

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМ. ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Фізико-Технічний Інститут

(повна назва інституту/факультету)

Кафедра фізики енергетичних систем

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

В.о. завідувача кафедри

_____ А.А. Халатов
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 20__ р.

Дипломна робота
на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності _____ **105 Прикладна фізика та нанометеріали**
(код і назва)

на тему: **Плівкове охолодження при подачі охолоджувача в траншею: вплив кута нахилу передньої вертикальної стінки $\beta = 20^\circ$**

Виконав: студент 4 курсу, групи ФФ-62
(шифр групи)

_____ **Данилов Михайло Андрійович** _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник: ак. НАНУ, д. т. н. проф. Халатов Артем Артемович _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант: _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент: ас. каф. ФЕС, к.ф.-м.н. Димитрієва Наталія Федорівна _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2020 року

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

Фізико-технічний інститут

(повна назва)

Кафедра Фізики енергетичних систем

(повна назва)

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність 105 “Прикладна фізика та наноматеріали”

(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

_____/А.А. ХАЛАТОВ/
(підпис) (ініціали, прізвище)

«24» вересня 2019 р.

ЗАВДАННЯ

**на дипломну роботу студенту
Данилову Михайлу Андрійовичу**
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: **«Плівкове охолодження при подачі охолоджувача в траншею:
вплив кута нахилу передньої вертикальної стінки $\beta = 20^\circ$ »**,
керівник роботи Халатов Артем Артемович, ак. НАНУ, проф., д.т.н,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «25» травня 2020 р. № 1203-с

2. Термін подання студентом роботи 03.06.2020

3. Вихідні дані до роботи Геометрія конфігурації: один ряд отворів в траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки $\beta = 20^\circ$. Швидкість основного потоку повітря 37 м/с. Температура основного потоку повітря 20 С°. Температура повітря, яке вдувалося 80 С°. Відношення густини потоку повітря, що вдувалося до густини основного потоку 0,8. Параметр вдуву 0,5...2,0. Зміст роботи а) проведення огляду літератури по темі дипломної роботи, постановка мети та завдань дослідження; б) огляд теоретичних основ CFD – моделювання; в) створення геометричної моделі задачі дослідження; проведення комп'ютерного моделювання; г) аналіз отриманих результатів; _ г) написання висновків

4. Зміст роботи а) проведення огляду літератури по темі дипломної роботи, постановка мети та завдань дослідження; б) огляд теоретичних основ CFD – моделювання; в) створення геометричної моделі задачі дослідження; проведення комп'ютерного моделювання; г) аналіз отриманих результатів; г) написання висновків

5. Перелік ілюстративного матеріалу (із зазначенням плакатів, презентацій тощо) презентація на 21 слайд _____

6. Консультанти розділів роботи*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 20.09.2019

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Літературний огляд</i>	20.09.2019 – 16.12.2019	Виконано
2	<i>Постановка мети та завдань дослідження</i>	17.12.2019 – 03.02.2020	Виконано
3	<i>Вибір методики досліджень</i>	17.02.2020 – 23.02.2020	Виконано
4	<i>Створення комп'ютерної моделі</i>	24.02.2020 – 11.03.2020	Виконано
5	<i>Виконання комп'ютерного моделювання</i>	12.03.2020 – 21.04.2020	Виконано
6	<i>Аналіз результатів моделювання</i>	22.04.2020 – 28.04.2020	Виконано
7	<i>Підготовка тез</i>	29.04.2020 – 05.05.2020	Виконано
8	<i>Виступ на конференції</i>	12.05.2020	Виконано
9	<i>Написання висновків, оформлення ПЗ</i>	13.05.2020 – 24.05.2020	Виконано
10	<i>Підготовка презентації та доповіді</i>	25.05.2020 – 02.06.2020	Виконано
11	<i>Подання ДР на перевірку на плагіат та нормоконтроль</i>	03.06.2020	Виконано
12	<i>Захист ДР</i>	18.06.2020	

Студент

(підпис)

М.А. Данилов
(ініціали, прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

А.А. Халатов
(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломної роботи за обсягом становить 66 сторінок, містить 3 таблиці та 29 рисунків. Використано 31 бібліографічних джерел.

Темою роботи є Плівкове охолодження при подачі охолоджувача в траншею: вплив кута нахилу передньої вертикальної стінки $\beta = 20^\circ$.

Метою роботи є детальний розгляд підходу з використанням інноваційного траншейного методу плівкового охолодження, проаналізувати за допомогою комп'ютерного моделювання конфігурацію траншеї з нахилом кута передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$). Порівняння результатів ефективності плівкового охолодження з використанням траншеї з нахилом кута ($\beta=20^\circ$) з прямокутною траншеєю ($\beta = 0^\circ$).

Об'єктом дослідження є процеси теплообміну та газодинаміки при плівковому охолодженні спрощеної моделі плоскої лопатки газотурбінної установки (ГТУ) з використанням інноваційної траншеї.

Предметом дослідження є фактори, що впливають на ефективність плівкового охолодження при подачі охолоджувача в траншею з нахилом кута передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$).

У зв'язку з неможливістю виконати експериментальні розрахунки, був вибраний теоретичний підхід з використанням комп'ютерного моделювання. Дослідження проводились з використанням студентської версії пакета ANSYS AIM 19.2.

Результати розрахунків показали що конфігурація траншеї з кутом нахилу передньої стінки ($\beta=20^\circ$) показують кращу ефективність плівкового охолодження порівнюючи з традиційною схемою з видувом охолоджувача в отвори без заглиблень. Але порівнюючи результати з прямокутною траншеєю, виявилось, що досліджувана конфігурація демонструє гіршу ефективність плівкового охолодження. При збільшені параметру вдуву

збільшується нерівномірність розподілу плівки, що може негативно впливати на кінцеві результати.

Загалом, траншея з кутом нахилу передньої стінки ($\beta=20^\circ$) показала гірші результати ефективності плівкового охолодження у порівнянні з прямокутною траншеєю ($\beta=0^\circ$).

Ключові слова: *плівкове охолодження, траншейні заглиблення, ефективність плівкового охолодження, параметр вдуву, кут нахилу, комп'ютерне моделювання.*

SUMMARY

The diploma work explanatory message includes 66 pages and contains 3 tables and 29 figures. 31 bibliographic sources were used.

The topic of the work is Film cooling when feeding the cooler into the trench: the influence of the angle of inclination of the front vertical wall $\beta = 20^\circ$.

The aim of the work is to consider in detail the approach using the innovative trench method of film cooling, to analyze with the help of computer simulation the configuration of the trench with the slope of the angle of the front vertical wall ($\beta = 20^\circ$). Comparison of the results of film cooling efficiency using a trench with an angle ($\beta = 20^\circ$) with a rectangular trench ($\beta = 0^\circ$).

The object of research is the processes of heat exchange and gas dynamics during film cooling of a simplified model of a flat blade of a gas turbine unit (GTU) using an innovative trench.

The subject of the research is the processes of heat exchange and gas dynamics during film cooling of a flat surface with blowing cooler from the investigated trench.

Due to the impossibility of performing experimental calculations, a theoretical approach using computer simulation was chosen. The research was conducted using the student version of the ANSYS AIM package 19.2.

The results of the calculations showed that the configuration of the trench with the angle of the front wall ($\beta = 20^\circ$) shows the best efficiency of film cooling compared to the traditional scheme with the blower of the cooler into the holes without recesses. But comparing the results with a rectangular trench, it was found that the studied configuration demonstrates poorer film cooling efficiency. When the injection parameter is increased, the unevenness of the film distribution increases, which can negatively affect the final results.

In general, the trench with the angle of inclination of the front wall ($\beta = 20^\circ$) showed worse results of film cooling efficiency compared to the rectangular trench ($\beta = 0^\circ$).

Keywords: *film cooling, trench recesses, film cooling efficiency, injection parameter, tilt angle, computer simulation.*

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Латинські символи:

- d – діаметр отвору вдуву, м;
- k – кінетична енергія турбулентності, Дж;
- m – параметр вдуву;
- P – тиск, Па;
- q – тепловий потік, Дж;
- s – ширина (висота) щілини, м;
- T – температура, $^{\circ}\text{C}$;
- t – поперечний крок розташування отворів, м; час, сек;
- w – швидкість потоку, м/с;
- ω – питома швидкість дисипації;
- x – поздовжня координата, м;
- y – координата, перпендикулярна поверхні охолодження, м;
- z – поперечна координата, м;

Грецькі символи:

- α – коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, кут нахилу отвору до поверхні охолодження, град;
- β – кут нахилу передньої вертикальної стінки траншеї, град;
- ε – поправка на вплив зовнішніх факторів; швидкість дисипації;
- η – ефективність плівкового охолодження;
- Θ – відносна ефективність плівкового охолодження;
- λ – коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{K}$;
- μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, $\text{Па} \cdot \text{с}$;
- ρ – щільність, $\text{кг}/\text{м}^3$;
- τ – тензор в'язких напруг;

Індекси:

aw — адіабатна стінка;

f — за присутності плівкового охолодження;

s — щілина;

w — стінка;

τ — дотична складова;

екв. — еквівалентний розмір щілини;

0 — за відсутності впливаючих факторів;

2 — параметр потоку, що вдувається;

∞ — параметри основного потоку;

d — дискретність вдуву;

l — лопатка;

p — повітря;

g — газ;

Скорочення:

Re — число Рейнольдса;

ГТУ — газотурбінні установки;

ГТД — газотурбінні двигуни;

ККД — коефіцієнт корисної дії;

ПГУ — парогазотурбінна установка;

ТЗП — теплозахисне покриття;

RANS — моделювання на базі усереднених рівнянь Нав'є-Стокса;

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ.....	8
ВСТУП	12
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ.....	14
1.1 Газотурбінна установка. Принцип дії, P-V та T-S діаграми.....	14
1.2 Тенденція збільшення температури	18
1.3 Ефективність охолодження. Плівкове охолодження лопаток.....	20
1.4 Альтернативні схеми плівкового охолодження та подача охолоджувача в траншею	27
1.4.1 Альтернативні варіанти охолодження (фасонні отвори, полу сферичні поглиблення, кратери)	27
1.4.2 Подача охолоджувача в траншею	28
1.5 Результати плівкового охолодження при подачі охолоджувача в траншею	29
1.6 Висновки та постановка задач дослідження	31
РОЗДІЛ 2. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ	34
2.1 Вибір програмного комплексу.....	34
2.2 Геометрична модель	35
2.3 Математична модель	37
2.3.1 Числове моделювання	37
2.3.2 RANS – моделювання.....	38
2.3.3 k-ε модель турбулентності	39
2.3.4 k-ω модель турбулентності	40

	11
2.3.5 SST модель турбулентності Ментера	40
2.3.6 Граничні умови.....	41
2.4 Комп'ютерна модель	42
2.4.1 Геометрія комп'ютерної моделі	42
2.4.2 Розрахункова сітка	43
2.5 Тестування SST моделі турбулентності	45
2.6 Висновки до розділу 2	48
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ	49
3.1 Програма дослідження	49
3.2 Ефективність плівкового охолодження	50
3.2.1 Ізолінії локальної ефективності плівкового охолодження	50
3.2.2 Локальна по ширині ефективність плівкового охолодження.....	51
3.2.3 Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження.....	54
3.3 Усереднена по площі поверхні ефективність плівкового охолодження	58
3.4 Висновки до розділу 3	60
ВИСНОВКИ.....	62
Перелік посилань	63

ВСТУП

На сьогоднішній день, газотурбінні установки (ГТУ) мають значний вплив в широкому спектрі галузей, вони використовуються в енергетиці, авіації, військово-морському флоті. Велика вартість вуглеводневого палива та його постійний зріст у ціні створює необхідність максимального зросту ефективності ГТУ різного призначення. З цього випливає напрям руху по збільшенню економічності ГТУ, а також зроблених на їх базі парогазових установок (ПГУ). Ця умова призводить до збільшення температури газу на вході до турбіни (T_T).

Сучасні жаростійкі матеріали з яких зроблені лопатки ГТУ витримують температури 1000..1100 °С. Навпроти у сучасних потужних енергетичних ГТУ температура газу на вході досягає 1750..1800 °С. Звідси і виникає питання ефективного охолодження контактних поверхонь, а саме лопаток ГТУ, які повинні витримувати сучасний температурний потік з камери згоряння.

В якості зовнішнього охолодження широко використовується плівкове охолодження (газова завіса). Плівкове охолодження характеризується подачею повітря з внутрішньої порожнини лопатки подається на зовнішню поверхню через отвори малого діаметру.

Оскільки тенденція збільшення температур зберігається по сьогоднішній день, з цього випливає збільшення витрат охолоджувача. При значних витратах охолоджувача термодинамічні втрати можуть перевищити позитивний ефект охолодження. Саме тому, прогресивним шляхом вирішення вище сказаної проблематики є пошук конфігурацій зі збільшеною ефективністю та економічністю охолодження поверхонь лопаток ГТУ.

Відомим методом плівкового охолодження є підхід з використанням профільного зрізу, або траншеї. Досліди показали, що траншея є передовою технологією для плівкового охолодження, порівнюючи з іншими альтернативними методами охолодження. При використанні даного методу,

вигідною властивістю є те, що ефективність охолодження зростає разом з збільшенням параметрів вдуву охолоджувача.

В роботі [1] був наведений метод плівкового охолодження за траншеєю зі змінним кутом передньої стінки, однак детальних результатів досліджень не представлено. В дипломній роботі методом комп'ютерного моделювання виконано детальне дослідження ефективності плівкового охолодження для схеми з використанням зміненого кута передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$).

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Газотурбінна установка. Принцип дії, P-V та T-S діаграми

Газотурбінною установкою (ГТУ) - називається установка з двигуном, що являє собою турбіну, робочим тілом в якому є продукти згорання рідкого або газоподібного палива, що згорає в спеціальних камерах згорання.

ГТУ – новий, прогресивний вид теплосилової установки. Вона не потребує котельного агрегату, конденсатора та інших пристроїв, які присутні в паротурбінних установках. Внаслідок цього вона компактна і не потребує великих затрат металу на одиницю вироблюваної енергії.

Не дивлячись на те, що ідея створення ГТУ виникла давно (перша газова турбіна була побудована в 1892 р. в Росії інженером П.Д. Кузьмінським) [23], розвиток ГТУ отримали лише в останній час, коли були вирішені дві головні проблеми: були створені високо економічні компресори (відцентрові та осьові) і розроблені рецепти потрібних для виготовлення проточної частини турбіни високоякісних сталей, здатних витримувати високі температури (до 700°C).

Газотурбінні установки працюють або із згоранням палива при постійному тиску (цикл з підводом тепла при $p = \text{const.}$), або при постійному об'ємі (цикл $v = \text{const.}$). Крім того, ГТУ поділяються на установки, які працюють по розімкнутому (відкритому) циклу і по замкнутому (закритому). В перших із них продукти згорання, відпрацювавши в газовій турбіні і пройшовши потім через так званий регенеративний підігрівник повітря, необхідного для згорання палива, викидаються в атмосферу. В других, робочим тілом є повітря (або інший інертний газ), який прокачується компресором через систему трубок (утворюють так званий «повітряний котел») і розташованими в газоходах за спеціальними топковими пристроями, де повітря підігрівається перед тим, як направитись в турбіну.

По виході із турбіни і охолодженні спочатку в регенеративних підігрівниках, а потім у водяному теплообміннику, повітря знову всмоктується компресором, стискається в ньому і подається знову в «котел». Таким чином, цикл повністю замикається. В ГТУ, працюючих по замкнутому циклу, може бути використане будь-яке, в тому числі тверде паливо. В цьому їх головна перевага в порівнянні з установками, що працюють по відкритому циклу, так як в останніх тверде паливо використовуватись не може (тверді частинки золи швидко зношують проточну частину турбіни). Головний недолік ГТУ, які працюють по замкнутому циклу, – великі розміри котла. На практиці головним чином застосовуються ГТУ, що працюють по циклу $p = \text{const.}$ з розімкнутою (відкритою) схемою.

