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

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Г. Є. Монастирський

(підпис) (ініціали, прізвище)

Дипломна робота

на здобуття ступеня бакалавра

зі спеціальності 105 «Прикладна фізика та наноматеріали»

(код і назва)

на тему: **Методика оптимізації системи охолодження чипа**

Виконала: студентка 4 курсу, групи ФФ-11

Калісецька Яна Олександрівна _____

(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник ст. викл., к.ф.-м.н. Катасонов А. А. _____

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

Консультант _____ доцент, к.ф.-м.н. Гільчук А. В. _____

(номер розділу) (посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент ст. н. с., к.ф.-м.н. Руденко Р. М. _____

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

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

Студент _____

(підпис)

Київ – 2025

Національний Технічний Університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Фізико-технічний інститут
Кафедра прикладної фізики

Рівень вищої освіти — перший (бакалаврський)
Спеціальність 105 «Прикладна фізика та наноматеріали»

«ЗАТВЕРДЖЕНО»
Завідувач кафедри
_____ Г. Є. Монастирський
(підпис) (ініціали, прізвище)
«___» _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
на бакалаврську роботу студенту

Калісецькій Яні Олександрівні _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

1. Тема роботи: Методика оптимізації системи охолодження чипа,
науковий керівник роботи ст. викл., к.ф.-м.н. Катасонов А. А.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом по університету від «26» травня 2025 р № 1761-с

2. Термін подання студентом роботи «18» червня 2025 р.

3. Об'єкт дослідження: система повітряного охолодження електронних компонентів.
4. Предмет дослідження: ефективність теплообміну та оптимальні параметри систем повітряного охолодження чипів.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити:
   а) Розробити та виготовити тестову установку для експериментального дослідження ефективності систем повітряного охолодження чипів.
   б) Побудувати комп'ютерну модель системи охолодження та відкалібрувати її за експериментальними даними.
   в) Провести оптимізацію параметрів системи охолодження для досягнення максимальної ефективності.
6. Орієнтовний перелік ілюстративного матеріалу: презентація — 20 аркушів А4

7 Орієнтовний перелік публікацій: ”Дослідження енергоефективності систем охолодження центрального процесора”

8 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
2	доцент, к.ф.-м.н. Гільчук А. В.		
3	доцент, к.ф.-м.н. Гільчук А. В.		

9 Дата видачі завдання «__04__»__грудня__2024 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання бакалаврської роботи	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1.	Опрацювання літератури за темою	10.09.2024 - 31.10.2024	
2.	Написання літературного огляду	01.11.2024 - 03.12.2024	
3.	Моделювання впливу геометричних параметрів	04.12.2024 - 03.01.2025	
3.	Написання другої частини дипломної роботи	04.01.2025 - 29.04.2025	
4.	Підготовка тез	30.04.2025 - 05.05.2025	
5.	Виступ на конференції	15.05.2025	
6.	Написання третьої частини дипломної роботи	16.05.2025 - 08.06.2025	
7.	Написання висновків	09.06.2025 - 10.06.2025	
8.	Підготовка доповіді та презентації	11.06.2025 - 12.06.2025	
9.	Подання роботи на рецензування	16.06.2025	
10.	Подання роботи до захисту	18.06.2025	

Студент _____ Калісецька Я. О.
(підпис) (ініціали, прізвище)

Науковий керівник роботи _____ Катасонов А. А.
(підпис) (ініціали, прізвище)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка дипломної роботи за обсягом становить 51 сторінки, містить 9 таблиць та 27 рисунків. Для дослідження було використано 25 бібліографічних найменувань.

Метою роботи є розроблення методики оптимізації параметрів системи повітряного охолодження чипа на основі чисельного моделювання та калібрування моделі на експериментальних даних.

Об'єкт дослідження: система повітряного охолодження електронних компонентів.

Предмет дослідження: ефективність теплообміну та оптимальні параметри систем повітряного охолодження чипів.

Завдання:

1) Розробити та виготовити тестову установку для експериментального дослідження ефективності систем повітряного охолодження чипів.

2) Побудувати комп'ютерну модель системи охолодження та відкалібрувати її за експериментальними даними.

3) Провести оптимізацію параметрів системи охолодження для досягнення максимальної ефективності.

Актуальність теми зумовлена постійним зростанням теплового навантаження сучасних процесорів та необхідністю створення ефективних, компактних і енергозберігаючих рішень для відведення тепла.

У роботі застосовано методи аналітичного розв'язання диференціального рівняння теплопровідності, чисельне моделювання в програмному середовищі ANSYS та експериментальне дослідження.

Розглянуто математичну модель теплопередачі в ребристих поверхнях на основі диференціального рівняння теплопровідності з валідацією чисельним моделюванням. Визначено оптимальні діапазони геометричних параметрів радіатора, включаючи висоту ребер, товщину основи та кількість ребер. До-

сліджено вплив різних матеріалів та коефіцієнтів емісії поверхні на теплову ефективність радіатора в умовах природної та вимушеної конвекції.

Створено експериментальну установку і на основі виміряних даних відкалібровано комп'ютерну модель.

Результати дослідження мають практичне значення для розробки енергоефективних систем охолодження процесорів, відеокарт та інших високопродуктивних електронних компонентів. Розроблена методика дозволяє знизити матеріальні витрати при збереженні високої теплової ефективності та може використовуватися виробниками електронної техніки для покращення теплових характеристик обладнання.

Ключові слова: *числове моделювання*, *аналітична модель*, *охолодження*, *теплопровідність*, *емісія*.

SUMMARY

The diploma work explanatory note includes 51 pages of the text, 9 tables and 27 illustrations. At the problem modern state analysis, overall 25 references were used.

The aim of this work is to develop a methodology for optimizing the parameters of a chip air cooling system based on numerical modeling and model calibration using experimental data.

Object of study: air cooling system for electronic components.

Subject of study: heat transfer efficiency and optimal parameters of chip air cooling systems.

