів в траншеї. Дотримані значення стандартних параметрів для витримки точності обраної моделі турбулентності.

Похибка власного розрахунку, де охолоджувач подається з великого об'єму, знаходиться в межах похибки верифікації ІТТФ НАНУ з експериментальними значеннями, що склали 20%.

Подальший розрахунок проводиться для чотирьох параметрів вдуву $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$.

РОЗДІЛ III

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Програма дослідження

В даному розділі викладені результати комп'ютерного моделювання задачі, а саме розрахунок впливу способу подачі охолоджувача (ліво- і правостороння подача) через один ряд похилих отворів в поперечній траншеї на ефективність плівкового охолодження лопатки газової турбіни. Результати наведено в діапазоні параметра вдуву $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$.

Розрахунок проводився за геометричною моделлю, що описана в розділі 2.4.1, для визначення впливу способу подачі охолоджувача на ефективність плівкового охолодження зменшено нижній канал.

Розміри розрахункової сітки (розділ 2.4.2) оптимізовані під потужність обчислюваної техніки і відповідають задовільному значенню для отримання дійсних результатів.

Граничні умови для двох розрахунків з протилежним напрямком подачі охолоджувача ідентичні та наведені в розділі 2.4.3.

Проведена верифікація з експериментальними даними різних авторів та комп'ютерного моделювання ІТТФ НАНУ [4] власної програми комп'ютерного моделювання для подачі охолоджувача з великого об'єму. Результати наведені в розділі 2.5.

Також визначено вплив подачі охолоджувача з великого і меншого об'єму на ефективність плівкового охолодження на прикладі власного комп'ютерного розрахунку.

3.2 Подача охолоджувача зліва

3.2.1 Ефективність плівкового охолодження

На рис. 3.1 наведено спосіб подачі охолоджувача до траншеї зліва, результати якого розглядаються в розділі 3.2.

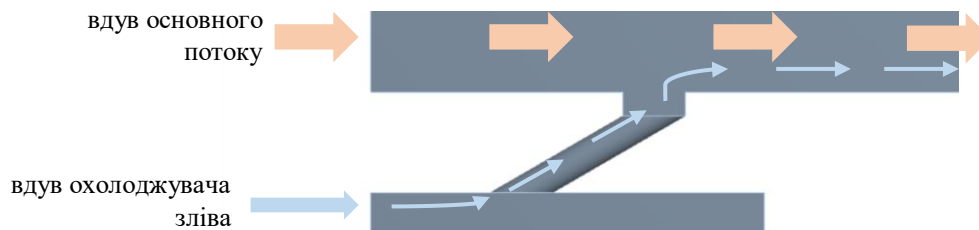
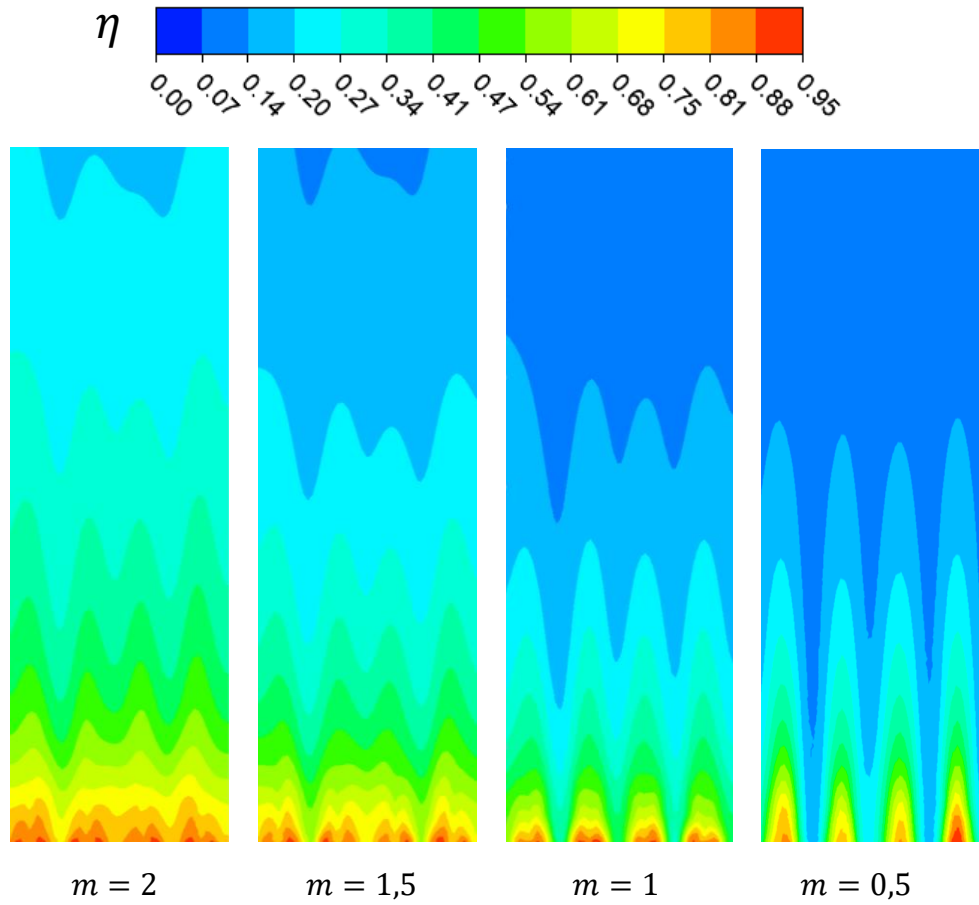


