

**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»

Завідувач кафедри

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

“ ___ ” _____ 20__ р.

Дипломна робота

на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності _____ **6.040204 Прикладна фізика** _____
(код і назва)

на тему: Газова завіса з подачею вторинного потоку в поперечну траншею

Виконав: студент 4 курсу, групи ФФ-52
(шифр групи)

_____ **Потапов Семен Володимирович** _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник: ст. викл., к. т. н. Панченко Надія Анатоліївна _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

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

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

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

Студент _____
(підпис)

Київ – 2019 року

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

Інститут (факультет) Фізико-технічний інститут
(повна назва)

Кафедра Фізика енергетичних систем
(повна назва)

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність 6.040204 “прикладна фізика”
(код і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

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

«___» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу студенту

Потапову Семену Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Газова завіса з подачею вторинного потоку в поперечну траншею

керівник роботи Панченко Надія Анатоліївна, к.т.н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «27» травня 2018 р. № 1414-с

2. Термін подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи Геометрія конфігурації: один ряд отворів в поперечній траншеї. Швидкість основного потоку повітря 37 м/с. Температура основного потоку повітря 20⁰С. Температура повітря, яке вдувалося 80⁰С. Відношення густини потоку повітря, що вдувалося до густини основного потоку 0,85...0,9. Параметр вдуву 0,5...2,0.

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 – 20 аркушів А4

6. Консультанти розділів роботи*

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

7. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
	<i>Літературний огляд</i>	11.12.18	
	<i>Постановка мети та завдань дослідження</i>	01.02.19	
	<i>Вибір методики досліджень</i>	16.02.19	
	<i>Створення комп'ютерної моделі</i>	15.02.19	
	<i>Виконання комп'ютерного моделювання</i>	22.03.19	
	<i>Аналіз результатів моделювання</i>	24.04.19	
	<i>Написання висновків, оформлення ПЗ</i>	22.05.19	
	<i>Підготовка презентації та доповіді</i>	27.05.19	
	<i>Подання ДР на допуск до захисту</i>	12.06.19	
	<i>Захист ДР</i>	19.06.19	

Студент

(підпис)

С.В. Потапов

(ініціали, прізвище)

Керівник роботи

(підпис)

Н.А. Панченко

(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломної роботи за обсягом становить 61 сторінок тексту, містить 34 рисунок. Використано 36 бібліографічних джерел.

Темою роботи - газова завіса з подачею вторинного потоку через отвори в поперечній траншеї, вплив фактору неізотермічності.

Метою роботи є дослідження ефективності та фізичної структури плівкового охолодження за модельних умов для системи з подачею охолоджувача через один ряд похилих отворів в поперечній траншеї та в отвори без заглиблень.

Об'єктом дослідження є процеси теплообміну та газодинаміки при плівковому охолодженні плоскої поверхні за однорядною системою отворів в поперечній траншеї.

Предметом дослідження є фактори, що впливають на ефективність плівкового охолодження і фізичну структуру потоку при подачі охолоджувача через один ряд похилих отворів в поперечній траншеї.

Розрахунки було виконано за допомогою комп'ютерного моделювання з використанням комерційного пакета ANSYS CFX 19.2.

Результати розрахунків показали що схема плівкового охолодження з подачею охолоджувача через отвори в поперечній траншеї краща за багатьма ніж традиційна схема. Використання такої схеми дозволяє певною мірою боротися з такими недоліками традиційної схеми як великі втрати охолоджувача при високих параметрах вдуву, підтікання основного потоку до охолоджувальної поверхні, утворення парної структури вихору з високою інтенсивністю руху.

Згідно результатів, при високих температурах ефективність плівкового охолодження зростає.

Ключові слова: *плівкове охолодження, поперечна траншея, параметр вдуву, ефективність плівкового охолодження, комп'ютерне моделювання, SST модель турбулентності, фактор неізотермічності*

SUMMARY

The diploma work explanatory note includes 61 pages, 34 figures. 36 references were used in it.

Gas curtain with secondary flow through surface openings into the transverse trench and influence of nonisothermal factor is the theme of this work.

The aim of the work is studying of the efficiency and physical structure of film cooling under model conditions for a system with the supply of a cooler through one series of inclined holes into transverse trench and default scheme with cylindrical holes without recess. The objects of the study are the processes of heat exchange and gas dynamics in film-cooled flat surface in a single-row system of openings in transverse trench. The factors that influence the efficiency of film cooling and the physical structure of the flow when the cooler is fed through a single series of inclined holes in transverse trench were the subjects of the study.

The research was done using computer simulation using the commercial package ANSYS CFX 19.2. The results of the study showed that the scheme of film cooling with the supply of a cooler through one series of inclined holes into transverse trench is better than the traditional scheme by many criteria. Using this scheme will partially overcome the drawbacks of the traditional scheme - the high losses of the cooler at high inflow parameters, the suction of the hot flux to the cooling surface, the formation of the paired structure of the vortex. In addition, the efficiency of film cooling increases at high temperatures.

Keywords: *film cooling, trench, blowing capacity, film cooling efficiency, computer simulation, SST turbulence model, nonisothermal factor*

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, °С;
 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, Вт/(м²·К), кут нахилу отвору до поверхні охолодження, град;
 ε – поправка на вплив зовнішніх факторів; швидкість дисипації;
 η – ефективність плівкового охолодження;
 Θ – відносна ефективність плівкового охолодження;
 λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К;
 μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;
 ρ – щільність, кг/м³;
 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;

$л$ — лопатка;

$п$ — повітря;

$г$ — 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	6
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ	11
1.1 Газотурбінна установка	11
1.2 Цикл Брайтона.....	15
1.3 Розвиток ГТУ. Тенденція збільшення температури.....	16
1.4 Плівкове охолодження	18
1.5 Перспективні схеми охолодження	22
1.5.1 Характеристики плівкового охолодження	23
1.5.2 Фактори, що впливають на ефективність охолодження	25
1.5.3 Подача охолоджувача через парні отвори.....	25
1.5.3 Форма траншеї для охолодження	27
1.5.4 Профільовані отвори	28
1.6 Висновки та постановка задач дослідження	31
РОЗДІЛ 2. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ..	33
2.1 Вибір програмного пакету	33
2.2 Моделювання турбулентності течій	34
2.3 Моделі турбулентності.....	36
2.4 Розрахункова сітка	37
2.5 Розрахункова геометрична модель.....	39
2.6 Граничні умови.....	40
2.7 Висновки до розділу	41
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ	42
3.1 Ефективність плівкового охолодження	42
3.2 Аналіз структури потоків	45
3.4 Висновки до розділу 3	56
ВИСНОВКИ	57
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	58

ВСТУП

Газові турбіни широко застосовуються в суднобудуванні, стаціонарній енергетиці, являються домінуючим механічним приводом в газотранспортних системах, а також є основним типом двигуна в сучасній громадянській та військовій авіації. Газові турбіни мають широкий діапазон потужності, малі габарити, характеризуються високою маневреністю та надійністю в експлуатації. Коефіцієнт корисної дії (ККД) сучасних енергетичних газотурбінних установок простого циклу в діапазоні зміни електричної потужності від 10 МВт до 375 МВт становить 35 ... 40%. Підвищення ККД і потужності газових турбін досягається за рахунок зростання температури газу перед турбіною і підвищення ступеня стиснення повітря в компресорі.

В даний момент в потужних газотурбінних установках (350 МВт і більше) вхідні температура газу становить близько 1500 °С, а авіаційних ГТД військового значення - 1650 ... 1700 °С. Так як навіть для найкращих теплозахисних покриттів та термостійких матеріалів максимально допустима температура лежить у діапазоні 1000 ... 1100 °С, необхідно застосовувати різні методи охолодження внутрішнього та зовнішнього типу.

Плівкове охолодження відноситься до зовнішнього типу та інтегрується у конструкцію лопатки. Робоча лопатка являється термічно навантаженим елементом конструкції та практично визначає ресурс та термін експлуатації ГТД, тому сучасні дослідження ставлять за мету підвищення ефективності плівкового охолодження. На даний момент є одним із основних типів охолодження та є досить поширеним на виробництвах світу. На сьогоднішній день вже існує багато теоретичних та практичних досліджень у цьому напрямку. Зазвичай для розрахунків використовують комп'ютерне моделювання та інші аналітичні моделі.

Метою дипломної роботи є дослідження ефективності плівкового охолодження при подачі охолоджувача через один ряд отворів в поперечній траншеї. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання:

- Створити комп'ютерну модель, обрати вірну систему рівнянь та модель турбулентності, які дадуть адекватні результати при розрахунку ефективності плівкового охолодження.
- Виконати теоретичні розрахунки ефективності газової завіси при подачі охолоджувача через отвори в поперечній траншеї за модельних параметрів.
- Дослідити фізичну структуру потоку і вихорів та визначити фактори, що визначають основні параметри та процеси плівкового охолодження найбільше.
- Дослідити вплив фактору неізотермічності поверхні на ефективність плівкового охолодження, і отримати залежності, які характеризують вплив цього фактора.

В якості методу дослідження було обрано метод комп'ютерного моделювання з використанням програмного комплексу ANSYS AIM 19.2.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Газотурбінна установка

Газотурбінні двигуни, які зазвичай називають просто «газовими турбінами», знайшли широке застосування в авіаційній, суднобудівній, енергетичній, газовій та хімічній промисловостях. Сучасні газотурбінні двигуни мають високі коефіцієнти ефективності, тривалий термін служби, експлуатаційну надійність. До того ж газові турбіни мають високу маневреність, тобто швидкість зміни режиму, та високі значення потужності на один агрегат (рис. 1.1).

Газові турбіни мають унікальне поєднання таких характеристик як габарити, висока маневреність, широкий діапазон потужностей (від 2 кВт до 375 МВт) та надійність в експлуатації, завдяки чому газові турбіни є безальтернативним варіантом в сфері авіації та все частіше застосовуються в стаціонарному режимі в сферах промисловості. Однією з найважливіших переваг промислових газових турбін є економічна доцільність будівництва електростанцій на їх базі. Вартість кіловату встановленої потужності складає 600...800 доларів США при будівництві електростанції на основі газових турбін, а вартість кіловату встановленої потужності для парогазотурбінних установок 800...1000 доларів. При цьому, для порівняння, вартість будівництва пилувугільних станцій великої потужності становить 1200...1500 дол. США за кВт/у.п. Саме тому на даний момент в світі в сфері електрогенерації більш ніж 65% потужності складають станції, збудовані на основі газотурбінних технологій.

Основні режими експлуатації газотурбінних установок це очікування в черговому режимі для генерації електроенергії в моменти "пікового" навантаження електромереж, а також для роботи в постійному навантаженні. Зазвичай (у 85% випадках) надпотужні турбіни з потужністю 180 МВт і більше

експлуатуються для генерації електроенергії у постійному навантаженні, причому у складі парогазових установок (ПГУ). Турбіни з меншою потужністю (діапазон від 60 до 120 МВт) здебільшого (приблизно у 60% випадках) використовуються для покриття "пікових" навантажень. Прикладом є одна з найпотужніших на даний момент турбін SGT5-8000H, яка в простому циклі досягає потужності 375 МВт, а у складі парогазової установки досягає 570 МВт [1].

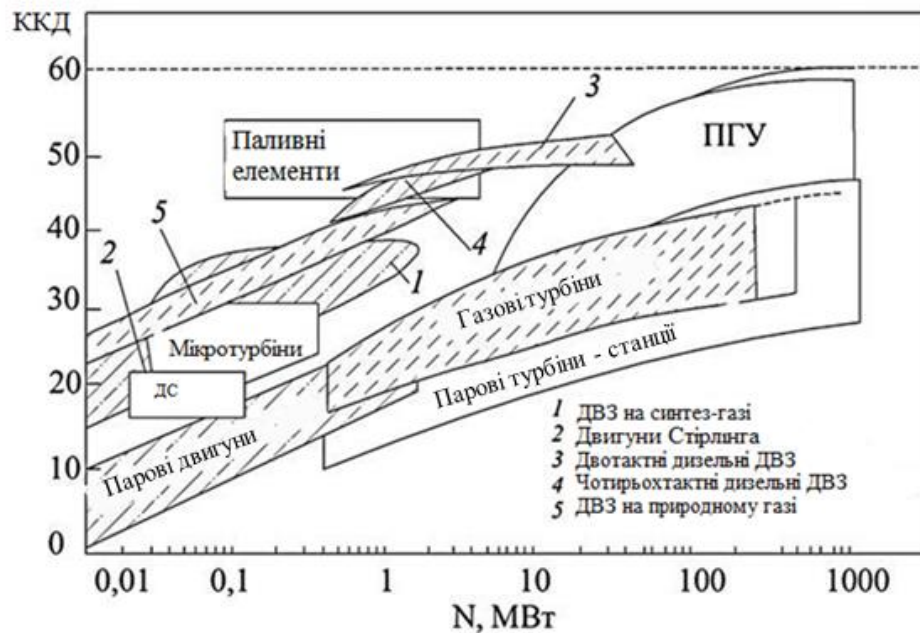


Рисунок 1.1 – ККД та потужність теплових машин різного типу[1]

Близько 75% стаціонарних ГТУ потужністю 15 МВт або більше використовують природний газ як паливо, хоча рідке паливо використовується в країнах азіатського та тихоокеанського регіону. Складна світова економічна ситуація, що сприяє зростанню цін на природний газ, та труднощі з транспортуванням до певних регіонів світу допомагають посилювати роль вугілля в сфері енергетики. Сучасні та перспективні енергетичні технології дають змогу спалювати та газифікувати вугілля з більшою ефективністю, ніж у минулому.

Завдяки економічності газових турбін, з'являється можливість зменшення витрат палива та зменшення шкоди екології за рахунок зменшеного викиду вуглекислих газів CO₂ у атмосферу Землі. Сьогодні серійні газові турбіни з потужністю 300 МВт і більше на одну установку досягли ККД понад 40%, а парогазові установки, основані на їх базі, - більше 60%.

Газова турбіна являється двигуном внутрішнього згорання безперервної дії на лопатках якого енергія стиснутого і/або нагрітого газу переходить у механічну роботу валу. Робочий орган газової турбіни обертається, в той час як у поршневих двигунах відбувається зворотно-поступово рух.

Стиснене атмосферне повітря переходить з компресора до камери згорання, де це повітря змішується з паливом і відбувається згорання суміші. Завдяки горінню збільшуються такі параметри, як температура, швидкість і об'єм потоку газу, при цьому енергія нагрітого газу конвертується у роботу. При вході в сопло турбіни газ розширюється і їх теплова енергія стає кінетичною, далі в зоні ротора турбіни газ передає свою кінетичну енергію на ротор і цим обертає його. Частина потужності турбіни споживає компресор, решта - корисна вихідна потужність. ГТД обертає вал, через який приводиться в дію генератор. Робота, яку використовує цей пристрій, є корисною роботою газотурбінного двигуна.

