

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

«На правах рукопису»

УДК 536.244:621.438

ДО ЗАХИСТУ ДОПУЩЕНО

Завідувач кафедри

_____ Монастирський Г. Є.

«___» _____ 2026 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
за освітньо-науковою програмою
зі спеціальності 105 «Прикладна фізика та наноматеріали»
на тему: «Плівкове охолодження плоскої поверхні дворядної системи
трикутних заглиблень при впливі зовнішньої турбулентності та
різнонаправленістю охолоджувача»**

Виконав:

студент 2 курсу, групи ФФ-41мн

Моця Микола Володимирович _____

Науковий керівник:

к. ф.-м. н., доцент,

Кривенко-Еметов Ярослав Дмитрович _____

Науковий консультант:

К. т. н., ст. викладач,

Доник Тетяна Василівна _____

Рецензент:

к.ф.-м.н., доцент,

Пономаренко Сергій Миколайович _____

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

Студент _____

Київ – 2026 року

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

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність, 105 Прикладна фізика та наноматеріали

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Монастирський Г. Є.

«__» _____ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту**

Моці Миколі Володимировичу

1. Тема дисертації «Плівкове охолодження пласкої поверхні дворядної системи трикутних заглиблень при впливі зовнішньої турбулентності та різнонаправленістю охолоджувача», науковий керівник дисертації Кривенко-Еметов Ярослав Дмитрович, кандидат фізико-математичних наук, доцент, затверджені наказом по університету від «30» березня 2026 р. № 1325-с
2. Строк подання студентом дисертації «18» травня 2026 р.
3. Об'єкт дослідження: процеси теплообміну та гідрогазодинаміки плівкового охолодження при подачі охолоджувача в трикутні поверхневі заглиблення з виїмкою на передній грані
4. Перелік завдань, які потрібно розробити: Аналіз та обробка літературних оглядів інших робіт стосовно плівкового охолодження з видувом в поверхневі трикутні заглиблення різних конфігурацій; побудова геометричної моделі та створення розрахункової сітки; проведення основного комп'ютерного моделювання для різних граничних умов з подальшим аналізом отриманих результатів.
5. Предмет дослідження: фактори, що впливають на ефективність плівкового охолодження та фізичну структуру потоку при подачі охолоджувача в трикутні поверхневі заглиблення.
6. Перелік ілюстративного матеріалу: презентація – 21 слайд.
7. Орієнтовний перелік публікацій:

М.В Моця, Т. В. Доник, Тестові розрахунки ефективності газової завіси на поверхні лопатки при різних моделях турбулентності – Київ 2024
XXII Всеукраїнська науково-практична конференції студентів, аспірантів та молодих вчених Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики

М.В. Моця, Т. В. Доник, Плівкове охолодження пласкої поверхні з двохранною системою трикутних заглиблень: вплив подачі охолоджувача – Київ 2026 XXIV Всеукраїнська науково-практична конференції студентів, аспірантів та молодих вчених Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики.

М.В. Моця, Т.В. Доник, Плівкове охолодження пласкої поверхні з трикутними заглибленнями при різнонапрямленій подачі охолоджувача. Київ 2026 Національна Академія Наук України на засіданні 25 лютого 2026 року присудила премію НАНУ для студентів закладів вищої освіти.

8. Дата видачі завдання: « 14 » жовтня 2024 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Пошук та опрацювання літератури за темою МД	18.10.2024 – 10.11.2024	Виконано
2.	Написання першого розділу МД	15.11.2024 – 05.01.2025	Виконано
3.	Постановка мети та завдання дослідження	07.01.2025 – 15.01.2025	Виконано
4.	Розробка комп'ютерної моделі	20.01.2025 – 02.02.2025	Виконано
5.	Проведення розрахунків моделі	03.02.2025 – 10.12.2025	Виконано
6.	Написання другого розділу МД	11.12.2025 – 05.01.2026	Виконано
7.	Аналіз результатів моделювання	05.01.2026 – 05.02.2026	Виконано
8.	Написання третього розділу МД	05.02.2026 – 15.04.2026	Виконано
9.	Написання висновків	16.04.2026 – 30.04.2026	Виконано
10.	Оформлення МД	30.04.2026 – 10.05.2026	Виконано
11.	Підготовка презентації та доповіді	10.05.2026 – 14.05.2026	Виконано
12.	Передзахист МД	18.05.2026	Виконано
13.	Подання роботи на анти-плагіат та нормоконтроль	19.05.2026	Виконано
14.	Захист МД	25.05.2026	Виконано

Студент

Моця М.В.

(підпис)

Науковий керівник дисертації

Кривенко-Еметов Я.Д.

(підпис)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна магістерської дисертації викладена на 86 сторінках тексту та містить 77 ілюстрацій. Список використаних джерел налічує 65 найменувань.

Метою роботи є дослідження теплофізичних закономірностей і визначення залежностей, що характеризують фізичну структуру та ефективність плівкового охолодження при подачі охолоджувача в два ряди трикутних заглиблень за різних напрямків подачі охолоджувача.

Об'єктом дослідження є процеси теплообміну і газодинаміки при плівковому охолодженні пласкої поверхні за допомогою системи отворів у трикутних заглибленнях.

Предметом дослідження є фактори, що впливають на ефективність плівкового охолодження та структуру потоку при різних напрямках подачі охолоджувача.

Методи дослідження. Теоретичне дослідження виконано методом комп'ютерного моделювання (CFD) з використанням програмного пакету ANSYS CFX 23.1 при використанні SST - моделі турбулентності.

Наукова новизна отриманих результатів моделювання:

Вивчено вплив напрямку подачі охолоджувача на ефективність дворядної системи трикутних заглиблень в діапазоні змін параметра вдуву від 0.5 до 2.0 та зовнішньої турбулентності від 1% до 10%. Наведено залежності середньої по ширині ефективності, локальної по ширині, усередненої по площі. Також, було проаналізовано поля адіабатної ефективності, вихрову структуру полях проекцій векторів швидкості в поперечних перерізах(перпендикулярних до основного потоку) і було досліджено лінії течії.

Порівняльний аналіз показав, що при супутній подачі охолоджувача (в одному напрямку з основним потоком)усереднена по площі ефективність плівкового охолодження є вищою при всіх комбінаціях параметра вдуву та зовнішньої турбулентності.

Апробація результатів роботи:

Результати роботи доповідались та обговорювались на:

XXIV Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів,

аспірантів та молодих вчених Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики. НТУУ КПІ, Київ, Україна 2026 рік.

Публікації:

1. М.В. Моця, Т. В. Доник, Тестові розрахунки ефективності газової завіси на поверхні лопатки при різних моделях турбулентності – Київ 2024 XXII Всеукраїнська науково-практична конференції студентів, аспірантів та молодих вчених Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики
2. М.В. Моця, Т. В. Доник, Плівкове охолодження пласкої поверхні з двохрядною системою трикутних заглиблень: вплив подачі охолоджувача – Київ 2026 XXIV Всеукраїнська науково-практична конференції студентів, аспірантів та молодих вчених Теоретичні і прикладні проблеми фізики, математики та інформатики.
3. М.В. Моця, Т.В. Доник, Плівкове охолодження пласкої поверхні з трикутними заглибленнями при різнонапрямленій подачі охолоджувача. Київ 2026 Національна Академія Наук України на засіданні 25 лютого 2026 року присудила премію НАНУ для студентів закладів вищої освіти.

Ключові слова: зовнішня турбулентність, адіабатна ефективність, плівкове охолодження, параметр вдуву, трикутні заглиблення, напрямок подачі охолоджувача.

ABSTRACT

The explanatory note of the research work consists of 86 pages of text and contains 77 illustrations. The list of references includes 65 items.

The aim of the work is to investigate the thermophysical regularities and determine the dependencies characterizing the physical structure and effectiveness of film cooling when the coolant is supplied into a two-row system of triangular dimples under different directions of coolant injection.

The object of the study is the heat transfer and gas dynamics processes during film cooling of a flat surface using a system of holes in triangular dimples.

The subject of the study is the factors influencing the film cooling effectiveness and the flow structure under different directions of coolant injection.

Research methods. The theoretical study was performed by means of computational fluid dynamics (CFD) modeling using the ANSYS CFX 23.1 software package with the SST turbulence model.

Scientific novelty of the obtained modeling results:

The influence of the coolant injection direction on the effectiveness of a two-row system of triangular dimples was investigated within the range of blowing ratio variation from 0.5 to 2.0 and external turbulence intensity from 1% to 10%. The dependencies of the laterally averaged, local lateral, and area-averaged effectiveness are presented. Furthermore, the adiabatic effectiveness fields, the vortex structure in the fields of velocity vector projections in cross-sections (perpendicular to the main flow), and the streamlines were analyzed. The comparative analysis revealed that under the co-current coolant injection (in the same direction as the main flow), the area-averaged film cooling effectiveness is higher for all combinations of the blowing ratio and external turbulence intensity.

Approbation of the work results:

The results of the work were presented and discussed at:

The XXIV All-Ukrainian Scientific and Practical Conference of Students, Postgraduate Students, and Young Scientists "Theoretical and Applied Problems of Physics, Mathematics, and Informatics NTUU "KPI Kyiv, Ukraine 2026.

Publications:

1. M. V. Motsia, T. V. Donyk, Test calculations of gas curtain effectiveness on a blade surface using different turbulence models – Kyiv 2024, XXII All-Ukrainian Scientific and Practical Conference of Students, Postgraduate Students, and Young Scientists "Theoretical and Applied Problems of Physics, Mathematics, and Informatics".
2. M. V. Motsia, T. V. Donyk, Film cooling of a flat surface with a two-row system of triangular dimples: the effect of coolant supply – Kyiv 2026, XXIV All-Ukrainian Scientific and Practical Conference of Students, Postgraduate Students, and Young Scientists "Theoretical and Applied Problems of Physics, Mathematics, and Informatics".
3. M. V. Motsia, T. V. Donyk, Film cooling of a flat surface with triangular dimples under multi-directional coolant injection. Kyiv 2026, National Academy of Sciences of Ukraine (NASU) award for students of higher education institutions, awarded at the session on February 25, 2026.

Keywords: turbulence intensity, adiabatic effectiveness, film cooling, blowing ratio, triangular dimples, coolant injection direction.

Зміст

Зміст	8
Перелік умовних позначень, скорочень і термінів	10
Вступ	11
1 Літературний огляд та постановка задачі дослідження	12
1.1 Актуальність (необхідність) плівкового охолодження лопаток газових турбін	12
1.2 Місце плівкового охолодження в сучасних способах охолодження лопаток газових турбін	15
1.2.1 Проблематика традиційних схем плівкового охолодження	16
1.3 Фактори впливу на ефективність плівкового охолодження .	21
1.3.1 Методика розрахунку ефективності плівкового охолодження та адіабатна ефективність	21
1.3.2 Параметр вдуву та відношення імпульсів	22
1.3.3 Вплив неізотермічності та відношення густин	24
1.3.4 Вплив обертання	25
1.3.5 Вплив зовнішньої турбулентності зовнішнього потоку	27
1.3.6 Багаторядність систем охолодження	28
1.3.7 Різноюнапрямленість потоків	28
1.4 Висновки до розділу 1	30
2 Моделювання плівкового охолодження	31
2.1 Комп'ютерна модель	31
2.2 Розрахункова сітка	32
2.3 Граничні умови	36
2.4 Валідація сітки	36
2.5 Висновки до розділу 2	38
3 Аналіз результатів	39

3.1	Результати обрахунків для дворядної системи трикутних заглиблень за співнапрявленої подачі охолоджувача та основного потоку	39
3.1.1	Адіабатна ефективність	39
3.1.2	Поля адіабатної ефективності плівкового охолодження	46
3.1.3	Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження	48
3.2	Результати обрахунків для дворядної системи трикутних заглиблень за різнонапрявленої подачі охолоджувача та основного потоку	51
3.2.1	Адіабатна ефективність	51
3.2.2	Поля адіабатної ефективності плівкового охолодження	58
3.2.3	Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження	61
3.3	Порівняльний аналіз результатів	64
3.3.1	Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження	64
3.3.2	Вихрова структура	69
3.3.3	Висновки до розділу 3	74
	Висновки	76
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	78

Перелік умовних позначень, скорочень і термінів

ГТУ — газотурбінна установка

ККД — коефіцієнт корисної дії

DNS — Direct Numerical Simulation

RANS — Reynolds-averaged Navier–Stokes equations

SST — Menter’s Shear Stress Transport

ПЗ — Програмне забезпечення

η — адіабатна ефективність

m — параметр вдуву

Вступ

Енергетика завжди була однією з найважливіших та пріоритетних галузей для досліджень. Від виробництва електроенергії залежить функціонування всіх сфер сучасного життя – від побутових потреб до наукових досліджень. У 20 столітті винахід нових технологій в енергетиці відіграв ключову роль, і ця тенденція продовжується й сьогодні. Однак, наразі науковці досягли межі створення нових установок і зосередилися на модернізації та покращенні нинішніх для підвищення їх ефективності та продуктивності.

Вивчено вплив розміру турбін, кількості ступенів турбіни та форми лопаток на ефективність. Наразі визначено параметри, які доцільно модифікувати для підвищення ККД, тоді як інші реконструювати немає сенсу.

Завдяки підвищенню температури після камери згоряння з'являється потреба у винаході нових матеріалів та захисних шарів, а також в охолодженні найбільш нагрітих елементів двигуна шляхом відбору охолоджувача з компресора. Для забезпечення ефективного використання охолоджувача необхідно застосовувати плівкове охолодження, яке захищає термонапружені елементи.

Підсумовуючи, метою цієї роботи є дослідження впливу напряду подачі охолоджувача на ефективність охолодження лопаток турбіни за допомогою газової завіси, утвореної двома рядами трикутних поверхневих заглиблень.

Розділ 1

Літературний огляд та постановка задачі дослідження

1.1 Актуальність (необхідність) плівкового охолодження лопаток газових турбін

Сучасний етап розвитку енергетичного машинобудування, авіаційної та аерокосмічної промисловості визначається безперервним прагненням до підвищення ефективності, надійності та екологічності енергетичних установок. У цьому контексті газотурбінні двигуни (ГТД) та газотурбінні установки (ГТУ) відіграють ключову роль як базові генератори потужності для широкого спектра застосувань, починаючи від авіаційних рушіїв і закінчуючи потужними наземними електростанціями. Відповідно до фундаментальних принципів термодинаміки, зокрема циклу Брайтона, за яким функціонують ідеальні та реальні газові турбіни, коефіцієнт корисної дії (ККД) та питома корисна робота установки перебувають у прямій пропорційній залежності від температури робочого тіла (газу) на вході в турбіну.[1—4; 15; 61]

За останні п'ятдесят років еволюція газотурбінних технологій супроводжувалася невпинним зростанням температури газу перед турбіною. Якщо в установках перших поколінь ця температура ледь перевищувала 1000°C , то в сучасних передових розробках, таких як турбіни класу J (наприклад, розробки Mitsubishi Heavy Industries), температура робочого тіла на вході досягає 1600°C , а в перспективних авіаційних і промислових проєктах розглядається можливість подолання межі у 2000K і вище. Такі екстремальні термодинамічні параметри створюють безпрецедентні виклики для матеріалознавства та теплофізики, оскільки робочі температури газу значно перевищують температуру плавлення будь-яких існуючих металевих сплавів, з яких виготовляються соплові та робочі лопатки.[6—8; 15; 17; 60]

Традиційні жароміцні сплави на основі нікелю та кобальту, навіть із застосуванням технологій спрямованої кристалізації та створення монокристалічних структур, здатні витримувати робочі температури металу на рівні $1000^{\circ}\text{C} - 1100^{\circ}\text{C}$. Для подолання цього температурного бар'єра індустрія застосовує комплексний підхід, важливим елементом якого є нанесення термозахисних бар'єрних покриттів, таких як оксид цирконію, стабілізований ітрієм (YSZ). Проте, незважаючи на низьку теплопровідність, такі керамічні покриття здатні забезпечити температурний перепад лише на $150^{\circ}\text{C} - 300^{\circ}\text{C}$. Загальний температурний градієнт, який необхідно подолати для забезпечення працездатності лопатки у потоці з температурою понад 1600°C , становить понад $500^{\circ}\text{C} - 600^{\circ}\text{C}$. У разі недостатнього тепловідведення матеріал лопаток піддається інтенсивному окисленню, термічній втомленості, високотемпературній корозії та повзучості, що неминуче призводить до розтріскування, відшарування захисних покриттів та катастрофічного руйнування всього лопаткового апарату.[14; 17; 41]

З огляду на ці фізичні обмеження, безальтернативним шляхом забезпечення тривалого та надійного ресурсу роботи газових турбін є застосування складних активних систем охолодження. Для цього частина стисненого повітря (яка може сягати від 20% до 30% загальної витрати) відбирається з останніх ступенів компресора і спрямовується в обхід камери згоряння безпосередньо у внутрішні порожнини лопаток турбіни. Відбір такої значної маси повітря є серйозним термодинамічним штрафом для системи, оскільки це повітря не бере участі в процесі спалювання палива, що знижує загальну ефективність і корисну потужність двигуна. Отже, фундаментальна інженерна суперечність полягає у необхідності забезпечення максимального теплового захисту лопаток при мінімально можливих витратах охолоджувального повітря.[16; 18; 19]

Саме плівкове охолодження визнано найбільш ефективним та перспективним методом вирішення цієї проблеми, що робить його ключовим об'єктом сучасних теплофізичних досліджень. Суть технології полягає у виведенні холодного повітря з внутрішніх каналів лопатки через систему

спеціально спрофільованих отворів на її зовнішню поверхню. Потрапляючи у пристінну область, охолоджувач згинається під дією динамічного напору основного гарячого потоку і формує тонку захисну пелену (плівку), яка огортає металеву поверхню. Ця газова завіса виконує роль динамічного теплоізолятора, суттєво знижуючи ефективну температуру середовища, з яким безпосередньо контактує метал, і тим самим радикально зменшуючи конвективні теплові потоки в тіло лопатки. Таким чином, актуальність глибокого дослідження процесів плівкового охолодження зумовлена життєвою необхідністю аерокосмічної та енергетичної галузей створювати високоефективні турбіни нового покоління, здатні працювати в умовах надвисоких температур без руйнування матеріалів.[15; 20; 21]

1.2 Місце плівкового охолодження в сучасних способах охолодження лопаток газових турбін

Сучасна концепція теплового захисту високотемпературних газових турбін базується на синергетичному використанні трьох основних складових: новітніх жароміцних сплавів, керамічних термозахисних покриттів та комплексних систем конвективно-плівкового охолодження. Розглядати плівкове охолодження ізольовано від інших методів було б некоректно, оскільки в реальних конструкціях воно є фінальним етапом складного процесу тепловідведення.[9; 22]

Внутрішнє охолодження лопатки є першим рубежем захисту. Холодне повітря з компресора подається через кореневий переріз у складну систему змієвикових каналів, розташованих усередині пера лопатки. Для інтенсифікації внутрішнього теплообміну поверхні цих каналів оснащуються різноманітними турбулізаторами: поперечними та кутовими ребрами, матричними структурами у хвостовій частині, а також заглибленнями. У зоні вхідної кромки, яка зазнає найбільшого теплового удару від набігаючого потоку газу, застосовується високоефективне струминне охолодження. При цьому охолоджувач з високою швидкістю витікає через отвори у внутрішній вставці і вдаряється об внутрішню поверхню вхідної кромки, забезпечуючи екстремально високі локальні коефіцієнти тепловіддачі.[16; 19; 22]

Проте, яким би інтенсивним не було внутрішнє охолодження, воно здатне лише відводити тепло, яке вже проникло крізь стінку лопатки. Воно не перешкоджає конвективному нагріванню самої зовнішньої поверхні. Коли температури газу наближаються до 2000K, одного лише внутрішнього охолодження та термобар'єрних покриттів стає катастрофічно недостатньо. Саме тут на перший план виходить плівкове охолодження як метод зовнішнього активного захисту. Повітря виводиться назовні через систему отворів, створюючи "бар'єрний шар" між агресивним газом і металом. Ця композитна технологія на сьогодні є золотим стандартом у проєктуванні турбін.[20; 23]

1.2.1 Проблематика традиційних схем плівкового охолодження

Історично еволюція плівкового охолодження починалася з використання суцільних щілин, які забезпечували ідеальну двовимірну плівку та найвищу ефективність. Проте з міркувань структурної міцності лопаток інженери були змушені перейти до використання дискретних циліндричних отворів.[24; 25]

Застосування циліндричних отворів призвело до виникнення фундаментальної гідродинамічної проблеми, відомої як "струміль у поперечному потоці". Коли круглий струміль охолоджувача взаємодіє з набігаючим основним потоком газу, через різницю тисків на нижній та верхній сторонах струменя формується надзвичайно складна тривимірна вихрова структура. Найбільш руйнівним елементом цієї структури є пара вихорів зворотного обертання, також відома як ниркоподібний вихор, на Рис. 1.1 зображено приклад ниркоподібного вихору.[26; 27; 32; 46]

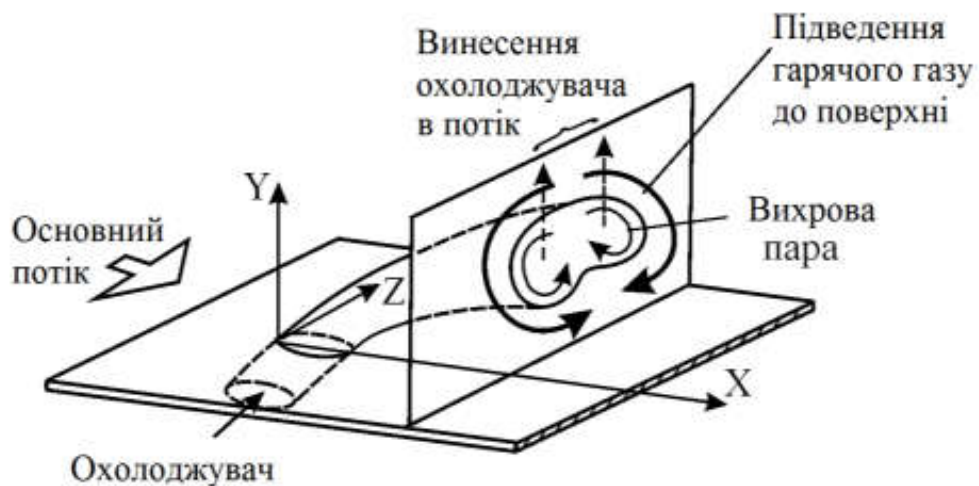


Рис. 1.1. Ниркоподібний вихор

Механізм дії ниркоподібних вихорів є згубним для плівкового охолодження. Ці вихори індукують сильний висхідний імпульс у центрі струменя, змушуючи його відриватися від поверхні, що захищається. Одночасно, обертаючись, вихори захоплюють гарячий газ з основного

потоків і затачують його безпосередньо під струмінь охолоджувача. В результаті холодна плівка руйнується, і ефективність охолодження різко падає, особливо безпосередньо за отвором. Окрім ниркоподібних, виникають підковоподібні вихори біля передньої кромки отвору та нестабільності Кельвіна-Гельмгольца у зсувному шарі, що додатково інтенсифікують перемішування гарячого і холодного середовищ.[32—34]

Для того щоб подолати проблему відриву потоку та зберегти ефективність охолодження при збільшенні масової витрати охолоджувача, наукова спільнота зосередила зусилля на розробці нових, складно-профільованих геометричних схем вихідних отворів та поверхневих модифікацій.

Нові та перспективні схеми плівкового охолодження Розвиток адитивних технологій, прецизійного лазерного свердління та методів електроіскрової обробки відкрив шлях до реалізації інноваційних схем, які раніше вважалися технологічно неможливими. Головна мета всіх сучасних модифікацій — трансформувати дискретний циліндричний струмінь у суцільну двовимірну плівку та придушити розвиток ниркоподібних вихорів.[28]

Фасонні отвори з дифузорним розширенням Першим логічним кроком стало розширення вихідної частини отвору у вигляді дифузора. Такі отвори отримали назву віялоподібних або розширених з відхиленням. Розширення прохідного перерізу на виході призводить до суттєвого зменшення швидкості витікання охолоджувача при збереженні тієї ж масової витрати. Це зменшує відношення імпульсів, нівелюючи відрив струменя. Потік охолоджувача краще "прилипає" до криволінійної поверхні розширення і плавно настеляється на лопатку. Бокове розширення дифузора сприяє кращому поперечному розподілу плівки, зливаючи сусідні струмені в єдиний бар'єр. Незважаючи на чудові теплофізичні показники, фасонні отвори залишаються складними і дорогими у масовому виробництві. На Рис. 1.2

показані приклади різних фасонних отворів.[34; 36; 37]

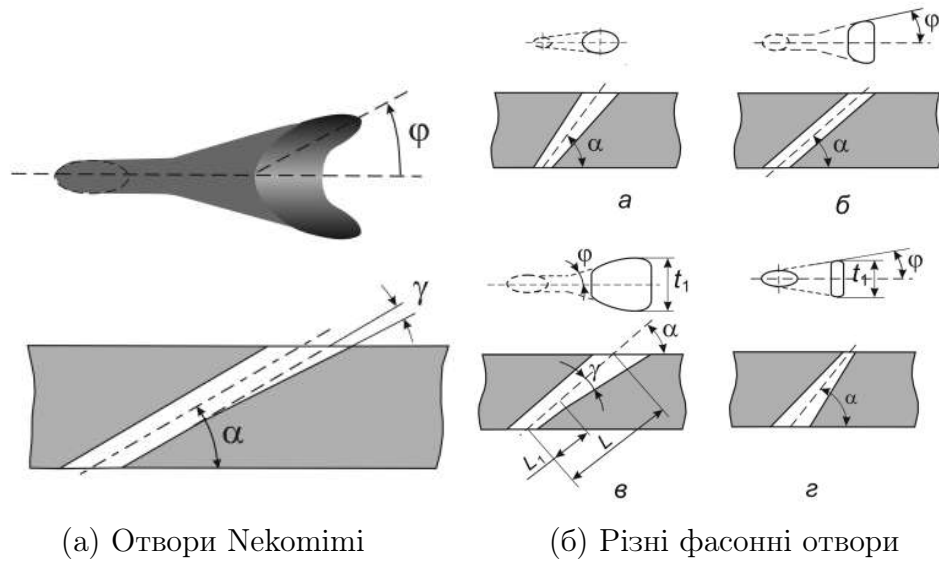


Рис. 1.2. Фасонні отвори

Траншейне охолодження Траншея виникла як інноваційна відповідь на складність виготовлення фасонних отворів. Вона передбачає виготовлення звичайних циліндричних отворів, але їх виходи розташовуються на дні вузького і неглибокого поперечного паза (траншеї), який найчастіше формується безпосередньо у шарі термозахисного покриття.