Tasks:

1) Develop and build a test stand for experimental investigation of the efficiency of chip air cooling systems.

2) Build a computer model of the cooling system and calibrate it based on experimental data.

3) Optimize the parameters of the cooling system to achieve maximum efficiency.

The relevance of the topic is due to the constant increase in the thermal load of modern processors and the need to create effective, compact, and energy-saving solutions for heat dissipation.

The work uses methods of analytical solution of the differential equation of heat conduction, numerical modeling in the ANSYS software environment, and experimental research.

A mathematical model of heat transfer in finned surfaces based on the differential equation of heat conduction with validation by numerical modeling is considered. The optimal ranges of the geometric parameters of the heatsink, including the height of the fins, the thickness of the base, and the number of fins, are determined. The influence of different materials and surface emission coefficients on

the thermal efficiency of the radiator under natural and forced convection conditions is investigated.

An experimental setup is created and the computer model is calibrated based on the measured data.

The research results are of practical importance for the development of energy-efficient cooling systems for CPUs, GPUs, and other high-performance electronic components. The developed methodology allows reducing costs while maintaining high thermal efficiency and can be used by electronics manufacturers to improve the thermal characteristics of their equipment.

Keywords: *numerical modeling*, *analytical model*, *cooling*, *thermal conductivity*, *emission*.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ 5
ВСТУП 6
РОЗДІЛ 1. Огляд літератури 8
1.1. Види радіаторів та методи оптимізації. 8
1.1.1. Радіатор з голчастими ребрами 8
1.1.2. Радіатор з пласкими ребрами прямокутного профілю 11
1.2. Теоретичні засади проблеми 15
1.2.1. Математична модель 16
1.3. Висновки до розділу 1 22
РОЗДІЛ 2. Матеріали і методи 24
2.1. Експериментальне дослідження. 24
2.1.1. Експериментальна установка 24
2.1.2. Методика проведення експерименту 26
2.1.3. Характеристики досліджуваних зразків 27
2.2. Верифікація експериментальних даних та розрахунок коефіцієнта тепловіддачі. 28
2.3. Числове моделювання впливу геометрії на ефективність охолодження 28
2.4. Числове моделювання впливу випромінювання на охолодження . 31
2.5. Висновки до розділу 2 35
РОЗДІЛ 3. Результати та їх обговорення 36
3.1. Валідація аналітичної моделі 36
3.2. Експериментальні результати 37
3.3. Числове моделювання 38
3.3.1. Верифікація експериментальних даних та розрахунок коефіцієнта тепловіддачі 38
3.3.2. Геометричні параметри 39

3.3.3. Матеріал та покриття 42
3.4. Висновки до розділу 3 44
ВИСНОВКИ. 45
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ 46
ДОДАТКИ. 49
Додаток А. Залежність температури від висоти ребра 49
Додаток Б. Залежність температури від товщини основи 50
Додаток В. Залежність температури від кількості ребер. 51

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ЦП — центральний процесор

ЕОМ — електронно-обчислювальна машина

TEG — термоелектричний генератор

CFD — Computational fluid dynamics

ПЗ — програмне забеспечення

ВСТУП

У сучасну епоху стрімкого розвитку обчислювальної техніки чип є основним вузлом, який визначає продуктивність комп'ютерних систем від персональних комп'ютерів до серверів та обчислювальних кластерів. Підвищення тактових частот, кількості ядер та інтеграція складних обчислювальних блоків у структуру ЦП неминуче призводять до збільшення тепловиділення [1]. Якщо це тепло не буде ефективно відведене, чип може перегрітися, що не лише знижує його продуктивність через тротлінг, а й скорочує термін служби елементної бази, створюючи ризик апаратних збоїв.