Існує декілька типів газових турбін:

- Відкритого циклу (повітря поступає з атмосфери, вихлопні газы відводяться в атмосферу)
- Замкнутого циклу (робочий контур є замкнутим та не має зв'язку з атмосферою)
- Напівзамкнутого типу (робоче тіло частково підживлюється атмосферним повітрям)
- Простого регенеративного циклу (наявне регенеративне охолодження робочого тіла на виході з газової турбіни і регенеративний підігрів повітря за компресором)

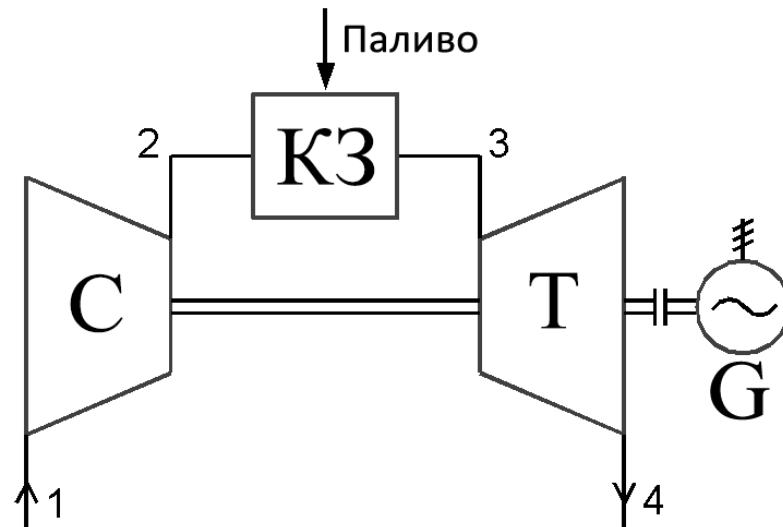


Рисунок 1.2 – Схема газової турбіни, що працює за відкритим циклом: S — компресор; KS — камера згоряння; T — турбіна; G — електрогенератор

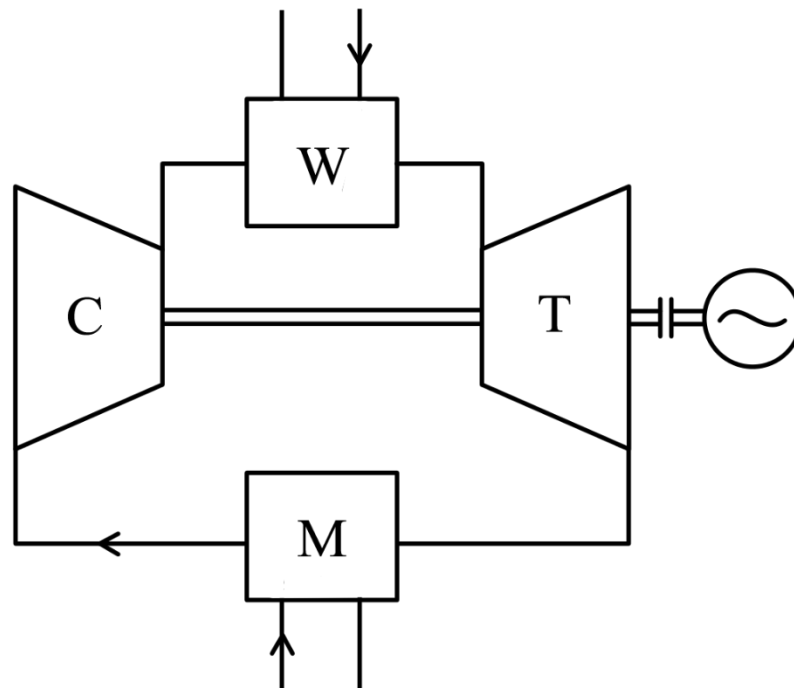


Рисунок 1.3 – Схема газової турбіни, що працює за закритим циклом: C — компресор; T — турбіна; W — нагрівач, M — холодильник, \sim електрогенератор

1.2 Цикл Брайтона

Цикл Брайтона є термодинамічним циклом, який описує роботу газових турбін, турбореактивних та прямоточних двигунів внутрішнього згорання що описує робочі процеси газотурбінного, турбореактивного та прямоточного повітряно-реактивних двигунів внутрішнього згорання, а також газотурбінних двигунів зовнішнього згорання з замкнутим контуром газоподібного робочого тіла.

Формула (1.1) описує ефективний коефіцієнт корисної дії газотурбінного двигуна, що базується на циклі Брайтона [4]:

$$\eta_e = \frac{\frac{k}{k-1} R \frac{\pi_\Sigma^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \left(\frac{e\theta\eta_c\eta_p}{\pi_\Sigma^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right)}{\left(\frac{k}{k-1} R \right)_{\text{ум}} \theta - \frac{\left(\pi_\Sigma^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_c} - 1} \quad (1.1)$$

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

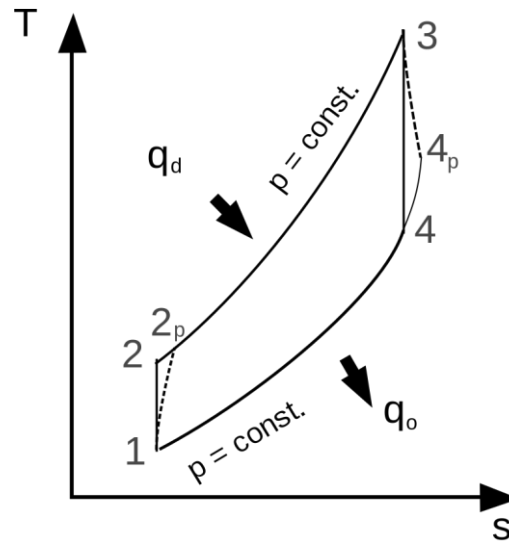


Рисунок 1.4 – (T — S) діаграма цикла Брайтона; ідеального (1—2—3—4—1), реального (1—2_p—3—4_p—1)

1.3 Розвиток ГТУ. Тенденція збільшення температури.

Газотурбінні установки мають важливу особливість, що визначає подальший напрям руху розвитку сучасних досліджень – ККД усієї установки збільшується з підвищенням температури газу на вході в газову турбіну (рис. 1.5).

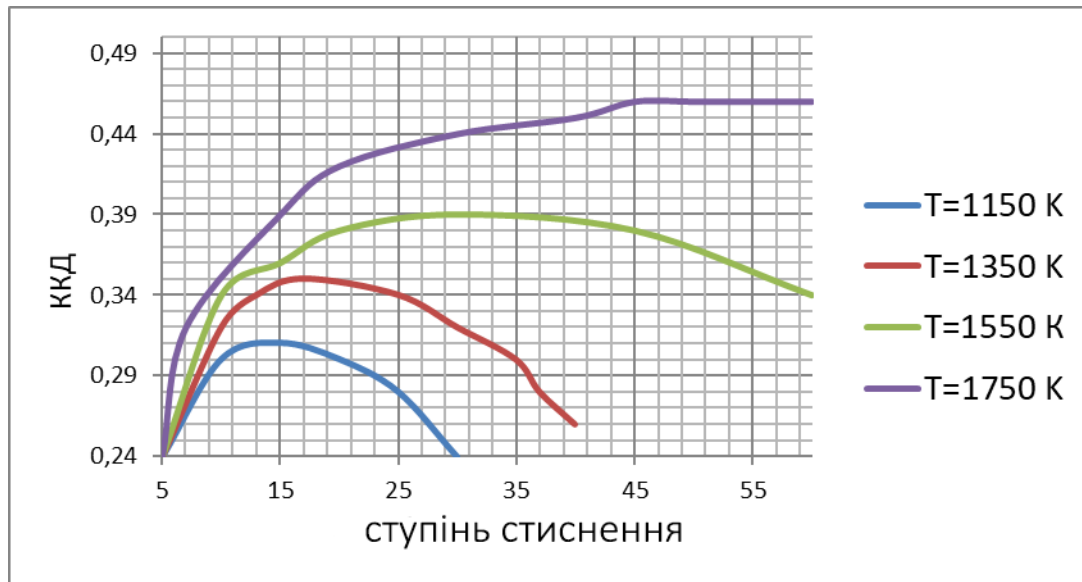


Рисунок 1.5 – Графік залежності ККД ГТУ від степені стисливості при різних значеннях температури на вході в ГТУ

На рис. 1.6 показана еволюція систем газотурбінних двигунів та значення температур газу на вході в них.

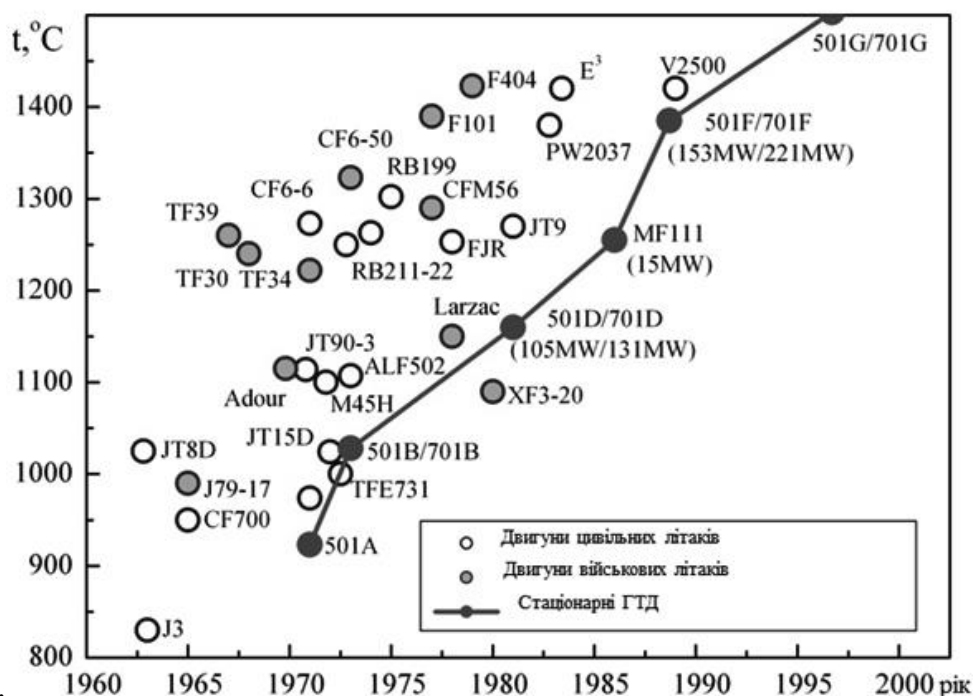


Рисунок 1.6 – Температури газу на вході в турбіну для ГТУ військового та цивільного призначення [1]

Рисунок 1.6 демонструє ледве не подвоєння температури газу на вході в газотурбінних установках за минулі 50 років, що сприяло підвищенню ККД та зменшення споживання палива. Це в основному досягається шляхом охолодження поверхні лопаток і розробки нових термостійких матеріалів (жароміцних сплавів) і створення нових керамічних матеріалів і покриттів для теплозахисту. В даний час використовуються двошарові теплозахисні покриття. Внутрішній шар такого ТЗП представляє собою металевий сплав типу метал-Сr-Al-Y, де "метал" являє собою нікель або кобальт або їх суміш. Зовнішній шар є керамічним на основі окису цирконію з добавками окису ітрію. Як правило, нові термостійкі матеріали можуть витримувати більш високі температури, але набагато дорожче існуючих аналогів за рахунок вмісту в них ренію або

вольфраму. Так як по матеріалам межа термостійкості практично досягнена, а приріст вартості виготовлення до підвищення температурної межі не є економічно вигідним, активне роль на себе бере охолодження поверхонь лопаток турбіни, що є перспективним шляхом підвищення ККД газотурбінних двигунів за рахунок сильного підвищення робочих температур газу.

1.4 Плівкове охолодження

Плівкове охолодження, також відоме під назвою газової завіси або бар'єрного охолодження, являє собою подачу охолоджуючого повітря безпосередньо на зовнішню поверхню полотна лопатки або на торцеву поверхню каналу між лопатками. Це відбувається з метою термічної ізоляції поверхонь, які таким чином отримують захист від впливу гарячого потоку газу. При використанні плівкового охолодження, охолоджувач виходить крізь отвори в лопатці з внутрішнього боку на поверхню, яка починає охолоджуватись за допомогою захисної плівки.

Відомо кілька різних способів створення газової завіси. Деякі з них показані на рисунку 1.7:

- пористий пояс (perforated belt);
- суцільна щілина (solid thench)
- охолодження відбувається за межами охолоджуваної ділянки.
- перфорована стрічка (ряди похилих отворів циліндричної форми) (perforated tape);

У схемах, де використовується інтенсивне охолодження початкової ділянки (рис. 1.7а), пористий пояс (рис. 1.7б), охолодження виконується на частці довжини k_0 , і на цьому місці утворюється газова завіса з температурою нижче температури основного потоку. У всіх вищезазначених схемах завіса формується вздовж охолоджуваної поверхні.

До методів з подібною організацією плівки відносять також суцільну щілину (рис. 1.7v). Розрізняють наступні типи щілин: нормальні, тангенціальні та розташовані під кутом відносно нормальної поверхні. У більшості випадків схеми слотів використовуються, коли плівка охолоджується до заднього краю лопаті. На передній і кінцевій частинах холодоагент традиційно використовується для одного або декількох рядів циліндричних отворів, встановлених під кутом 30-45% до нормалі до поверхні (рис. 1.7 g).

Основним недоліком таких схем є виникнення вторинних вихрових структур. У роботі [3] було здійснено наступну класифікацію турбулентних структур:

- "ниркоподібний" вихор (kidney shaped vortex) - система з двох вихорів, що обертаються в протилежні боки в ядрі потоку;
- вихор у формі підкови (horseshoe vortex) - вихор, створений різким гальмуванням прикордонного шару перед переднім краєм струменя;
- пара половинних пристінних вихорів (напівстінні пари вихорів) - пара вихорів, спричинених вигнутим вихором;
- пара половинних вихорів у збуреній зоні (half wake vortex pair) - пара вихорів в зоні зниженого тиску;
- вихор при кромці (lip vortex) - вихор, створений взаємодією основного струму з переднім краєм струменя охолоджувача.

При дослідженні профіля швидкості біля тангенціальної щілини, була відкрита класична схема струменя [9], який умовно ділиться на три зони (рис. 1.8): I - початкова область, II - стабілізуюча частина струму, а III - зона активного турбулентного потоку. Область I визначається насамперед тим, що тільки охолоджувач торкається стін. Тепловий та динамічний проміжові шари вважають подібними.

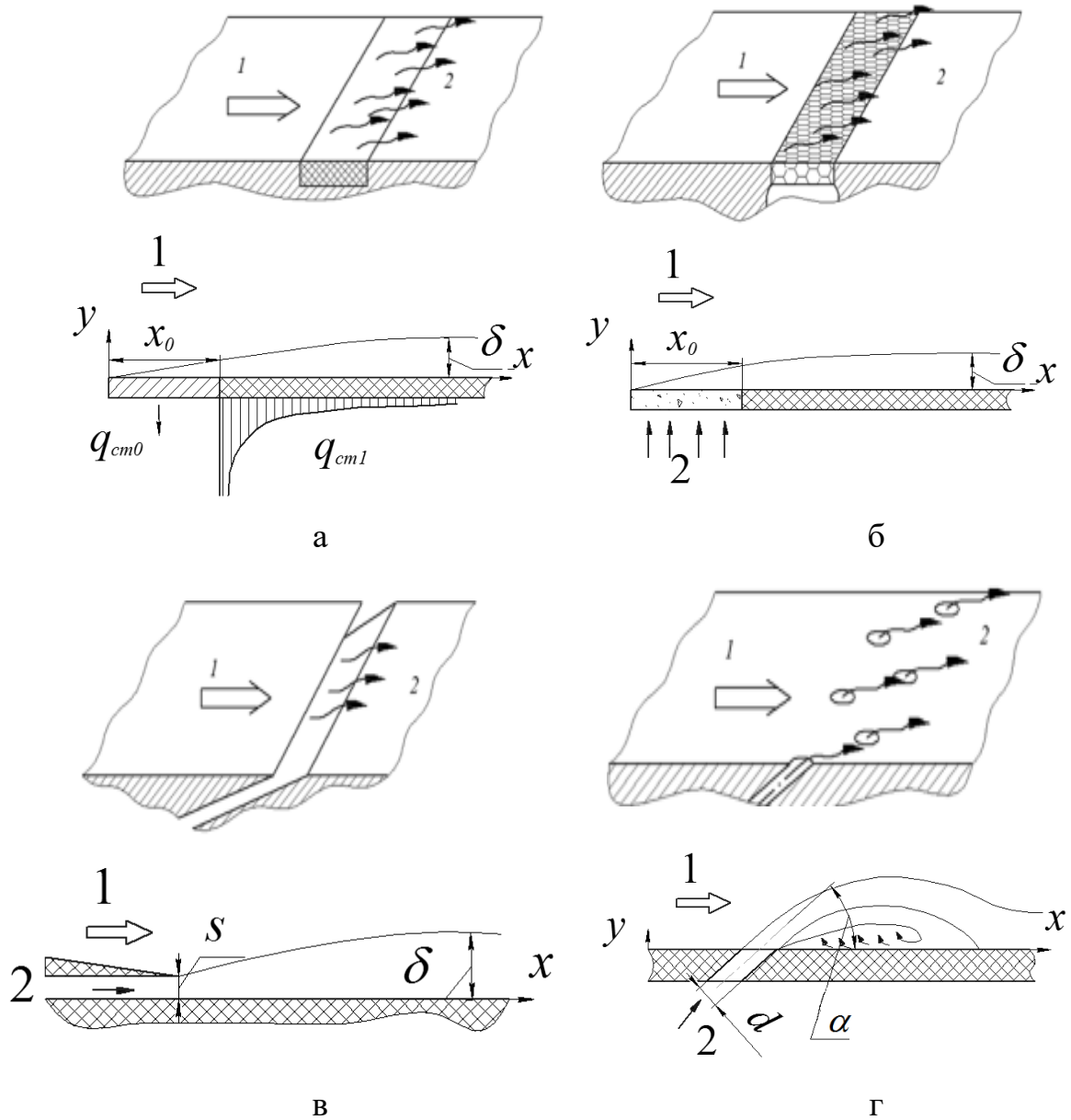


Рисунок 1.7. Схеми організації плівкового охолодження: а - за охолоджуваною ділянкою, б - пористий поясок, в - тангенціальна щілина, г - ряд поперечних циліндричних отворів; 1 - основний потік, 2 - охолоджувач.

В області II газ з основним потоком змішується. У III області порушується подібність теплового та динамічного проміжових шарів, вигляд профілю тангенціальної складової швидкості поблизу стінки стає подібним до профілів

швидкості в активному промежовому шарі. Наведена схема потоку показана на рис. 1.7 а-в.