Рисунок 3.1 – Схема подачі охолоджувача через канал до траншеї зліва

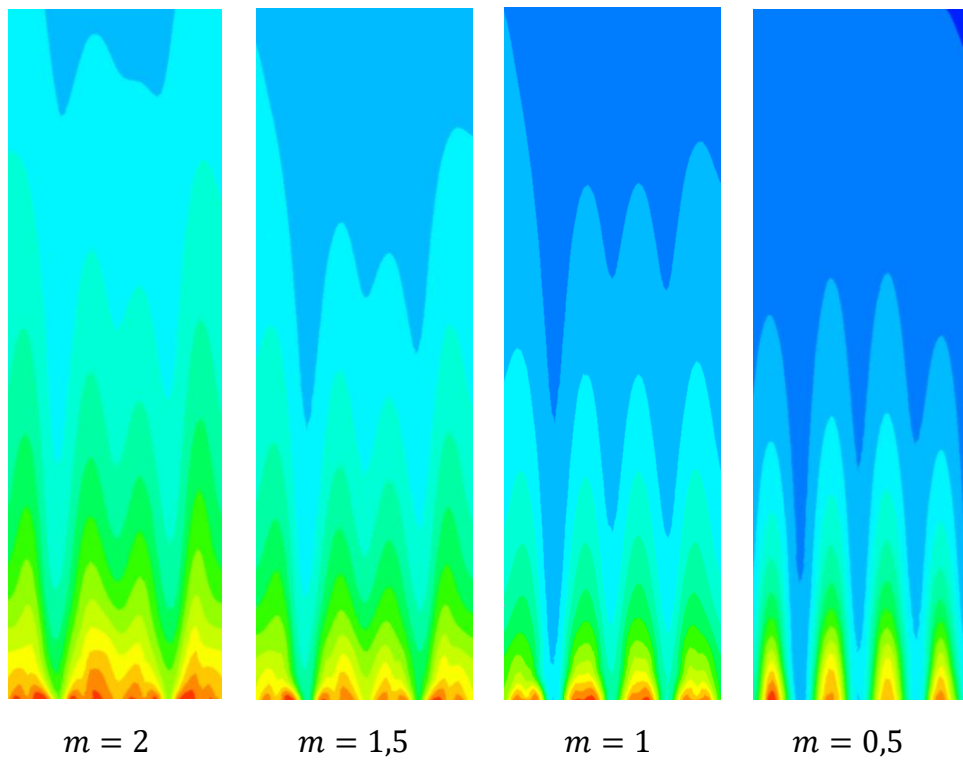
На рис. 3.2(а,б) відображені ізолінії локальної ефективності для двох схем з лівосторонньою подачею в канал охолоджувача та з великого. Зі збільшенням параметра вдуву зростає ефективності плівкового охолодження для двох схем, також спостерігається поперечна нерівномірність по всій площі пластини. Проте, при вдуві охолоджувача у канал поперечна нерівномірність має незначний переважаючий характер, порівнюючи зі схемою вдуву з великого об'єму.

Для наочного прикладу розглянемо графіки осередненої по ширині пластини ефективності для двох схем вдуву, що наведено на рис. 3.3.

Для обох схем подачі охолоджувача спостерігається підвищення ефективності плівкового охолодження при підвищенні параметра вдуву. Як видно на рис. 3.3(в,г) при малих параметрах вдуву спосіб подачі охолоджувача не має вплив на ефективність охолодження, при підвищенні параметра вдуву (рис. 3.3(а,б)) ефективність схеми з подачею охолоджувача з великого об'єму незначно перевищує значення схеми зі зменшеним каналом.



а) вдув охолоджувача з каналу зліва



б) вдув охолоджувача з великого об'єму

Рисунок 3.2 – Ізолінії локальної ефективності плівкового охолодження

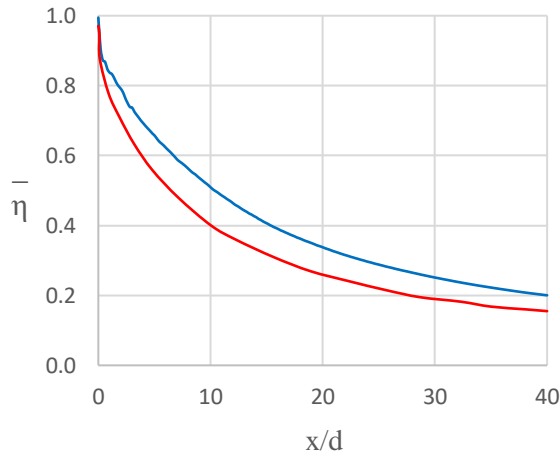
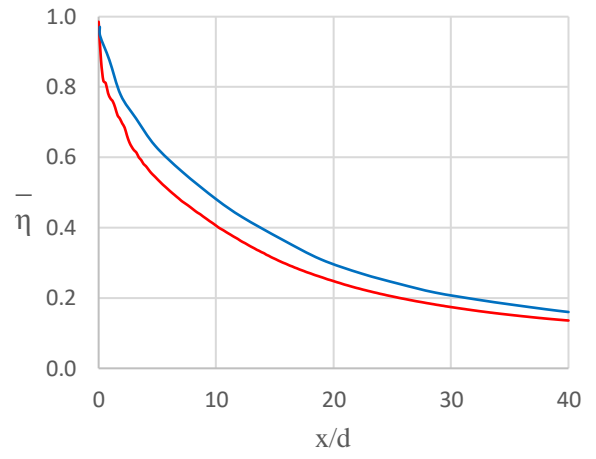
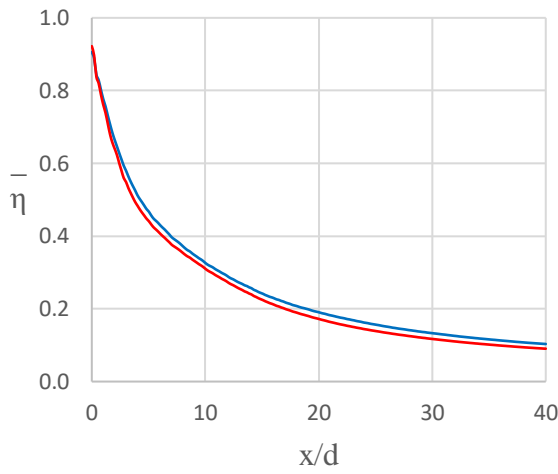
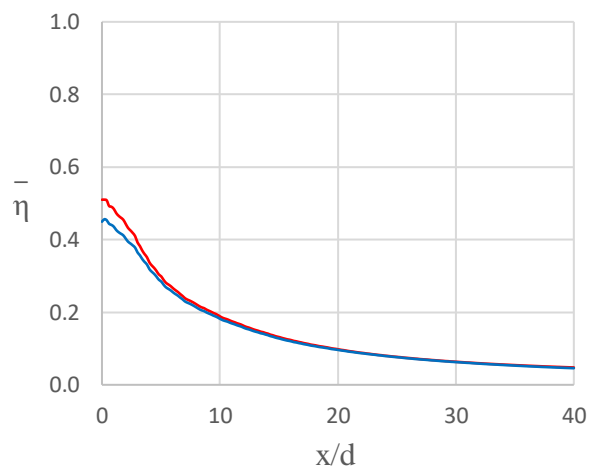
а) $m = 2$ б) $m = 1,5$ в) $m = 1$ г) $m = 0,5$

Рисунок 3.3 – Осереднена по площі пластини ефективність плівкового охолодження:

— з великого об'єму; — із каналу зліва

3.2.2 Поперечний розподіл локальних значень адиабатної ефективності

На рис. 3.4 та 3.5 наведено графіки поперечної нерівномірності охолодження в діапазоні параметра вдува від 0,5 до 2 для двох схем з лівосторонньою подачею охолоджувача з каналу і великого об'єму.

