

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

«На правах рукопису»
УДК 536.244:621.438

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри
Халатов А.А.
(підпис) (ініціали, прізвище)
“ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 105 Прикладна фізика та наноматеріали
(код і назва)

на тему: Плівкове охолодження плоскої поверхні в умовах обертання при подачі охолоджувача в трикутні кратери

Виконала: студентка 6 курсу, групи ФФ-62м
(шифр групи)

Петляк Олена Олегівна
(прізвище, ім'я, по батькові) _____ (підпис)

Науковий керівник д.т.н., проф., акад. НАНУ Халатов А. А.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) _____ (підпис)

Рецензент п.н.с., к.т.н., ст.н.с. Борисов І. І.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) _____ (підпис)

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

Студент _____
(підпис)

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

Фізико-технічний інститут
Кафедра фізики енергетичних систем

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність 105 Прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

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

« ____ » _____ 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Плівкове охолодження плоскої поверхні в умовах обертання при подачі охолоджувача в трикутні кратери _____,

науковий керівник дисертації

_____ Халатов Артем Артемович, д.т.н., проф., акад. НАНУ
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «02»04 2018 р. №1058-с

2. Термін подання студентом дисертації 07.05.2018 р.

3. Об'єкт дослідження: процеси теплообміну і гідродинаміки при плівковому охолодженні плоскої поверхні в умовах обертання при подачі охолоджувача в однорядну систему трикутних заглиблень.

4. Предмет дослідження: теплообмінні характеристики та показники ефективності плівкового охолодження.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: опрацювати літературні джерела стосовно впливу обертання на фізичну структуру потоку та адіабатну ефективність плівкового охолодження, ознайомитись з теоретичними основами CFD моделювання, побудувати фізичну та комп'ютерну моделі

плоскої поверхні з трикутними заглибленнями, провести розрахунки при наступних швидкостях обертання: 0, 10, 100, 3000, 5000 та 7000 об/хв, провести аналіз отриманих даних, зробити висновки щодо впливу обертання.

6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу: презентація на 24 слайди.

7. Орієнтовний перелік публікацій: 3 публікації.

8. Дата видачі завдання 10.10.2016

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Опрацювання літератури за темою	23.12.16	виконано
2.	Написання літературного огляду	28.01.17	виконано
3.	Подання тез на конференцію (Новосибірськ)	26.06.17	виконано
4.	Подання статті на конференцію (Новосибірськ)	28.08.17	виконано
5.	Ознайомлення з теоретичними основами CFD моделювання. Побудова фізичної та комп'ютерної моделей плоскої поверхні з поверхневими заглибленнями трикутної форми	24.03.17	виконано
6.	Проведення розрахунків: 0, 10, 100 об/хв	5.05.17	виконано
7.	Проведення розрахунків: 3000, 5000, 7000 об/хв	27.10.17	виконано
8.	Аналіз отриманих результатів	26.01.18	виконано
8.	Написання основної частини дипломної роботи	27.03.18	виконано
9.	Подання статті на конференцію (Київ)	15.04.18	виконано
10.	Написання висновків	27.04.18	виконано
10.	Подання роботи на рецензування	7.05.18	виконано
11.	Підготовка доповіді та презентації	10.05.18	виконано
12.	Попередній захист дисертації	14.05.18	виконано
12.	Захист дисертації	24.05.18	

Студент

_____ (підпис)

О. О.Петляк

(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

_____ (підпис)

А. А. Халатов

(ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка магістерської дисертації за обсягом становить 89 сторінок тексту, містить 44 ілюстрації та 7 таблиці. Для дослідження було використано 46 бібліографічних найменувань.

Актуальність теми. З існуючих альтернативних схем плівкового охолодження, що дозволяють захистити лопатки ГТУ та ГТД від впливу високих температур, добре себе зарекомендувала схема з використанням трикутних кратерів [1], досліджена у стаціонарній постановці задачі. Для визначення доцільності використання такої схеми потрібно врахувати усі фактори, що впливають на ефективність плівкового охолодження. З усього різноманіття факторів, в найменшій мірі вивчено вплив обертання лопатки. Враховуючи складність проведення експериментальних досліджень в умовах обертання близьких до реальних умов, актуальним є проведення досліджень з використанням CFD - пакетів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Науково-дослідна робота по темі дисертації проводилася по програмі спільних робіт з Відділенням Цільової Підготовки «НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського» для НАНУ №1.7.1.АХ.2 «Термогазодинаміка турбулентних потоків в обертових каналах високотемпературних енергетичних установок» від 2.01.2018 р., реєстраційний номер 0118U000006.

Метою роботи є дослідження теплофізичних закономірностей і визначення залежностей, які характеризують фізичну структуру та ефективність плівкового охолодження при подачі охолоджувача в трикутні заглиблення в умовах обертання.

Досягнення мети передбачає вирішення таких задач:

- побудувати фізичну та комп'ютерну модель плівкового охолодження плоскої поверхні з трикутними заглибленнями;

- провести розрахунки для параметрів обертання, що відповідають домінуючому впливу коріолісових сил – 10, 100 об/хв, та відцентрових сил – 3000, 5000 та 7000 об/хв.
- провести аналіз отриманих даних, визначити характер впливу обертання на фізичну структуру потоку та адіабатну ефективність плівкового охолодження та переваги використання дослідженої схеми в умовах обертання у порівнянні з традиційною схемою (за рядом похилих отворів) та траншеєю.

Об'єктом дослідження є процеси теплообміну і гідродинаміки при плівковому охолодженні плоскої поверхні в умовах обертання при подачі охолоджувача в однорядну систему трикутних кратерів.

Предметом дослідження є теплообмінні характеристики та показники ефективності плівкового охолодження.

Методи дослідження. Теоретичне дослідження процесів теплообміну і гідродинаміки в умовах обертання виконувалось за допомогою пакету ANSYS CFX 17.0 з використанням SST - моделі турбулентності.

Наукова новизна отриманих результатів:

- вперше виконано теоретичне дослідження теплообміну та гідродинаміки плівкового охолодження плоскої поверхні з трикутними заглибленнями в умовах обертання в області домінуючого впливу коріолісових та відцентрових сил. Отримані нові дані, які характеризують фізичну структуру та ефективність плівкового охолодження;
- на основі комп'ютерного моделювання показано, що обертання не впливає на осереднену по поверхні адіабатну ефективність плівкового охолодження, але викликає суттєве зменшення локальної адіабатної ефективності, особливо при швидкостях обертання 7000 об/хв, коли спостерігається викривлення ліній току;
- порівняльний аналіз плівкового охолодження показав, що схема з використанням трикутних кратерів має більшу осереднену адіабатну

ефективність плівкового охолодження по відношенню до традиційної схеми на 26 - 234% і на 24% поступається схемі з використанням траншеї.

Практичне значення. Отримані в роботі результати можуть використовуватись при розробці та проектуванні схем плівкового охолодження високотемпературних енергетичних установок. При комп'ютерному моделюванні плівкового охолодження плоскої поверхні рекомендовано застосовувати SST модель турбулентності.

Апробація результатів роботи. Результати даного дослідження були опубліковані на наступних конференціях:

- XVI Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених, Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики, 26 – 27 квітня 2018, Київ, Україна;
- VI Всеросійська конференція «Тепломасообмен и гидродинамика в закрученних потоках», 21–23 листопада 2017, Новосибірськ, Росія;

Публікації.

- Khalatov A.A. Comparative analysis of film cooling efficiency at the coolant supply into a single array of triangular dimples /A. A. Khalatov, O. O. Petliak, S. D. Severin, N. A. Panchenko // Heat and Mass Transfer and Hydrodynamics in Swirling Flows. IOP Publishing IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 980 (2018) 012024.
- Петляк О.О. Порівняльний аналіз адіабатної ефективності плівкового охолодження в стаціонарних умовах та умовах обертання / А. А. Халатов, О. О. Петляк // Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики: зб. тез доп. XVI Всеукр. наук.-практ. конф. студентів, аспірантів та молодих вчених., 2018 р. – Київ – 2018. – С.92.

Ключові слова: плівкове охолодження, адіабатна ефективність, трикутні поверхневі заглиблення, параметр обертання, критерій Россбі.

SUMMARY

The diploma work explanatory message includes 89 pages of the text, 44 illustrations and 7 tables. At the problem modern state analysis, overall 46 references were used.

The actuality of theme. From the existing alternative schemes of film cooling, which allow protecting the turbine blades from the influence of high temperatures, the scheme with the use of triangular craters [1] has proved itself well, is investigated in the stationary setting of the problem. In order to determine the feasibility of using such a scheme, it is necessary to consider all the factors that influence the efficiency of film cooling. Of the variety of factors, the effect of the blade rotation and turbulence of the main flow has been studied to a minimum. Taking into account the complexity of carrying out experimental research in the conditions of rotation of near-real conditions in gas turbines, it is relevant to carry out theoretical studies using modern commercial CFD packages.

Relationship of work with scientific programs, plans, themes. Research work was conducted on the program with the Department of Target Preparation "NTUU KPI them. Igor Sikorsky "for NASU №1.7.1.AX.2" Thermal and gas dynamics of turbulent flows in rotating channels of high-temperature power plants" January 2, 2018, registration number 0118U000006.

The purpose of the work is to study the thermophysical laws and determination of dependencies that characterize the physical structure and efficiency of film cooling under rotation conditions when the cooler is supplied into triangular dimples.

Achieving the goal involves solving the following tasks:

- to construct a physical and computer model of film cooling of a flat plate with triangular dimples;
- to do numerical simulation for rotation parameters corresponding to the dominant influence of the Coriolis forces - 10, 100 rpm, and centrifugal forces - 3000, 5000 and 7000 rpm.

- to analyze the data obtained, to determine the advantages of using the scheme under rotation in comparison with the traditional scheme and the trench.

The object of the study are processes of heat exchange and hydrodynamics in the film-cooled flat plate under rotation conditions when the cooler is supplied into a single-row system of triangular craters.

The subject of the study is heat transfer characteristics and film cooling performance.

Research methods. The theoretical study of heat transfer and hydrodynamics processes under rotation conditions was performed using the ANSYS CFX 17.0 package using SST-turbulence model.

Scientific novelty of the obtained results:

- for the first time, the theoretical study of the heat transfer and hydrodynamics of film cooling of a flat plate with triangular dimples in the rotation conditions in the domain of dominant influence of Coriolis and centrifugal forces was performed. New data are obtained that characterize the physical structure and efficiency of film cooling;

- on the basis of computer simulation, it has been shown that rotation does not affect the average efficiency of film cooling on the plate, but causes a significant reduction of local adiabatic efficiency, especially at rotation speeds of 7000 rpm when there is a distortion of the flow lines;

- a comparative analysis of film cooling showed that the scheme using triangular craters has a greater averaged adiabatic efficiency of film cooling in relation to the traditional scheme of 26 - 234% and 24% inferior to the scheme using a trench.

The importance for practice. The results obtained in this work can be used for designing of film cooling of high-temperature power stations. In a computer simulation of a flat surface with film cooling, an SST turbulence model is recommended.

Conferences:

- XVI All-Ukrainian Scientific and Practical Conference of Students, Graduates and Young Scientists on Theoretical and Applied Problems, Mathematics and Informatics, April 26-27, 2018, Kyiv, Ukraine;

- VI All-Russian Conference "Heat and mass transfer and hydrodynamics in twisted streams", November 21-23, 2017, Novosibirsk, Russia;

Publications:

- Khalatov A.A. Comparative analysis of film cooling efficiency at the coolant supply into a single array of triangular dimples /A. A. Khalatov, O. O. Petliak, S. D. Severin, N. A. Panchenko // Heat and Mass Transfer and Hydrodynamics in Swirling Flows. IOP Publishing IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 980 (2018) 012024.

- Petlyak O.O. Comparative analysis of the adiabatic efficiency of film cooling in stationary conditions and rotation conditions / A. A. Khalatov, O. O. Petlyak // Theoretical and applied problems of physics, mathematics, and computer science: thesis XVI Science-practice conf. students, postgraduates and young scientists., 2018 - Kyiv - 2018. - p.92.

Keywords: film cooling, adiabatic efficiency, triangular surface dimples, rotational parameter.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ	
І СКОРОЧЕНЬ	11
ВСТУП	13
РОЗДІЛ 1	15
ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ, МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	15
1.1 Тенденції зростання температури газу	15
1.2 Системи охолодження ГТУ та перспективи їх розвитку	17
1.3 Плівкове охолодження	20
1.3.1 Схеми плівкового охолодження	20
1.3.2 Параметри плівкового охолодження	22
1.3.3 Тенденції розвитку схем плівкового охолодження	23
1.4 Плівкове охолодження в умовах обертання	26
1.4.1 Критерій впливу обертання	27
1.4.2. Експериментальні дослідження впливу обертання	28
1.4.3. Теоретичне дослідження впливу ефекту обертання	31
1.5. Висновки до розділу 1, мета дослідження	37
КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ	39
2.1 Теоретичні основи CFD–моделювання	39
2.1.1 Пряме числове моделювання	40
2.1.2 RANS–моделювання	41
2.1.3 Метод великих вихорів	42
2.2 Рівняння Рейнольдса для нестисливого газу	44

	10
2.3 Моделі турбулентності з двома диференційними рівняннями	47
2.3.1 Модель турбулентності $k - \varepsilon$	47
2.3.2 RNG $k-\varepsilon$ модель	48
2.3.3 Модель турбулентності $k-\omega$	49
2.3.4 Модель Ментера (SST модель)	50
2.4 Тестування моделей турбулентності: традиційна схема	51
2.5 Фізична і комп'ютерна моделі, розрахункова сітка: трикутні кратери	54
2.6 Граничні умови та вихідні дані	57
2.7. Висновки до розділу 2	59
РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЇХ АНАЛІЗ	61
3.1 Програма дослідження	61
3.2 Вплив коріолісових сил: стаціонарна задача та умови обертання	64
3.2.1 Фізична структура потоку	64
3.2.2 Адіабатна ефективність плівкового охолодження	66
3.3 Вплив відцентрових сил : стаціонарна задача та умови обертання	74
3.3.1 Фізична структура потоку	74
3.3.2 Адіабатна ефективність плівкового охолодження	76
3.4. Порівняльна характеристика адіабатної ефективності схем плівкового охолодження в умовах обертання	83
3.5. Висновки по розділу 3	86
ВИСНОВКИ	88
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	90

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

Латинські символи:

G – масова витрата, кг/с

L – довжина отвору вдуву газу, м

T – температура, К

Tu – інтенсивність турбулентності, %

P – статичний тиск, Па

Re – число Рейнольдса

Pr – число Прандтля

d – діаметр отвору вдуву, м

k – постійна адіабати

m – параметр вдуву

s – ширина (висота) щілини, м

t – поперечний крок розташування отворів, м

u – швидкість потоку, м/с

x – поздовжня координата, м

y – координата, перпендикулярна поверхні охолодження, м

z – поперечна координата, м

Грецькі символи:

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К); кут нахилу отвору до охолоджуваної поверхні, град

β – кут нахилу отвору в поперечному напрямку, град

δ – товщина примежового шару, м

η – ефективність плівкового охолодження

ρ – щільність, кг/м³

ν – кінематична в'язкість, м²/с

μ – динамічна в'язкість, Па·с

Нижні індекси:

aw — адіабатна стінка

f — при наявності плівкового охолодження

s — щілина

w — стінка

екв. — еквівалентний розмір щілини

2 — параметри охолоджуючого потоку

∞ — параметри основного потоку

Скорочення:

CFD – обчислювальна гідрогазодинаміка (Computational Fluid Dynamics)

RANS – моделювання на базі осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є
– Стокса

SST – перенесення зсувних напруг (Shear Stress Transport)

ГТД – газотурбінний двигун

ГТУ – газотурбінний установка

ККД – коефіцієнт корисної дії

ВСТУП

В сучасних газотурбінних двигунах температура робочого тіла на виході із камери згоряння досягає 1500 – 1800 °С, що виходить за межі робочих температур конструкційних матеріалів лопатки. В даний час лопатки турбіни, виконані з кращих жаростійких матеріалів, можуть працювати без охолодження при температурі газу не вище 1300 °С [2]. Тому при високих значеннях температури газу для забезпечення працездатності лопаток ГТ наряду з внутрішнім конвективним використовується також плівкове (зовнішнє) охолодження.

Для зовнішнього охолодження, поряд з теплоізоляційними (жаростійкими) покриттями, широко використовується плівкове охолодження, коли охолоджувач подається з внутрішньої порожнини лопатки на охолоджувану поверхню через щілину або систему дискретних отворів діаметром 0.5 ... 0.8 мм.

При температурі газу вище 1400 °С витрата повітря на охолодження лопаток при конвективно - плівковому охолодженні може становити 15% і більше від витрати повітря через компресор, тому при подальшому підвищенні температури витрата охолоджувача зростає настільки, що втрати від змішування основного потоку з охолоджувачем можуть перевищити позитивний ефект, досягнутий за рахунок охолодження.

У зв'язку з цим великий практичний інтерес має пошук альтернативних схем плівкового охолодження, що володіють прийнятною з точки зору термодинамічної ефективності витратою охолоджувача, високою теплофізичною ефективністю і характеризуються відносно нескладною технологією виготовлення. Подача охолоджувача в траншею (Lu, Ekkad, Bunker) забезпечує найбільш високу ефективність плівкового охолодження. Однак при цьому з'являються високі термічні напруги, що сприяють руйнуванню теплозахисного покриття, в якому виконані поверхневі

заглиблення. Тому великий практичний інтерес представляють схожі за конфігурацією схеми (прямокутні, трикутні).

В роботі [1] була наведена порівняльна характеристика плівкового охолодження при використанні двох альтернативних схем: з видувом охолоджувача в траншею і трикутні кратери та традиційної схеми, з одним рядом похилих отворів. Розрахунки були проведені в стаціонарній постановці задачі. Аналіз результатів роботи [1] показує, що середня адіабатна ефективність плівкового охолодження при використанні трикутних кратерів для параметрів вдуву 1.0 і більше є вищою на 10 ... 60% ніж при використанні традиційної схеми. Але ефективність плівкового охолодження в загальному випадку залежить від дуже великої кількості різних факторів. З усього різноманіття факторів, в найменшій мірі вивчено вплив обертання лопатки. Тому для визначення доцільності використання запропонованої альтернативної схеми плівкового охолодження треба враховувати цей фактор.

Метою магістерської дисертації є дослідження теплофізичних закономірностей і визначення залежностей, які характеризують фізичну структуру та ефективність плівкового охолодження при подачі охолоджувача в трикутні заглиблення в умовах обертання поверхні. В даному дослідженні були розглянуті трикутні заглиблення на плоскій поверхні.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ, МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Тенденції зростання температури газу

В даний час газові турбіни займають провідні місця в інфраструктурі енергогенеруючих систем багатьох країн. Вони застосовуються в якості енергетичних машин, двигунів літаків, судів, автомобільних двигунів, у складі газотурбогенераторів різного призначення. Проте найбільше число різних газотурбінних установок використовується на газоперекачуючих станціях магістральних газопроводів [2].

Економічність газових турбін відіграє важливу роль з точки зору економії палива та викидів двоокису вуглецю в атмосферу. Економічність газової турбіни безпосередньо пов'язана з температурою газу на виході з камери згоряння (перед газовою турбіною). Тенденції підвищення температури газу перед турбіною (рис. 1.1) різні для ГТУ авіаційного, судового і наземного використання, що визначається різними умовами їх експлуатації. В енергетичних ГТУ опанований рівень температур складає 1500 – 1600 °С при ресурсі експлуатації до 100 тис. год. В стаціонарних ГТУ середньої і малої потужностей значення температури газу значно нижче і не перевищує 1300 °С на вході в ротор турбіни. Неможливість досягнення в стаціонарних ГТУ малої і середньої потужностей таких самих значень температури газу, як і в двигунах великої потужності, пояснюється тим, що реалізація в ГТУ малої та середньої потужностей систем охолодження з таким самим конструктивним рішенням, як і в ГТУ великої потужності, призводить до ускладнення конструкції. Подальше збільшення температури пов'язане з використанням високоміцних матеріалів, сплавів з направленою кристалізацією, впровадженням кераміки, що дозволить у майбутньому використовувати неохолоджувані газові турбіни.

Так як збільшення температури газу перед турбіною є головним фактором за рахунок якого зростає економічність, питома витрата палива,

знижується маса і габарити ГТД, то особливу увагу приділяють температурному стану лопаток соплового апарату, робочих лопаток, камери згоряння та ін. [3].

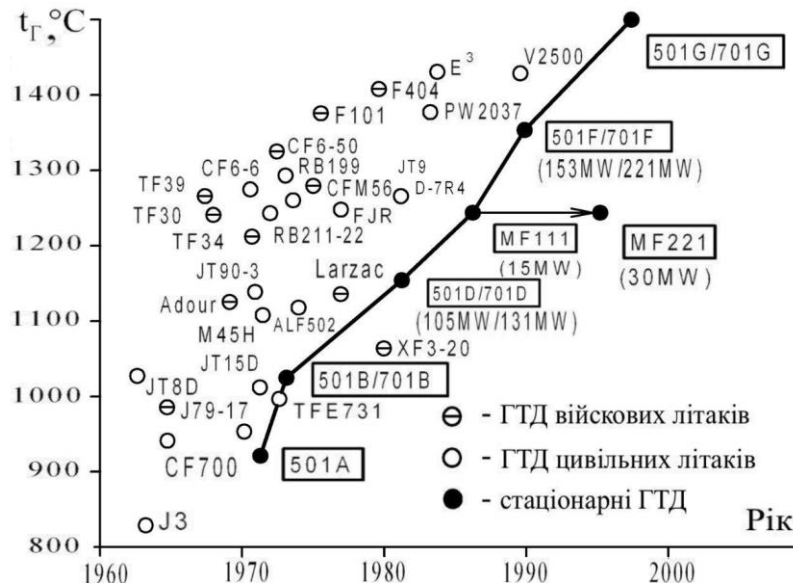


Рис 1.1. Підвищення температури газу на вході в турбіну іноземних ГТД [3]

Рівень температури газового потоку ГТД і ГТУ значно перевищує температуру плавлення найбільш жаростійких матеріалів з монокристалічною структурою і напрямленою кристалізацією, тому зростання температури газу перед турбіною забезпечується, головним чином, використанням систем повітряного охолодження. На рис. 1.2 [4] показано, що темп зростання температури газу, що омиває робочі лопатки першої ступені, істотно перевищує темп зростання допустимої для використовуваного матеріалу лопатки температури.

Таким чином, в найближчий час, підвищення температури газу в ГТУ малої та середньої потужності відбуватиметься за рахунок нових схемних рішень і вискоелективних альтернативних способів охолодження.

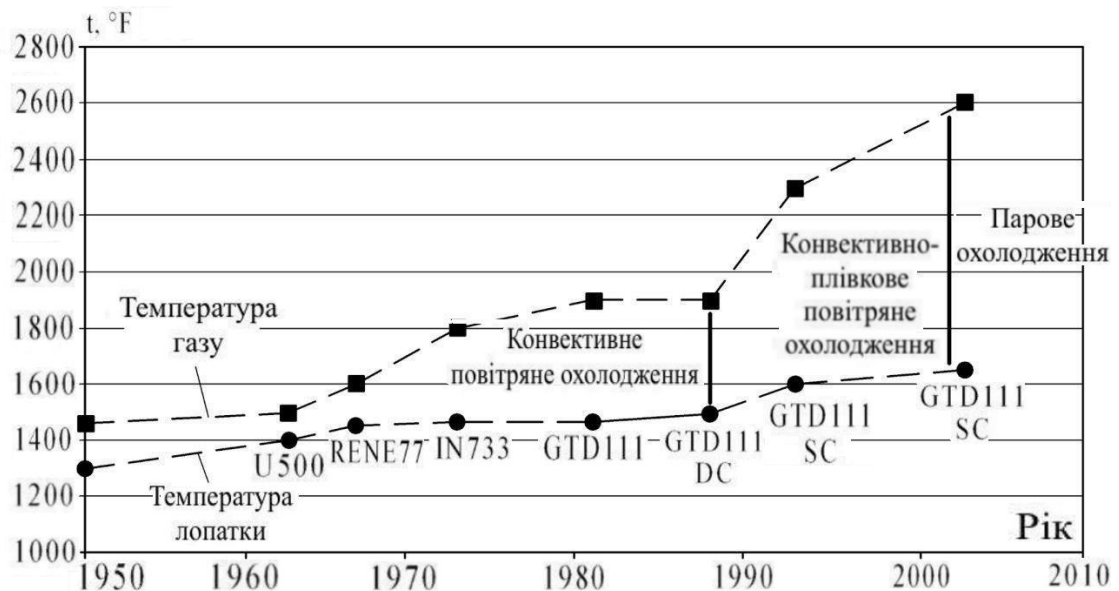


Рис. 1.2. Збільшення температури газу і допустимої температури робочої лопатки [4]

1.2 Системи охолодження ГТУ та перспективи їх розвитку

Основний напрямок удосконалення показників ГТУ – неухильне підвищення початкової температури газу. Досягнений рівень цих температур і їх прогнозоване зростання у подальшому робить необхідним інтенсивне охолодження проточної частини ГТ. В сучасних стаціонарних ГТУ в якості охолоджувача зазвичай використовують повітря, яке забирається з компресора та одразу після пропускання через деталь або викидається в проточну частину турбіни (відкрите охолодження), або повертається в компресор (напівзамкнене охолодження) [5].

За принципом дії розрізняють наступні засоби повітряного охолодження: зовнішнє конвективне, внутрішнє конвективне.

а) Зовнішнє конвективне охолодження здійснюється обдувом деталі або продувом повітря через щільові зазори між гарячими і холодними деталями, або через систему отворів, утворюючи захисне покриття (плівкове, пористе охолодження).

б) При внутрішньому конвективному охолодженні повітря, проходячи по системі каналів, виконаних в охолоджувальному елементі, відводить від нього тепло за рахунок конвективного теплообміну зі стінками.

На рис. 1.3 [4] представлена конструкція соплової лопатки першої ступені, характерна для більшості двигунів великої потужності. Внутрішня порожнина складається з трьох окремих порожнин, в кожній з яких встановлено перфорований дефлектор. Конвективне охолодження профілю лопатки забезпечується струменевим обдувом внутрішніх поверхонь стінок через отвори в дефлекторах. У даній конструкції лопатки конвективне охолодження комбінується з плівковим охолодженням. Для охолодження лопатки в районі вихідної кромки (у вузькій частині профілю) використовуються стовпчики-турбулізатори.