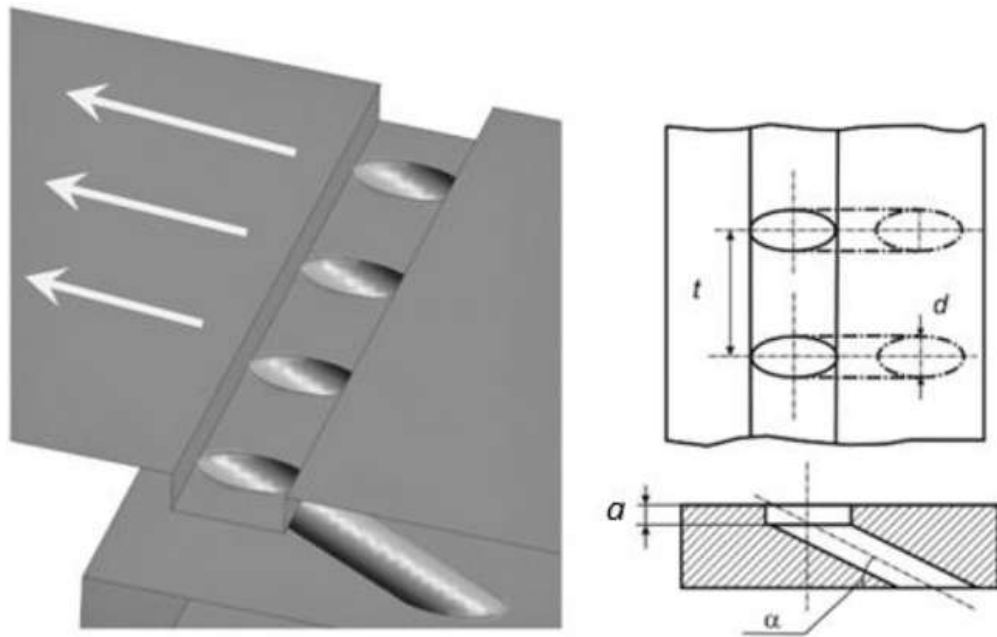


Рис. 1.3. Траншея з циліндричними отворами

Високошвидкісні струмені охолоджувача, вириваючись з циліндричних отворів, вдаряються у задню стінку траншеї, на Рис. 1.3 зображено приклад конфігурації траншеї. Цей удар гасить їхній вертикальний імпульс. Не маючи змоги рухатися вгору, охолоджувач змушений розтікатися всередині траншеї в поперечному напрямку. Траншея швидко заповнюється холодним газом, який потім плавно переливається через її край у вигляді суцільної, двовимірної плівки.

Придушення вихорів: Наявність стінок траншеї механічно обмежує простір для формування вихорів. Ниркові вихори або взагалі не утворюються, або їх інтенсивність настільки мала, що вони не здатні відірвати плівку від поверхні. Це дозволяє подавати величезну кількість охолоджувача, досягаючи ефективності там, де струмені зі звичайних отворів відірвалися б. Оптимальною геометрією, за результатами досліджень визнана траншея глибиною $0.75D$ (де D - діаметр отвору)[13; 40; 44; 45; 47; 65].

Трикутні заглиблення Особливим напрямком, якому присвячено значну увагу в сучасних наукових роботах, є використання індивідуальних поверхневих заглиблень складної форми, зокрема трикутних заглиблень. На Рис. 1.4 зображено приклад конфігурації трикутних кратерів.[5; 29; 35; 39]

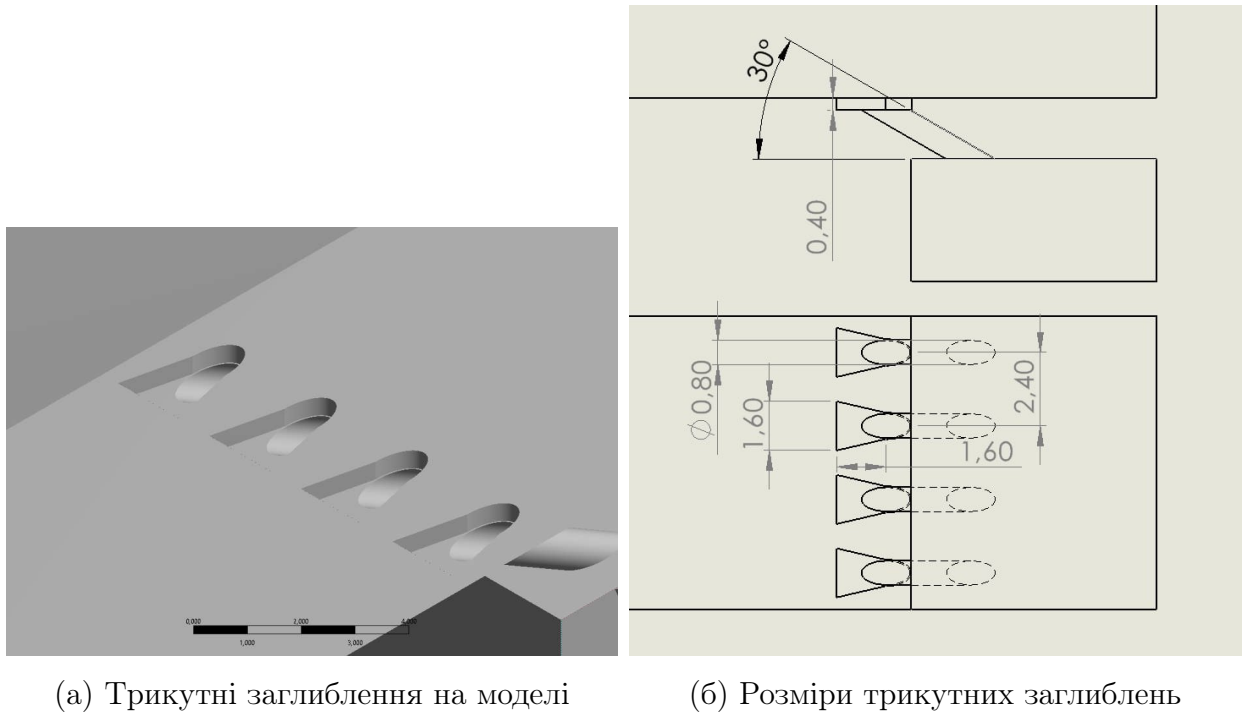


Рис. 1.4. Приклад трикутного заглиблення

На відміну від траншеї, яка є безперервним пазом уздовж усього ряду отворів, кратери — це індивідуальні поглиблення навколо кожного окремого вихідного отвору. Трикутна форма заглиблення діє як локальний дифузор.

Гострі кромки трикутної форми створюють локальні градієнти тиску, які змінюють топологію течії, пригнічуючи розвиток вторинних ниркових вихорів та зменшуючи підймальну силу, яка спричиняє відрив потоку.[48; 49]

1.3 Фактори впливу на ефективність плівкового охолодження

Процес плівкового охолодження є результатом складної нелінійної термодинамічної взаємодії двох потоків з різними властивостями. Для оптимізації необхідно глибоко розуміти вплив комплексу факторів: режимних (масові витрати), термодинамічних (різниця температур і густин), газодинамічних (турбулентність, обертання) та кінематичних (напрямки векторів швидкості).

1.3.1 Методика розрахунку ефективності плівкового охолодження та адіабатна ефективність

Для кількісної оцінки якості плівкового охолодження у теплофізичній практиці використовуються два показники: адіабатна ефективність плівкового охолодження (η) та коефіцієнт тепловіддачі (h). Адіабатна ефективність плівкового охолодження (η) є безрозмірним температурним критерієм, який характеризує, наскільки температура газу поблизу поверхні наблизилася до температури охолоджувача. Вона визначається за формулою:[38; 51]

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

де:

T_{aw} адіабатна температура стінки;

T_{∞} — температура набігаючого основного гарячого потоку;

T_c — температура охолоджувача на виході з отвору.

Якщо $\eta = 0$, плівка повністю відсутня або відірвалася, і температура стінки дорівнює температурі гарячого газу. Якщо $\eta = 1$, поверхня ідеально захищена і її температура дорівнює температурі охолоджувача. Метою проєктування є максимізація η на якомога більшій площі поверхні лопатки.

Коефіцієнт тепловіддачі (h) описує інтенсивність теплообміну між плівкою та стінкою. Вдування охолоджувача збурює прикордонний шар, вносячи додаткову турбулентність та вихрові структури. Як правило,

це призводить до збільшення коефіцієнта тепловіддачі ($h > h_0$, де h_0 — тепловіддача без вдуву). Зростання h є небажаним ефектом, оскільки воно інтенсифікує передачу тепла в метал. Тому справжня ефективність системи визначається тим, наскільки суттєво знизилася рушійна різниця температур ($T_{aw} - T_w$) порівняно зі збільшенням h . [21; 38]

У теоретичних дослідженнях застосовується чисельне моделювання обчислювальної гідродинаміки (CFD). Через складність прямого чисельного моделювання (DNS), яке вимагає надзвичайно щільних сіток для розрізнення колмогоровських масштабів турбулентності, інженерна практика базується на використанні усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса (RANS). Найбільш адекватні результати, демонструє дво-параметрична модель турбулентності Ментера SST $k - \omega$ (Shear Stress Transport). Вона коректно описує як процеси у в'язкому підшарі біля стінки, так і турбулентне перемішування у вільному потоці. [38; 53]

1.3.2 Параметр вдуву та відношення імпульсів

Домінуючим газодинамічним параметром, що керує поведінкою струменя охолоджувача, є параметр вдуву (m). Він визначається як відношення масових швидкостей охолоджувального та основного потоків [21; 52; 54]:

$$m = \frac{\rho_c u_c}{\rho_\infty u_\infty}; \quad (1.2)$$

В авіаційних двигунах і ГТУ параметр вдуву зазвичай варіюється в діапазоні від 0.5 до 2.0/2.5. Збільшення m є логічним шляхом для покращення охолодження. На Рис. 1.5 продемонстровані вихрові структури в температурному полі за різних параметрів вдуву.

Проте гідродинамічна картина є складнішою, оскільки траєкторія струменя визначається не масою, а кінетичною енергією. Тому важливим також є інший критерій — відношення імпульсів (I) [21; 37]:

$$I = \frac{\rho_c u_c^2}{\rho_\infty u_\infty^2}; \quad (1.3)$$

Цей параметр визначає здатність струменя охолоджувача пробивати

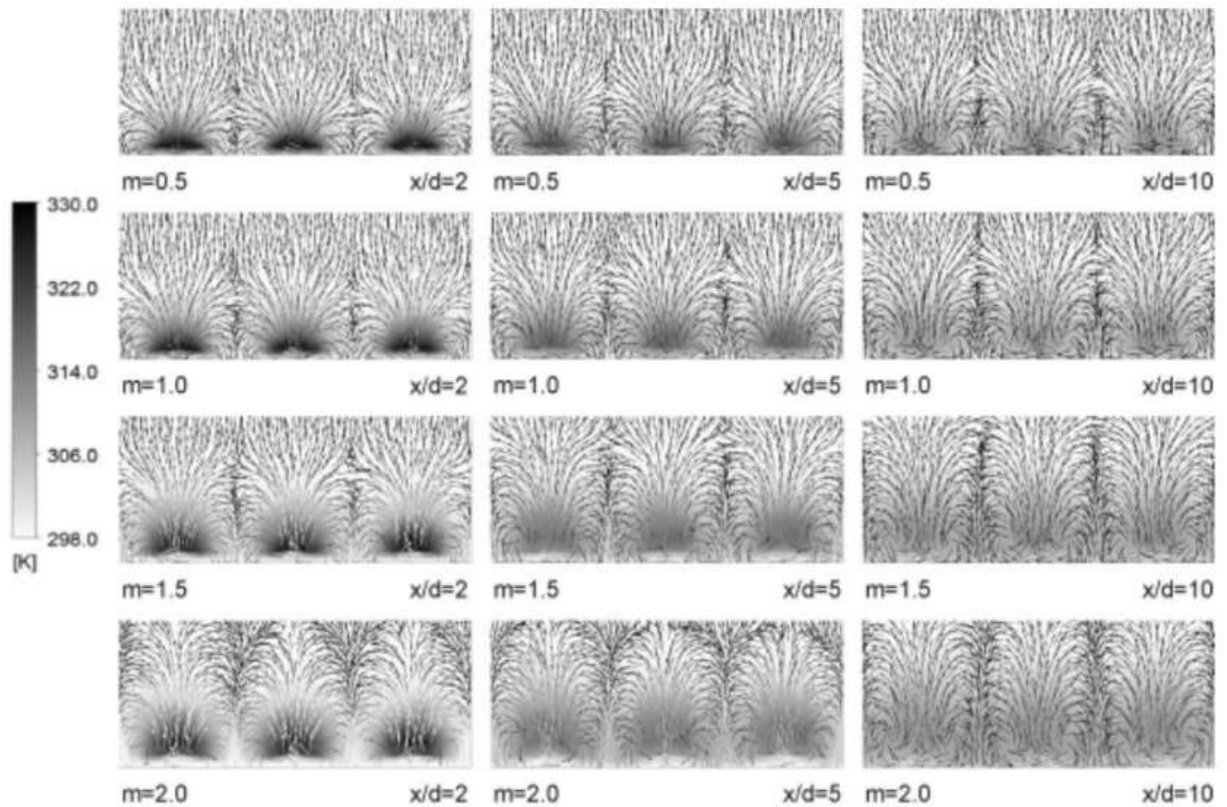


Рис. 1.5. Вихрові структури в температурному полі за різних параметрів вдув[2]

прикордонний шар набігаючого потоку і відриватися від поверхні. Експериментальні дослідження виділяють три характерні режими течії на основі параметра I [21]:

1. Режим приєднаного струменя ($I \leq 0.4$): Кінетична енергія струменя мала, і динамічний тиск основного потоку легко притискає його до стінки. Плівка формується відразу за отвором. Адіабатна ефективність досягає локального максимуму, але через малу масу охолоджувача плівка швидко розсіюється вниз за течією (швидке затухання η). Цей режим відповідає малим параметрам вдуву ($m \approx 0.5$).
2. Перехідний режим ($0.4 < I < 0.8$): Струмінь має достатній імпульс, щоб частково "злетіти" над поверхнею на виході з отвору. Ефективність безпосередньо за отвором падає, але далі за течією, під тиском основного потоку, струмінь може знову опуститися на стінку, утворюючи другий пік ефективності.

3. Режим повного відриву ($I > 0.8$): Струмінь проникає глибоко в основний потік газу. Пара ниркових вихорів безперешкодно затягує гарячий газ під струмінь. Ефективність охолодження стінки падає практично до нуля. Цей режим відповідає високим параметрам вдуву ($m > 1.5$).

Головне завдання інноваційних схем (траншеї, трикутні кратери, фасонні отвори) полягає саме у зміщенні цих меж: вони конструюються так, щоб штучно гасити високий імпульс I і перешкоджати переходу в режим повного відриву навіть при високих масових витратах охолоджувача [20; 43].

1.3.3 Вплив неізотермічності та відношення густин

У реальних умовах турбіни охолоджувальне повітря, відібране з компресора, має температуру близько $400^{\circ}\text{C} - 600^{\circ}\text{C}$, тоді як температура газу з камери згоряння сягає $1500^{\circ}\text{C} - 1800^{\circ}\text{C}$. Цей температурний градієнт зумовлює значну різницю густин середовищ. Відношення густин (Density Ratio, DR) розраховується як: [55; 56; 62]:

$$DR = \frac{\rho_c}{\rho_{\infty}} \approx \frac{T_{\infty}}{T_c}; \quad (1.4)$$

В натурних двигунах $DR \approx 1.5 - 2.0$. Однак, лівова частка базових лабораторних експериментів проводилася в ізотермічних або "теплих" умовах, де $DR \approx 1.0 - 1.2$. Це довгий час створювало проблеми при екстраполяції результатів на реальні машини, оскільки неізотермічність відіграє важливу роль у поведінці плівки.

Фізичний зв'язок між параметром вдуву m , відношенням імпульсів I та відношенням густин DR виражається простою, але важливою залежністю:

$$I = \frac{m^2}{DR}; \quad (1.5)$$

З цього рівняння випливає ключовий висновок: неізотермічність відіграє захисну роль для плівки. Для забезпечення заданого параметра вдуву m , при використанні важкого газу ($DR = 2.0$) швидкість витікання струменя u_c буде значно меншою, ніж при використанні легкого газу

($DR = 1.0$). Менша швидкість означає вдвічі менше відношення імпульсів I . Наслідки впливу DR [21; 56]:

1. При малих параметрах вдуву ($m \leq 0.5$), де струмінь у будь-якому разі залишається приєднаним ($I < 0.4$), вплив DR на розподіл адіабатної ефективності є мінімальним. Плівки поведуться схоже.
2. При високих параметрах вдуву (наприклад, $m = 1.25$) вплив стає критичним. В ізотермічних тестах ($DR = 1$) відношення імпульсів I буде величезним ($I = 1.56$), що призведе до повного відриву струменя і катастрофічного падіння ефективності. Але в реальній турбіні ($DR = 2.0$) відношення імпульсів становитиме лише $I = 0.78$. Це переводить струмінь з режиму повного відриву в режим приєднання. Холодний, більш густий і важкий газ має тенденцію розтікатися ("прилипати") по поверхні під дією власної ваги і меншого кінетичного імпульсу, значно покращуючи тепловий захист при високих навантаженнях.

Крім того, слід враховувати ефекти стисливості при високих швидкостях потоку (числа Маха $M > 0.8$). Дослідження плівкового охолодження в надзвукових умовах показують, що перед струменем охолоджувача формується косий стрибок ущільнення. Взаємодія цього стрибка з плівкою призводить до несподіваного позитивного ефекту: стрибок тиску притискає струмінь до поверхні, трансформуючи звичайний "дзвоноподібний" розподіл ефективності у більш концентрований і витягнутий вздовж осі, дещо підвищуючи ефективність порівняно з дозвуковим обтіканням при тих самих m [42].

1.3.4 Вплив обертання

Дослідження плівкового охолодження на статичних плоских пластинах є базовими, але вони не відображають всієї повноти процесів, що відбуваються на лопатках ротора, обертання індукує у системі відліку, пов'язаній з лопаткою, потужні масові сили — силу Коріоліса та відцентрову силу (яка, спільно з градієнтом густин, генерує відцентрову

плавучість). Вплив цих сил характеризується безрозмірним числом обертання (Ro) [33; 57; 58]:

$$Ro = \frac{\Omega D}{u_{\infty}}; \quad (1.6)$$

де Ω — кутова швидкість ротора, D — діаметр отвору, u_{∞} — швидкість основного потоку. Тестування показують, що при $Ro < 1.0$ домінує сила Коріоліса, а при $Ro > 1.0$ ключовим фактором стає відцентрова сила.

Специфіка впливу масових сил обертання:

1. Вплив на внутрішні процеси та коефіцієнт витрати (C_d):

Сила Коріоліса діє перпендикулярно до швидкості потоку у внутрішніх каналах лопатки. Залежно від напрямку течії, вона притискає охолоджувальне повітря або до стінки тиску, або до стінки всмоктування. Це створює колосальну асиметрію тисків: коефіцієнт витрати охолоджувача C_d через отвори на поверхні тиску стає значно вищим, ніж через отвори на поверхні всмоктування. Отже, при однакових геометричних параметрах, лопатка "самостійно" перерозподіляє масу охолоджувача, що необхідно враховувати при розрахунку перепадів тиску.

2. Деформація плівки силою Коріоліса:

При виході струменя на поверхню, сила Коріоліса змушує його відхилятися від геометричної осі отвору. Це бокове зміщення порушує симетрію пари ниркових вихорів, посилюючи один вихор і послаблюючи інший. В результаті струмінь може закручуватися або зноситися вбік, що призводить до оголення певних ділянок поверхні. Окрім того, обертання зміщує точку застоювання на вхідній кромці лопатки від поверхні тиску до поверхні всмоктування, що деформує траєкторії плівкового охолодження у найбільш термічно навантаженій зоні.

3. Радіальна міграція під дією відцентрових сил:

Оскільки плівка охолоджувача значно холодніша і густіша за основний гарячий газ, відцентрова сила діє на неї набагато сильніше. Це спричиняє потужний радіальний знос холодної маси вздовж розмаху

лопатки. Струмені плівки, замість того щоб рухатися строго вздовж хорди лопатки за основним потоком, набувають сильної радіальної складової вектора швидкості.

Результати моделювання, вказують на те, що обертання може не здійснювати критичного впливу на загальну (усереднену по всій поверхні) адіабатну ефективність при помірних швидкостях. Проте воно змінює локальний розподіл плівки (зсуваючи піки ефективності у просторі). [29; 57]

1.3.5 Вплив зовнішньої турбулентності зовнішнього потоку

Потік газу, що надходить з камери згоряння на лопатки турбіни, не є рівномірним ламінарним струменем; він характеризується екстремально високим рівнем збурень. зовнішня турбулентність (Tu) у газовому тракті реальних двигунів сягає 10% – 15%, а іноді й вище. Протягом десятиліть фундаментальні дослідження плівкового охолодження проводилися в малотурбулентних аеродинамічних трубах ($Tu \approx 1 - 2\%$), що не давало достовірної картини. [10–12]

Встановлено, що висока інтенсивність зовнішньої турбулентності чинить складний, дуалістичний вплив на ефективність плівкового охолодження, характер якого прямо залежить від параметра вдуву m :

1. Руйнівний вплив при низьких параметрах вдуву ($m \leq 1.0$):

У цьому режимі турбулентність діє як агресивний руйнівник. Макро- і мікровихори набігаючого потоку проникають у зсувний шар між плівкою і гарячим газом. Вони різко інтенсифікують процеси турбулентної дифузії, масообміну та теплопередачі. Холодний струмінь буквально "розшматовується" пульсаціями і миттєво переміщується з гарячим середовищем. Через це цілісність плівки швидко втрачається, і адіабатна ефективність на стінці істотно зменшується порівняно з умовами низької турбулентності.

2. Конструктивний вплив при високих параметрах вдуву ($m \geq 1.5$):

Тут виникає гідродинамічний парадокс. При високому вдуві в спокійному потоці ($Tu \approx 1\%$) струмінь глибоко відривається від стінки ($I > 0.8$), і ефективність на поверхні падає. Однак, якщо в

цей процес втручається висока зовнішня турбулентність ($Tu \approx 10\%$), вона починає руйнувати не лише саму плівку, але й ниркові вихори. Інтенсивні турбулентні пульсації розсіюють частину холодного масиву газу, що відірвався, назад до стінки лопатки. В результаті цього процесу дисперсії ефективність плівкового охолодження парадоксальним чином збільшується порівняно з тим самим високим m у малотурбулентному потоці.

Використання інноваційних геометрій, у поєднанні з високою турбулентністю, демонструє синергетичний захисний ефект. Заглиблення виконують роль аеродинамічного "щита ховаючи витоки струменя від агресивного змивання високотурбулентним зовнішнім потоком на етапі формування плівки. Траншеї, зокрема, допомагають зберегти структурну цілісність двовимірної плівки значно довше навіть при $Tu > 10\%$. [17; 50; 59; 63]

1.3.6 Багаторядність систем охолодження

Навіть за використання найдосконаліших трикутних кратерів ефективність плівки невідворотно згасає вздовж осі потоку (x/d) через масообмін з гарячим газом. Для гарантованого термозахисту всієї площі профілю лопатки сучасні інженери застосовують багаторядність. Розташування отворів у два і більше рядів, найчастіше у шаховому порядку, дозволяє струменям з наступного ряду перекривати неохолоджені "прогаліни" (зони локальних температурних максимумів) від попереднього. Такі компонування здатні забезпечити кардинальний приріст ефективності на великих відстанях.

1.3.7 Різноюнапрявленість потоків

Фундаментальним питанням конструювання є орієнтація кута вдуву охолоджувача відносно напрямку основного потоку — співнапрявлена подача або зустрічна подача. Практика показує, що, при низьких параметрах вдуву ($m < 1.0$) співнапрявлена подача (співспрямовані вектори швидкості) забезпечує вищу середню ефективність охолодження, ніж зустрічна. Зсувний шар на межі потоків формується плавно, і струмінь рівномірно настеляється на поверхню.

Однак при переході до інтенсивних режимів вдуву ($m \geq 1.0$) фізика процесу кардинально змінюється. За таких умов паралельний струмінь зазнає глибокого відриву. Натомість зустрічна подача (вдув проти течії) утворює зону гідродинамічного гальмування. Основний гарячий потік виконує роль "аеродинамічної кришки яка гасить кінетичну енергію масивного зустрічного струменя і примусово змушує його інтенсивно розтікатися в боки.[30; 31; 64]

1.4 Висновки до розділу 1

Системний критичний аналіз сучасного стану науково-технічних розробок у галузі газотурбобудування переконливо доводить, що плівкове охолодження залишається єдиним безальтернативним та найбільш перспективним інструментом зовнішнього термозахисту лопаткового апарату.

Тільки безперервне вдосконалення цієї технології здатне забезпечити стабільну роботу турбін нового покоління в екстремальних умовах, коли температура газу на вході наближається до межі 2000К. Успішне вирішення цього завдання є ключем до подальшого підвищення термодинамічного ККД циклу Брайтона та зменшення штрафних втрат на відбір повітря з компресора.

Мета роботи - дослідження ефективності плівкового охолодження при подачі охолоджуюча в дворядну систему трикутних заглиблень в умовах співнапрявленості та різнонапрявленості основного та охолоджуючого потоків за різних параметрів вдуву та зовнішньої турбулентності.