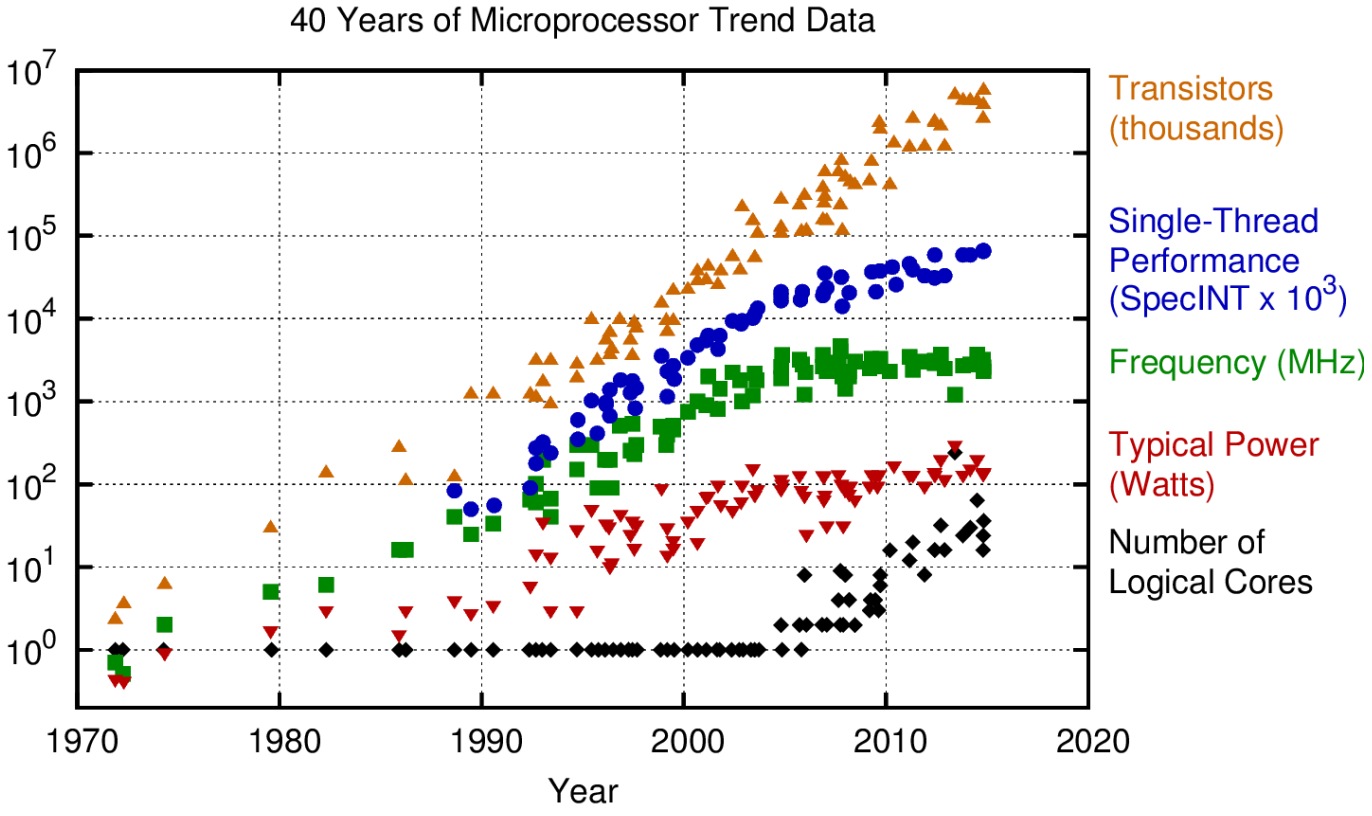

Рис. 1. Тенденції розвитку мікропроцесорів у період з 1970 по 2020 рік [1]

Сучасні високопродуктивні процесори характеризуються надзвичайно високою густиною теплового потоку, яка може досягати 150–200 Вт/см^2 для окремих ділянок кристала [2]. Це значення порівняне з тепловиділенням реактивних двигунів та створює критичні виклики для систем теплового ме-

неджменту. За останні два десятиліття продуктивність процесорів зросла в тисячі разів відповідно до закону Мура [3], однак цей прогрес супроводжується експоненціальним зростанням енергоспоживання та тепловиділення.

Проблема ефективного відведення тепла стала одним з ключових обмежуючих факторів подальшого розвитку обчислювальної техніки [4]. Згідно з дослідженнями провідних виробників напівпровідників, підвищення температури кристала на кожні 10°C приблизно вдвічі скорочує термін його служби через прискорення процесів електроміграції та термоциклічної втоми [5; 6]. Це особливо критично для серверного обладнання та систем високопродуктивних обчислень, де час безвідмовної роботи безпосередньо впливає на економічну ефективність.

Енергетичний аспект проблеми також набуває все більшого значення. Неефективні системи охолодження не лише збільшують прямі витрати на електроенергію для роботи вентиляторів та насосів, але й призводять до зниження енергетичної ефективності самих процесорів через необхідність зниження робочих частот при перегріві. У масштабах великих дата-центрів витрати на охолодження можуть становити до 40% від загального енергоспоживання [7].

Актуальність теми зумовлена не лише вимогами до енергетичної ефективності сучасних ЕОМ, але й зростаючою потребою в надійних, компактних та тихих охолоджувальних рішеннях. Результати цього дослідження можуть знайти застосування у сфері розробки нових систем охолодження, проєктування корпусів комп'ютерної техніки, а також у побудові адаптивних систем терморегулювання.

РОЗДІЛ 1.

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1. Види радіаторів та методи оптимізації

Радіатор — це пристрій із теплопровідного металу, який слугує для відведення тепла від нагрітих елементів і розсіювання його в навколишнє середовище. Його активно застосовують у промисловості, зокрема в комп'ютерних процесорах.

Мідь і алюміній є найпоширенішими матеріалами для виробництва радіаторів. Зазвичай радіатори обладнуються ребрами, прикріпленими до основи, щоб збільшити площу тепловіддачі. Для підвищення ефективності розсіювання тепла використовують два основні підходи: активний та пасивний [8; 9].

Сучасні радіатори характеризуються великим різноманіттям форм та конструктивних рішень, оптимізованих для конкретних застосувань та умов експлуатації. Основні типи включають радіатори з пласкими ребрами прямокутного профілю, голчасті радіатори з циліндричними або призматичними виступами, радіатори з перфорованими ребрами для покращення конвективного теплообміну, а також складні багатосекційні конструкції для особливо потужних джерел тепла. Розглянемо два типи радіаторів:

1.1.1. Радіатор з голчастими ребрами

Завдяки доволі непоганим характеристикам теплопередачі, голчасті ребра мають широкий спектр застосування в промисловості [10; 11]. Багато досліджень проводилося із циліндричними, квадратними, трикутними та еліптичними ребрами [11—13]. Результати досліджень радіаторів з різними геометричними конфігураціями ребер наведено нижче:

1.1.1.1. Оптимізація голчастого радіатора в умовах природної конвекції

Мао-Ю та Ченг-Сюнг [14] експериментально й чисельно досліджували швидкість теплопередачі для двох типів ребристих радіаторів у умовах природної конвекції. Один з радіаторів мав плоску суцільну нагріту основу, а інший — основу з отвором. Вивчався вплив таких параметрів, як тип основи, висота ребер, діаметр отворів у основі та пористість радіатора, на ефективність тепловіддачі. Радіатори виготовлялися з алюмінію, а нагрівальний елемент був закріплений у мідному блоці, з'єднаному з радіатором. Схему штифтового радіатора наведено на рисунку 1.1. Дослідження показало, що радіатор із нагрітою основою має вищий коефіцієнт тепловіддачі порівняно з радіатором без нагрівання завдяки більшому прискоренню і швидкості потоку в зоні циркуляції. Зі збільшенням висоти ребер, діаметра отворів від центру до периферії та подачі тепла теплова ефективність зростає. Крім того, порожнистий радіатор демонструє вищий коефіцієнт тепловіддачі, ніж суцільний, за умови, що його пористість становить ≤ 0.262