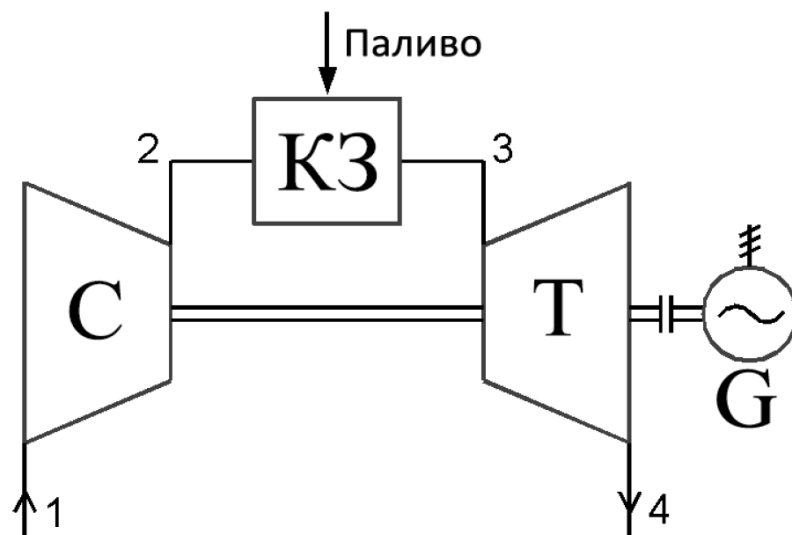


Рисунок 1.1 – Схема газової турбіни, що працює за відкритим циклом:

S — компресор; KS — камера згоряння; T — турбіна; G — електрогенератор.

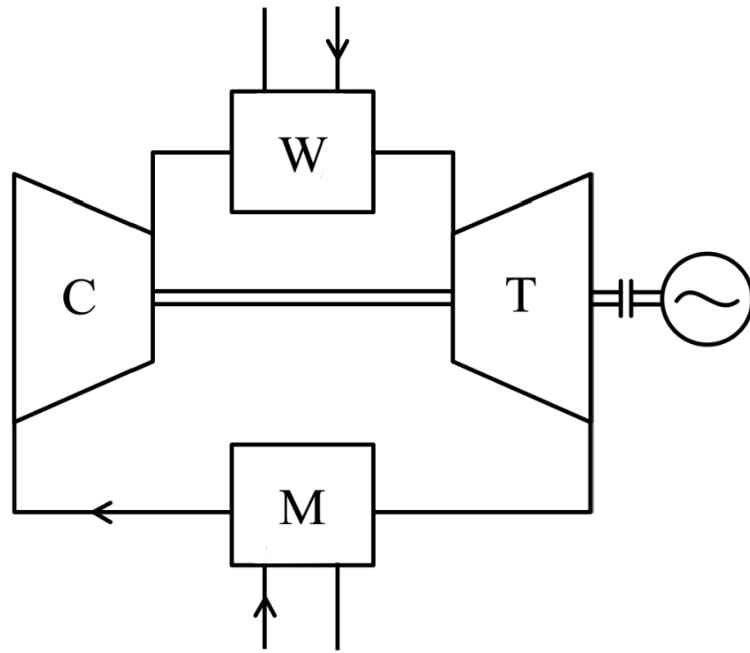


Рисунок 1.2 – Схема газової турбіни, що працює за закритим циклом:

С — компресор; Т — турбіна; W — нагрівач, М — холодильник, ~ електрогенератор.

Цикл Брайтона є термодинамічним циклом, який описує роботу газових турбін, турбореактивних та прямооточних двигунів внутрішнього згорання, що описує робочі процеси газотурбінного, турбореактивного та прямооточного повітряно-реактивних двигунів внутрішнього згорання, а також газотурбінних двигунів зовнішнього згорання з замкнутим контуром газоподібного робочого тіла. Цикл Брайтона працює по циклу $p = \text{const.}$, тобто теплота підводиться при постійному тиску.

Термічний ККД циклу Брайтона виражається наступним чином:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1.1)$$

Де $\beta = P_2 / P_1$ - ступінь підвищення тиску при адіабатні стисненні; $\varepsilon = V_1 / V_2 = \beta^{\frac{1}{k}}$ - ступінь стиснення газу, k - показник адіабати.

Підвищення температури газу (T_T) на вході в турбіну було і залишається одним з основних способів підвищення економічності, питомої потужності та інших теплотехнічних характеристик, а також поліпшення масо габаритних показників газотурбінних двигунів (ГТД) будь-якого призначення.

$$l_{\dot{o}} = c_p T_1 \beta^{\frac{k-1}{k}} (\rho - 1) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right) \quad (1.2)$$

З формули (1.1) випливає, що термічний ККД ГТУ зростає при збільшенні ступеня підвищення тиску повітря в компресорі. Чим більше стискується повітря компресором, тим вище η_t . З іншого боку, при фіксованому значенні β при підвищенні температури газу перед турбіною T_3 зростає різниця температур $T_3 - T_4$, а, отже, і робота турбіни, і відповідно до (1.3), збільшується термічний ККД ГТУ. Чим вище температури газу на вході в турбіну, тим вище ККД.

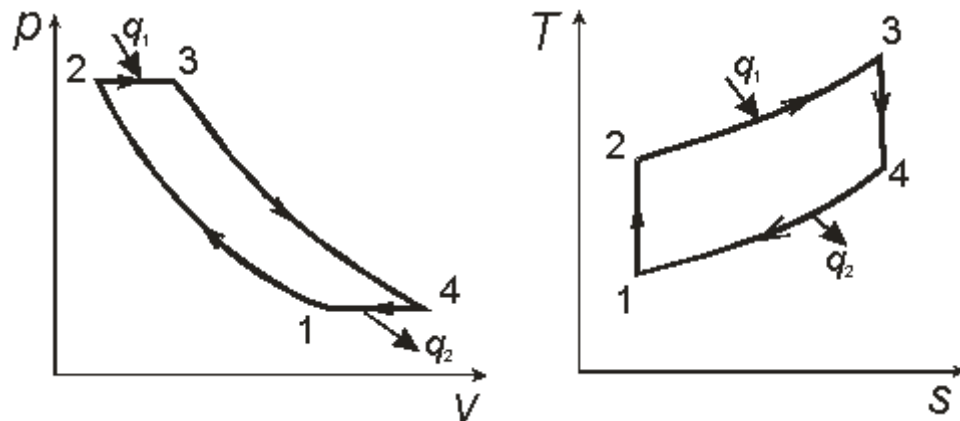


Рисунок 1.3 – (P-V та T-S) діаграми ідеального циклу Брайтона.

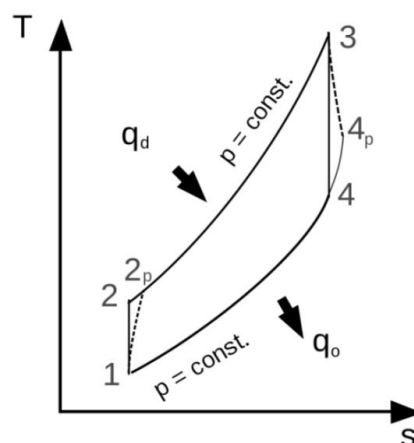


Рисунок 1.4 – (T—S) діаграма циклу Брайтона; ідеального (1—2—3—4—1), реального (1—2_p—3—4_p—1).

1.2 Тенденція збільшення температури

Основним показником, що характеризує термодинамічну ефективність ідеального циклу, є термодинамічний ККД (1.3):

$$\eta_t = \frac{l_{\dot{\theta}}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.3)$$

де q_1 , q_2 - підведена і покуштувати теплота; c_p - теплоємність робочого тіла при постійному тиску.

Формула (1.4) описує ефективний коефіцієнт корисної дії газотурбінного двигуна, що базується на циклі Брайтона:

$$\eta_e = \frac{\frac{k}{k-1} R \frac{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \left(\frac{e \theta \eta_c \eta_p}{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right)}{\left(\frac{k}{k-1} R \right)_{\text{ум}} \theta - \frac{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} - 1} \quad (1.4)$$

де введено позначення: π_{Σ} – загальна степінь підвищення повного тиску в ГТД, $\theta = \frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\text{н}}}$ – степінь підвищення температури (T_{Γ}^* – температура газу перед турбіною, $T_{\text{н}}$ – температура потоку перед входом в двигун), η_c – коефіцієнт корисної дії процесу стискання, η_p – коефіцієнт корисної дії процесу розширення, e – коефіцієнт, що містить в собі різницю між R та k газу та повітря.

Формула (1.4) говорить про те, що ефективний ККД циклу Брайтона буде залежить від степені підвищення температури θ та степені підвищення повного тиску.

Таким чином, основний шлях, по якому рухаються розробники ГТУ і ВМД - це освоєння все більш високих температур і тисків в циклі.

Сьогодні провідні фірми працюють над освоєнням в ГТД літаків з рівнем температури газу перед турбіною 2100 К (1827 ° С) і вище, є дані про розробку для них перспективних ГТД з T_{Γ} порядку 2400 К (2127 ° С).

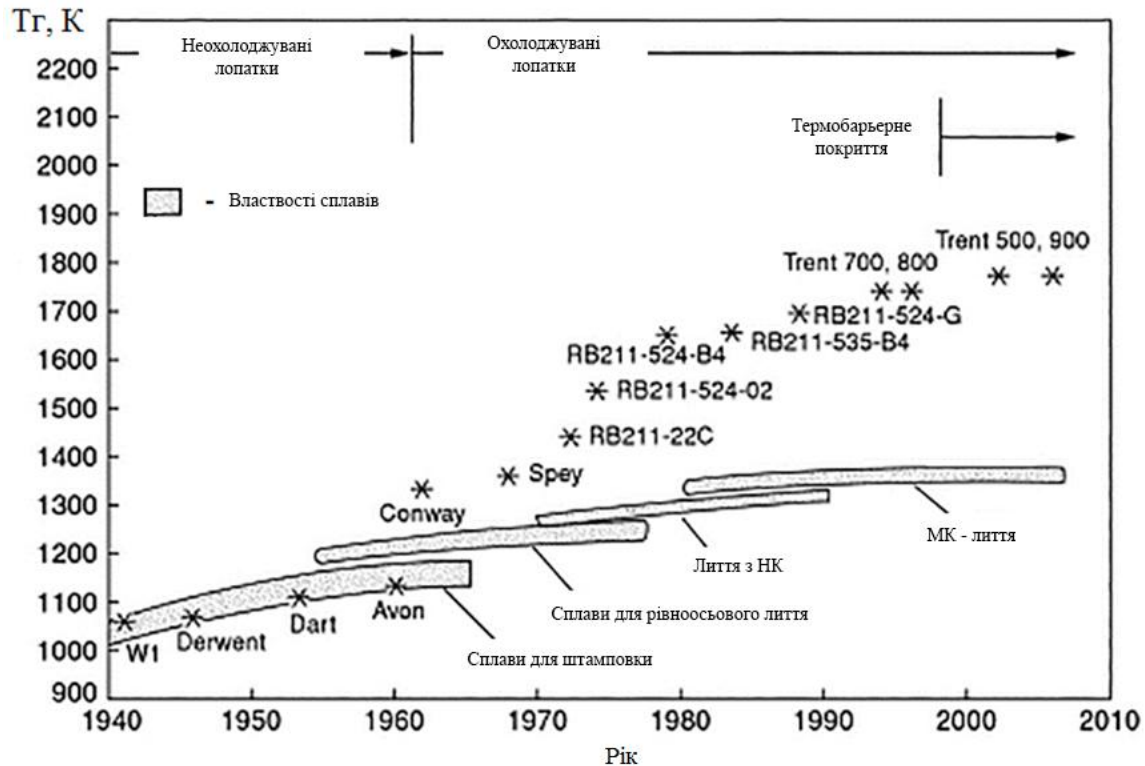


Рисунок 1.5 – Зростання температури газу перед турбіною і розвиток нових жароміцних матеріалів в ГТД фірми Роллс-Ройс. [4]

З початку застосування систем охолодження в лопатках газових турбін (двигун «Conway», 1960 г.) і до 2010 р, величина T_g була підвищена на 600 К, з яких 400 К були компенсовані за рахунок вдосконалення систем охолодження, і тільки 200 К - за рахунок підвищення жароміцності лопаткових матеріалів. За цими даними можна також простежити підвищення жароміцності сплавів за рахунок використання лиття з спрямованою кристалізацією (НК), і монокристалічного (МК) лиття, в порівнянні зі звичайним, рівно осьовим литтям, а також сплавів, призначених для штампування [3].

Слід зазначити, що, крім освоєння більш високих T_g , в останні десятиліття був також істотно збільшений ресурс (термін служби) лопаток ГТД будь-якого призначення; в стаціонарних ГТД провідних фірм він досяг 30-40 тис. і більше годин.

Аналіз конструкцій сучасних ГТД показав, що сьогодні практично всі системи охолодження лопаток ГТД, незалежно від їх призначення - відкриті і повітряні. Рідинні (закриті) системи охолодження, перші розробки яких відносяться ще до 30-х років XX століття, незважаючи на перспективність в плані досягнення дуже великої глибини охолодження лопаток та інших деталей турбін, в силу цілого ряду конструктивних, технологічних і експлуатаційних проблем, до теперішнього часу не застосовуються. Їх реалізація в практичних конструкціях ВМД в доступному для огляду майбутньому також малоймовірна.

Деяке поширення в енергетичних ГТД великої потужності, призначених для роботи в складі ПГУ, в кінці 90-х років отримали парові системи охолодження: в поколінні «G» - для охолодження змішувачів жарових труб; в поколінні «H» - для охолодження змішувачів і лопаткових апаратів перших двох ступенів турбіни. Дані про застосування парового охолодження в серійних стаціонарних ГТД малої і середньої потужності, а також в авіаційних та інших транспортних ГТД відсутні. Але в даний час має місце не тільки різке зниження інтересу до парових систем охолодження лопаток турбін з боку провідних фірм-розробників ГТД, а й, по суті, поступова відмова від них. З цієї причини питання вдосконалення саме традиційних повітряних систем охолодження лопаток апаратів турбін стають особливо актуальними.

1.3 Ефективність охолодження. Плівкове охолодження лопаток

Розглянемо класичну схему течії, що виникла при аналізі профілю швидкості за тангенціальною щільною (рис. 1.6). У початковому сегменті ($0 < x < x_1$) поверхня продувається лише газом вдуву, а температура стінки дорівнює температурі введенного газу, тобто, $T_w = T_2$, тоді як ефективність охолодження плівки дорівнює одиниці. Починаючи з перерізу $x = x_1$, газова

завіса починає змішуватися з основним потоком, розвивається тепловий примежовий шар і знижується ефективність охолодження плівки [3].

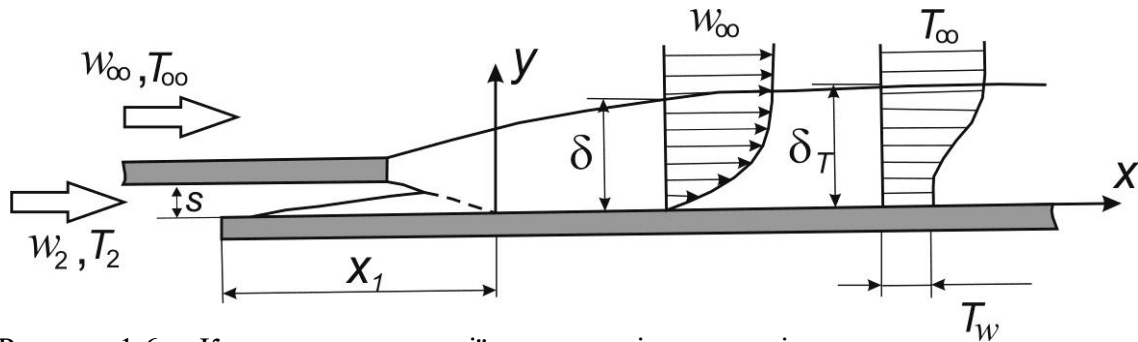


Рисунок 1.6 – Класична схема течії за тангенціальною щілиною, де x_1 - початкова ділянка [7].

Випуск охолоджувача через суцільну щілину є найбільш простим способом організації плівкового охолодження. До цього методу також можна віднести плоскі щілини, висота яких значно менша ширини, а також можна додати кільцеві, в яких висота значно менша радіусу, на якому ця щілина знаходиться. При аналізі в даному випадку газову завісу можна розглядати як двовимірну, з координатами x та y . Найбільш використовувані схеми випуску повітря через суцільну щілину показані на рис 1.7.