Поставлено наступні задачі на дослідження:

1. Побудова геометрій для комп'ютерного моделювання плівкового охолодження при подачі охолоджувача в дворядну систему трикутних заглиблень в умовах співнапрявленості та різнонапрявленості основного та охолоджуючого потоків.
2. Валідація сітки
3. Обрахунки поставлених задач.
4. Порівняння та узагальнення отриманих показників ефективності охолодження за різних варіацій напрямку подачі охолоджувача, зовнішньої турбулентності 1,5 та 10%, та параметрів вдуву від 0.5 до 2.0.

Через нестачу ресурсів для експериментальної установки було вирішено провести моделювання з використанням ПЗ ANSYS 2023 R1, а саме модуля CFX.

Розділ 2

Моделювання плівкового охолодження

2.1 Комп'ютерна модель

В цій роботі геометричні 3D-моделі плівкового охолодження були побудовані у програмному забезпеченні ANSYS, а саме модулі Geometry. Комп'ютерні моделі (Рис. 2.1, Рис. 2.2) являють собою два прямокутних паралелепіпеда, верхній має довжину 54мм, ширину 9.6мм та висоту 10мм. Впорскування охолоджувача організовано через двоядну структуру спеціальних трикутних заглиблень, глибина яких становить $h = 0,4$ мм. Безпосередня подача газу в ці заглиблення відбувається по циліндричних трубах діаметром $d = 0,8$ мм. В першому ряді 4 отвори, в другому ряді 3. Крок між сусідніми отворами в поперечному напрямку дорівнює $t = 2,4$ мм (відносний крок $t/d = 3$). Для ефективного формування захисної плівки кут інжекції відносно твердої стінки зафіксовано на рівні $\alpha = 30^\circ$. Відстань від першого входу до передньої кромки трикутників 10мм, від першого ряду трикутників до другого 16мм і від другого ряду до кінця моделі відстань 38мм.

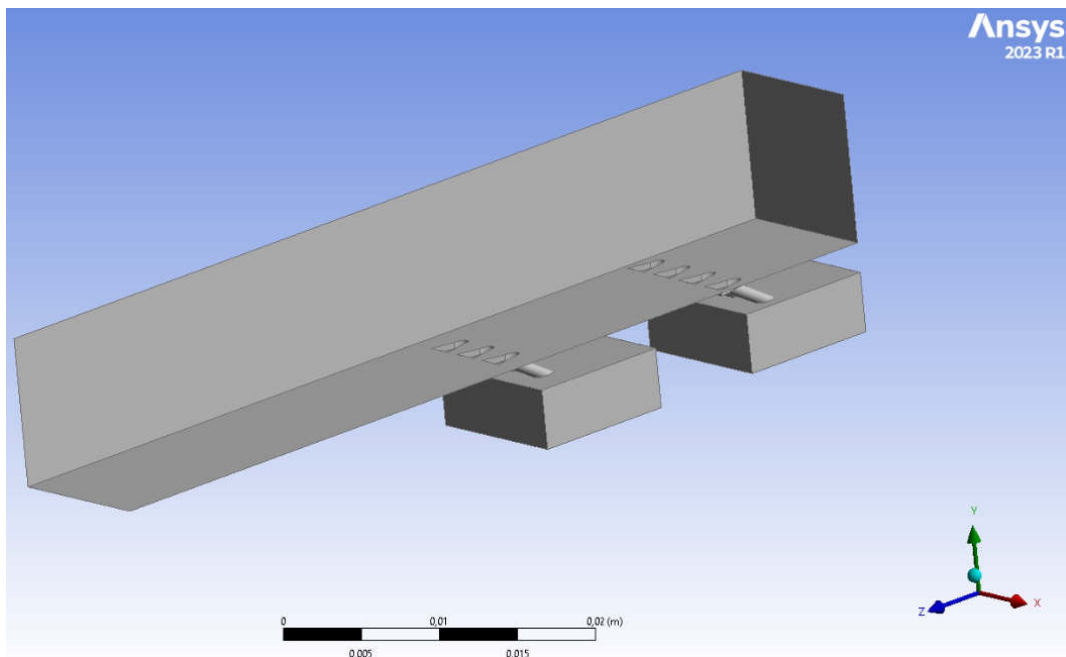


Рис. 2.1. Геометрична модель зі співнапрямленими основним та охолоджуючим потоками

Triple-click to select a solid.

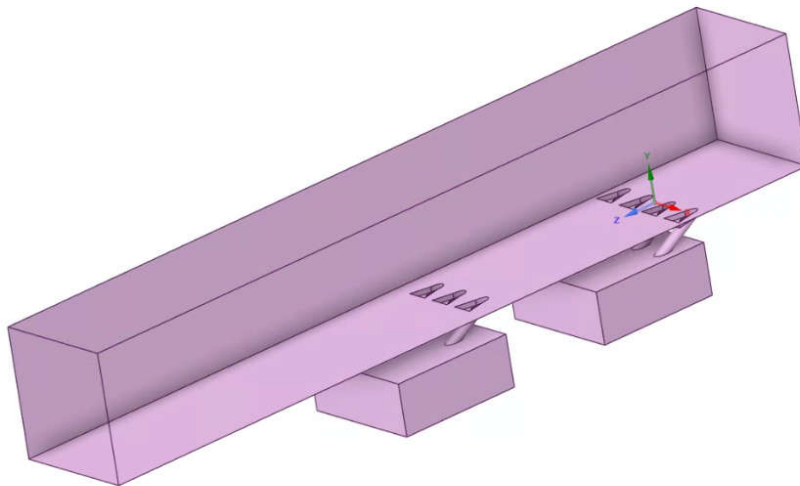
Ansys
2023 R1

Рис. 2.2. Геометрична модель зі різнонапрямленими основним та охолоджуючим потоками

2.2 Розрахункова сітка

Розрахункова сітка є одним із найважливіших елементів чисельного моделювання в ANSYS. Від якості та щільності сітки значною мірою залежить точність і швидкість обчислень. Вибір неправильної сітки може призвести до помилкових результатів або надмірного часу обчислення.

Щільна сітка зазвичай призводить до більш точних результатів, оскільки вона дозволяє детальніше моделювати фізичні процеси в малих масштабах. Проте, це також збільшує кількість обчислень, що може значно підвищити вимоги до обчислювальних ресурсів та часу. З іншого боку, груба сітка зменшує час обчислення, але може неадекватно моделювати складні геометрії та фізичні явища, що призводить до неточних результатів.

ANSYS Mesh пропонує різноманітні інструменти та методи для створення розрахункових сіток:

- **Метод автоматичного генерування сітки:** ANSYS може автоматично генерувати сітку на основі заданих параметрів, таких як тип елементів, їх розмір та щільність.
- **Глобальні та локальні налаштування сітки:** Користувач може

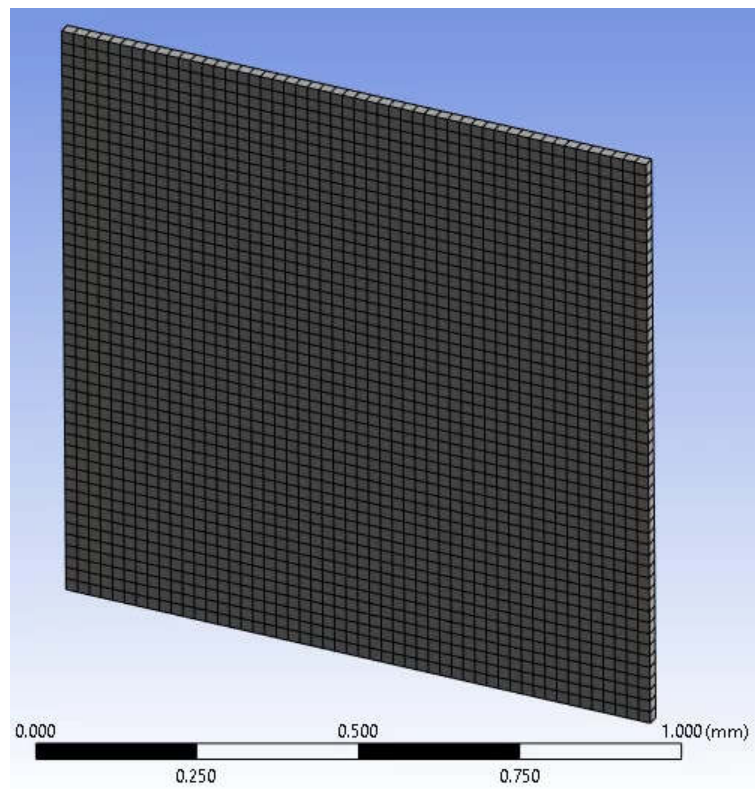
налаштовувати глобальні параметри для всього моделювання, а також локальні параметри для окремих областей, що дозволяє зосередити обчислювальні ресурси на важливих ділянках моделі.

- **Ручне налаштування сітки:** Для складних моделей користувач може вручну налаштовувати сітку, визначаючи форму, розмір та щільність елементів, щоб забезпечити необхідну точність у критичних областях.

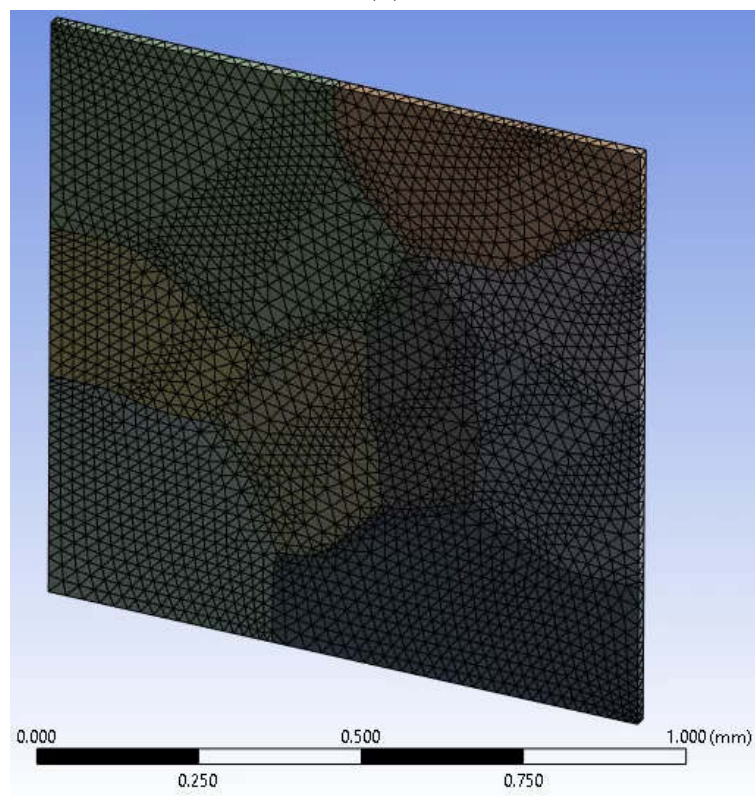
У чисельному моделюванні використовуються два основні типи сіток: структуровані та неструктуровані.

Структуровані сітки складаються з упорядкованих елементів, які утворюють регулярну, зручну для обчислень структуру. Вони зазвичай використовуються для простих геометрій і надають переваги у швидкості обчислень завдяки регулярності розташування елементів.

Неструктуровані сітки складаються з елементів, розташованих нерегулярно, що дозволяє моделювати складні геометрії. Вони більш гнучкі у порівнянні зі структурованими сітками, але можуть вимагати більше обчислювальних ресурсів.



(a)

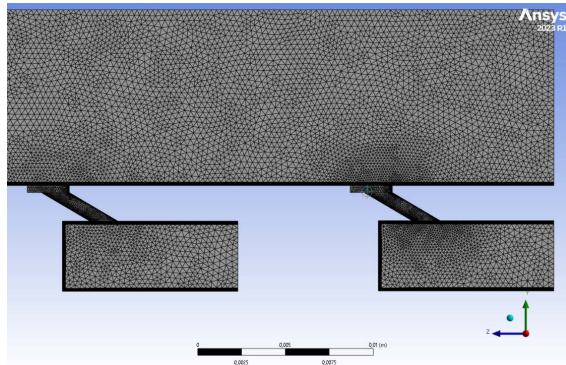


(б)

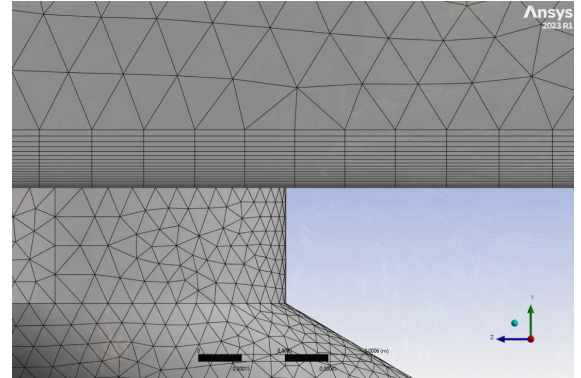
Рис. 2.3. Приклади сітки, структурована сітка(а), неструктурована сітка(б)

На Рис. 2.3 показано приклади структурованої та неструктурованої сітки.

В даній роботі використовувались неструктуровані комбіновані розрахункові сітки утворені тетраедрами та призматичними елементами в зонах ущільнення розрахункової сітки функцією inflation при твердих стінках у програмному забезпеченні ANSYS Mesh.

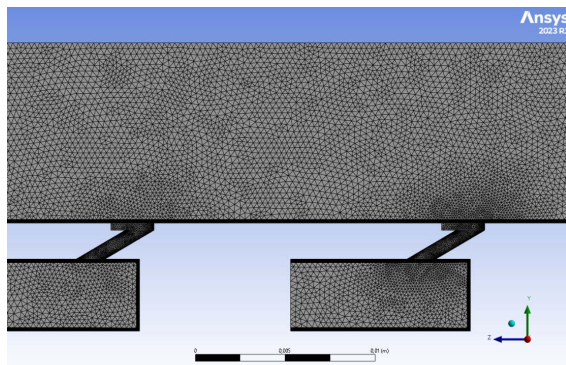


(а) Тетраедрична неструктурована сітка

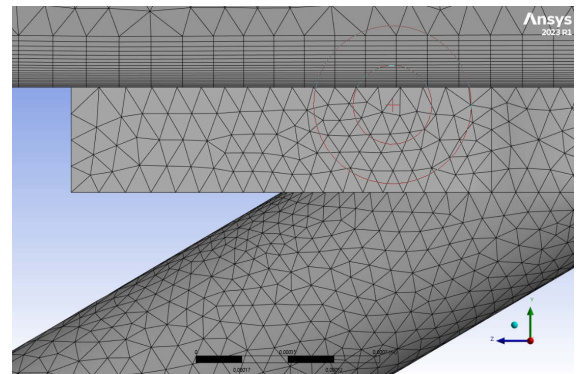


(б) Ущільнена сітка

Рис. 2.4. Сітка для моделі з паралельною подачею охолоджувача



(а) Тетраедрична неструктурована сітка



(б) Ущільнена сітка

Рис. 2.5. Сітка для моделі з протилежною подачею охолоджувача

Сітка для моделі з співнаправленими охолоджуючим та основним потоками налічує в собі 1463849 вузлів та 4917183 елементів, сітка для моделі з різнонаправленими основним та охолоджуючим потоками містить в собі 1511261 вузлів та 5085952 елементів.

2.3 Граничні умови

Параметри основного потоку близькі до умов роботи енергетичних газових турбін малої потужності для наземного застосування: швидкість потоку на вході в канал 400 м/с; температура - 1100°C. Температура охолоджувального повітря - 500°C. Статичний тиск на виході з каналу - 10^6 Па, зовнішня турбулентність потоків на вході 1%, 5% та 10%. Діапазон зміни параметра вдуву m складає від 0.5 до 2.0. Бокові стінки симетричні, всі стінки моделі адіабатні. В таблицях наведені граничні умови на вході в розрахункові області. При всіх розрахунках використовувалась модель турбулентності SST, через задовільні результати та використання цієї моделі іншими авторами.[13]

Таблиця 2.1

Граничні умови для моделі зі співнапрямленими потоками

Область	$m = 0,5$ кг/с	$m = 1,0$ кг/с	$m = 1,5$ кг/с	$m = 2,0$ кг/с	Швидкість, м/с	Температура, °C
Вхід №1	-	-	-	-	400	1100
Вхід №2	0,0009	0,0018	0,002893	0,00400	-	500
Вхід №3	0,000657	0,00135	0,00217	0,00300	-	500

Таблиця 2.2

Граничні умови для моделі з різнонапрямленими потоками

Область	$m = 0,5$ кг/с	$m = 1,0$ кг/с	$m = 1,5$ кг/с	$m = 2,0$ кг/с	Швидкість, м/с	Температура, °C
Вхід №1	-	-	-	-	400	1100
Вхід №2	0,00085	0,0018	0,002893	0,00428	-	500
Вхід №3	0,0006375	0,00135	0,00217	0,00321	-	500

2.4 Валідація сітки

Оскільки трикутні кратери є модифікованою конфігурацією від вдуву у поперечну траншею, була проведена валідація сітки для траншеї, використовуючи ті ж розміри, що й для побудови трикутних заглиблень. Результати порівняння залежностей середньої адіабатичної ефективності

плівкового охолодження вздовж довжини пластини для параметра вдуву $m = 1.0$ (Рис. 2.6) Для порівняння використовувалися обчислення з різною кількістю елементів сітки.

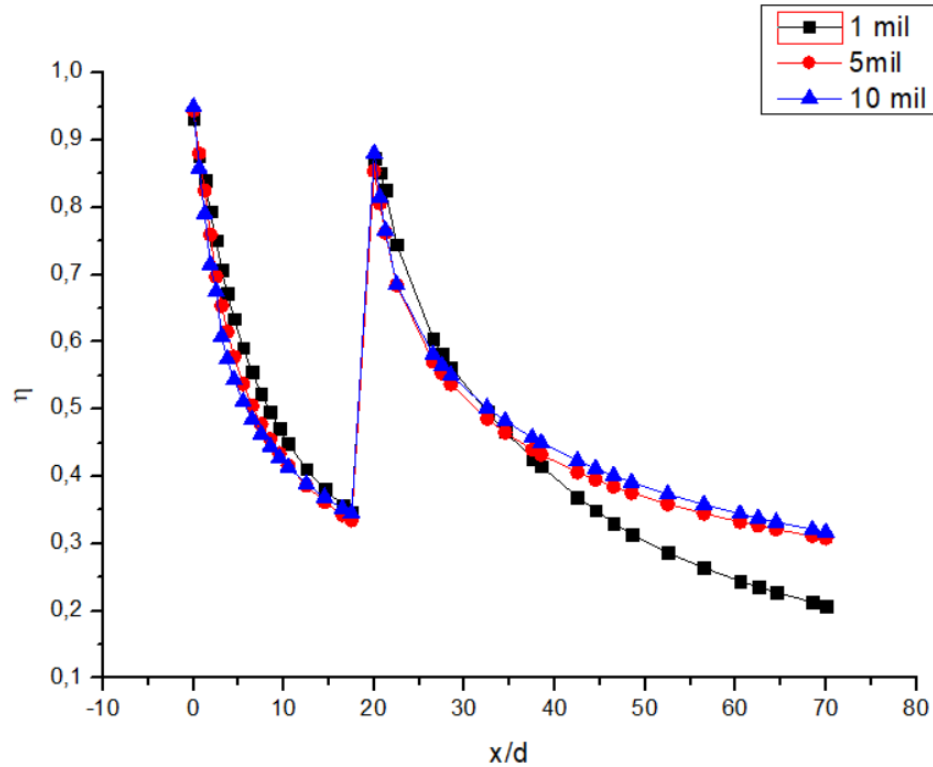


Рис. 2.6. Порівняння залежності середньої в поперечному напрямку адіабатної ефективності плівкового охолодження по довжині пластини при $m = 1.0$

Дослідження локальної та осередненої ефективності на трьох типах сіток підтвердило збіжність чисельного розв'язку. Якщо сітка на 1 млн елементів продемонструвала аномальне зниження показників та низьку точність, то результати для 5 та 10 млн елементів виявилися майже ідентичними. Враховуючи, що стабілізація основних газодинамічних параметрів відбувається вже при 5 млн комірок, подальше ущільнення сітки є надлишковим. Таким чином, для моделювання плівкового охолодження обрано сітку на ≈ 5 млн елементів як оптимальну за співвідношенням «точність та обчислювальні витрати».

2.5 Висновки до розділу 2

Для обрахунку задач було обрано ПЗ ANSYS версії 23R1, всі обрахунки проведені в модулі Fluid Flow(CFX). Це ПЗ використовується для моделювання гідро- та газодинамічних процесів та механізмів, також, в ньому можна розробляти та удосконалювати гідро- та газодинамічні механізми такі як насоси, компресора, ежектори, помпи, ротори і так далі.

Для всіх обрахунків була використана перевірена часом і досвідом SST модель турбулентності.

Також, була проведена валідація сітки, як висновок була обрана оптимальна густина сітки для обрахунків, яка в подальшому була застосована до всіх моделей.

Було побудовано дві геометричні моделі, перша, де основний потік та потік охолоджувача співнапрямлені, друга, де охолоджуючий потік подається з протилежного напрямку відносно основного потоку. Було побудовано розрахункові сітки які задовольняють умові $y+ \leq 2$. Сітки мають наступну статистику:

Сітка для моделі з співнапрямленими охолоджуючим та основним потоками налічує в собі 1463849 вузлів та 4917183 елементів, сітка для моделі з різнонапрямленими основним та охолоджуючим потоками містить в собі 1511261 вузлів та 5085952 елементів. Обидві сітки мають згущення пристінкової області розміром в 20 шарів, виконане за допомогою функції inflation.

Розділ 3

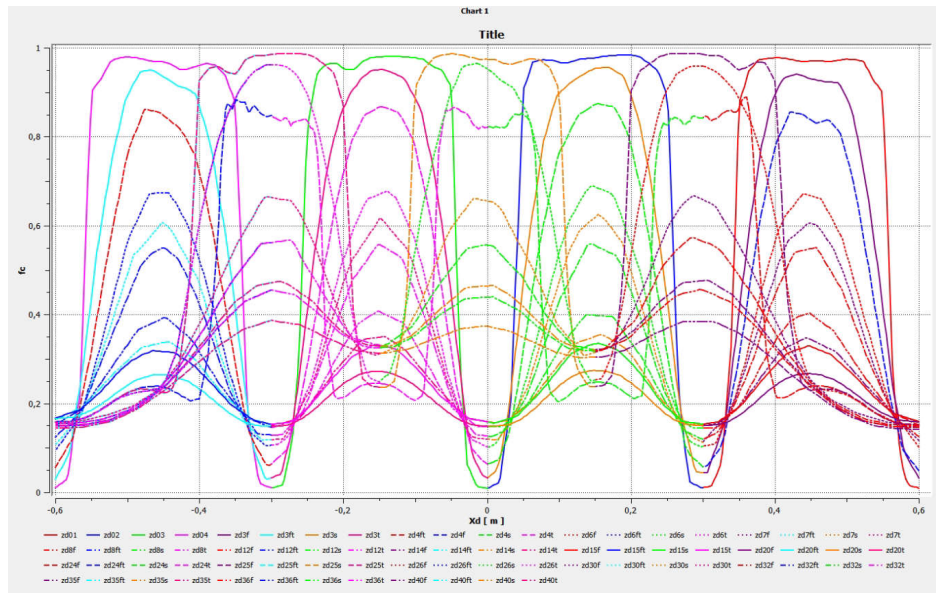
Аналіз результатів

3.1 Результати обрахунків для дворядної системи трикутних заглиблень за співнапрямленої подачі охолоджувача та основного потоку

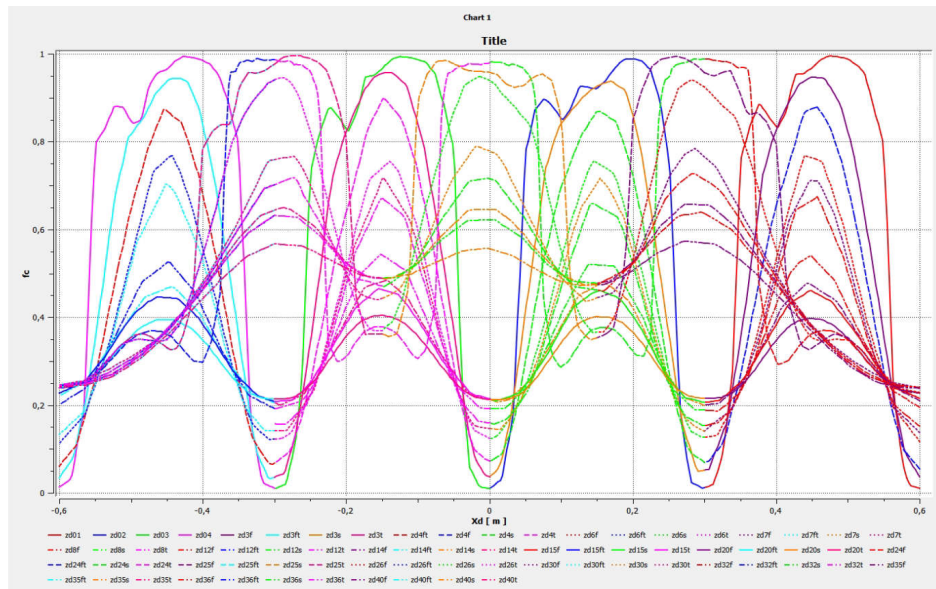
3.1.1 Адіабатна ефективність

На Рис. 3.1 - Рис. 3.3 представлені залежності розподілення локальної ефективності плівкового охолодження за дворядною системою трикутних заглиблень при співнапрямленій подачі охолоджувача вздовж пласкої поверхні за різних параметрів вдуву та зовнішньої турбулентності $Tu = 1\% - 10\%$.

З Рис. 3.1-Рис. 3.3 видно, що охолоджувач не розподіляється пластиною рівномірно. Місцям видуву охолоджувача притаманні максимуми ефективності, далі ефективність затухає зі збільшенням відстані від отворів видуву. Розподілу притаманний симетричний характер. Також, з ростом параметру вдуву було помічено ріст прогалини в охолодженні у зоні між першим та другим рядом заглиблень. Зі збільшенням параметру вдуву потоки охолоджувача з першого ряду трикутних заглиблень мають гірше поперечне розтікання. Зі збільшенням фактору зовнішньої турбулентності знижується симетрія розподілення охолоджувача по пласкій поверхні, що пов'язане з перемішуванням основного та охолоджуючого потоків.