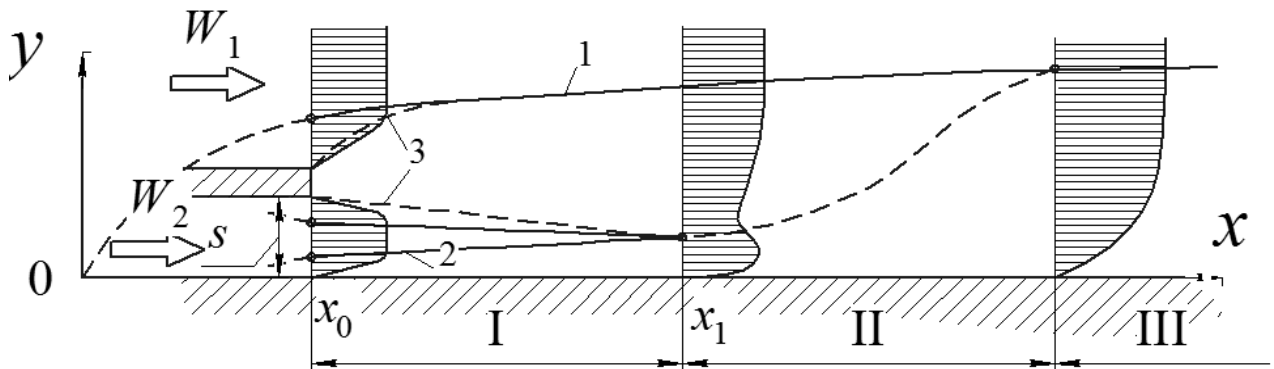


Рисунок 1.8. Класична схема перебігу за тангенціальною щілиною:
 I - початкова ділянка, II - ділянка стабілізації, III - ділянка розвиненої турбулентної течії; 1 - межа динамічного прикордонного шару, 2 - межа динамічного пристінкового прикордонного шару, 3 - межі зони струминного перемішування потоків [8, 9]

Внаслідок того, що охолоджувач подається нерівномірно та дискретно, а також через змішування поперечної складової з основною течією, ефективність використання газової завіси у вигляді суцільної щілини є вищою, ніж ефективність циліндричних отворів. Насамперед, зменшення ефективності є наслідком появи турбулентної пари [10-12], яка зберігається нижче за течією (рис. 1.9). Це викликає створення зони відриву потоку, що пришвидшує течію. В роботі [12] показано, що утворення турбулентною пари має причиною викривлення потоку охолоджувача основною течією.

Експерименти з візуалізації потоку підтверджують існування всіх зазначених вихорів. Встановлено, що найбільш значний вплив на ефективність газової завіси серед усіх типів вихорів має утворення ниркоподібних вихорів в

струмені (рис. 1.9). Ниркоподібна вихрова структура знищує охолоджуючу плівку та посилює дію гарячого повітря.

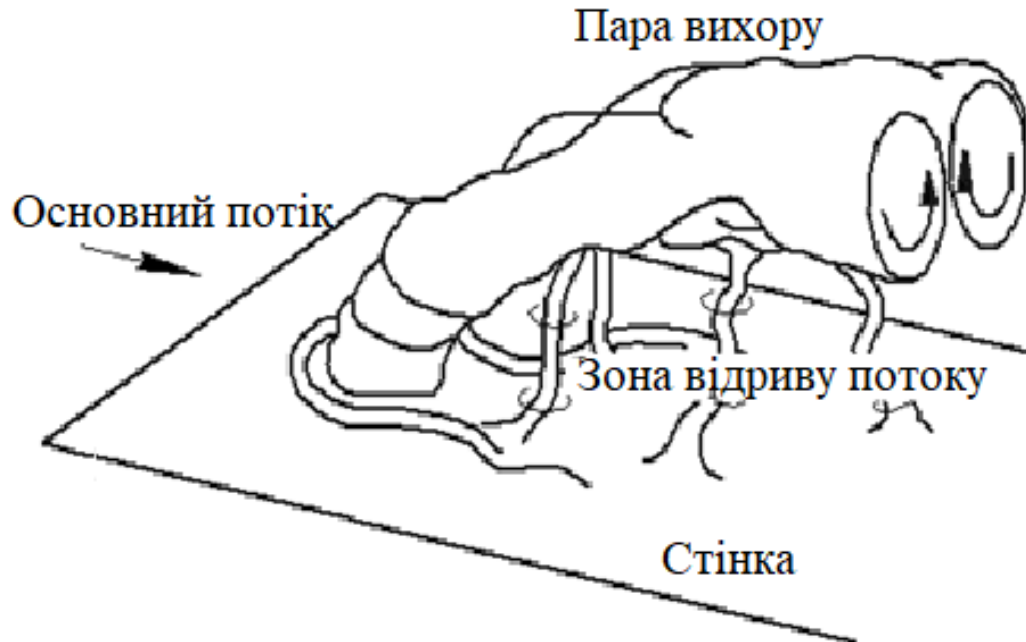


Рисунок 1.9. Вихрова пара, що утворюється в струмені охолоджувача після виходу з циліндричного отвору [13]

У разі, коли формується турбулентна пара, ефективність охолодження плівки починає значно знижуватись при параметрах вдуву $m > 1,0$.

1.5 Перспективні схеми охолодження

Для збільшення ефективності плівкового охолодження використовують різні конфігурації з отворами різних форм. В даний момент в різних країнах світу досліджуються нові технологічні рішення, які характеризуються спрощенням технології виготовлення, високою ефективністю с точки зору теплофізики та

прийнятною витратою охолоджувача. Подібні типові дослідження можна розбити на такі групи:

- випуск охолоджувача в заглиблення, які робляться на охолоджуваній поверхні (траншея, кратер, трикутник та заглиблення з іншими геометричними формами)
- виготовлення отворів складної конфігурації зі змінною геометрією перетину;
- конфігурації з таким взаєморозташуванням отворів потік охолоджувача з яких частково або повністю придушує утворення вихорових структур, які руйнують плівку охолоджувача (система парних отворів)

1.5.1 Характеристики плівкового охолодження

Однією з найважливіших характеристик плівкового охолодження вважається адіабатична ефективність плівкового охолодження η :

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}} \quad (1.2)$$

де T_{∞} і T_2 - температура основного потоку і температура потоку охолоджувача. В подальшому з цього рівняння можна вирахувати адіабатичну температуру стінки.

Загалом, для пошуку закономірностей між зміною ефективності основного потоку та довжиною поверхні, що охолоджується проводяться експериментальні та теоретичні дослідження.

Також важливу роль в задачах теплофізики відіграє поняття густини теплового потоку в стінку, що описується наступним виразом [15]:

$$q = \alpha_f (T_{aw} - T_w) \quad (1.3)$$

де α_f – коефіцієнт тепловіддачі при плівковому охолодженні, T_w – температура стінки лопатки, що задається з умови міцності.

Коефіцієнт тепловіддачі зазвичай представляється у вигляді відношення коефіцієнтів тепловіддачі при плівковому охолодженні та без нього $\frac{\alpha_f}{\alpha_0}$.

Зазвичай в задачах гідрогазодинаміки також оперують таким поняттям як параметр вдуву, який описується рівнянням [9]:

$$m = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_\infty w_\infty} \quad (1.4)$$

де ρ_2 і w_2 – щільність і швидкість вторинного потоку, який вдувається, ρ_∞ і w_∞ – щільність і швидкість основного потоку.

У сукупності разом із параметром вдуву використовують співвідношення імпульсів двох потоків: того, що вдувається та основного.

$$I = \frac{\rho_2 w_2^2}{\rho_\infty w_\infty^2} \quad (1.5)$$

Співвідношення швидкостей (velocity ratio)

$$VR = \frac{w_2}{w_\infty} \quad (1.6)$$

Для оцінки впливу неізотермічності використовують співвідношення густини вторинного потоку до густини основного потоку.

$$DR = \frac{\rho_2}{\rho_\infty} \quad (1.7)$$

Для підвищення ефективності плівкового охолодження потрібно рівномірно поперечно до охолоджуваної поверхні розподілити охолоджувач. Також відомо, що чим менш інтенсивніше відбувається змішування охолоджувача та основного потоку, тим більша ефективність. Ефективність плівкового охолодження тим менша, чим більша відстань від локації подачі охолоджуючого потоку, а також

має сильну залежність від відношення швидкості вторинного потоку до швидкості основного. Загалом, чим більша різниця між ними, там менша ефективність охолодження.

1.5.2 Фактори, що впливають на ефективність охолодження

Фактори, які впливають на ефективність охолодження, умовно можна розділити на фізичні та геометричні. Основні фізичні фактори представлені такими параметрами:

- параметр вдуву m ;
- степінь турбулентності потоку;
- повздовжній градієнт тиску основного потоку;
- співвідношення густин основного потоку та охолоджувача
- степінь стиснення (число Маха)

До основних геометричних факторів відносяться:

- кути видуву охолоджувача на поверхню, що захищається (як правило, від 30 до 45 градусів);
- кількість рядів дискретних отворів або щілин, через які організовується плівкове охолодження;
- ширина та довжина заглиблення або щілини;
- відношення поперечного кроку до діаметру (t/d) отворів;

1.5.3 Подача охолоджувача через парні отвори

Історично в галузі газотурбобудування склалося так, що, як правило, використовуються одно- дво- або багаторядні системи плівкового охолодження з циліндричними похилими отворами. Такі системи мають певні недоліки і найголовніший серед них – це поява вторинних вихорових структур, що шкодять

цілісності плівки охолоджувача та інтенсифікують змішування охолоджувача та основного потоку. Такі явища напряду знижують ефективність плівкового охолодження.

З метою нівелювати цю проблему, в даний момент проходять певні дослідження принципово нової перспективної схеми. Таким чином підвищення ефективності плівкового охолодження намагаються досягнути за рахунок використання парних отворів. На відміну від традиційної схеми, осі двох циліндричних отворів розташовуються під певним кутом по відношенню до напрямку руху основного потоку (рис. 1.10). Завдяки такій геометрії створюється вихор, який притискає потік охолоджувача до поверхні, що захищається, і інтенсифікує охолодження. Так як форма отворів залишається циліндричною, технологічно їх легше виготовляти, ніж отвори з профільованими формами. Відстань між отворами Δ відіграє значну роль у формуванні антиниркової вихрової структури.

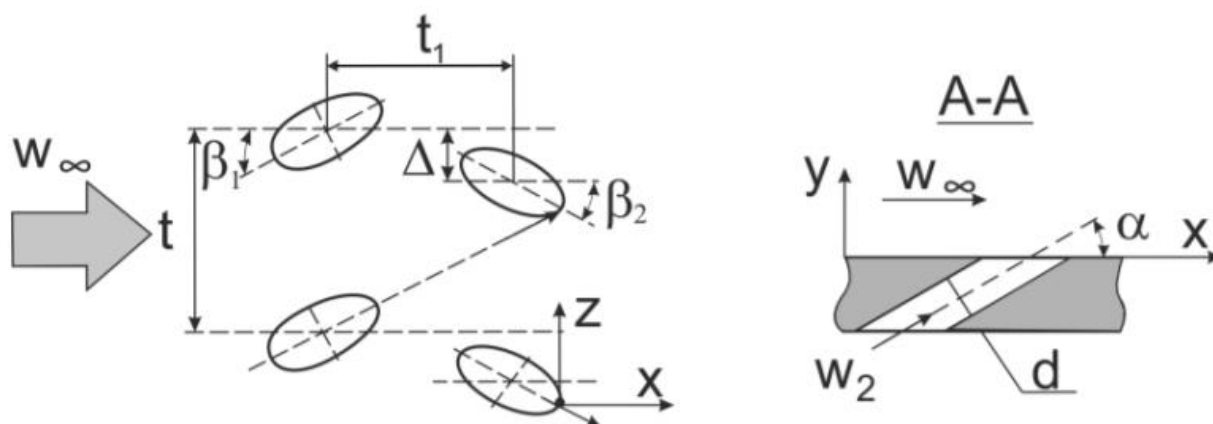


Рис. 1.10 – Геометрія конфігурації парних отворів [17]

В роботі [17] показано, що утворена нова вихрова структура обертаються в протилежному напрямку відносно зляжкісних вихрових структур і таким чином нівелювали дію ниркового вихору.

1.5.3 Форма траншеї для охолодження

Ефективним способом модернізації системи охолодження є випуск вторинного потоку в траншею, яка знаходиться перпендикулярно напрямку потоку газу (рис. 1.11).

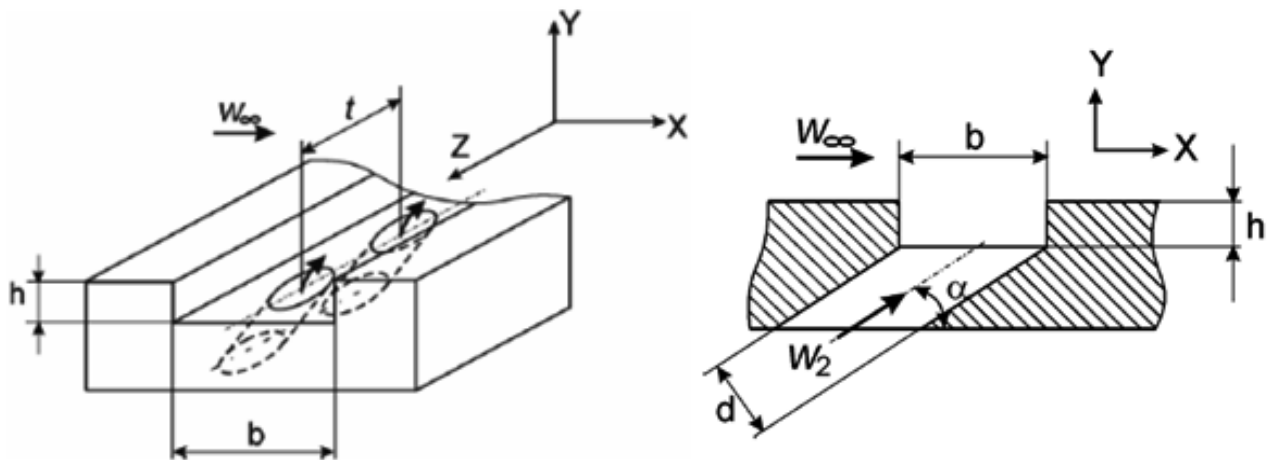


Рисунок 1.11 – Схема отворів в траншеї [19]

Використання такої конфігурації отворів дає змогу збільшити площу покриття охолоджуючою плівкою. Таким чином, стає можливо збільшити ефективність охолодження лопатки (порівнюючи з традиційною схемою циліндричних отворів) приблизно на 35% [19].

На відміну від традиційної схеми циліндричних отворів (досягає максимуму охолодження при значеннях параметру вдуву $m = 0,5$) ефективність охолодження через отвори в траншеї зростає зі збільшенням параметру вдуву, що показано в праці [20]. Насамперед, така схема отворів дає змогу забезпечити високу ефективність охолодження лопатки турбіни за високого параметру вдуву.

В праці [21] розглядався вплив такого фактору як крок отворів в траншеї на ефективність охолодження. Конфігурація з відносним поперечним кроком $t/d = 4$ за параметру вдуву $m = 0,5$ є одною із найоптимальніших. Ефективність системи отворів з $t/d = 8$ з траншеєю відповідала конфігурації отворів з $t/d = 4$ без траншеї,

що означає додаткову можливість зменшення кількості отворів у два рази, а значить зменшити витрату охолоджувача, що підвищить ККД ГТУ, а також зробити схему більш технологічною в виробництві.

Розрахунки, які були показані в праці [21] показують, що для траншеї з параметрами ширини $2b$, відносного поперечного кроку $t/d = 2,775$, ступені турбулентності основного потоку $Tu = 3,9 \%$ та параметра вдуву $m = 1,0$ ефективність охолодження становила $\eta = 0,26$. При цьому, з такими самими параметрами експерименту при ширині траншеї $4b$ було показано, що ефективність плівкового охолодження склала $\eta = 0,19$.

Отже, видув охолоджувача через отвори в траншеї може сильно збільшити ефективність охолодження лопаток турбіни, головним чином це залежить від її ширини та глибини. Проте є і негативний наслідок – зменшення конструктивної міцності лопатки, а отже і зменшення експлуатаційних характеристик.

1.5.4 Профільовані отвори

Перспективним способом охолодження поверхні лопатки є застосування отворів профільованої форми, що дозволяє зменшити швидкість охолоджувача на виході з отвору за рахунок збільшення вихідного перетину і тим самим збільшити площу покриття поверхні охолоджувачем. Існують різні конфігурації форми профільованого отвору (рис. 1.12).

В роботі [14] показано, що ефективність системи отворів віялової форми значно перевищує ефективність системи циліндричних отворів (рис. 1.13).

В [15] проведено порівняння ефективності плівкового охолодження при вдуві через віялові отвори та отвори консольної форми. Автори відзначають, що консольні отвори забезпечують краще покриття поверхні охолоджувачем, однак недоліком такої схеми є досить висока інтенсивність перемішування охолоджувача з основним потоком.