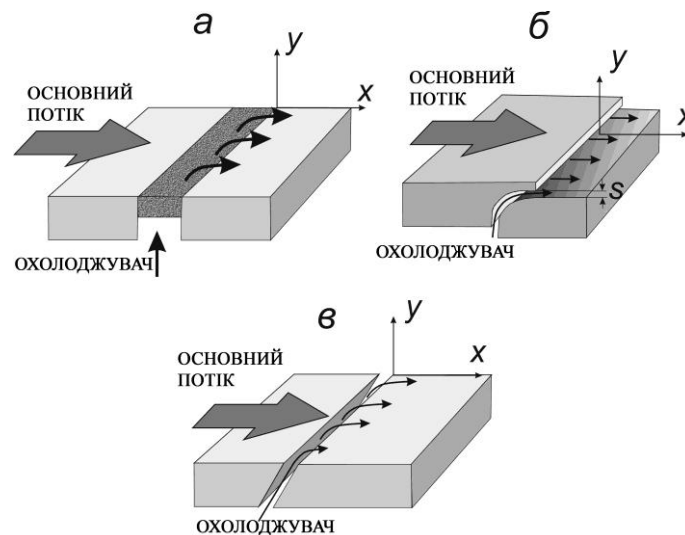


Рисунок 1.7 – Типовий двовимірний щілинний випуск повітря на захищену поверхню: а - пориста щілина для транспіраційного охолодження; б - тангенціальний проміжок; в - щілина, спрямована під кутом до захищеної поверхні.

Для схем випуску повітря через отвори і переривчасті щілини (пази) різної конфігурації характерно значне ускладнення картини течії, як охолоджувача, так і основного потоку, з явно вираженою тривимірністю. На рис. 1.8 показана найбільш часто застосовується на практиці схема видування повітря через один ряд дискретних циліндричних отворів (перфорацію).

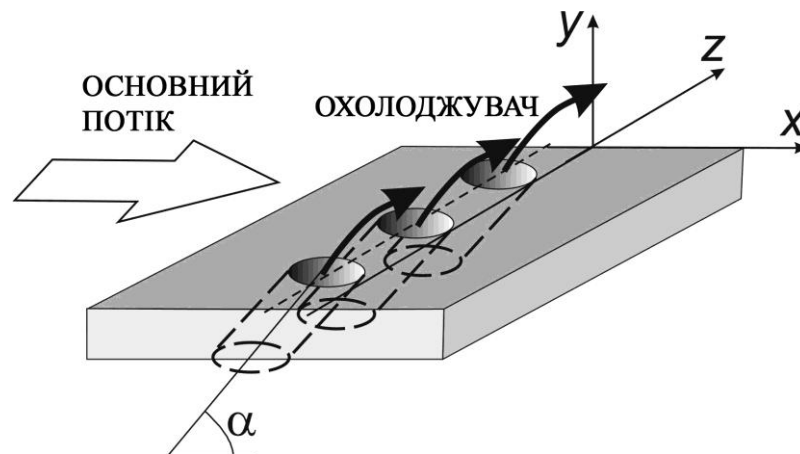


Рисунок 1.8 – Випуск повітря на поверхню, що захищається через один ряд дискретних циліндричних отворів [3].

Ефективність охолодження при використанні даного методу подачі повітря значно менша, чим подача повітря через плоску щілину, виходячи з цілої низки причин: дискретності (значна частина поверхонь на початковому етапі, який не захищений плівкою), відрив потоку, а також значного перемішування з основним потоком. Дане явище зв'язано з наявністю вихрової течії видуву охолоджувача, які потім зберігаються і подалі в потоці.

Експерименти з візуалізації потоку підтверджують існування всіх зазначених вихорів. Встановлено, що найбільш значний вплив на ефективність газової завіси серед усіх типів вихрів має утворення ниркоподібних вихорів в струмені (рис. 1.9). Ниркоподібна вихрова структура знищує охолоджуючу плівку та посилює дію гарячого повітря.[3]

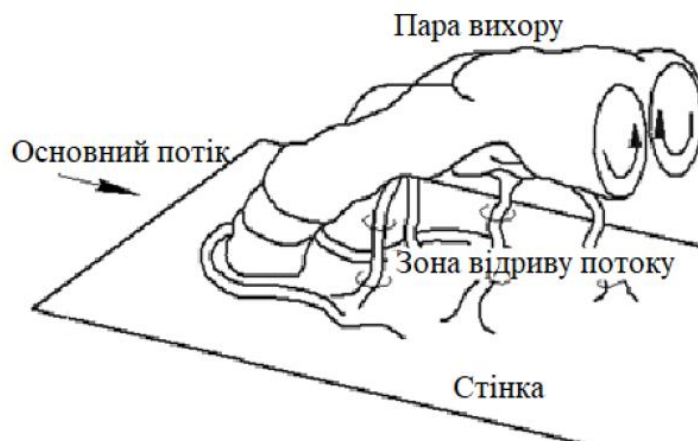


Рисунок 1.9 – Вихрова пара, що утворюється в струмені охолоджувача після виходу з циліндричного отвору [5].

Застосування охолодження лопаток турбін і його необхідна глибина залежать не тільки від температури газу, але і від цілого ряду інших факторів - матеріал лопаток, ресурсу, нерівномірності температурного поля за камерою згоряння, і ін. Так, в стаціонарних і корабельних ГТД охолодження лопаток використовувалося вже при T_g порядку $750-850^\circ\text{C}$, в авіаційних - при $950-1000^\circ\text{C}$.

У всіх охолоджуваних лопатках турбін в першу чергу реалізуються системи конвективного (внутрішнього) охолодження, при якому гарячий газ і охолоджувач розділені захищається від нагрівання стінкою. Розвинені системи конвективного охолодження лопаток при використанні сучасних жароміцних сплавів на нікелевій основі дозволяють забезпечити достатню глибину охолодження при T_g на рівні $1150-1200^\circ\text{C}$, однак можливості подальшого підвищення глибини охолодження лопаток за рахунок тільки конвективного теплообміну відсутні.

Світовий досвід показує, що при T_g 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 її від підведення тепла. З огляду на те, що захисна плівка швидко розмивається газовим потоком, для її створення потрібно значна кількість охолоджувача. У

міру віддалення від місця вдуву, температура повітряно-газової суміші в пристінному шарі різко підвищується, тому на практиці потрібно застосування багаторядних систем плівкового охолодження [3]. При цьому використовуються комбіновані конвективно-плівкові (конвективно-загороджувальні) системи охолодження (рис. 1.10).

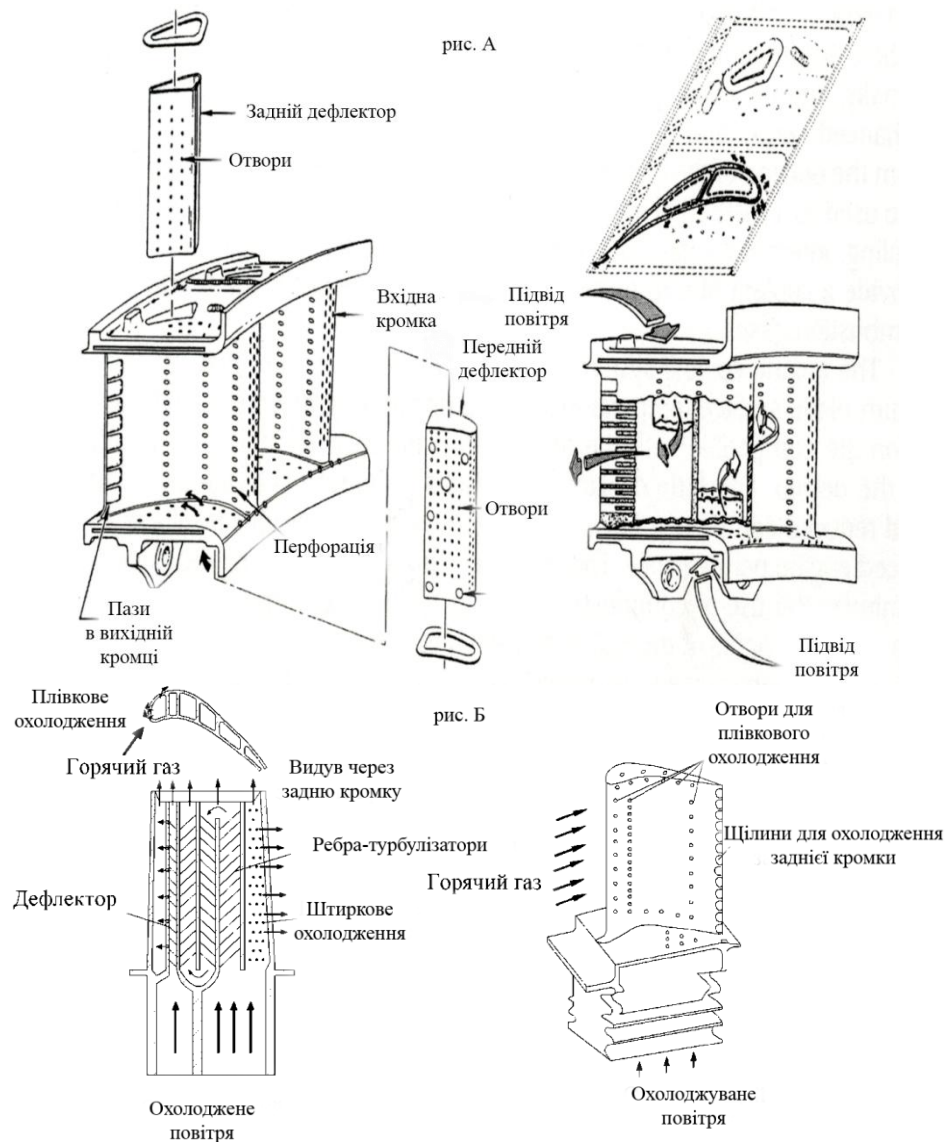


Рисунок 1.10 – Соплова (А), і робоча (Б) лопатки високотемпературного ГТД з конвективно-плівковою системою охолодження [6].

Як впливає зі сказаного вище, досягнення сучасного рівня T_T було б неможливим без застосування плівкового охолодження лопаток турбін. До того ж, застосування плівкового охолодження дозволяє реалізувати більш

ефективні схеми течії 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 в області охолодження лопаток турбін високотемпературних ГТД, а також їх конструкцій показав, що альтернативи широкому застосуванню плівкового охолодження в даний час і в доступному для огляду майбутньому немає. З цієї причини, в останні 10-15 років відзначено різке підвищення інтересу до вдосконалення саме систем плівкового охолодження.

У більшості робіт для розрахунку щільності теплового потоку при плівковому охолодженні використовуються наступну залежність:

$$q_w = \alpha(T_w - T_{aw}) \quad (1.5)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі; T_{aw} - адіабатична температура стінки; T_w - температура стінки. Таким чином, для визначення термічного стану стінки лопатки потрібне знання двох незалежних один від одного параметрів - коефіцієнта тепловіддачі і ефективності плівкового охолодження. Даний підхід дозволяє враховувати вплив геометричних і режимних параметрів плівки (способу вдуву, параметра вдуву і т.д.) через адіабатне температуру стінки, яка є характеристикою захисної плівки [3].

Досконалість систем плівкового охолодження зазвичай оцінюють по адіабатичній ефективності (далі по тексту «ефективність плівкового охолодження»), яка визначається за формулою зворотної схеми охолодження:

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_{\infty}^*}{T_2^* - T_{\infty}^*} \quad (1.6)$$

де T_{∞}^* - повна температура основного потоку (газу), без урахування подмеші-вання охолоджувача; T_{aw} - адіабатична температура поверхні, що захищається (Поверхня, для якої теплообмін з потоками повітря і газу, а

також передача теплоти теплопровідністю через стінку відсутні; T_2^* - повна температура охолоджувача на виході з отвору.

Строго кажучи, дана формула повинна застосовуватися тільки при низьких швидкостях течії газового і повітряного потоків. Фактично, стінка лопатки турбіни сприймає не температуру гальмування газового потоку T_∞^* , а нижчу температуру, з урахуванням коефіцієнта відновлення r . При високих швидкостях потоку різниця між цими температурами стає помітною. Величина r для турбулентного потоку, яким є основний потік (газу), згідно з серією досліджень, становить $r = 0,89 \pm 0,03$. При швидкостях газу, характерних для перших ступенів турбін, його температура з урахуванням коефіцієнта відновлення нижче T_∞ приблизно на 20°C .

При перебігу охолоджувача різниця температури відновлення від температури гальмування в реальних умовах становить $1 - 2^\circ \text{C}$. Переважна більшість досліджень по плівковому охолодженню проведено при низьких швидкостях потоків газу і охолоджувача, тобто в умовах, при яких різниця між температурами гальмування і відновлення дуже мала. Таким чином, розрахунки ефективності за формулою (1.5), без урахування коефіцієнта відновлення, призводять до несуттєвому завищенню розрахункових температур газоповітряної суміші, що впливають на стінку лопатки, що цілком прийнятно для практичних цілей.

Важливим параметром, що визначає гідродинамічні характеристики плівкового охолодження, є параметр вдуву:

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_\infty w_\infty} \quad (1.7)$$

де ρ_2 і w_2 - щільність і швидкість потоку вдуву, ρ_∞ і w_∞ - щільність і швидкість основного потоку. У практиці газотурбобудування найбільш часто використовується параметри вдуву від 0,5 до 2,0.

Ефективність плівкового охолодження зменшується зі збільшенням відстані від місця подачі охолоджувача і істотно залежить від співвідношення швидкостей охолоджувача і основного потоку. Чим менше

різниця між цими швидкостями, тим вище ефективність плівкового охолодження [3].

1.4 Альтернативні схеми плівкового охолодження та подача охолоджувача в траншею

1.4.1 Альтернативні варіанти охолодження (фасонні отвори, полу сферичні поглиблення, кратери)

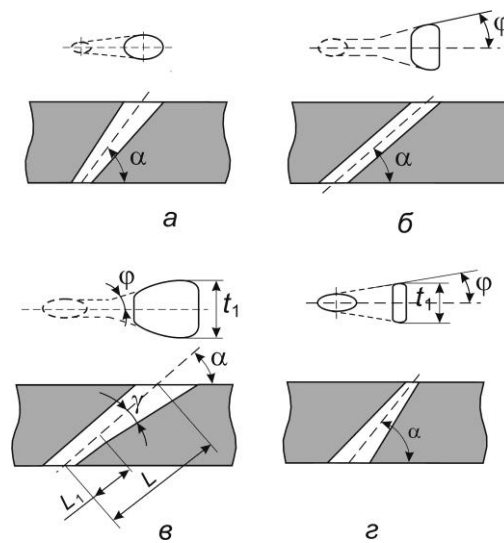


Рисунок 1.11 – Основні варіанти фасованих отворів: а – конічний дифузор; б – отвір віялової форми; в - віяловий отвір з розширенням у вертикальній площині; г - консольний отвір.

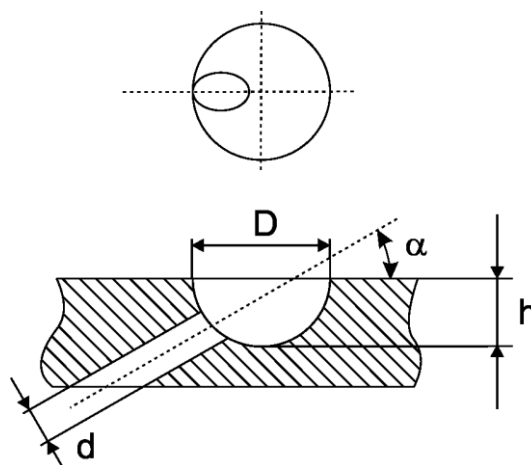


Рисунок 1.12 – Схема подачі охолоджувача в полу сферичні поглиблення (лунку).

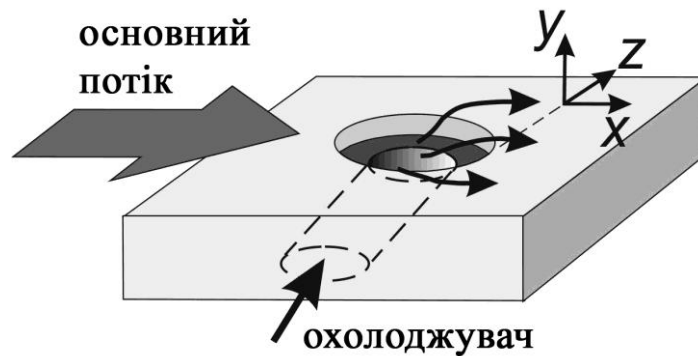


Рисунок 1.13 – Схема подачі охолоджувача в кратер.