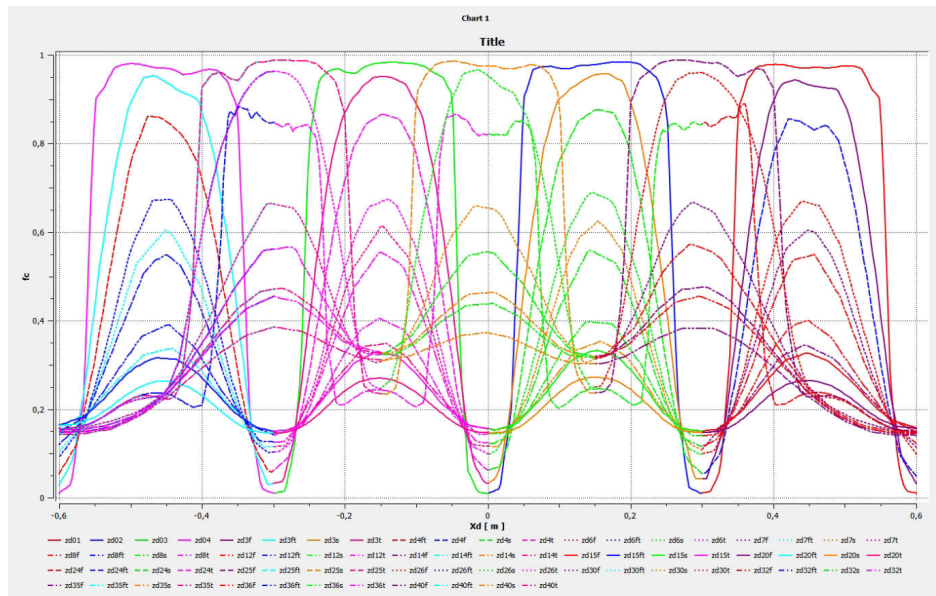
(a)



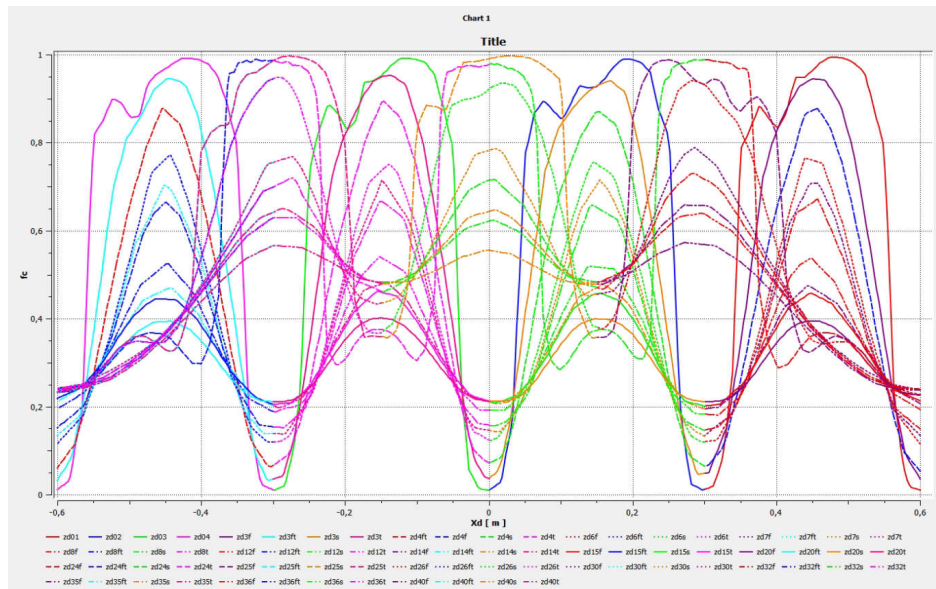
(б)

Рис. 3.1. Локальна ефективність плівкового охолодження в поперечному напрямку для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях при співнапрямленій подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г) та зовнішньої турбулентності $Tu = 1\%$

Рис. 3.1. Продовження

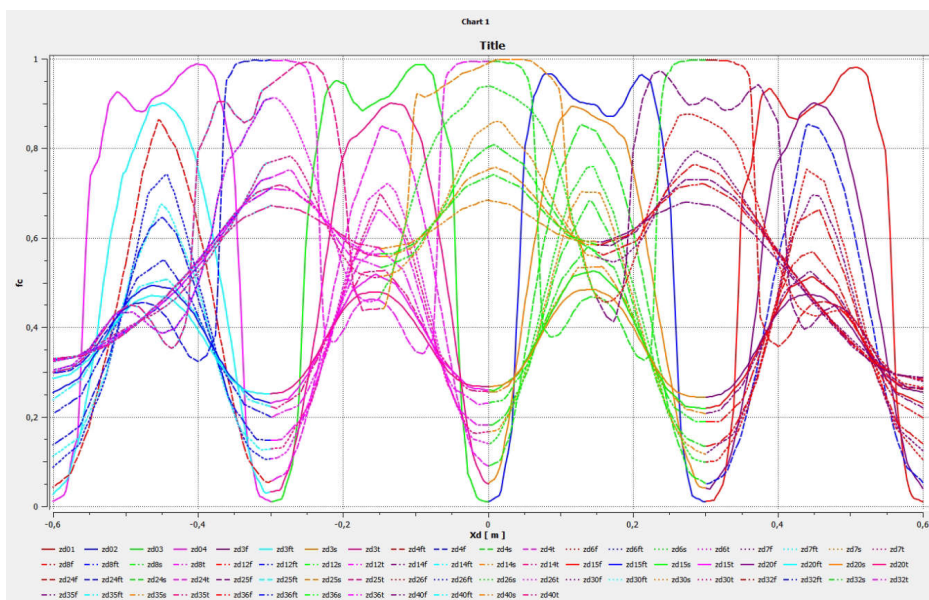


(a)

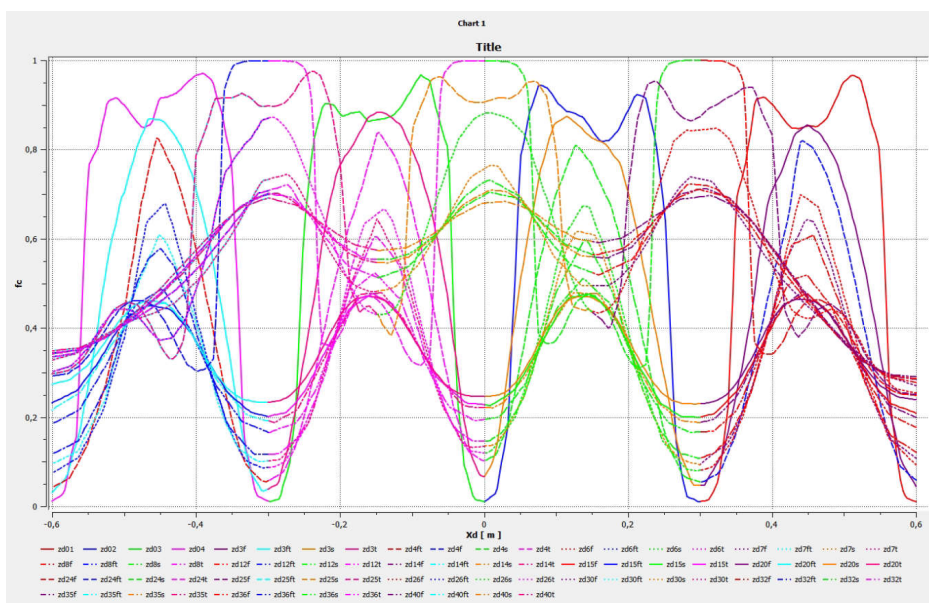


(б)

Рис. 3.2. Локальна ефективність плівкового охолодження в поперечному напрямку для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях при співнапрямленій подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г) та зовнішньої турбулентності $Tu = 5\%$

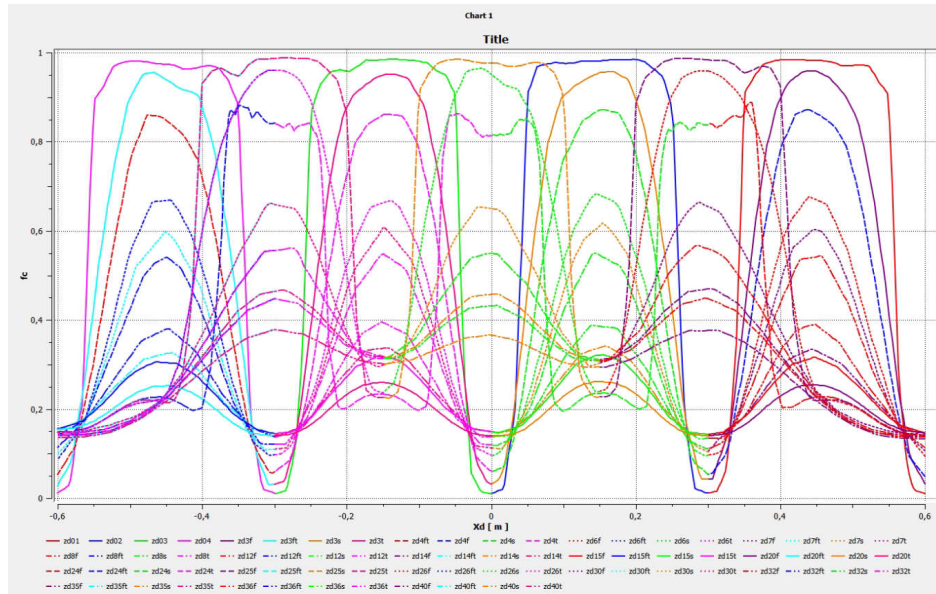


(B)

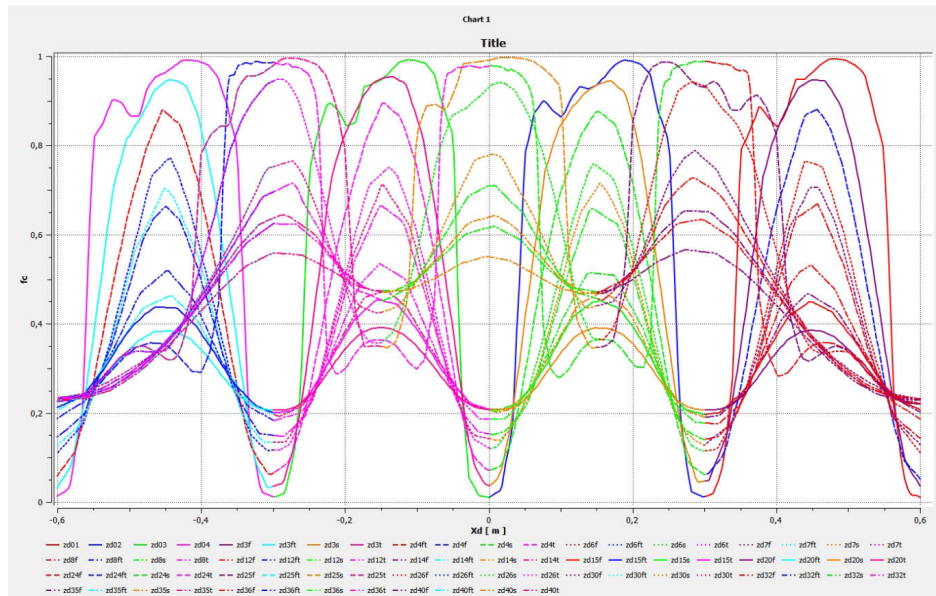


(r)

Рис. 3.2. Продолжения

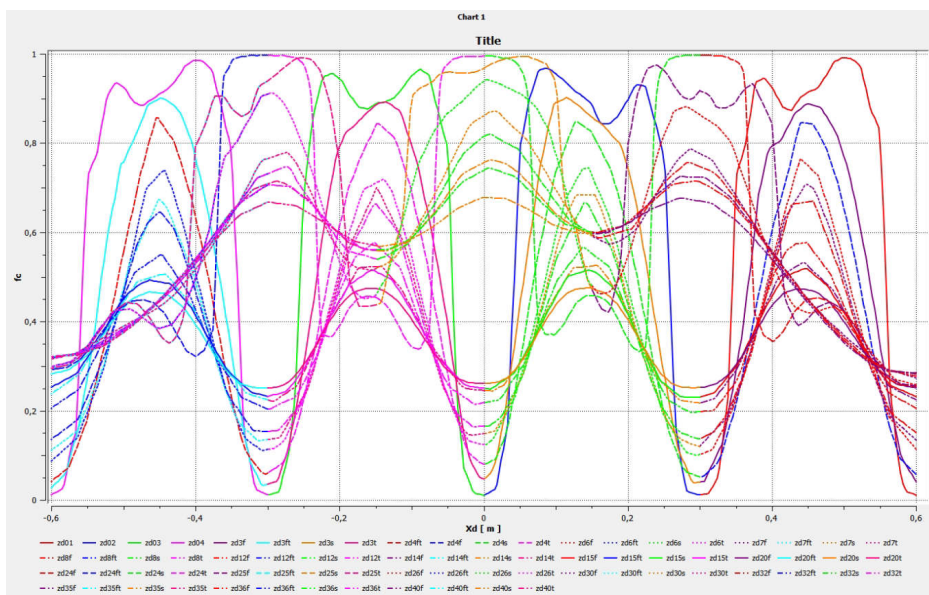


(a)

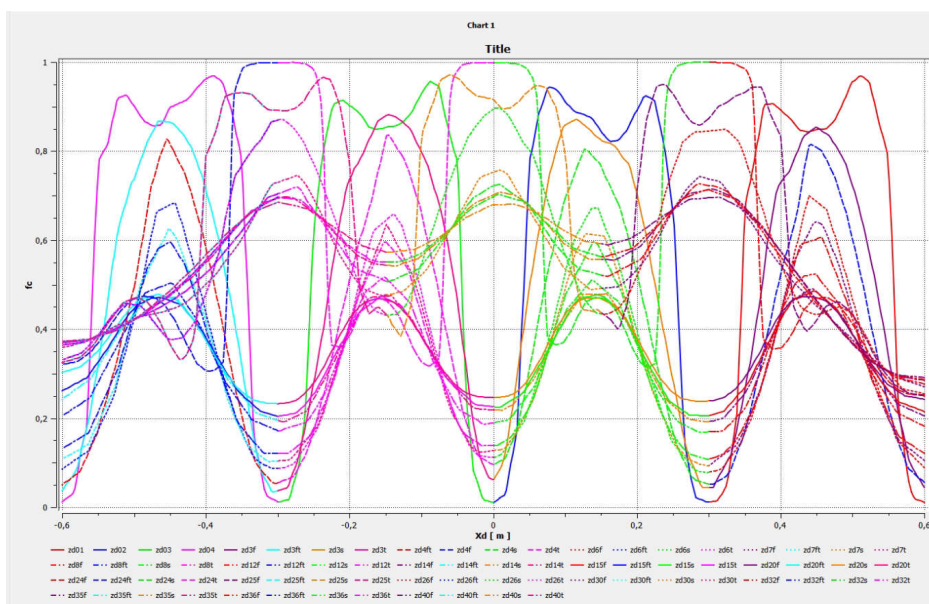


(б)

Рис. 3.3. Локальна ефективність плівкового охолодження в поперечному напрямку для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях при співнапрямленій подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г) та зовнішньої турбулентності $Tu = 10\%$



(B)

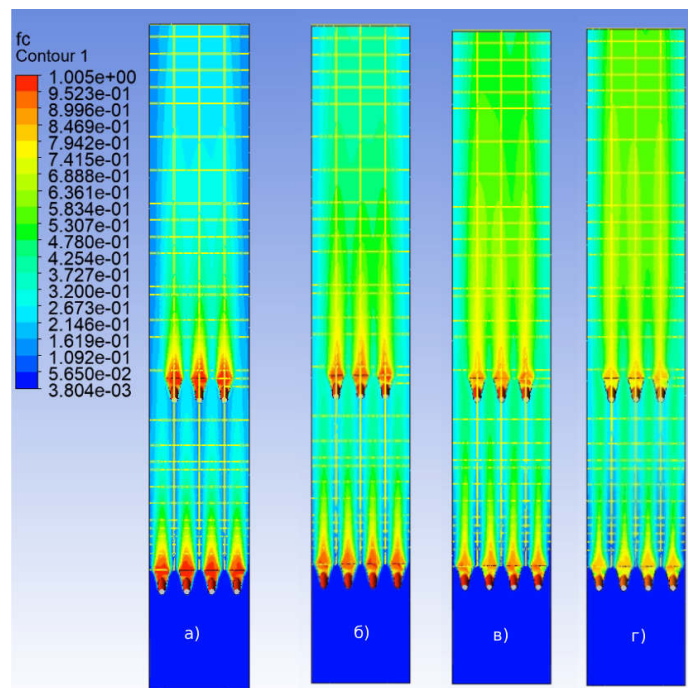


(Г)

Рис. 3.3. Продолжения

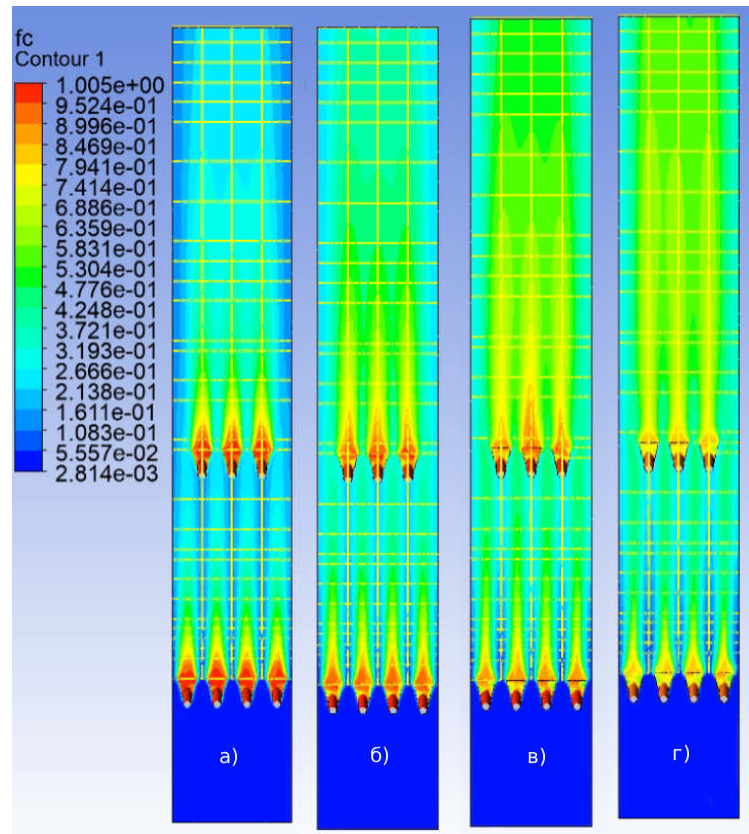
3.1.2 Поля адиабатної ефективності плівкового охолодження

На Рис. 3.4 зображені поля адиабатної ефективності плівкового охолодження в поперечному напрямку для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях. З наведених результатів видно симетричну та однорідну газову завісу яка розподілена по пластині. За малих параметрів вдуву видно прогалини в завісі через змішування основного та охолоджуючого потоків. За параметра вдуву $m = 1.0$ на ділянці після першого та до початку другого ряду заглиблень спостерігається найкраще поперечне поширення охолоджувача, з подальшим розтіканням та утворенням рівномірної плівки після другого ряду заглиблень. Підвищення фактора зовнішньої турбулентності демонструє незначне погіршення однорідності плівки через турбулізацію граничного шару плівки за малих параметрів вдуву, за вищих параметрів вдуву та вищих значеннях зовнішньої турбулентності плівка має краще поперечне поширення.

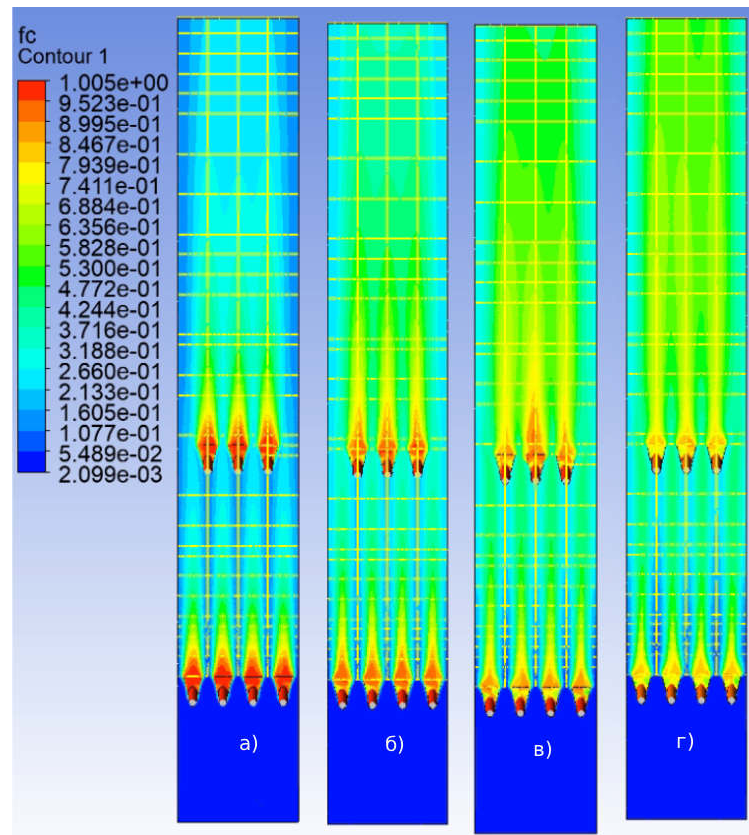


(A)

Рис. 3.4. Поля адиабатної ефективності плівкового охолодження в поперечному напрямку для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях при співнаправленій подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г); та зовнішньої турбулентності $Tu = 1\%(A)$; $Tu = 5\%(B)$; $Tu = 10\%(C)$



(B)



(C)

Рис. 3.4. Продолжения

3.1.3 Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження

Розглянемо Рис. 3.5, на ньому представлена усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження за різних параметрів вдуву та інтенсифікацій турбулентності за співнаправлених потоків. При усередненні по ширині використовувався метод трапецій відповідно до рівняння:

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

де n — число точок в межах окремої поперечної лінії.

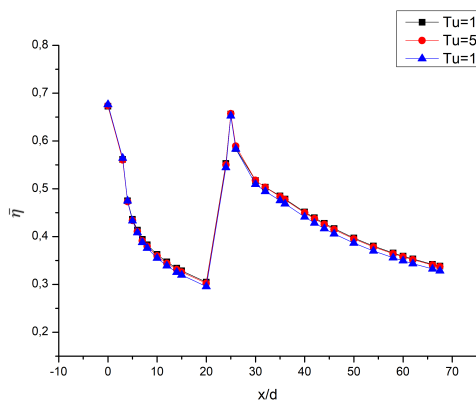
Обрахунок усередненої по площі ефективності плівкового охолодження виконувався за рівнянням:

$$\bar{\bar{\eta}} = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m \bar{\eta}_k,$$

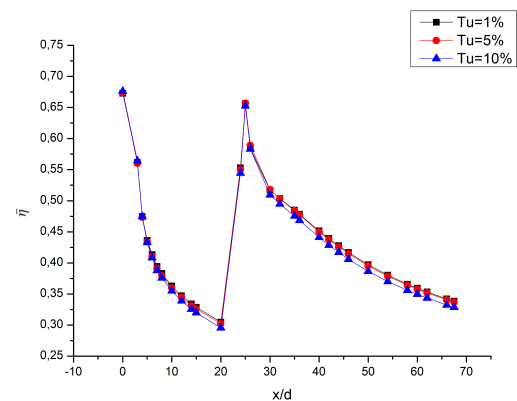
де $\bar{\eta}_k$ — усереднена в поперечному напрямку ефективність плівкового охолодження для k -го перерізу, $m = 50$ — число поперечних перерізів по всій довжині адіабатної поверхні.

З Рис. 3.5 стає очевидним, що за діапазону параметра вдуву $m \in \{0.5; 1.0; 1, 5; 2.0\}$ та наведених значень параметра зовнішньої турбулентності $Tu \in \{1\%; 5\%; 10\%\}$, останній фактор майже не несе впливу на ефективність плівкового охолодження. Чудово видно як за всіх параметрів вдуву графіки майже повністю накладаються одне на одного. Спільною рисою для всіх досліджуваних режимів є наявність двох яскраво виражених піків ефективності, які локалізовані безпосередньо в місцях інжекції охолоджувача: перший пік — одразу за першим рядом кратерів ($x/d = 0$), другий — за другим рядом ($x/d \approx 25$). Другий пік ефективності припадає практично на той самий рівень, що й перший (максимальні значення для обох піків становлять $\eta \approx 0,65 - 0,68$). Не спостерігається суттєвого збільшення або зменшення абсолютного максимуму після другого ряду порівняно з першим. Після вдуву охолоджувача з першого ряду спостерігається різке зниження ефективності вздовж поверхні. Це пояснюється інтенсивним перемішуванням захисної плівки з основним гарячим потоком. До моменту наближення до другого ряду отворів ($x/d = 20$) ефективність охолодження знижується в середньому на 50–55% від сво-

го початкового пікового значення. Різке збільшення ефективності на координаті $x/d \approx 25$ відбувається виключно через наявність другого ряду кратерів. У цій зоні відбувається інжекція нової порції охолоджувача. Цей додатковий потік "підживлює" виснажений приграничний шар, компенсує втрати маси охолоджувача від попереднього перемішування та повністю відновлює захисну плівку на поверхні, повертаючи ефективність до початкових максимальних значень. Після другого піку плівка знову починає перемішуватись з основним потоком, і ефективність продовжує знижуватись. За параметра вдуву $m = 2,0$, після другого піку картина докорінно змінюється. Замість стрімкого падіння ефективність знижується лише незначно і формує стабільне "плато" (на рівні $\eta \approx 0,55 - 0,56$), яке утримується на значній ділянці довжини пластини (від $x/d \approx 30$ до $x/d \approx 50$). Це свідчить про те, що після другого ряду кратерів при $m = 2,0$ досягається оптимальний газодинамічний режим. Маса та кінетичної енергії сумарного потоку охолоджувача стає достатньою для формування суцільної, товстої та стійкої до перемішування пелени. Охолоджувач "стелиться" по поверхні без значного відриву, забезпечуючи найвищий і найстабільніший рівень теплового захисту на значній відстані вниз за потоком порівняно з усіма іншими режимами.