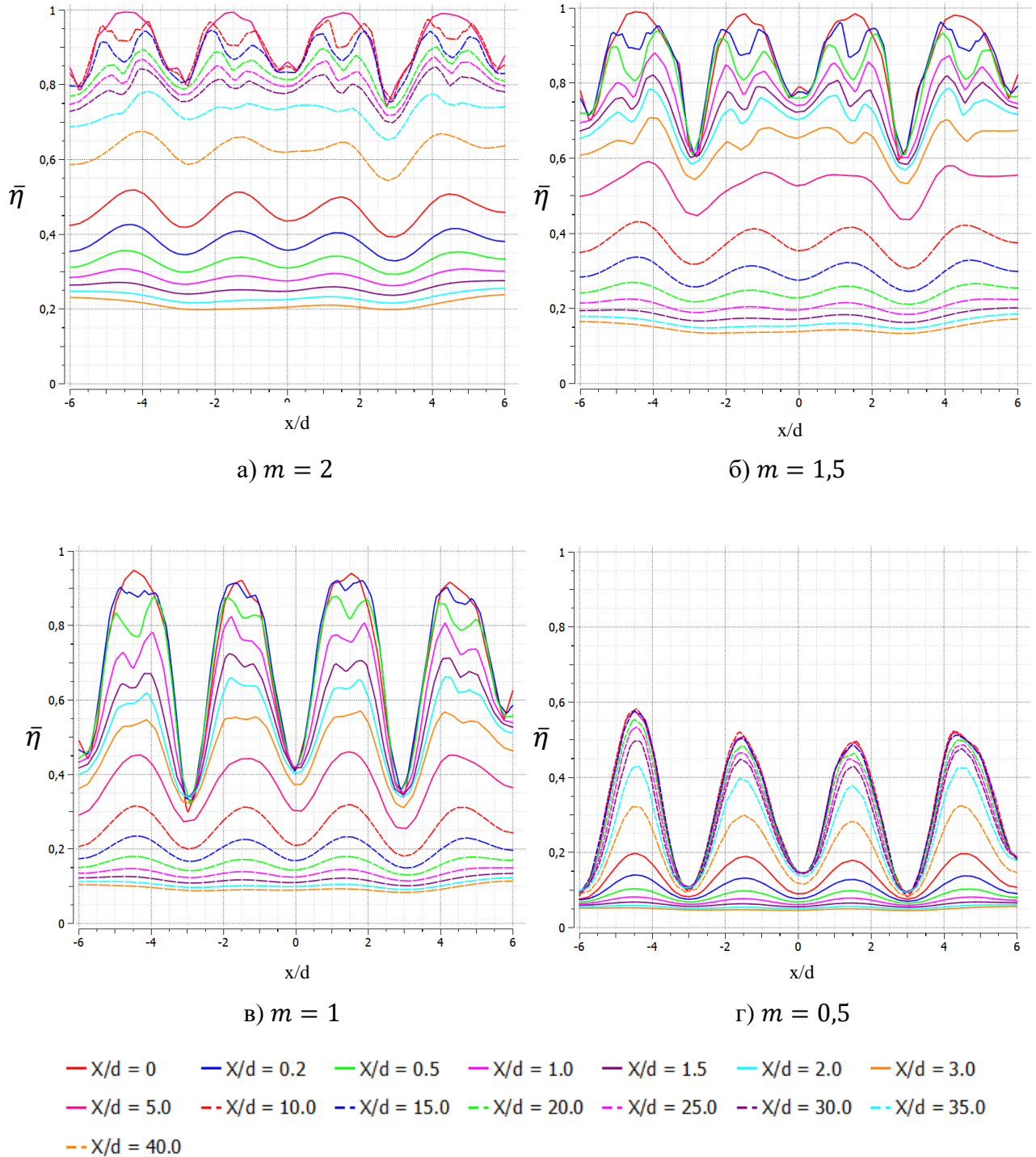


Рисунок 3.4 – Поперечний розподіл локальних значень адиабатної ефективності для схеми з лівосторонньою подачею охолоджувача із каналу

Зі збільшенням параметра вдуву в обох випадках (рис. 3.4 та 3.5) зростає ефективність плівкового охолодження та по всій площі спостерігається поперечна нерівномірність локальних значень адиабатної ефективності.

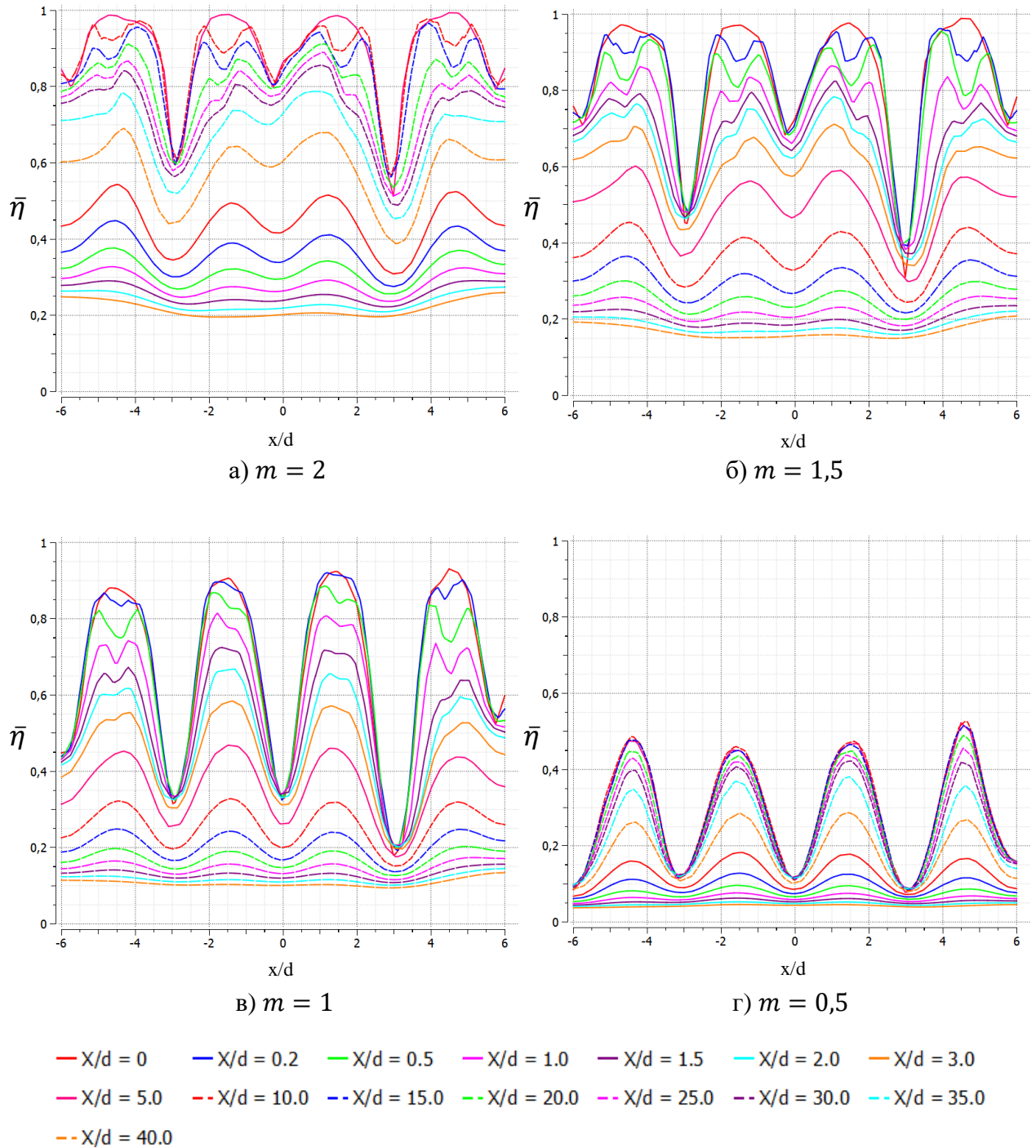


Рисунок 3.5 – Поперечний розподіл локальних значень адиабатної ефективності для схеми з подачею охолоджувача із великого об'єму