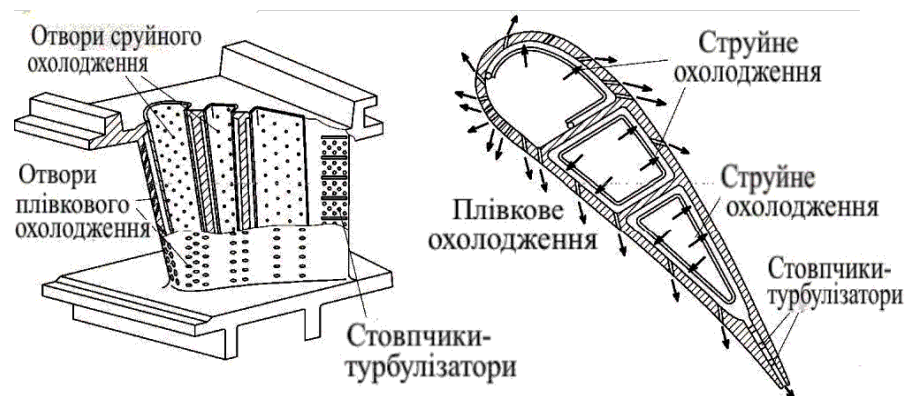


Рис. 1.3. Типова схема охолодження соплової лопатки першої ступені [4]

Розглядаючи системи охолодження лопаток сучасних ГТД, можна відзначити загальні конструктивні рішення, що дозволили забезпечити допустимі температури лопаток при досягнутих температурах газу. Удосконалення систем охолодження зі зростанням температури газу перед турбіною представлено на рисунку 1.4 [6].

Тепловий захист стінок конструкцій ГТД від впливу високотемпературного газового потоку здійснюється за допомогою конвективного ($1200 \dots 1300 \text{ }^\circ\text{C}$) і конвективно – плівкового охолодження

(1350 ... 1700° C). Де глибина охолодження θ визначається формулою (1.1) [6].

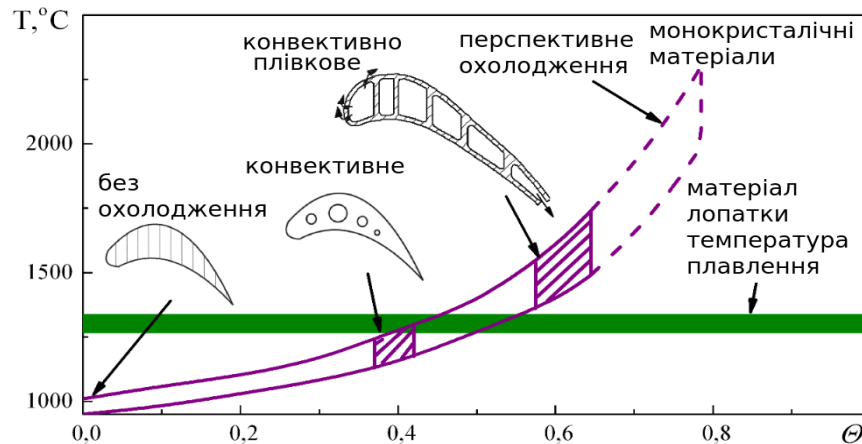


Рисунок 1.4. Методи охолодження лопаток з ростом температури газу перед турбіною ГТД [6]

$$\theta = (T_2 - T_l) / (T_2 - T_6), \quad (1.1)$$

де T_2 - температура гарячого газу; T_l - температура металу лопатки;

T_6 - температура охолоджуючого повітря.

Для великих витрат повітря конвективна схема реалізується складно (через обмеження пропускної здатності лопатки). При малих витратах повітря складно реалізувати плівкове охолодження (через недостатню кількість повітря для утворення плівки). Однак, слід зазначити, що чим вища температура – тим більша кількість повітря відбирається для охолодження [7].

У сучасних високотемпературних ГТУ при використанні традиційних схем охолодження підвищення температури газу перед турбіною до 1500 °C призводить до витрати повітря на охолодження лопаток при комбінованому конвективно-плівковому охолодженні до 15% від витрати повітря на вході в компресор. За таких умов падає ККД газотурбінної установки. Така сильна залежність впливу витрати охолоджувача на ККД турбіни приводить до того, що при виборі та проектуванні велику увагу слід приділяти співвідношенню

теплової ефективності системи охолодження і втрат енергії в проточній частині, до яких призводить застосування цієї системи.

1.3 Плівкове охолодження

Підвищення ККД до 35% потребує збільшення температури газу до 1100°C , але для цього потрібно використовувати дорогі жаростійкі сплави. Підвищення ККД до 40% вимагає підвищення температури вже до граничної температури стійкості металів. Тому використання плівкового охолодження для деталей ГТУ є одним з основних способів, який дозволяє підвищити ККД ГТУ [1].

1.3.1 Схеми плівкового охолодження

Плівкове охолодження являє собою подачу охолоджуючого повітря безпосередньо на зовнішню профільну поверхню лопаток або торцеву поверхню міжлопаточного каналу для того, щоб ізолювати поверхні від впливу потоку гарячого газу. Існує декілька різних способів організації плівкового охолодження. На рис. 1.5 представлені основні види плівкового охолодження – суцільна щілина, пористий поясок, поясок перфорацій (ряди похилих циліндричних отворів) і плівкове охолодження за ділянкою теплообміну [8].

Найбільш ефективним є вдув охолоджувача через суцільну тангенціальну щілину. При використанні такого типу охолодження, поверхня рівномірно покривається плівкою охолоджувача, яка щільно прилягає до охолоджуваної стінки. Для лопаток газових турбін, для яких важливо забезпечити тривалий термін служби, неможливе застосування схем подачі охолоджувача, що знижують характеристики міцності (суцільна щілина), схем разового використання (аблігуючий поясок), а також мікроскопічних отворів (пористий поясок), які швидко засмічуються твердими частинками продуктів згоряння.

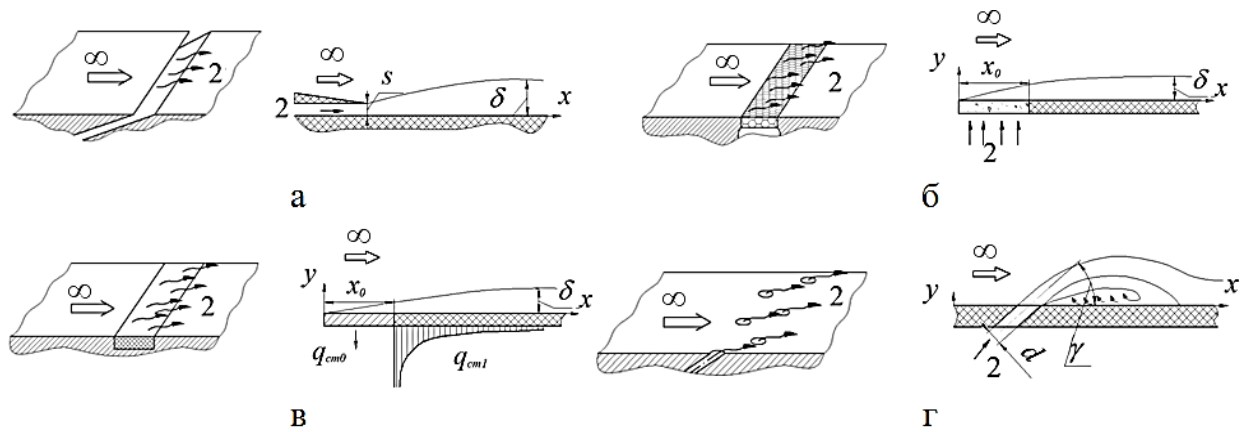


Рис. 1.5. Основні види плівкового охолодження: а – суцільна щілина; б – пористий поясок; в – за охолоджуваною ділянкою; г – два ряди отворів. 1, 2 –основний и вторинний потоки газу [8]

Тому традиційно використовують схеми з циліндричними отворами нахиленими під кутом $30\text{--}45^\circ$ до поверхні. Основний недолік таких схем – утворення вторинних вихрових структур «kidney vortex» (рис. 1.6), що руйнують плівку охолоджувача і сприяють підсмоктуванню гарячого потоку до охолоджуваної поверхні.

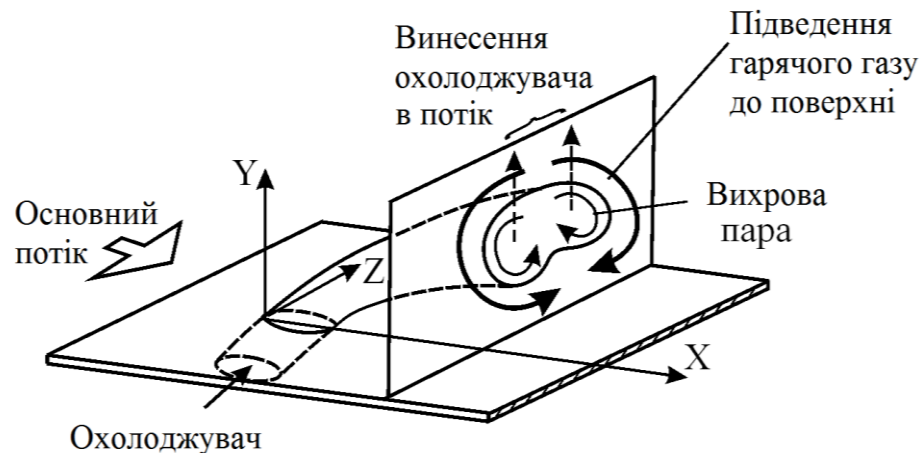


Рисунок 1.6. Вихрова пара, що утворюється при виході охолоджувача з отвору [8]

Такі схеми поступаються за ефективністю охолодження суцільній щілині, як внаслідок дискретності і нерівномірності подачі охолоджувача, так і внаслідок інтенсивного перемішування з основним потоком.

1.3.2 Параметри плівкового охолодження

У більшості робіт [9-13] для розрахунку густини теплового потоку при плівковому охолодженні використовується наступна залежність (1.2):

$$q = a_f (T_{aw} - T_w) \quad (1.2)$$

де a_f – коефіцієнт тепловіддачі; T_{aw} – адіабатна 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, параметру вдуву і так далі) через адіабатну температуру стінки, яка є характеристикою захисної плівки.

Основною характеристикою плівкового охолодження є ефективність [13], яка визначається формулою (1.3):

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_\infty}{T_2 - T_\infty}, \quad (1.3)$$

де T_∞ и T_2 – температура основного і охолоджуючого потоку.

Із цього рівняння знаходиться адіабатна температура стінки. Коефіцієнт тепловіддачі визначається з окремих рівнянь.

Важливим параметром, який визначає гідродинамічні характеристики плівкового охолодження є параметр вдуву (1.4):

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

де ρ_2 и w_2 – щільність і швидкість охолоджуючого потоку, ρ_∞ и w_∞ – щільність і швидкість основного потоку [13].

Ефективність плівкового охолодження зменшується зі збільшенням відстані від місця подачі охолоджувача і суттєво залежить від співвідношень швидкостей охолоджуючого і основного потоку. Чим менша різниця між цими швидкостями, тим вища ефективність плівкового охолодження.

1.3.3 Тенденції розвитку схем плівкового охолодження

Традиційна схема плівкового охолодження з отворів розташованих під складним кутом має ряд недоліків. Один з них – виникнення вторинних вихрових структур (рис 1.6), які знижують ефективність плівкового охолодження. На даний час тривають дослідження в наступних напрямках: дослідження отворів складної форми – віялові («fan-shaped»), консольні; отвори, виходи з яких розташовані в заглибленнях – отвори в лунках, отвори в кратерах, отвори в траншеї; дослідження анти-вихрових систем – парні отвори («double-jet»). Основними вимогами для нових технічних рішень є рівномірність покриття поверхні плівкою охолоджувача при мінімальному підвищенні його витрати, технологічність виробництва [8].

Надання отворам профільованої форми дозволяє зменшити швидкість охолоджувача на виході з отвору за рахунок збільшення вихідного перетину, а також розширити потік у поперечному напрямку, і тим самим значно підвищити ефективність плівкового охолодження. Далі розглянемо деякі перспективні схеми плівкового охолодження (табл. 1.1):

Таблиця 1.1

Альтернативні схеми плівкового охолодження

Конічна форма [14]		У формі напівмісяця [15, 16]	
Отвори віялової форми [17, 18]		У формі гантелі та боба [19]	
Консольні отвори [20,21]		Видув охолоджувача в кратери [22]	
Видув охолоджувача в траншею [23]		Отвори в напівсферичному заглибленні [24]	
Додаткові бічні отвори [25]		Парні отвори [26]	

а) Отвори віялової форми. На даний час опублікована велика кількість робіт, присвячених дослідженню плівкового охолодження за допомогою отворів віялової форми [17, 18], ефективність даних схем значно вища, ніж у схем з традиційними циліндричними отворами.

б) Нові форми отворів. В роботі [16] запропоновано використовувати отвір у формі напівмісяця, що сприяє зниженню підсмоктуванню зовнішнього потоку внаслідок кривизни стінок отворів. Таке технічне рішення використовувалось в роботі [15]. Було визначено, що отвори у формі півмісяця

інтенсифікує поперечний розподіл охолоджувача, забезпечує краще приєднання його до поверхні, знижує турбулентність примежового шару.

в) В роботі [19] запропоновано дві нові форми профільованих отворів – у вигляді гантелі і у вигляді бобу, що дозволяє при високих параметрах вдуву (порядку 2.5) досягати збільшення ефективності на 33% в порівнянні з отворами віялової форми. Однак, практичне втілення таких форм ускладнює і так непросту технологію виконання профільованих отворів.

г) Отвори консольної форми. Ефективність охолодження з отворів консольної форми досліджувалася в [20,21]. В роботі [20] проведено порівняльне чисельне дослідження ефективності плівкового охолодження отворів віялової і консольної форми. Автори відзначають, що консольна форма, в порівнянні з віяловою, забезпечує краще покриття поверхні, однак має місце високий ступінь перемішування по краях, що вимагає удосконалення цієї зони отворів.

г) Отвори в кратерах. Даний винахід заснований на відкритті, що раптове розбивання течії призводить до поліпшення охолодження. Вплив форми заглиблення на теплообмін за заглибленням був досліджений у роботі [25]. Квадратне заглиблення, як і циліндричне характеризується зворотнім і прямим уступами. Всередині заглиблення теплообмін достатньо великий внаслідок відриву від передньої кромки і подальшого приєднання потоку. Для ромбоподібного заглиблення значення середньої інтенсифікації теплообміну майже співпадає з даними для квадратного заглиблення. Прямокутне заглиблення недостатньо широке в поздовжньому напрямку і не сприяє приєднанню потоку, який відривається від передньої кромки. Еліпс, витягнутий в поздовжньому напрямку, генерує достатньо довгу зону збільшеного теплообміну, але в цілому інтенсивність теплообміну менше, ніж в інших зразках. Схожі дослідження проводяться в ІТТФ НАН України [26]. Досліджувалась ефективність плівкового охолодження в заглибленнях різної форми: циліндричні кратери, трикутні кратери, траншея, віялові отвори, ряд отворів. Найвищу ефективність плівкового охолодження має схема з

віяловими заглибленнями, на другому місці схема з трикутними заглибленнями.

д) Отвори в траншеї. В роботі [23] показано, що траншея дозволяє охолоджувачу перед виходом в основний потік розподілитися по ширині, і, на відміну від випадку без траншеї, збільшити площу охоплення поверхні. Крім того, внаслідок зниження швидкості, зростає значення параметра вдуву, при якому струмінь відривається від поверхні. Результати дослідження показали, що «дрібна» траншея з $h/d = 0.43$ дає найбільш високі результати ефективності плівкового охолодження і перевищує ефективність циліндричних отворів в 1.5–1.7 рази.

е) Отвори в напівсферичних заглибленнях. Перші результати експериментального дослідження представлені в роботі [24], де досліджувався один ряд отворів з кроком рівним діаметру заглиблення D , кути нахилу отворів ($\alpha = 30, 60, 90^\circ$). Показано, що можливе збільшення ефективності плівкового охолодження при $x/d < 20$ в 1.5–1.8 рази, порівняно з отворами без заглиблень, завдяки розповсюдженню охолоджувача в поперечному напрямі.

1.4 Плівкове охолодження в умовах обертання

Ефективність плівкового охолодження в загальному випадку залежить від дуже великої кількості різних факторів, зокрема: від значення параметра вдуву, відношення щільності охолоджувача і основного потоку (DR), числа Рейнольдса, температурного фактору, чисел Маха основного і вторинного потоків, величини кутів нахилу отворів в осьовому і поперечному напрямках, кривизни охолоджувальної поверхні, товщини примежового шару на охолоджуваній поверхні, градієнта тиску в основному потоці, ступеня турбулентності основного потоку, параметра обертання і ін. Тому для дослідження альтернативних схем плівкового охолодження треба враховувати і вищеперераховані фактори.

1.4.1 Критерій впливу обертання

З усього різноманіття факторів, що впливають на ефективність плівкового охолодження, в найменшій мірі вивчено вплив ефекту обертання лопатки. В даний час є дуже мало експериментальних робіт, присвячених дослідженню плівкового охолодження лопаток газових турбін в умовах обертання. Це пов'язано з тим, що експериментальні дослідження в умовах обертання близьких до реальних умов в газових турбінах вимагають використання дуже складного і дорогого обладнання, яке в даний час практично є недоступним для більшості дослідників. У зв'язку з цим все більшого значення для теоретичних і практичних цілей набувають методи чисельного моделювання з використанням сучасних комерційних CFD - пакетів.

В якості параметра, що характеризує вплив обертання на теплогидравлічні характеристики систем охолодження використовують число Россбі [27 – 29], яке є відношенням між силою інерції (1.5) і силою Коріоліса (1.6) та визначається наступним чином (1.7):

$$F_{\text{иц}} = m\Omega^2\vec{r}, \quad (1.5)$$

$$F_{\text{к}} = -2m[\Omega \times \vec{v}_r], \quad (1.6)$$

де m – секундна маса елементарного об'єму охолоджувача; Ω – кутова швидкість обертання; r – вектор перпендикулярний осі обертання проведений від неї до цієї матеріальної точки, v_r – швидкість елементарної маси охолоджувача в інерційній системі координат (в даному випадку, радіальна складова швидкості елементарного об'єму).

Мале число Россбі - ознака системи, яка схильна до значного впливу сили Коріоліса, велике число Россбі - ознака системи, в якій домінуює відцентрова сила.

$$Ro = \frac{\Omega r}{w_2}, \quad (1.7)$$

де Ω - кутова швидкість обертання охолоджувальної поверхні; r - радіус осі обертання; w_2 - швидкість основного потоку в каналі. У стаціонарному випадку параметр обертання рівний нулю.

Таким чином, з огляду на те, що лінійна швидкість визначається як $U = \Omega r$, параметр обертання являє собою відношення лінійної швидкості обертання, напрямленої, як правило, по нормалі до охолоджуваної поверхні до осьової швидкості основного потоку. Якщо врахувати, що кутова швидкість обертання визначається як $\Omega = \pi n / 30$, то можна отримати вираз для параметра обертання не через кутову швидкість обертання, а через частоту обертання (1.8):

$$Ro = \frac{\pi n r}{30 w_2}, \quad (1.8)$$

де n - частота обертання (об/хв).

1.4.2. Експериментальні дослідження впливу обертання

Як вже наголошувалося вище, для дослідження характеристик плівкового охолодження в умовах обертання потрібне дуже складне і дороге експериментальне устаткування. Як правило, для такої мети використовують модельні ступені турбіни, що складаються з нерухомого соплового апарату і робочого колеса, що обертається. Унаслідок високої вартості такого устаткування, в науково-технічній літературі є дуже мало публікацій по експериментальним дослідженням плівкового охолодження в умовах обертання. Крім того, необхідно враховувати і той факт, що для виділення в чистому вигляді ефектів викликаних обертанням лопаток на характеристики плівкового охолодження необхідно провести порівняння характеристик

отриманих в умовах обертання з характеристиками в нерухомих умовах для таких же турбінних решіток за однакових інших фізичних умов. Враховуючи складний характер поля течії в експериментальній установці, що обертається, включаючи сліди за першим рядом лопаток і вторинні течії, виконання такого порівняльного аналізу представляється скрутним.

Експериментальні дослідження в умовах обертання були виконані в роботах [27 - 29]. У цих роботах авторами були також зроблені спроби порівняти експериментальні дані, отримані в умовах обертання, з результатами для стаціонарних умов. У роботі [27] представлені результати досліджень на повнорозмірному стенді, що обертається. Проте система плівкового охолодження складалася тільки з одного отвору на спинці і одного отвору на кориті лопатки. Було виконано порівняння результатів проведених досліджень з даними роботи [30]. На жаль, в даній роботі не було зроблено спроб провести коректніше порівняння отриманих результатів з результатами для стаціонарних умов при повній відповідності геометричних параметрів профілів, конфігурації отворів і умов обтікання. Не дивлячись на той факт, що геометрія лопаток, що обертаються і нерухомих, не цілком відповідали один одному, авторами була отримана однакова ефективність плівкового охолодження для спинки лопаток і незначна відмінність ефективності плівкового охолодження для корита лопатки в умовах обертання і в стаціонарних умовах.

У роботі [28] досліджували робочі лопатки з дворядною системою отворів плівкового охолодження на спинці лопатки і трирядною системою отворів на кориті лопатки. Вимірювання через певні проміжки часу проводилися у фіксованих дискретних точках на поверхні лопатки як при плівковому охолодженні лопатки, так і при його відсутності. Отримані результати порівнювалися з даними роботи [31], в якій описані дослідження плівкового охолодження на нерухомих турбінних решітках в стаціонарних умовах з таким же турбінним профілем і з таким же розташуванням отворів плівкового охолодження. Проте в цих двох роботах все-таки мали місце істотні

відмінності в умовах проведення експериментів. У експериментах з урахуванням обертання охолоджувач подавався у всі ряди отворів одночасно, в той час, як в стаціонарних дослідах охолоджувач подавався тільки в один ряд отворів. Порівняння результатів експериментів з урахуванням обертання і в стаціонарних умовах показало незначні зменшення теплових потоків на кориті лопатки та, у більшій мірі, зниження величини теплових потоків на спинці лопатки.

У роботі [29] робочі лопатки мали три ряди отворів для видуву охолоджувача на передній кромці, два ряди отворів на кориті і один ряд на спинці лопатки. В експериментах на нерухомих решітках профілів не враховувався вплив слідів від соплового апарату як в експериментах на моделі, що оберталася, не враховувався також і вплив турбулентності основного потоку. Експерименти показали, що вплив обертання на ефективність плівкового охолодження для умов проведених експериментів незначний.

У роботі [32] представлені результати експериментальних досліджень впливу ефекту обертання на ефективність плівкового охолодження плоскої пластини при швидкостях обертання: 200, 400, 600 та 800 об / хв. Досліджена модель була плоскою пластиною з одним отвором діаметром 4 мм, встановленим під кутом 30° до площини пластини, розташованої паралельно основному потоку. Параметр вдуву змінювався від 0.14 до 3.5, температури основного і охолоджуючого потоків 50 і 33°C відповідно. Загальний вигляд і основні розміри дослідженої моделі представлені на рис. 1.7.

Результати дослідження показали, що в умовах обертання траєкторія охолоджуючої плівки має очевидне відцентрове відхилення, яке збільшується при збільшенні швидкості обертання.

З аналізу результатів приведених вище експериментальних робіт можна зробити висновок, що характер впливу обертання на характеристики плівкового охолодження залишилися до кінця не з'ясованими. В той же час, у всіх цих роботах робиться загальний висновок, що вплив обертання на ефективність плівкового охолодження незначний.

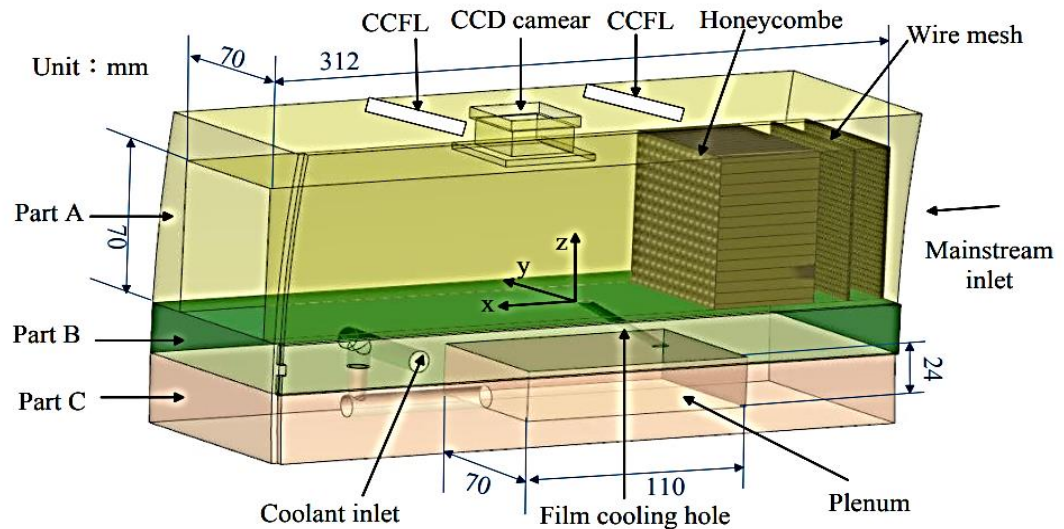


Рис. 1.7. Модель плівкового охолодження [32]

1.4.3. Теоретичне дослідження впливу ефекту обертання

Труднощі, пов'язані з експериментальним дослідженням впливу обертання на характеристики плівкового охолодження, призводять до необхідності використання чисельного моделювання впливу ефекту обертання.

У роботі [33] представлені результати чисельного моделювання плівкового охолодження поверхні з використанням анізотропної (TLVA) моделі турбулентності. У даній роботі представлено також порівняння результатів отриманих з використанням анізотропної TLVA – моделі з традиційними $k-\epsilon$, $k-\omega$ і SST моделями турбулентності. Для тестування різних моделей турбулентності чисельні результати порівнювалися з експериментальними даними. Експерименти проводилися на моделі системи плівкового охолодження з одним отвором діаметром 4 мм і кутом нахилу 30° з радіусом обертання 450 мм для трьох значень частоти обертання моделі 500, 800 і 1000 об/мін. На рис. 1.8 представлена схема сил, що діють на елемент охолоджувальної поверхні в умовах обертання (R_0 – радіус обертання; γ – коефіцієнт анізотропії; Ω – кутова швидкість обертання).

В умовах обертання адиабатна ефективність плівкового охолодження залежить не тільки від розподілу охолоджувача в поперечному до основного потоку напрямку, але і від траєкторії струменів охолоджувача уздовж охолоджувальної поверхні які відхиляються від осьового напрямку під дією коріолісових і підйомних сил індукованих відцентровими силами. Відомо, що коріолісові і відцентрові сили не тільки створюють додатковий момент, що діє на основний потік, але і генерують потужні вторинні течії.