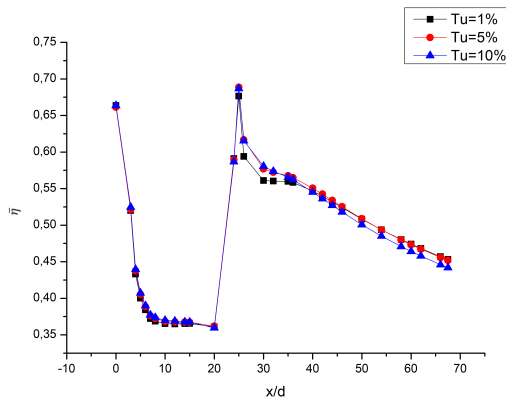


(а)

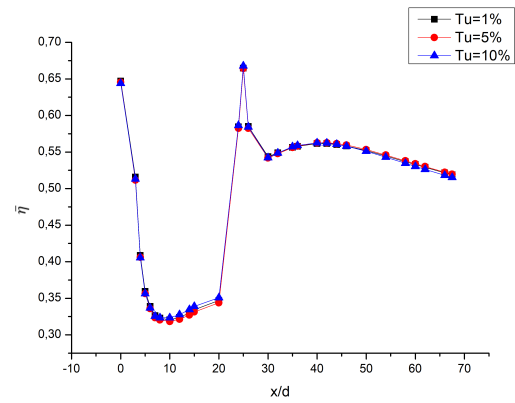


(б)

Рис. 3.5. Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях при співнапрямленій подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г) за різних значень зовнішньої турбулентності



(B)



(Г)

Рис. 3.5. Продовження

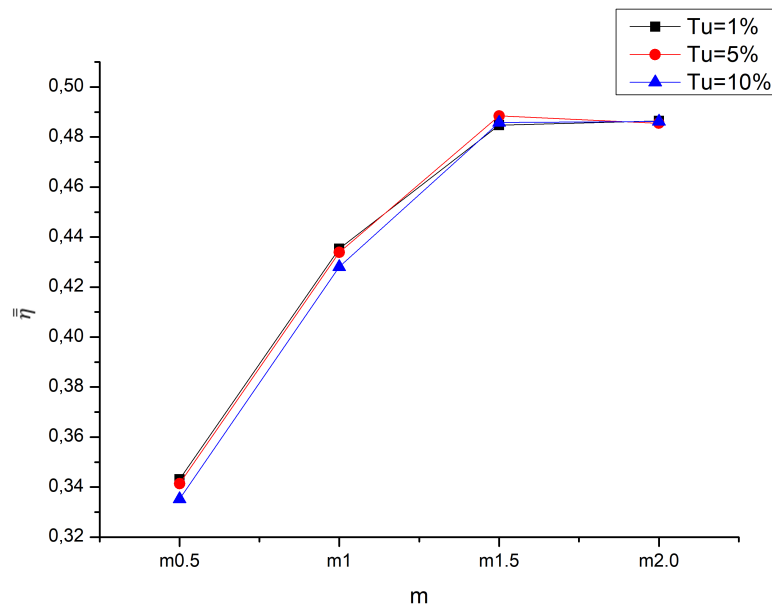


Рис. 3.6. Середня по пластині ефективність плівкового охолодження для дворядної системи трикутних заглиблень при співнаправлених потоках

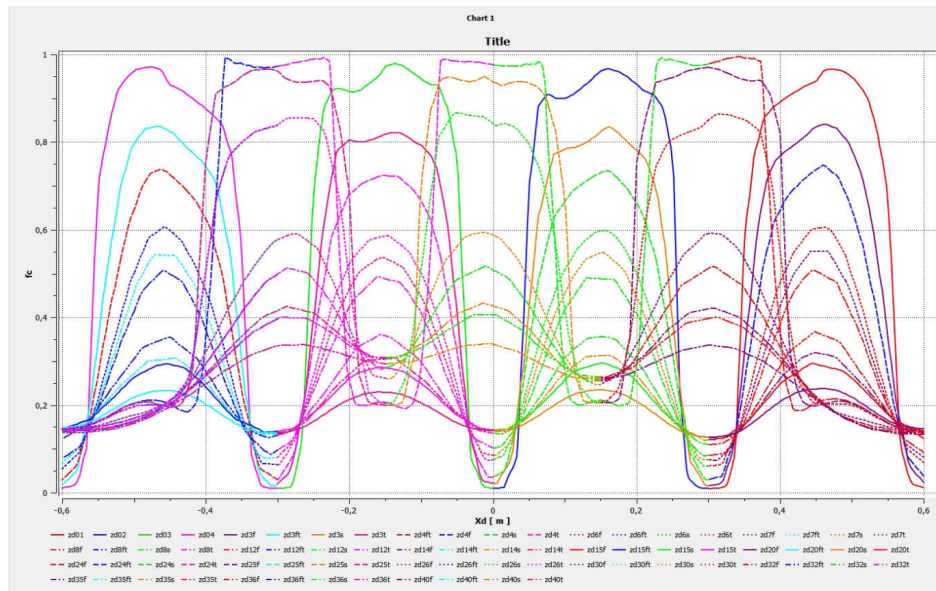
З Рис. 3.6 чітко видно, що середня по всій пластині ефективність плівкового охолодження набуває максимуму за параметра вдуву $m = 2.0$, найнижчий показник ефективності по площі пласкої поверхні отримано при параметрі вдуву $m = 0.5$. Це пов'язано з меншою швидкістю охолоджувача, та як наслідок, більшим змішуванням основного та охолоджуючого потоків.

3.2 Результати обрахунків для дворядної системи трикутних заглиблень за різнонапрямленої подачі охолоджувача та основного потоку

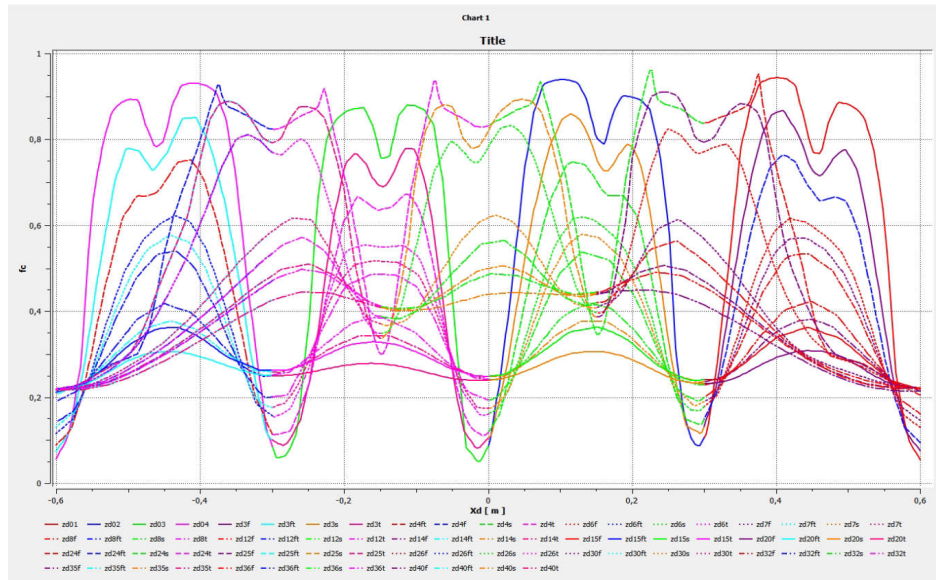
3.2.1 Адіабатна ефективність

На Рис. 3.7 - Рис. 3.9 представлені залежності розподілення локальної ефективності плівкового охолодження за дворядною системою трикутних заглиблень при різнонапрямленій подачі охолоджувача вздовж плоскої поверхні за різних параметрів вдуву та зовнішньої турбулентності $Tu = 1\% - 10\%$.

Аналізуючи Рис. 3.7-Рис. 3.9 можна сказати, що у той час як при співнапрямленій подачі струмені формують правильні та згладжені профілі, при різнонапрямленій подачі вони стають яскраво несиметричними та хаотичними. На вершинах струменів з'являються локальні флуктуації, що підтверджує генерацію нестабільних вихрових структур безпосередньо на виході з кратерів, які розривають суцільність потоку. Для співнапрямленої схеми зростання параметра вдуву до $m = 2,0$ покращує злиття струменів. Натомість при зустрічній подачі перехід до $m = 2,0$ призводить до критичного падіння ефективності (максимуми f_c ледь досягають $0,5 \dots 0,6$ проти $0,9 \dots 1,0$ у співнапрямленій моделі). Це є наслідком масштабного відриву: через високу швидкість зустрічної інжекції охолоджувач пробиває приграничний шар і зноситься основним потоком. Графіки для різнонапрямленої схеми фіксують значно глибші та ширші провали значень ефективності між кратерами. Потужні парні вихори від зустрічного зіткнення інтенсивно підсмоктують гарячий основний газ у пристінну зону, не даючи струменям злитися в єдину захисну пелену. На відміну від співнапрямленої подачі, яка майже не відчуває зміни Tu , різнонапрямлена схема демонструє високу чутливість. Зростання Tu від 1% до 10% додатково знижує пікові значення ефективності, оскільки зовнішня турбулентність накладається на вже існуючу генерацію вихорів, прискорюючи руйнування плівки.

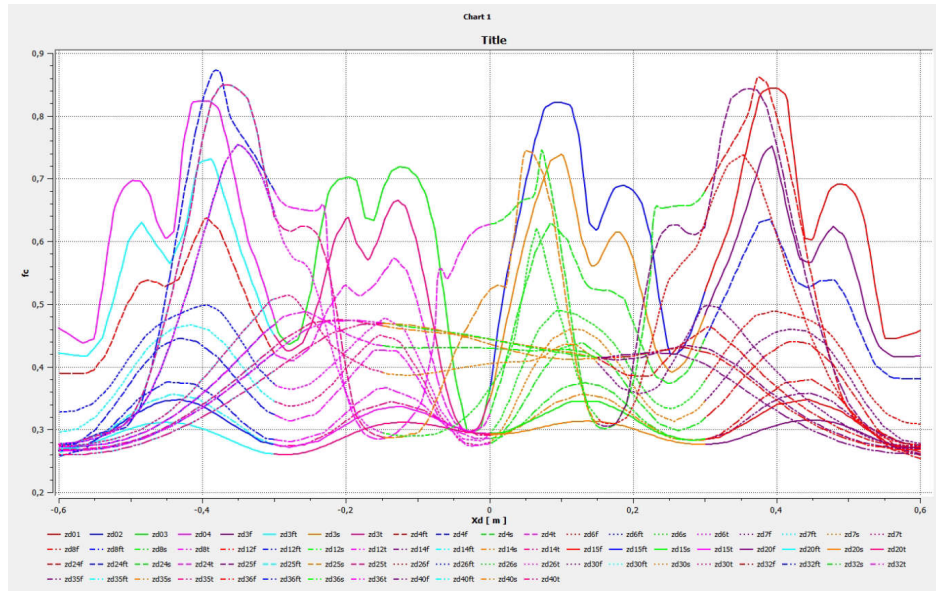


(a)

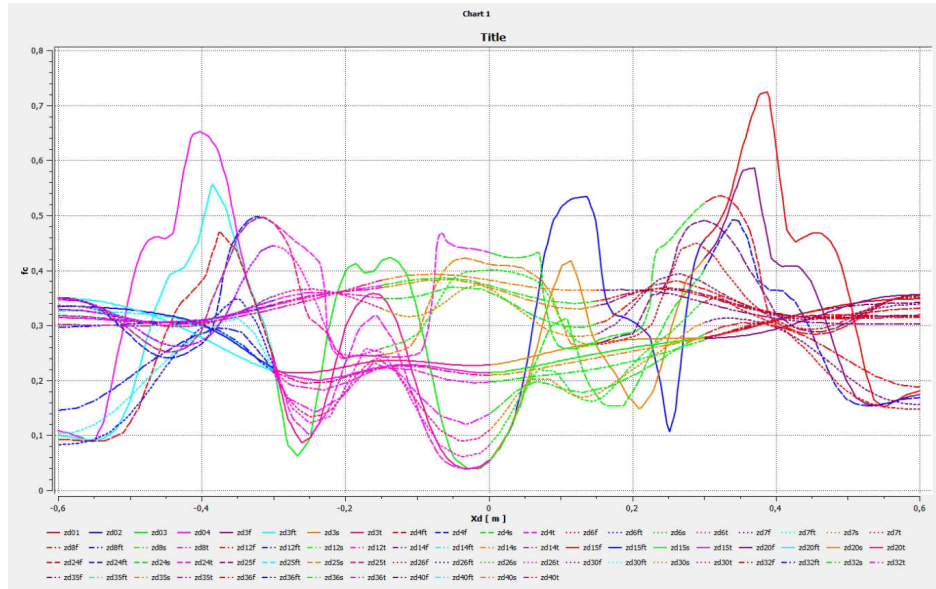


(б)

Рис. 3.7. Локальна ефективність плівкового охолодження в поперечному напрямку для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г) та зовнішньої турбулентності $Tu = 1\%$

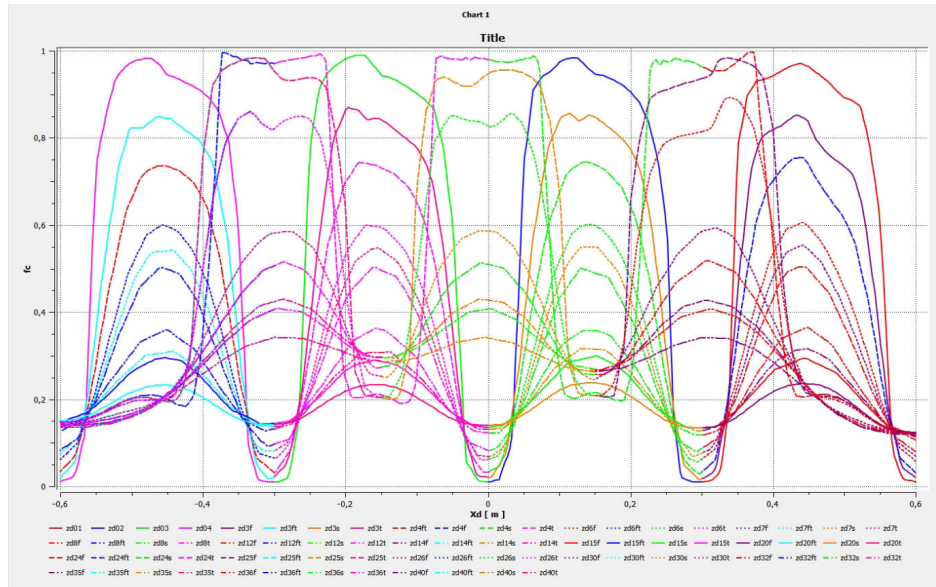


(B)

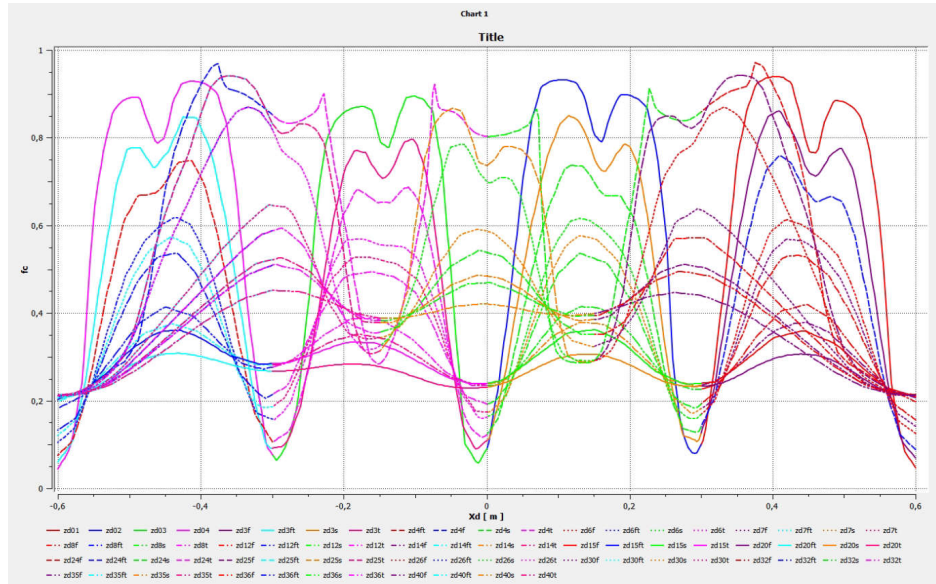


(Г)

Рис. 3.7. Продолжения



(a)



(б)

Рис. 3.8. Локальна ефективність плівкового охолодження в поперечному напрямку для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях при різнонапрямлених подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г) та зовнішньої турбулентності $Tu = 5\%$

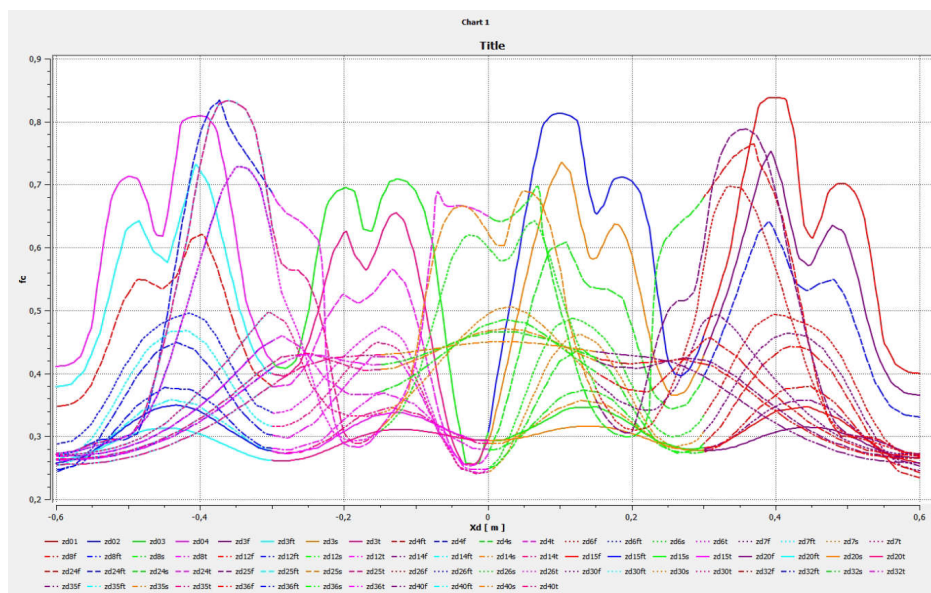
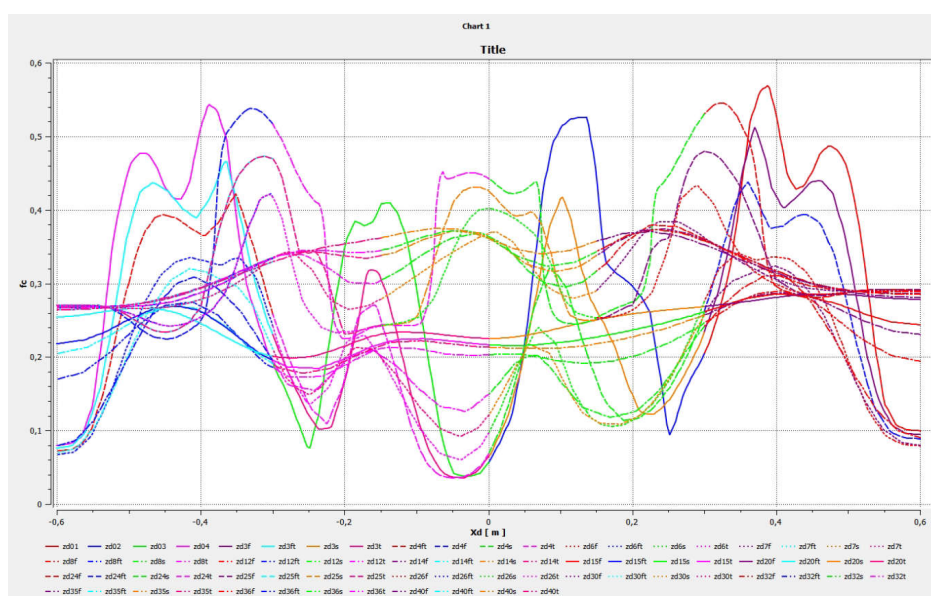
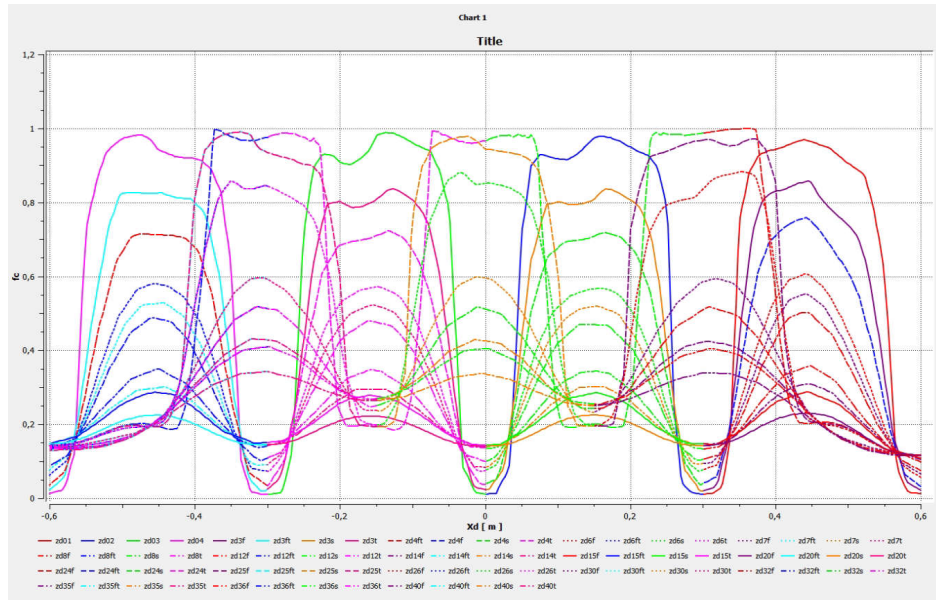
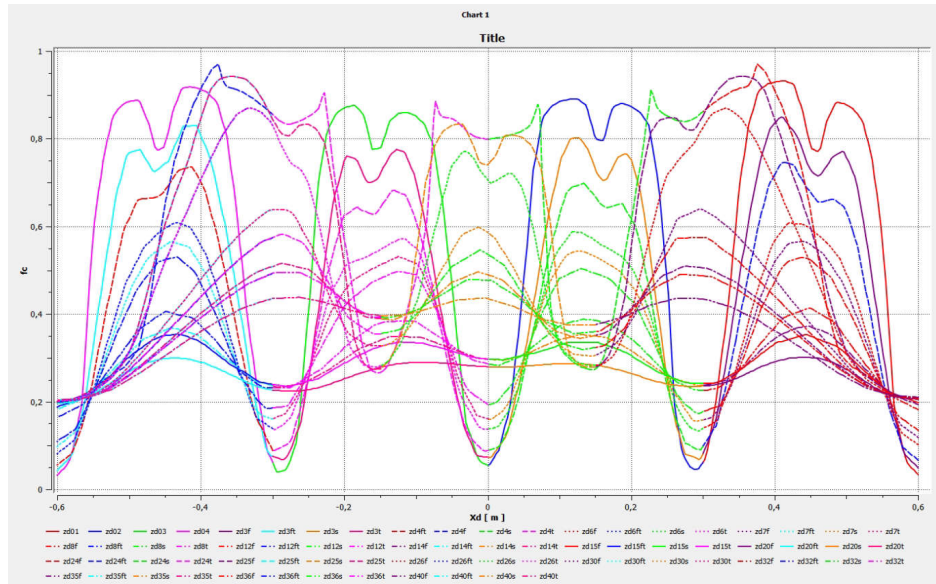

$$(\mathbf{B})$$

$$(\Gamma)$$

Рис. 3.8. Продовження

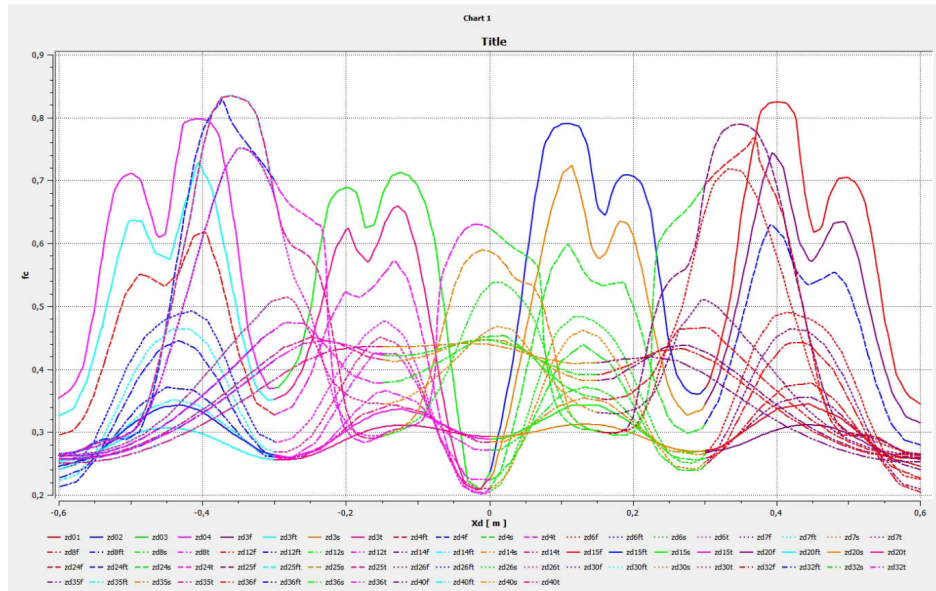


(a)