Схема з вдувом охолоджувача з великого об'єму (рис. 3.7) має незначно більшу поперечну нерівномірність порівнюючи з вдувом охолоджувача в

канал. Значення ефективності охолодження при різних параметрах вдуву набувають однакових значень в обох випадках.

3.3 Подача охолоджувача справа

3.3.1 Ефективність плівкового охолодження

На рис. 3.6 наведено спосіб подачі охолоджувача в канал до траншеї справа, результати якого розглядаються в розділі 3.3.

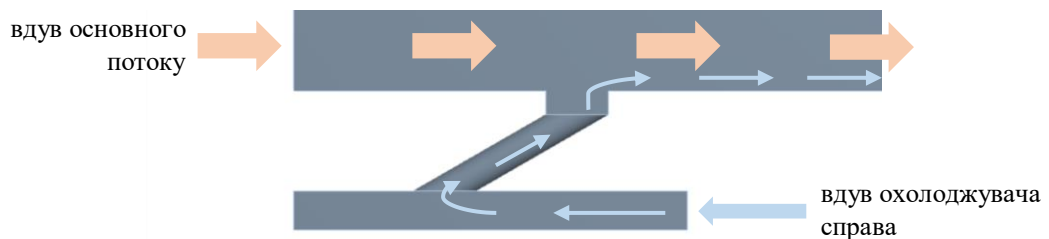
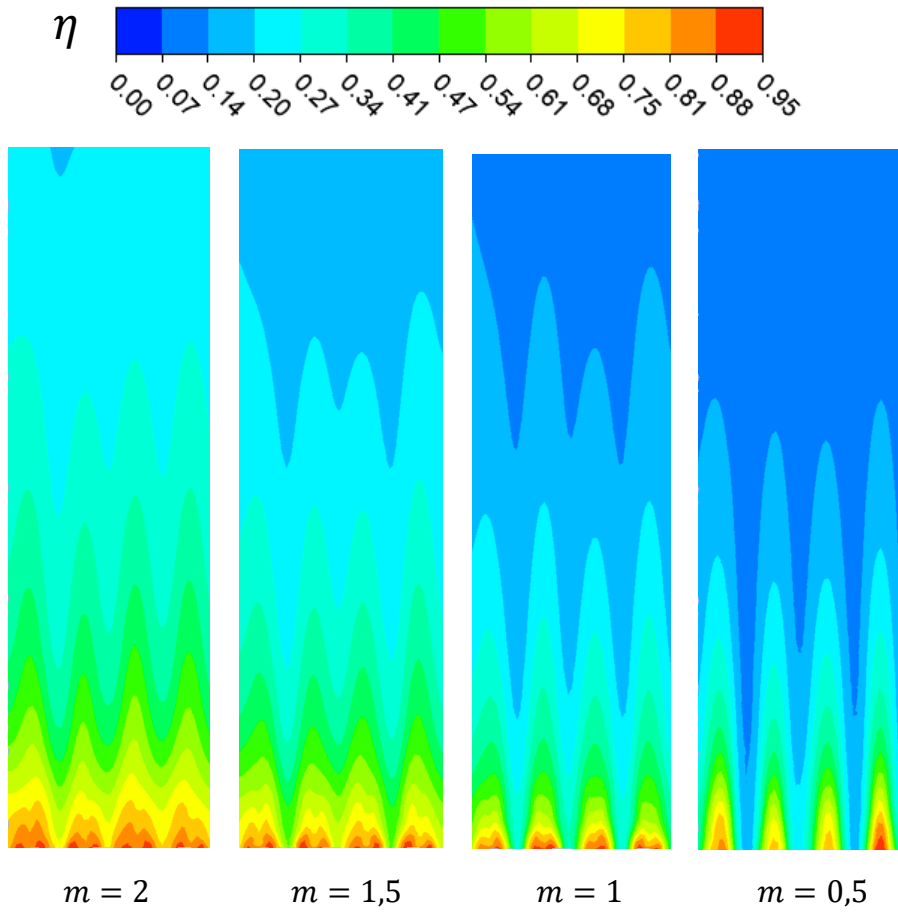


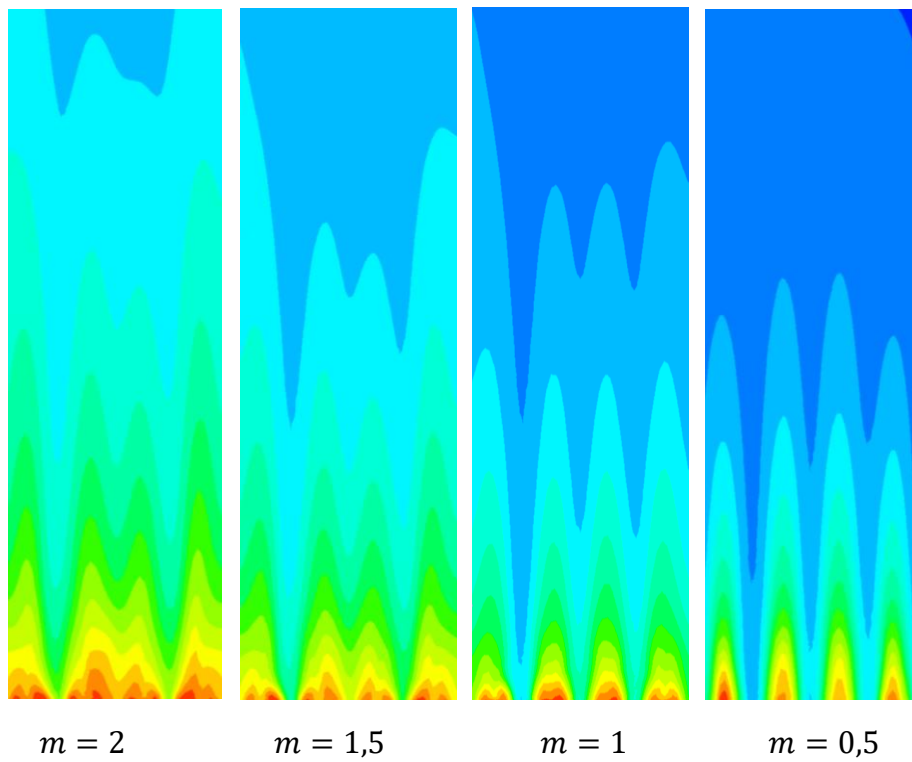
Рисунок 3.6 – Схема подачі охолоджувача до траншеї зліва