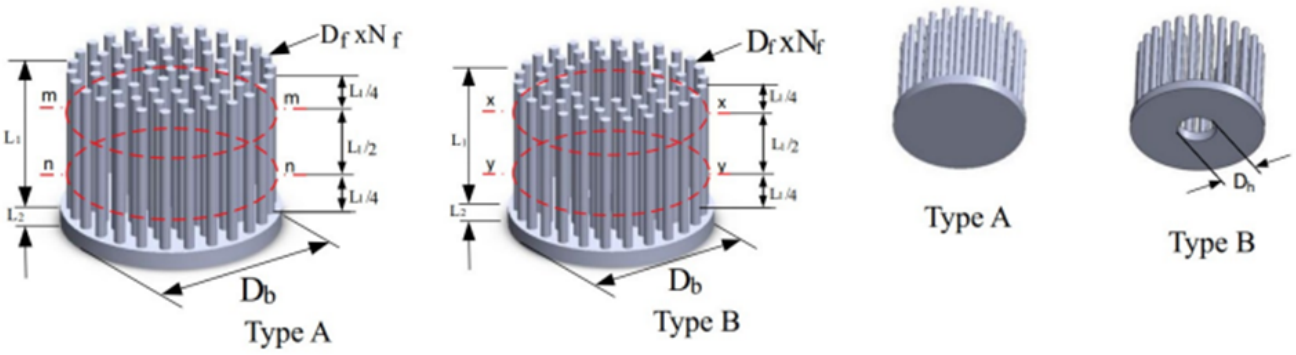

Рис. 1.1. Схема конфігурації штифтового ребра [14]

Ефенді та ін. [15] передбачили корекцію числа Нуссельта для тепловідводу з круглими порожнистими гібридними ребрами (HHFHSs) у умовах природної конвекції. Для цього за допомогою програмного забезпечення CFD було створено тривимірну теплову модель, зображену на рисунку 1.2. Було досліджено 108 варіантів, включаючи 36 конфігурацій з різними температурами

основи (50, 70 і 90°C). Отримані чисельні результати були експериментально підтверджені. Розроблена кореляція для числа Нуссельта, яка базується на висоті ребер, числі Релея, товщині стінок ребер і зовнішньому діаметрі ребер, продемонструвала достатню точність, з похибкою менше 20% порівняно зі складною чисельною кореляцією.

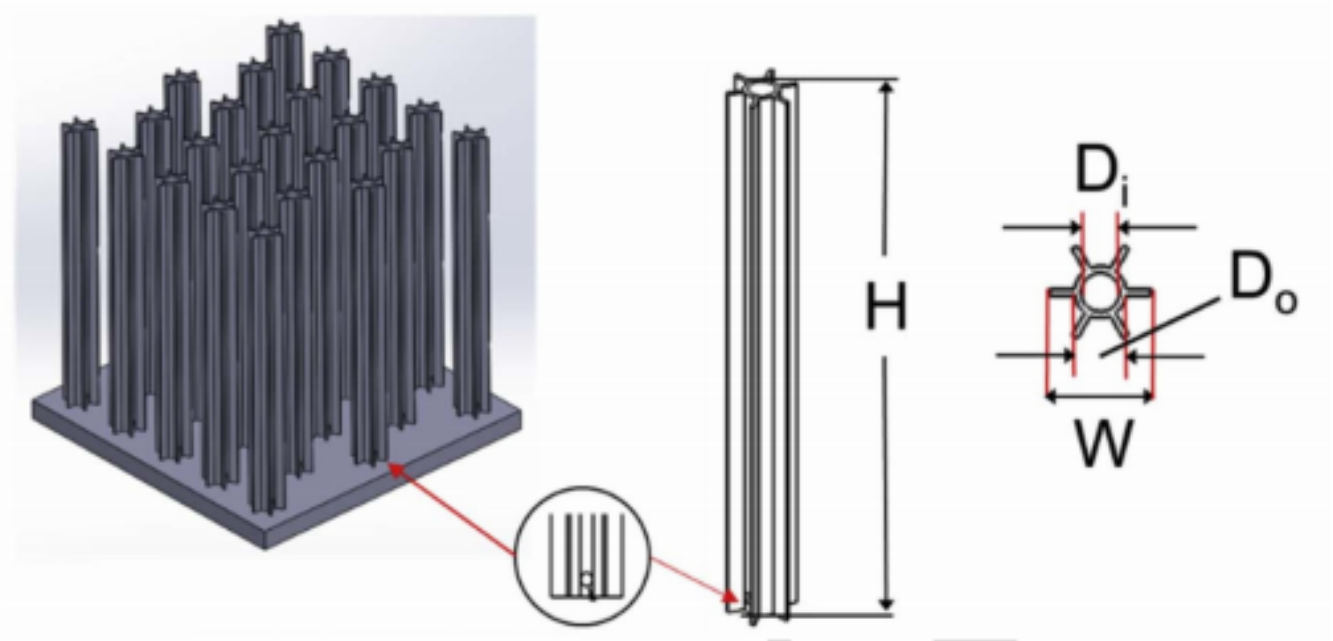

Рис. 1.2. Структура та дизайн радіатора [15]

1.1.1.2. Оптимізація голчастого радіатора в умовах примусової конвекції

Аль-Дамук та ін. [16] експериментально і чисельно дослідили вплив отворів на теплові характеристики ребра і перепади тиску на радіаторі при примусовій конвекції з різними швидкостями потоку. Було змодельовано два алюмінієвих радіатори: перший - з суцільними ребрами, другий - з дірчастими ребрами. Ребра довжиною 12 мм і діаметром 2 мм встановлені у вигляді регулярного масиву на основі з відстанню 6,5 мм між центрами кожного з двох ребер. Як видно з рис. 1.3, дірчасті ребра мають отвори діаметром 1 мм з різним розташуванням. Результати показали, що число Нуссельта (Nu) для перфорованого штифта на 11% вище, ніж у відповідного суцільного зразка. Зі збільшенням кількості отворів перепад тиску зростає, досягаючи максимального значення

при використанні 5 отворів. Натомість було показано, що розташування отворів має менший вплив на теплову ефективність радіатора.