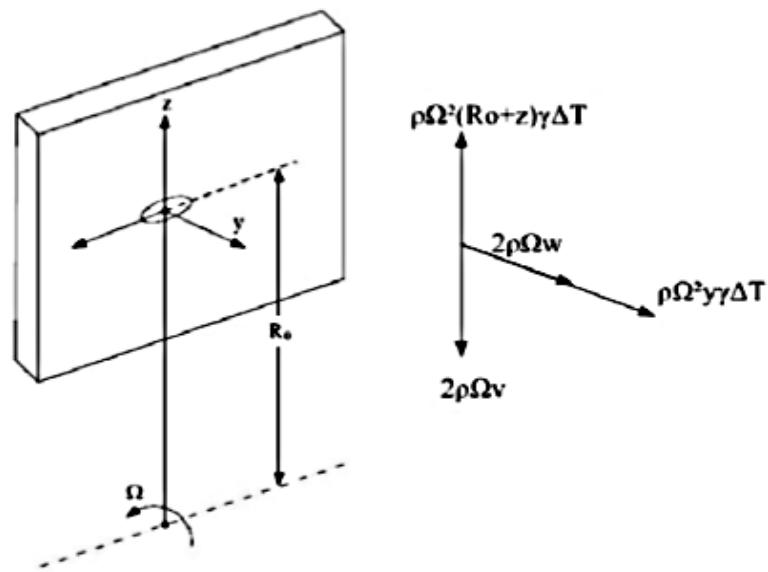


Рис. 1.8. Схема дії коріолісових і відцентрових сил на елемент охолоджувальної поверхні [33]

У даній роботі приведено порівняння, набутих за допомогою чисельного моделювання локальних значень адиабатної ефективності плівкового охолодження по центральній лінії, з експериментальними даними при імітації спинки і корита лопатки для трьох різних частот обертання. Показано, що при зміні напрямку обертання під дією коріолісових сил, витікаючий з отвору струмінь відхиляється в протилежному по відношенню до осі обертання напрямку. В результаті чисельних досліджень було встановлено, що адиабатна ефективність плівкового охолодження уздовж центральної лінії на кориті декілька вище, ніж на спинці для дослідженої моделі у всьому діапазоні частот

обертання. У роботі було показано також, що найбільша розбіжність з експериментальними даними отримана з використанням стандартної $k-\epsilon$ моделі турбулентності. Кращі результати показали $k-\omega$ и SST моделі турбулентності. Якнайкраще ж узгодження з експериментальними даними забезпечило використання анізотропної TLVA – моделі турбулентності.

У роботі [34] представлені результати чисельного дослідження турбінних лопаток, що обертаються, з системою плівкового охолодження з комбінованим кутом нахилу отворів для видуву охолоджуючого повітря. У розрахунках була використана Realizable $k-\epsilon$ модель турбулентної в'язкості. Температура основного потоку складала 473 К, температура охолоджувача – 293 К. Радіус обертання лопатки складав 290 мм, кут установки – 39° . На рис. 1.9 показані поля адіабатної ефективності плівкового охолодження для спинки і корита лопатки для стаціонарного випадку і з урахуванням обертання, отримані в роботі [35].

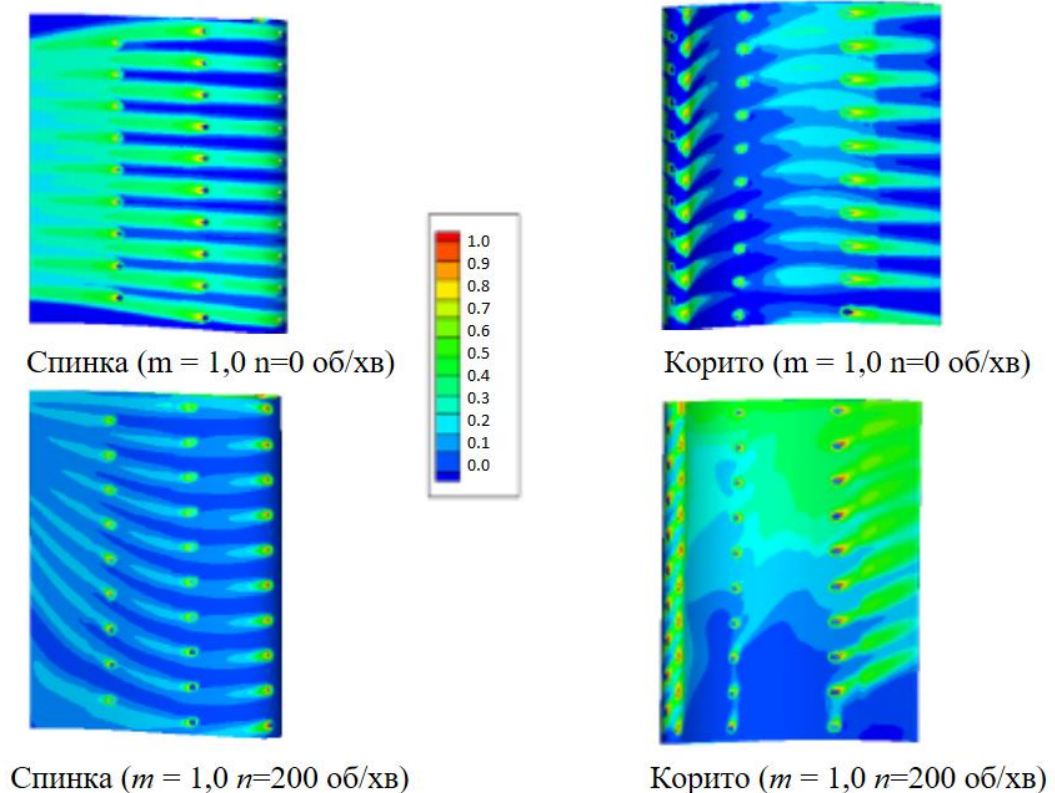


Рис. 1.9. Ефективність плівкового охолодження для різних поверхонь лопатки [35]

На підставі чисельного моделювання в роботі робиться висновок, що зі збільшенням швидкості обертання нерівномірність полів адіабатної ефективності плівкового охолодження на поверхнях лопаток значно зростає.

У проведених дослідженнях на характер розподілу ефективності плівкового охолодження на поверхнях лопатки окрім безпосередньо ефекту обертання впливають дуже багато додаткових чинників (зокрема, кривизна поверхонь лопаток, вторинні і вихрові течії). Тому представлені результати носять переважно якісний характер і не дозволяють визначити вплив безпосередньо ефекту обертання на ефективність плівкового охолодження.

Чисельні дослідження впливу ефекту обертання на ефективність плівкового охолодження і коефіцієнти тепловіддачі на випуклій та увігнутій поверхнях лопатки газової турбіни з використанням методу великих вихорів (LES) були виконані в роботі [36]. Дослідження були виконані для малих значень чисел Маха (для нестисливої течії). Була досліджена лопатка, на випуклій поверхні якої був ряд звичайних похилих циліндричних отворів плівкового охолодження; а на увігнутій поверхні ряд циліндричних отворів нахилених під складним кутом до охолоджуваної поверхні (рис. 1.10). Дослідження були виконані для значення параметра вдуву $m = 0,5$ на спинці і коритці лопатки, а число Рейнольдса на вході, визначене за осьовою хордою, становило $3 \cdot 10^5$. Вплив умов обертання турбіни на ефективність охолодження плівкового охолодження і коефіцієнти тепловіддачі було досліджено для чотирьох значень частоти обертання 0 об/хв, 125 об/хв, 250 об/хв і 500 об/хв. Чисельне моделювання було виконано з використанням комерційного коду STAR-CCM+.

В роботі наведено порівняння розрахункових значень адіабатної ефективності плівкового охолодження для увігнутої і випуклої поверхонь лопатки, отримані з використанням LES моделі і двох RANS моделей турбулентності – Realizable k- ϵ та SST – моделі, з експериментальними даними [37] (рис. 1.11).

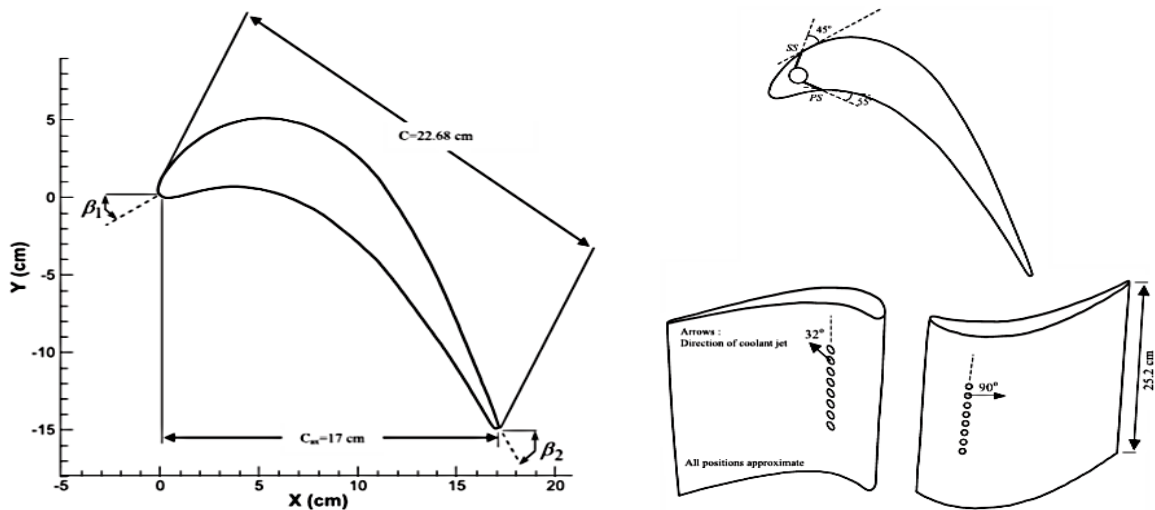


Рис. 1.10. Геометрія дослідженої лопатки турбіни [36]

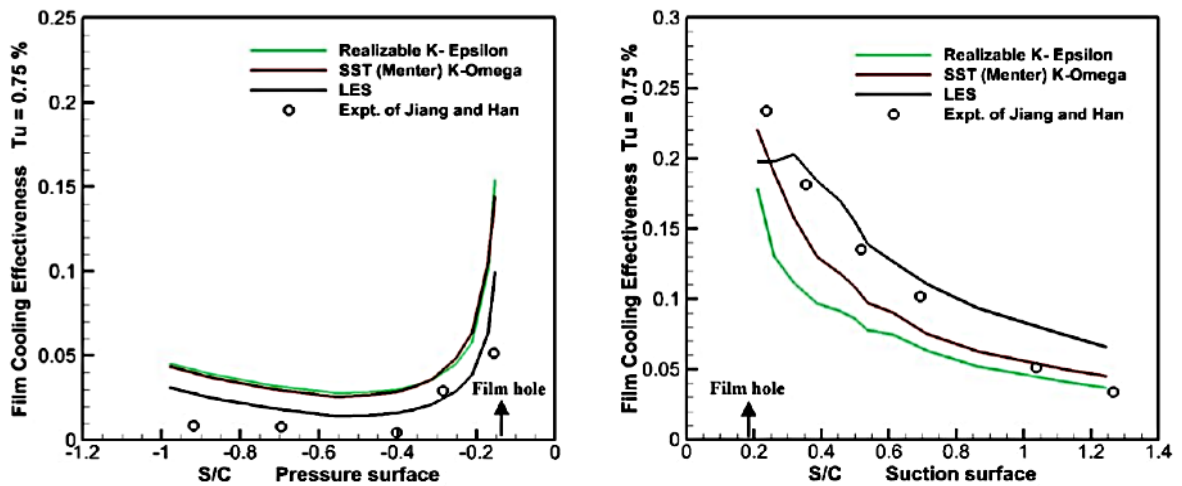


Рис. 1.11. Порівняння ефективності плівкового охолодження з результатами експериментів

Результати дослідження показали, що ефективність плівкового охолодження на увігнутій поверхні зростає зі збільшенням частоти обертання, а на опуклій поверхні залишається приблизно постійною (рис. 1.12). Показано, що з ростом частоти обертання турбіни більш високі локальні значення ефективності плівкового охолодження мають місце на випуклій поверхні лопатки (рис. 1.12, 1.13).

Результати досліджень також показали, що обертання сприяє більш ранньому переходу прилежового шару і збільшує довжину ламінарно-турбулентного переходу на випуклій поверхні лопатки.

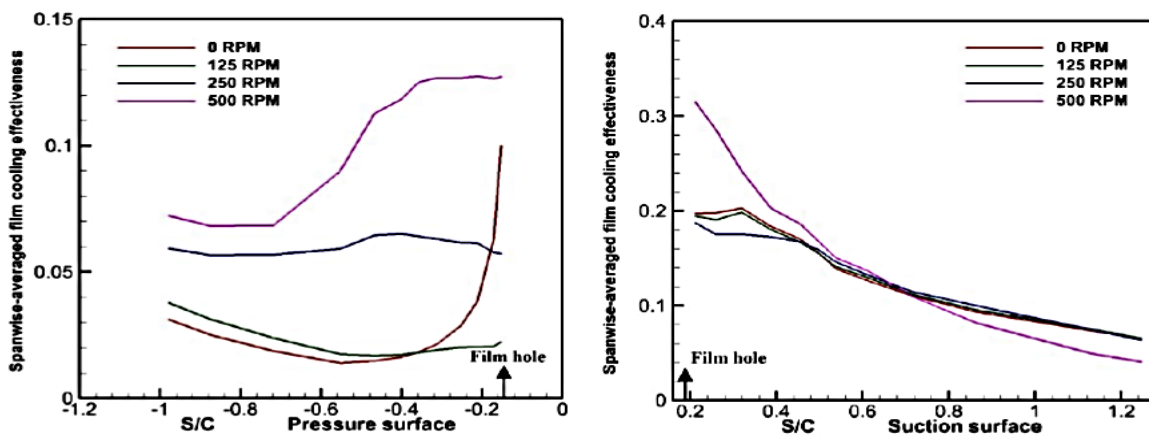


Рис. 1.12 - Середня в поперечному напрямку адиабатна ефективність плівкового охолодження на увігнутій та випуклій поверхнях лопатки

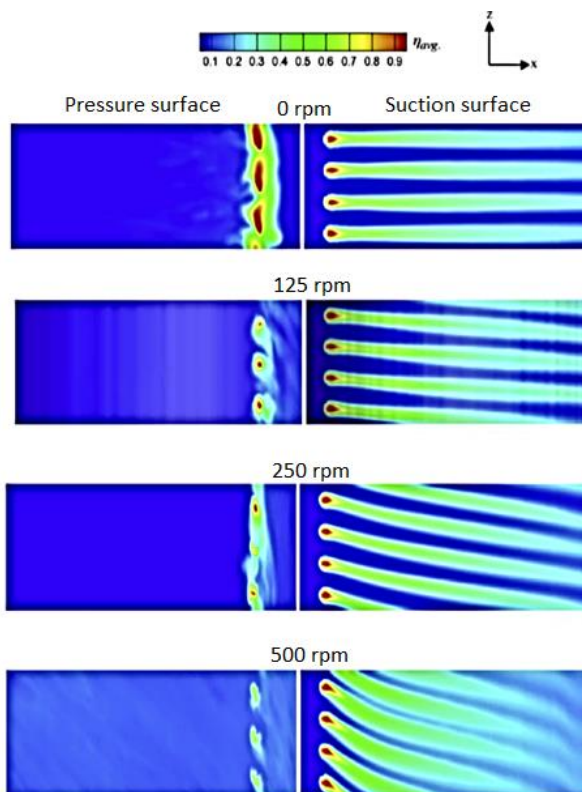


Рис. 1.13 - Розподіл адиабатної ефективності плівкового охолодження на увігнутій та випуклій поверхні лопатки при різних значеннях частоти обертання

Таким чином, представлені в науково-технічній літературі, дані по впливу обертання на ефективність плівкового охолодження не дають повного уявлення про кількісний характер і механізм цього впливу.

В зв'язку з цим, завданням дослідження, є виявлення механізму впливу обертання на ефективність плівкового охолодження для різних схем плівкового охолодження для безградієнтного обтікання плоскої пластини а також отримання кількісних характеристик цього впливу при різних значеннях параметра вдуву стосовно реальних умов систем плівкового охолодження лопаток газових турбін.

1.5. Висновки до розділу 1, мета дослідження

Підвищення температури газу перед турбіною є головним напрямом термодинамічного вдосконалення ГТД та ГТУ різного призначення. В сучасних газотурбінних двигунах температура робочого тіла на виході із камери згоряння досягає 1500 – 1600 °С, що виходить за межі робочих температур конструкційних матеріалів лопатки. Тому при високих значеннях температури газу для забезпечення працездатності лопаток ГТ наряду з внутрішнім конвективним використовується також плівкове (зовнішнє) охолодження. [1]

У сучасних високотемпературних ГТУ при використанні традиційних схем охолодження підвищення температури газу перед турбіною до 1500 °С призводить до витрати повітря на охолодження лопаток при комбінованому конвективно–плівковому охолодженні до 15% від витрати повітря на вході в компресор. За таких умов падає ККД газотурбінної установки. Тому доцільним є пошук альтернативних схем охолодження.

Результати дослідження [2] показали, що схема з використанням трикутних кратерів дозволяє отримати на 10 ... 60% більшу адіабатну ефективність ніж при використанні традиційної схеми. До того ж ця схема за конфігурацією схожа на «дрібну» (Lu, Ekkad) траншею, яка дає найбільш

високі результати ефективності плівкового охолодження, але за рахунок дискретності отворів не впливає на характеристики міцності.

У розглянутих роботах дослідження схеми с трикутними заглибленнями виконувалось в стаціонарній постановці задачі. Але ефективність плівкового охолодження в загальному випадку залежить від дуже великої кількості різних факторів. З усього різноманіття факторів, що впливають на ефективність плівкового охолодження, в найменшій мірі вивчено вплив обертання лопатки. В даний час є дуже мало експериментальних робіт, присвячених дослідженню плівкового охолодження лопаток газових турбін в умовах обертання. Це пов'язано з тим, що експериментальні дослідження в умовах обертання близьких до реальних умов в газових турбінах вимагають використання дуже складного і дорогого обладнання, яке в даний час практично є недоступним для більшості дослідників. У зв'язку з цим все більшого значення для теоретичних і практичних цілей набувають методи чисельного моделювання з використанням сучасних комерційних CFD - пакетів.

Метою магістерської дисертації є дослідження теплофізичних закономірностей і визначення залежностей, які характеризують фізичну структуру та ефективність плівкового охолодження при подачі охолоджувача в трикутні заглиблення в умовах обертання поверхні.

Враховуючи складний характер течії та тепловіддачі, складність проведення експерименту, подальше дослідження буде виконано за допомогою комп'ютерного моделювання з використанням комерційного пакета ANSYS CFX 17.0.

РОЗДІЛ 2

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЛІВКОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

В розділі 2 наведені теоретичні основи CFD – моделювання, розглянуті моделі турбулентності, які найчастіше використовуються для комп'ютерного моделювання плівкового охолодження. Наведені результати тестування моделей турбулентності на традиційній схемі плівкового охолодження, яке було проведено в ІТТФ НАНУ [38]. За результатами тестування найбільшу точність продемонструвала SST – модель турбулентності, яка і була використана у подальших дослідженнях. Побудована фізична, комп'ютерна моделі та розрахункова сітка плівкового охолодження плоскої поверхні з видувом охолоджувача в трикутні кратери, задані граничні умови.

2.1 Теоретичні основи CFD–моделювання

Складність вихідних рівнянь обумовлює необхідність застосування переважно числових методів їх розв'язання. Числові методи передбачають дискретизацію вихідних рівнянь і їх розв'язання на сітці, яка покриває розрахункову область. Роздільна здатність сітки обумовлює точність розв'язку і час необхідний для його отримання. Чим дрібніша сітка, тим більший обсяг обчислювальної роботи і тим більший вплив на точність мають похибки округлення. Чим менша кількість вузлів сітки, тим гірша точність апроксимації диференціальних рівнянь відповідними дискретними аналогами. Базою будь-якого дослідження в області обчислювальної гідродинаміки є формулювання основних рівнянь гідро/газодинаміки потоків, а саме [39]:

- а) рівняння Нав'є – Стокса, яке виражає закон збереження імпульсу;
- б) рівняння неперервності, яке виражає закон збереження маси;
- в) рівняння збереження енергії;
- г) рівняння стану (для газів);

CFD–модельовання базується на рішенні системи рівнянь збереження маси та енергії, рівнянь руху у формі Рейнольдса. Однак навіть сучасний рівень розвитку обчислювальної техніки не дозволяє виконувати модельовання турбулентних течій за рахунок безпосереднього розв’язання цієї системи рівнянь.

2.1.1 Пряме числове модельовання

Пряме числове модельовання (Direct Numerical Simulation – DNS), що передбачає розв’язання повних нестационарних рівнянь руху Нав'є–Стокса. Це означає, що в даному випадку враховуються всі особливості турбулентної течії і немає необхідності в додатковому модельованні. Підхід DNS припускає вирішення турбулентних структур абсолютно всіх масштабів, але це передбачає використання дуже дрібних кроків в часі та просторі, зокрема [39]:

Кількість вузлів рівномірної сітки для течії в пласкому каналі визначається умовою (2.1). Кількість вузлів нерівномірної сітки визначається умовою (2.2). Крок за часом визначається умовою (2.3).

$$N_{\text{рівн}} = (110 \text{Re}_\tau)^{\frac{9}{4}}, \quad (2.1)$$

де $\text{Re}_\tau = v_\tau H / \nu$, H – ширина каналу, $v_\tau = \sqrt{\tau_w / \rho}$ – динамічна швидкість.

$$N_{\text{нерівн}} = (3 \text{Re}_\tau)^{\frac{9}{4}} \quad (2.2)$$

$$t \approx \frac{0,003 H}{\sqrt{\text{Re}_\tau} v_*}, \quad (2.3)$$

де H – характерна висота каналу.

Ці вимоги формулюються з необхідності відтворення числовим шляхом усіх масштабів вихрових структур турбулентного потоку, які наближено лежать у межах від усієї товщини течії (H) до $10^{-4} H$ і, навіть, менше, враховуючи, що для коректного відтворення динаміки та ідентифікації вихора потрібно мінімум 4 комірки сітки.

Труднощі DNS полягають в обмеженості комп'ютерних ресурсів. Кількість сіткових вузлів і тимчасових кроків суттєво перевершує потужність сучасної обчислювальної техніки. Перевагою DNS є той факт, що цей метод не передбачає застосування ніякої додаткової інформації про структуру та властивості течії, які отримуються в цьому методі як результат його застосування.

2.1.2 RANS–модельовання

Для розрахунку турбулентної течії найчастіше використовують метод розв'язання рівнянь руху у формі Рейнольдса, або RANS–модельовання (RANS – Reynolds Averaged Navier–Stokes equations) [39]. В його основі лежить ідея Рейнольдса, яка полягає в розгляді складної зміни параметрів течії у вигляді суми осереднених та пульсаційних складових (збурених). 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.

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.

2.1.3 Метод великих вихорів

Метод великих вихорів [40] (Large Eddy Simulation – LES) за принципом побудови є компромісним по відношенню до розглянутих раніше методів DNS та RANS. Цей метод об'єднує переваги розглянутих раніше методів, а саме, він є набагато більш економічним у порівнянні з DNS і одночасно набагато більш точним та універсальним у порівнянні з RANS.

Концептуально цей метод близький до DNS і передбачає розв'язання системи рівнянь для тривимірного випадку в нестационарній постановці. Але ці рівняння розв'язуються на сітці за значно меншою кількістю комірок: якщо для DNS $\sim Re_\tau^{9/4}$, то для LES $\sim Re_\tau^{9/8}$.

Оскільки сітка в методі LES набагато більш груба у порівнянні з DNS, цей метод неспроможний змоделювати динаміку усього спектру вихрових структур турбулентного руху. Для типової турбулентної течії масштаби вихорів лежать в межах: $0,8 \div 0,9 \delta$ (найбільший); до $10^{-4} \delta$ (найменший). Тому цей метод коректно відтворює динаміку лише великих вихорів, а вплив маленьких вихорів на параметри течії враховується напівемпіричним шляхом, подібно до того як це робиться в методі RANS. Великим вихровим структурам турбулентного руху притаманна інерційність і вони мають досить тривалий час існування, а саме тому ці вихори якісно відтворюються у результаті розв'язку відповідних диференціальних рівнянь. Маленькі вихори відповідають за притаманні турбулентності дисипативні та дифузійні процеси. Їх структура значно більш однорідна у порівнянні з великими вихорами, а тому відповідні напівемпіричні модельні представлення малих вихорів набагато більш універсальні у порівнянні з моделями метода RANS, які відтворюють вплив усього спектру вихрових структур турбулентності.

Суттєвою особливістю метода LES є процедура виділення з потоку тих вихорів, які моделюються розрахунком (великих) і тих, які моделюються наближено (малих). Ця особливість реалізується шляхом використання процедури усереднення за простором. Для виведення рівнянь LES актуальні змінні f в рівняннях Нав'є–Стокса замінюють на суму відповідних усереднених за простором та пульсаційних змінних $f = \tilde{f} + f'$, а потім до отриманих рівнянь застосовується операція фільтрації. При цьому величина \tilde{f} визначається виразом (2.4).

$$\tilde{f}(x, t) = \int_v G(x - x', \Delta) f(x', t) dx'^3 \quad (2.4)$$

де $G(x - x', \Delta)$ – функція фільтра, x' – координата досліджуваної точки потоку, а Δ – ширина фільтру (два приклади фільтрів зображені на рис. 2.1).

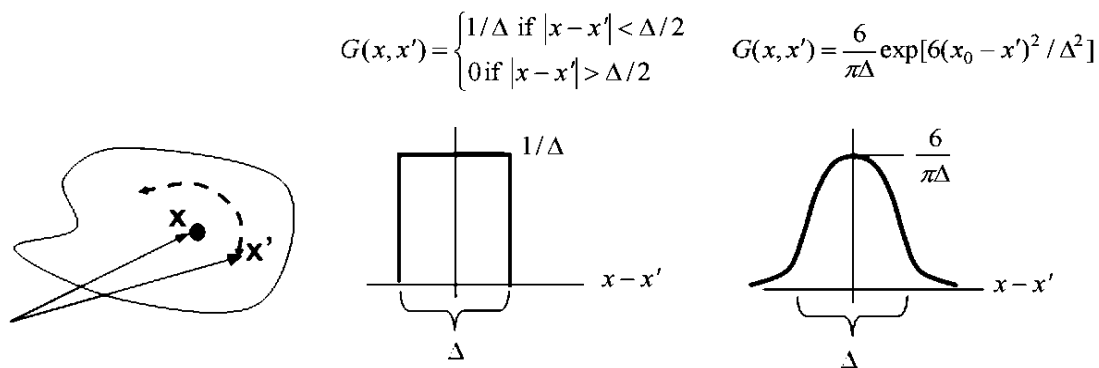


Рис. 2.1. Приклади фільтрів які використовуються в LES [40]

Недоліком LES є те, що він потребує більших обчислювальних ресурсів, ніж RANS. Це пов'язано з необхідністю, як і у разі DNS, проведення тривимірних нестационарних розрахунків на досить дрібних сітках навіть в тих випадках, коли метою розрахунку є визначення тільки параметрів усередненої течії [40].

З іншого боку, із зрозумілих причин (дрібномасштабна частина спектру моделюється, а не розраховується "точно") ресурси, необхідні для реалізації LES, виявляються набагато меншими, ніж для DNS. Так, для розрахунку турбулентності далеко від твердих стінок число елементів сітки, необхідної для проведення LES, збільшується із зростанням числа Рейнольдса набагато повільніше, ніж уразі DNS: пропорційно $Re^{0.4}$, а не $Re^{2.25}$.