На рис. 3.7(а,б) відображені ізолінії локальної ефективності для двох схем з правосторонньою подачею охолоджувача з каналу і великого об'єму. Зі збільшенням параметра вдуву зростає ефективності плівкового охолодження для двох схем, також спостерігається поперечна нерівномірність по всій площі пластини. Нерівномірність покриття охолоджувача зберігається по всій площині пластини в діапазоні параметра вдуву від 0,5 до 2 для двох представлених схем.

Для детального обговорення ефективності плівкового охолодження розглянемо графіки осередненої по ширині пластини ефективності для двох схем вдуву, що наведено на рис. 3.8.



а) вдув охолоджувача з каналу справа



б) вдув охолоджувача з великого об'єму

Рисунок 3.7 – Ізолінії локальної ефективності плівкового охолодження

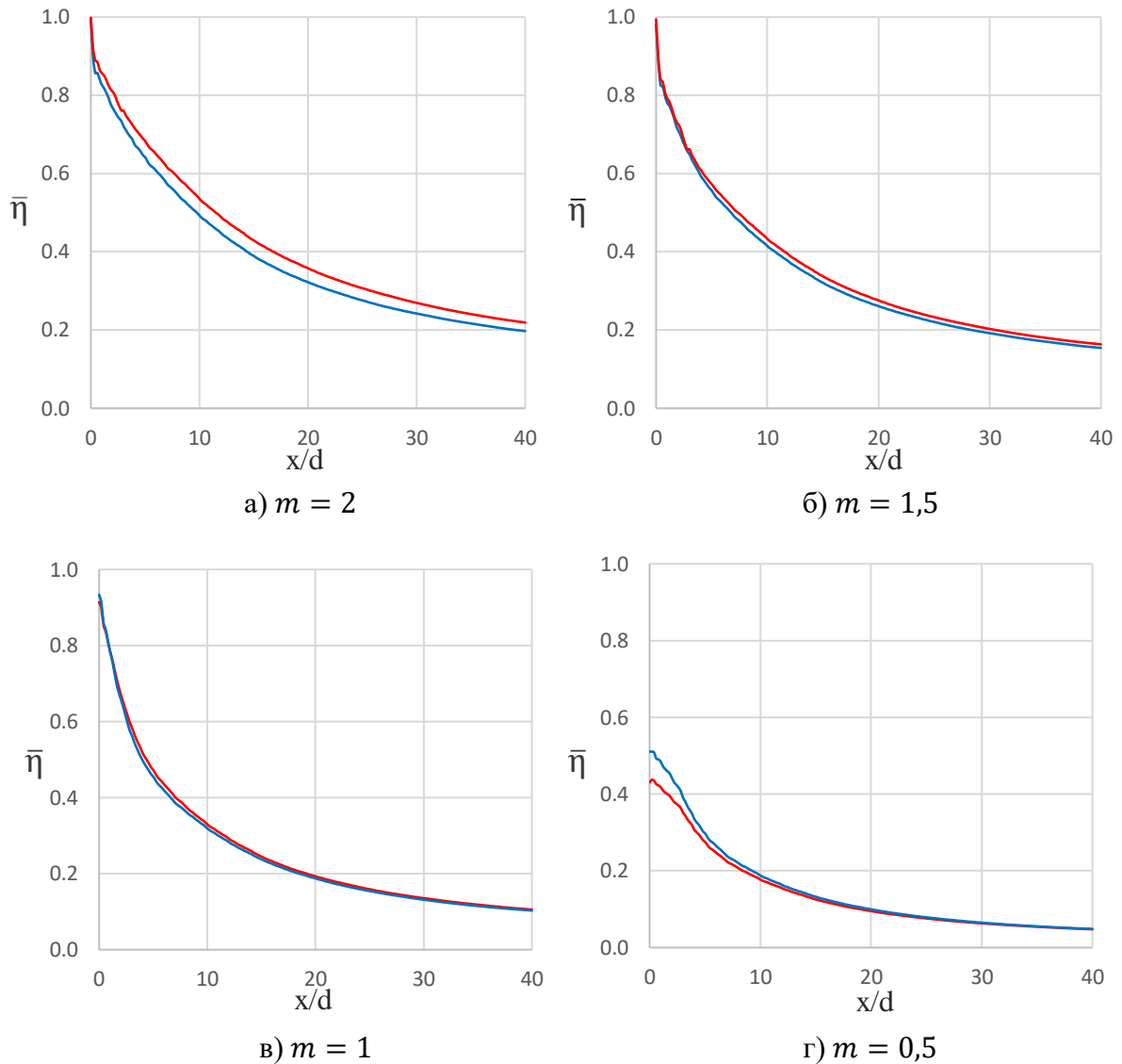


Рисунок 3.8 – Осереднена по площі пластини ефективність плівкового охолодження:

— з великого об'єму; — з каналу справа

На графіках 3.8(а-г) спостерігається підвищення ефективності плівкового охолодження при підвищенні параметра вдуву для обох представлених схем. Як видно на рис. 3.8(в,г) при малих параметрах вдуву розмір каналу вдуву охолоджувача не має вплив на ефективність охолодження, при підвищенні параметра вдуву (рис. 3.8(а,б)) ефективність схеми з подачею охолоджувача з великого об'єму незначно перевищує значення схеми з каналом.

3.3.2 Поперечний розподіл локальних значень адиабатної ефективності

На рис. 3.9 та 3.10 наведено графіки поперечної нерівномірності охолодження в діапазоні параметра вдува від 0,5 до 2 для двох схем з правосторонньою подачею охолоджувача з каналу і великого об'єму.