1.4.2 Подача охолоджувача в траншею

Подача охолоджувача через траншею була розроблена задля збільшення ефективності плівкового охолодження. Схема з такою подачею охолоджувача представляю собою двовимірний прямокутний паз, або траншею (рис. 1.11).

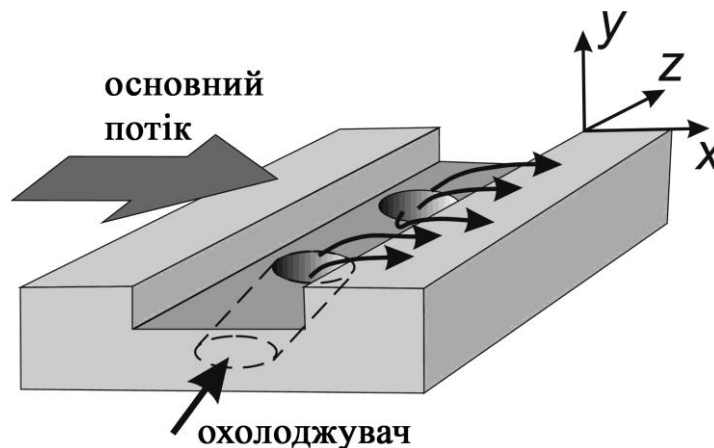


Рисунок 1.14 – Схема подачі охолоджувача через траншею.

В перше охолодження за методом траншеї було запропоновано в 1999 році [8]. Основна мета даного винаходу є збільшення ефективності охолодження за рахунок поперечного розподілу припливного потоку перед входом на захищену поверхню. Експериментально були здобуті результати збільшення ефективності використовуючи даний метод на 35% порівняно з рядом отворів без використання траншеї.

1.5 Результати плівкового охолодження при подачі охолоджувача в траншею

Як відзначають автори всіх експериментальних досліджень [9-10], при траншейному плівковому охолодженні зі збільшенням параметра вдуву до 2 ... 2,5 ефективність охолодження зростає, на відміну від варіанту без траншеї, для якого максимум ефективності досягається при $m \approx 0,5$. Таким чином, використання траншеї забезпечує високу ефективність плівкового охолодження при великих параметрах вдуву, за даними [11] навіть при $m = 4$.

Проводилось також вивчення комбінованих траншейних схем. В роботі [12] досліджена комбінація траншеї з фасонними отворами. Як показали експерименти, дана конфігурація призводить до зниження ефективності плівкового охолодження на 25 ... 33% у порівнянні з базовим варіантом фасонних отворів без траншеї.

На рис. 1.15 показано порівняння поздовжніх розподілів усереднених по ширині поверхні значень ефективності плівкового охолодження за даними опублікованих робіт, а також за даними авторів ([13]). На відміну від традиційної системи похилих отворів, для яких максимум ефективності досягається при $m \approx 0,5$, для отворів в траншеї ефективність охолодження зростає зі збільшенням параметра вдуву.

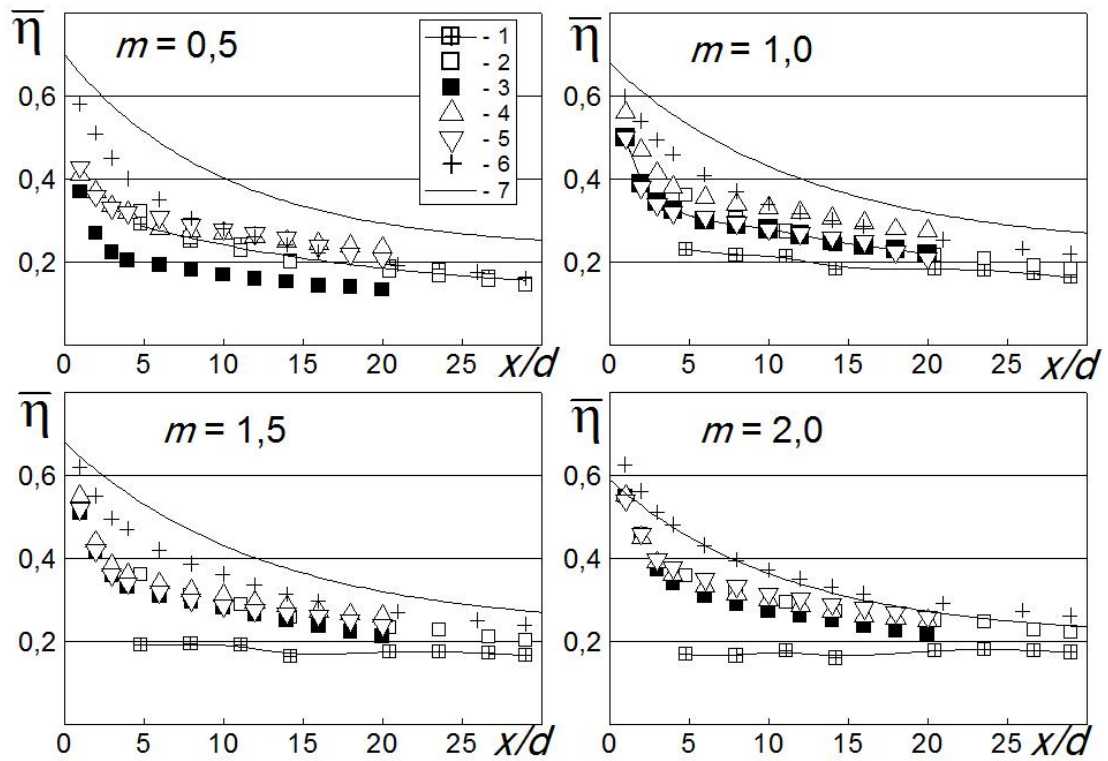


Рисунок 1.15 – Усереднення в поперечному напрямку ефективність плівкового охолодження при різних параметрах вдуву: 1, 2 – плоска поверхня, отвори без траншеї й в траншеї за даними авторів [13], $t = 3d$, $h/d = 0,75$; 3–5 – плоска поверхня, отвори з кроком $t = 3d$ в траншеї за даними [14]; 3 – $B = 2d$, $h = 0,75d$; 4 – $B = 3d$, $h = 0,75d$; 5 – $B = 2d$, $h = 0,5d$; 6 – Отвір в траншеї для охолодження моделі лопатки $t/d = 2,77$, $B = 2d$, $h = 0,5d$ [15]; 7 - фасонні отвори, $t/d = 3$ [16].

1.6 Висновки та постановка задач дослідження

Актуальність дослідження розвитку систем охолодження для ГТУ не викликає сумнівів, бо при збільшенні ефективності охолодження, використовуючи сучасні жаростійкі матеріали, людство буде мати можливість працювати з більшими температурами після камери згоряння. Таким чином, як було зазначено раніше, термічний КПД збільшиться, адже має пряму залежність зі збільшенням температури.

Виконано огляд сучасних підходів у сфері охолодження лопаток газотурбінних установок. Враховуючи передові розробки великих промислових гігантів виробництва газотурбінного устаткування, був вибраний провідний метод – плівкове охолодження (газова завіса).

Опираючись на наукові роботи [8-16] був обраний шлях розглядання сучасної конфігурації плівкового охолодження – схема з використанням будови траншеї. Даний метод є передовим за показниками ефективності, з цього випливає, що проблема схеми з рядом дискретних щілин, а саме відрив потоку та проблеми з однорідністю покривання лопаток плівкою охолоджувача, була вирішена завдяки використанню траншеї. У широкому сенсі, потік охолоджувача на ділянці вдуву стикається з вертикальною стінкою траншеї, огинаючи її потік рівномірно розподіляється по поверхні лопаток.

У роботі [1] було запропоновано модернізувати схему охолодження з використанням траншейної будови (Рис. 1.16 схема 11). А саме змінити конфігурацію вертикальної стінки, шляхом зміни кута нахилу. В даній роботі [1] дуже мало результатів для однозначного висновку.

В даній дипломній роботі буде розглянутий в деталях метод плівкового охолодження з використанням модернізованої траншейної будови зі змінним кутом вертикальної стінки.

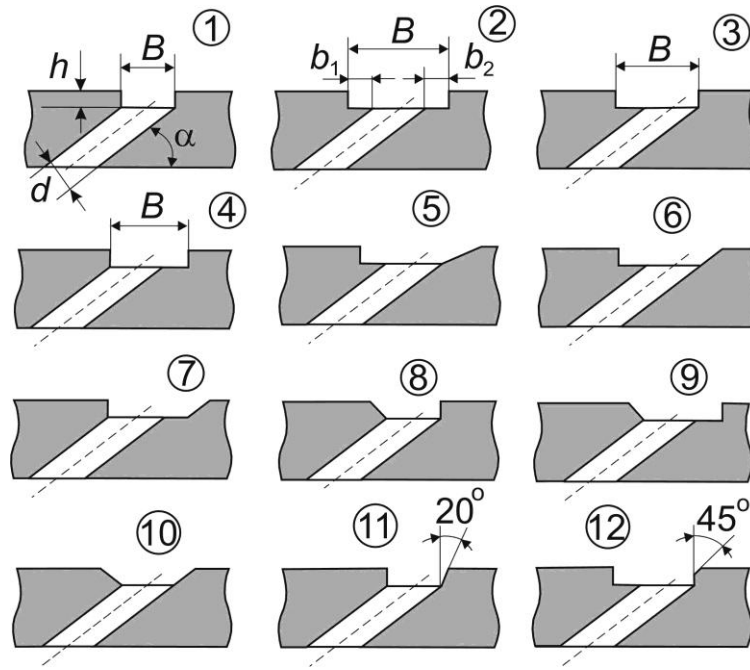


Рисунок 1.16 – Варіанти досліджуваних конфігурацій траншей.

Створення практичної моделі даної конфігурації в реальних умовах, практично неможливо. Виготовлення та проведення експериментів в лабораторних умовах несе за собою великі матеріальні втрати, що зумовлені великою собівартістю технологічного процесу виготовлення лопаток. Однак методи чисельного моделювання є першочергові в розробці та дослідженні схем плівкового охолодження і дають можливість моделювати процеси газодинаміки та теплообміну в плівковому охолодженні з реальною точністю результатів.

Метою даної бакалаврської роботи є детально розглянути підхід з використанням інноваційного траншейного методу плівкового охолодження, проаналізувати за допомогою комп'ютерного моделювання конфігурацію траншеї з нахилом кута передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$). Порівняти результати ефективності плівкового охолодження з використанням траншеї з нахилом кута ($\beta = 20^\circ$) з прямокутною траншеєю ($\beta = 0^\circ$).

Задачею досліджування є:

- 1) Побудувати комп'ютерну модель та розрахункову сітку, обрати систему рівнянь для опису турбулентного потоку, а також замкнути

систему рівнянь відповідною моделлю турбулентності, що достовірно опише плівкове охолодження.

- 2) Виконати розрахунки, проаналізувати результати досліджень за різних параметрів вдуву, а також порівняти результати з вже відомими конфігураціями плівкового охолодження, а саме: при видуві охолоджувача через прямокутну траншею, традиційну схему з отворами без заглиблень.

Метод дослідження: комп'ютерне моделювання з використанням студентського програмного пакету ANSYS AIM 19.2.

РОЗДІЛ 2

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

2.1 Вибір програмного комплексу

Для дослідження плівкового охолодження був вибраний теоретичний підхід – це зумовлено складністю, а також значними матеріальними вкладаннями у експериментальний підхід. Сучасний стан обчислювальної техніки дозволяє в прикладних сферах ставити і вирішувати трудомісткі завдання, які важко вирішуються експериментально.

Прикладна гідро-, газо-, термодинаміка є однією з наукомістких прикладних областей, що вимагають великих обчислювальних ресурсів і ефективних програмних середовищ для моделювання, розрахунків та аналізу.

В даний час існує велика кількість програмних комплексів, як комерційних, так і вільно розповсюджуваних, що дозволяють виконувати моделювання фізичних процесів, що протікають в турбомашині будування. Проаналізуємо ринок програмного забезпечення для вирішення завдань гідро-, газо-, термодинаміка турбомашини будування [21].

Основні програмні комплекси представлені на ринку:

- Altair AcuSolve
- ANSYS CFD (CFX, FLUENT)
- Autodesk CFD
- Fine turbo
- OpenFOAM
- COMSOL CFD Module
- FLOWVISION

З метою отримання оптимальних результатів, в даному дипломному проекті був використаний сучасний програмний пакет ANSYS CFX 19.2 (студентська версія). Дана програма гарно зарекомендувала себе у CFD-розрахунках. Також програмний комплекс ANSYS широко використовується

в розрахунках теплообміну, газодинаміки ламінарного й турбулентного потоків, стислого та нестиглого середовища. Достовірність результатів комп'ютерного моделювання забезпечена коректним застосуванням програмного комплексу ANSYS CFX, що сертифікований міжнародними стандартами, та має сертифікат якості ISO 9001:2008.

2.2 Геометрична модель

На початку роботи з програмним комплексом ANSYS була побудована геометрична модель на базі якої буде досліджено ефективність плівкового охолодження. Модель представляє собою канал прямокутного перерізу, до якого охолоджувач подається із зовнішнього об'єму проходячи через отвори вдуву та траншею з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) (рис. 2.1).

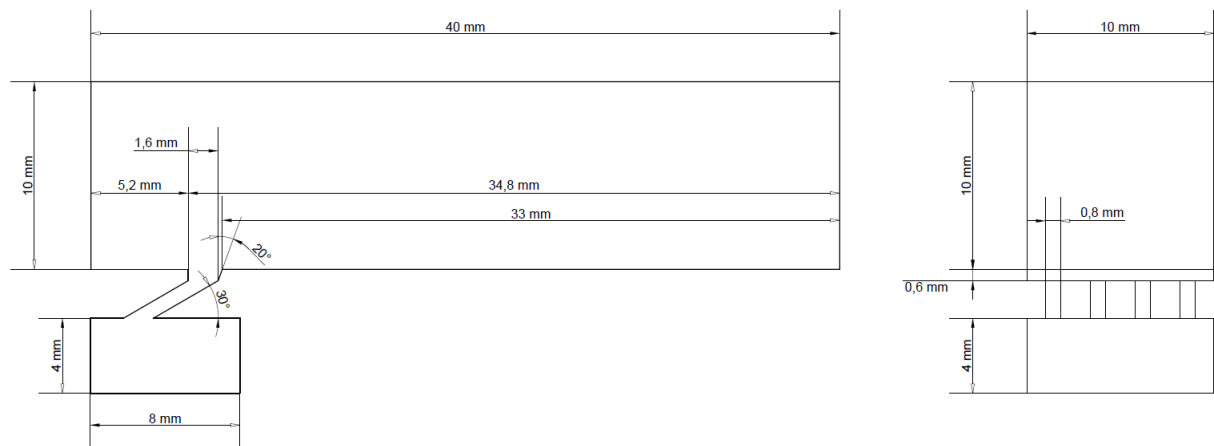


Рисунок 2.1 – Геометрія моделі плівкового охолодження плоскої поверхні при вдуві охолоджувача через отвори в траншею з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$)

Вдув охолоджувача в околі траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) детально зображений на рис. 2.2.

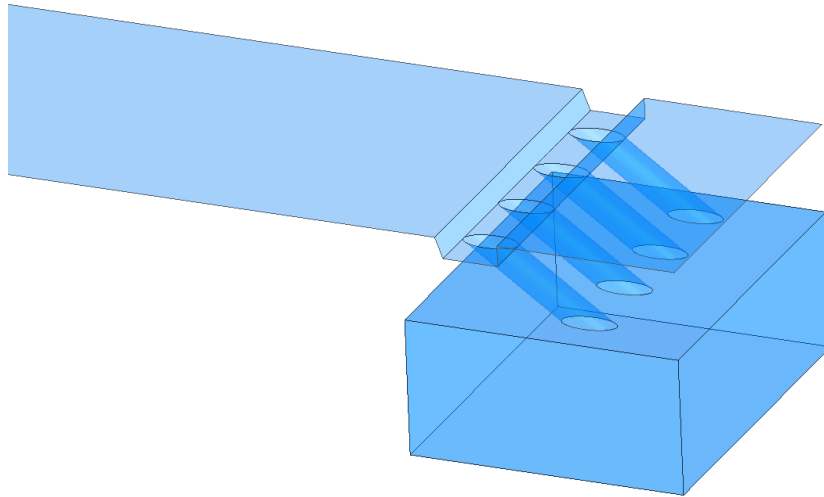


Рисунок 2.2 – Геометрична модель плівкового охолодження в околі траншеї

Схема подачі охолоджувача в траншею з кутом нахилу кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) зображена на рис. 2.3. Розміри геометрії були вибрані з міркувань відповідності до експериментальної установки та реальних систем плівкового охолодження. Діаметр отвору $d = 0,8$ мм, поперечний крок заглиблень $t = 2,4$ мм ($t/d = 3,0$), висота заглиблення $h = 0,6$ мм ($h/d = 0,75$), кут нахилу отворів до поверхні $\alpha = 30^\circ$, кут нахилу передньої вертикальної стінки $\beta = 20^\circ$.