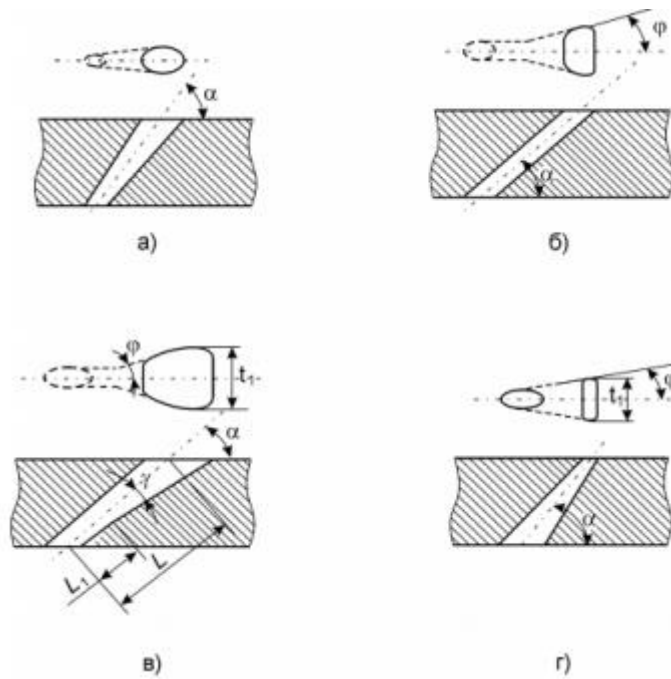


Рисунок 1.12 – Види профільованих отворів [14]:

а – дифузорний отвір; б – отвір у формі віяла; в – отвір у формі віяла з розширенням у вертикальній площині; г – консольний отвір

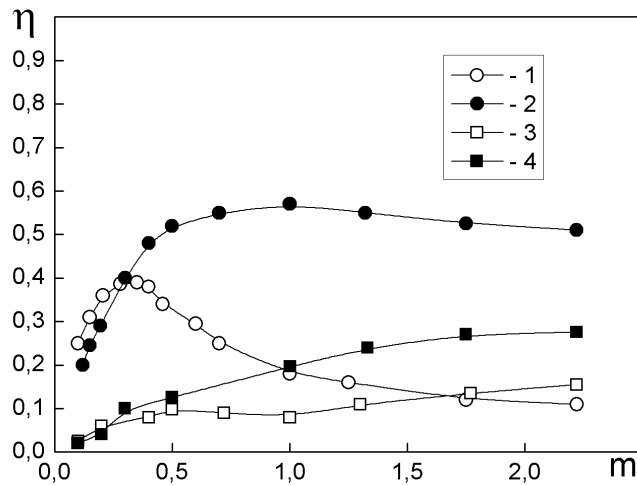


Рисунок 1.13 – Ефективність плівкового охолодження на лінії, що проходить через центр отвору від параметра вдуву [15]:

1, 3 – циліндричні отвори; 2, 4 – віялові отвори; 1, 2 – $x/d = 6,7$; 3, 4 – $x/d = 82,7$

Порівняння ефективності конфігурацій отворів віялової форми та отворів віялової форми з розширенням у вертикальній площині показано на рис. 1.14. Як видно з рисунка, на початковій ділянці вдуву ефективність плівкового охолодження за допомогою отворів з додатковим розширенням перевищує ефективність віялової конфігурації (при $x/d = 5$ на 50%), однак при збільшенні поздовжньої координати обидві схеми мають приблизно однакову ефективність охолодження [16].

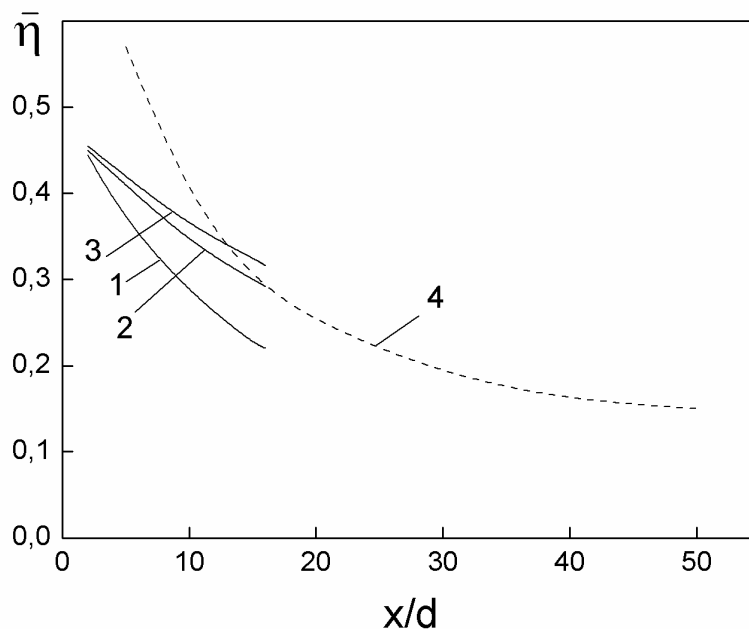


Рисунок 1.14 – Середня ефективності плівкового охолодження [16]:

1-3 - отвори віялової форми при $m = 1,0$, $m = 1,5$; $m = 2,0$; 4 – отвори віялової форми з розширенням на виході при $m=1,5$

Незважаючи на високу ефективність плівкового охолодження поверхні за допомогою профільованих отворів, у даній конфігурації є основний недолік – висока вартість та складність технології виготовлення. Більш прості технічні рішення ґрунтовані на організації виходу охолоджувача в отвори більш простої геометричної форми.

1.6 Висновки та постановка задач дослідження

Газотурбінні установки широко застосовуються у багатьох сферах, у таких як авіація, суднобудування, енергетиці та інших, завдяки своїй надійності, широкому діапазону потужностей та маневреності. Саме тому ГТУ ще довгий час залишатимуться актуальними та матимуть попит на ринку.

Для підвищення коефіцієнту корисної дії газотурбінних установок необхідно підвищувати робочі температури, що тягне за собою як наслідок необхідність дослідження перспективних та ефективних методів охолодження лопаток турбін. Плівкове охолодження є одним із ефективних методів охолодження лопаток газових турбін. Використання традиційних схем плівкового охолодження (пористий пояс, суцільна щілина, ряди похилих отворів) обумовлює появу вторинних вихрових структур, які руйнують охолоджуючу плівку та в цілому зменшують ефективність охолодження.

Відтворити реальні умови для процесів, що протікають в газових турбінах, в лабораторних умовах практично неможливо. Проведення реальних експериментів та створення експериментальних установок несе за собою великі матеріальні втрати, що пов'язане з високою вартістю виготовлення лопаток. Методи чисельного моделювання займають першочергову роль в розробці та дослідженні схем плівкового охолодження і дають можливість моделювати процеси газодинаміки та теплообміну в плівковому охолодженні з адекватною точністю результатів.

Метою даної бакалаврської роботи є дослідження ефективності газової завіси при подачі вторинного потоку-охолоджувача через один ряд отворів в поперечній траншеї. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні питання:

- Створити комп'ютерну модель та розрахункову сітку для неї, обрати систему рівнянь для опису руху в'язкої рідини та замкнути систему певною моделлю турбулентності, яка адекватно описує ефективність плівкового охолодження.
- Виконати теоретичні дослідження ефективності плівкового охолодження при подачі охолоджувача через отвори в поперечній траншеї в модельних умовах.
- Вивчити фізичну структуру потоку та визначити фактори, що характеризують механізм плівкового охолодження найбільше.
- Визначити вплив неізотермічності охолоджуваної поверхні на ефективність плівкового охолодження, і отримати залежності, які характеризують вплив цього фактору.

В якості методу дослідження було обрано метод комп'ютерного моделювання з використанням програмного комплексу ANSYS AIM 19.2.

РОЗДІЛ 2

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

2.1 Вибір програмного пакету

В даному дипломному проекті був обраний теоретичний метод підходу, адже експериментальне дослідження важко провести. Для його реалізації використовується ANSYS CFX версії 19.2, вибирається необхідна система рівнянь, визначається напівемпірична моделі турбулентності для замкнення системи, яка адекватно опише поведінку та характеристики плівкового охолодження за умов, які досліджуються, вивчаються фізична структура потоку та фактори, які характеризують ефективність плівкового охолодження. Достовірність результатів комп'ютерного моделювання забезпечена коректним застосуванням програмного комплексу ANSYS CFX, що сертифікований міжнародними стандартами, та має сертифікат якості ISO 9001:2008. Програмний комплекс ANSYS CFX обраний за свою високоефективність у CFD-розрахунках програма і використовується для розрахунків потоку та теплообміну, також вона дає змогу виконувати розрахунки газодинаміки ламінарного та турбулентного потоків, стислого та нестислого середовищ, беручи до уваги всі види теплообміну, та надає можливість розв'язання задач у спряженій установці.

Найчастіше для задач гідрогазодинаміки використовується система рівнянь RANS, завдяки сприятливим показникам ресурсозатрат та точності отриманих результатів. В основі цієї системи лежать рівняння Нав'є-Стокса, осереднені по Рейнольдсу. Також є можливість чисельно моделювати подібні течії, методом прямого розрахунку рівнянь Нав'є-Стокса. Не зважаючи на нестационарний турбулентний потік в'язкої стисливої рідини, що описує дана система рівнянь, пряме моделювання турбулентності з використанням даних рівнянь ж обмеженим, навіть при використанні новітньої обчислювальної техніки.

Спираючись на [34] це обмеження викликане необхідністю виконання розрахунків в нестационарній постановці з кроком по часу, що менше часу турбулентних пульсацій, також використання мілких розрахункових сіток, що дають змогу змоделювати усі турбулентні вихори, практично унеможлиблює задачу.

Для розрахунків турбулентного потоку використовується найчастіше метод розв'язування усередненої рівнянь Нав'є-Стокса, так зване RANS-моделювання (RANS – Reynolds Averaged Navier-Stokes equations). У системі рівнянь Рейнольдса містяться десять невідомих і чотири рівняння для тривимірного випадку, таким чином вона є незамкненою. Для її розв'язку використовуються моделі турбулентності як додаткові напівемпіричні гіпотези, при цьому реальний турбулентний потік ділиться умовно на два: перший – встановлений, що схожий на ламінарний, другий – пульсаційний, визначений турбулентними вихорами. У будь-якій точці простору газодинамічні величини представляються у вигляді суми усередненої за часом величини та пульсаційної величини. Тому коефіцієнти в'язкості та теплопровідності визначаються як суми молекулярних, визначених властивостями рідини та турбулентних складових, це необхідно для врахування додаткового переносу імпульсу, який пов'язаний з турбулентним тертям та переносу теплової енергії, пов'язаної з турбулентною теплопровідністю. Для визначення турбулентної компоненти необхідно використовувати моделі турбулентності, які представляють собою певні додаткові залежності.

2.2 Моделювання турбулентності течій

Першим кроком математичного опису турбулентності течій є перевірка прийнятності системи рівнянь Нав'є-Стокса, що описує характеристику миттєвого потоку рідини. Нажаль, підходи, що були основні на вирішенні цієї системи рівнянь у рамках прямого числового моделювання або моделювання

великих вихорів, не є підходящими для вирішення інженерних задач, не дивлячись на значний прогрес у них. Це пояснюється оцінкою, за якою для відтворення спектру вихорів відношення характерних розмірів великих та малих вихорів, має порядок $Re^{3/4}$. Через це визначення всіх турбулентних масштабів є проблемою, що на даний момент є важко вирішуємою. Останній час набули широкого використання напівемпіричні моделі феноменологічного типу, пов'язані з тим чи іншим способом замкнення усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса. При виборі моделі турбулентності, використовується сукупність додаткових диференціальних рівнянь та емпіричних співвідношень.

На пошук універсальної моделі турбулентності, що могла б прогнозувати широкий спектр турбулентних течій було витрачено багато часу та сил. Також основною була думка, що необхідно збільшувати до максимуму кількість рівнянь для подібних моделей. Але в такому випадку ми потребуємо важкодоступної емпіричної інформації, що необхідна для моделювання членів, що входять в рівняння для характеристик турбулентності. В цьому разі використовується традиційний підхід [37] для аналізу турбулентних моделей: за числом диференціальних рівнянь, введених як додаткові до вихідної системи рівнянь енергії та руху. Зрозуміло, що не є можливим відобразити всі існуючі моделі, але існує певний перелік.

Базовими рівняннями для розрахунку моделі, як правило є:

Рівняння нерозривності:

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

Закон збереження імпульсу:

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

Закон збереження енергії:

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

$$\text{де } \tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right); \quad h_{tot} = h + \frac{1}{2} u_i^2, \quad \tau_{ij} - \text{тензор в'язких напруг; } \mu$$

– коефіцієнт динамічної молекулярної в'язкості; t – час; ρ – густина рідини; p – тиск; u_i, u_j – декартові складові швидкості у напрямку відповідних вісей; $i, j = 1, 2, 3$

2.3 Моделі турбулентності

В даний момент існує велика кількість напівемпіричних моделей, таких як RSM (модель Рейнольдсових напруг), LES (модель великих вихорових структур) k - ϵ , k - ω , їх підтипи, SST та інші. Розглянемо моделі, які найчастіше використовуються в подібних задачах гідрогазодинаміки.

Модель турбулентності k - ϵ базується на розрахунках двох параметрів турбулентності: k – кінетична енергія турбулентних пульсацій, ϵ – швидкість диспації кінетичної енергії турбулентних пульсацій, значення котрих визначається розв'язанням відповідних диференційним рівнянь переносу. Ця модель є підходящою при повністю турбулентному потоці.

Наступна модель k - ω разом з кінетичною енергією використовує її питому диспанцію ω . Дана модель відноситься до низькорейнольдських моделей і найкраще підходить для роботи у пристінковому шарі та потребує значного

згущення розрахункової сітки в районі пограничного шару, бо виконує безпосередньо розрахунок профілю швидкості. Ця модель має недолік у тому, що вона не підходить для застосування далеко від стінки, де турбулентність зростає, результатом є неточності розрахунків.

Остання модель турбулентності SST основана на поєднанні кращих властивостей кожної з моделей вище. Задля цього була введена функція, яка дорівнює одиниці на верхній границі пограничного шару та прямує до нуля при наближенні до стінки, забезпечуючи перехід від $k-\omega$ моделі в пристінковій області до $k-\epsilon$ моделі при віддалені від стінок.

2.4 Розрахункова сітка

Для моделювання використовуються розрахункові сітки. Існує два типу сіток - неструктуровані та структуровані (рис. 2.1).

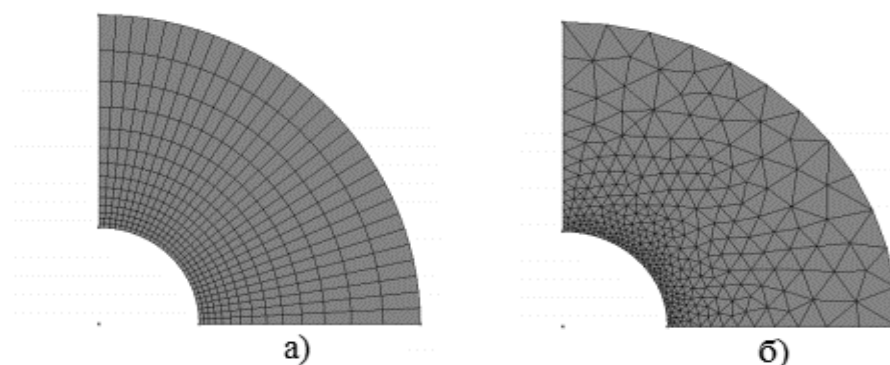


Рисунок 2.1 – Розрахункова сітка:

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.

В даній дипломній роботі була використана неструктурована комбінована розрахункова сітка, яка була побудована у генераторі ANSYS Mesh (рис.2.2). Вона є комбінацією тетраедрів, в областях де знаходиться основний потік, а також призматичних елементів в областях згущення сітки біля твердих стінок (рис.2.3), які є обмеженням для каналу моделі. Кількість вузлів та елементів була обрана з оптимальним співвідношенням часу розрахунків та їх точності. Кількість вузлів та елементів для моделі в цій роботі складає 363 тис. вузлів та 1,139 млн. елементів.