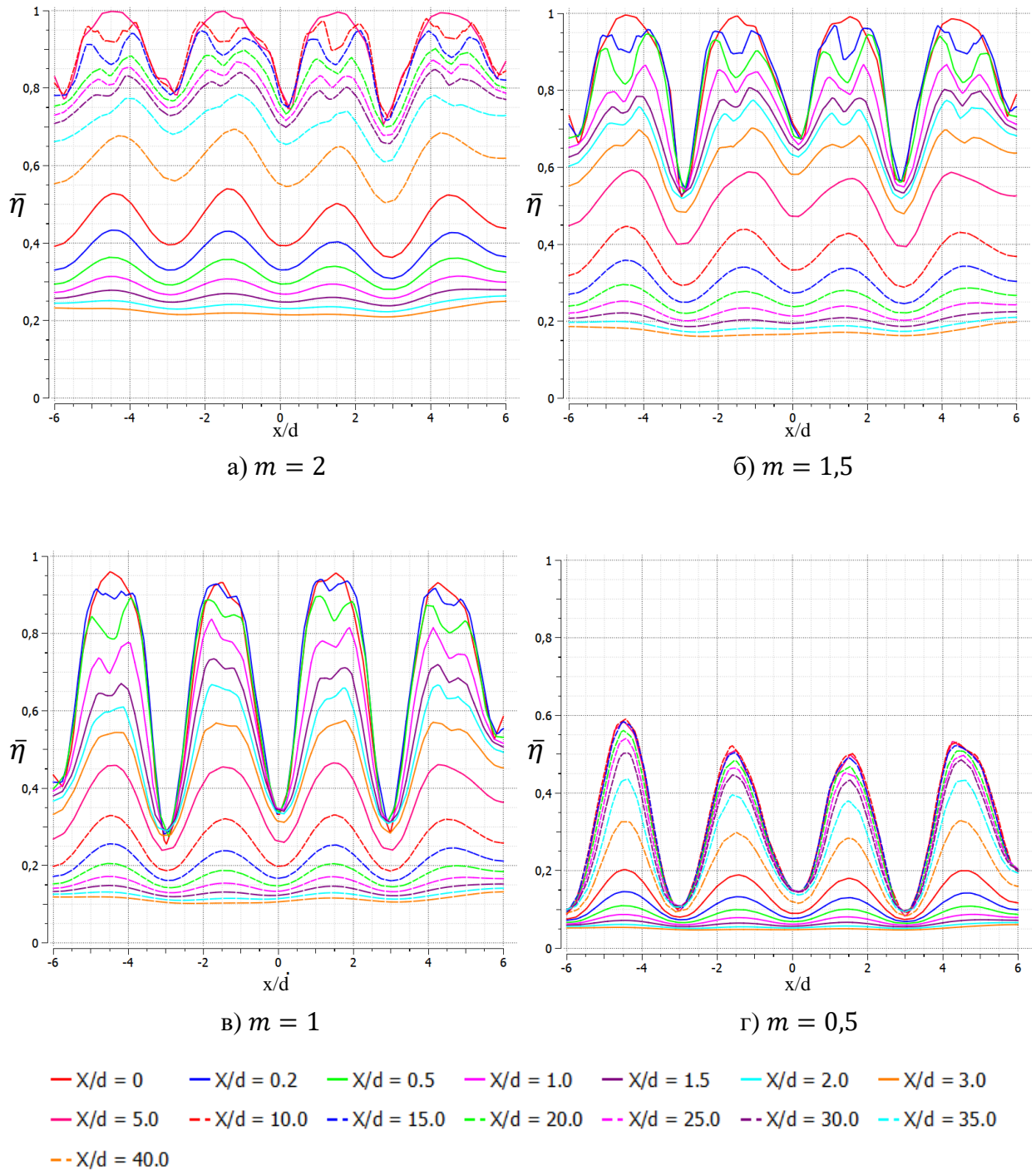


Рисунок 3.9 – Поперечний розподіл локальних значень адиабатної ефективності для схеми з правосторонньою подачею охолоджувача з каналу

Як видно на рис.3.9(а-б), з підвищенням параметра вдуву зростає поперечний розподіл ефективності плівкового охолодження. Значення нерівномірності розподілу покращується на вищих значеннях параметра вдуву.

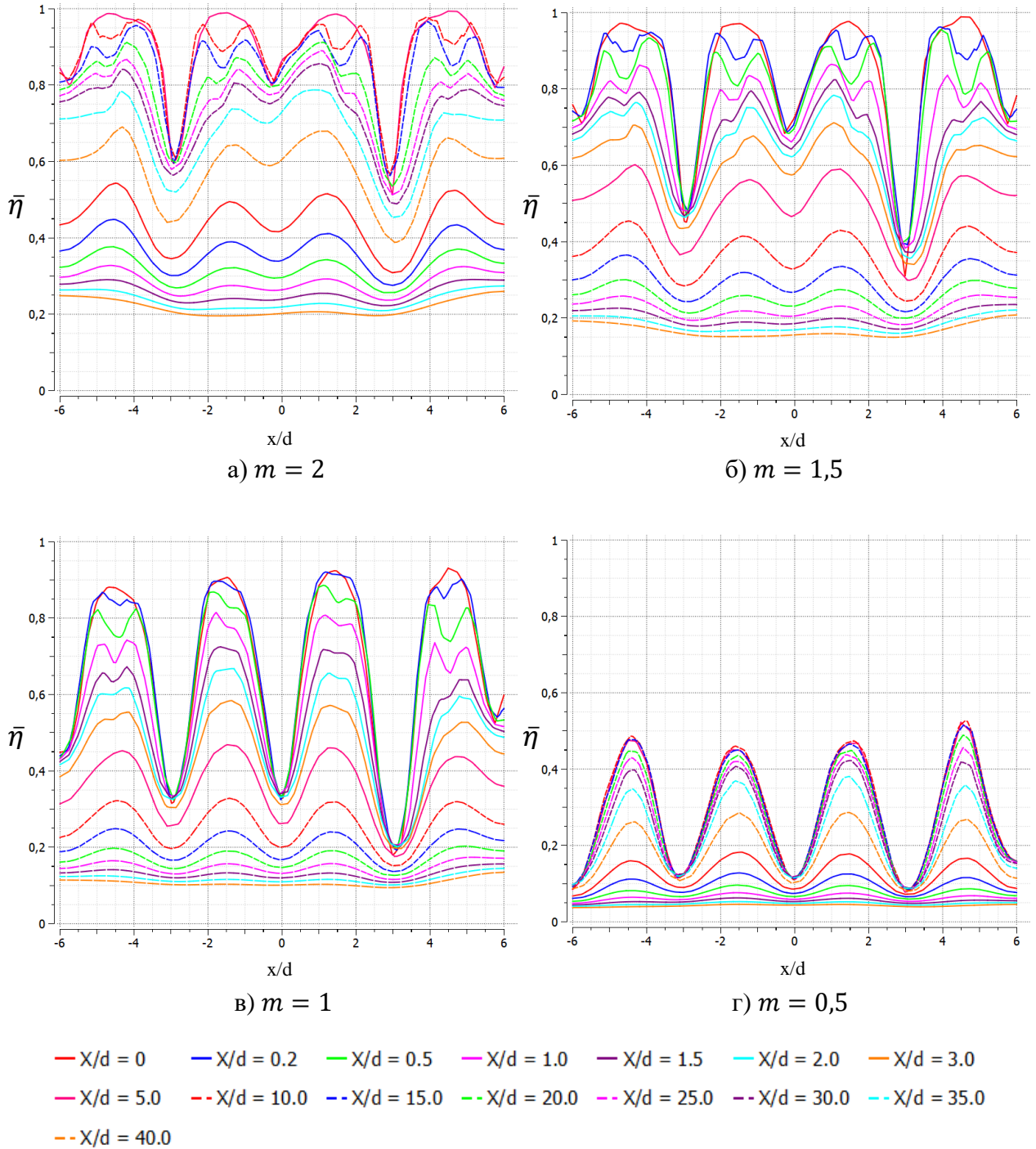


Рисунок 3.10 – Поперечний розподіл локальних значень адиабатної ефективності для схеми із великого об'єму

Порівнюючи дві наведені схеми бачимо, що при вдуві із великого об'єму поперечна нерівномірність незначно вища у всьому діапазоні параметра вдуву.