Проте поблизу стінок, де вихори мають дуже маленькі розміри, вимоги до сіток для LES істотно посилюються і наближаються до аналогічних вимог для DNS: число елементів, необхідних для LES таких течій пропорційно $Re^{1.8}$.

2.2 Рівняння Рейнольдса для нестисливого газу

Система рівнянь Нав'є – Стокса для опису турбулентного руху в'язкої нестисливої ньютонівської рідини при відсутності масових сил може бути представлена у скалярно–тензорній формі (2.5), (2.6).

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0, \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial u_k}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_k}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{jk}, \quad (2.6)$$

де використані індекси визначають напрямки декартової системи координат x_j ($j = 1, 2, 3$; $k = 1, 2, 3$), u_k, u_j – декартові складові швидкостей в напрямі відповідних осей; p – тиск; t – час; ρ – щільність рідини; τ_{jk} – складові тензора в'язких напружень).

З урахуванням рівняння нерозривності рівняння (2.6) може бути представлено у вигляді (2.7):

$$\frac{\partial u_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j u_k) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{jk}, \quad (2.7)$$

З урахуванням рівняння нерозривності член, який визначає дотичне тертя, записується як (2.8):

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{jk} = \nu \frac{\partial^2 u_k}{\partial x_j^2} \quad (2.8)$$

Як вже зазначалося, відповідно до підходу Рейнольдса, будь-які миттєві значення гідродинамічних параметрів потоку представляються у вигляді суми осередненої величини (в часі) і її пульсаційної складової. Фактично це означає те, що гідродинамічна величина є випадковою, її осереднення у часі дає математичне сподівання, а пульсаційна складова – дисперсію випадкової величини. Складову швидкості u_j , наприклад, можна записати як $u_j = \bar{u}_j + u'_j$. Тоді Рівняння (2.5) набуде вигляду (2.5a).

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0, \quad \frac{\partial u'_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.5a)$$

Для тиску $p_j = \bar{p}_j + p'_j$, для тертя $\tau_{jk} = \bar{\tau}_{jk} + \tau'_{jk}$. Слід зазначити, що середнє значення u_i , незважаючи на інтегрованість за часом (2.9), може змінюватись з часом. Це означає, що період інтегрування $2\Delta t$ повинен бути малим порівняно з характерним часом нестационарного зміни u_i [41].

$$\bar{u}_i(t, x_j) = \frac{1}{2\Delta t} \int_{t-\Delta t}^{t+\Delta t} u_i(t, x_j) dt \quad (2.9)$$

Застосуємо операцію усереднення за часом до рівняння (2.7), отримаємо (2.10).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \bar{u}_k) = -\frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\tau}_{jk} - \overline{\rho u'_j u'_k}), \quad (2.10)$$

де $\overline{\rho u'_j u'_k}$ - складові тензора напружень Рейнольдса.

Складові тензора напружень Рейнольдса є додатковими (шістьма) невідомими до гідродинамічних параметрів осередненого руху (\bar{u}_j, \bar{p}). Таким чином, система рівнянь (2.5а) і (2.10) є незамкненою. Питання замикання отриманої системи рівнянь вирішуються на різному рівні складності. Найпростіший шлях – використання емпіричної інформації про характеристики турбулентності, найбільш складний полягає у виведенні рівнянь щодо рейнольдсових напруг.

Багато моделей турбулентності, що використовуються в розрахунковій практиці, засновані на концепції вихрової в'язкості і турбулентної дифузії. Дотримуючись Буссінеска, рейнольдсові напруги визначаються як добуток вихрової в'язкості на складові тензора усереднених швидкостей деформації (2.11).

$$\overline{-u'_i u'_j} = \nu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ik} k \quad (2.11)$$

Важливою перевагою моделей турбулентної в'язкості є відносна простота, наочність і обчислювальна ефективність: в рамках наближення Буссінеска проблема замикання зводиться до визначення однієї скалярної величини (турбулентної в'язкості) замість шести компонент тензора τ_{jk} .

2.3 Моделі турбулентності з двома диференціальними рівняннями

Моделі турбулентності з двома диференціальними рівняннями є найбільш представницькою групою диференціальних моделей. Перша модель такого типу була запропонована в класичній праці Колмогорова (1942). Ця модель містить рівняння переносу кінетичної енергії турбулентності k і питомої (в одиниці об'єму) швидкості дисипації енергії ω . Вона зв'язується з k і ε співвідношенням (2.12), (2.13) [42].

$$\omega = \frac{\varepsilon}{c_D k}, \quad (2.12)$$

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}}, \quad (2.13)$$

де ε – швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентних пульсацій, c_D – константа.

2.3.1 Модель турбулентності $k - \varepsilon$

Модель турбулентності $k-\varepsilon$ оснований на розрахунку двох параметрів турбулентності: кінетичної енергії турбулентних пульсацій – k та швидкості дисипації кінетичної енергії турбулентних пульсацій – ε [43]. Стандартна модель турбулентності $k-\varepsilon$ справедлива для повністю розвиненої турбулентного течії, для якої впливом в'язкості на структуру турбулентності можна знехтувати. Дана модель має вигляд (2.14).

В $k-\varepsilon$ моделі завжди використовується пристінкова функція, при цьому значення безрозмірної відстані від стінки y^+ повинне бути меншим 300. Дана модель не має обмежень за мінімальним значенням безрозмірної відстані від стінки.

При використанні k - ε моделі відрив потоку моделюється лише при достатньому згущенні сітки в пристінній області. Ще одним обмеженням моделі k - ε є низька точність при моделюванні закручених потоків та течій з великою кривизною ліній току.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_\tau}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_\tau}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (2.14)$$

де $\mu_\tau = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$ – коефіцієнт турбулентної в'язкості; G_k – турбулентна кінетична енергія, яка виникла від середніх градієнтів швидкості; G_{kb}, G_b – кінетична енергія виштовхувальної сили; $G_\mu = 0.09$, $G_{1\varepsilon} = 1.44$, $G_{2\varepsilon} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ – модельні константи; $G_{3\varepsilon}$ – константа, яка враховує вплив виштовхувальної сили на ε ; Y_M – вплив змінного розширення при турбулентному стисненні.

2.3.2 RNG k - ε модель

RNG (Renormalization Group) k - ε модель отримана на основі теоретичного аналізу ренормалізованої групи рівнянь Нав'є–Стокса [43]. Рівняння для перенесення кінетичної енергії турбулентності та швидкості її дисипації такі ж, як і для k - ε моделі турбулентності. Дана модель відрізняється від k - ε моделі значенням коефіцієнтів, що входять в диференціальні рівняння. Дана модель має ряд удосконалень:

а) має додатковий доданок в рівнянні для ε , який збільшує точність розрахунку для рідин з високими швидкостями деформацій;

б) в моделі враховано вплив турбулентності та завихреності;

в) дана теорія передбачає аналітичні формули для турбулентних чисел Прандтля;

Рівняння RNG моделі мають наступний вигляд (2.15):

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_{kb} - \rho \varepsilon - Y_m, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_{\varepsilon b}) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_e,\end{aligned}\tag{2.15}$$

де a_k, a_ε – обернені ефективні числа Прандтля для k та ε відповідно, G_k – турбулентна кінетична енергія, яка виникла від середніх градієнтів швидкості; $G_{kb}, G_{\varepsilon b}$ – кінетична енергія виштовхувальної сили.

Головна відмінність RNG моделі від стандартної полягає в додатковому доданку в рівнянні для ε , R_e розраховується за формулою (2.16).

$$R_e = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k},\tag{2.16}$$

де $\eta = Sk/\varepsilon, \eta_0 = 4.38, \beta = 0.012$.

2.3.3 Модель турбулентності k- ω

Модель турбулентності k- ω [43] основана на розв'язанні двох диференціальних рівнянь переносу: одне для кінетичної енергії турбулентних пульсацій – k , інше для частоти турбулентних пульсацій – ω (2.17):

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \beta^* k \omega + G_{kb}, \\ \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} G_k - \rho \beta \omega^2 + G_{\omega b}, \end{aligned} \quad (2.17)$$

де модельні константи: $\beta^* = 0.09, \beta = 0.075, \alpha = 0.55, \sigma^* = 0.5, \sigma = 0.5$ [43].

В $k-\omega$ моделі приймається припущення про те, що турбулентна в'язкість пов'язана з турбулентною кінетичною енергією і частотою турбулентних пульсацій співвідношенням (2.18):

$$\mu_t = \rho k / \omega, \quad (2.18)$$

Головною особливістю моделі $k-\omega$ 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.

2.3.4 Модель Ментера (SST модель)

SST модель представляє собою комбінацію $k-\epsilon$ і $k-\omega$ моделей [43]. Так, $k-\epsilon$ модель добре зарекомендувала себе при розрахунку вільних і струменевих зсувних течій, а $k-\omega$ модель добре працює в пристінній області. Ментер запропонував об'єднати ці моделі з використанням спеціальної емпіричної функції $F1$ яка забезпечує наближення сумарної моделі до моделі $k-\epsilon$ на значній відстані від стінки і до моделі $k-\omega$ в пристінній області. Функція $F1$ дорівнює одиниці на верхній границі примежового шару та нулю на стінці. Нижче приведена базова SST-модель турбулентності (2.19):

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \beta^* k \omega + G_{kb}, \\ \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \\ &+ \alpha_3 \frac{\omega}{k} G_k - \beta_1 \rho \omega^2 + G_{\omega b}, \end{aligned} \quad (2.19)$$

де модельні константи k- ω моделі:

$$\beta^* = 0.09, \beta = 0.075, \sigma_{k1} = 0.5, \sigma_{\omega 1} = 0.5, \gamma_1 = \beta_1 / \beta^* - \sigma_{\omega 1} k^2 / \sqrt{\beta^*}, k = 0.41;$$

модельні константи k- ϵ моделі:

$$\beta^* = 0.09, \beta = 0.0828, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega 2} = 0.856, \gamma_2 = \beta_2 / \beta^* - \sigma_{\omega 2} k^2 / \sqrt{\beta^*}, k = 0.41.$$

Позначивши параметром ϕ_1 – константи моделі k- ω , а ϕ_2 – константи k- ϵ моделі, отримаємо (2.20):

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (2.20)$$

Дана модель забезпечує високу точність при моделюванні відривних течій. При малих значеннях числа Рейнольдса розрахункова сітка повинна забезпечувати значення $y^+ < 2$.

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.

2.4 Тестування моделей турбулентності: традиційна схема

Тестування моделей турбулентності було проведено в ІТТФ НАНУ [38]. Для тестування різних моделей турбулентності були використані результати

роботи фахівців з Південної Кореї Ри і ін. [44]. В цих роботах представлені досить докладні результати експериментальних досліджень плівкового охолодження плоскої пластини з одним рядом похилих отворів з кутом нахилу $\alpha = 30^\circ$ і відносним кроком отворів t/d рівним 3, рис. 2.2. Геометрична модель традиційної схеми плівкового охолодження зображена на рис. 2.3.

У тестових розрахунках були використані дві моделі k - ϵ групи (класична k - ϵ модель і RNG k - ϵ модель), дві моделі k - ω групи (класична k - ω -модель і SST-модель Ментера). Тестування моделей турбулентності відбувалося при однакових граничних умовах на вході і виході з розрахункової області.

Основні геометричні параметри моделей представлені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Геометричні параметри традиційної схеми плівкового охолодження

L_1 , мм	L_2 , мм	W , мм	H , мм	d , мм	t , мм
32	8	9,6	10	0,8	3

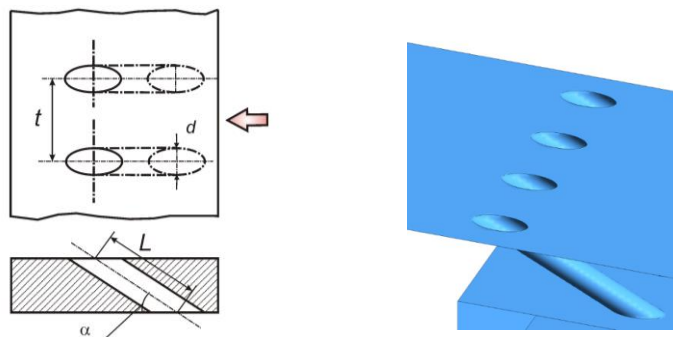


Рис. 2.2. Традиційна схема плівкового охолодження [45]

Використана для тестування моделей турбулентності неструктурована комбінована сітка зображена на рис. 2.4. Для усіх виконаних тестових розрахунків згущення сітки біля твердої області забезпечувало значення $y^+ < 2$.

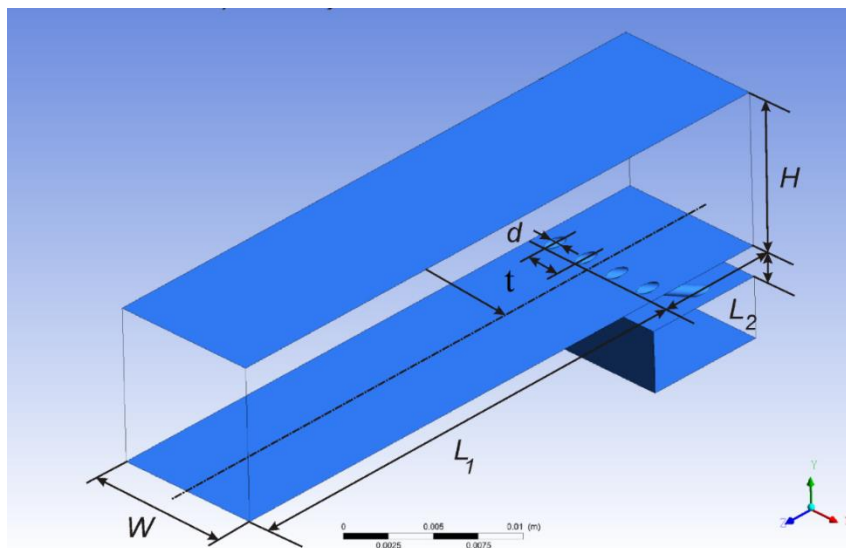


Рис. 2.3 – Геометрична модель традиційної схеми плівкового охолодження [48]

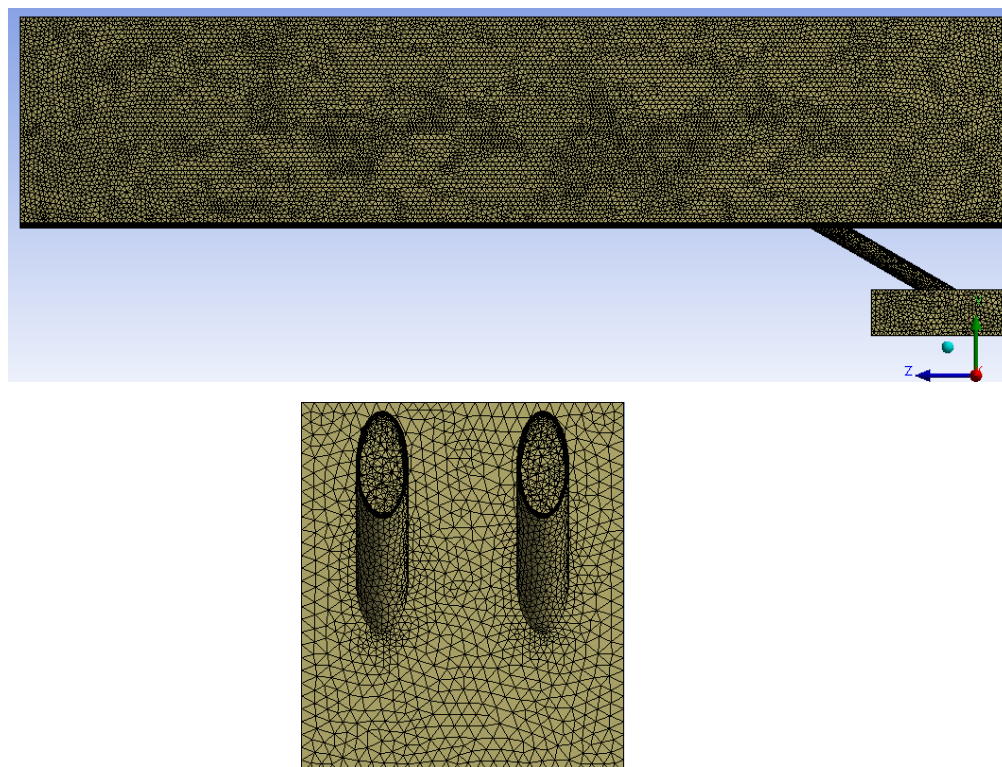


Рис. 2.4. Розрахункова сітка тестової моделі [45]

Результати тестування зображені на рис. 2.5. З аналізу графіку випливає, що при значенні параметра вдуву $m=1.0$ найкращу точність забезпечують класична $k-\omega$ -модель і SST-модель турбулентності Ментора. В діапазоні

$x/d = 5...25$ максимальне відхилення розрахункових значень адіабатного ефективності плівкового охолодження від експериментальних даних для цих двох моделей турбулентності не перевищує 3...5%. Слід зазначити також, що використання SST-моделі турбулентної в'язкості дозволяє отримати фізично більш коректний розв'язок задачі. Зокрема, SST-модель турбулентності дозволяє змоделювати утворення відривної рециркуляційної зони під струменем охолоджувача, наявність якої підтверджена експериментами [44]. Тому для подальших досліджень була використана SST – модель турбулентності.

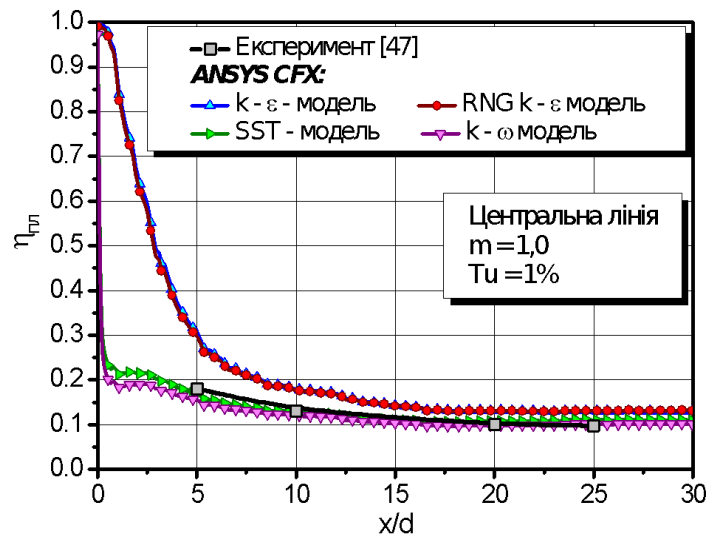


Рис. 2.5. Порівняння результатів тестових розрахунків адіабатної ефективності плівкового охолодження з експериментальними даними [44].

2.5 Фізична і комп'ютерна моделі, розрахункова сітка: трикутні кратери

Дослідження фізичної моделі системи плівкового охолодження плоскої поверхні з видувом охолоджувача через один ряд похилих отворів в трикутні кратери (рис. 2.6) було виконано в середовищі ANSYS Design Manager. Відносні довжини основної ділянки та ділянки гідродинамічної стабілізації основного каналу розрахункової моделі складала, відповідно, $l_1/d = 40$ и

$l_2/d = 10$, відносний крок каналів перфорації $t/d = 3$, відносна глибина кратерів $h/d = 0.5$, число отворів у ряді $N_{отв} = 4$, кут нахилу $\alpha = 30^\circ$. Для забезпечення можливості виконання розрахунків з урахуванням обертання модель після її побудови в базовій системі координат $Y0X$ була переміщена вздовж базової осі OX на відстань, що відповідає радіусу обертання $r = 400$ мм за допомогою функції *Body Operation*. Для цього необхідно попередньо створити додаткову площину паралельну базовій площині $Z0Y$ (рис. 2.7).

Геометричні розміри розрахункової моделі обрані близькими до розмірів характерним для реальних систем плівкового охолодження лопаток газових турбін. Основні розміри дослідженої геометричної моделі системи плівкового охолодження представлені на рис. 2.8.



Рис. 2.6. Система плівкового охолодження: трикутні кратери [46]

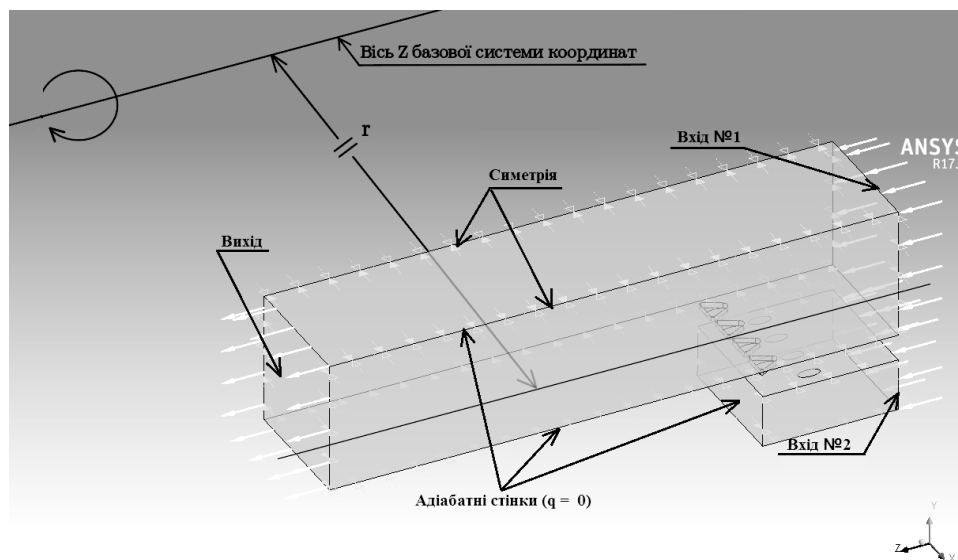


Рис. 2.7. Геометричні параметри розрахункової 3D-моделі

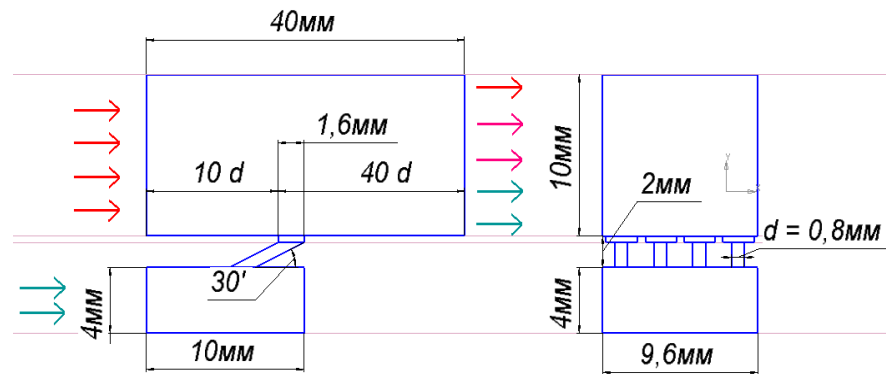


Рис. 2.8. Основні розміри геометричної моделі плівкового охолодження

Для виконання CFD – моделювання була використана неструктурована комбінована розрахункова сітка, побудована за допомогою сіткового генератора ANSYS Mesh. Розрахункова сітка є комбінацією тетраедричних елементів в області основного потоку, з призматичними елементами в областях згущування розрахункової сітки біля твердих стінок, що обмежують канали розрахункової моделі. При побудові розрахункової сітки було використані локальні згущування комірок у вузьких проміжках, що дозволило при досить невеликій кількості елементів в області основного осьового потоку отримати детальну сітку в каналах перфорації і в областях поблизу твердих стінок. З метою зменшення кількості комірок розрахункової сітки згущення комірок на верхній поверхні основного каналу не задавалося. При побудові локального згущення розрахункової сітки в пристінній області для забезпечення високої якості комірок при побудові сітки в CFX Mesh рекомендується використовувати функцію Smooth Transition, що дозволяє зменшити спотворення сіткових комірок поблизу гострих кутів розрахункової області.

Комбінована неструктурована розрахункова сітка, використана для CFD– моделювання, а також локальні згущення сітки в пристінних областях для характерних перерізів розрахункової області представлені на рис. 2.9. В розрахунках була використана SST – модель турбулентної в'язкості. Кількість вузлів і товщина області пристінного згущення розрахункової сітки обиралися

з умови забезпечення значення параметра $y^+ \leq 2$ в усьому дослідженому діапазоні. Тестові розрахунки показали, що в області біля твердої стінки згущення має складати 15...20 комірок, збільшення ж кількості комірок до 30...40 не призводить до суттєвого збільшення точності розв'язків.

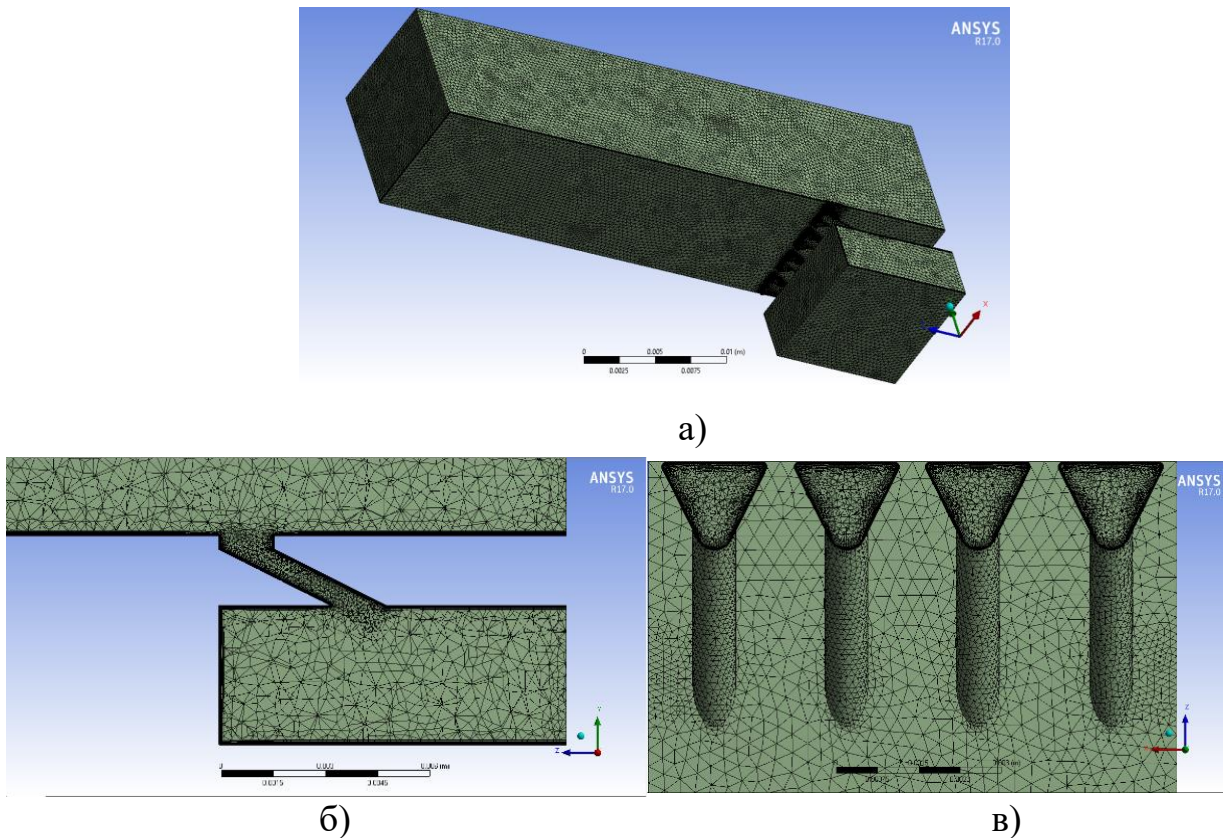


Рис. 2.9. Розрахункова сітка системи плівкового охолодження

2.6 Граничні умови та вихідні дані

Повітря вважалось ідеальним газом (замикаюче рівняння стану – $P = \rho RT$) з теплофізичними властивостями, залежними від температури. Залежність теплоємності при постійному тиску від температури задавалася поліноміальною залежністю виду (2.21). Залежність коефіцієнту динамічної в'язкості і теплопровідності повітря від температури визначались формулами Сазерленда (2.22).

$$\frac{C_p}{R} = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4, \quad (2.21)$$

де R – газова стала; $a_0 \dots a_4$ – коефіцієнти поліному.