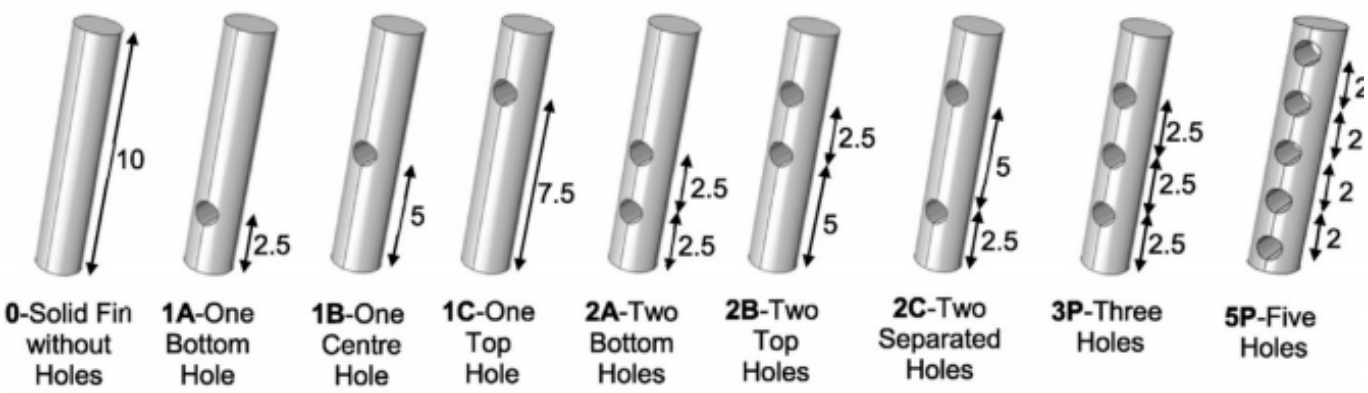

Рис. 1.3. Різна кількість і розташування отворів у ребрах радіатора [16]

1.1.2. Радіатор з пласкими ребрами прямокутного профілю

1.1.2.1. Оптимізація радіатора з пласкими ребрами в умовах природної конвекції

Над оптимізацією параметрів ребер радіатора також працювали Х.М. Бланко, Е. Армендаріс та Х. Есарте [17]. У своєму дослідженні вони використовували CFD-моделювання (ANSYS-FLUENT) та ПЗ Matlab (інструмент «Opti-fin»). У роботі було проаналізовано такі параметри, як довжина, ширина та форма ребер. Результати наведено на наступних графіках відповідно:

Завід Ікбал Бангалі, Мізанур Рахман, Хайрі Заїмі та Мохаммад Фердоус [18] розглянули оптимізацію тепловіддачі прямокутних ребер шляхом модифікації їхньої геометрії. Вони ввели поняття ефективної довжини ребра та розробили аналітичний підхід для визначення теплових витрат у верхній частині ребра.

У своїй роботі вони зазначили, що кількість ребер є важливим параметром, оскільки невелика кількість ребер займає малу площу, тому цього може бути недостатньо для ефективного відведення тепла. Однак, надто велика кількість

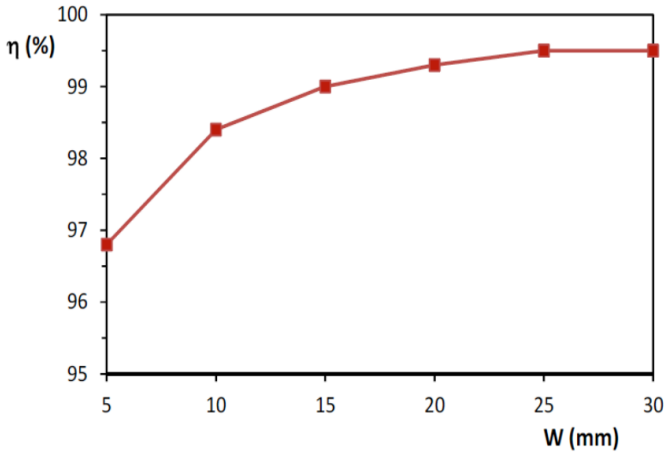

Рис. 1.4. Вплив ширини ребра на ефективність [17]

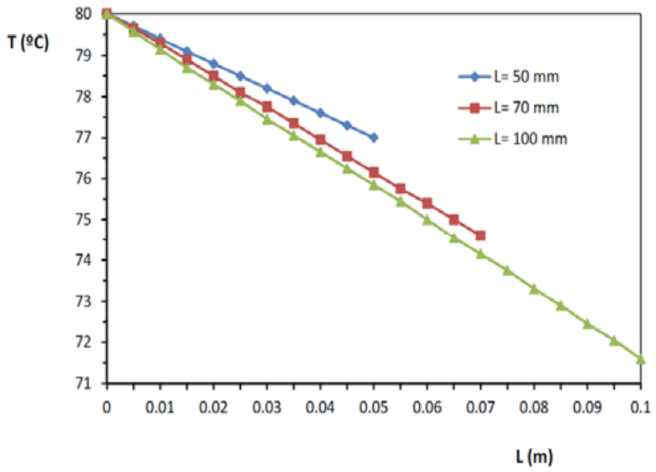

Рис. 1.5. Температура поверхні ребра для L = 50, 70 і 100 мм відповідно [17]

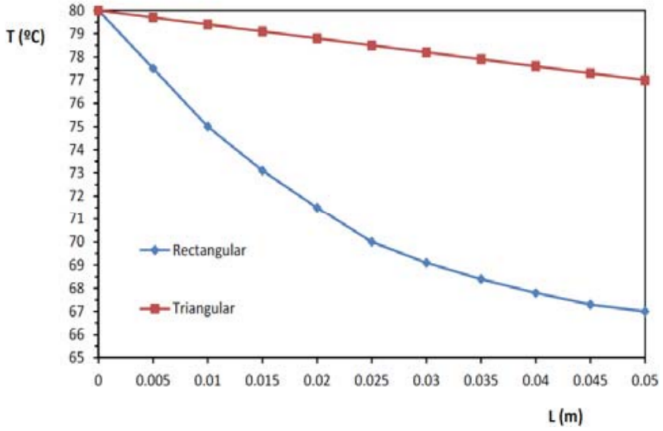

Рис. 1.6. Розподіл поверхневої температури для прямокутного та трикутного ребра відповідно [17]

ребер також не є оптимальною, оскільки це негативно впливає на швидкість конвективної тепловіддачі, а також використовується більше матеріалу, тому вони стають дорожчими та важчими.