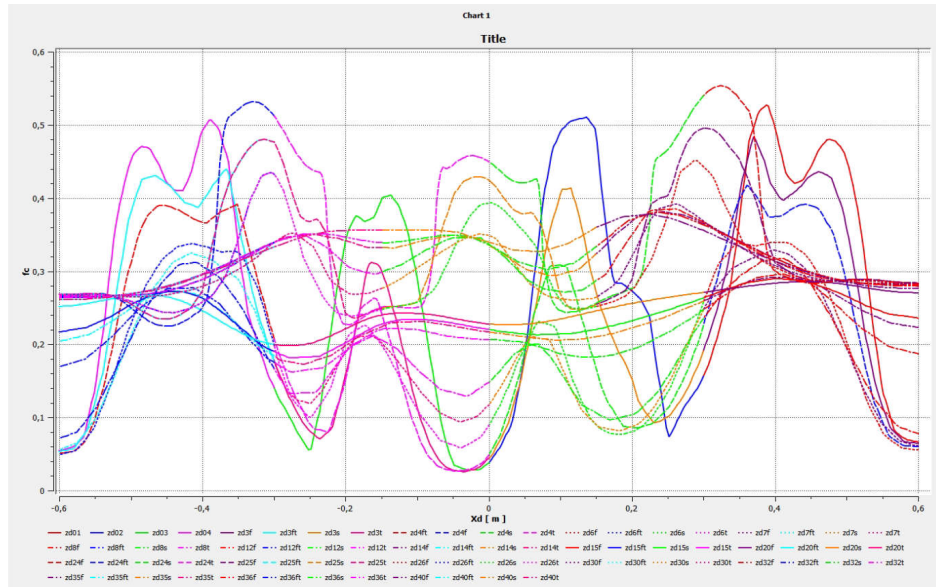


(б)

Рис. 3.9. Локальна ефективність плівкового охолодження в поперечному напрямку для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях при різнонапрямленій подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г) та зовнішньої турбулентності $Tu = 10\%$



(B)

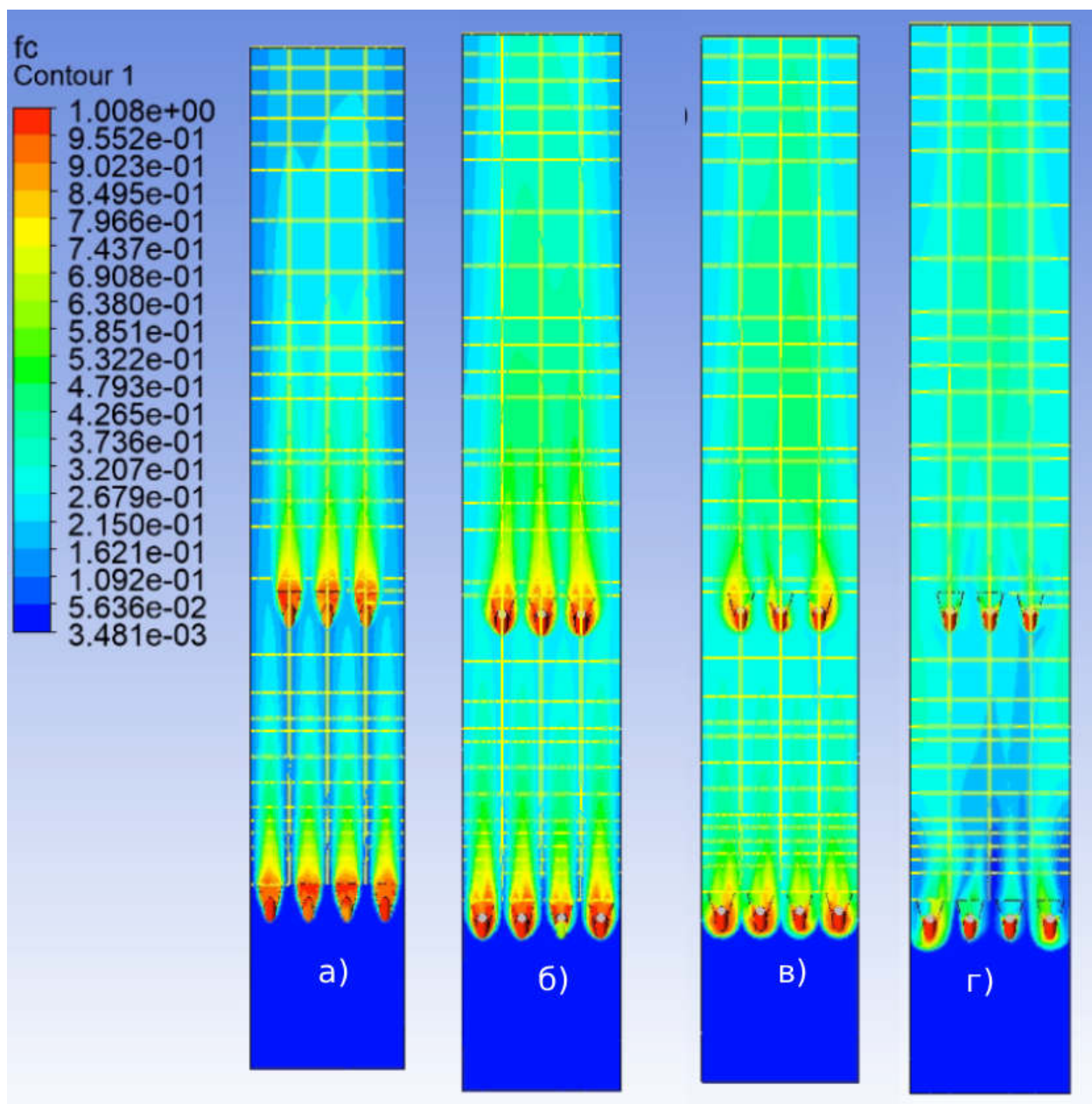


(Г)

Рис. 3.9. Продолжения

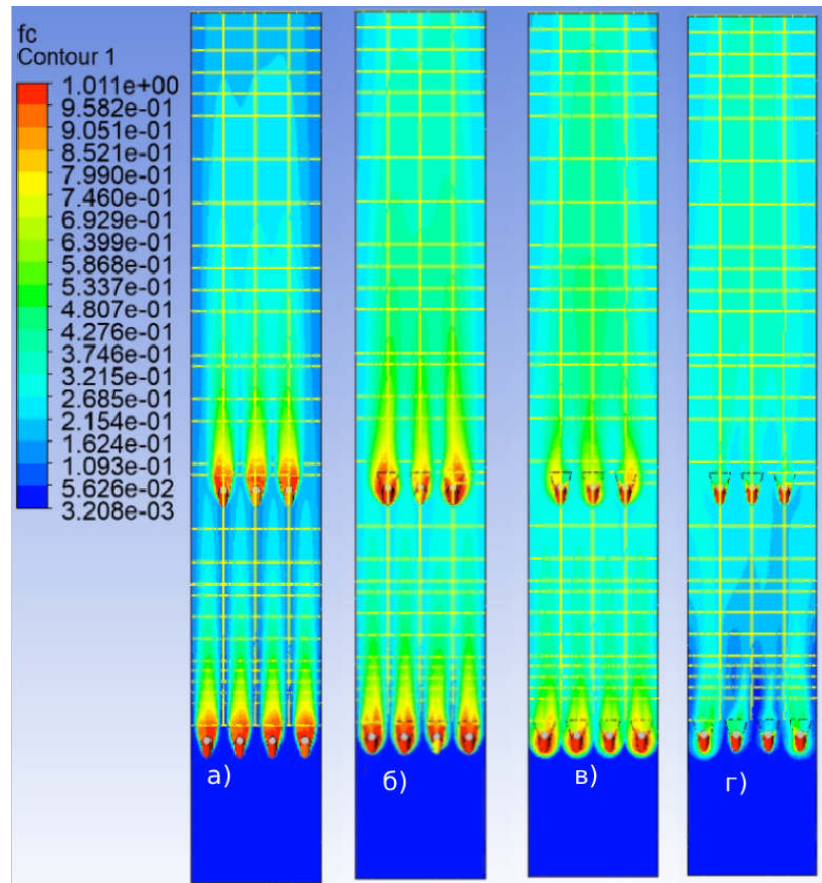
3.2.2 Поля адіабатної ефективності плівкового охолодження

На Рис. 3.10 зображені поля адіабатної ефективності плівкового охолодження для дворядної системи отворів у трикутних заглибленнях при різнонапрямлених подачі охолоджувача. Варто зазначити, що зустрічна інжекція значно ускладнює формування повністю однорідної газової завіси через інтенсивну вихрову взаємодію охолоджувача з основним потоком. За малих параметрів вдуву ($m = 0,5$) спостерігаються значні поздовжні прогалини в захисній пелені, оскільки охолоджувачу бракує маси для поперечного злиття струменів. Оптимальним режимом роботи для даної схеми виступає параметр вдуву $m = 1,0$. Саме за таких умов на ділянці після першого та до початку другого ряду заглиблень спостерігається найкраще поперечне поширення охолоджувача, з подальшим розтіканням та утворенням найбільш рівномірної плівки після другого ряду. Однак, при значному підвищенні параметра вдуву (починаючи з $m = 1,5$ і особливо за $m = 2,0$) картина докорінно змінюється: на контурах чітко візуалізується відрив потоку від пласкої поверхні. Через надто високу швидкість зустрічної інжекції кінетичної енергії струменя стає достатньо для пробиття приграничного шару. Це призводить до руйнування плівки та активної роботи парних вихорів, які інтенсивно підсмоктують гарячий основний газ безпосередньо до стінки, залишаючи поверхню за кратерами практично незахищеною. Також візуальний аналіз контурів дозволяє оцінити негативний вплив зовнішньої турбулентності зовнішнього потоку на стабільність захисної пелени. Зі збільшенням параметра Tu від 1% до 10% спостерігається суттєва інтенсифікація процесів дифузії та перемішування. Межі струменів охолоджувача стають більш розмитими, а зони з високими показниками ефективності набагато швидше дисипують при просуванні вниз за потоком, що пришвидшує деградацію плівкового охолодження навіть на оптимальних режимах вдуву.

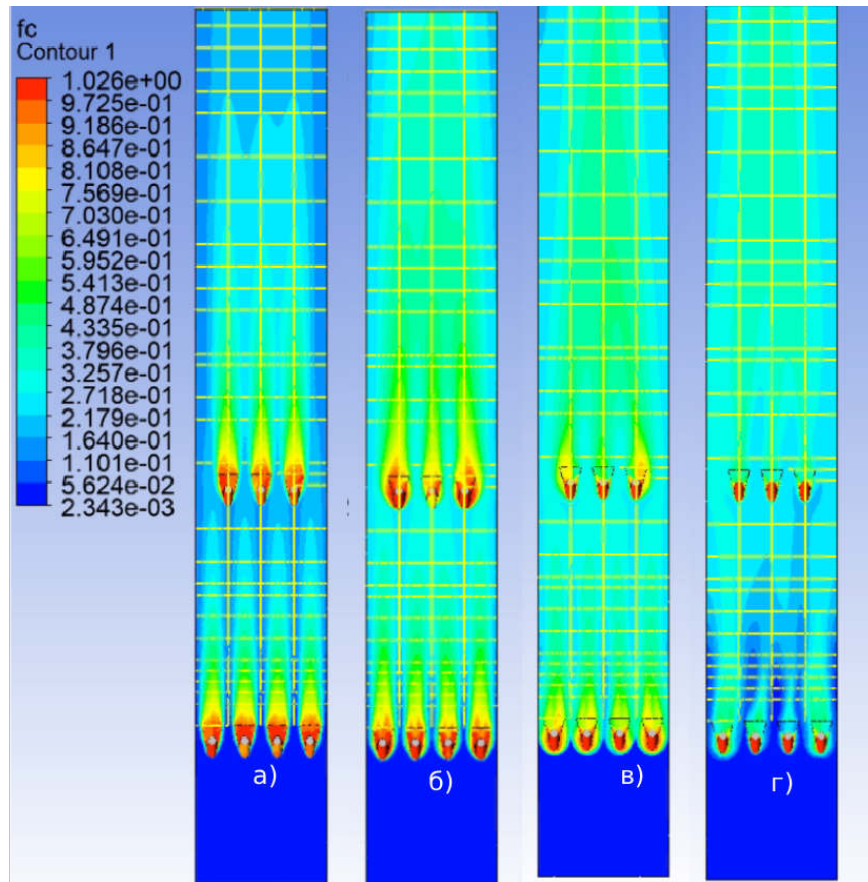


(A)

Рис. 3.10. Поля адіабатної ефективності плівкового охолодження в поперечному напрямку для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях при різнонапрямленій подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г); та зовнішньої турбулентності $Tu = 1\%$ (А); $Tu = 5\%$ (В); $Tu = 10\%$ (С)



(B)



(C)

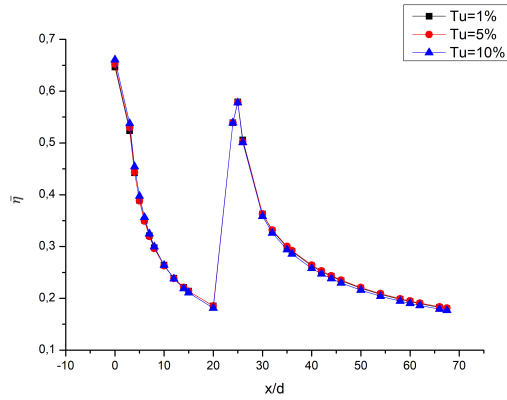
Рис. 3.10. Продолжения

3.2.3 Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження

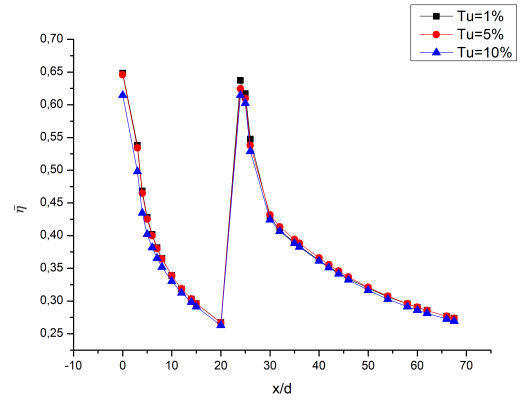
Розглянемо Рис. 3.11, на якому представлена усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження для різних параметрів вдуву ($m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$) та ступенів зовнішньої турбулентності ($Tu = 1\%; 5\%; 10\%$) при різнонапрямленій подачі охолоджувача. Аналіз отриманих кривих дозволяє зробити кілька важливих висновків. По-перше, для всіх розглянутих режимів характерна наявність двох виражених піків ефективності, що відповідають місцям інжекції з першого та другого рядів заглиблень. Найвищі показники усередненої ефективності (з піками на рівні $\bar{\eta} \approx 0,65$) досягаються за параметра вдуву $m = 1,0$, що підтверджує його як оптимальний робочий режим для даної схеми. Подальше збільшення параметра вдуву призводить до різкої деградації захисної плівки: на графіку для $m = 2,0$ спостерігається катастрофічне падіння ефективності (максимальні значення знижуються майже вдвічі, до $\bar{\eta} \approx 0,35$). Це пояснюється масивним відривом струменів охолоджувача від поверхні через надмірну кінетичну енергію зустрічної інжекції.

Як добре видно з рисунків, у діапазоні параметрів вдуву $m \in [0,5; 1,5]$ фактор турбулентності зовнішнього потоку практично не впливає на усереднену по ширині ефективність: криві для різних значень Tu майже повністю накладаються одна на одну. Однак ситуація змінюється для режиму сильного відриву потоку ($m = 2,0$). За цього параметра вдуву зростання зовнішньої турбулентності від 1% до 10% призводить до додаткового помітного зниження ефективності охолодження (особливо на ділянках одразу після інжекції), оскільки висока турбулентність зовнішнього потоку сприяє ще швидшому розсіюванню відірваних струменів.

З Рис. 3.12 чітко видно, що усереднена по всій площі пластини ефективність плівкового охолодження досягає свого максимуму за параметра вдуву $m = 1,0$. Натомість найнижчий інтегральний показник ефективності отримано при параметрі вдуву $m = 2,0$. Як зазначалося раніше, це безпосередньо пов'язано з відривом струменів охолоджувача від поверхні через занадто високу швидкість зустрічної інжекції. Крім того, даний графік дозволяє виявити важливу закономірність, яка була неочевидною при аналізі локальних та усереднених по ширині профілів: для мо-

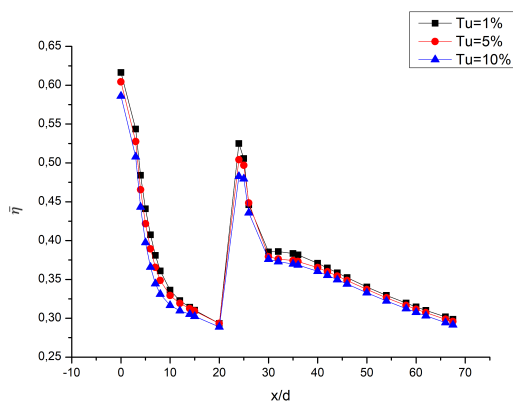


(а)

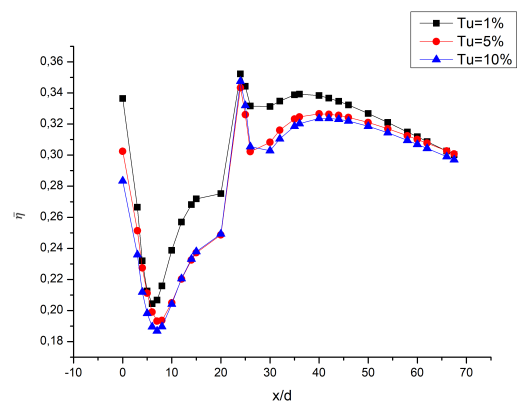


(б)

Рис. 3.11. Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження для дворядної системи отворів в трикутних заглибленнях при різнонапрямлений подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г) за різних значень зовнішньої турбулентності



(в)



(г)

Рис. 3.11. Продовження

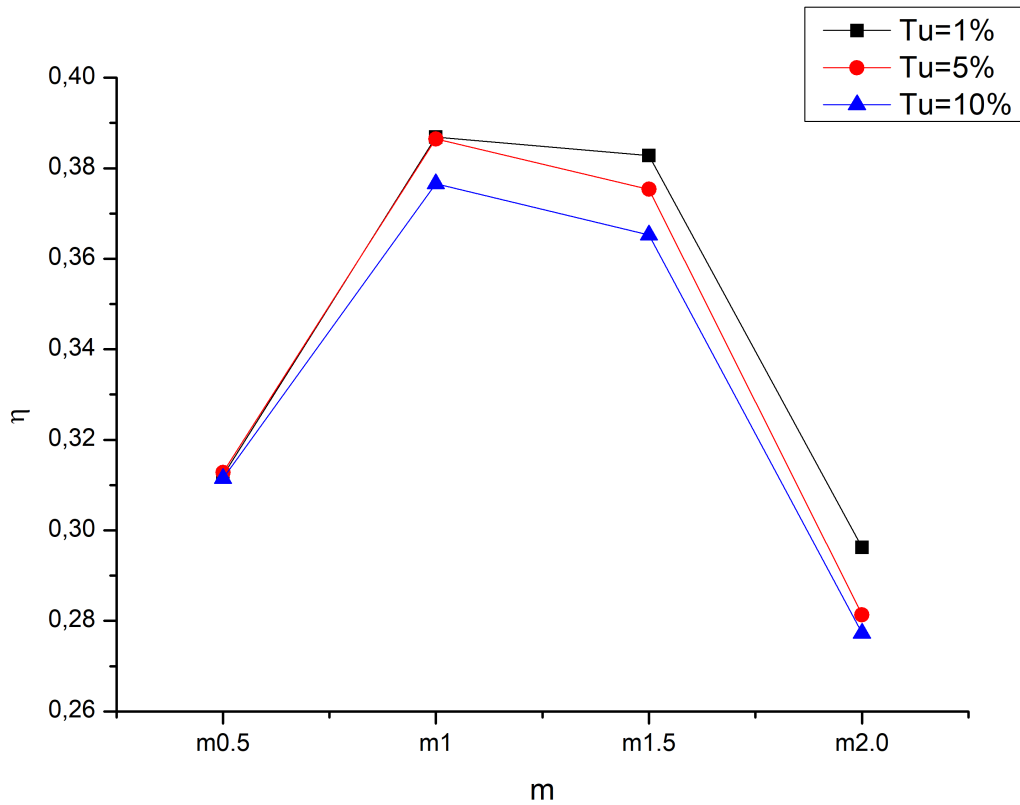


Рис. 3.12. Середня по пластині ефективність плівкового охолодження для дворядної системи трикутних заглиблень при різнонапрямлених потоках

делі з різнонапрямленою подачею зростання фактора зовнішньої турбулентності (Tu) зовнішнього потоку призводить до помітного зниження загальної ефективності охолодження. Ця негативна тенденція починає чітко проявлятися з параметра вдуву $m = 1,0$ і посилюється при подальшому збільшенні витрати охолоджувача.

3.3 Порівняльний аналіз результатів

3.3.1 Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження

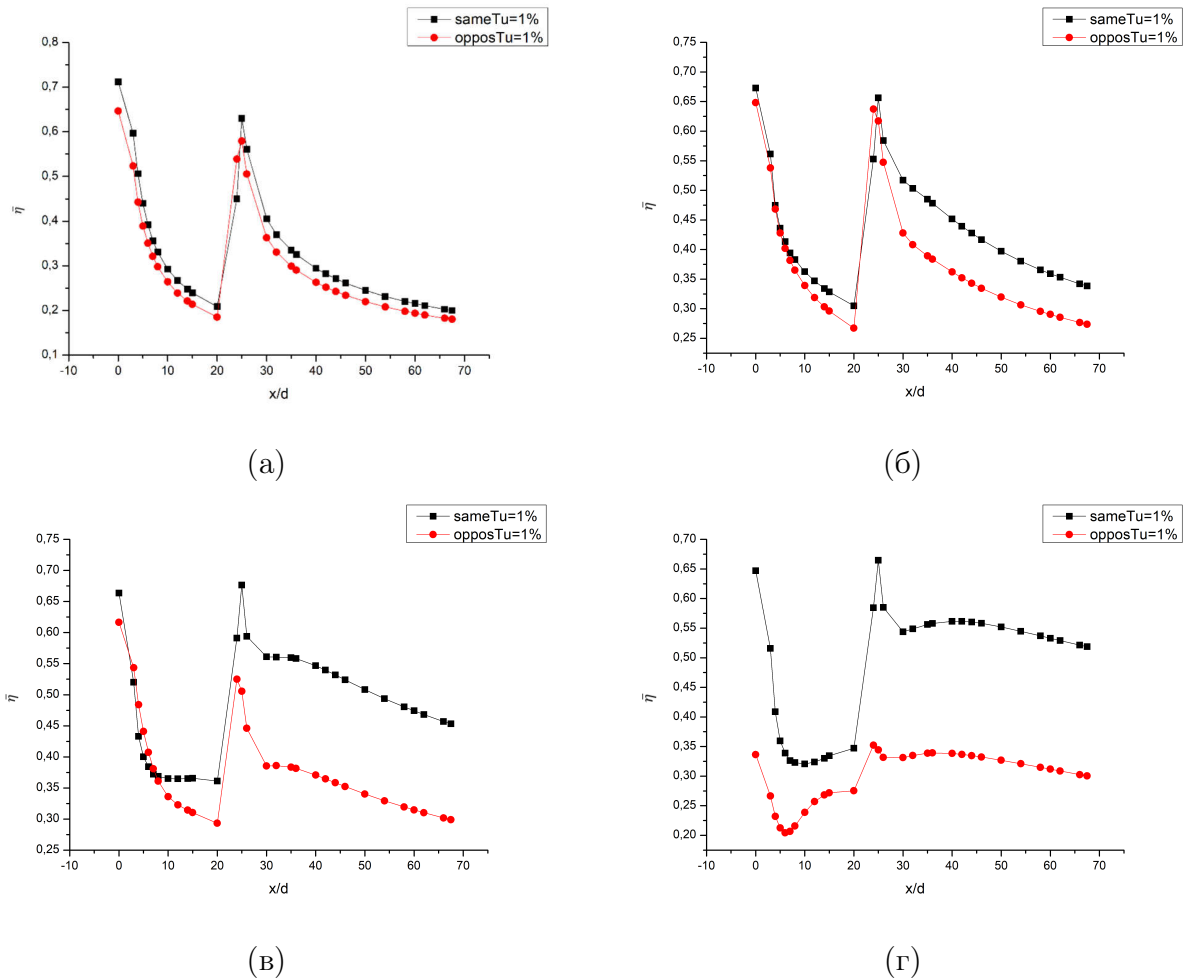


Рис. 3.13. Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження при співнапрямленій та різнонапрямленій подачі охолоджувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г); та зовнішньої турбулентності $Tu=1\%$