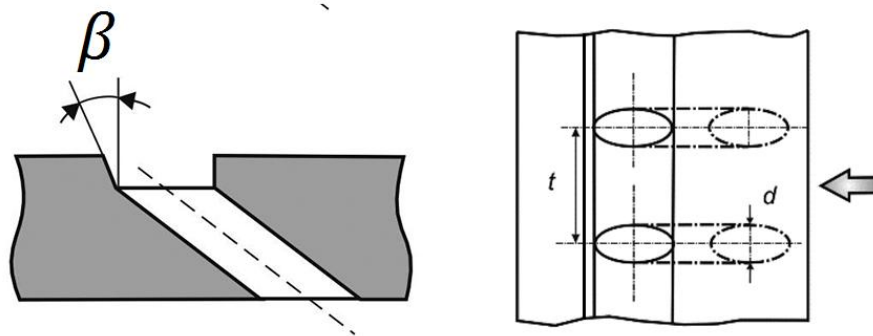


Рисунок 2.3 – Схема геометрії плівкового охолодження через отвори в поперечній траншеї

2.3 Математична модель

Базовими рівняннями у дослідженнях процесів гідродинаміки потоку [22] є:

Рівняння неперервності, яке виражає закон збереження маси:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0; \quad (2.1)$$

Рівняння руху, яке виражає закон збереження імпульсу:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}; \quad (2.2)$$

Рівняння збереження енергії:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_{tot}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho h_{tot} u_j) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u_i \tau_{ij} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right), \quad (2.3)$$

де $\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)$; $h_{tot} = h + \frac{1}{2} u_i^2$, τ_{ij} – тензор в'язких напруг; μ – коефіцієнт динамічної молекулярної в'язкості; t – час; ρ – густина рідини; p – тиск; $u_i u_j$ – компоненти тензора турбулентних напруг Рейнольдса; $i, j = 1, 2, 3$.

Для замикання системи рівнянь турбулентного течії використовуються моделі турбулентності, що зв'язують осереднені й пульсаційні характеристики потоку.

2.3.1 Числове моделювання

Для опису турбулентної течії використовується система рівнянь для замкнення якої використовується модель турбулентності, що максимально точно опише характеристику плівкового охолодження. Перевірка прийнятності системи рівнянь Нав'є-Стокса, що математично описує турбулентні течії – є першим кроком. Підходи прямого числового моделювання (DNS), або моделювання великих вихорів (LES) [19] не підходять для вирішення задачі дослідження плівкового охолодження. Дані

підходи не достатньо точно описують поведінку потоку, адже оцінка за якою відтворюється спектр вихорів відношення характерних розмірів великих й малих, має порядок $Re^{3/4}$. Водночас набули широкого використання RANS моделювання турбулентних течій. При числовому моделюванні система RANS диференціальних рівнянь замінюється системою n алгебраїчних рівнянь з n невідомих, де n - число вузлів сітки.

2.3.2 RANS – моделювання

RANS (Reynolds Averaged Navier–Stokes equations) – система рівнянь, в основі якої закладені рівняння Нав'є-Стокса, усереднені по числу Рейнольдса [18]. Дана система рівнянь широко використовується в розв'язанні задач гідро газодинаміки. RANS моделювання базується на ідеї Рейнольда, що полягає в розгляді складної зміни параметрів течії у вигляді суми осереднених пульсаційних складових (збурення). А для врахування додаткового переносу імпульсу та переносу теплової енергії, необхідно знайти коефіцієнти в'язкості та теплопровідності, які являють собою суму молекулярних та турбулентних складових. Для знаходження останніх використовують додаткові залежності – моделі турбулентності, які побудовані на ряді гіпотез та емпіричних співвідношень.

Всі моделі турбулентності придатні лише для розвинених турбулентних течій. Однак, біля стінок значення місцевого турбулентного числа Рейнольдса Re_t є дуже малим, сили в'язкості в даній області переважають над силами інерції [17].

Для правильного розрахунку примежового шару, де переважають сили в'язкості, модель турбулентності включає в себе пристінкову функцію. Використання пристінкової функції дозволяє суттєво уникнути застосування згущення сітки в області примежового шару [17].

2.3.3 k-ε модель турбулентності

Модель турбулентності k-ε базується на розрахунках двох параметрів турбулентності: k – кінетична енергія турбулентних пульсацій, ε – швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентних пульсацій, значення котрих визначається розв'язанням відповідних диференціальних рівнянь переносу (2.4, 2.5). Ця модель є підходящою при повністю турбулентному потоці [20].

Точні k-ε рівняння містять багато невідомих і констант. Для більш практичного підходу, стандарт k-ε турбулентності моделі, яка заснована на відповідних процесах, тим самим зводячи до мінімуму кількість невідомих і представляючи набір рівнянь, які можуть бути застосовані до великої кількості турбулентних додатків.

Для кінетичної енергії турбулентності k:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon \quad (2.4)$$

Для розсіювання дисипації ε:

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2.5)$$

Де

u_i є складова швидкості у відповідному напрямку

E_{ij} являє собою складову швидкості деформації

μ_t представляє турбулентну в'язкість

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.6)$$

Рівняння також складаються з деяких регульованих констант. Значення цих констант були набуті в численних ітерацій даних, встановлених для широкого спектра турбулентних течій. Вони полягають в наступному:

$$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.00, \sigma_\epsilon = 1.30, C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92$$

2.3.4 k- ω модель турбулентності

Модель турбулентності k- ω [20] основана на розв'язанні двох диференціальних рівнянь переносу: одне для кінетичної енергії турбулентних пульсацій – k, інше для частоти турбулентних пульсацій – ω (2.7, 2.8):

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \beta^* k \omega + G_{kb} \quad (2.7)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} G_k - \rho \beta \omega^2 + G_{\omega b} \quad (2.8)$$

де модельні константи: $\beta^* = 0,09$; $\beta = 0,075$; $\alpha = 0,55$; $\sigma^* = 0,5$; $\sigma = 0,5$ [20].

В k- ω моделі приймається припущення про те, що турбулентна в'язкість пов'язана з турбулентною кінетичною енергією і частотою турбулентних пульсацій співвідношенням (2.9):

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.9)$$

Головною особливістю моделі k- ω є можливість моделювання пристінкових течій при малих значеннях турбулентного числа Рейнольдса в в'язкому підшарі при умові достатнього згущення розрахункової сітки в пристінній області ($y^+ \leq 2$).

Однак, застосування даної моделі при віддаленості від стінки, призводить до суттєвих похибок моделювання.

2.3.5 SST модель турбулентності Ментера

SST модель Ментера представляє собою комбінацію k- ϵ і k- ω моделей [20]. Так, k- ϵ модель добре зарекомендувала себе при розрахунку вільних і струменевих зсувних течій, а k- ω модель добре працює в пристінній області. Ментер запропонував об'єднати ці моделі з використанням спеціальної емпіричної функції F_1 яка забезпечує наближення сумарної моделі до моделі k- ϵ на значній відстані від стінки і до моделі k- ω в пристінній області.

Функція F_1 дорівнює одиниці на верхній границі примежового шару та нулю на стінці. Нижче приведена базова SST–модель турбулентності.

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \beta^* k \omega + G_{kb} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \\ & + \alpha_3 \frac{\omega}{k} G_k - \beta_1 \rho \omega^2 + G_{\omega b} \end{aligned} \quad (2.11)$$

де модельні константи k– ω моделі: $\beta^* = 0,09$; $\beta = 0,075$; $\sigma_{k1} = 0,5$; $\sigma_{\omega 1} = 0,5$; $\gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \sigma_{\omega 1} \frac{k^2}{\sqrt{\beta^*}}$, $k = 0, 41$; модельні константи k– ϵ моделі: $\beta^* = 0,09$; $\beta = 0,0828$; $\sigma_{k2} = 1$; $\sigma_{\omega 1} = 0,856$; $\gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \sigma_{\omega 2} \frac{k^2}{\sqrt{\beta^*}}$, $k = 0, 41$.

Позначивши параметром ϕ_1 – константи моделі k– ω , а ϕ_2 – константи k– ϵ моделі, отримаємо (2.12):

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (2.12)$$

Дана модель забезпечує високу точність при моделюванні відривних течій. При малих значеннях числа Рейнольдса розрахункова сітка повинна забезпечувати значення $y^+ < 1$.

При виборі моделі турбулентності необхідно користуватись рекомендаціями щодо області їх застосування. Дана інформація також може бути отримана шляхом проведення тестових розрахунків для кожної конкретної моделі. Окрім точності моделі, необхідно звертати увагу на її обчислювальні можливості та вимоги до потужності комп'ютерної техніки.

2.3.6 Граничні умови

Для отримання єдиного розрахунку, необхідно задати умови однозначності (граничні умови).

Граничні умови на вході і виході розрахункової області відповідають значенням параметра вдуву близьким до $m = 0, 5; 1, 0; 1, 5; 2, 0$.

Швидкість основного потоку становить 37 м/с, температура – 20°C. Температура вторинного потоку – 80°C. Зворотнє направлення теплового потоку не впливає на кінцеві результати, але в границі незначної різниці температур [23]. Інтенсивність турбулентності прийнята рівною 1 %.

Тверді границі розрахункової області були задані для адіабатної стінки ($Q_w = 0$). На бічних поверхнях розрахункової моделі були задані умови симетрії, швидкість потоку в околі стінок рівна нулю.

Повітря вважалось за ідеальний газ (з замикаючим рівнянням стану – $P = \rho RT$), теплофізична характеристика залежить від температури. Залежність теплоємності від температури при постійному тиску задається поліноміальною залежністю типу:

$$\frac{c_p}{R} = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4. \quad (2.13)$$

Де R – газова стала, a_n – коефіцієнти поліному.

Залежність від температури коефіцієнтів динамічної в'язкості і теплопровідності визначалися формулами Сазерленда:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \frac{T_0 - C_s}{T - C_s}, \lambda = \lambda_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \frac{T_0 + C_{s1}}{T + C_{s1}}. \quad (2.14)$$

Де μ_0 , λ_0 початкові значення коефіцієнтів динамічної в'язкості і теплопровідності. $T_0 = 273,15$ К базове значення температури повітря.

2.4 Комп'ютерна модель

2.4.1 Геометрія комп'ютерної моделі

Комп'ютерне моделювання плівкового охолодження було виконано з використанням програмного комплексу ANSYS AIM 19.2, а саме під модуля SpaceClaim. Дослідження було проведено для моделі поперечної траншеї з кутом нахилу передньої стінки ($\beta = 20^\circ$). Усі геометричні параметри збережені згідно до креслення (рис. 2.1).

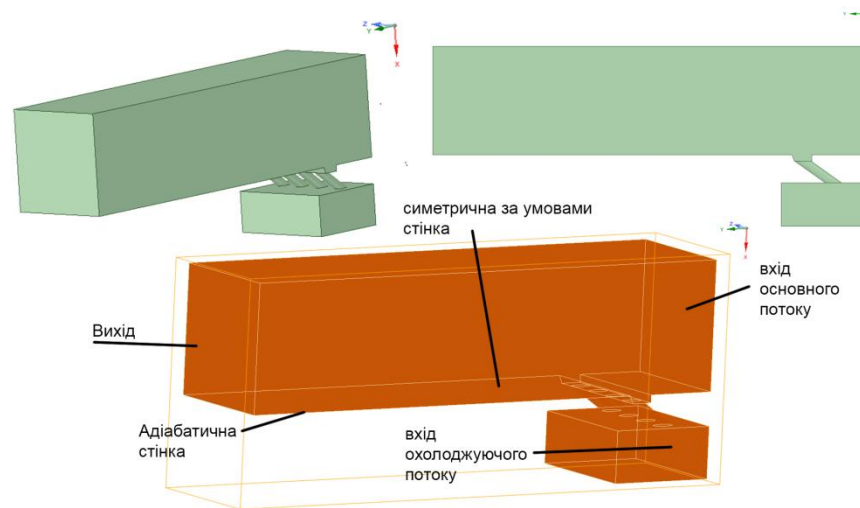


Рисунок 2.4 – Геометрія моделі плівкового охолодження плоскої поверхні при вдуві охолоджувача через отвори в траншею з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$)

2.4.2 Розрахункова сітка

Була використана неструктурована комбінована розрахункова сітка, яка була побудована у генераторі ANSYS Mesh комбінацією елементів тетраедрів в області основного потоку, з призматичними елементами в областях згущення сітки поблизу твердих стінок, які є обмеженням для каналів розрахункової моделі.

Розмірність розрахункової сітки вибиралася з міркувань забезпечення прийняттого часу розрахунку без істотного збитку для точності одержуваних результатів. Число вузлів розрахункової сітки в загальному випадку залежить від розмірів моделі і числа отворів плівкового охолодження і для дослідженої комп'ютерної моделі складає 573 тисяч вузлів та 1, 5 млн. елементів.