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \frac{T_0 + C_S}{T + C_S}, \quad \lambda = \lambda_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \frac{T_0 + C_{S1}}{T + C_{S1}}, \quad (2.22)$$

де μ_0, λ_0 , базові значення коефіцієнтів динамічної в'язкості і теплопровідності відповідно; $T_0 = 273,15K$ базове значення температури повітря.

Осереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є–Стокса розв'язувались для в'язкого теплопровідного газу в стаціонарній постановці з використанням як моделі теплообміну повного рівняння збереження енергії.

Адіабатна ефективність плівкового охолодження з урахуванням залежності $C_p = f(T)$, використаної у фізичній моделі при обробці результатів розрахунків для більшої коректності визначалася як (2.23).

$$\eta_{nl} = \frac{i_z^* - i_{nl}^*}{i_z^* - i_{охл}^*}, \quad (2.23)$$

де $i_z, i_{охл}$, – повні ентальпії газу і охолоджуючого повітря в площині вдуву; $i_{nl}^* = i_{ст.ад}^*$ – ентальпії адіабатної стінки.

Граничні умови на вході і виході розрахункової області задавались наступним чином: тверді межі розрахункової області були задані як адіабатні стінки ($q=0$); на бічних поверхнях розрахункової моделі були задані умови симетрії (рис. 2.10).

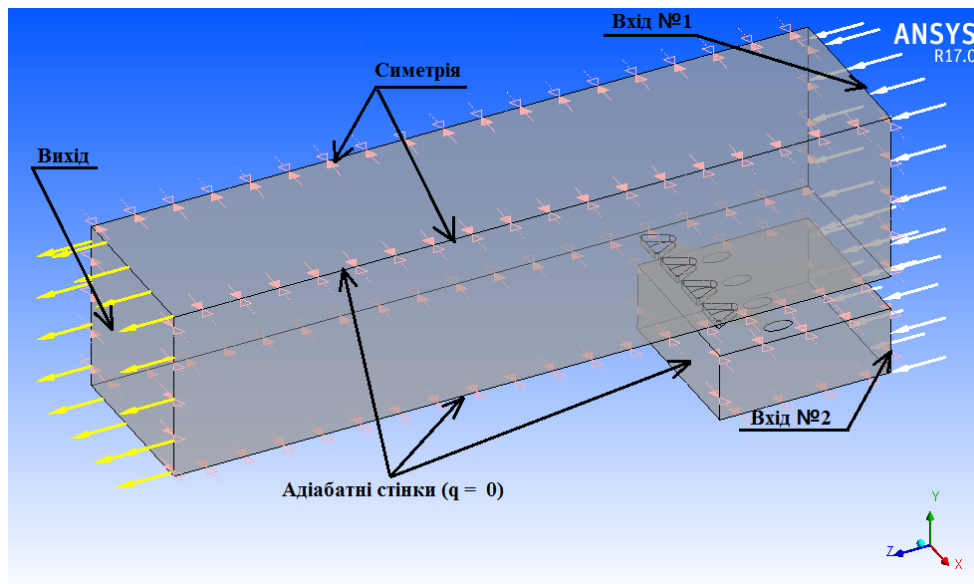


Рис. 2.10. Граничні умови: трикутні кратери

2.7. Висновки до розділу 2

В даному розділі наведено опис теоретичних основ CFD – моделювання та найбільш використовуваних моделей турбулентності. Наведено опис комп'ютерного моделювання плівкового охолодження з видувом охолоджувача в заглиблення трикутної форми в умовах обертання. Побудована комп'ютерна модель та розрахункова сітка з локальним згущенням для забезпечення значення параметра $y^+ \leq 2$ в усьому дослідженому діапазоні. Для забезпечення можливості виконання розрахунків з урахуванням обертання модель після її побудови в базовій системі координат $Y0X$ була переміщена вздовж базової осі OX на відстань, що відповідає радіусу обертання $r = 400$ мм. Задані граничні умови: тверді межі розрахункової області задані як адіабатні стінки ($q=0$); на бічних поверхнях розрахункової моделі задані умови симетрії.

Результати тестування [38] для традиційної схеми плівкового охолодження показали, що найбільшу узгодженість з експериментальними даними [44] має SST – модель турбулентності. В діапазоні $x/d = 5...25$ максимальне відхилення розрахункових значень адіабатного ефективності

плівкового охолодження від експериментальних даних SST – моделі турбулентності не перевищує 3...5%. Тому для подальшого дослідження альтернативної схеми плівкового охолодження з видувом охолоджувача в трикутні кратери була обрана SST – модель турбулентної в'язкості.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ І ЇХ АНАЛІЗ

В розділі 3 представлені результати дослідження схеми плівкового охолодження плоскої поверхні через один ряд похилих отворів з видувом охолоджувача в трикутні кратери в умовах обертання та їх аналіз. Для визначення впливу ефекту обертання було проведено порівняння отриманих результатів з результатами дослідження стаціонарної задачі [2]. Для визначення переваг використання схеми з трикутними кратерами було проведено порівняння отриманих результатів з двома добре дослідженими схемами плівкового охолодження (в умовах обертання): традиційною схемою плівкового охолодження з видувом охолоджувача в один ряд похилих отворів [45], альтернативною схемою з видувом охолоджувача в траншею [46].

3.1 Програма дослідження

Досліджена конфігурація системи плівкового охолодження плоскої пластини зображена на рис. 3.1 а), порівняння отриманих результатів проводилось для конфігурацій, зображених на рис. 3.1 б) та 3.1. в). Дослідження для усіх розглянутих схем були виконані з використанням однакових геометричних моделей системи плівкового охолодження, що відрізняються тільки формою поверхневих поглиблень або їх відсутністю (традиційна схема).

Основні геометричні параметри моделей задавались аналогічними до традиційної схеми плівкового охолодження, що була розглянута у розділі 2.4 і на якій проводилось тестування моделей турбулентності. Глибина кратерів h складає 0,4 мм.

В розрахунках були задані граничні умови, відповідні модельним умовам експериментів, виконаних в ІТТФ НАНУ, тобто для низьких значень параметра $DR = \rho_c / \rho_\infty$. Число Рейнольдса складає $5 \cdot 10^4$. Межові умови на

вході і виході розрахункової області, що відповідають значенням параметра вдуву близьким до $m=0,5; 1,0; 1,5; 2,0$, приведені в табл 3.1. У розрахунках був прийнятий низький рівень інтенсивності турбулентності основного потоку ($Tu=1,0\%$). На стінках каналів встановлювалась умова рівності нулю теплових потоків, а на бічних поверхнях розрахункової області були задані умови симетрії.

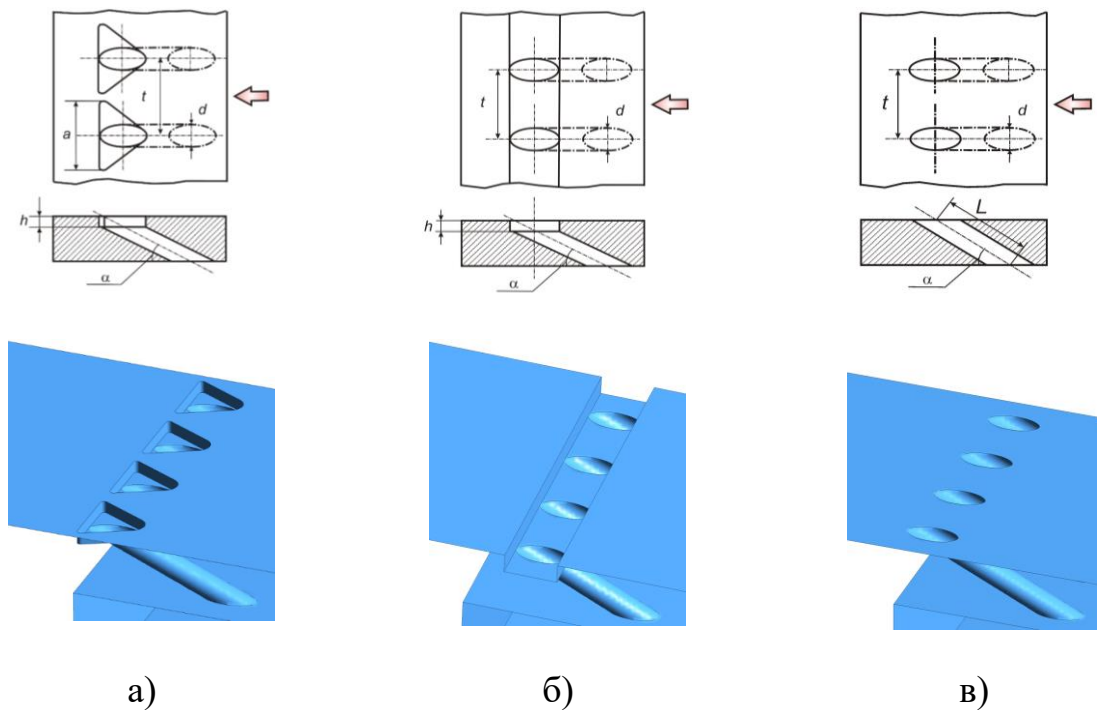


Рис. 3.1. Дослідженні схеми плівкового охолодження: а) трикутні кратери, б) траншея [46], в) ряд похилих отворів (традиційна схема) [45]

В якості параметра, що характеризує вплив обертання на теплогидравлічні характеристики систем охолодження використовувалось число Россбі (3.1), яке є відношенням між силою інерції (1.5) і силою Коріоліса (1.6).

$$Ro = \frac{\pi n r}{30 w_2}, \quad (3.1)$$

де n - частота обертання (об/хв).

Таблиця 3.1

Межові умови на вході і виході розрахункової області

Область	Вхід №1	Вхід №2	Вихід
Середня швидкість м/с	37		
Статична температура, °С	20	80	
Витрата, кг/с (m = 0.5)		0,000031	
Витрата, кг/с (m = 1.0)		0,000067	
Витрата, кг/с (m = 1.5)		0,000107	
Витрата, кг/с (m = 2,0)		0,000143	
Статичний тиск, Па			101325

Для визначення меж впливу коріолісових та відцентрових сил визначимо критичне значення параметру Ro , тобто при яких частотах обертання параметр Ro буде рівним 1. При $Ro < 1$ переважний вплив матимуть коріолісові сили, при $Ro > 1$ - відцентрові. Критичне значення параметру Ro досягається при частоті обертання рівній 883 об/хв. Тому для дослідження впливу коріолісових сил дослідження проводились при частотах 10 та 100 об/хв, для дослідження відцентрових сил при частотах 3000, 5000, 7000 об/хв. Відповідні значення параметру Ro наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2.

Досліджені параметри обертання

n, об/хв	Ro	n, об/хв	Ro
0	0	3000	3.39
10	0.01	5000	5.65
100	0.11	7000	7.92

Для оцінки впливу ефекту обертання на адіабатну ефективність плівкового охолодження будемо використовувати наступний параметр (3.2):

$$E_{об} = \frac{\bar{\eta}_{об}}{\bar{\eta}_{стац}}, \quad (3.2)$$

де $\bar{\eta}_{об}, \bar{\eta}_{стац}$ - середні за перетином значення адіабатної ефективності плівкового охолодження (2.23) в умовах обертання і в стаціонарних умовах відповідно.

Результати тестування моделей турбулентності, проведеного в ІТТФ НАНУ[38] показали, що найбільшу точність розрахунку традиційної схеми плівкового охолодження має SST – модель турбулентності. Усі розрахунки для схеми плівкового охолодження з використанням трикутних кратерів були виконані з використанням SST – моделі турбулентності.

3.2 Вплив коріолісових сил: стаціонарна задача та умови обертання

Дослідження впливу сили Коріоліса відбувалось при частотах обертання 10 та 100 об/хв, тобто при параметрах обертання Ro 0.01 та 0.11 відповідно. У даному випадку напрямок руху основного потоку і струменів охолоджувача в каналі паралельний (чи майже паралельний) осі обертання і їх величина мізерно мала. Тому дія сили Коріоліса не повина спричиняти викривлення траєкторії плівки охолоджувача та суттєво пливати на середню адіабатну ефективність плівкового охолодження.

3.2.1 Фізична структура потоку

Аналіз результатів дослідження показав, що взаємодія охолоджуючого потоку з прямокутним уступом основи трикутного заглиблення призводить до часткового руйнування струменя охолоджувача і трансформації його форми з циліндричної до більш плоскої в результаті його розширення та гальмування.

На рис. 3.2 представлено порівняння вихрових структур на температурних полях з видувом в трикутні кратери при різних параметрах

обертання (тут і далі приведені порівняння при параметрах $m=1,5$ і $x/d = 2,0$, якщо не будуть вказані інші параметри).

З рисунку видно, що при малих параметрах обертання, $Ro < 0.1$, дія коріолісових сил не спричиняє викривлення вихрових структур, вихрові структури симетричні та мають щільне розташування, їх інтенсивність не призводить до підсмоктування основного потоку до охолоджуваної поверхні.

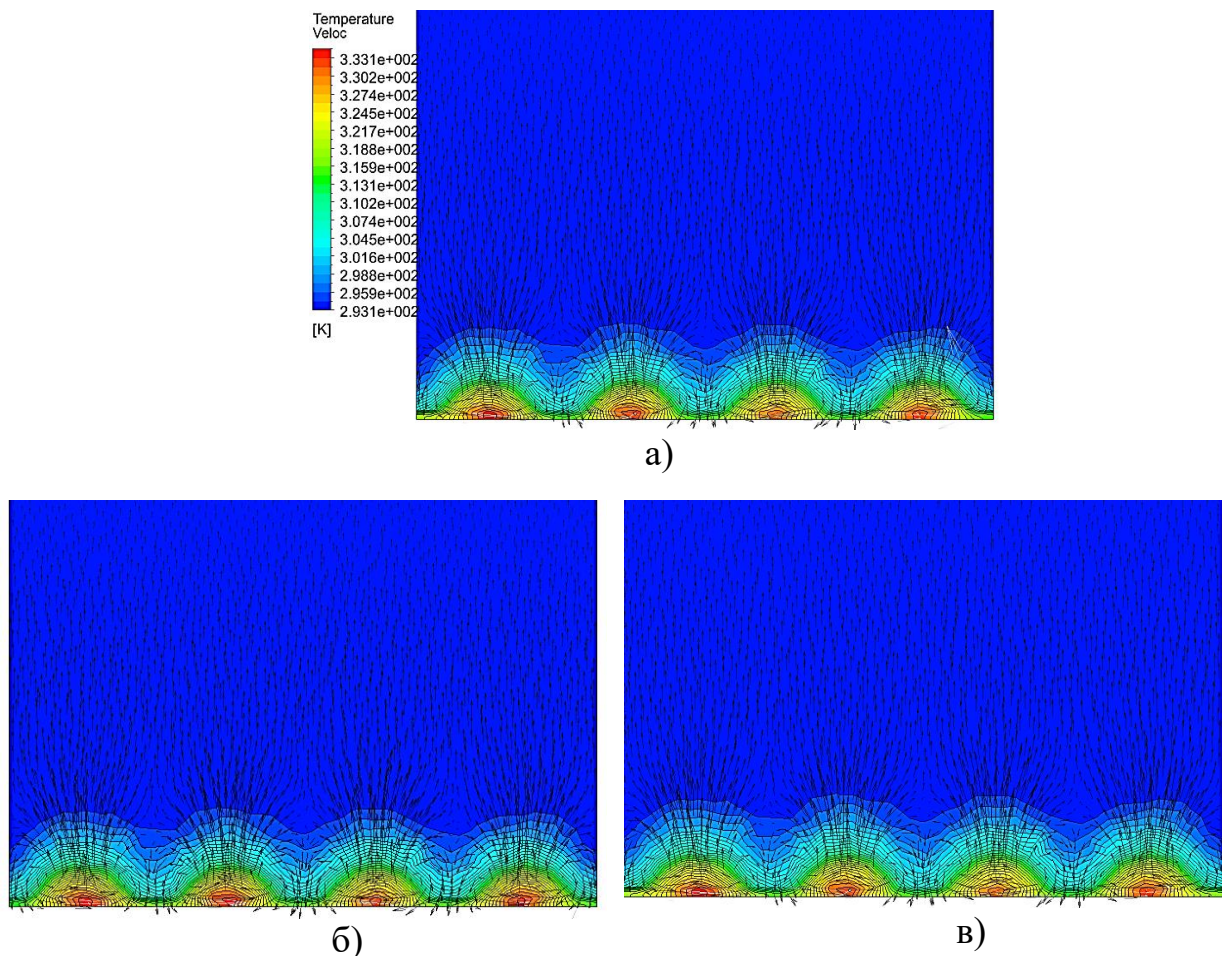


Рис. 3.2. Вихрова структура за рядом похилих отворів з видувом в трикутні кратери: а) $n = 0$, б) $n = 10$, в) $n = 100$ об/хв

Рис. 3.3 візуалізує лінії току основного потоку. У стаціонарних умовах при видуві в трикутні заглиблення основний потік майже не зміщується з охолоджувачем. З рисунку можна зробити висновок, що дія коріолісових сил не спричиняє викривлення ліній току основного потоку по усій довжині пластини, а тому і не викликає змішування потоків.

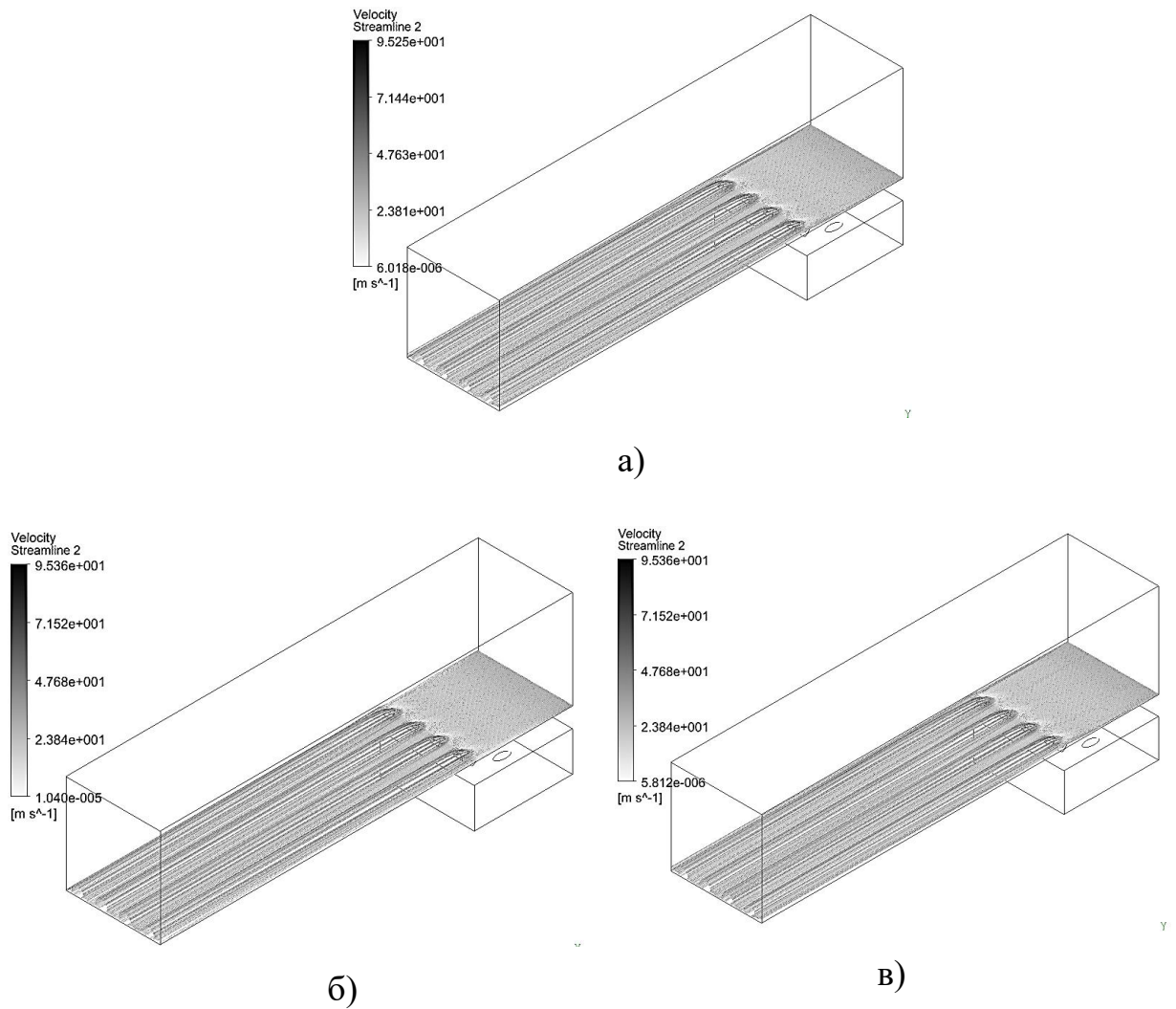


Рис. 3.3. Лінії току основного потоку: а) $n = 0$, б) $n = 10$,
в) $n = 100$ об/хв

3.2.2 Адіабатна ефективність плівкового охолодження

Важливою особливістю схеми з використанням трикутних кратерів є рівномірність плівкового охолодження у поперечному напрямку. При видуві в трикутні кратери плівка охолоджувача майже повністю покриває плоску поверхню. Вплив кориолісової сили на адіабатну ефективність можна оцінити на рис. 3.4, де зображені локальні значення адіабатної ефективності плівкового охолодження в поперечному напрямі для різних значень x/d і різних значень параметру обертання. На графіках не спостерігається зміщення піків ефективності плівкового охолодження в результаті обертання

охолоджувальної поверхні. З чого можна зробити висновок, що сила Коріоліса не впливає на локальну адіабатну ефективність.

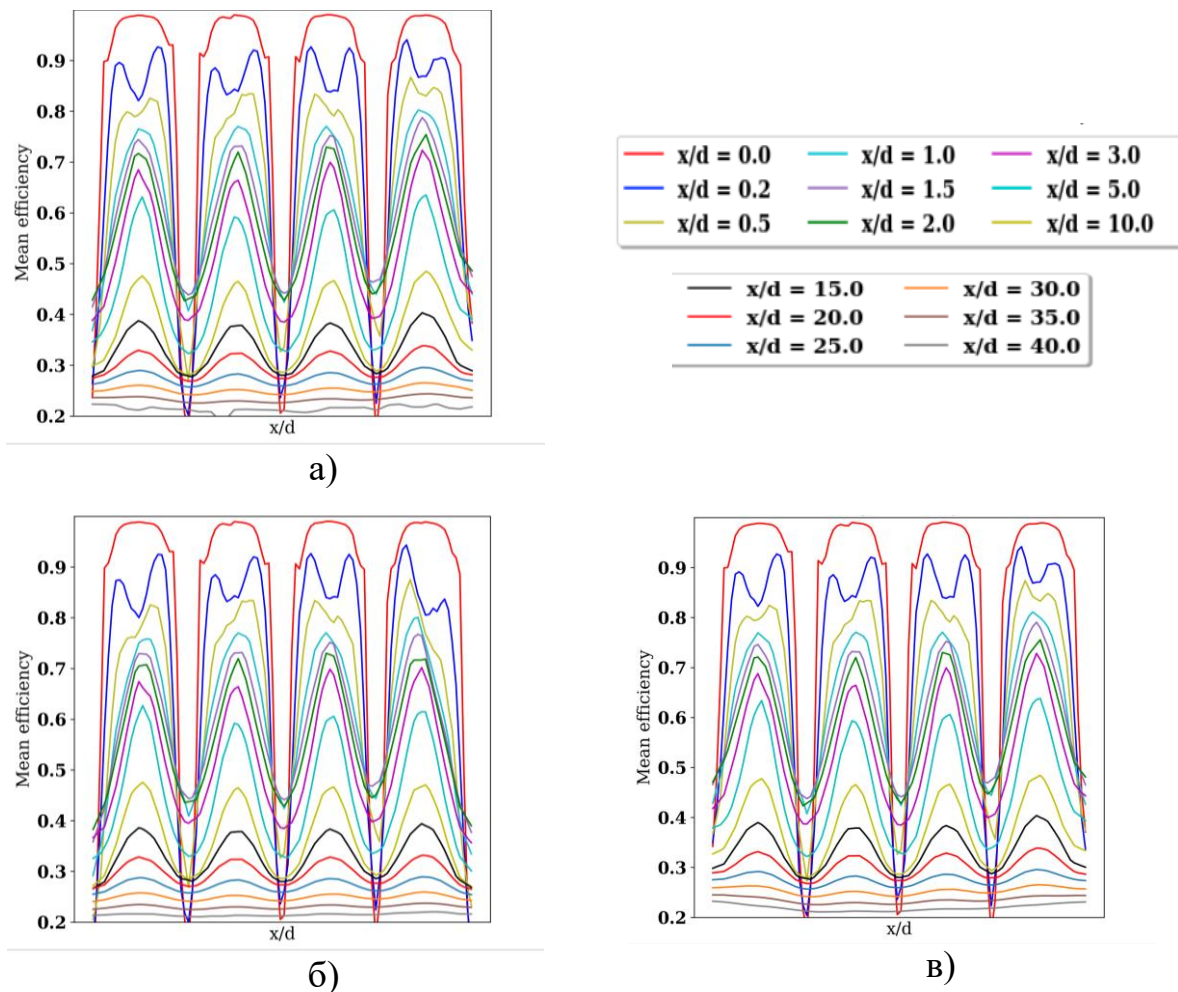


Рис. 3.4. Локальні значення адіабатної ефективності плівкового охолодження в поперечному перетині: а) $n = 0$, б) $n = 10$, в) $n = 100$ об/хв

Розглянемо кількісні значення впливу обертання на адіабатну ефективність. Порівняння осередненої по поверхні (для кожного значення m) адіабатної ефективності плівкового охолодження для різних параметрів обертання представлено на рис. 3.5. Як видно з рисунку, особливість схеми плівкового охолодження з видувом в трикутні кратери, а саме: зростання осередненої по поверхні адіабатної ефективності плівкового охолодження зі збільшенням параметра вдуву до значення $m=2,0$, має місце при усіх досліджених параметрах обертання. Крім того, при $Ro < 0.1$ спостерігається

зменшення осередненої по поверхні адіабатної ефективності плівкового охолодження у порівнянні зі стаціонарними умовами лише на 2%, відповідні значення представлені в табл. 3.3.