Ефективність охолодження зростає при збільшенні параметра вдуву для обох схем.

3.4 Порівняння досліджуваних схем охолодження. Осереднена ефективність плівкового охолодження в діапазоні параметра вдуву

Для наочного порівняння розглянемо графік осередненої ефективності плівкового охолодження в залежності від досліджуваного діапазону параметра вдуву.

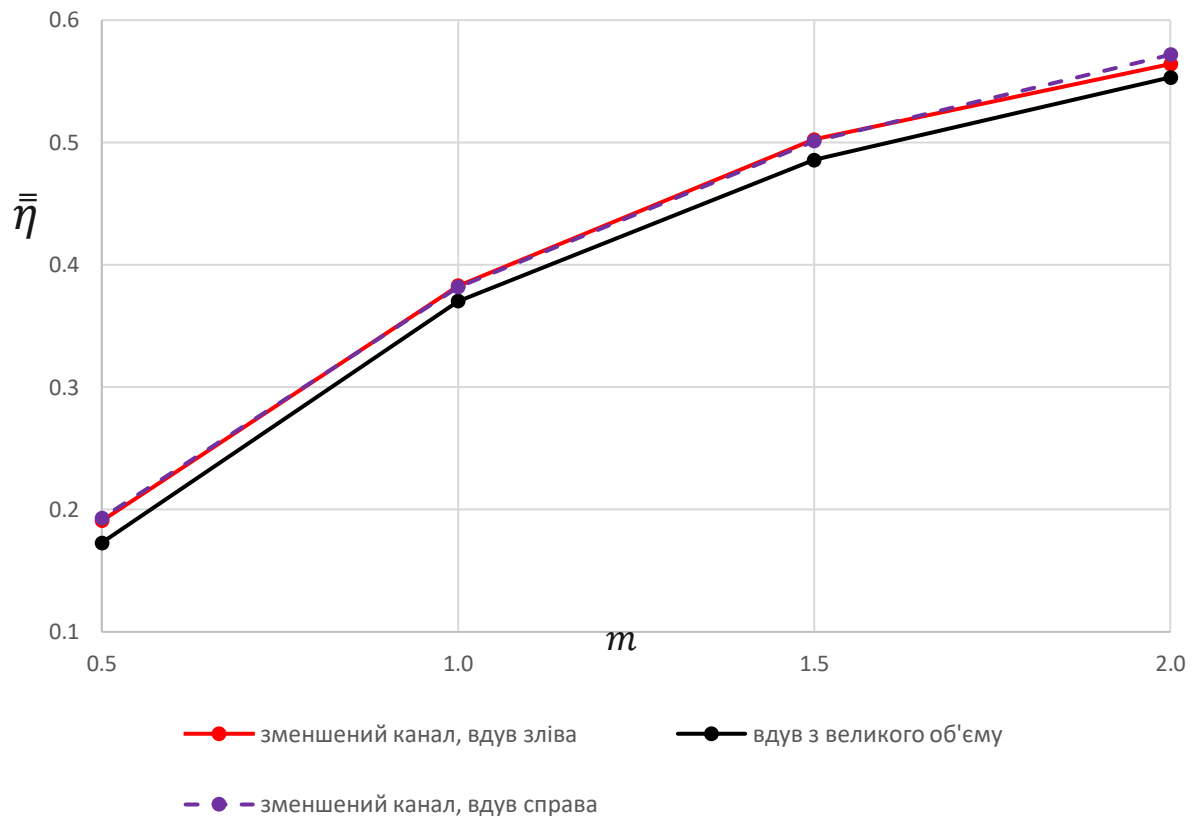


Рис. 3.11. Залежність осередненої ефективності плівкового охолодження від діапазону значень параметра вдуву для схем з протилежними напрямками охолоджуючого потоку та схеми з вдувом із великого об'єму

Як видно з рис. 3.11 ефективність охолодження для трьох схем вдуву охолоджуючого потоку до траншеї приймає однакові значення в залежності

від параметра вдуву. У всіх досліджуваних схем спостерігається підвищення ефективності при збільшенні параметра вдуву в однаковій степені.

3.5 Висновки до третього розділу

Отримано результати комп'ютерного моделювання задачі плівкового охолодження лопатки газової турбіни за прямокутною траншеєю з одним рядом похилих отворів. Проведено аналіз результатів трьох схем, а саме вдув охолоджувача з великого об'єму та каналу за двома протилежними напрямками подачі охолоджувача в діапазоні параметра вдуву від 0,5 до 2.

Опис результатів представлений у вигляді:

- ізоліній локальної ефективності плівкового охолодження;
- осередненій по площі пластини ефективності плівкового охолодження;
- поперечного розподілу локальних значень адіабатної ефективності;
- залежність осередненої ефективності плівкового охолодження від діапазону значень параметра вдуву.

За результатами дослідження отримано висновок, що ефективність плівкового охолодження, саме за прямокутною траншеєю, не залежить від способу вдуву охолоджувача. Напрямок вдуву охолоджувача до отворів у траншею не має істотного впливу, адже перед видувом на робочу поверхню потік охолоджувача стабілізується в траншеї, що дає змогу розподілитися по поверхні лопатки без утворення вихорів. Дослідження за реальної конструкції каналу не має відмінних значень по ефективності плівкового охолодження від отриманих результаті модельного дослідження із вдувом з великого об'єму.

ВИСНОВКИ

В роботі виконано теоретичне дослідження методом комп'ютерного моделювання ефективності плівкового охолодження при подачі охолоджувача через ряд круглих похилих отворів в траншеї. Розглянуто два практично важливих випадки з подачею охолоджувача до каналу зліва і справа (за реальної конструкції). Для порівняння розглянуто випадок подачі охолоджувача з великого об'єму (модельне дослідження). Дослідження виконано в діапазоні зміни параметра вдуву від 0,5 до 2.