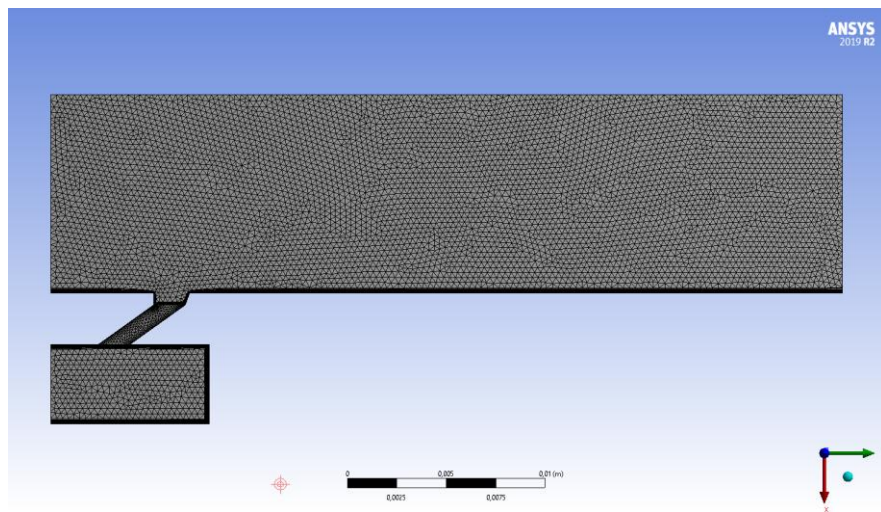


Рисунок 2.5 – Розрахункова сітка моделі в поперечному розрізі

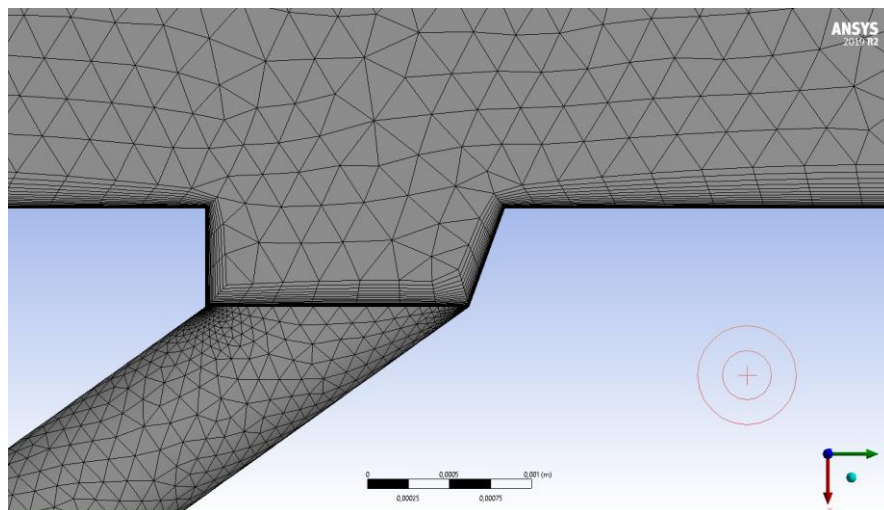


Рисунок 2.6 – Згущення сітки в околі твердих стінок каналу

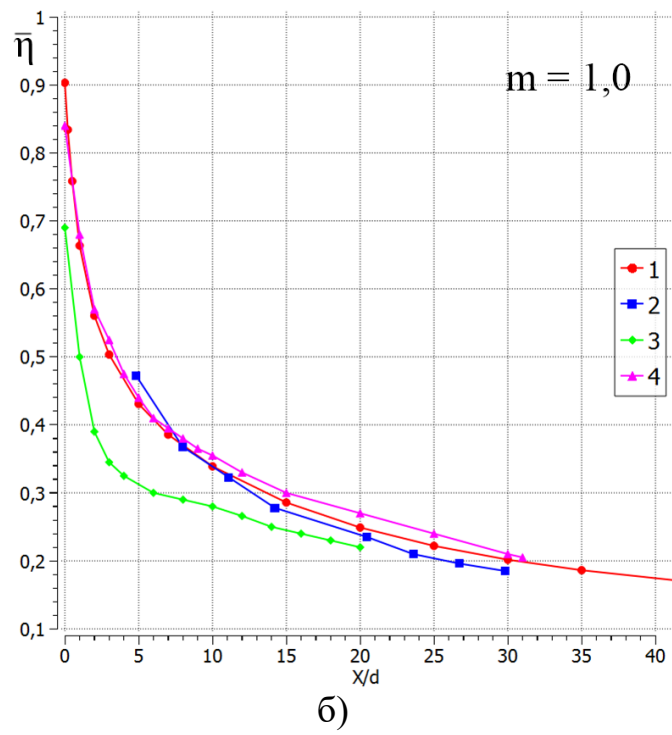
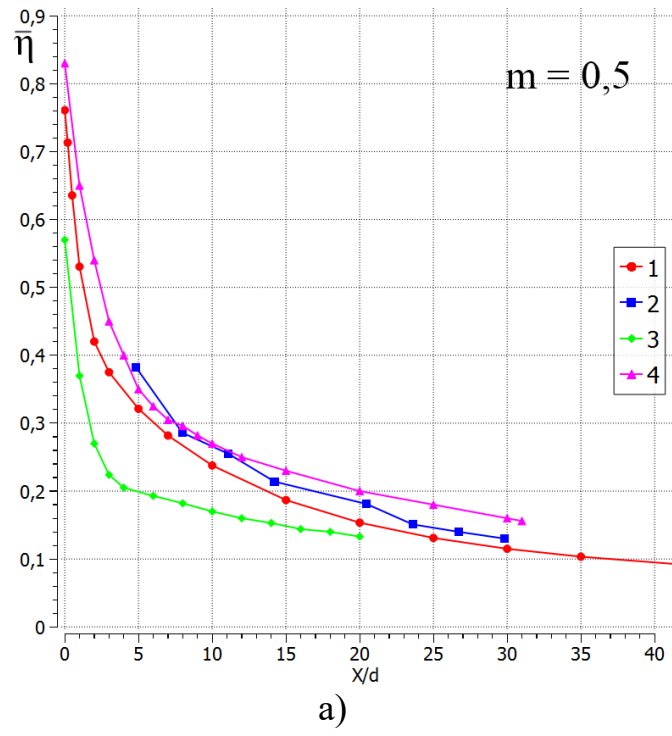
При численному рішенні диференційних рівнянь (руху, енергії, нерозривності), дані рівняння замінюються на систему алгебраїчних рівнянь по числу вузлів сітки. В результаті рішення отримаємо значення температури, швидкості тощо. В вузлах сітки.

2.5 Тестування SST моделі турбулентності

Для замкнення систем рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених по числу Рейнольдса потрібно вибрати додаткову напівемпіричну модель турбулентності, при цьому потік ділиться умовно на два: перший – встановлений, що схожий на ламінарний, другий – пульсаційний, визначений турбулентними вихорами. В даній дипломній роботі була використана SST модель турбулентності. Вибір даної моделі спирається на верифікацію результуючих даних з експериментом. Верифікація SST моделі була проведена в Інституті технічної теплофізики НАН України [24] для моделі прямокутної траншеї (кут нахилу передньої вертикальної стінки $\beta = 0^\circ$).

На рисунках 2.7 представлені результати порівняння залежностей середньої в поперечному напрямку адіабатною ефективності плівкового охолодження по довжині пластини для схеми з видувом в прямокутну траншею з експериментальними даними для різних значень параметра вдуву. Для порівняння були використані експериментальні дані ІТТФ НАНУ та робіт [25-26].

Порівняння результатів розрахунків з експериментальними даними показує хороший збіг розрахункових і експериментальних даних для малих і помірних значень параметра вдуву ($m = 0,5$ і $m = 1,0$), зокрема, з даними ІТТФ НАНУ та роботи [26]. При високих значеннях параметра вдуву ($m = 1,5$ і $m = 2,0$) розрахункові дані виявляються вищими експериментальних даних. Слід зазначити, що завищені результати адіабатною ефективності плівкового охолодження при CFD - моделюванні в порівнянні з експериментальними даними для схем з видувом охолоджувача в поверхневі поглиблення були отримані і в інших роботах [27].



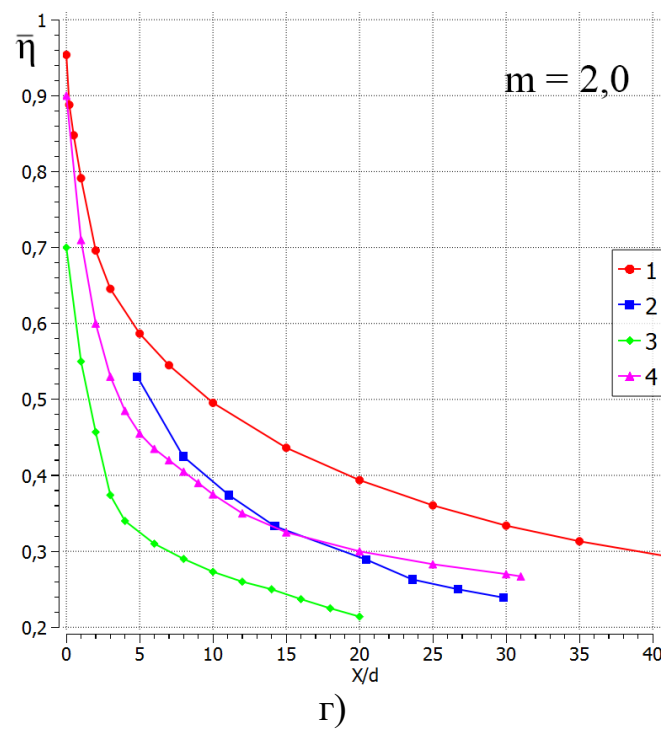
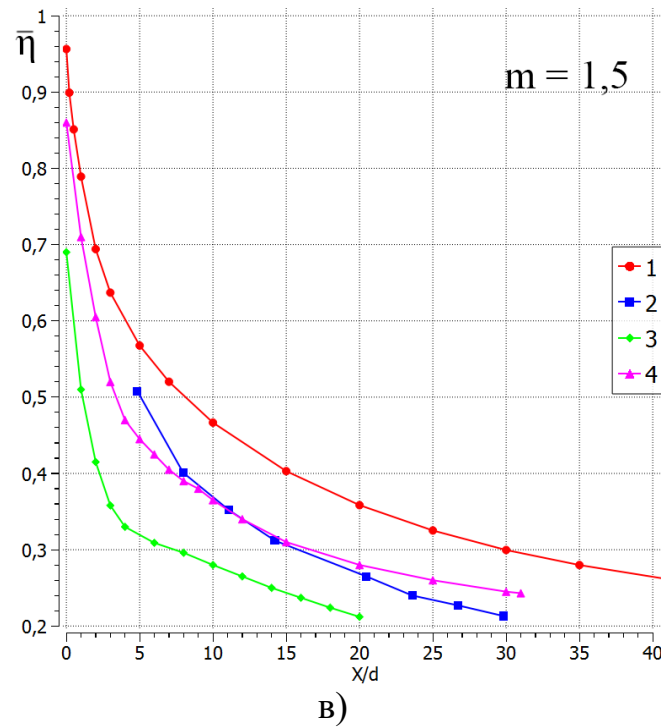


Рисунок 2.7 – Порівняння залежності середньої в поперечному напрямку адіабатною ефективності плівкового охолодження по довжині пластини для схеми з видувом в траншею з даними експериментів для а) $m = 0.5$, б) $m = 1.0$, в) $m = 1.5$, г) $m = 2.0$. 1 – розрахунки прямокутної траншеї по SST моделі ($DR = 0,83$), 2 – результати експерименту ІТТФ НАНУ ($DR = 0,83$)[24], 3 - результати експерименту Лу ($DR = 1,2$) [25], 4 - результати експерименту Вей, Богард ($DR = 0,85$) [28].

Максимальне відхилення результуючих даних від експерименту (крім даних Лу [25]) склало 25% при $m \geq 1,5$. На основі верифікації показано, що SST модель турбулентності забезпечує достатню точність розрахунків. Вона вибрана для подальших розрахунків плівкового охолодження в даній роботі.

2.6 Висновки до розділу 2

В розділі 2 був вибраний програмний пакет ANSYS CFX 19.2, що показує достовірні результати в сфері CFD моделювання.

Побудована комп'ютерна модель для дослідження плівкового охолодження поперечної траншеї з кутом нахилу передньої стінки ($\beta = 20^\circ$). А також розрахункова сітка, параметри якої складають 573 тисяч вузлів та 1, 5 млн. елементів.

На основі верифікації результатів комп'ютерного моделювання у порівнянні з експериментальними даними, що були обраховані у Інституті технічної теплофізики НАН України [24] показано, що SST модель турбулентності забезпечує достатню точність розрахунків. Вона вибрана для подальших розрахунків плівкового охолодження в даній роботі.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ

В розділі 3 представлені результати дослідження плівкового охолодження при подачі охолоджувача через ряд похилих отворів з видувом в траншею з кутом нахилу передньої стінки ($\beta = 20^\circ$) на плоску поверхню та їх аналіз. Для порівняння результатів обрані подібні, а також добре досліджені конфігурації плівкового охолодження, а саме: конфігурація плівкового охолодження з видувом охолоджувача в прямокутну траншею ($\beta = 0^\circ$), а також видувом охолоджувача в традиційну схему з отворами без заглиблень.

3.1 Програма дослідження

Конфігурація траншеї з кутом нахилу передньої стінки ($\beta = 20^\circ$) на базі якої проводились дослідження ефективності плівкового охолодження зображена на рисунку 3.1. Всі розміри для комп'ютерної моделі збережені відповідно до рис. 2.1 §2.2.

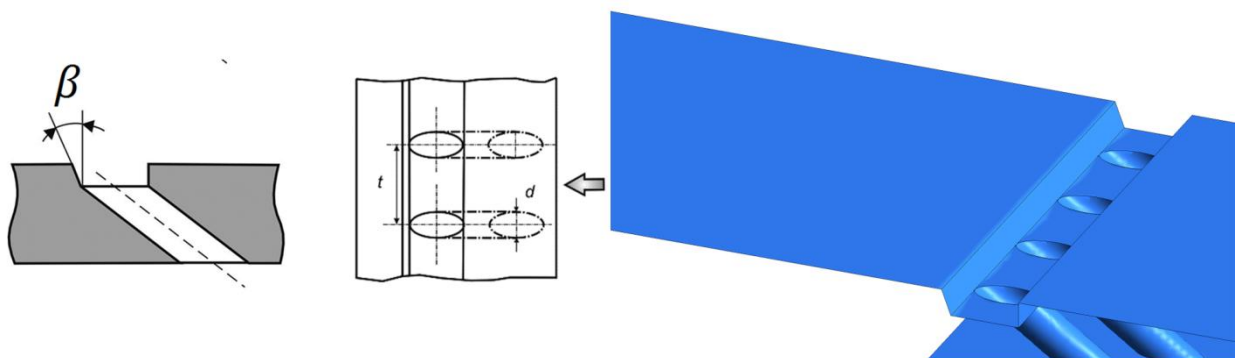


Рисунок 3.1 – Конфігурація траншеї з кутом нахилу стінки ($\beta = 20^\circ$)

При всіх параметрах вдуву ($m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0;$) дослідження проводились з використанням однакових геометричних моделей системи плівкового охолодження креслення якої було розглянуто у розділі 2.2.

Граничні умови при розрахунку моделі були подібні до модельних умов експериментів, що виконані в ІТТФ НАНУ [24], а саме для низьких значень параметру відношення густин $DR = \frac{\rho_c}{\rho_\infty} = 0.8$. Число Рейнольдса склало порядку $5 \cdot 10^4$. Витрата охолоджувача була підібрана до параметрів вдуву ($m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$;) відповідно. Інтенсивність турбулентності прийнята до низьких значень 1%. Межові умови на входах і виході розрахункової області зображені на таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Межові умови на входах і виході розрахункової області

Досліджувана область	Вхід основного потоку	Вхід охолоджувача	Вихід
Середня швидкість, м/с	37		
Статична температура, °C	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

3.2 Ефективність плівкового охолодження

3.2.1 Ізолінії локальної ефективності плівкового охолодження

На рисунку 3.2 наведені ізолінії розподілу ефективності плівкового охолодження на плоскій поверхні з траншеєю з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) для параметрів вдуву від 0,5 до 2,0. Аналізуючи рівномірність розподілу ізоліній по поверхні, можна побачити яскраво виражені мінімуми й максимуми ефективності плівкового охолодження, де

максимумами розташовані на осі видуву охолоджувача з отворів, а мінімумами на медіані між ними.

Очевидно, що при збільшені параметру вдуву m нерівномірність розподілу охолоджувача по поверхні зберігається. Виходячи з результатів контуру ізоліній локальної ефективності плівкового охолодження найбільш вдалим параметром вдуву є $m = 1,0$.

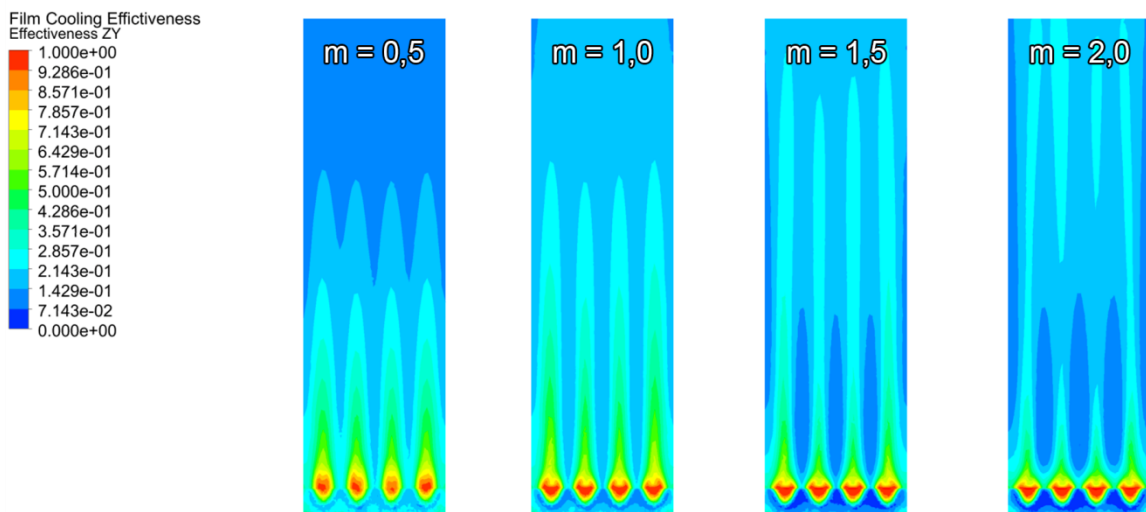


Рисунок 3.2 – Ізолінії локальної ефективності плівкового охолодження на ділянці $0 \leq x/d \leq 40$ для отворів в поперчній траншеї.

3.2.2 Локальна по ширині ефективність плівкового охолодження

На рисунку 3.3 представлений графік локальної ефективності плівкового охолодження по ширині досліджуваної ділянки поверхні $0 \leq x/d \leq 40$, для траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$). Параметри вдуву $m = 0,5$; $1,0$; $1,5$; $2,0$ відповідно. Кожна синусоїда містить у собі 100 контрольних досліджуваних на ефективність точок, що допомагає згладити криві. Опираючись на отримані результати, можна однозначно сказати, що характер рівномірності розподілу локальної ефективності плівкового охолодження повторює поведінку ізоліній локальної ефективності (рис. 3.2).