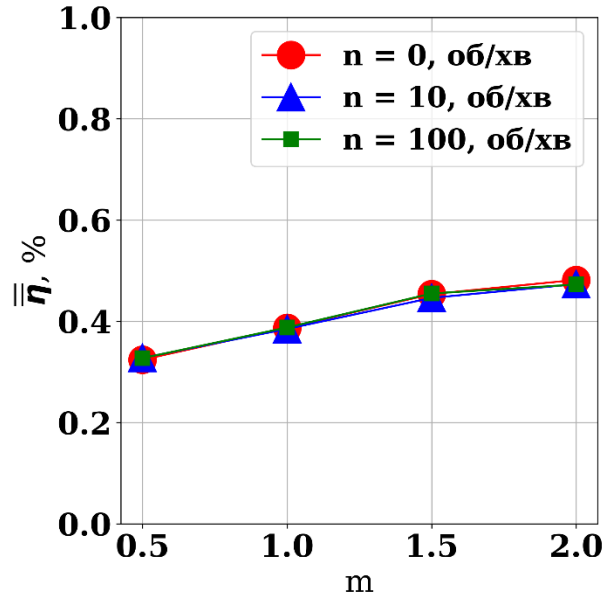


Рис. 3.5 - Осереднена по поверхні адіабатна ефективність плівкового охолодження

Таблиця 3.3

Зменшення ефективності плівкового охолодження в залежності від швидкості обертання

n, об/хв	m			
	0.5	1.0	1.5	2.0
10	1 %	0.62 %	1.6 %	1.7 %
100	1 %	1 %	1.3 %	2 %

На рис. 3.6 представлені залежності середньої в поперечному напрямку адіабатної ефективності плівкового охолодження в умовах обертання для трьох значень швидкостей обертання та різних параметрів вдуву. На рис. 3.7 представлені відповідні їм залежності параметра $E_{об}$ по довжині пластини.

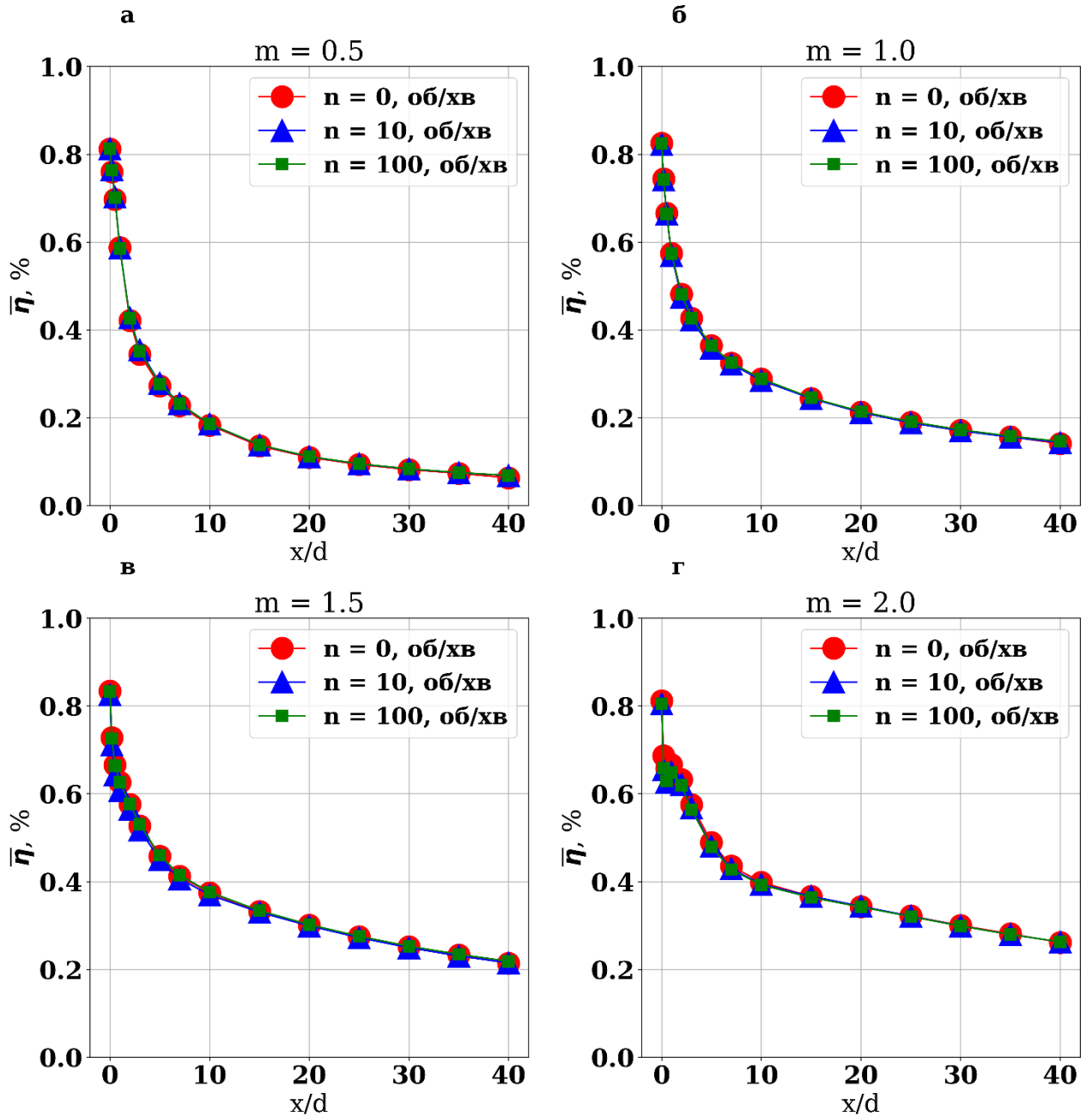


Рис. 3.6. Залежність середньої в поперечному напрямку адиабатної ефективності в умовах обертання при: а) $m = 0.5$, б) $m = 1.0$, в) $m = 1.5$, г) $m = 2.0$

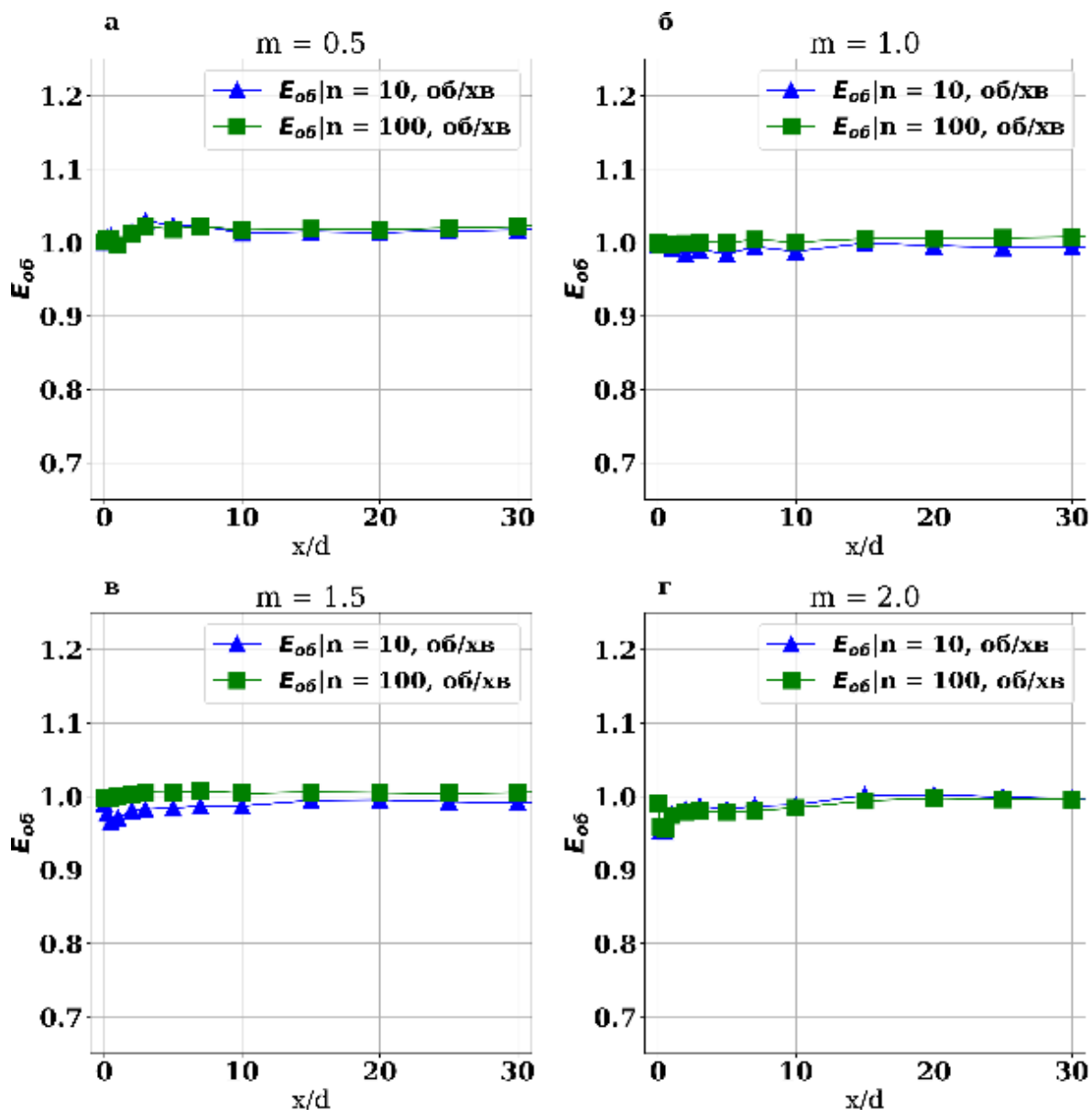


Рис. 3.7. Залежність параметра $E_{об}$ по довжині пластини при: а) $m = 0.5$, б) $m = 1.0$, в) $m = 1.5$ г) $m = 2.0$

При параметрах вдуву $m > 1.0$ спостерігається незначне зменшення ефективності плівкового охолодження на 3% - 5% в районі передньої кромки заглиблення при $x/d < 2$, з чого можна зробити висновок, що при $Ro < 0.1$, обертання пластини не суттєво впливає на середню адиабатну ефективність плівкового охолодження при усіх значеннях параметру вдуву. Загалом адиабатна ефективність плівкового охолодження рівномірно знижується по довжині каналу. Незначний провал ефективності на початковій ділянці ($x/d=0...2$) при великих значеннях параметру вдуву обумовлений відривом

поток в області передньої кромки трикутних заглиблень з утворенням зони зворотньої течії.

На рис. 3.8 зображені контурні діаграми локальної адіабатної ефективності плівкового охолодження на поверхні пластини для різних значень параметру Ro при $m = 1.5$. Поверхня пластини поділена на декілька рядів для визначення наявності неоднорідності адіабатної ефективності викликані коріолісовими силами.

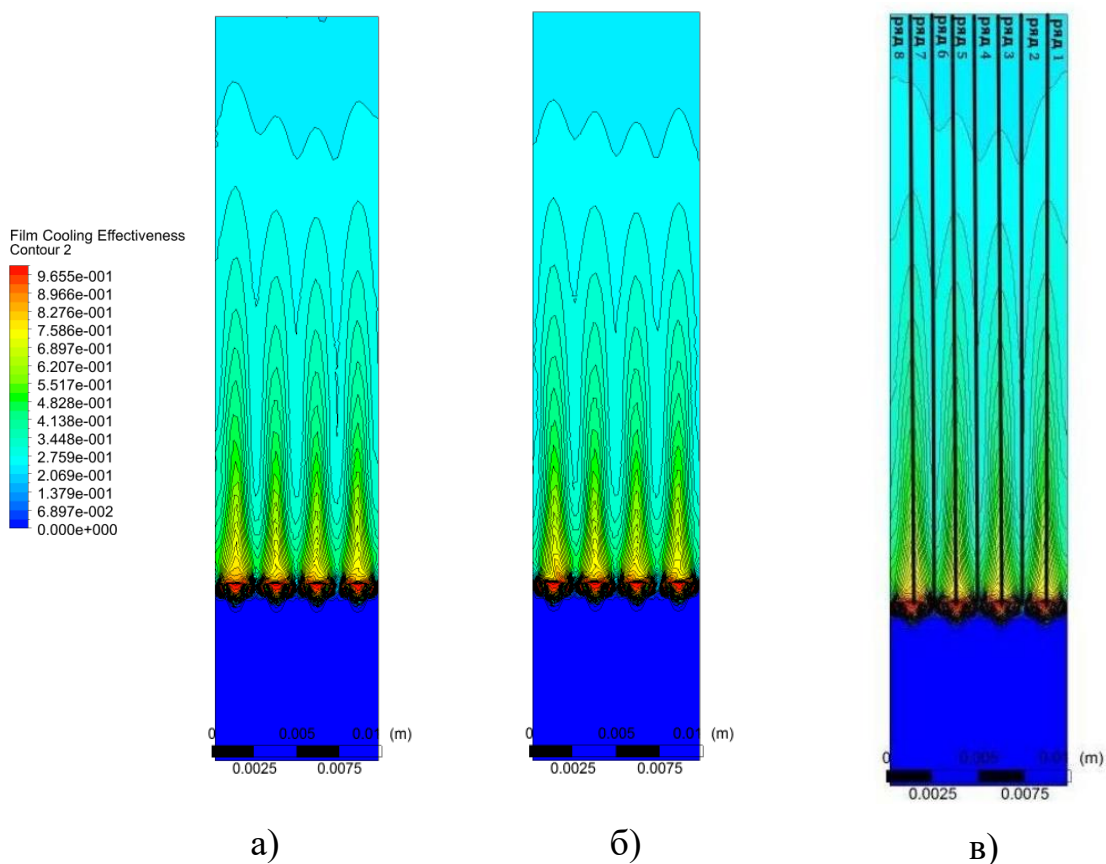


Рис. 3.8. Контурні діаграми локальної адіабатної ефективності плівкового охолодження на поверхні: а) $n = 0$, б) $n = 10$, в) $n = 100$ об/хв

На рис. 3.9 та рис 3.10 представлені залежності адіабатної ефективності уздовж рядів: ряди №1, №3, №5 та №7 знаходяться на центральній лінії трикутних заглиблень, ряди №2, №4 та №6 знаходяться між заглибленнями. Таким чином, відхилення плівки охолоджувача буде впливати на адіабатну

ефективність уздовж цих рядів. На рис. 3.9 приведені залежності для двох середніх центральних рядів (№3 та №5).

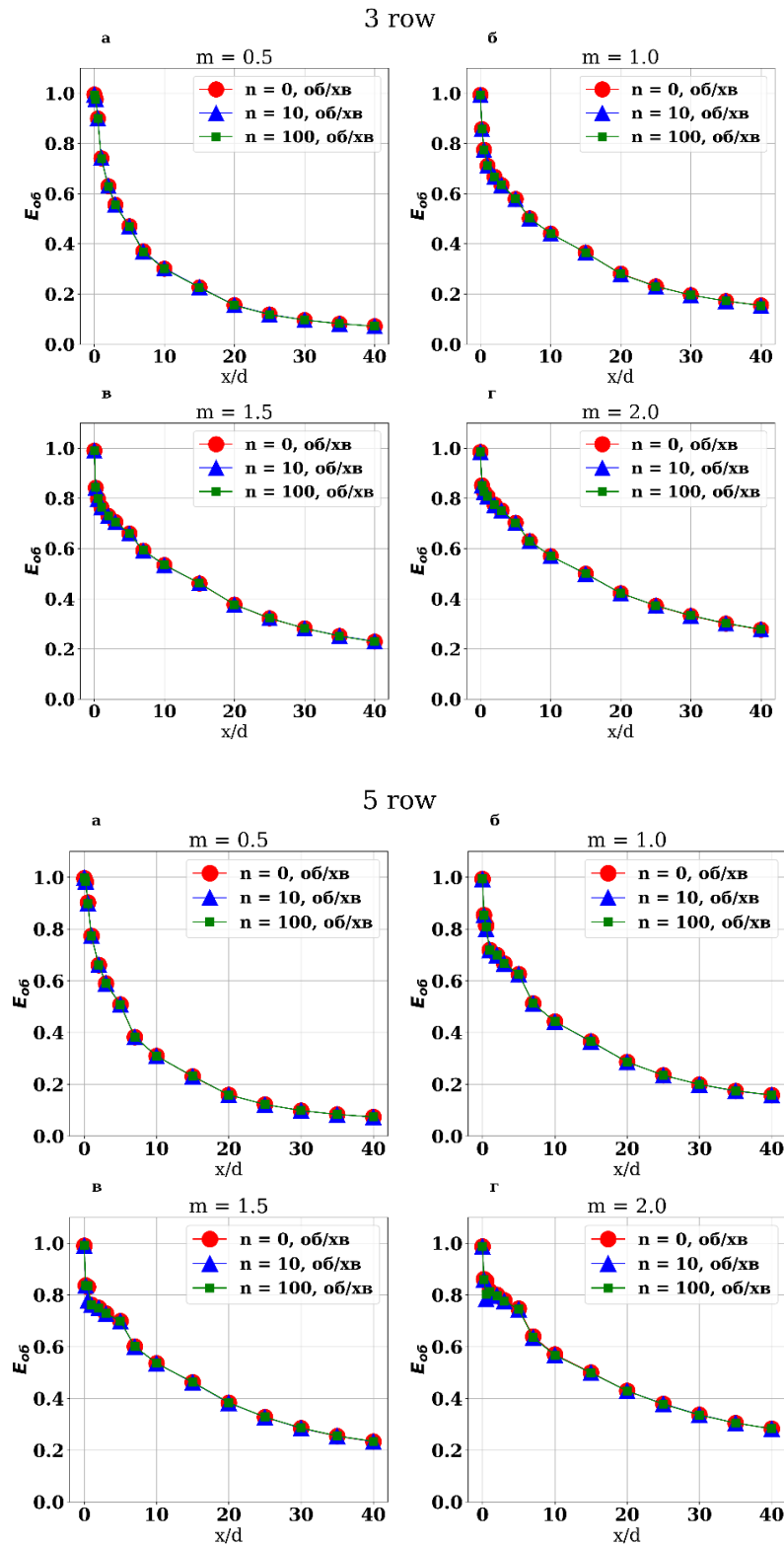


Рис. 3.9. Локальні значення адиабатної ефективності уздовж осьових рядів

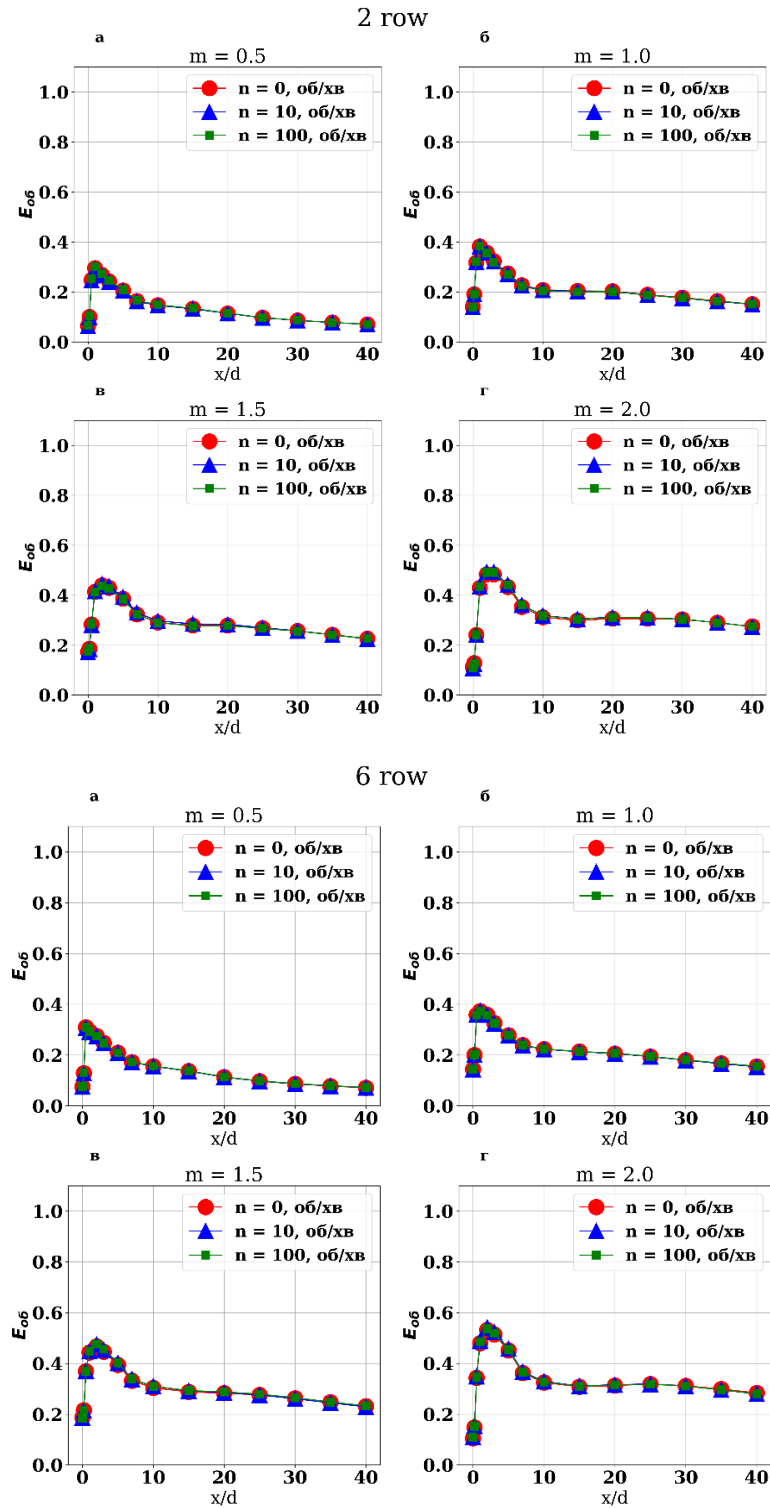


Рис. 3.10. Локальні значення адиабатної ефективності між заглибленнями

Загалом для ряду №5 характерним є незначне зменшення ефективності плівкового охолодження при параметрах вдуву $m > 1.0$, при чому максимальне зменшення ефективності, на 8%, спостерігається в районі передньої кромки

заглиблення. Для рядів, що знаходяться між отворами, рис. 3.10, (ряди №2 та №6) ефективність плівкового охолодження не відрізняється.

3.3 Вплив відцентрових сил : стаціонарна задача та умови обертання

Дослідження впливу відцентрових сил відбувалось при частотах обертання 3000, 5000 та 7000 об/хв, тобто при параметрах обертання Ro 3.39, 5.65, 7.92 відповідно.

3.3.1 Фізична структура потоку

На рис. 3.11 представлено порівняння вихрових структур з видом в трикутні кратери в при різних параметрах обертання (при параметрах $m=1,5$ і $x/d = 2,0$).

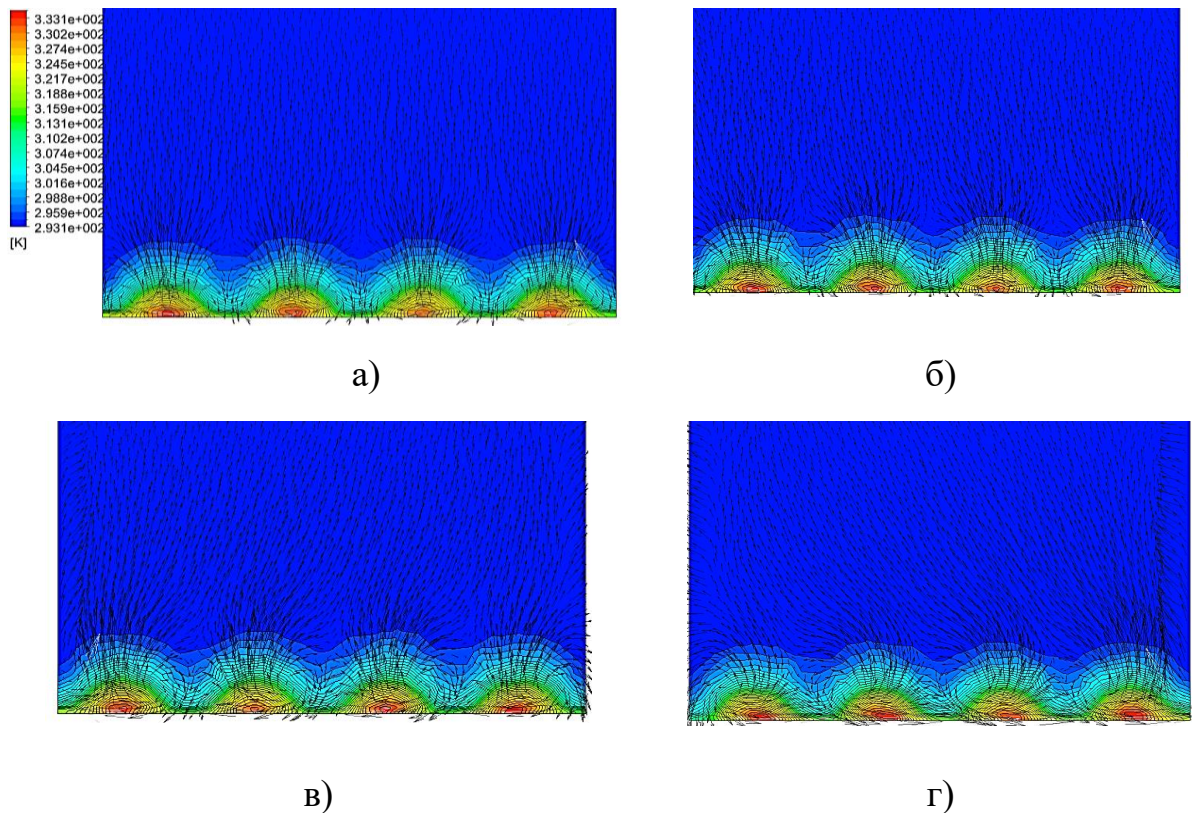


Рис. 3.11. Вихрова структура за рядом похилих отворів: а) $n = 0$,
б) $n = 3000$, в) $n = 5000$ д) $n = 7000$ об/хв

З рисунку видно, що при параметрах обертання, $Ro > 3.4$, дія відцентрових сил спричиняє викривлення вихрових структур в напрямку протилежному до напрямку обертання. Вихрові структури деформуються з симетричної форми до асиметричної, із більшою інтенсивністю вихора у правій його стороні. Що, в свою чергу, не призводить до підсмоктування гарячого потоку за передньою кромкою заглиблення при $x/d = 2$ унаслідок щільного розташування вихрових структур. Зі збільшенням параметра обертання до 7.9 збільшується і викривлення вихрових структур.