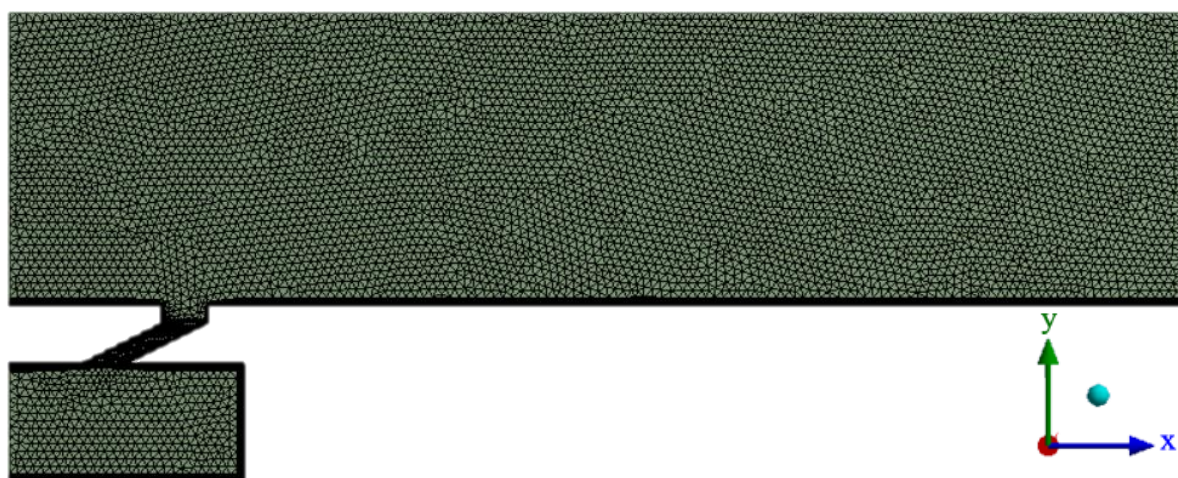


Рисунок 2.2 Розрахункова сітка моделі в поперечному розрізі

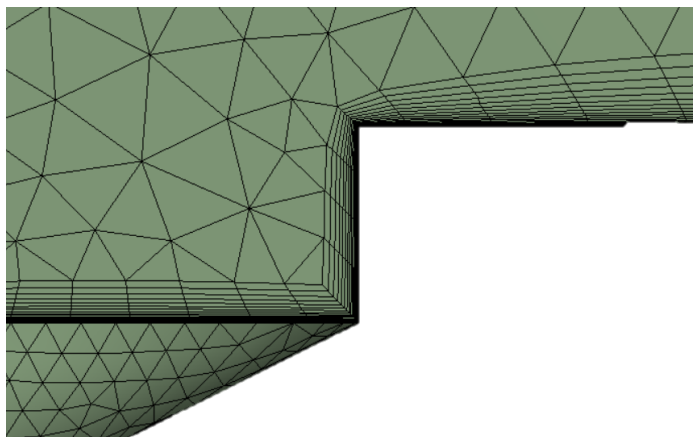


Рисунок 2.3 Згущення сітки в околі твердих стінок каналу

2.5 Розрахункова геометрична модель

Геометрія 3D-моделі плівкового охолодження плоскої поверхні була виконана в ANSYS у модулі Geometry. Модель представляє собою канал прямокутного перерізу, до якого охолоджувач подається із зовнішнього об'єму (пленуму) через отвори вдуву (рис.2.4).

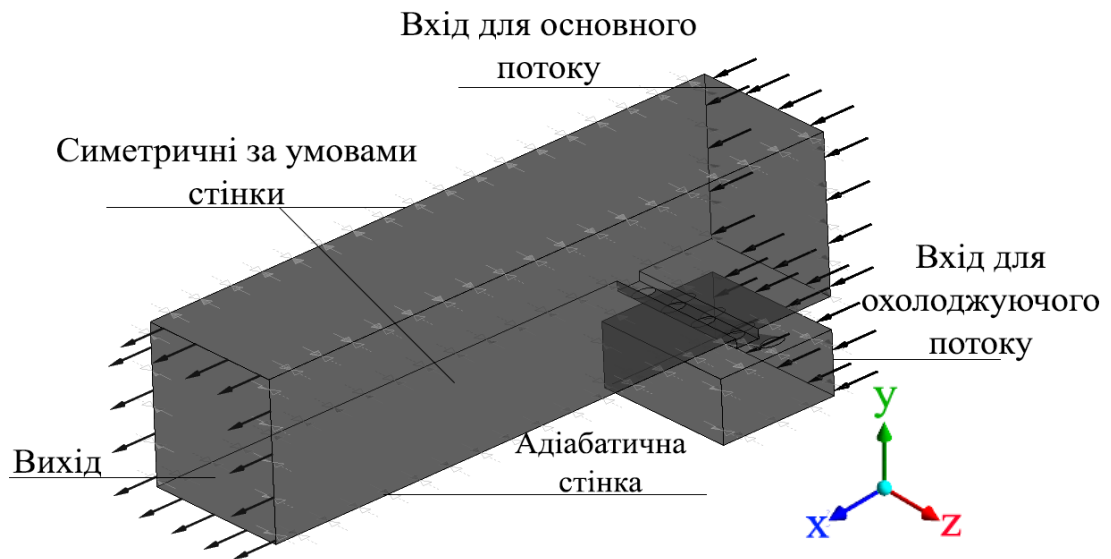


Рисунок 2.4 – Геометрія моделі для плівкового охолодження плоскої поверхні при вдуві охолоджувача через отвори в поперечній траншеї

На рис. 2.5. зображена схема з видувом охолоджувача через отвори в поперечній траншеї. Розміри геометрії були вибрані з міркувань відповідності до експериментальної установки та реальних систем плівкового охолодження. Діаметр отвору d складає 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 $\alpha = 30^\circ$.

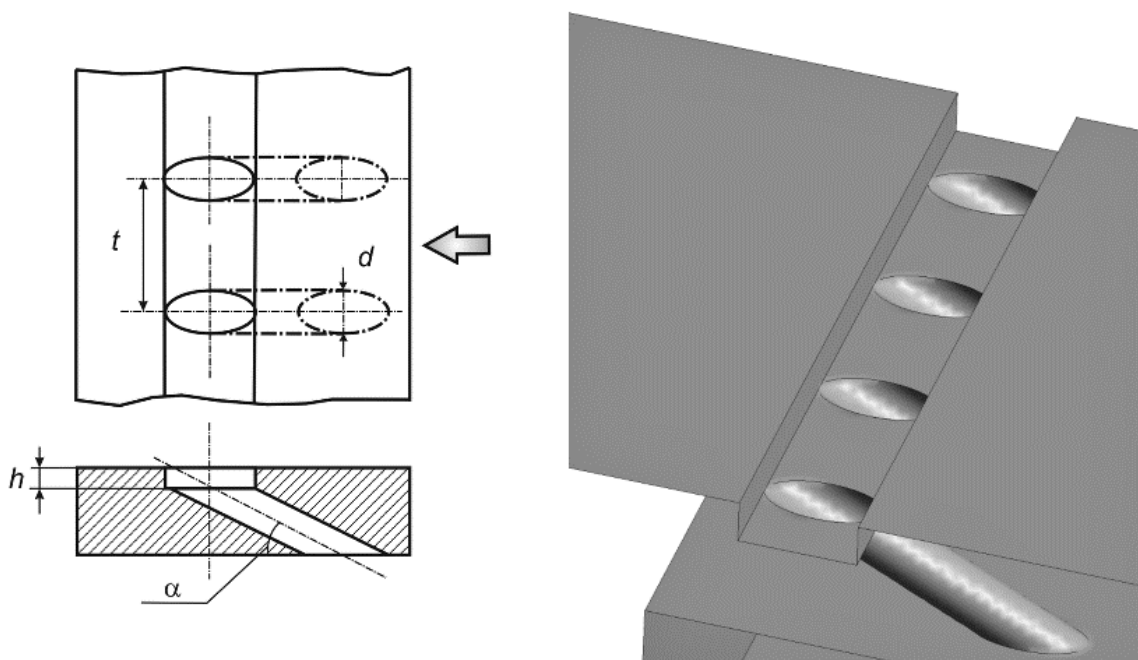


Рисунок 2.5 – Схема геометрії плівкового охолодження через отвори в поперечній граншеї

2.6 Граничні умови

Граничні умови на вході і виході розрахункової області відповідали значенням параметра вдуву близьким до $m=0,5; 1,0; 1,5; 2,0$. Швидкість основного потоку становила 37 м/с, температура – 20°C, температура вторинного потоку - 80°C. Інтенсивність турбулентності прийнята 1%. Тверді границі розрахункової області були задані як для адіабатної стінки ($q=0$). На бічних поверхнях розрахункової моделі були задані умови симетрії. Граничні умови на вході та виході були задані близькими до умов експериментів, що були виконані [19]. Для розрахунків використовувалась SST-моделі турбулентності. Ця модель турбулентності вже зарекомендувала себе при вирішенні подібних задач в роботах інших авторів [36].

2.7 Висновки до розділу

1. Для створення комп'ютерної моделі та виконання розрахунків використовувався ANSYS CFX.
2. Для виконання CFD-моделювання була використана неструктурована комбінована розрахункова сітка розміром 363 тис. вузлів та 1,139 млн елементів. Поблизу стінок сітка згущена.
3. Кількість комірок та товщина шару пристінкового згущення розрахункової сітки вибиралися з умови забезпечення значення параметра $y^+ \leq 1$ в усьому дослідженому діапазоні зміни граничних умов.
4. Для розрахунків використана модель турбулентності SST, що є оптимальним вибором для подібних задач як розрахунок плівкового охолодження.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ

В даному розділі містяться кінцеві результати комп'ютерного моделювання плівкового охолодження, яке організоване методом випуску охолоджувача через циліндричні отвори в траншею. Була створена порівняльна характеристика ефективності плівкового охолодження за традиційною схемою (циліндричні отвори) та ефективності плівкового охолодження через отвори в траншеї за різних параметрів вдуву зі значеннями $m = 0,5, 1,0, 1,5, 2,0$. Також наведено результати та аналіз щодо характерних течії при охолодженні та основні вихорові структури, їх види та вплив на ефективність плівкового охолодження. Був проаналізований фактор неізотермічності та розрахована поправка для фактору неізотермічності.

3.1 Ефективність плівкового охолодження

Граничні умови на вході і виході розрахункової області відповідали значенням параметра вдуву близьким до $m=0,5; 1,0; 1,5; 2,0$. Швидкість основного потоку становила 37 м/с, температура основного потоку – 20°C, температура вторинного потоку - 80°C. Інтенсивність турбулентності прийнята 1%. Співвідношення густин вторинного потоку до основного потоку DR становила 0.83...0.84.

Ефективність плівкового охолодження є одною із основних характеристик плівкового охолодження. На рис. 3.1 показані графіки залежності ефективності охолодження, осередненої по ширині, до довжини поверхні, яка охолоджується. Як видно з цього графіку, ефективність плівкового охолодження схеми з вдувом охолоджувача через отвори в поперечній траншеї значно перевищує

ефективність традиційної схеми на будь-якій ділянці охолоджуваної поверхні (окрім випадку, коли $m = 0.5$).

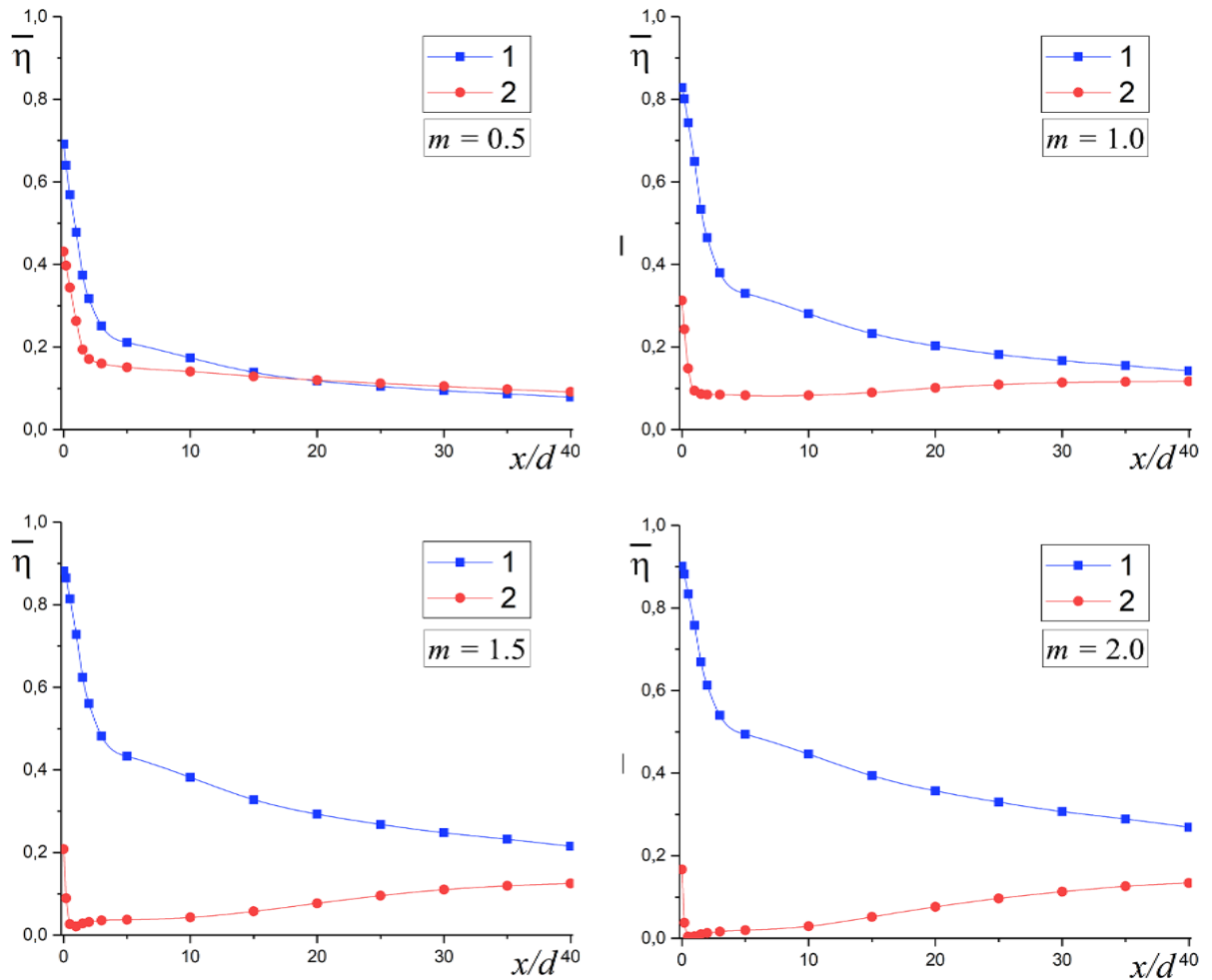


Рисунок 3.1 – Ефективність плівкового охолодження при різних параметрах вдуву для:

1 – ряд отворів в траншеї; 2 – традиційний схема з рядом циліндричних отворів

З отриманих результатів очевидна тенденція для збільшення ефективності охолодження для схеми з рядом отворів в поперечній траншеї і навпаки для традиційної схеми циліндричних отворів. Ріст ефективності відбувається на усьому діапазоні $x/d = 0 \dots 40$ при $m = 0,5, 1,0, 1,5, 2,0$. На

рис. 3.2 наведено графік залежності ефективності охолодження, осередненої по усій площі поверхні, що охолоджується, для традиційної схеми та схеми з поперечною траншеєю.

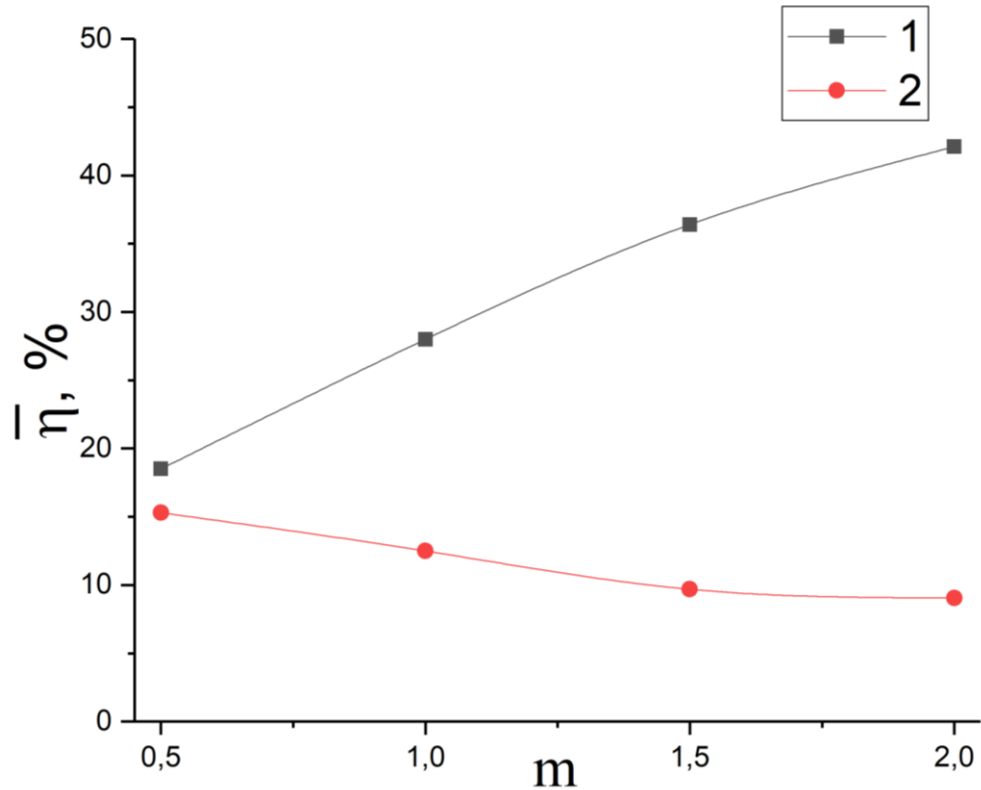


Рисунок 3.2 – Залежність усередненої ефективності плівкового охолодження по усій площі поверхні пластини за різних значень параметру вдуву:

1 – через отвори в поперечній траншеї; 2 – через традиційний ряд похилих отворів

Згідно рис. 3.2, при збільшенні параметра вдуву, ефективність охолодження сильно знижується у випадку з використанням традиційної схеми з циліндричними отворами і навпаки для схеми з вдувом охолоджувача в траншею.