Окрім цього, було досліджено вплив товщини основи на тепловіддачу. Було зроблено 6 3Д-моделей з однаковими параметрами, але різними товщинами основ.

Наступна проблема - оптимізація висоти ребер. Корпус процесора має обмежений простір, тому висоту ребер не можна збільшувати максимально. Для визначення оптимальної висоти було створено декілька 3D-геометрій з висотою ребер від 10 мм до 50 мм. У цих випадках кількість ребер (36),

товщина опорної пластини були незмінними та використовувалася оптимальна структура сітки. Виявлено, що максимальна температура поверхні процесора зменшується зі збільшенням висоти ребра. Однак, зміна температури є менш значною для висоти ребер, більшої за 25мм. Отримані результати наведено нижче:

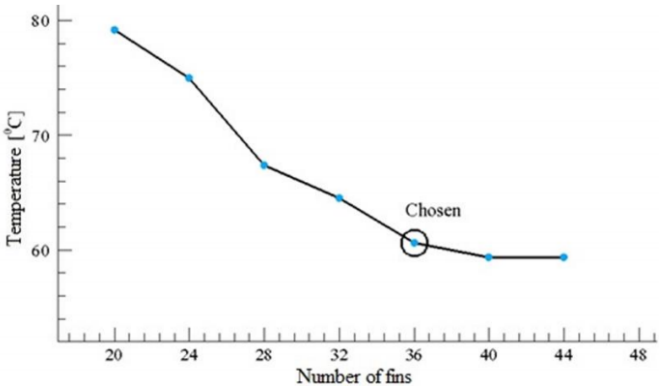

Рис. 1.7. Максимальна температура поверхні процесора для різної кількості ребер [18]

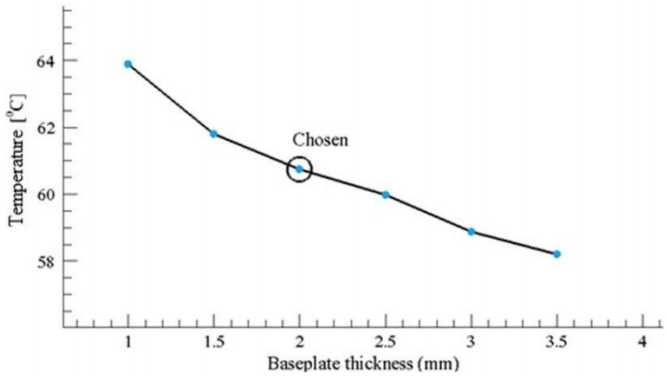

Рис. 1.8. Максимальна температура поверхні процесора для різних товщин основи [18]

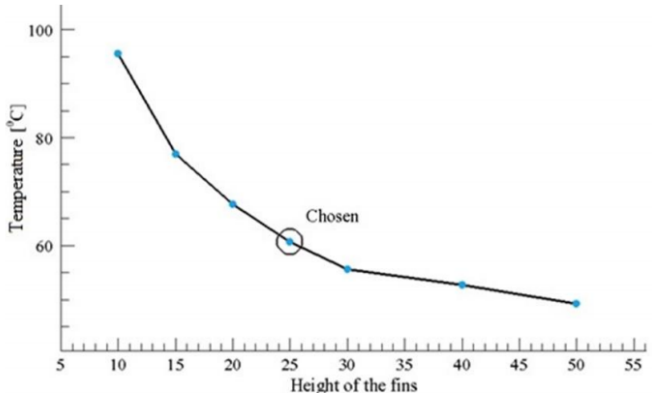

Рис. 1.9. Максимальна температура поверхні процесора для різної висоти ребер [18]

1.1.2.2. Оптимізація радіатора з пласкими ребрами в умовах примусової конвекції

Умайр Ахмад Хан, Хамід Уллах та Ахмад Наваз дослідили розробку та оптимізацію радіатора для активного охолоджувача процесора з використанням чисельного моделювання. У дослідженні проведено аналіз тринадцяти профілів ребер, де найкращими виявилися прямокутні пластинчасті ребра з

верхнім покриттям, що значно покращують тепловіддачу. Серед матеріалів для радіаторів найефективнішим був карбід кремнію, який забезпечив температуру ЦП на рівні 78,3°C.

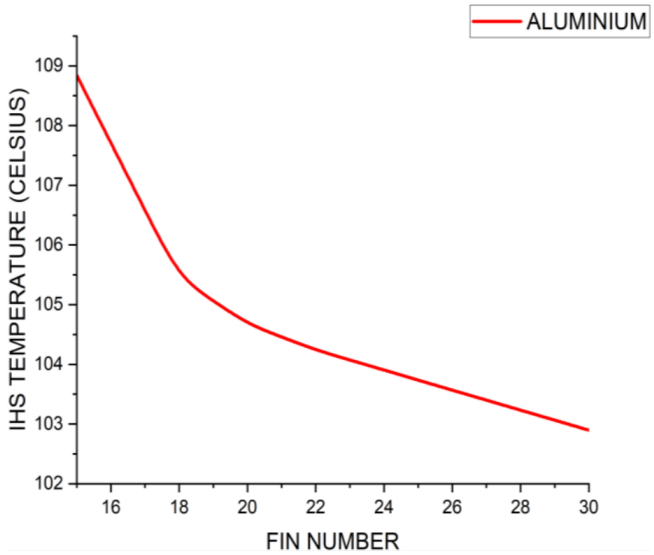

Рис. 1.10. Оптимізація кількості ребер для алюмінієвого радіатора [19]