Рис. 3.12 візуалізує лінії току основного потоку. З рисунку можна зробити висновок, що дія відцентрових сил спричиняє викривлення ліній току основного потоку. Причому при збільшенні частоти обертання збільшується і викривлення ліній току.

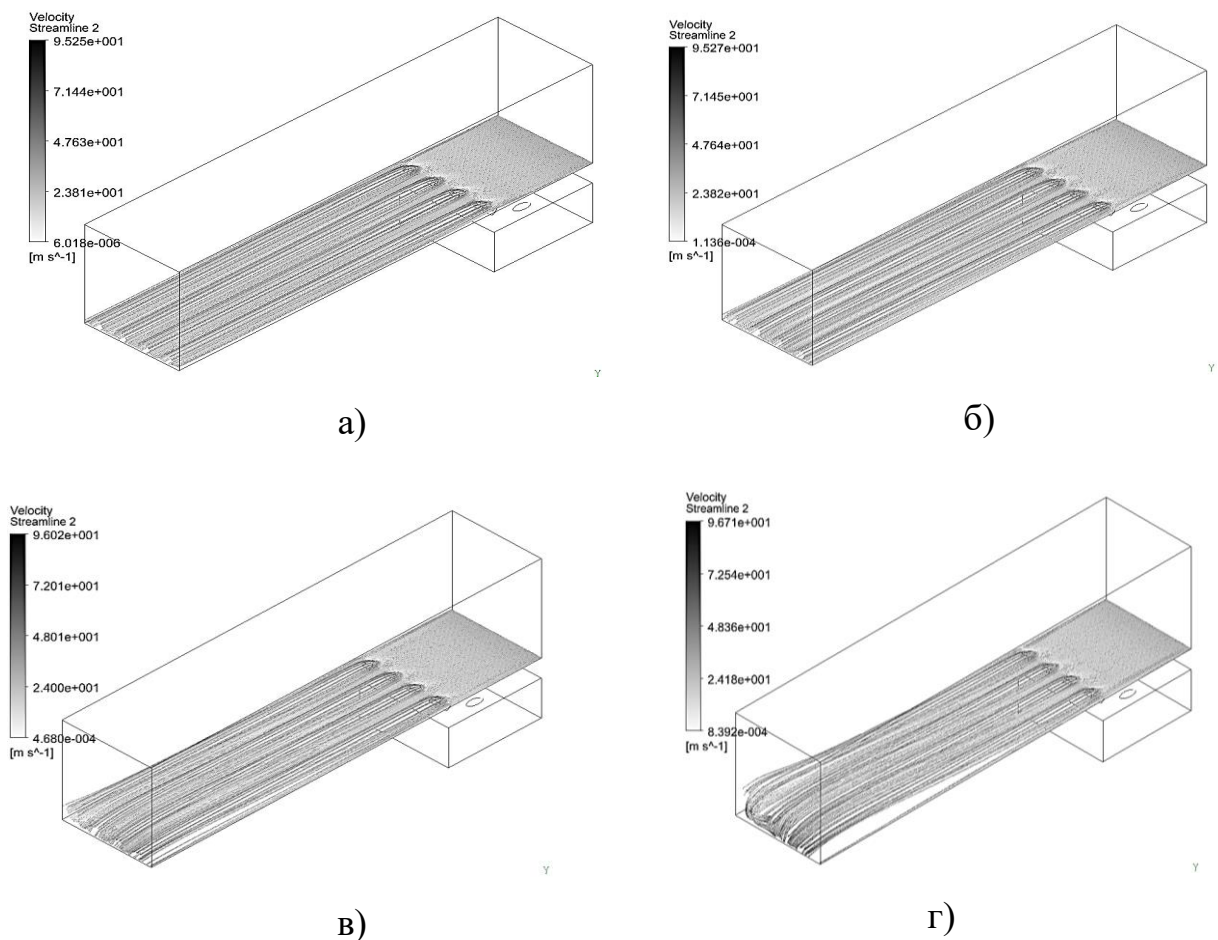


Рис. 3.12. Лінії току основного потоку: а) $n = 0$, б) $n = 3000$, в) $n = 5000$, г) $n = 7000$ об/хв

3.3.2 Адіабатна ефективність плівкового охолодження

На рис. 3.13 зображені локальні значення адіабатної ефективності плівкового охолодження в поперечному напрямі для різних значень x/d і різних значень параметру обертання.

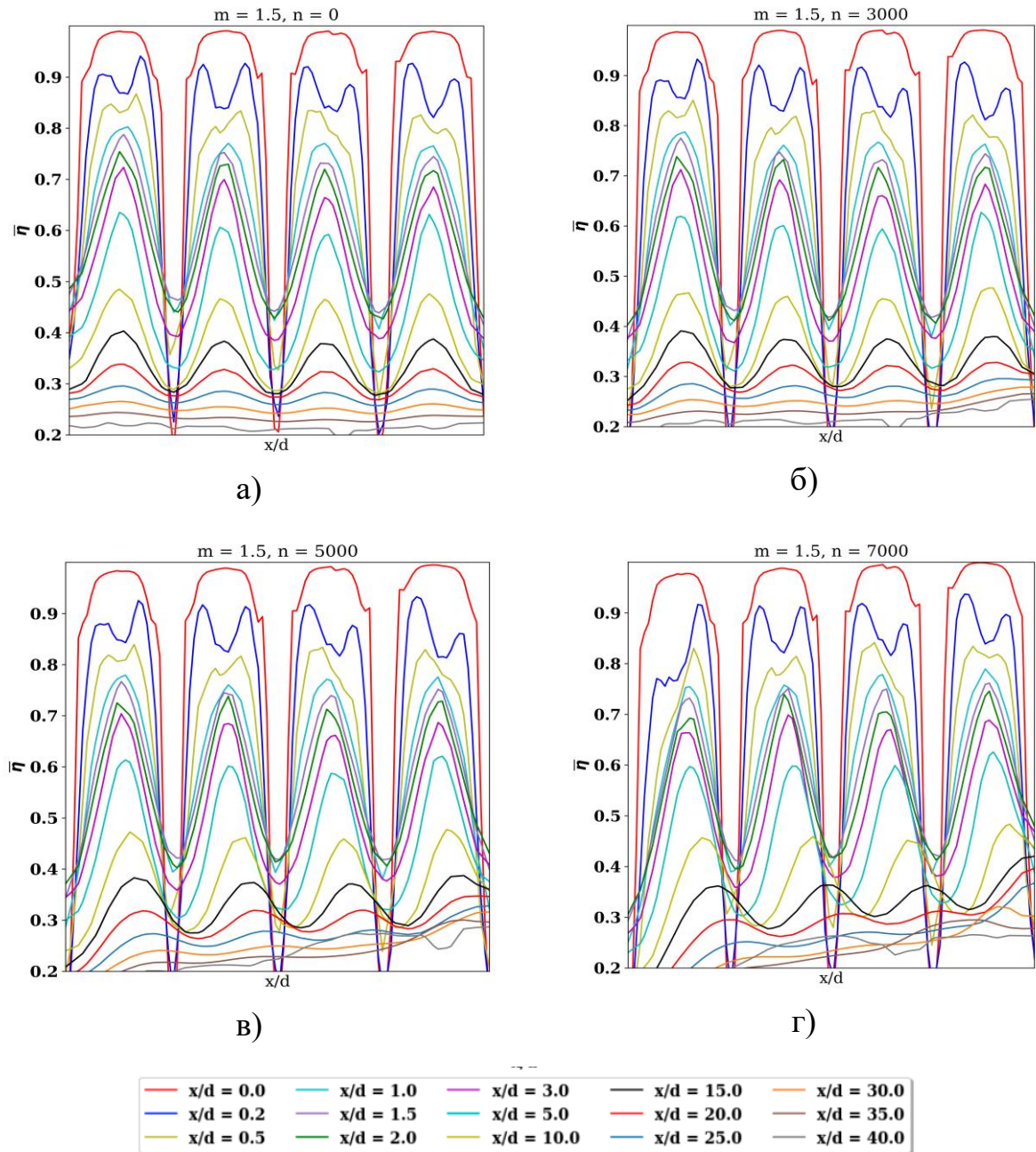


Рис. 3.13. Локальні значення адіабатної ефективності плівкового охолодження в поперечному перетині:

а) $n = 0$, б) $n = 3000$, в) $n = 5000$, г) $n = 7000$ об/хв.

На графіках спостерігається зміщення піків ефективності плівкового охолодження в результаті обертання охолоджувальної поверхні. Для частоти обертання 3000 об/хв помітне зміщення спостерігається лише при $x/d > 15$, для 5000 об/хв при $x/d > 10$, для 7000 об/хв при $x/d > 3$.

Перейдемо до кількісних показників значення впливу обертання на адіабатну ефективність. Порівняння осередненої по поверхні (для кожного значення m) адіабатної ефективності плівкового охолодження для різних параметрів обертання представлено на рис. 3.14.

Як видно з рис. 3.14, зі збільшенням параметру вдуву до $m = 2.0$, осереднена по поверхні адіабатна ефективність плівкового охолодження збільшується при усіх досліджених параметрах обертання. Дія відцентрової сили викликає зменшення осередненої адіабатної ефективності плівкового охолодження на 2% - 7%, відповідні значення зменшення ефективності в залежності від параметру обертання зображено в табл. 3.4.

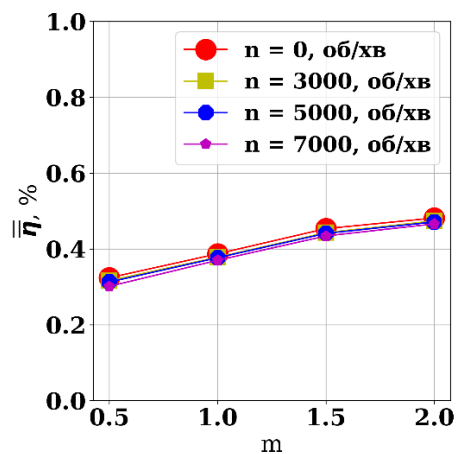


Рис. 3.14. Осереднена по поверхні адіабатна ефективність плівкового охолодження

Як було зазначено вище, під дією відцентрових сил відбувається суттєве викривлення потоку, тому для практичних задач необхідно також дослідження локальних значень адіабатної ефективності плівкового охолодження.

На рис. 3.15 представлені залежності середньої в поперечному напрямку адіабатної ефективності плівкового охолодження в умовах обертання для

чотирьох значень швидкостей обертання та різних параметрів вдуву. На рис. 3.16 представлені відповідні їм залежності параметра $E_{об}$ по довжині пластини.

Таблиця 3.4

Зменшення ефективності плівкового охолодження в залежності від швидкості обертання

n, об/хв	m			
	0.5	1.0	1.5	2.0
3000	2.41 %	2.34 %	2.39 %	1.65 %
5000	3.59 %	2.75 %	2.82 %	2.23 %
7000	7.47 %	4.62 %	4.45 %	3.35 %

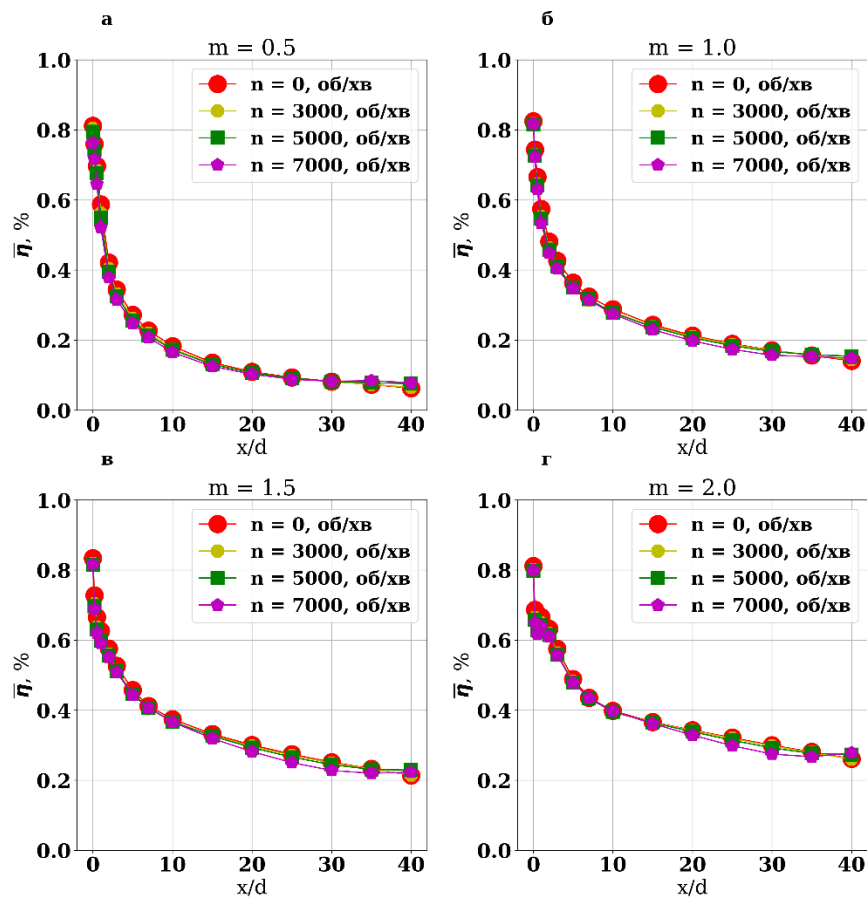


Рис. 3.15. Залежність середньої в поперечному напрямку адіабатної ефективності в умовах обертання при: а) $m = 0.5$, б) $m = 1.0$, в) $m = 1.5$, г) $m = 2.0$

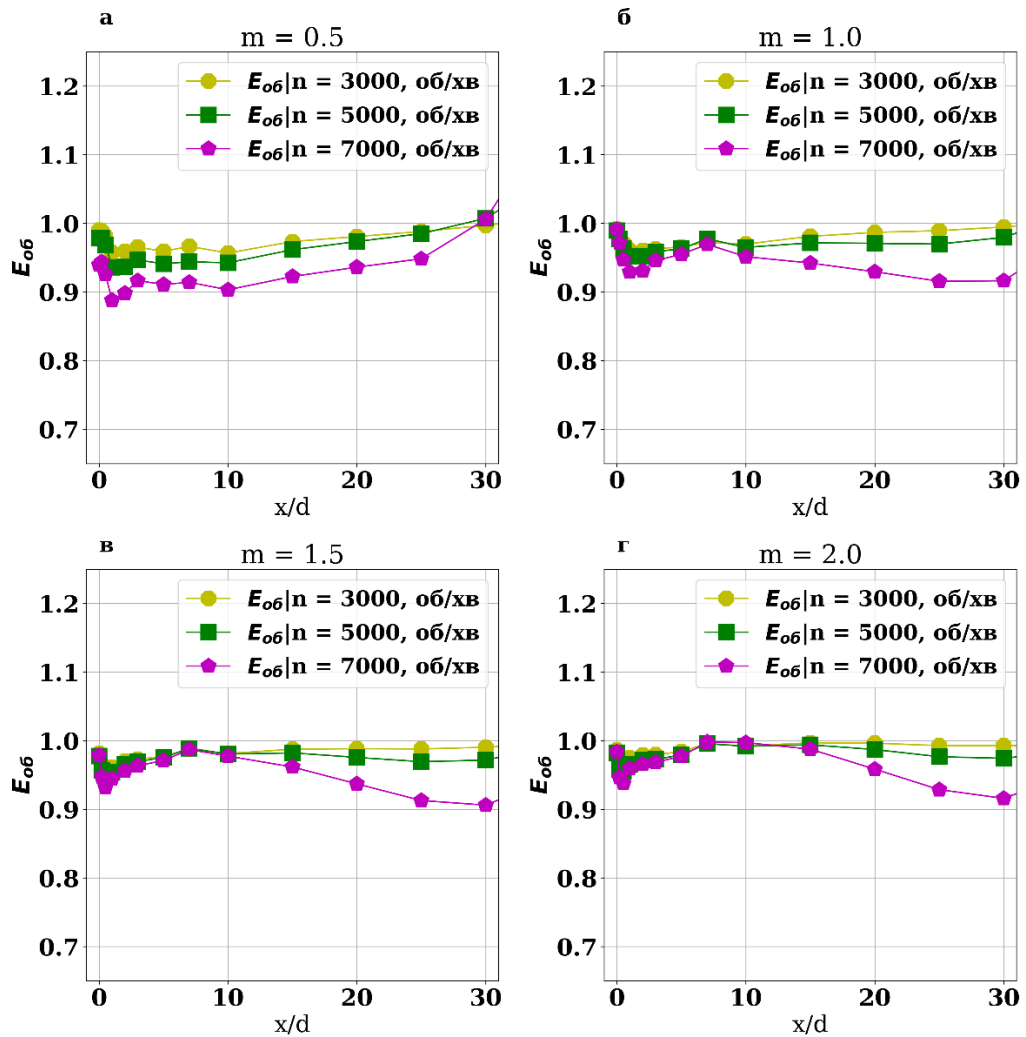


Рис. 3.16. Залежність параметра $E_{вр}$ по довжині пластини при:

а) $m = 0.5$, б) $m = 1.0$, в) $m = 1.5$ г) $m = 2.0$

З рис. 3.16 видно, що під дією відцентрових сил відбувається зменшення середньої адіабатної ефективності плівкового охолодження. При швидкостях обертання 3000 об/хв та 5000 об/хв найсуттєвіше зменшення на 2% - 7% спостерігається при $x/d < 10$. Це обумовлено асиметричною формою вихрових структур в районі передньої кромки заглиблення так, що плівка охолоджувача не може рівномірно розповсюджуватись по охолоджувальній поверхні. При швидкості обертання 7000 об/хв ефективність зменшується на 2% - 10% за рахунок асиметричних вихрових структур та суттєвого викривлення потоку по усій довжині пластини, що видно з рис. 3.17, де зображені контурні діаграми локальної адіабатної ефективності плівкового охолодження на поверхні пластини для різних значень параметру Ro при $m = 1.5$.

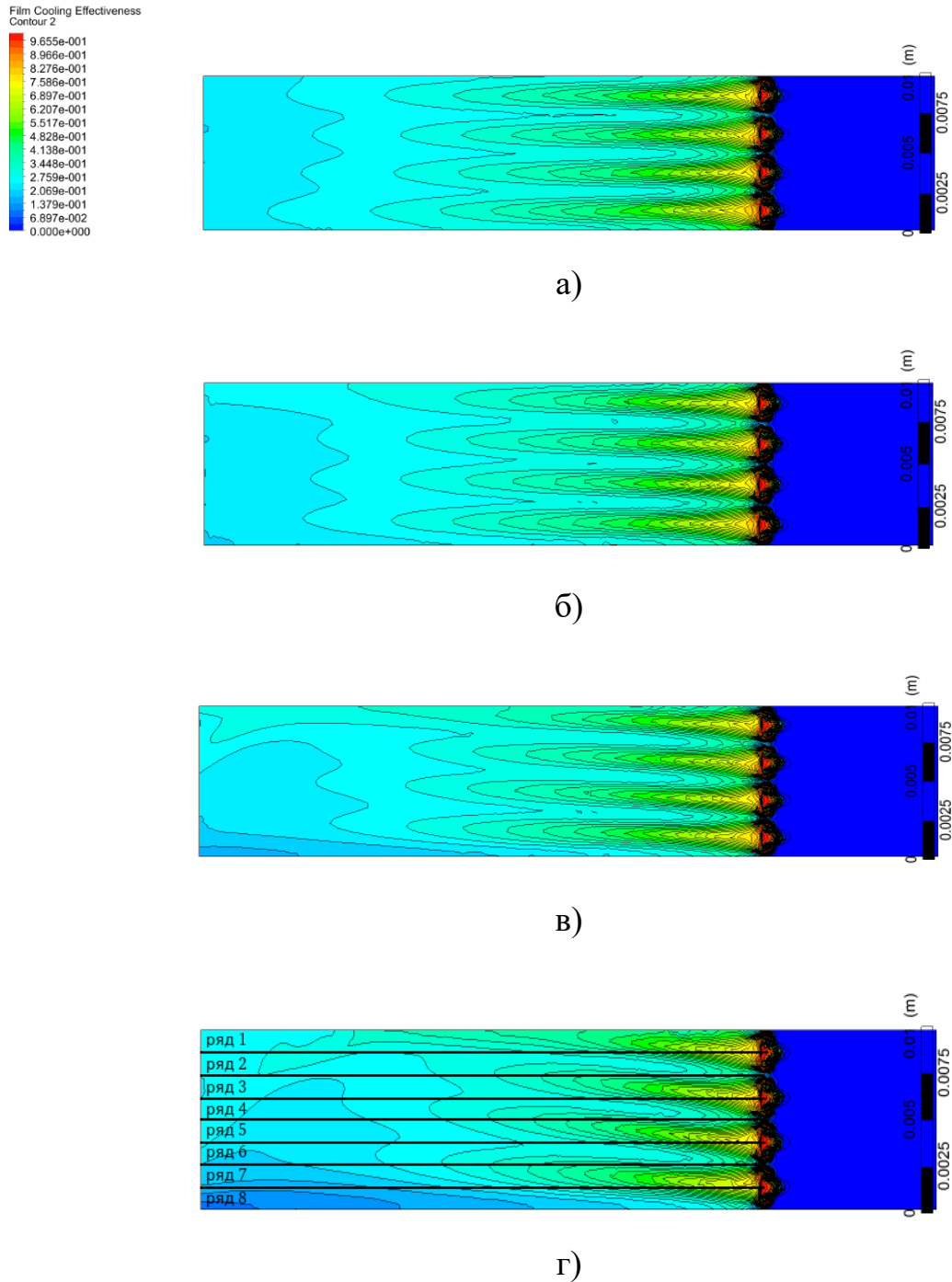


Рис. 3.17. Контурні діаграми локальної адіабатної ефективності плівкового охолодження на поверхні:

а) $n = 0$, б) $n = 3000$, в) $n = 5000$, г) $n = 7000$ об/хв

Видно, що на рис. 3.17 г) ряд №1 відповідає найбільшим значенням ефективності у порівнянні з рядом №8, де з'являються зони нульової адіабатної ефективності.

Розглянемо значення адиабатної ефективності безпосередньо на лініях, що обмежують ряд № 1 - ряд №7 при різних значеннях параметру вдуву (рис. 3.18). Далі обмежимося розглядом лише середніх рядів, тобто рядів №2 - №6.

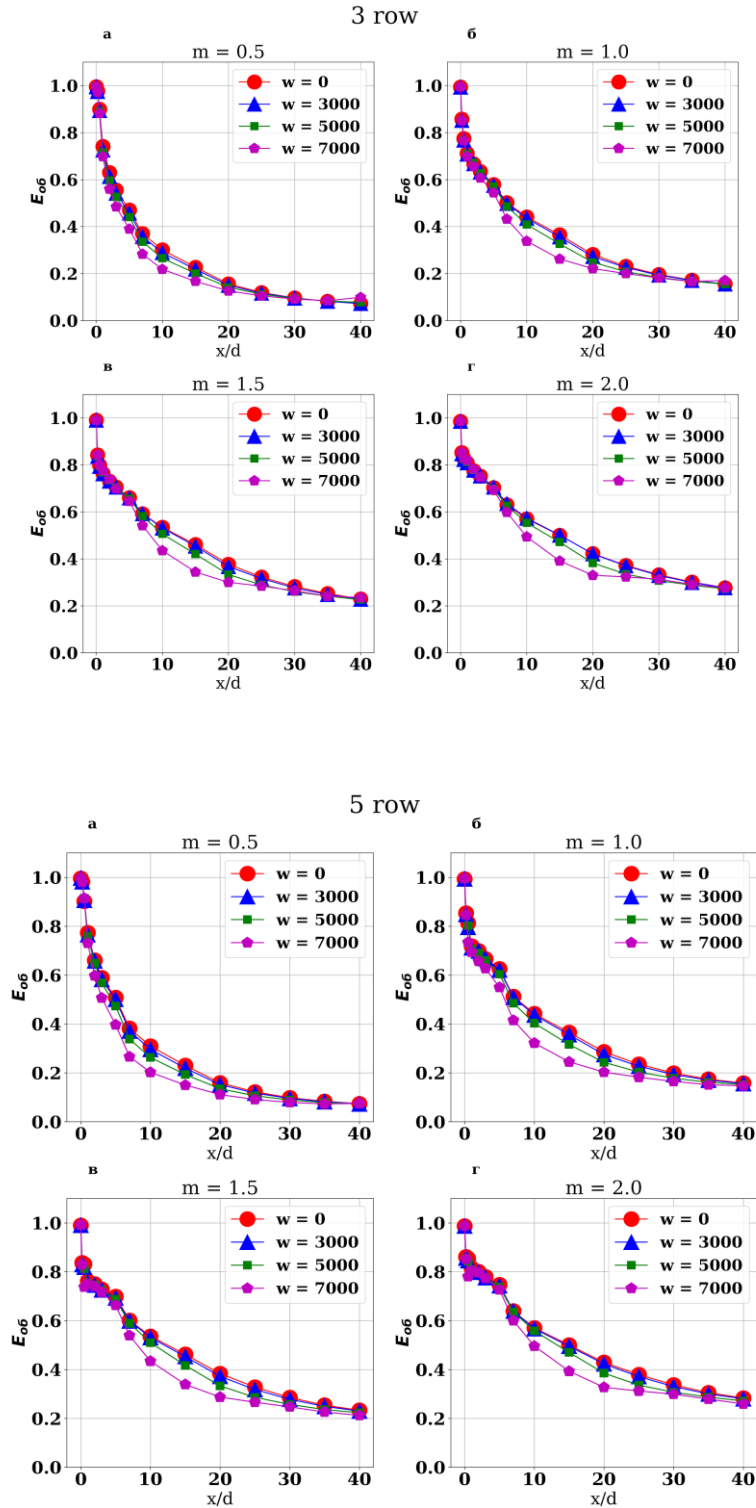


Рис. 3.18. Локальні значення адиабатної ефективності уздовж осьових рядів

Для усіх параметрів вдуву характерним є те, що потік охолоджувача, що виходить з заглиблень (ряд №1, ряд №3, ряд №5, ряд №7) під дією відцентрової сили відхиляється від осової симетрії з асимптотичним мінімумом при $x/d = 15...20$, що відповідає зниженню адіабатної ефективності охолодження на 2% - 6% при швидкостях обертання 3000 об/хв, на 6% - 13% при 5000 об/хв та на 35% - 40% при 7000 об/хв.