3.2 Аналіз структури потоків

На рис. 3.3 та рис. 3.4 показана локальна ефективність у поперечному до ходу основного потоку напрямку для різних значень x/d в діапазоні $0 \dots 40$. Для аналізу фізичної структури потоку розглянемо ефективність плівкового охолодження в поперечному напрямку для різних значень x/d в діапазоні $0 \dots 40$ для схем з видувом охолоджувача через отвори в поперечній траншеї та для традиційних отворів відповідно.

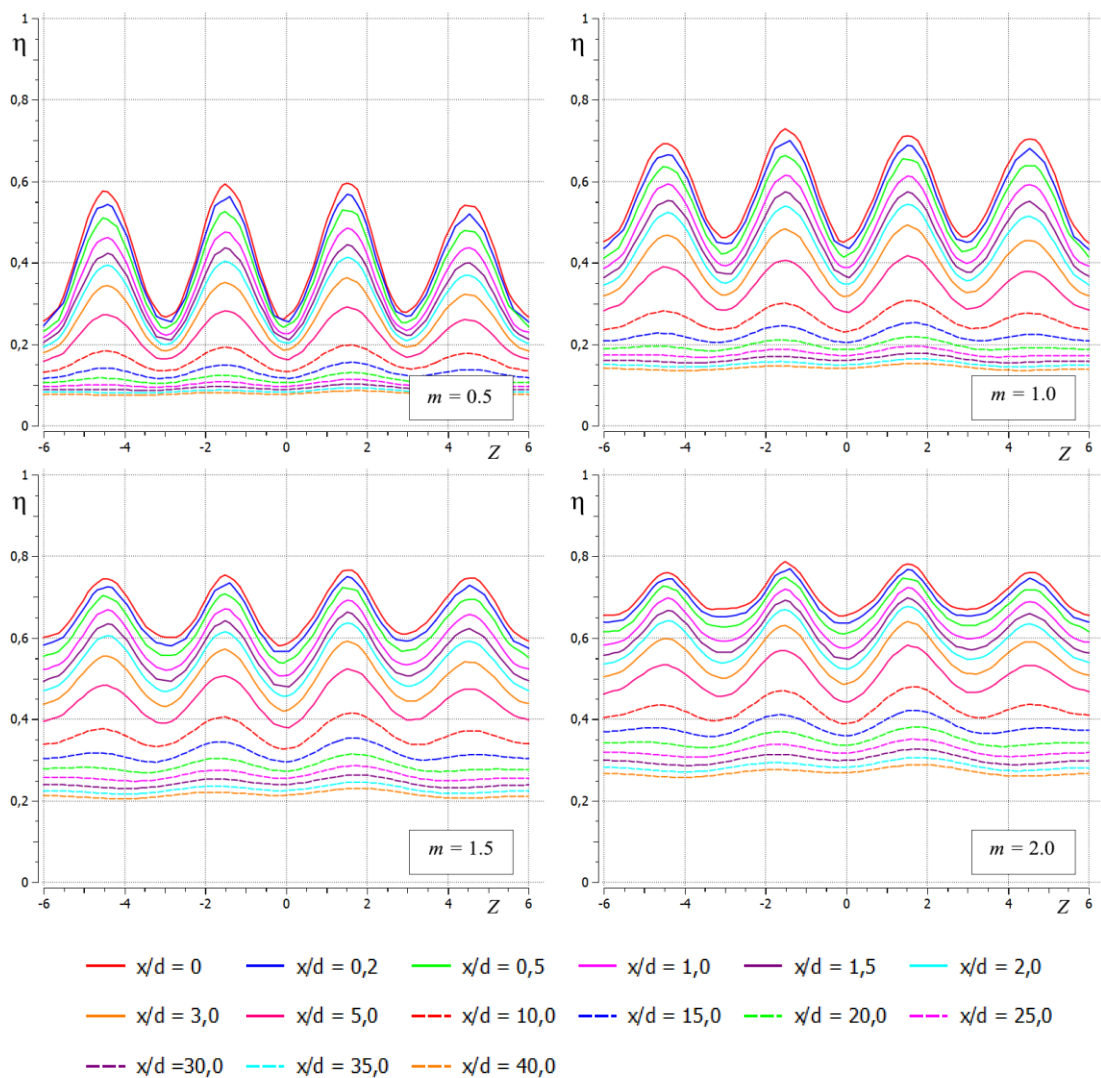


Рисунок 3.3 – Локальна ефективність плівкового охолодження у поперечному напрямку при різних параметрах вдуву для поперечної траншеї

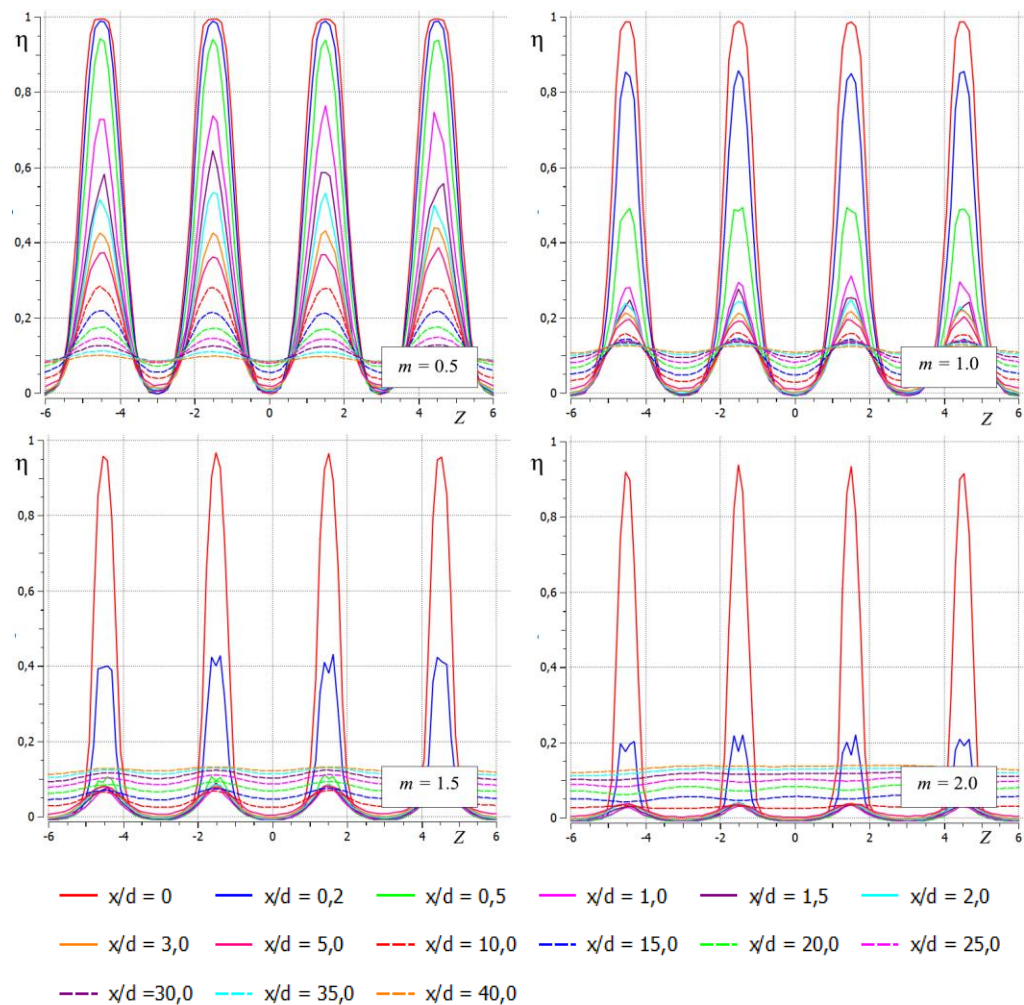


Рисунок 3.4 – Локальна ефективність плівкового охолодження у поперечному напрямку при різних параметрах вдуву для циліндричних отворів

Для традиційної схеми видна сильна нерівномірність розподілу охолодження по поверхні охолоджуваної пластини, що у цьому випадку означає стрімке зниження ефективності плівочного охолодження. Для випадку з використанням схеми з поперечною траншеєю також помітна певна нерівномірність охолодження, проте ефективність охолодження значно вища на усіх ділянках.

На рис. 3.5 та рис. 3.6. приведено візуалізацію даних для полів ефективності плівкового охолодження у випадку видуву охолоджувача через поперечну траншею та через циліндричні отвори без заглиблень при $m = 0,5, 1,0, 1,5, 2,0$.

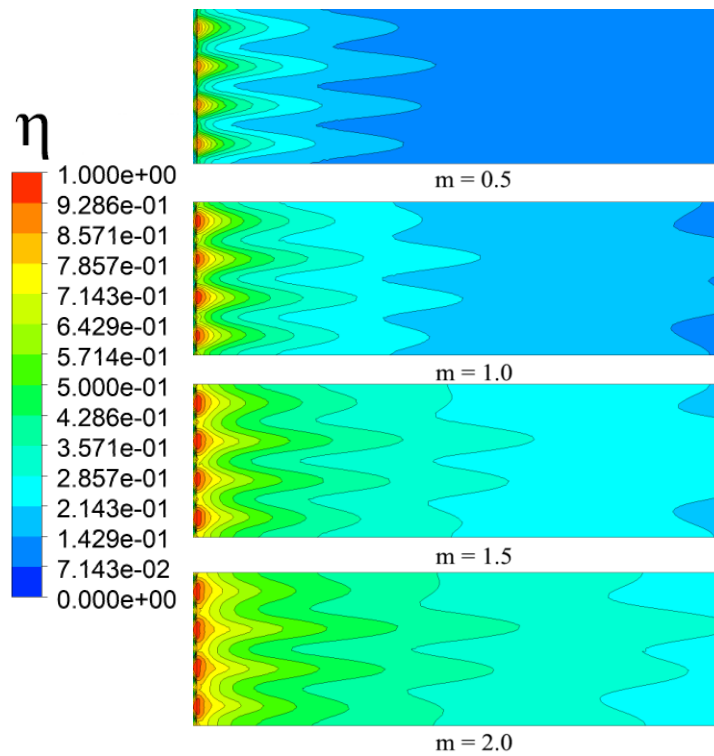


Рисунок 3.5– Ізолінії локальної ефективності плівкового охолодження на ділянці $0 \leq x/d \leq 40$ для отворів в поперечній траншеї

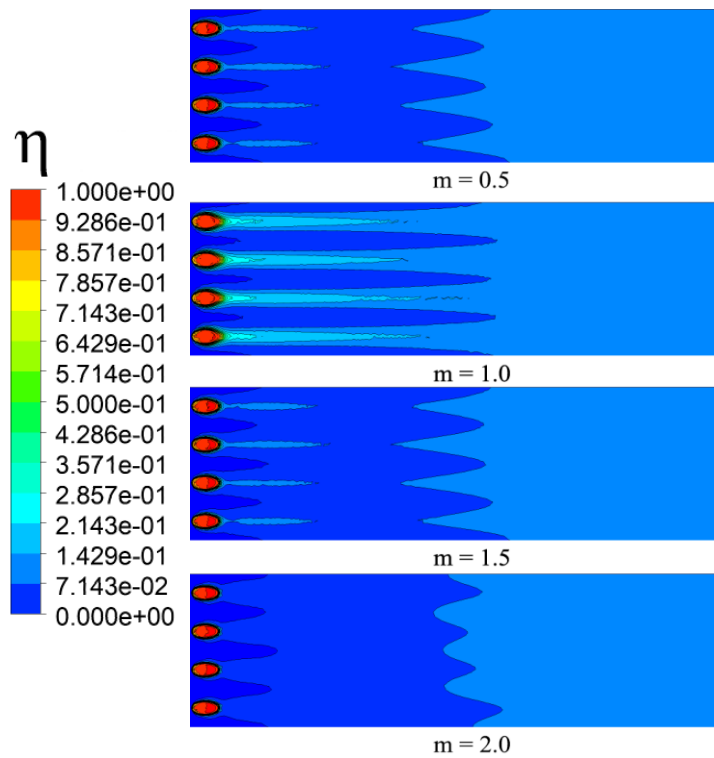


Рисунок 3.6 – Ізолінії локальної ефективності плівкового охолодження на ділянці $0 \leq x/d \leq 40$ для традиційної схеми циліндричних отворів

Відповідно до експериментального дослідження, для традиційної схеми з циліндричними отворами без заглиблень максимальне значення ефективності плівочного охолодження досягається при параметрі вдуву $m = 0,5$. Зростання параметру вдуву зменшує ефективність охолодження. Це пов'язано з тим, що відбувається відрив потоку охолоджувача від охолоджуваної поверхні та його змішування з основним потоком. Використання системи з схемою подачі охолоджувача через отвори в поперечній траншеї забезпечує рівномірний розподіл полів ефективності охолодження по поверхні пластини на усьому діапазоні $m = 0.5 \dots 2.0$. Важливим є те, що зростання параметру вдуву позитивно сприяє на ріст ефективності приблизно до $m \sim 4$, що було додатково розраховано, проте ці результати публікуватися в цій роботі не будуть.

Далі на рис. 3.7 для аналізу структури вихорів розглядаються вектори швидкості в проекції YZ (поперечно відносно пластини та напрямку руху основного потоку) та поля температур на відносній дистанції $x/d = 3; 5; 10$ при параметрі вдуву $m = 1,0$ для звичайної схеми з циліндричними отворами та через отвори в поперечній траншеї. На рис. 3.7 (б) видно, що в схемі з традиційними отворами присутні вихорові структури «ниркового» типу, що значно погіршує ефективність охолодження. Інтенсивність «ниркового» вихору зростає і відбувається зрив плівки охолоджувача.

На рис. 3.7 (а). також видно присутність «ниркового» вихору, проте з меншою інтенсивністю і меншими масштабами.

Не зважаючи на те, що присутні «ниркові» вихори на виході з отворів в поперечній траншеї, не відбувається відриву потоку охолоджувача від поверхні пластини, так як інтенсивність вихорного руху досить низька. Так як вся поверхня доволі рівномірно вкрита охолоджувачем, то не відбувається підтоку повітря з основного потоку до поверхні.