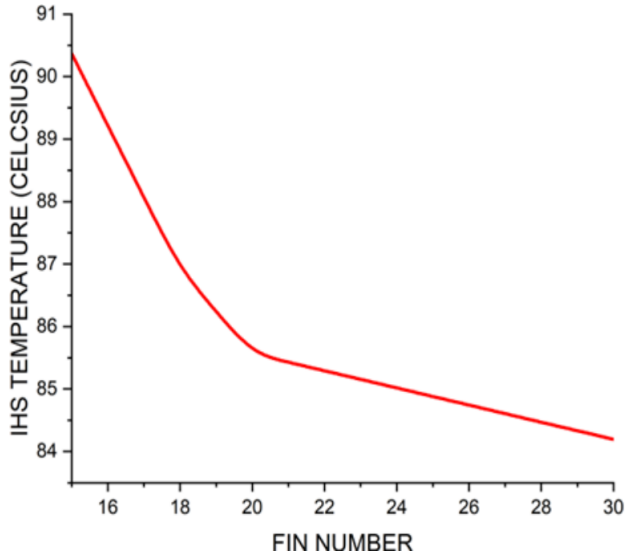

Рис. 1.11. Оптимізація кількості ребер для мідного радіатора [19]

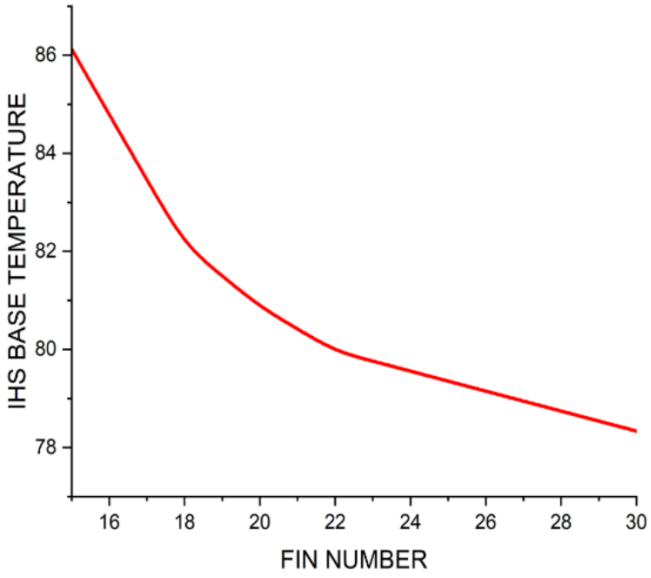

Рис. 1.12. Оптимізація числа ребер для радіатора з карбіду кремнію [19]

Мідь також продемонструвала високу ефективність охолодження за нижчою вартістю, тоді як алюміній не зміг забезпечити необхідний рівень охолодження для процесорів з високим тепловиділенням. Арочна конфігурація розташування ребер показала покращення продуктивності на $9,47\%$, а оптимі-

зація кількості ребер до 30 дозволила досягти максимального охолодження, особливо для матеріалів із високою теплопровідністю. Для зменшення матеріальних витрат застосовано топологічну оптимізацію, яка знизила вагу конструкції на 20% із незначним зниженням ефективності $(0,32\%)$. Дослідження робить висновок, що оптимальний дизайн радіатора на основі карбіду кремнію здатний забезпечити необхідний рівень охолодження для високопродуктивних процесорів, тоді як мідний варіант може використовуватися як більш економічний, але менш ефективний варіант [19].

Тоні Пужоль та ін. [20] аналітично та експериментально дослідили оптимізацію радіатора з пласкими ребрами для термоелектричних генераторів (TEG), які працюють в умовах примусової конвекції. Для цього було розроблено аналітичну модель, яка враховує теплову, електричну та гідравлічну поведінку системи. Модель підтверджено експериментальними даними, отриманими для алюмінієвого радіатора з пласкими ребрами. Дослідження показало, що чиста вихідна потужність TEG є більш чутливою до змін відстані між ребрами, ніж до їхньої товщини. Було визначено, що оптимальна товщина ребер становить 0,32–0,44 мм, а оптимальна відстань між ними – близько 1 мм. Експериментальні випробування з використанням мідного радіатора підтвердили модельні прогнози, хоча реальна продуктивність виявилася на 20% нижчою через технологічні відхилення у виробництві.

1.2. Теоретичні засади проблеми

Теплопередача є одним із ключових процесів у системах охолодження. Існують три основні механізми теплопередачі:

- **Теплопровідність** — перенесення тепла через тверді тіла внаслідок взаємодії атомів і молекул.

- **Конвекція** — перенесення тепла в рідинах і газах через їхній рух. Для систем охолодження ЦП важлива і природна, і примусова конвекція, які залежать від швидкості потоку повітря та його температури.
- **Випромінювання** — передача тепла у вигляді електромагнітного випромінювання.

Одним із головних питань при використанні нарощених поверхонь полягає у визначенні умов, за яких оребрення плоскої стінки збільшить тепловий потік через цю стінку. Якщо ребра встановлені на поверхні з високим тепловим опором, тоді приріст теплового потоку буде пропорційний збільшенню первинної поверхні стінки [21].

1.2.1. Математична модель

Для створення математичної моделі теплопередачі через ребро необхідно застосувати фундаментальні закони збереження енергії та теплопровідності. Розглядаючи елементарний об'єм ребра товщиною dx на відстані x від основи, можна скласти рівняння теплового балансу. Тепловий потік, що входить в елементарний об'єм через його грань, визначається законом Фур'є як:

$$q_x = -kA_c\frac{dT}{dx} \tag{1.1}$$

де k — коефіцієнт теплопровідності матеріалу, A_c — площа поперечного перерізу ребра, а $\frac{dT}{dx}$ — градієнт температури.