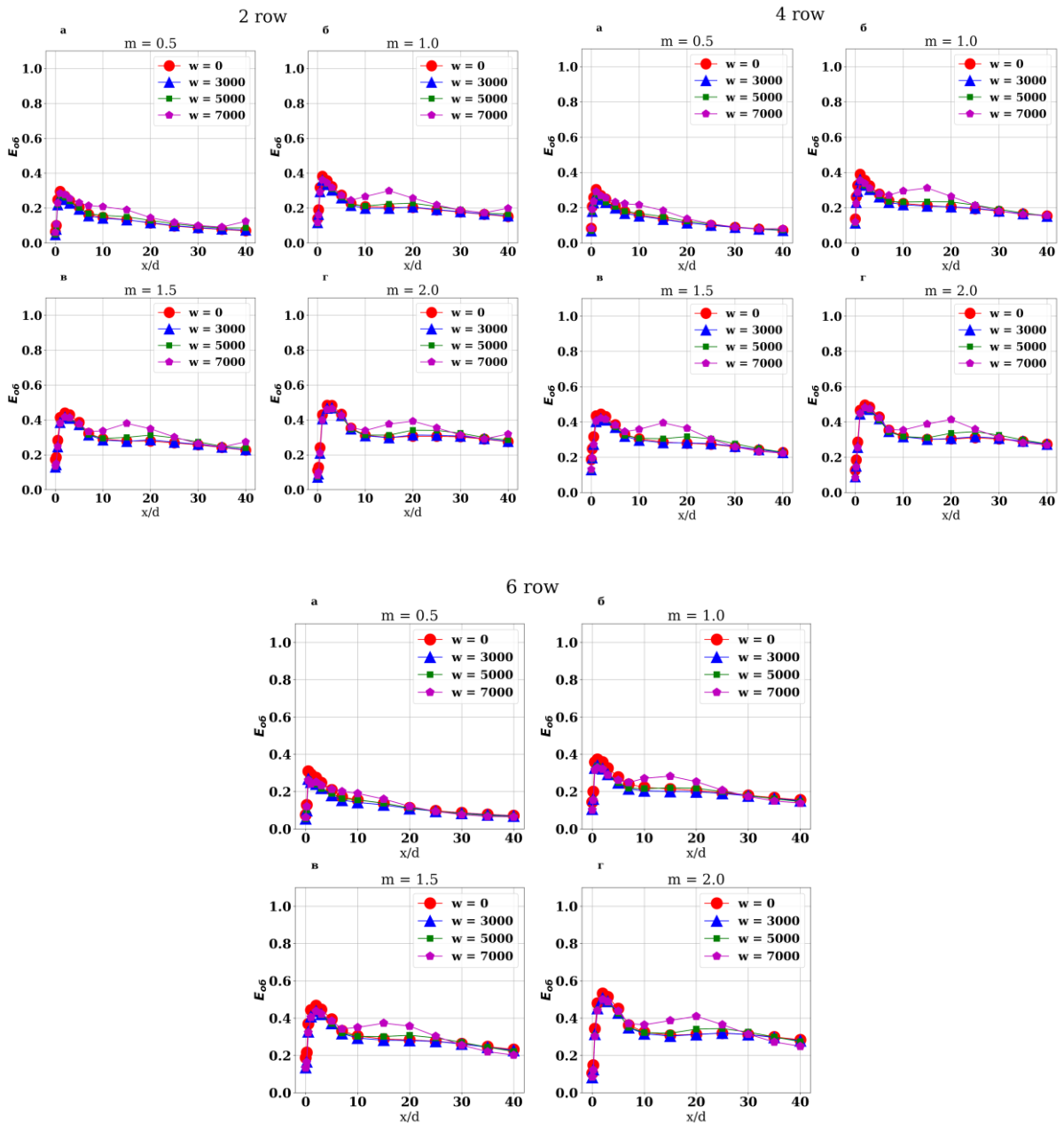


Рис. 3.19. Локальні значення адіабатної ефективності між заглибленнями осьових рядів

Це ж в свою чергу викликає збільшення ефективності при таких самих $x/d = 15...20$ для рядів між заглибленнями, рис. 3.19 (ряд №2, ряд №4, ряд №6).

Важливим також є те, що при малих значеннях параметру вдуву величина відцентрових сил, діючих як на струмені охолоджувача, досить мала, внаслідок малої витрати повітря через отвори плівкового охолодження. З ростом параметру вдуву росте секундна маса охолоджувача, що видувається через отвори плівкового охолодження, отже, збільшується і величина відцентрових сил, діючих на струмені, що призводить до їх більшого відхилення від осьового напрямку. При високих значеннях параметру вдуву ($m > 1.5$) збільшується секундна маса охолоджувача на виході з отворів плівкового охолодження, але одночасно істотно зростає величина інерційних сил, діючих на елементарні об'єми охолоджувача в струменях, що, кінець кінцем, призводить до деякого зменшення величини відхилення струменів від осьового напрямку.

3.4. Порівняльна характеристика адіабатної ефективності схем плівкового охолодження в умовах обертання

Для визначення переваг використання схеми з трикутними кратерами було проведено порівняння отриманих результатів з двома добре дослідженими схемами плівкового охолодження (в умовах обертання): традиційною схемою плівкового охолодження з видувом охолоджувача в один ряд похилих отворів [45], альтернативною схемою з видувом охолоджувача в траншею [46].

Дослідження традиційної схеми плівкового охолодження та схеми з видувом охолоджувача в траншею проводились у ІТТФ НАН України при аналогічних геометричних параметрах моделей. Граничні умови зображені в табл. 3.5 .

Оскільки граничні умови відрізняються від досліджених (табл. 3.1), було проведено додатковий розрахунок з відповідними граничними умовами.

Таблиця 3.5

Межові умови на вході і виході розрахункової області

Область	Вхід №1	Вхід №2	Вихід
Середня швидкість м/с	400		Д
Статична температура, °С	500	1100	
Витрата, кг/с ($m = 0.5$)		0,0035	
Витрата, кг/с ($m = 1.0$)		0,007	
Витрата, кг/с ($m = 1.5$)		0,01	
Витрата, кг/с ($m = 2,0$)		0,014	
Статичний тиск, Па			101325
n , об/хв	9500		
Ro	1		

Параметр обертання Ro дорівнює 1, виходячи з проведеного дослідження, можна очікувати, що дія відцентрових та коріолісових сил не буде суттєво впливати на адіабатну ефективність плівкового охолодження.

На рисунку 3.20 представлені залежності середньої в перетині адіабатної ефективності плівкового охолодження від безрозмірної відстані до площини вдуву для дослідженої схеми вдуву в трикутні кратери та двох відомих схем: з вдувом в траншею та з вдувом в ряд похилих отворів (традиційна схема) для різних значень параметра вдуву.

З аналізу графіків видно, що при малих значеннях параметра вдуву ($m=0,5$) середня за перетином адіабатна ефективність плівкового охолодження практично однакова для двох альтернативних схем та переважає традиційну схему на 16% - 62% при $x/d < 10$. При більших значеннях параметру вдуву, $m \geq 1.0$, схема з подачею охолоджувача в трикутні кратери має більшу ефективність по відношенню до традиційної схеми:

1. при $m = 1.0$ ефективність збільшилась на 22% - 220% для $x/d < 30$;
2. при $m = 1.5$ на 42% - 258% у всьому дослідженому діапазоні;
3. при $m = 2.0$ на 66% - 274% у всьому дослідженому діапазоні;

При цьому схема з використанням трикутних кратерів не переважає схему з вдувом охолоджувача в траншею, максимальна відмінність складає 24%.

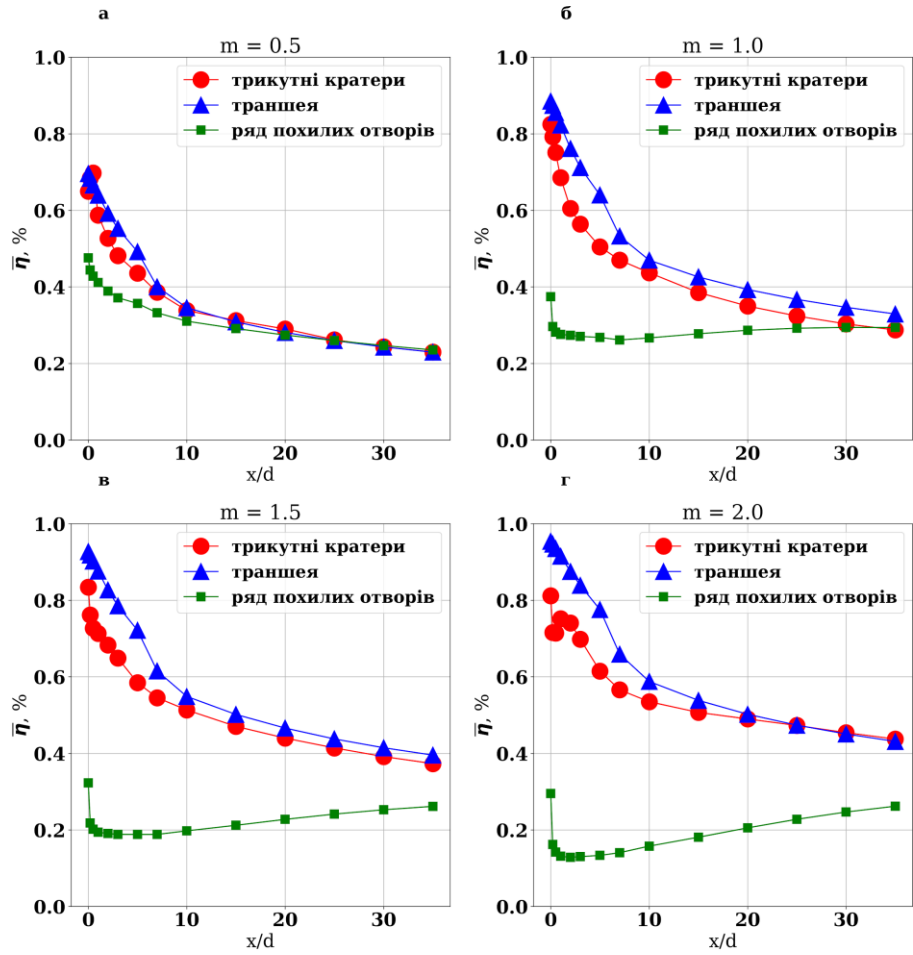


Рисунок 3.20. Середня адіабатна ефективність плівкового охолодження при різних параметрах вдуву: а) $m = 0.5$; б) $m = 1.0$; в) $m = 1.5$; г) $m = 2.0$

На рис. 3.21 зображена залежність осередненої по поверхні теплообміну адіабатної ефективності плівкового охолодження від параметру вдуву.

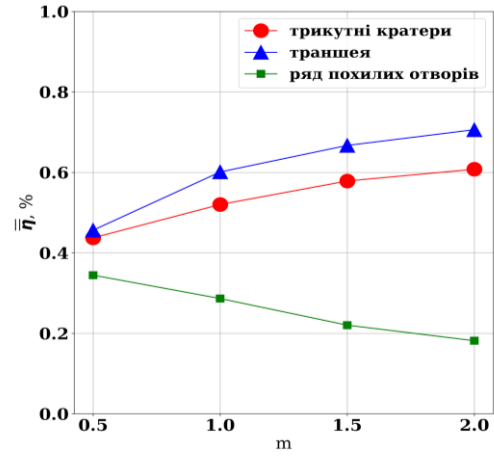


Рисунок 3.8 – Осереднена по поверхні теплообміну адіабатна ефективність плівкового охолодження

В таблиці 3.6 представлені кількісні відношення двічі осередненої адіабатної ефективності для досліджених схем плівкового охолодження, де $\eta_{\text{трад}}$ – відповідає традиційній схемі, $\eta_{\text{тран}}$ – траншеї, $\eta_{\text{тр}}$ – трикутній.

Таблиця 3.6

Відношення осередненої по поверхні теплообміну адіабатної ефективності плівкового охолодження досліджених схем

m	$\frac{\overline{\eta_{\text{тр}}}}{\overline{\eta_{\text{трад}}}}$	$\frac{\overline{\eta_{\text{тран}}}}{\overline{\eta_{\text{тр}}}}$
0.5	1.26892248	0.95837552
1.0	1.81537529	0.86542396
1.5	2.62541275	0.86756485
2	3.34505615	0.86095211

3.5. Висновки по розділу 3

Результати дослідження теплофізичних характеристик, які характеризують фізичну структуру та ефективність плівкового охолодження при подачі охолоджувача в трикутні заглиблення з урахуванням різниці температур стінки і потоку в умовах обертання поверхні показали, що дії коріолісових та відцентрових сил мають різний характер.

Дослідження впливу коріолісових сил показали, що:

- а) сила Коріоліса не впливає на фізичну структуру потоку;
- б) вплив на осереднену по поверхні адіабатну ефективність охолодження та локальні значення адіабатної ефективності уздовж центральних рядів незначний;

Дослідження впливу відцентрових сил показали, що:

а) відцентрові сили значною мірою впливають на фізичну структуру потоку викликаючи деформації форми вихрових структур та ліній току, спостерігається зміщення піків ефективності охолодження у поперечному напрямку;

б) осереднена ж по поверхні адіабатна ефективність плівкового охолодження залишилась майже незмінною.

в) суттєве зменшення адіабатної ефективності було визначено при дослідженні локальної адіабатної ефективності уздовж центральних рядів. Для центральних ряді зменшення ефективності складало: 7% для швидкостей обертання 3000 об/хв, 7% - 13% для 5000 об/хв та 35% - 45% для швидкостей обертання 7000 об/хв.

Результати порівняння адіабатної ефективності плівкового охолодження при використанні традиційної схеми (ряд похилих отворів), схеми з видувом охолоджувача у траншею та схеми з трикутними кратерами в умовах обертання показали, що:

а) при $m = 0.5$ середня за перетином адіабатна ефективність плівкового охолодження при використанні трикутних кратерів вища на 16% - 62% ніж при використанні традиційної схеми з рядом похилих отворів при $x/d < 10$, далі по потоку практично однакова.

б) при $m = 1$ і більше перевага трикутних кратерів по відношенню до традиційних отворів складає 26% - 234%.

в) перевага схеми з використанням траншеї по відношенню до трикутної схеми складає до 24% при $m = 1$ і більше.

ВИСНОВКИ

Робота присвячена теоретичному дослідженню фізичного механізму і закономірностей плівкового охолодження плоскої пластини через один ряд похилих отворів при подачі охолоджувача в трикутні кратери в умовах обертання

В умовах обертання на потік діють дві сили: сила Коріоліса та відцентрова сила. Інтенсивність впливу цих сил визначається параметром обертання Ro : при $Ro < 1$ переважний вплив мають коріолісові сили, при $Ro > 1$ - відцентрові. У ході дослідження було виявлено, що обертання не впливає на середню по поверхні адіабатну ефективність плівкового охолодження при швидкостях обертання менших за 3000 об/хв, у той самий час, вплив на локальні характеристики є значним під впливом відцентрових сил, особливо при 7000 об/хв.

Дослідження впливу коріолісових сил показали, що:

- а) сила Коріоліса не впливає на фізичну структуру потоку: інтенсивність парних вихорів та рівномірність ліній току аналогічна до стаціонарної задачі;
- б) вплив на осереднену по поверхні адіабатну ефективність охолодження та локальні значення адіабатної ефективності уздовж центральних рядів незначний;

Дослідження впливу відцентрових сил показали, що:

- а) відцентрові сили значною мірою впливають на фізичну структуру потоку: вихрові структури деформуються з симетричної форми до асиметричної, із більшою інтенсивністю вихора у правій його стороні, лінії току деформуються, що призводить до перемішування основного потоку з охолоджувачем, спостерігається зміщення піків ефективності охолодження у поперечному напрямку;
- б) вплив на фізичну структуру потоку викликає у свою чергу зміну локальної адіабатної ефективності плівкового охолодження, осереднена ж по

поверхні адіабатна ефективність плівкового охолодження майже не змінюється.

в) суттєве зменшення адіабатної ефективності було визначено при дослідженні локальної адіабатної ефективності уздовж центральних рядів та між заглибленнями. Для центральних рядів зменшення ефективності складало: до 7% для швидкостей обертання 3000 об/хв, 7% - 13% для 5000 об/хв та 35% - 45% для швидкостей обертання 7000 об/хв.

Результати порівняння адіабатної ефективності плівкового охолодження при використанні традиційної схеми (ряд похилих отворів), схеми з видувом охолоджувача у траншею та схеми з трикутними кратерами в умовах обертання показали, що:

а) при $m = 0.5$ середня за перетином адіабатна ефективність плівкового охолодження при використанні трикутних кратерів вища на 16% - 62% ніж при використанні традиційної схеми з рядом похилих отворів при $x/d < 10$, далі по потоку практично однакова.

б) при $m = 1$ і більше перевага трикутних кратерів по відношенню до традиційних отворів складає 22% - 274%.

в) перевага схеми з використанням траншеї по відношенню до трикутної схеми складає до 24% при $m = 1$ і більше.

Більша ефективність плівкового охолодження схеми з використанням трикутних кратерів в стаціонарних умовах та умовах обертання робить її перспективною альтернативою традиційній схемі плівкового охолодження та потребує подальшого дослідження в умовах неізотермічності та високої турбулентності основного потоку.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Петляк О.О. Сравнительный анализ эффективности пленочного охлаждения при подаче охладителя в один ряд треугольных углублений / А. А. Халатов, О. О. Петляк, Н. А. Панченко // «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках»: зб. тез доп. VI Всерос. конф. з міжнародною участю, 2017 р. – Новосибірськ – 2017. – С.93.
2. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил : Т. 7. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст] / А.А. Халатов — К.: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2008. — 292с.
3. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей [Текст] Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Щукин А.В. — М.: Машиностроение, 1993г. - 368с.
4. Т.В. Доник, Д.Н. Письменный. Теплообмен и гидродинамика закрученных и вихревых потоков в каналах [Текст] / Т.В. Доник: Наукова думка, 2014. — 618с.
5. И.Ф. Кравченко. Исследование вариантов воздухо – воздушного теплообменника для охлаждения турбины газотурбинного двигателя [Текст] / И.ф. Кравченко, В.А. Шкабура, А.В. Еланский. – Авиационно - космическая техника и технология, 2013, № 4. – 101 с.
6. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок [Текст]: учеб. / А.А. Иноземцев, М.А. Нехамкин, В.Л. Сандрацкий. — М.: Машиностроение, 2008. — Т. 2. — 366 с.
7. Локай В.И., Газовые турбины двигателей летальных аппаратов [Текст] / В.И. Локай, В.А. Максимова, Б.В. Стрункин. — М.: Машиностроение, 1979. — 477 с.
8. Репухов В.М. Тепловая защита стенки вдувом газа [Текст] / В.М. Репухов. — Киев: Наукова Думка, 1977. — 216 с.

9. Локай В.И., Газовые турбины двигателей летательных аппаратов [Текст] / В.И. Локай, В.А. Максимова, Б.В. Стрункин. — М.: Машиностроение, 1979. — 477 с.
10. Correlation of film-cooling effectiveness from thermographic measurements at enginelike conditions [Text] / S. Baldauf, M. Scheurlen, A. Schulz, S. Wittig // Journal of Turbomachinery. — 2002. — Vol. 124, No. 4. — P. 686-698.
11. 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.
12. Goldstein R. J. Film cooling [Text]// Advances in heat transfer. — NY—London: Academic press, 1971. — P. 321–379.
13. Зысина-Моложен Л.М. Теплообмен в турбомашинах [Текст] / Л.М. Зысина - Моложен, Л.В. Зысин, М.П. Поляк. — Л.: Машиностроение, 1974. —336 с.
14. Pat. US, Cooling of structural members particularly for the gas turbine engines [Text] / Howald W.E. — №3 527 543, 08.09.1970, filed on 26.08.1965, — 9 p.
15. Pat. US, Bell-shaped fan cooling holes for turbine airfoil [Text] / Lee C.-P. — №7 374 401, 20.05.2008, filed on 01.05.2005, — 14 p.
16. Lu Y. Effect of hole configuration on film cooling from cylindrical inclined holes for the application to gas turbine blades [Text] / PhD Disseration Mechanical Engineering, December 2007./ Yiping Lu : Lousiana State University, — 2007. — 109 p.
17. Dittmar J. Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle based on large scale experiments [Text] / J. Dittmar, A. Schulz, S. Wittig // Journal of Turbomachinery, — 2003. — Vol. 125, №1. — P. 57–64.

18. Colban W.F. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface [Text] / W.F. Colban, K.A. Thole, D. Bogard // Journal of Turbomachinery. — 2011, Vol. 133. — P. 011002-1 -11002-11.
19. Liu J.S. Enhanced film cooling effectiveness with new shaped holes [Electronic resource] / J.S. Liu, M.F. Malak, L.A. Tapia et al // Proceedings of ASME Turbo Expo–2010. — GT2010–22774. — 11 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.
20. Leedom D.H. Large eddy simulations of film cooling flow fields from cylindrical and shaped holes [Electronic resource] / D.H. Leedom, S. Acharya // Proceedings of ASME Turbo Expo–2008. — GT2008–51009. — 13 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.
21. Liu C. Film cooling performance of converging slot holes with different exit-entry area ratios [Electronic resource] / C. Liu, H. Zhu, J. Bai, D. Xu // Proceedings of ASME Turbo Expo–2009. — GT2009–59002. — 11 p. — 1 CD-ROM. — Title from the screen.
22. 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.
23. Wang T.. Jet mixing in a slot [Text] / T. Wang, S. Chintalapati, R.S. Bunker, C.P. Lee // Experimental thermal and fluid science. — 2000. — Vol. 22. — P. 1–17.
24. Пат. 47749 України. Спосіб плівкового охолодження та пристрій для його здійснення [Текст] // Халатов А.А., Варганов І.С., Коваленко Г.В.; заявитель и патентообладатель Інститут технічної теплофізики. — №2001096063; заявл. 03.09.01 ; опубл. 15.12.04, Бюл.№ 12, 2014. — 3 с.
25. Ekkad S., Je – Chin Han. Heat Transfer Inside and Downstream of Cavities Using Transient Liquid Crystal Method [Text] // Journ. of Thermophysics and Heat Transfer. — 1996. — V.10. - No3. — P. 511 – 516.

26. US Pat. Application. Double jet film cooling structure [Text] / Sugimoto T., Tanaka R., Tsuji K., Bohn D. Kusterer K. № US 2007/0109743A1. — 17.05.2007. — 8 p., based on Japanese Patent Application №2005 — 332530, 17.11.2005.
27. Dring, R. An Experimental Investigation of Film Cooling on a Turbine Rotor Blade/Dring, R., Blair, M., Joson, H.— *Jornal of Engineering for Power*, – Vol. 102, 1980, – pp. 81-87.
28. Abhari, R. An Experimental Study of Film Cooling in a Rotating Transonic Turbine/Abhari, R., and Epstein, A.— *Journal of Turbomachinery*, – Vol. 116, 1994, – pp. 63-70.
29. An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Low Aspect Ratio Turbine Nozzles/ Takeishi, K., Matsuura, M., Aoki, S., and Sato, T.— *Journal of Turbomachinery*, – Vol. 112, 1990, – pp.488-496.
30. Goldstain, R. Film Cooling with Injection Through a Circular Hole/ Goldstain, R., Eckert, E., and Ramsey, J.— NASA CR-54604, May 1968.
31. Rigby, M.J. Gas Turbine Rotor Blade Film Cooling With and Without Simulated NGV Shock Waves and Wakes/ Rigby, M.J., Johnson, A.B., Oldfield, M.L.G. – ASME Paper 90-GT-78, 1990.
32. W. Hong, Ch. Huichuan, L. Yulong, Experimental Study of Sister Hole Film Cooling Performance in a Rotating Flat Plate Model / W. Hong, Ch. Huichuan, L. Yulong – ASME Paper: Turbine Technical Conference and Exposition, 2018.
33. G. Xu, Application of TLVA model for predicting film cooling under rotating frames/ G. Xu, J. Zhu, Z. Tao. – *International Journal of Heat and Mass Transfer*, No. 53, 2010, pp. 3013-3022.
34. Shao-hua Li. Numerical Simulation Study on the Effect of Rotation on Film of Blades with Compound Angle Holes/ Shao-hua Li, Li and Ting-ting Guo. – *Advances in Intelligent and Soft Computing*, 2012, Vol. 112/2012, pp. 429-436.

35. T.S. Dhanasekaran. Simulation of Film Cooling on Rotating Gas Turbine Blades/ T.S. Dhanasekaran, Ting Wang. – Proceedings of ASME Turbo Expo 2009. GT2009-59424
36. N. Al-Zurfi. LES of Rotational Effects on Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Coefficient in a Gas Turbine Blade With One Row of Air Film Injection/ N. Al-Zurfi, A. Turan.– International Journal of Thermal Sciences, No 99, 2016, pp. 96-112.
37. L. Dongdong, T. Zhi, L. Xiang. Experimental investigation of heat transfer characteristics on turbine endwall with full coverage film cooling/ L. Dongdong, T. Zhi, L. Xiang .– Applied Thermal Engineering, Volume 140, 2018, pp 295–303.
38. Исследование плёночного охлаждения лопаток газовых турбин в условиях вращения с использованием CFD – расчётов [Текст]: отчет о научно-исследовательской работе (этап №1): 35 – 40 / между ИТТФ НАНУ и ГПНПКГ «Зоря»-«Машпроект»; рук. А. А. Халатов; исполн. Северин С.Д. – М., 2012. – 180 с. – по договору № 313/2076.
39. 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.
40. 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.
41. Lu Y. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches [Text] / Y. Lu, A. Dhungel, S.V. Ekkad, R.S. Bunker // Journal of Turbomachinery. — 2009. — Vol. 131, No.1. P.011003 – 011013.
42. Wang T.. Jet mixing in a slot [Text] / T. Wang, S. Chintalapati, R.S. Bunker, C.P. Lee // Experimental thermal and fluid science. — 2000. — Vol. 22. — P. 1–17.

43. 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.
44. Dong Ho Rhee, Youn Seok Lee, Hyung Hee Cho Film cooling effectiveness and heat transfer of rectangular-shaped film cooling holes [Text] / Dong Ho Rhee, Youn Seok Lee, Hyung // ASME Paper. - 2002. - GT2002-30168. – P. 16 – 17.
45. Исследование плёночного охлаждения лопаток газовых турбин в условиях вращения с использованием CFD – расчётов [Текст]: отчет о научно-исследовательской работе (этап №2): 35 – 40 / между ИТТФ НАНУ и ГПНПКГ «Зоря»-«Машпроект»; рук. А. А. Халатов; исполн. Северин С.Д. – М., 2013. – 180 с. – по договору № 313/2076.
46. Исследование плёночного охлаждения лопаток газовых турбин в условиях вращения с использованием CFD – расчётов [Текст]: отчет о научно-исследовательской работе (этап №3): 35 – 40 / между ИТТФ НАНУ и ГПНПКГ «Зоря»-«Машпроект»; рук. А. А. Халатов; исполн. Северин С.Д. – М., 2012. – 210 с. – по договору № 313/2076.