У роботі отримано такі основні результати:

1. Отримано нові дані щодо розподілу середньої по ширині пластини ефективності плівкового охолодження залежно від поздовжньої координати.
2. Зі зростанням параметра вдування ефективність плівкового охолодження збільшується для обох схем подачі охолоджувача.
3. Показано, що для поперечної прямокутної траншеї ефективність плівкового охолодження не залежить від напрямку подачі охолоджувача (ліворуч, праворуч або з великого об'єму). Цей висновок також відповідає середній по всій поверхні ефективності плівкового охолодження.
4. Обгрунтовано, що схема подачі охолоджувача впливає на ефективність плівкового охолодження пластини. Наприклад, при подачі охолоджувача через похилі трикутні отвори (дослідження виконані в Китаї) виявлено відмінність ефективності охолодження при подачі зліва або праворуч. Очевидно, що траншея сприяє швидкому перемішуванню охолоджувача перед виходом на поверхню охолодження.
5. Напрямок подальших досліджень може бути спрямований на подачу охолоджувача на опуклу або увігнуту поверхню, що відповідає реальним умовам охолодження поверхні лопатки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ольховский Г. Г. Газовый урбины для энергетике / Г. Г. Ольховский // Теплоэнергетика. – 2004. – №1. – С.33 – 43.
2. Ковецкий В. М. Газотурбинные двигатели в энергетике: достижения, особенности, возможности / В. М. Ковецкий, Ю. Ю. Ковецкая // Проблемы общей энергетике. – 2008. – Т. 17. – С. 24 – 30.
3. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил / А. А.Халатов, И. И. Борисов, Ю. Я. Дашевский, С. Б. Резник. – Киев, 2016. – (том 10).
4. Халатов А. А., Дашевский Ю. Я. Отчет ИТТФНАНУ/Пленочное охлаждение с выдувом охладителя в поверхностные углубления. — 2013. — С. 30.
5. Краткое описание RANS моделей турбулентности [Электронный ресурс]. – 2015. – Режим доступа до ресурсу: <https://lektsii.org/2-28388.html>.
6. What Is the Spalart-Allmaras Turbulence Model? [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа до ресурсу: <https://resources.system-analysis.cadence.com/blog/msa2021-what-is-the-spalart-allmaras-turbulence-model>
7. The Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) Equations and Models [Электронный ресурс]. – 2021. – Режим доступа до ресурсу: <https://resources.system-analysis.cadence.com/blog/msa2021-the-reynolds-averaged-navier-stokes-rans-equations-and-models>
8. Sanjay D. Barahate. Film cooling performance measurement over a flat plate for a single row of holes embedded in an inclined trench / Sanjay D. Barahate, R.P. Vedula. // International Journal of Thermal Sciences. – 2020. – №150.
9. R. Rajendran, Gas turbine coatings – An overview // Engineering Failure Analysis. – 1012. –№26.
10. A.A. Khalatov, Flat plate film cooling from a single-row inclined holes embedded in a trench: effect of external turbulence and flow acceleration /

- A.A. Khalatov, I.I. Borisov, Yu.Ya. Dashevskiy, A.S. Kovalenko, and S.V. Shevtsov // *Thermophysics and Aeromechanics*,. – 2013. – №6.
11. Chao Zhang, Discharge coefcients and aerodynamic losses for cylindrical and cratered flm-cooling holes with various coolant crossflow orientations / Chao Zhang, Linchao Bai, Jinglun Fu, Artem Khalatov, Yang Yang // *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. – 2021. – №12.
 12. А.И. Мельников, Обзор экспериментальных исследований эффективности пленочного охлаждения плоской поверхности // 2018. – №11.
 13. Основи теорії примежового шару [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студ. спеціальності 105 «Прикладна фізика та наноматеріали» / А. А. Халатов, Є. В. Мочалін, Н. Ф. Димитрієва ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,86 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 191 с.
 14. Плівкове охолодження плоскої поверхні дворядною системою поперечних траншей [магістерська дисертація]: НТУУ «КПІ ім. Сікорського» ФТІ Кафедра фізики енергетичних систем / І. А. Сафіулін – 2021.
 15. Газова завіса при подачі вторинного потоку в поперечну траншею з похилою передньою стінкою ($\beta = 10^\circ$) [дипломна робота]: НТУУ «КПІ ім. Сікорського» ФТІ Кафедра фізики енергетичних систем / Є. М. Пацьора – 2020.
 16. I. A. Chokhar, A. Y. Dyachenko, M.A. Pakhomov, M. V. Philippov, V. I. Terekhov. Experimental study of the effect of a transverse trench depth on film cooling effectiveness [Electronic resource] // *Case Studies in Thermal Engineering* – 2021. – p. 1 – 12
 17. Bunker S. R. Film cooling effectiveness due to discret eholes within a transverse surfaces / R. S. Bunker // *Proceedings of ASME Turbo Expo–2012*. – GT2002-30178. –10 p

18. Wang T. Jet mixing in a slot [Text] / T. Wang, S. Chintalapati, R. S. Bunker, C. P. Lee // *Experimental thermal and fluid science*. – 2000. – Vol. 22.– p. 1 – 17.
19. Brauckmann D. Application of steady and transient ir-thermography measurements to film cooling experiments for a row of shaped holes / D. Brauckmann, J. Wolfersdorf. // *ASME Paper GT2005-68035*. – 2005. – 11 p
20. J. Z. Zhang, S. C. Zhang, C. H. Wang, X.M. Tan, Recent advances in film cooling enhancement: a review, *Chin. J. Aeronaut.* 33 (2020), 1119 – 1136.
21. Lu Y. Influence of hole angle on leading edge showerhead film cooling / Y. Lu, D. Allison, S. V. Ekkad // *ASME Paper GT2006-90370*. – 2006 – 8 p
22. Kalghatgi P., Acharya S. Improved Film Cooling Effectiveness With a Round Film Cooling Hole Embedded in a Contoured Crater. // *Journal of Turbomachinery*, Vol. 137(10). – 2015. p. 1 – 2. – doi:10.1115/1.4030395.
23. L. Jia, R. Jing, J. Hongde, Film cooling performance of the embedded holes in trenches with compound angles, in: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air GT2010*, Glasgow, UK, 2010.
24. K. Lee, K. Kim, Film cooling performance of cylindrical holes embedded in a transverse trench, *Numer. Heat Transf. A* 65 (2014) 127–143.
25. W. Zhang, S. Zhou, Z. Wu, G. Li, Z. Kou, Film cooling mechanism of combined hole and saw-tooth slot, *Int. J. Turbo Jet Engines* (2017) 1–9.
26. C. Wang, X. Sun, J. Zhang, Uncertainty analysis of trench film cooling on flat plate, *Appl. Therm. Eng.* 156 (2019) 562–575.
27. W. He, Q. Deng, W. Zhou, T. Tieyu Gao, Z. Feng, Film cooling and aerodynamic performances of a turbine nozzle guide vane with trenched cooling holes, *Appl. Therm. Eng.* 150 (2019) 150–163.