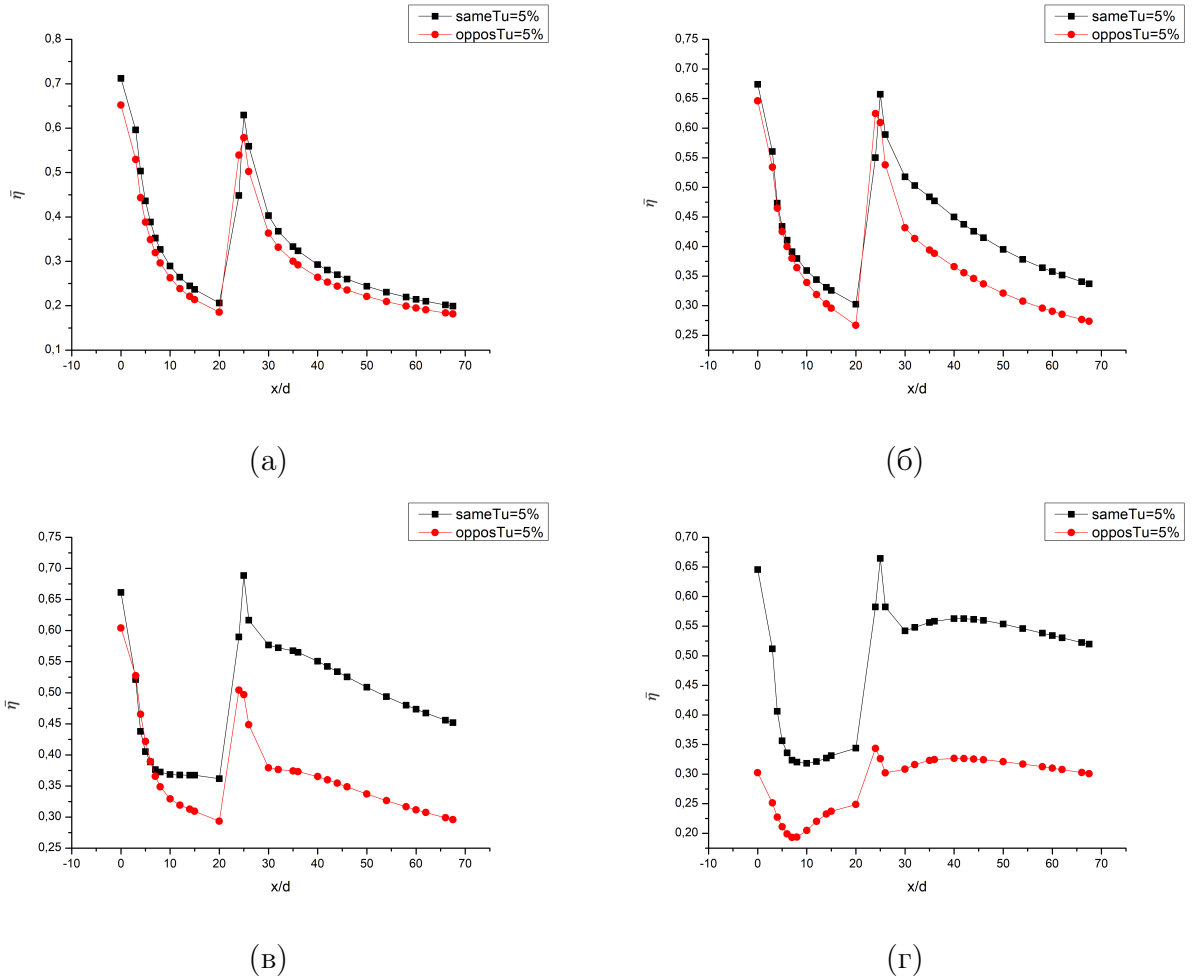


Рис. 3.14. Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження при співнаправленій та різнонаправленій подачі охоложувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г); та зовнішньої турбулентності $Tu=5\%$

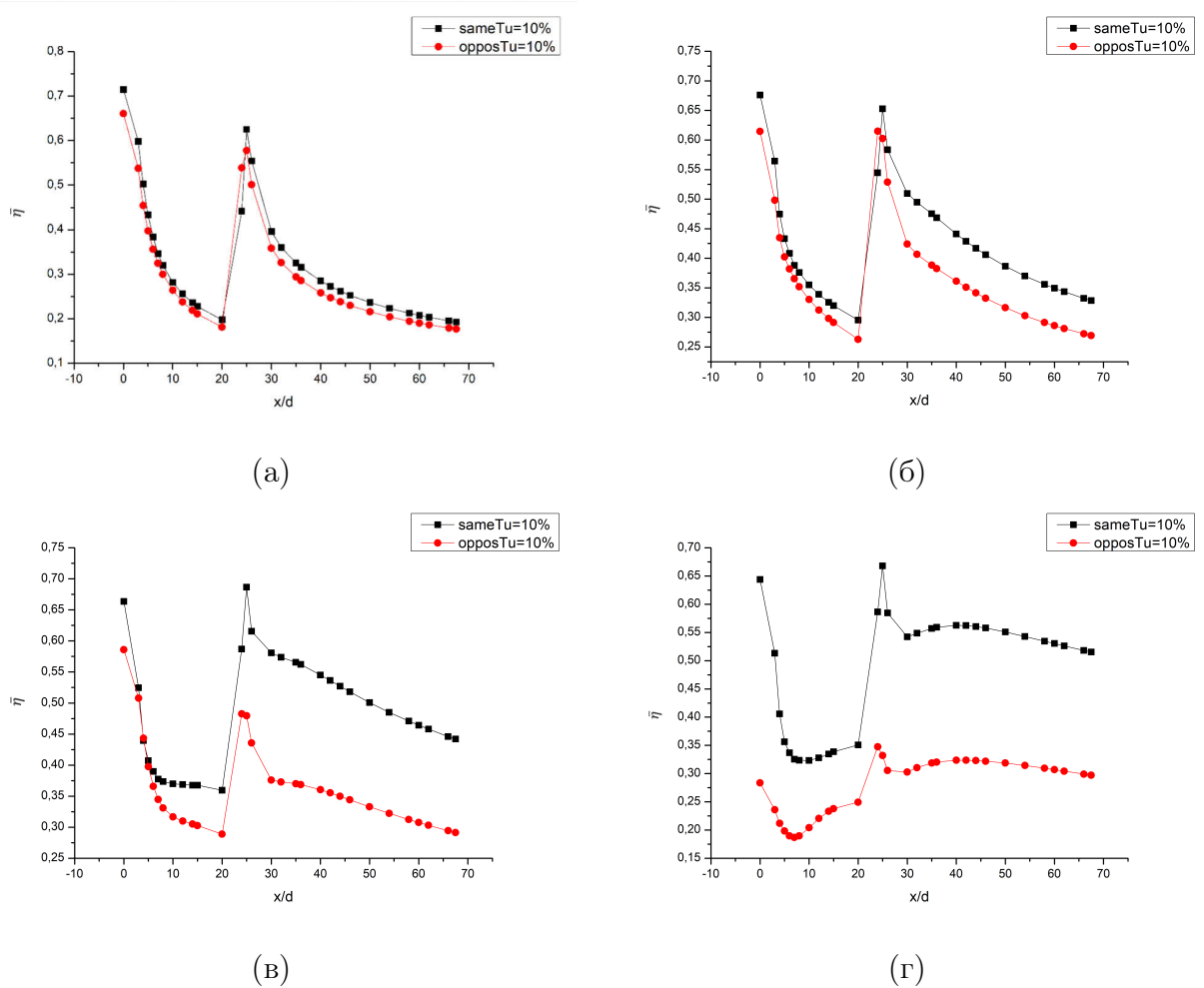


Рис. 3.15. Усереднена по ширині ефективність плівкового охолодження при співнапрямленій та різнонапрямленій подачі охоложувача за параметрів вдуву $m = 0,5$ (а); $m = 1,0$ (б); $m = 1,5$ (в); $m = 2,0$ (г); та зовнішньої турбулентності $Tu=10\%$

Узагальнюючий аналіз графіків усередненої по ширині ефективності плівкового охолодження, наведених на Рис. 3.13 – Рис. 3.15, дозволяє чітко схарактеризувати фундаментальні відмінності між двома схемами подачі за всього спектра досліджуваних режимів. Незаперечним фактом є те, що схема зі співнапрямленими потоками (same) демонструє вищу ефективність порівняно з різнонапрямленою (oppos) за будь-яких комбінацій параметра вдуву m та зовнішньої турбулентності Tu .

При малих значеннях параметра вдуву ($m = 0,5$ та $m = 1,0$) розрив між лініями є помірним, оскільки зустрічний струмінь за таких витрат ще встигає притиснутися до стінки, хоча і швидше руйнується вниз за потоком через інтенсивне внутрішнє вихроутворення. Проте, при переході до

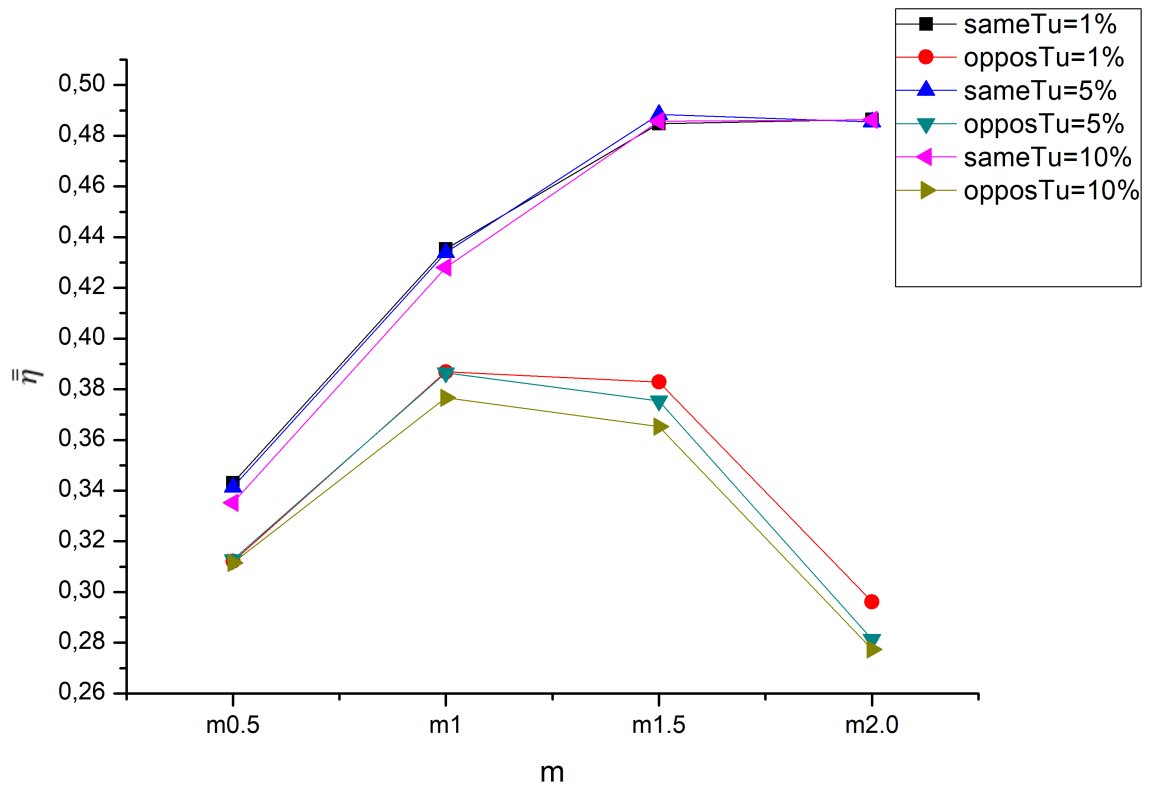


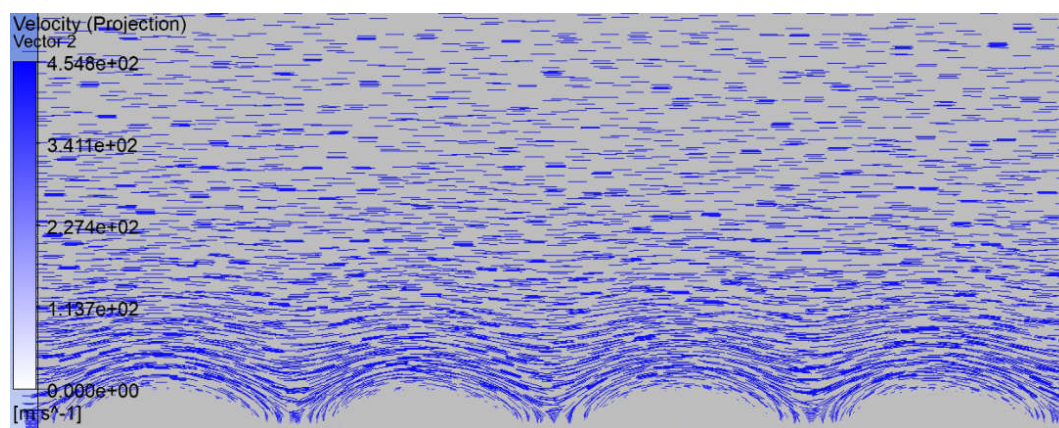
Рис. 3.16. Усереднена по пласкій поверхні ефективність плівкового охолодження за різних напрямів подачі охолоджувача, параметра вдуву та зовнішньої турбулентності

великих витрат охолоджувача ($m = 1,5 \dots 2,0$), картина змінюється кардинально: зустрічна інжекція через високий імпульс провокує масштабний відрив плівки від поверхні, що призводить до катастрофічного просідання ефективності майже вдвічі. У цей же час співнапрявлена подача, навпаки, забезпечує формування товстої, стійкої до перемішування захисної пелени з характерним тривалим "плато" вздовж координати x/d . Крім того, порівняння профілів наочно ілюструє різну чутливість моделей до зовнішньої турбулентності, яка практично не чинить деструктивного впливу на супутню схему, але помітно прискорює деградацію захисного шару при різнонаправленій подачі охолоджувача.

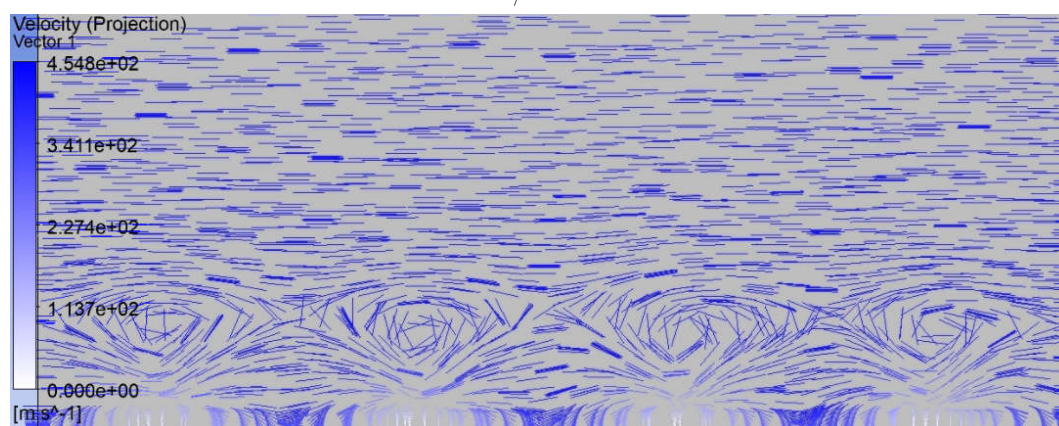
На Рис. 3.16 зображена усереднена по всій площі пластини ефективність плівкового охолодження. Детальний аналіз наведених залежностей дозволяє чітко квантифікувати перевагу співнапрявленої схеми подачі (same) над різнонаправленою (oppos) у відсотковому співвідношенні. Так, за

мінімального параметра вдуву $m = 0,5$ перевага схеми same за величиною інтегральної ефективності становить близько 10 %. При досягненні параметра вдуву $m = 1,0$ цей розрив збільшується до 12...13 %. Надалі, за великих витрат охолоджувача, криві кардинально розходяться: при $m = 1,5$ супутня подача забезпечує вищу ефективність уже на 30 %, а за максимального досліджуваного вдуву $m = 2,0$ ефективність схеми same перевищує показники схеми orpos на колосальні 70...73 %. При різнонапрямленій подачі відбувається пряме лобове зіткнення інжектowanego газу з основним потоком. Це зіткнення генерує потужні, просторово стійкі парні вихори протилежного обертання, які діють як деструктивний фактор, активно підсмоктуючи гарячий газ із ядра потоку безпосередньо під захисну плівку. За малих вдувів ($m \leq 1,0$) імпульс основного потоку ще здатний притиснути зустрічні струмені до пластини, що дозволяє схемі orpos досягти свого локального максимуму за параметра $m = 1,0$. Проте при переході до великих витрат ($m = 2,0$) кінетична енергія зустрічного струменя стає надлишковою: охолоджувач повністю пробиває приграничний шар, зазнає масштабного гідродинамічного відриву від поверхні та безповоротно виноситься в основний потік. Саме цей фізичний ефект руйнування зависи зумовлює стрімку деградацію та обвал ефективності різнонапрямленої моделі на фінальній ділянці графіка.

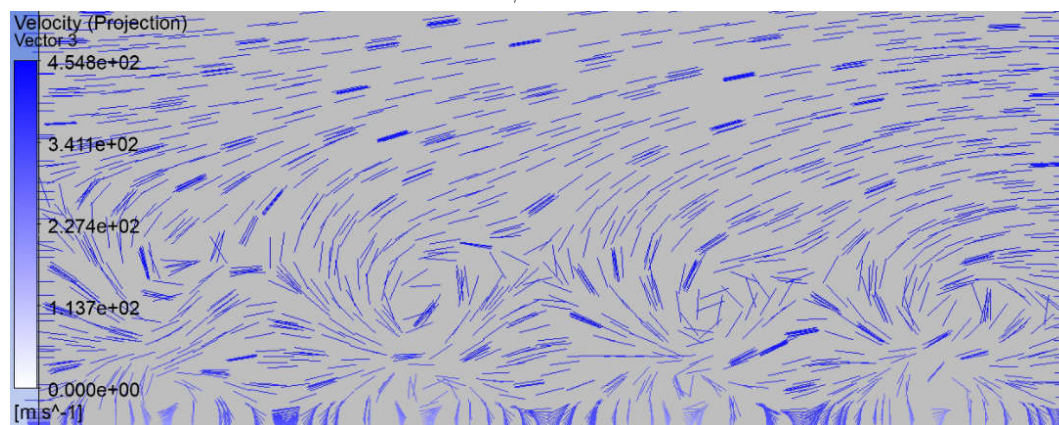
3.3.2 Вихрова структура



$x/d=0$

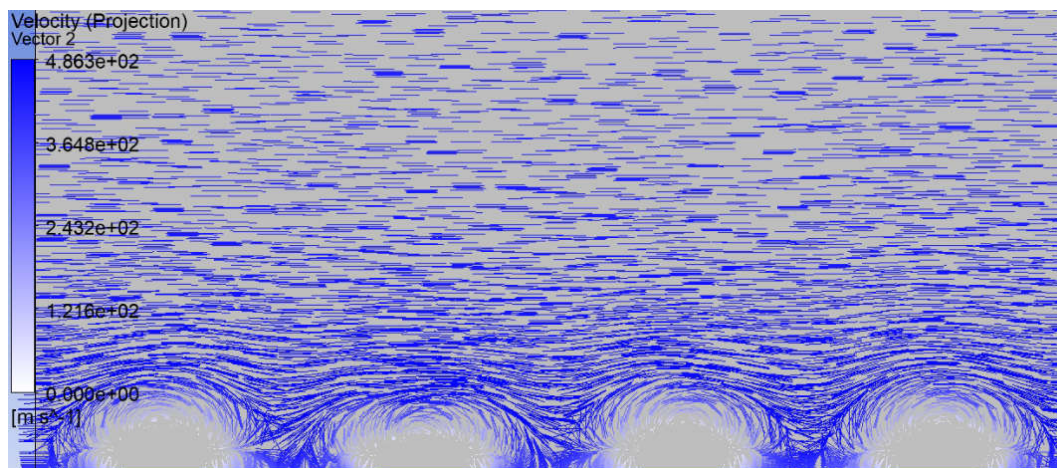


$x/d=3$

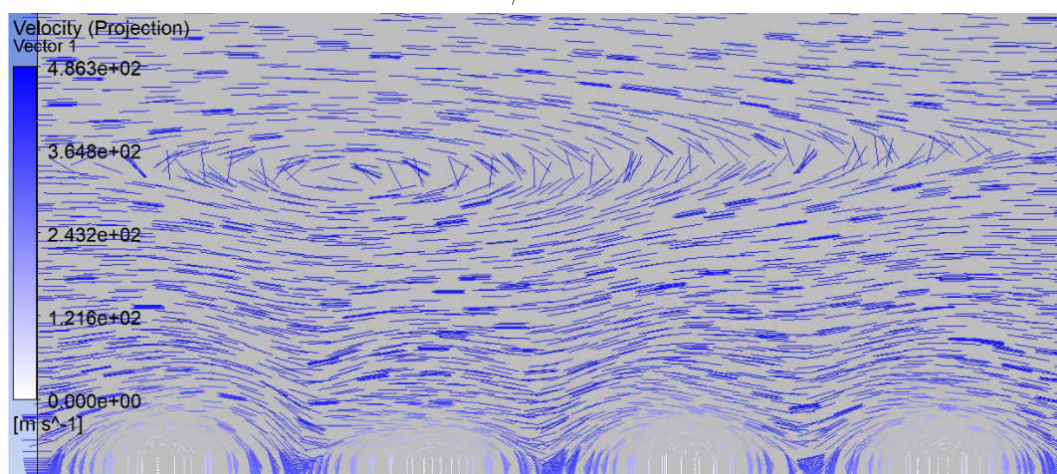


$x/d=5$

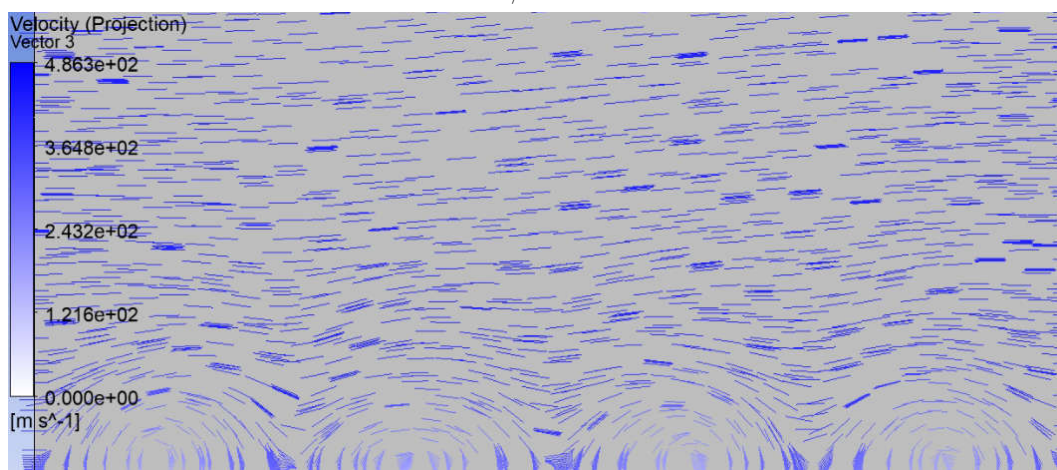
Рис. 3.17. Вихрові структури у проекціях векторів швидкості для моделі зі співнапрямленою подачею за різних відстаней від отворів(x/d) при $m = 1$; $Tu = 1\%$,



$x/d=0$



$x/d=3$



$x/d=5$

Рис. 3.18. Вихрові структури у проекціях векторів швидкості для моделі з різнонапрявленою подачею за різних відстаней від отворів(x/d) при $m = 1$; $Tu = 1\%$,

Для глибшого розуміння фізичних механізмів, що зумовлюють настільки суттєву різницю в ефективності двох схем, доцільно проаналізувати структуру вторинних течій безпосередньо біля першого ряду заглиблень. На Рис. 3.17 та Рис. 3.18 представлені поля проекцій векторів швидкості в поперечних перерізах (перпендикулярних до напрямку основного потоку) на відносних відстанях $x/d = 0, 3$ та 5 після першого ряду трикутних кратерів для обох моделей за параметра вдуву $m = 1,0$ та зовнішньої турбулентності $Tu = 1\%$.

Аналіз цих перерізів наочно демонструє принципову газодинамічну відмінність процесів одразу у зоні першої інжекції. У випадку співнаправлених потоків (Рис. 3.17) генеруються парні вихрові структури відносно низької інтенсивності. Вони залишаються притиснутими до поверхні та швидко дисипують: уже на відстані $x/d = 3$ їхня енергія суттєво падає, а при $x/d = 5$ вони майже повністю розформовуються, дозволяючи охолоджувачу плавно розтікатися по ширині.

Зовсім інша картина спостерігається при різнонаправленій подачі (Рис. 3.18). Жорстке зустрічне зіткнення інжектowanego газу з основним потоком призводить до генерації високоінтенсивних та масштабних парних вихорів уже безпосередньо на зрізі першого ряду кратерів ($x/d = 0$). Ці потужні вихори активно підсмоктують високотемпературний основний газ і спрямовують його вниз, безпосередньо до захищеної стінки. Важливо відзначити, що біля першого ряду ці структури є просторово стійкими і не починають розсіюватись навіть на відстані $x/d = 5$, продовжуючи свій деструктивний вплив далі вниз за потоком.