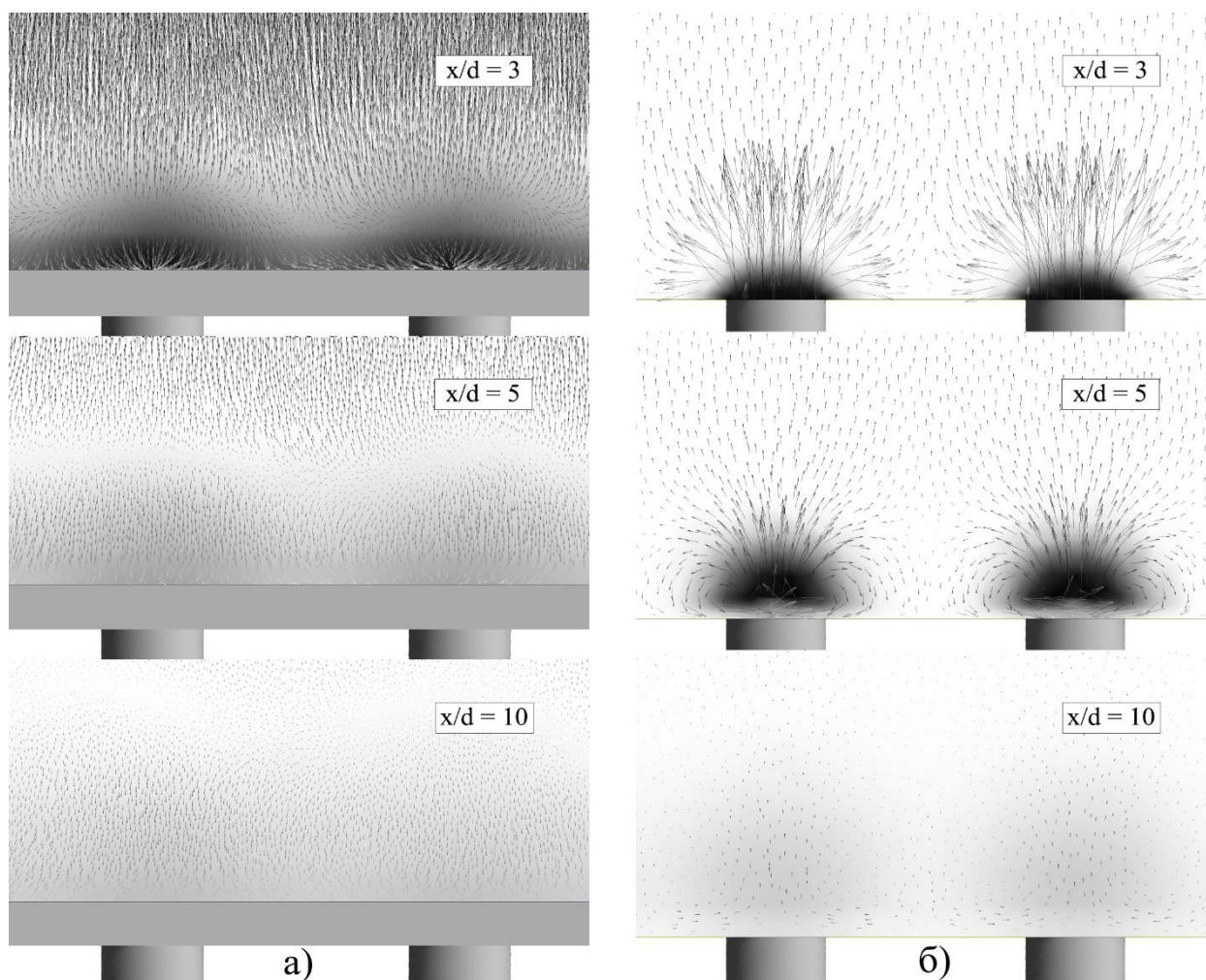


Рисунок 3.7 – Проекції векторів швидкості на площину YZ при $m = 1,0$

для:

а – ряд отворів в поперечній траншеї; б – традиційна схема з рядом
циліндричних отворів

Форму струменю для обох схем можна побачити на рис. 3.8 та рис. 3.9. Якщо порівняти форму струменів, то видно, що при видуві охолоджувача через отвори традиційної схеми, течія охолоджувача утворює вузьку полосу строго за отвором. При цьому при використанні схеми з отворами в поперечній траншеї течія охолоджувача рівномірно розподіляється практично по всій площі охолоджуваної поверхні.

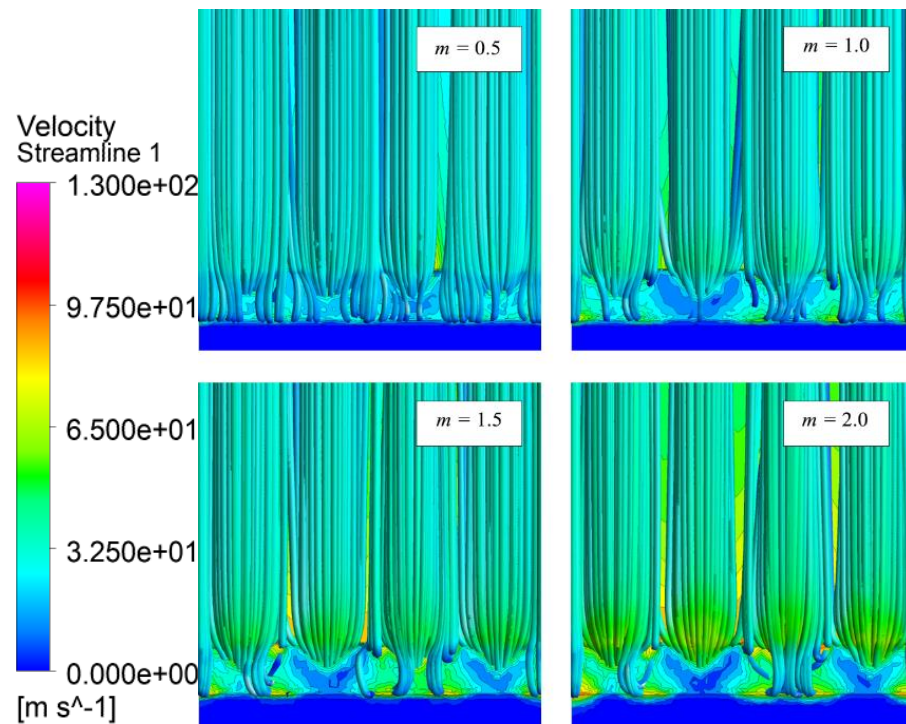


Рисунок 3.8 – Лінії течії при подачі охолоджувача в отвори в поперечній траншеї

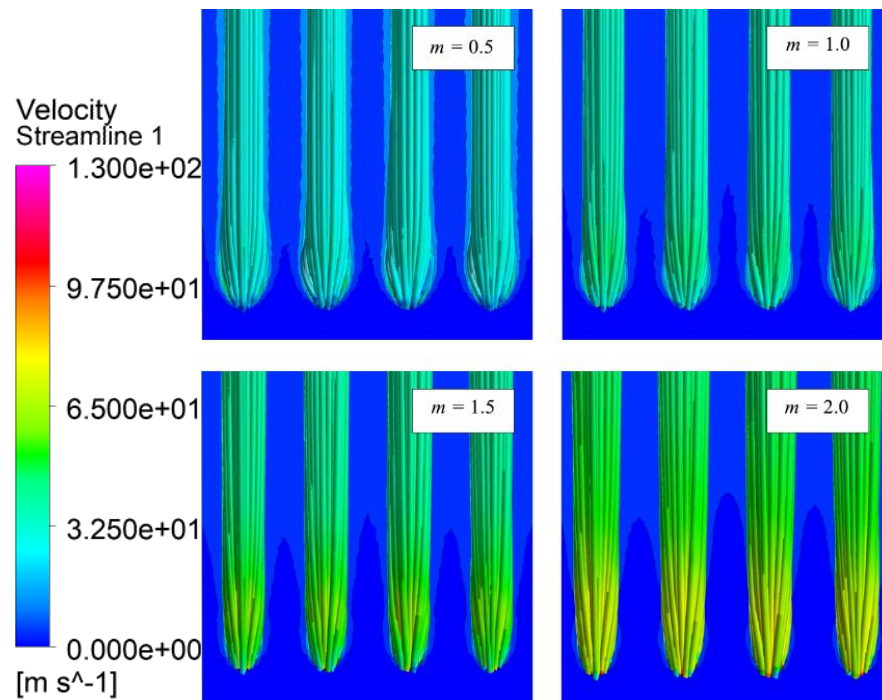


Рисунок 3.9 – Лінії течії при подачі охолоджувача через традиційну схему з отворами без заглиблень

3.3 Вплив фактору неізотермічності

Для дослідження впливу фактору неізотермічності потоку було досліджено схему з подачею вторинного потоку в поперечну траншею. Швидкість основного потоку становила 37 м/с, температура основного потоку – 1100°C, температура вторинного потоку - 500°C. Співвідношення густин вторинного потоку до основного потоку DR становила 1.76...1.77.

Як видно з рис. 3.10 при збільшенні температури ефективність плівкового охолодження знижується.

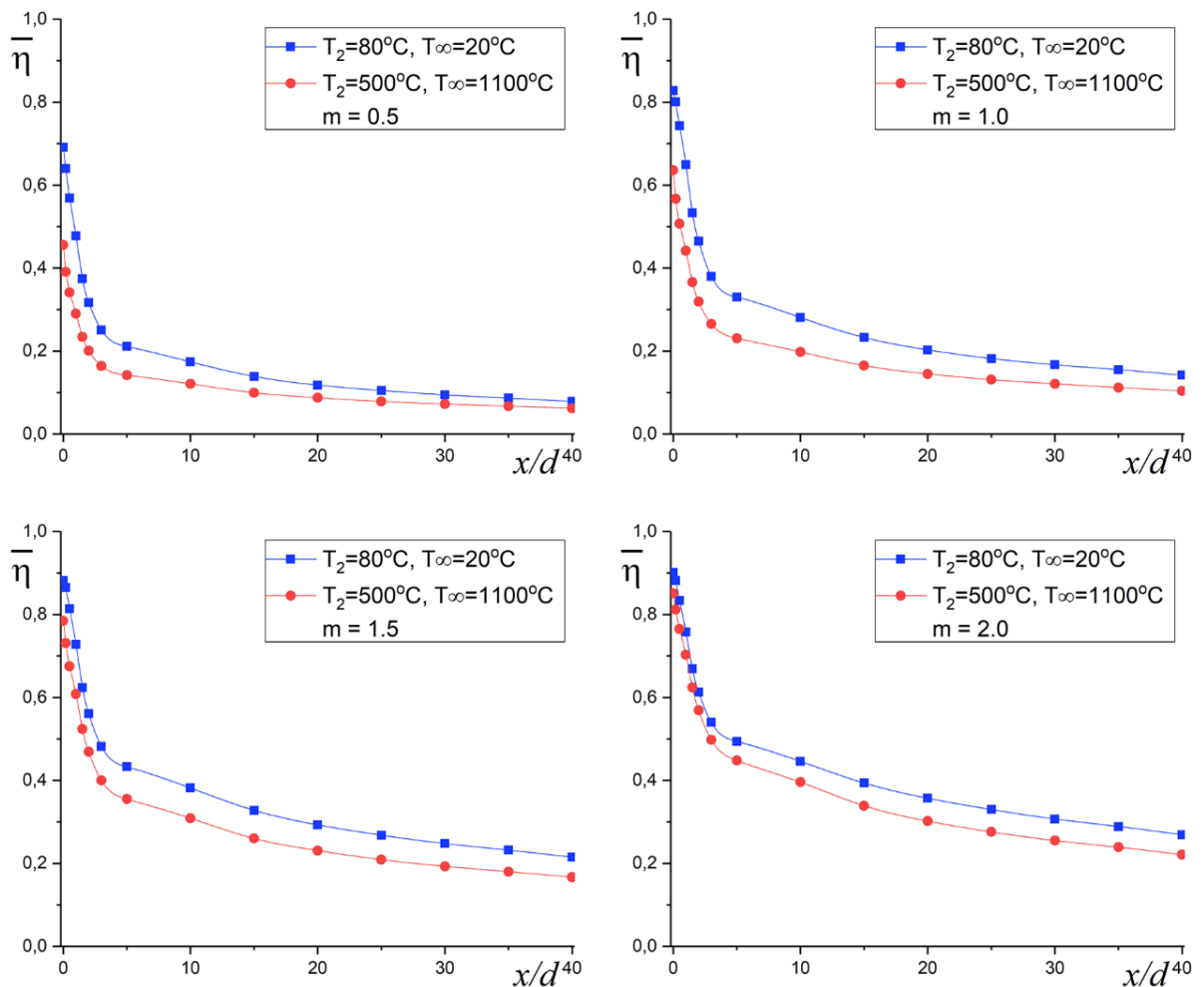


Рисунок 3.10 – Ефективність плівкового охолодження за модельних та високих температур для однорядної конфігурації отворів в поперечній траншеї при різних параметрах вдуву

На рис. 3.11 та рис. 3.12 зображені локальна ефективність плівкового охолодження у поперечному напрямку та ізоляції локальної ефективності плівкового охолодження на ділянці $0 \leq x/d \leq 40$.

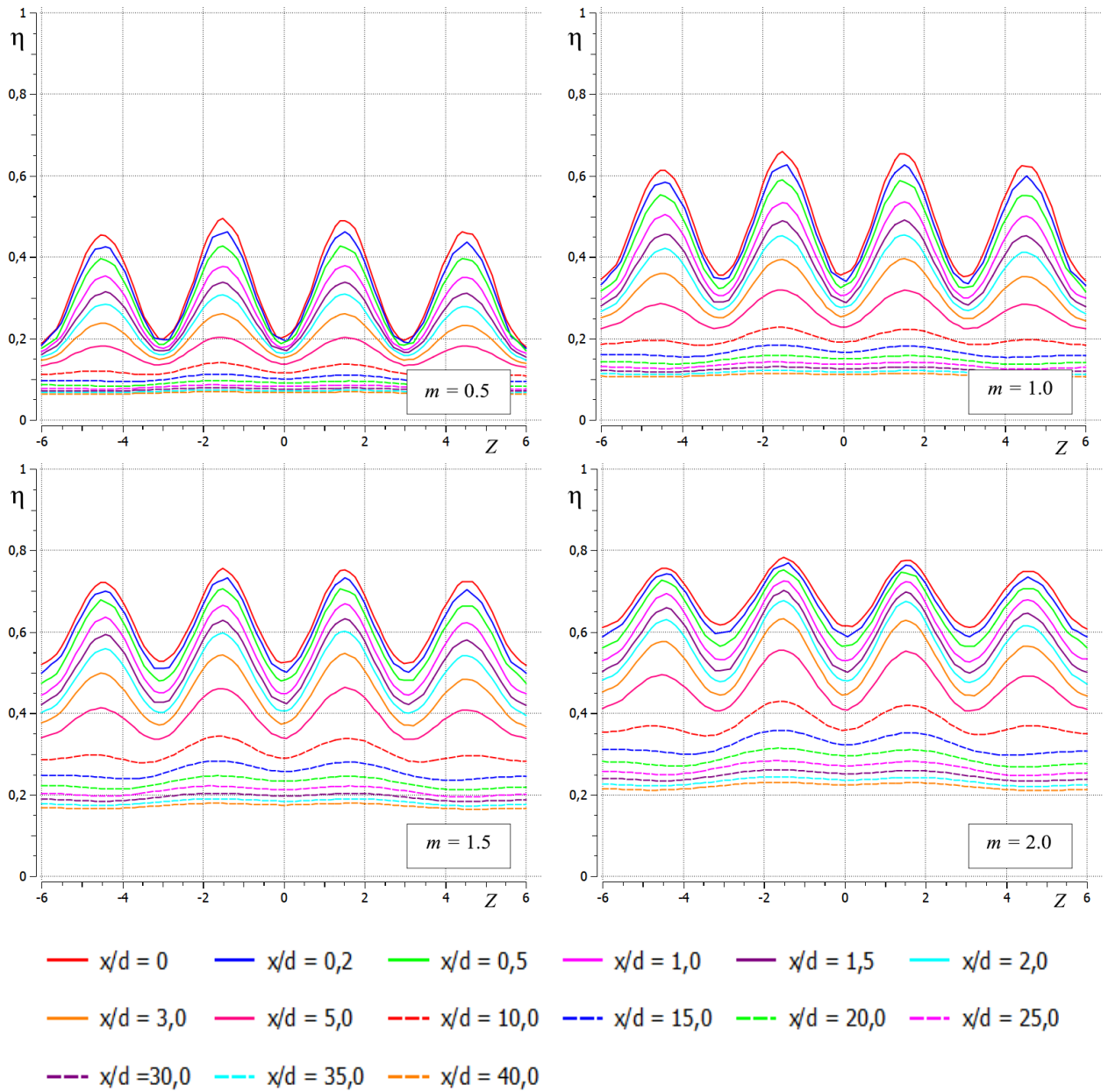


Рисунок 3.11 – Локальна ефективність плівкового охолодження у поперечному напрямку за підвищеної температури при різних параметрах вдуву з видувом охолоджувача в поперечну траншею

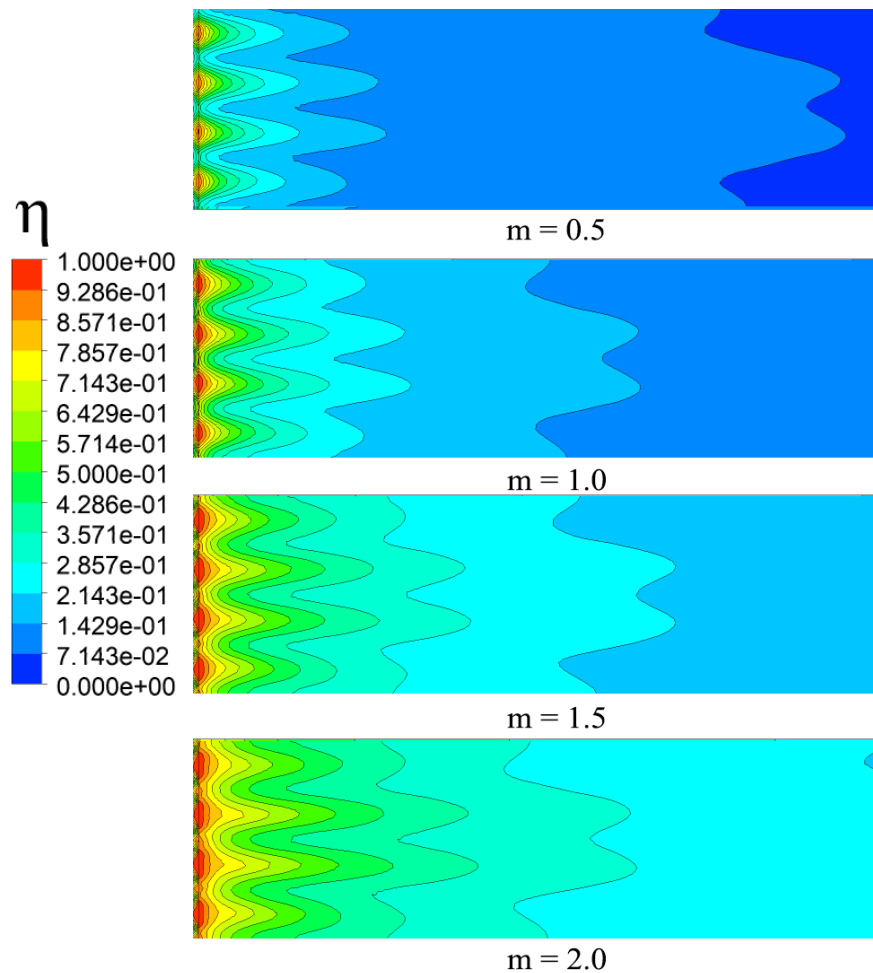


Рисунок 3.12 – Ізолінії локальної ефективності плівкового охолодження на ділянці $0 \leq x/d \leq 40$ за високих температур

Як видно з результатів на рис. 3.11 та рис. 3.12 охолодження рівномірно розподілене по усій площі пластини.