Яскраво виражені мінімуми і максимуми локальної ефективності від

початкової ділянки $x/d = 0$ до $x/d = 30$ включно. Надалі рівномірність локальної ефективності поліпшується – це означає що потік охолоджувача рівномірно лягає на плоску поверхню й утворює плівку.

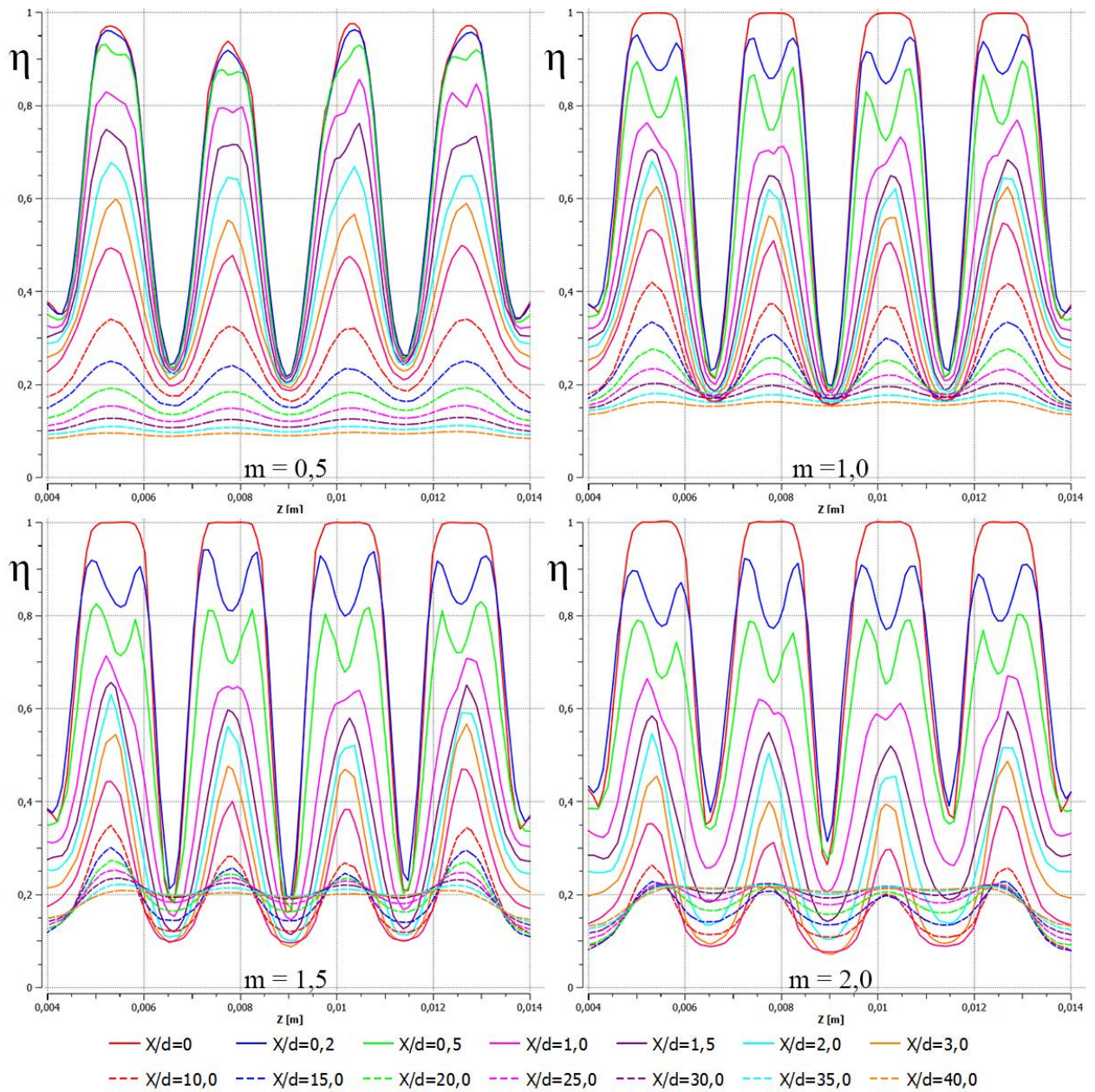
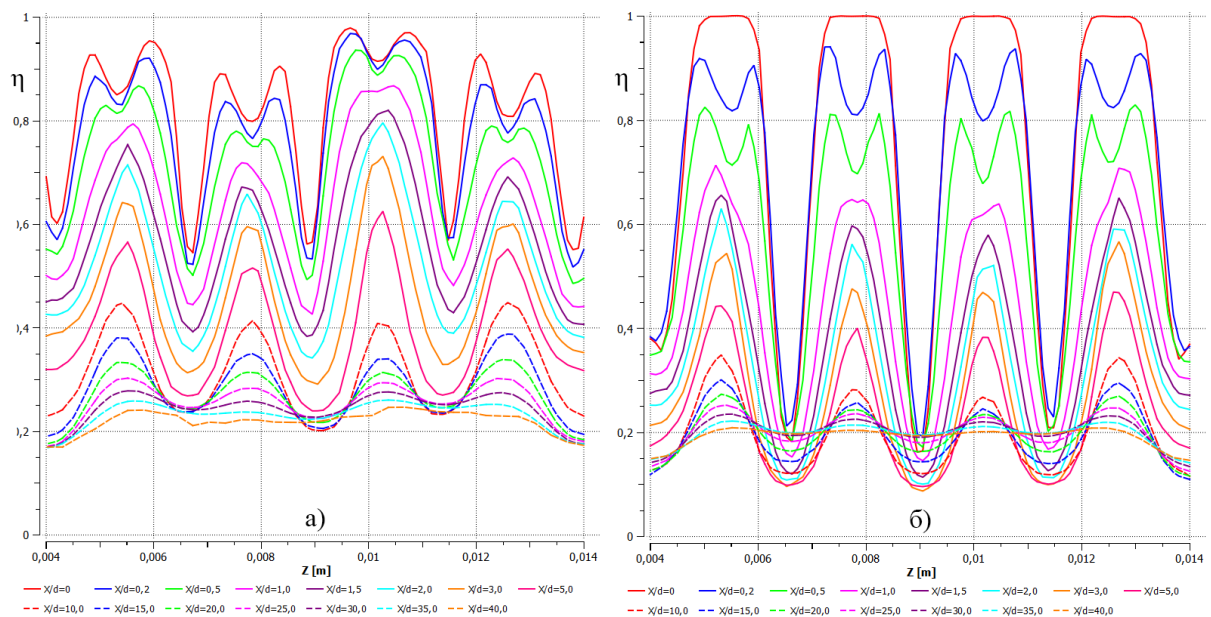


Рисунок 3.3 – Локальна по ширині пластини ефективність плівкового охолодження на ділянці $0 \leq x/d \leq 40$ для траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$).

Параметри вдуву $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ відповідно.

При збільшенні параметру вдуву локальна ефективність плівкового охолодження по ширині пластини на ділянці $x/d > 30$ також зростає.

Загалом, локальна ефективність плівкового охолодження по ширині ділянки поверхні $0 \leq x/d \leq 40$ показує позитивну динаміку зростання від параметру вдуву 0,5 до 1,0. Але при детальному аналізі, локальна ефективність плівкового охолодження не зростає на параметрах вдуву від 1,5 до 2,0. Було висунуто припущення, що погіршення результатів дослідження пов'язано з відривом потоку на початковій ділянці, при цьому потік охолоджувача не може рівномірно лягти плівкою на поверхню.



а) прямокутна траншея ($\beta = 0^\circ$); б) траншея з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$).

Рисунок 3.4 – Локальна по ширині пластини ефективність плівкового охолодження на ділянці $0 \leq x/d \leq 40$. Параметр вдуву $m = 1,5$.

На рисунку 3.4 зображені локальні по ширині пластини ефективності плівкового охолодження на ділянці $0 \leq x/d \leq 40$ для прямокутної траншеї рисунок 3.4 (а), а також для досліджуваної конфігурації траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) рисунок 3.4 (б). Для параметру вдуву $m = 1,5$ відповідно. Порівнюючи обидва графіка, можна зробити висновок, що рівномірність розподілу утвореної плівки охолоджувача значно краща у прямокутній траншеї, по причині меншої відстані між мінімумами і максимумами, що з'являються на осі

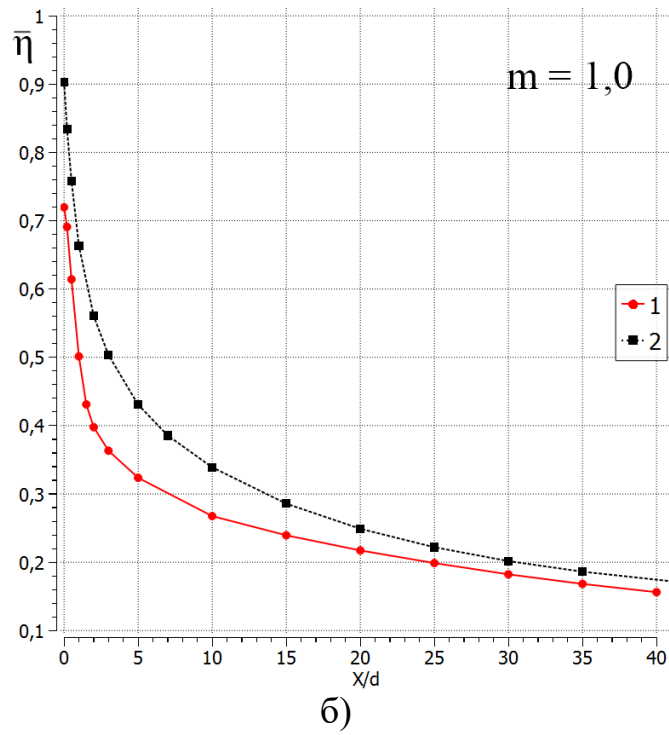
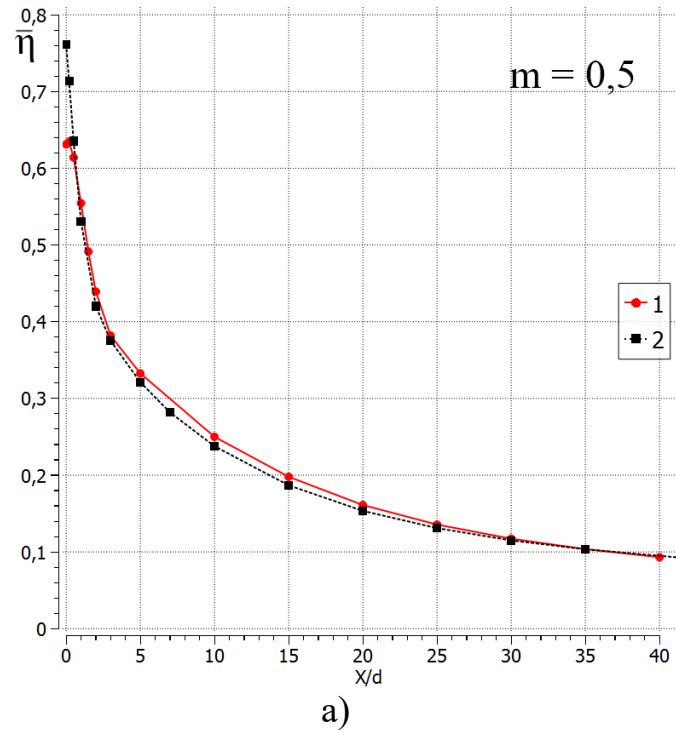
отворів вдуву і медіани між ними. Також слід зазначити, що на графіку б) конфігурації траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) яскраво видні пусті місця посередині між отворами. Тим самим це свідчить про те, що охолоджувач краще відпрацьовує поставлену задачу по термічному захисту пластини від зовнішнього високотемпературного потоку на конфігурації прямокутної траншеї. Якісно можна зробити висновок, що конфігурація з прямокутною траншеєю дає кращий результат по параметру локальної ефективності плівкового охолодження. Щоб зробити кількісний комплексний висновок, щодо ефективності плівкового охолодження, потрібно усереднити результати по ширині пластини детальніше в §3.2.3, а також по поверхні детальніше в §3.3.

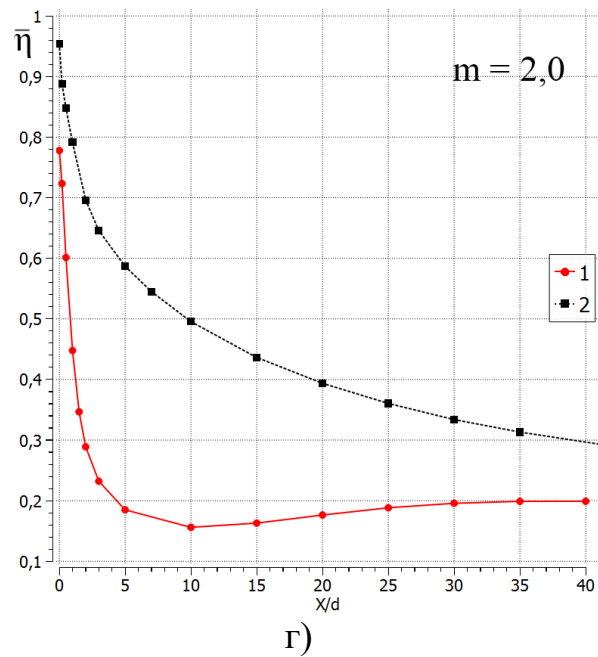
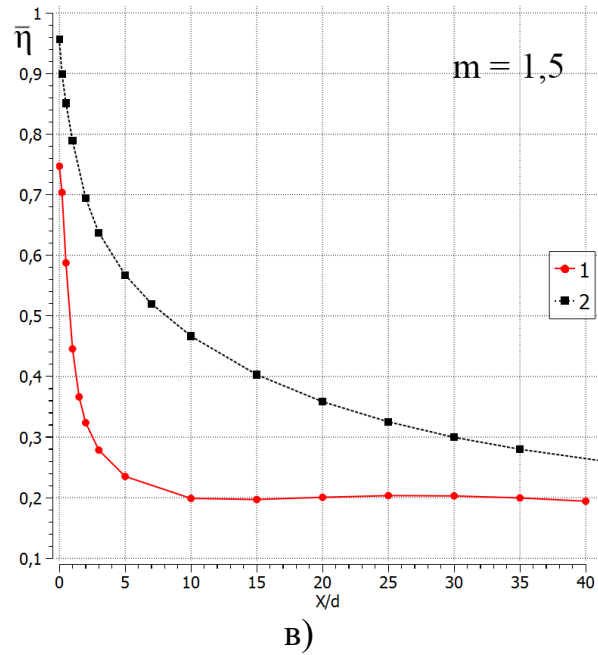
3.2.3 Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження

Далі розглянуті порівняльні графіки усередненої по ширині пластини ефективності плівкового охолодження для прямокутної траншеї [24] й досліджуваної конфігурації траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$). Для різних параметрів вдуву $m = 0,5$ (рисунок 3.5); $m = 1,0$ (рисунок 3.6); $m = 1,5$ (рисунок 3.7); $m = 2,0$ (рисунок 3.8) відповідно. Усереднення проводилося відповідно до формули:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^{n-1} (\eta_i + \eta_{i+1}), \quad (3.1)$$

де n – число вимірювальних точок.





1 – траншея з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$), 2 – прямокутна траншея ($\beta = 0^\circ$).

Рисунок 3.5 – Усереднена по ширині пластини ефективність плівкового охолодження на ділянці $0 \leq x/d \leq 40$. Параметри вдуву: а) $m = 0,5$; б) $m = 1,0$; в) $m = 1,5$; г) $m = 2,0$;

На малих параметрах вдуву, таких як $m = 0,5$ рис. 3.5, результати усередненої по ширині пластини ефективність плівкового охолодження є

фактично ідентичними для обох конфігурацій траншей. На початковій ділянці $x/d \leq 1$ прямокутна траншея набуває більшого максимуму ефективності. Було висунуто припущення, що цей результат пов'язаний з зіткненням потоку зі стінкою, що дає більший опір, по причині прямого кута $\beta = 0^\circ$.