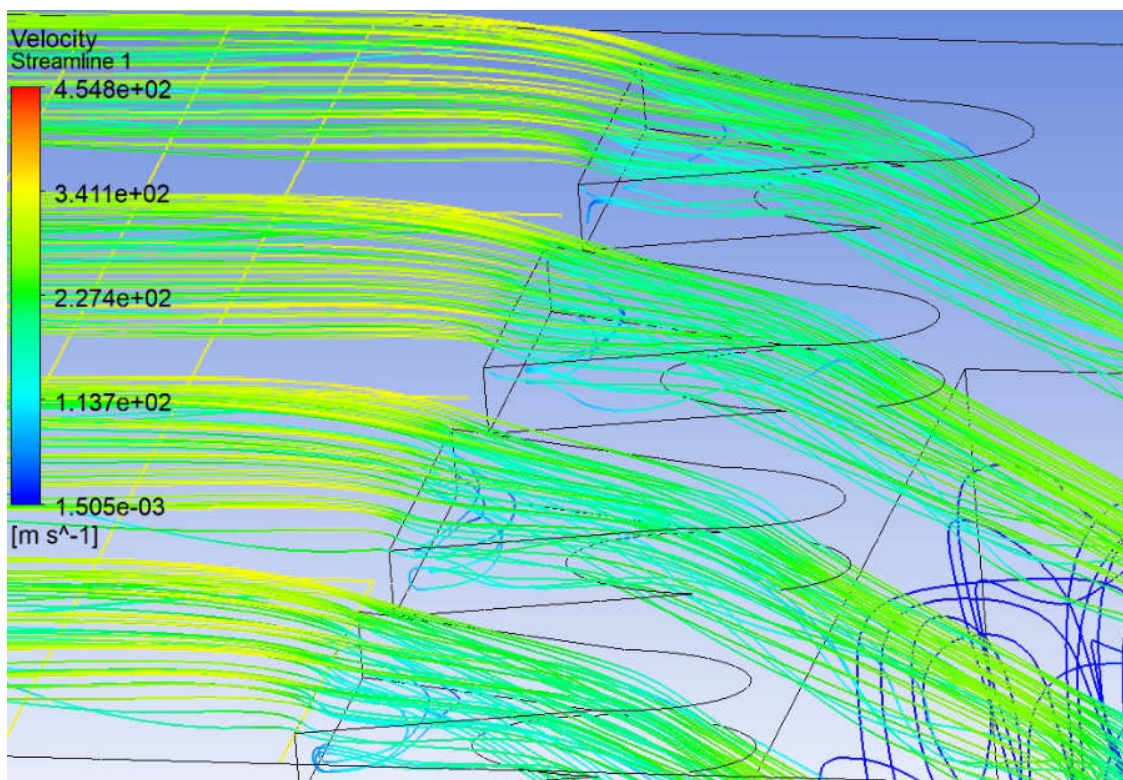
Ця вихрова картина біля першої лінії отворів ідеально пояснює поведінку кривих локальної (поперечної) ефективності, проаналізованих раніше. Високоінтенсивні вихори при зустрічному вдуві буквально розривають початкові струмені охолоджувача, не даючи їм зімкнутися в поперечному напрямку на ділянці між першим та другим рядами. Саме ця активна вихрова ежекція гарячого газу формує провали на графіках поперечного розподілу ефективності та є першопричиною нижчих показників ефективності для різнонаправленої моделі.

Для остаточного підтвердження описаних вище газодинамічних ефектів на Рис. 3.19 наведено тривимірну візуалізацію ліній течії безпосередньо в

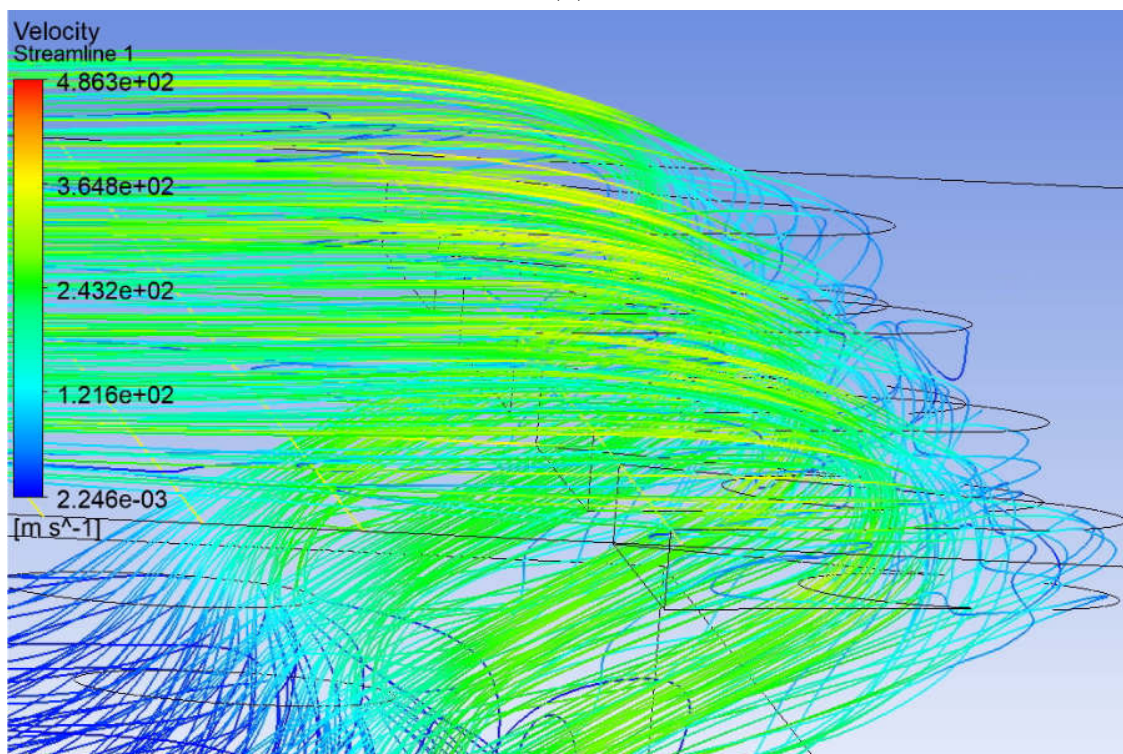
зоні виходу з першого ряду трикутних заглиблень при параметрі вдуву $m = 1,0$ та зовнішньої турбулентності $Tu = 1\%$. Ця просторова картина ідеально доповнює попередній аналіз поперечних перерізів і дає вичерпне візуальне пояснення процесу відриву.

Як видно з Рис. 3.19 (а), при співнапрямленій подачі струмені охолоджувача плавно виходять із кратерів і, підхоплені основним потоком, практично миттєво вирівнюються вздовж стінки. Лінії течії мають впорядкований, когезійний характер і стеляться максимально близько до поверхні, що гарантує формування щільної захисної пелени без втрат маси охолоджувача на переміщення.

На противагу цьому, на Рис. 3.19 (б) чітко зафіксовано момент жорсткого лобового зіткнення різнонапрямленого інжектowanego струменя з набігаючим основним потоком. Кінетична енергія зустрічної інжекції призводить до того, що лінії течії не можуть подолати опір основного газу і різко загинаються вгору, утворюючи хаотичний клубок масивних тривимірних вихорів. Візуалізація беззаперечно доводить, що при зустрічному вдуві охолоджувач фізично виштовхується (відривається) від захищуваної стінки і викидається далеко у транзитне ядро основного потоку. Замість того, щоб розтікатися по поверхні, охолоджуючий газ безповоротно розсіюється в гарячому середовищі, що є фундаментальною причиною критичного падіння загальної ефективності плівкового охолодження для даної схеми.



(a)



(б)

Рис. 3.19. Лінії течії біля першого ряду трикутних заглиблень за співнапрявленої подачі(а), та різнонапрявленої подачі(б) при $m = 1$; $Tu = 1\%$,

3.3.3 Висновки до розділу 3

Дослідження ефективності плівкового охолодження при співнапрямленій подачі охолоджувача відносно основного потоку в два ряди трикутних кратерів показало, що за низьких значень параметра вдуву адіабатна ефективність охолодження знижувалась. При підвищенні параметра вдуву дана схема подачі показує підвищення ефективності із піком ефективності за параметра вдуву $m = 2,0$.

Поля адіабатної ефективності демонструють що за малих параметрів вдуву є місце частковому перемішуванню охолоджувача з основним потоком. Зі збільшенням параметра вдуву до $m = 2.0$ спостерігається найкраще розподілення плівки по пласкій поверхні. Усереднена по ширині та по пласкій поверхні це підтверджує.

Дослідження ефективності плівкового охолодження при різнонапрямленій подачі охолоджувача відносно основного потоку в два ряди трикутних кратерів показало, що основний режим роботи даної схеми знаходяться в межах параметра вдуву $m \in \{1.0 - 1.5\}$. Усереднена по ширині ефективність показала що даний метод подачі охолоджувача має пікову ефективність за параметра вдуву $m = 1.0$. Найнижчий показник усередненої ефективності по площі пласкої поверхні отримано при параметрі вдуву $m = 2.0$. Це пов'язано з відривом потоку охолоджувача від поверхні через високу швидкість інжекції охолоджувача.

Був проведений аналіз впливу зовнішньої турбулентності на обидві схеми подачі охолодження. Для моделі зі співнапрямленими потоками вплив параметра зовнішньої турбулентності(Tu) на ефективність охолодження виявився майже відсутнім. У моделі з різнонапрямленими потоками із ростом параметра зовнішньої турбулентності ефективність помітно знижувалась.

Порівняльний аналіз показав, що схема зі співнапрямленими потоками показує кращі результати за всіх комбінацій параметра вдуву та зовнішньої турбулентності як в усередненій по пластині, так і в усередненій по ширині

ефективності.

Також, було проведено аналіз вихрових структур у полі проекцій векторів швидкості для обох моделей за параметра вдуву $m = 1.0$ та зовнішньої турбулентності $Tu = 1\%$. В результаті аналізу було зроблено висновок, що різнонапрявленість охолоджуючого та основного потоку породжує більш інтенсивні та швидкі вихори при виході з заглиблень. Дані вихори довше зберігають свою структуру у просторі, і це негативно впливає на ефективність плівкового охолодження.

Висновки

Ця робота містить в собі результати теоретичного дослідження ефективності плівкового охолодження пласкої поверхні через два ряди трикутних заглиблень при різнонапрямленій подачі охолоджувача методами комп'ютерного моделювання у програмному забезпеченні ANSYS 2023 R1. Було проведено наступні роботи:

1. Проаналізовано літературу по плівковому охолодженню, основна увага була спрямована на літературу в якій описувались трикутні заглиблення та було дослідження впливу напрямку подачі охолоджувача на ефективність плівкового охолодження. Були поставлені мета та завдання дослідження, побудовано дві геометричні моделі, створено розрахункові сітки, була проведена валідація сітки.
2. **Співнапрямлена подача охолоджувача (в два ряди трикутних кратерів):** Найкращий розподіл захисної плівки та пікова адіабатна ефективність досягаються за параметра вдуву $m = 2,0$. При менших значеннях ефективність знижується через часткове перемішування охолоджувача з основним потоком.
3. **Різнонапрямлена подача охолоджувача:** Оптимальний робочий режим для цієї схеми лежить у межах параметра вдуву $m \in [1,0; 1,5]$ (із максимумом при $m = 1,0$). Підвищення параметра вдуву до $m = 2,0$ призводить до відриву потоку охолоджувача від поверхні через високу швидкість інжекції, що зумовлює найнижчі показники ефективності.
4. **Вплив зовнішньої турбулентності (Tu):** Зростання параметра турбулентності помітно погіршує ефективність охолодження у моделі з різнонапрямленими потоками, проте практично не впливає на схему зі співнапрямленою подачею.
5. **Порівняльний аналіз ефективності:** Схема зі співнапрямленими потоками є загалом більш ефективною. Вона демонструє кращі показники (як в усередненій по ширині, так і по площі ефективності) за будь-яких комбінацій параметра вдуву та зовнішньої турбулентності.

6. **Аналіз вихрових структур:** Дослідження полів проекцій векторів швидкості та ліній течії біля першого ряду трикутних заглиблень (за $m = 1,0$ та $Tu = 1\%$) засвідчило, що різнонапрямленість потоків генерує більш інтенсивні та швидкі вихори на виході з кратерів. Ці просторово стійкі вихрові структури інтенсифікують перемішування, що є основною причиною нижчої ефективності плівкового охолодження у цій моделі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Борисенко А. В., Пешко В. А.* Основи теплової енергетики: конспект лекцій. — КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. — URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/42724>.
2. *Халатов А. А., Коваленко Г. Г., Мулярчук М. А.* Особливості обтікання та тепловіддачі однорядного пучка циліндрів зі спіральними канавками при взаємодії з поперечним потоком повітря // Теплофізика та теплоенергетика. — 2019. — Т. 41, № 2. — URL: <http://ihe.nas.gov.ua/index.php/journal>.
3. *Мітусов М. С.* Дослідження засобів впливу на показники працездатності газотурбінних двигунів : Магістерська дисертація / Мітусов М. С. — КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. — УДК 62-91.
4. *Орел М. О.* Дослідження методів удосконалення конвективно-плівкового охолодження лопатки соплового апарату високотемпературній турбіні високого тиску : Магістерська дисертація / Орел М. О. — Національний авіаційний інститут, 2019.
5. *Шуляк А. В.* Плівкове охолодження криволінійної поверхні з однорядною подачею охолоджувача в трикутні заглиблення : Дипломна робота / Шуляк Антон Вікторович. — КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. — URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/48903>.
6. *Халатов А., Ющенко К.* Досягнення і перспективи промислового газотурбобудування // Вісник НАН України. — 2011. — Т. 2. — С. 97—107. — URL: <https://visnyk-nanu.org.ua/ojs/index.php/v/article/view/2607/2621>.
7. *Soares C.* Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications. — Academic Press, 2014. — URL: <https://www.sciencedirect.com/book/9780124104617/gas-turbines>.
8. A critical review on gas turbine cooling performance and failure analysis of turbine blades / T. S. Chowdhury [et al.] // International Journal of Thermofluids. — 2023. — Т. 18. — DOI: 10.1016/j.ijft.2023.100329.

9. *Reynolds O.* On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion // Philosophical Transactions of the Royal Society of London A. — 1895. — Т. 186. — DOI: 10.1098/rsta.1895.0004.
10. *Tennekes H., Lumley J. L.* A first course in turbulence. — MIT Press, 1992. — ISBN 978-0-262-20019-6.
11. *Orszag S. A.* Analytical theories of turbulence // Journal of Fluid Mechanics. — 1970. — Т. 41. — DOI: 10.1017/S0022112070000642.
12. *Orszag S. A.* A primer on Direct Numerical Simulation. — 1969. — URL: https://eprints.soton.ac.uk/66182/1/A_primer_on_DNS.pdf.
13. Компьютерное моделирование пленочного охлаждения при подаче охладителя через отверстия в траншее / А. А. Халатов [et al.] // Инженерно-физический журнал. — 2017. — Т. 90, № 3.
14. Determination of Turbine Blade Life from Engine Field Data / E. V. Zaretsky [et al.] // Journal of Propulsion and Power. — 2008. — Т. 28.
15. Development Trend of Cooling Technology for Turbine Blades at Super-High Temperature of above 2000 K / L. Xu, Z. Sun, Y. Li [et al.] // Energies. — 2023. — Т. 16. — URL: <https://psecommunity.org/wp-content/plugins/wpor/includes/file/2302/LAPSE-2023.6211-1v1.pdf>.
16. *Bunker R. S.* 4.2.1-1 Introduction Cooling Design Analysis : Tech. Rep. / National Energy Technology Laboratory. — 2006. — URL: <https://www.netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/4-2-1.pdf>.
17. *Tiwari A.* Design and Optimization of Gas Turbine Blades for High-Temperature Operations // International Journal of I.C. Engine and Gas Turbines. — 2024. — URL: <https://journalspub.com/wp-content/uploads/2025/04/22-27-Design-and-Optimization-of-Gas-Turbine-Blades-for-High-Temperature-Operations.pdf>.
18. *Jia Y., Liu Y., He X.* Review of Turbine Film Cooling Technology for Marine Gas Turbines // Processes. — 2025. — Т. 13. — URL: <https://www.mdpi.com/2227-9717/13/5/1424>.

19. A Review of Cooling Studies on Gas Turbine Rotor Blades with Rotation / S. W. Chang [et al.] // *Fluids*. — 2023. — T. 8. — URL: <https://www.mdpi.com/2411-5134/8/1/21>.
20. *Lu Y.* Effect of hole configurations on film cooling from cylindrical inclined holes / Lu Yiping. — Louisiana State University, 2007. — URL: https://repository.lsu.edu/gradschool_dissertations/344/.
21. *Bogard D. G.* 4.2.2.1-1 Introduction 4.2.2.1-2 Fundamentals of Film Cooling Performance : Tech. Rep. / National Energy Technology Laboratory. — 2006. — URL: <https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/4-2-2-1.pdf>.
22. *MDPI Editorial Board.* Recent Advances in Cooling Technology for the Leading Edge of Gas Turbine Blades // *Energies*. — 2025. — T. 18. — URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/18/3/540>.
23. *Wright L. M., Han J.-C.* 4.2.2.2-1 Introduction Enhanced Internal Cooling of Turbine Blades and Vanes : Tech. Rep. / National Energy Technology Laboratory. — 2006. — URL: <https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/4-2-2-2.pdf>.
24. *NASA.* Analysis and comparison of wall cooling schemes for advanced gas turbine applications : Tech. Rep. / National Aeronautics ; Space Administration. — 1972. — URL: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19720007291/downloads/19720007291.pdf>.
25. Impact of Innovative Trenched Shape on Film Cooling Efficiency / A. Soussa [et al.] // *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*. — 2025. — T. 17. — URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/thermalscienceapplication/article/17/10/101004/1218847/Impact-of-Innovative-Trenched-Shape-on-Film>.
26. Theoretical model for two-dimensional film cooling effectiveness distribution prediction / Z. Chen [et al.] // *Physics of Fluids*. — 2022. — T. 34. — URL: https://pubs.aip.org/aip/pof/article-pdf/doi/10.1063/5.0081694/16643926/025122_1_online.pdf.

27. Розвиток систем плівкового охолодження лопаток газових турбін (Огляд) / А. А. Халатов, Г. Г. Коваленко [et al.] // Thermophysics and Thermal Power Engineering. — 2021. — URL: <https://ihe.nas.gov.ua/index.php/journal/article/download/493/417/>.
28. Experimental and Computational Investigation of Shaped Film Cooling Holes Designed to Minimize Inlet Separation / K. A. Thole [et al.] // Journal of Turbomachinery. — 2023. — Т. 145. — URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article/145/9/091007/1163213/Experimental-and-Computational-Investigation-of>.
29. *Петляк В. О.* Магістерська дисертація / Петляк В. О. — КНІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. — URL: https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/26673/9/Petliak_magistr.pdf.
30. *MDPI Editorial Board.* Numerical Investigation on Backward-Injection Film Cooling with Upstream Ramps // Energies. — 2022. — Т. 15. — URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/12/4415>.
31. *AIP Publishing.* Computational research on film cooling performance of different shaped holes with backward and forward injection // AIP Advances. — 2019. — Т. 9. — URL: <https://pubs.aip.org/aip/adv/article/9/5/055009/989236/Computational-research-on-film-cooling-performance>.
32. Experimental investigation of the film cooling performance by triangular-shaped thin plates on inclined cylindrical holes / G. S. Rao [et al.] // Frontiers in Energy Research. — 2022. — Т. 10. — DOI: 10.3389/fenrg.2022.981275.
33. Numerical Study of Film-Cooling Performance on a Rotating Model / S. M. Yang [et al.] // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. — 2009. — Т. 23. — DOI: 10.2514/1.36982.
34. Effects of Rectangular Trench and Inclined Hole Geometry on Film Cooling Flow and Heat Transfer Characteristics / L. Xu [et al.] // Energies. — 2025. — Т. 18. — URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/18/24/6441>.

35. *ResearchGate*. Schematic of right triangular ramp model and film cooling hole. — 2026. — URL: https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-right-triangular-ramp-model-and-film-cooling-hole_fig4_343164385.
36. *MDPI Editorial Board*. Optimizing Film Cooling Hole Arrangement Along Conjugate Isotherms on Turbine Vanes // Processes. — 2025. — URL: <https://www.mdpi.com/2227-9717/13/10/3344>.
37. Numerical investigation of V-shaped trench on film cooling performance / K. Boualem, M. Bordjane [et al.] // Thermophysics and Aeromechanics. — 2023. — URL: https://www.researchgate.net/publication/373208323_Numerical_investigation_of_V-shaped_trench_on_film_cooling_performance.
38. *MDPI Editorial Board*. Evaluation of Film Cooling Adiabatic Effectiveness and Net Heat Flux Reduction on a Flat Plate // Energies. — 2024. — URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/17/11/2782>.
39. *MATEC Web of Conferences*. Flat plate film cooling at the coolant supply into triangular and cylindrical craters // MATEC Web of Conferences. — 2017. — URL: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2017/29/mateconf_sts2017_09003.pdf.
40. *ResearchGate Contributor*. Film Cooling Performance of Cylindrical Holes Embedded in a Transverse Trench. — 2014. — URL: https://www.researchgate.net/publication/260628059_Film_Cooling_Performance_of_Cylindrical_Holes_Embedded_in_a_Transverse_Trench.
41. *ResearchGate Contributor*. Comparative study of film cooling performance over gas turbine blade. — 2025. — URL: https://www.researchgate.net/publication/394436701_Comparative_study_of_film_cooling_performance_over_gas_turbine_blade_for_different_cooling_hole_configurations.
42. *ASME*. Adiabatic Effectiveness Measurements of Film Cooling in Supersonic Flow // Journal of Turbomachinery. — 2026. — URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/turbomachinery/article/>

- 148/7/071009/1229941/Adiabatic-Effectiveness-Measurements-of-Film.
43. *University of Central Florida Scholar*. Study Of Film Cooling Effectiveness: Conical, Trenched And Asymmetrical Shaped Holes / University of Central Florida Scholar. — University of Central Florida, 2013. — URL: <https://stars.library.ucf.edu/etd/3936/>.
 44. *ResearchGate Contributor*. Film Effectiveness Performance for Coolant Holes Imbedded in Various Shallow Trench and Crater Depressions. — 2014. — URL: https://www.researchgate.net/publication/267500648_Film_Effectiveness_Performance_for_Coolant_Holes_Imbedded_in_Various_Shallow_Trench_and_Crater_Depressions.
 45. *MDPI Editorial Board*. Study on Film Cooling Performance of Round Hole Embedded in Different Shaped Craters and Trenches // Aerospace. — 2021. — URL: <https://www.mdpi.com/2226-4310/8/6/147>.
 46. Comparison of the centerline film effectiveness with experimental data of Tao et al. (2009) / Z. Tao [et al.]. — 2009. — URL: https://www.researchgate.net/figure/Comparison-of-the-centerline-film-effectiveness-with-experimental-data-of-Tao-et-al_fig1_349931205.
 47. *Applied Thermal Engineering*. A numerical investigation on the influence of trench holes upon the film cooling effectiveness. — 2024. — URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123416>.
 48. Халатов А. А., Коваленко Г. Г. FILM COOLING OVER A FLAT PLATE WITH COOLANT SUPPLY IN TO TRIANGULAR INDENTATION // Thermophysics and Thermal Power Engineering. — 2020. — URL: <https://ihe.nas.gov.ua/index.php/journal/article/view/294>.
 49. Черняев О. М. Дипломна робота / Черняев О. М. — КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. — URL: https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/49634/1/Chernyaev_bakalavr.pdf.

50. *NTU KhPI Repository*. ISSN 2078-774X (print), ISSN 2707-7543 (online). — 2026. — URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/a758a127-6209-450f-b96f-7563e0d8f42c/content>.
51. Scaling Gas Turbine Film Cooling Adiabatic Effectiveness / Mevissen Frank. — Air Force Institute of Technology, 2020. — URL: <https://scholar.afit.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=5979&context=etd>.
52. *River Publishers*. Effect of Blowing Ratio on Turbine Blade Air Film Cooling Under Different Engine Conditions // International Journal of Fluid Power. — 2023. — URL: <https://journals.riverpublishers.com/index.php/IJFP/article/download/15059/18275/70475>.
53. *Scientific Academic Publishing*. Numerical Investigation of Film Cooling Effectiveness in Turbine Blades // American Journal of Fluid Dynamics. — 2016. — URL: <http://article.sapub.org/10.5923.j.ajfd.20160601.03.html>.
54. *Taylor Francis*. Combined effects of blowing ratio and mist diameter in mist-assisted film cooling // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. — 2023. — URL: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/19942060.2023.2253296>.
55. *MDPI Editorial Board*. Determination of Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Coefficient simultaneously // Energies. — 2022. — URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/11/4144>.
56. Zhou W. W., Hu H. Effects of Flow Compressibility and Density Ratio on Film Cooling Performance. — 2017. — URL: <https://www.aere.iastate.edu/~huhui/paper/journal/Journal-Papers/2017-JPP-Zhou-WW-compressibility-film-cooling.pdf>.
57. Халатов А. А. Плівкове охолодження плоскої поверхні в умовах обертання // Теплофізика та теплоенергетика. — 2020. — URL: <https://ihe.nas.gov.ua/index.php/journal/article/download/294/237/>.

58. Теплообмін і гідродинаміка в полях відцентрових масових сил. Том 11 / А. А. Халатов [et al.]. — 2024. — URL: https://www.researchgate.net/publication/386168514_Teploobmin_i_gidrodinamika_v_polah_vidcentrovih_masovih_sil_Tom_11_Vihrovi_tehnologii_termogazodinamiki.
59. A review of cooling technologies for high temperature rotating components / V. Yang [et al.] // Propulsion and Power Research. — 2022. — URL: [https://yang.gatech.edu/publications/Journal/PPR%5C%20\(cooling%5C%20tech.%5C%202022\).pdf](https://yang.gatech.edu/publications/Journal/PPR%5C%20(cooling%5C%20tech.%5C%202022).pdf).
60. ASME. Experimental and Numerical Investigations Into the Blade Tip Phantom Cooling Performance. — 2022. — URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/gasturbinespower/article/144/7/071013/1140780/Experimental-and-Numerical-Investigations-Into-the>.
61. ASME. The Future of Industrial Gas Turbines: Technological Advances and Market Trends. — 2025. — URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/thermalscienceapplication/article/18/3/031002/1225585/The-Future-of-Industrial-Gas-Turbines>.
62. ResearchGate Contributor. Effect of Density Ratio on the Film Cooling Effectiveness Across Effusion Cooled Surfaces. — 2025. — URL: https://www.researchgate.net/publication/397414481_Effect_of_Density_Ratio_on_the_Film_Cooling_Effectiveness_Across_Effusion_Cooled_Surfaces_with_Various_Blockage_Ratios.
63. ResearchGate Contributor. The Effect of Turbulence Intensity on Film Cooling of Gas Turbine Blade. — 2014. — URL: https://www.researchgate.net/publication/267620217_The_Effect_of_Turbulence_Intensity_on_Film_Cooling_of_Gas_Turbine_Blade_From_Trenched_Shaped_Holes.
64. Semantic Scholar Contributor. Performance of Gas Turbine Film Cooling with Backward Injection. — 2015. — URL: <https://pdfs.semanticscholar.org/711f/c28b9ca4faaaa4fe46d5f59d42b82642bbb7.pdf>.

65. *Потапов С. В.* Ефективність плівкового охолодження за отворами в поперечній траншеї / Потапов С. В. — КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. — URL: <https://ela.kpi.ua/bitstreams/38cea36d-858c-453d-ba47-9c0a675db674/download>.