На рис. 3.13 показана залежність ефективності при збільшеній температурі до ефективності за модельних умов від відносного кроку x/d при різних параметрах вдуву. Отримано, що ефективність сильно зменшується на початковій ділянці $x/d = 0 \dots 4$ і надалі темп зменшення поступово зменшується. Така ситуація відбувається за будь-якого параметру вдуву. Проте зі збільшенням параметру вдуву до $m = 2.0$ вплив різниці температур вже не такий значний (падіння ефективності до 14.2%, в інших випадках до 35%).

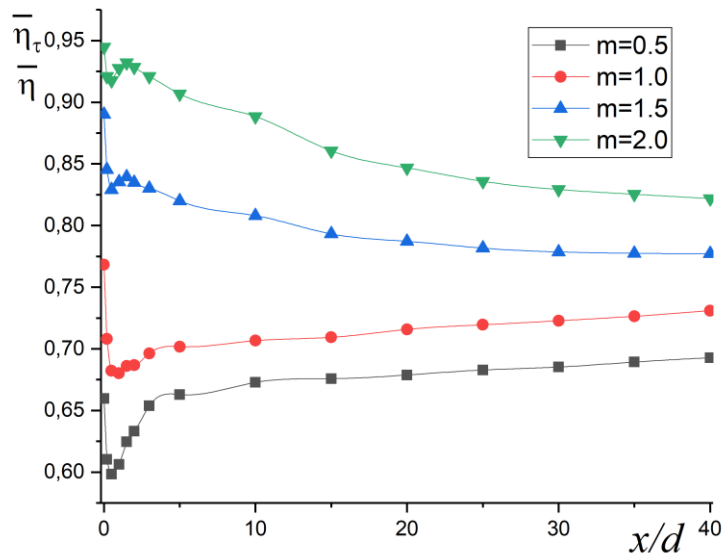


Рисунок 3.13 – Залежність відношення ефективності плівкового охолодження за високих температур до ефективності при модельних температурах при різних параметрів вдуву

На рис 3.14 наведено залежність відношення середньої по поверхні ефективності плівкового охолодження від параметру вдуву.

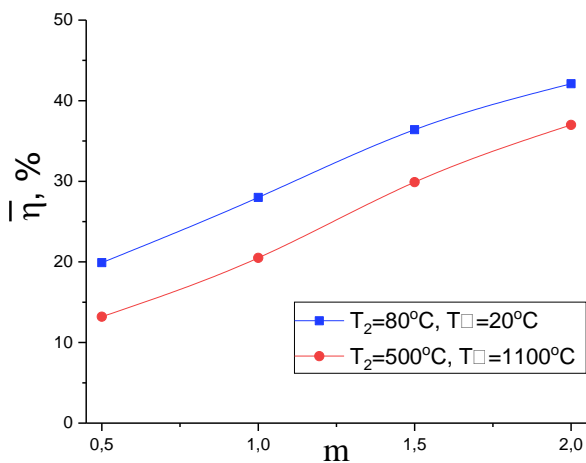


Рисунок 3.14 – Залежність усередненої по всій площі ефективності плівкового охолодження від різних параметрів вдуву

Як видно з рис. 3.14 результуюча ефективність плівкового охолодження за високих температур менша, ніж ефективність за модельних параметрів при усіх параметрах вдуву: на 34.8% за $m = 0.5$, на 25.7% за $m = 1.0$, на 18.1% за $m = 1.5$, на 14.2% за $m = 2.0$.

Введемо параметр ε_T , який буде характеризувати відношення ефективності плівкового охолодження за збільшеної температури до ефективності за модельних умов з відповідною температурою:

$$\varepsilon_T = \frac{\overline{\eta}_T}{\overline{\eta}_0} \quad (3.3)$$

На рис 3.15 наведено залежність коефіцієнту ε_T від різних параметрів вдуву.

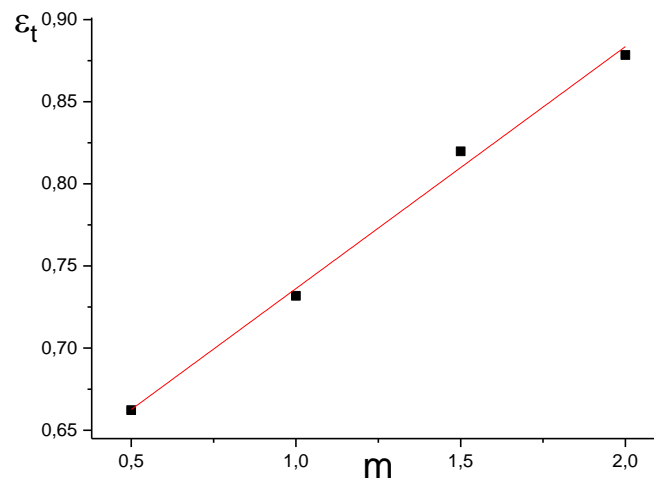


Рисунок 3.15 – Залежність коефіцієнту ε_T від параметру вдуву

З рівняння (3.3) визначаємо остаточну рівність для поправки:

$$\varepsilon_T = 0,147m + 0,588$$

При впливі фактору неізотермічності спостерігається зменшення ефективності при усіх значеннях параметру вдуву, особливо при $m=0,5$

(ефективність зменшується до 35%), а менше всього для параметру вдуву $m=2,0$ (до 14%)

3.4 Висновки до розділу 3

В результаті дослідження ефективності плівкового охолодження плоскої поверхні були отримані такі результати:

1) Схема з видувом охолоджувача в отвори в поперечній траншеї має набагато вищу середню ефективність плівкового охолодження (19,9% проти 15,2% для $m = 0.5$, 27.9% проти 12.5% для $m = 1.0$, 36.5% проти 9.6% для $m = 1.5$ і 42.2% проти 8.8% для $m = 2.0$), ніж традиційна схема з циліндричними отворами без заглиблень. Осереднена по усій площі ефективність для схеми з траншеєю складає 31.6%, у той час як для традиційної – 11.6%. Ефективність такої схеми тим більша, чим більший параметр вдуву (в рамках стандартних значень).

2) Високу ефективність плівкового охолодження при використанні схеми з отворами в поперечній траншеї можна пояснити зниженням інтенсивності «ниркових» вихорів. При цьому практично не відбувається відрив охолоджуючої плівки від поверхні, а сама вона більш рівномірно розподіляється по охолоджуваній поверхні.

3) Для дослідження фактору неізотермічності була досліджена схема з видувом охолоджувача через отвори в поперечній траншеї за модельних умов та за високих температур. Розрахунки показали, що підвищення температури і різниці температур негативно впливає на ріст ефективності плівкового охолодження. У середньому ефективність плівкового охолодження за високих температур на 20,4% менша ніж за модельних умов (25.12% для високих температур проти 31.59% для модельних). Була розрахована поправка для фактору неізотермічності.

ВИСНОВКИ

Дана робота присвячена теоретичному дослідженню фізичного механізму плівкового охолодження плоскої пластини при подачі охолоджувача через один ряд похилих отворів в поперечній траншеї за модельних умов в порівнянні з традиційною схемою з циліндричними отворами без заглиблень. Додатково був проаналізований вплив фактору неізотермічності.

1) Побудована комп'ютерна модель в програмному пакеті ANSYS CFX 19.2. Для замкнення системи рівнянь RANS була вибрана SST модель турбулентності. Ця модель вже зарекомендувала себе при розрахунках подібних задач і дає адекватні результати.

2) Виконано розрахунки ефективності плівкового охолодження за модельних умов для двох досліджуваних схем. Схема з виходом охолоджувача через отвори в поперечній траншеї дає змогу збільшити осереднену по площі ефективність плівкового охолодження у порівнянні з традиційною у 2.7 рази (з 11,6% до 31.59%).

3) Більш висока ефективність плівкового охолодження при подачі охолоджувача через отвори в поперечній траншеї зумовлена зниженням інтенсивності вторинних вихрових структур. Також зменшується зрив охолоджуючої плівки від поверхні і зростає рівномірність плівкового охолодження в поперечному напрямку.

4) Досліджений вплив фактору неізотермічності. Ефективність плівкового охолодження за високих температур на 20,4% менша ніж за модельних умов.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. 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.
2. Репухов, В.М. Тепловая защита стенки вдувом газа [Текст] / В.М. Репухов. — Киев: Наукова Думка, 1977. — 216 с.
3. Sgarzi, O. Analysis of vortices in three-dimensional jets introduced in a cross-flow boundary-layer [Electronic resource] // Proceedings of ASME Turbo Expo-97. — GT-517. — 11 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.
4. Локай, В.И. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов [Текст] / В.И.Локай, М.Н. Бодунов, А.В. Щукин. — М.: Машиностроение, 1985. — 216 с.
5. Goldstein, R. J. Film cooling [Text] // Advances in heat transfer. — NY-London: Academic press, 1971. — P. 321-379.
6. Film cooling following injection through inclined circular tubes [Text]/ R.J. Goldstein, E.R.G. Eckert, V.L. Erirert, J.W. Ramsey. — NASA CR 72612, — 1969. — P. 145-154.
7. Wieghardt, K. Über das ausblasen von warmluft für enteisen [Text] // Deutsch Luftfahrtforschung, Forschungsbericht.— 1943. — № 1900.
8. Волчков, Э.П. Эффективность газовой завесы на трубчатой поверхности [Текст] / Э.П. Волчков, В.Я. Левченко // ПМТФ. — 1966. — №1. — С. 115-120.
9. Волчков, Э.П. Экспериментальное исследование эффективности газовых завес [Текст] / Э.П. Волчков, Е.Г. Зауличный, В.П. Лебедев и др. — В кн. : Тепло- и массоперенос : Т. 1. — М.: Энергия, 1968. — С. 254-258.
10. Швец, И.Т. К расчету граничных условий теплообмена при

комбинированном охлаждении стенки [Текст] / И.Т. Швец, В.М. Репухов // В кн. : Теплофизика и теплотехника. Вып. 26 — Киев, 1974. — С. 142-148.

11. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика около криволинейных поверхностей [Текст] / А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. — Киев: Наукова Думка, 1992. — 138 с.

12. Papell, S.S. Experimental investigation of air-film cooling applied to an adiabatic wall by means of an axially discharging slot [Text] / S.S. Papell, A.M. Trout. — Washington, [D.C.]: National Aeronautics and Space Administration TN D-9. — 1959, — 64 p.

13. Seban, R.A. Heat transfer and effectiveness for a turbulent boundary layer with tangential fluid injection [Text] / R.A. Seban // Journal of Heat Transfer. — 1960. — Vol. 82, No 4. — P. 303–312.

14. Leedom, D. H. Large eddy simulations of film cooling flow fields from cylindrical and shaped holes [Text] / D. H. Leedom // ASME paper GT2008–51009. — 13 p.

15. Laveau, B. Influence of flow structure on shaped hole film cooling performance [Text] / B. Laveau, R. S. Abhari // ASME paper GT2010–23032. — 13 p.

16. Colban, W. F. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface [Text] / W. F. Colban, K. A. Thole, D. Bogard // ASME paper GT2008–50121. — 15 p.

17. US Pat. Method for improving the cooling effectiveness of a gaseous coolant stream which flows through a substrate, and related articles of manufacture [Text] / Fric T. F., Campbell R. P. №6 383 602, 07.05.2002, filed on 05.04.1999, 18 p.

18. Dorrington, J. Film effectiveness performance for coolant holes embedded in various shallow trench and crater depressions [Text] / J. R. Dorrington, D. G. Bogard, R. S. Bunker // ASME paper GT2007–27992. — 10 p.

19. Lu, Y. Film cooling from a row of holes embedded in transverse slots [Text] / Y. Lu, H. Nasir, S. V. Ekkad // ASME paper GT-2005-68598. — 8 p.

20. Lu, Y. Trench film cooling – effect of trench downstream edge and hole spacing [Text] / Ekkad V., Bunker R. S // ASME paper GT-2008- 50606. – 7p.

21. Zuniga, H.A. Effect of increasing pitch-to diameter ratio on the film cooling effectiveness of shaped and cylindrical holes embedded in trenches [Text] / H.A. Zuniga, J.S. Kapat // ASME paper GT-2009-60080. – 10 p.

22. Kusterer, K. Double-jet ejection of cooling air for improved film cooling [Text] / K. Kusterer, D. Bohn, T. Sugimoto // ASME paper GT2006-90854. – 11 p.

23. Kusterer, K. Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement [Text] / K. Kusterer, D. Bohn, T. Sugimoto // ASME paper GT2010-22604. – 13 p.

24. Пат. 47749 України. Спосіб плівкового охолодження та пристрій його здійснення [Текст] // Халатов, А.А., Варганов І.С., Коваленко Г.В.; заявник і патентовласник Інститут технічної теплофізики. – №2001096063; заявл. 03.09.01 ; опубл. 15.12.04, Бюл.№ 12, 2014. – 3 с. : ил.

25. Щукин, А.В. Особенности тепловой завесы вдувом воздуха из сферической выемки [Текст] / А.В. Щукин, И.Ю. Буланов, А.В. Ильинков и др. // Изв. вузов. Авиационная техника. — 2004. — № 4. — С. 28-31.

26. Khalatov, A.A. Flat plate film cooling from a single – row inclined holes embedded in a trench: effect of external turbulence and flow acceleration [Text] / A.A. Khalatov, I.I. Borisov, Yu.Ya. Dashevsky, A.S. Kovalenko, S.V. Shevtsov //Thermophysics and Aeromechanics — 2014, Vol. 20, 6, pp 713-719.

27. Коваленко, Г.В. Границы режимов течения в углублениях на плоской поверхности, имеющих форму сферических сегментов [Текст] / Г.В. Коваленко, А.А. Халатов // Прикладная гидродинамика. — 2008. — Т. 10(82), №1. — С. 23–32.

28. Флетчер, К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: В 2 т. / К. Флетчер; Пер. с англ. – М.:Мир, 1991. – Т. 1. – 504 с.

29. Wendt, J.F. Computational Fluid Dynamic. An Introduction [Text] / J.F.

Wendt, J. Anderson, J. Degroote, G. Degrez, E. Dick, R. Grundmann, J. Vierendeels; Third Edition. – Berlin: Springer, 2009. – 332 p.

30. Роуч, П. Вычислительная гидрогазодинамика [Текст] / П. Роуч. – М.: Мир, 1980. – 616 с.

31. Basic Solver Capability Theory [Text] / ANSYS CFX-Solver Theory Guide // ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd, 2006. – P. 1 – 68.

32. Бойко, А. В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с.

33. Turbulence and Near-Wall Modeling [Text] / ANSYS CFX-Solver Modeling Guide // ANSYS CFX Release 11.0. – ANSYS Europe Ltd, 2006. – P. 97-132.

34. Khalatov, A.A, Borisov, I.I., Dashevskyy, Yu.Ya. Flat plate film cooling from a single-row inclined holes embedded in a trench: effect of external turbulence and flow acceleration [Text] / Thermophysics and Aeromechanics. 2013. Vol.20, №6. P.713–719. Vol. 121, P.

35. Goldstain, R.J., Jin, P., Olson, R.L. Film cooling effectiveness and mass/heat transfer coefficient downstream of one row of discrete holes [Text] // Journal of Turbomachinery. – 1999. –V. 121. – P. 225-232.

36. 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.