Порівнюючи отримані результати на параметрах вдуву $m = 0,5$ та $m = 1,0$, можна зареєструвати лінійний зріст параметру ефективності плівкового охолодження на обох конфігураціях. На параметрі $m = 1,0$ прямокутна траншея показала себе краща, за досліджувану конфігурацію з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$). На кожному усередненні по ширині прямокутна траншея показує вищі результати ефективності, це зв'язано з рівномірністю розподілу плівки по поверхні, а саме мінімумами і максимумами, що були описані в порівняльній характеристиці в §3.2.2.

На відносно великих параметрах вдуву $m = 1,5$ та $m = 2,0$ можемо побачити дуже схожі по своєму характеру графіки усереднена по ширині пластини ефективність плівкового охолодження для траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$). Дуже різкий спад ефективності на ділянці пластини $0 \leq x/d \leq 5$, а потім збереження постійних значень в околі параметру $\eta \sim 0,2$ для $m = 1,5$; $0,15 \leq \eta \leq 0,2$ для $m = 2,0$. Водночас, характер залежності ефективності плівкового охолодження для прямокутної траншеї зберігається зі збільшенням параметру вдуву, а також зростає у своїх значення, що однозначно демонструє доречність використання даної конфігурації на практиці.

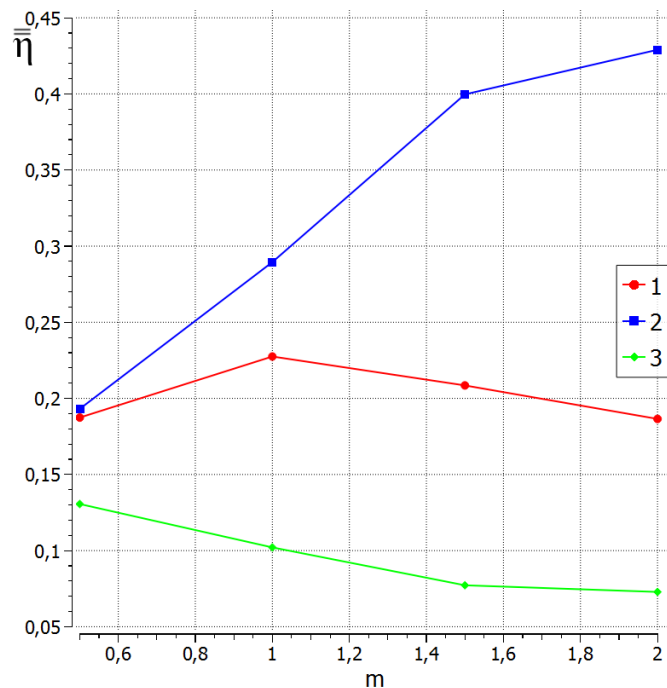
Загалом, досліджувана модель траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) є гіршою за показниками усередненої по ширині пластини ефективності плівкового охолодження. На відносно малих параметрах вдуву $m = 0,5$; $m = 1,0$; ефективність плівкового охолодження збільшується, при збільшенні параметру вдуву до $m = 1,0$. На параметрах вдуву вище за $m = 1,0$; таких як $m = 1,5$ (рис. 3.7), $m = 2,0$ (рис. 3.8), видно,

що тенденція збільшення ефективності плівкового охолодження, яка була продемонстрована на параметрах вдуву $m \leq 1$ – не зберігається. А також, очевидно, що конфігурація з прямокутною траншеєю показує значно краще ефективність плівкового охолодження, ніж конфігурація з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$).

3.3 Усереднена по площі поверхні ефективність плівкового охолодження

Для комплексного аналізу результатів досліджень по різних конфігураціям, потрібно порівняти результати усередненої по усій площі досліджуваної пластини ефективності плівкового охолодження. На рисунку 3.9 представлені результати усередненої по площі поверхні ефективності плівкового охолодження таких конфігураціях як: схема з отворами без заглиблень, що була описана в §1.3 (рис. 1.8); конфігурація прямокутної траншеї [24]; досліджувана конфігурація траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$). Усереднення проводилось відповідно до формули:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k \bar{\eta}_i \quad (3.2)$$



1 – траншея з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$); 2 – прямокутна траншея [24]; 3 – традиційна схема з отворами без заглиблень [24].

Рисунок 3.6 – Залежність усередненої по всій площі ефективності плівкового охолодження по параметрам вдуву $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$.

Аналізуючи залежність, однозначно можна зробити висновок, що використання конфігурацій з траншейною схемою є доцільнішим, а ніж традиційної схеми з отворами без заглиблень. Ефективнішою конфігурацією залишається прямокутна траншея, яка демонструє ріст ефективності з ростом параметру вдуву. Досліджувана схема траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) показує ріст ефективності на параметрах вдуву $0,5 \leq m \leq 1$. Але при збільшенні параметру вдуву ефективність плівкового охолодження знижується. Даний результат, виникає за рахунок відриву потоку, який на початковій ділянці відривається від передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) й переміщується з основним. З цього випливає гірший результат ефективності плівкового охолодження.

Таблиця 3.2

Порівняльна характеристики усередненої по усій площі ефективності плівкового охолодження для різних конфігурацій відносно параметру вдуву

Схема вдуву охолоджувача	m = 0,5	m = 1,0	m = 1,5	m = 2,0
Траншея ($\beta = 20^\circ$), % ($\bar{\eta}$)	18,7	22,7	20,9	18,7
Прямокутна траншея, % ($\bar{\eta}$)	19,3	29,0	40,0	42,9
Отвори без заглиблень, % ($\bar{\eta}$)	13,1	10,2	7,7	7,3

Таблиця 3.3

Усереднена ефективність плівкового охолодження для різних конфігурацій відносно параметру вдуву по усій площі й параметрах вдуву m = 0,5 – 2,0

Схема вдуву охолоджувача	$\bar{\eta}$
Траншея ($\beta = 20^\circ$), %	20,2
Прямокутна траншея, %	32,8
Отвори без заглиблень, %	9,8

3.4 Висновки до розділу 3

У розділі 3 представлені результати досліджень конфігурації траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$), проведене порівняння даної схеми з базовими конфігураціями такими як: прямокутна траншея, а також традиційна схема з отворами без заглиблень. Аналіз отриманих результатів показав:

1) Досліджувана конфігурація траншеї демонструє вищу середню ефективність плівкового охолодження відносно традиційної схеми з отворами без заглиблень. Ефективність плівкового охолодження досліджуваної конфігурації краща за традиційні отвори без заглиблень на

параметрах вдуву: $m = 0,5$ – на 5,7 %, $m = 1,0$ – на 12,5 %, $m = 1,5$ – на 13,1 %, $m = 2,0$ – на 11,4 % (таблиця 3.2).

2) У порівнянні ефективності плівкового охолодження з прямокутною траншею, досліджувана конфігурація траншеї з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) показує гірші результати на параметрах вдуву: $m = 0,5$ – на 0,6 %, $m = 1,0$ – на 6,2 %, $m = 1,5$ – на 19,1 %, $m = 2,0$ – на 24,2 % (таблиця 3.2).

3) Усереднена ефективність плівкового охолодження відносно параметру вдуву по усій площі й параметрах вдуву $m = 0,5 - 2,0$ показала, що траншея з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) є кращою на порядок відносно традиційної схеми з отворами без заглиблень (таблиця 3.3). В той же час, досліджувана конфігурація траншеї ($\beta = 20^\circ$) демонструє значно гірші результати, порівнюючи з прямокутною траншею. Різниця у 12,6% між даними схемами охолодження ставить під сумнів доцільне використання модифікованої траншеї з похилою передньою стінкою.

4) Нерівномірність розподілу плівки охолоджувача зберігається разом зі зростанням параметру вдуву, що негативно впливає на ефективність плівкового охолодження. Найкращий результат по рівномірності знайдений на параметрі вдуву $m = 1,0$.

ВИСНОВКИ

Для дослідження плівкового охолодження конфігурації з подачею охолоджувача через ряд похилих отворів в траншею з кутом нахилу передньої вертикальної стінки ($\beta = 20^\circ$) був вибраний теоретичний підхід. Методом комп'ютерного моделювання, проведені дослідження й порівняльні характеристики ефективності з прямокутною траншеєю й традиційною схемою з отворами без заглиблень.

Побудована комп'ютерна модель в програмному комплексі ANSYS CFX 19.2. Вибрана SST модель турбулентності для замикання RANS системи рівнянь.

Досліджувана конфігурація траншеї демонструє збільшену у 2 рази (9,8 % проти 20,2%) усереднену по площі та параметрам вдуву ефективність плівкового охолодження відносно традиційної схеми з отворами без заглиблень. Порівнюючи досліджувану конфігурацію траншеї ($\beta = 20^\circ$) – схема з видувом в прямокутну траншею, були отримані негативні результати. Прямокутна траншея є ефективнішою за траншею ($\beta = 20^\circ$) у 1,6 разів (32,8% проти 20,2%).

Нерівномірність розподілу плівки охолоджувача зберігається разом зі зростанням параметру вдуву, що негативно впливає на ефективність плівкового охолодження. Найкращий результат по рівномірності знайдений на параметрі вдуву $m = 1,0$.

Перелік посилань

1. Lu Y. Trench film cooling – effect of trench downstream edge and hole spacing [Electronic resource] / Y. Lu, V. Ekkad, R.S. Bunker // Proceedings of ASME Turbo Expo–2008. – GT2008–50606. – 7 p. –1 CD-ROM. – Title from the screen.

2. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: Т. 9. Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин [Текст] / А.А. Халатов, В.В. Романов, И.И. Борисов и др. — К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2010. — 317 с.

3. Халатов А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т.10. Перспективные схемы пленочного охлаждения / А.А. Халатов, И.И. Борисов, Ю.Я. Дашевский, С.Б. Резник.— Киев, Изд-во «Политехника», 2016. – 238 с.

4. Reed R.C. The superalloys. Fundamental and applications. [Text] / R.C.Reed. – UK: Cambridge UP, 2008. – 372 p.

5. Heidmann J.D. A numerical study of anti-vortex film cooling designs at high blowing ratio / J.D. Heidmann // Proceedings of ASME Turbo Expo–2008. – GT2008-50845. – 11 p.– 1 CD-ROM. – Title from the screen.

6. Han J.C. Gas turbine heat transfer and cooling technology [Text] / J.C. Han, S. Dutta, S. Ekkad. – Copyright© 2000 by Taylor & Francis. – 646 p.– ISBN 1-56032-841-X.

7. Кутателадзе С.С. Тепломассобмен и трение в турбулентном пограничном слое [Текст] / С.С. Кутателадзе, А.И. Леонтьев. – М.: Энергия. — 1972. — 344 с.

8. Pat. US Method for improving the cooling effectiveness of a gaseous coolant stream, and related articles of manufacture / R.S. Bunker, J.K. Bailey, C. Lee, N. Abuaf / No 6 234 755, 22.05.2001, filed on 04.10.1999. – 19 p.

9. Waye S.K. High-resolution film cooling effectiveness measurements of axial holes embedded in a transverse trench with various trench configurations [Electronic resource] / S.K. Waye, D.G. Bogard // Proceedings of ASME Turbo Expo–2006. – GT2006-90226. – 9 p. –1 CD-ROM. – Title from the screen.

10. Dorrington J.R. Film effectiveness performance for coolant holes embedded in various shallow trench and crater depressions [Electronic resource] / J.R. Dorrington, D.G. Bogard, R.S. Bunker // Proceedings of ASME Turbo Expo–2007. – GT2007–27992. – 10 p. –1 CD-ROM. – Title from the screen.

11. Bunker S.R. Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot [Electronic resource] / R.S. Bunker // Proceedings of ASME Turbo Expo–2012. – GT2012-30178.–10 p. –1 CD-ROM.– Title from the screen.

12. Zuniga H.A.. Effect of increasing pitch-to diameter ratio on the film cooling effectiveness of shaped and cylindrical holes embedded in trenches [Electronic resource] / H.A. Zuniga, J.S. Kapat // Proceedings of ASME Turbo Expo–2009. – GT2009-60080. – 10 p. –1 CD-ROM. – Title from the screen.

13. Халатов А.А. Пленочное охлаждение плоской поверхности однорядной системой наклонных отверстий в траншее: влияние внешней турбулентности и ускорения потока [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, А.С. Коваленко, Ю.Я. Дашевский, С.В. Шевцов // Теплофизика и аэромеханика. – 2013. – Т.20. – №6. – С.731–737.

14. Lu Y., Dhungel A., Ekkad V., Bunker R.S. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches [Text] / Y. Lu, A. Dhungel, V. Ekkad, R.S. Bunker // Journal of Turbomachinery.– 2009.– Vol. 131. – No.1. P.011003 – 13 p.

15. Dorrington J.R. Film effectiveness performance for coolant holes embedded in various shallow trench and crater depressions [Electronic resource] / J.R. Dorrington, D.G. Bogard, R.S. Bunker // Proceedings of ASME Turbo Expo–2007. – GT2007–27992. – 10 p. –1 CD-ROM. – Title from the screen.

16. Colban W. A film cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface [Text] / W. Colban, K. Thole, D. Bogard // Journal of Turbomachinery. – 2011. – vol. 133. – No 1. – 011002.

17. Петляк О. О. Плівкове охолодження плоскої поверхні при подачі охолоджувача в однорядну систему трикутних заглиблень: дипломна робота. — Київ : НТУУ .КПІ ім. Ігоря Сікорського., 2016. — 76 с.

18. Leyek J.H. Discrete jet film cooling: a comparison of computation results with experiments [Text] / J.H. Leyek, R.D. Zerkle // Journal of Turbomachinery. — 1994. — V. 116. — P. 358–368.

19. Mathew S. Evaluation of CFD predictions using thermal field measurements on a simulated film cooled turbine blade leading edge [Electronic resource] / Sibi Mathew, Silvia Ravelli and David G. Bogard // Proceedings of ASME Turbo Expo 2011 June 6–10, 2011, Vancouver, British Columbia. GT2011-46619. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

20. Harrison K.L. Comparison of rans turbulence models for prediction of film cooling performance [Electronic resource] / K.L. Harrison, D.G. Bogard // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008 June 9-13, 2008, Berlin, Germany. GT2008-51423. — 10 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.

21. ANSYS BLOG – 2020. – URL:: <https://www.ansys.com/blog>.

22. А.А. Халатов, Н.А. Панченко, И.И. Борисов, В.В. Северин. Компьютерное моделирование пленочного охлаждения при подаче охладителя через отверстия в траншее// Инженерно-физический журнал — 2017. – Том 90 — №3. — 670-677 с.

23. Волчков Э. П. Пристенные газовые завесы [Текст] / Э.П. Волчков. — Новосибирск : Наука. — Сибирское отделение.—1983.— 240 с.

24. Халатов А. А., Дашевский Ю. Я. Отчет ИТТФ НАНУ/Пленочное охлаждение с выдувом охладителя в поверхностные углубления. — 2013. — С. 30.

25. Y. Lu, A. Dhungel, S.V. Ekkad, R.S. Bunker “Effect of Trench Width and Depth on Film Cooling from Cylindrical Holes Embedded in Trenches’,

Proceedings of, ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, May 14-17, 2007, Montreal, Canada, 11 p.

26. S.K. Waye, D.G. Bogard “High Resolution Film Cooling Effectiveness Measurements of Axial Holes Embedded in Transverse Trench with Various Trench Configurations” Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90226, 9 p.

27. Y. Lu “Effect of Hole Configurations on Film Cooling from Cylindrical Inclined Holes for the Applications to Gas Turbine Blades” Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy, Louisiana State University, 2007, 122 p.

28. R.J. Goldstein, P. Jin, R.L. Olson “Film Cooling Effectiveness and Mass/Heat Transfer Coefficient Downstream of One Row of Discrete Holes”, Journal of Turbomachinery, Vol. 121, 1999, pp. 225-232.

29. Waye S.K. High-resolution film cooling effectiveness measurements of axial holes embedded in a transverse trench with various trench configurations [Electronic resource] / S.K. Waye, D.G. Bogard // Proceedings of ASME Turbo Expo-2006. – GT2006-90226. – 9 p. – 1 CD-ROM. – Title from the screen.

30. Репухов, В.М. Тепловая защита стенки вдувом газа [Текст] / В.М. Репухов. — Киев: Наукова Думка, 1977. — 216 с.

31. А.А. Халатов, Н.А. Панченко, И.И. Борисов, В.В. Северин. Компьютерное моделирование пленочного охлаждения при подаче охладителя через отверстия в траншее // Инженерно-физический журнал — 2017. — Том 90 — №3. — 670-677 с.