Тепловий потік, що виходить з елементарного об'єму через іншу грань, становить:

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x}dx$$

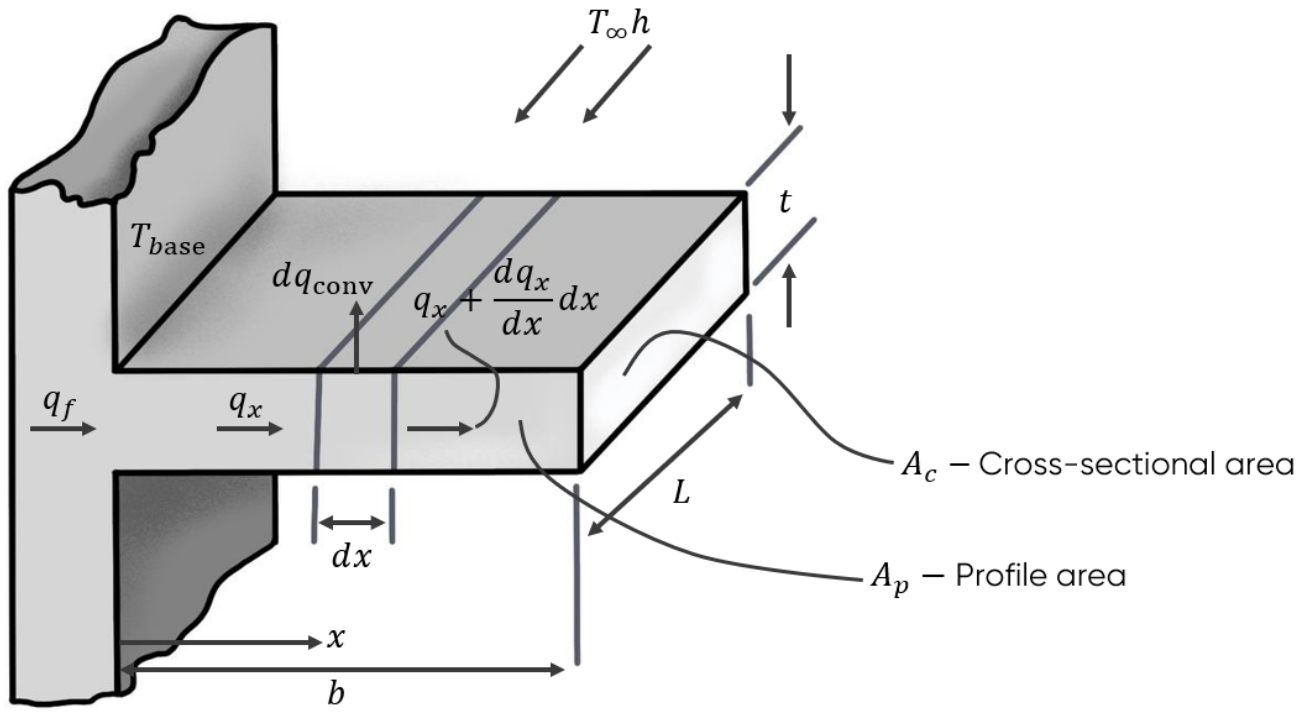

Рис. 1.13. Поздовжнє ребро з прямокутним поперечним перерізом

Тепловий потік, що віддається через конвекцію з поверхні елементарного об'єму, згідно з законом Ньютона, становить:

$$q_{conv} = hP(T - T_\infty)dx$$

де h — коефіцієнт тепловіддачі, а T_∞ — температура навколишнього середовища.

Застосовуючи закон збереження енергії до розглянутого елементарного об'єму, отримуємо рівняння:

$$q_x - q_{x+dx} - dq_{conv} = 0$$

Для спрощення математичних перетворень введемо безрозмірну змінну $\theta = T - T_\infty$, яка представляє надлишкову температуру відносно температури навколишнього середовища. Підставляючи цю змінну в рівняння теплопровід-

ності, отримуємо:

$$kA_c\frac{d^2\theta}{dx^2} - hP\theta = 0$$

або після ділення на kA_c:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \frac{hP}{kA_c}\theta = 0$$

Вводячи позначення $m^2 = \frac{hP}{kA_c}$, отримуємо канонічну форму диференціального рівняння теплопровідності для ребра [22; 23] :

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0$$

Отримане диференціальне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами має загальний розв'язок у вигляді:

$$\theta(x) = C_1e^{-mx} + C_2e^{mx}$$

де C_1 та C_2 є константами інтегрування, які визначаються з граничних умов конкретної задачі.

Перший доданок C_1e^{-mx} описує експоненціальне зменшення надлишкової температури при віддаленні від основи ребра, що відповідає фізичному змісту процесу охолодження. Другий доданок C_2e^{mx} описує експоненціальне зростання температури, що може мати місце лише при специфічних граничних умовах.

Для практичних застосувань найбільш важливими є два типи граничних умов:

- Перший випадок стосується нескінченно довгого ребра, де можна вважати, що на великій відстані від основи температура ребра наближається до температури навколишнього середовища. В цьому випадку гранична умова має вигляд $\theta(\infty) = 0$, що призводить до $C_2 = 0$, оскільки інакше

розв'язок прямував би до нескінченності. Друга гранична умова при $x = 0$ дає $\theta(0) = T_{base} - T_\infty$, звідки $C_1 = T_{base} - T_\infty$. Таким чином, для нескінченно довгого ребра розподіл температури має вигляд:

$$T(x) = T_\infty + (T_{base} - T_\infty)e^{-mx}$$

- Другий випадок відповідає ребру з ізольованим кінцем, де на вільному кінці ребра відсутня теплопередача, що математично можна записати як:

$$\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=b} = 0$$

де b — довжина ребра.

Застосовуючи граничні умови $\theta(0) = T_{base} - T_\infty$ та $\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=b} = 0$ до загального розв'язку, після математичних перетворень отримуємо розподіл температури у вигляді:

$$T(x) = T_\infty + (T_{base} - T_\infty)\frac{\cosh[m(b-x)]}{\cosh(mb)} \tag{1.2}$$

1.2.1.1. Аналіз теплового потоку

Визначення теплового потоку, що передається через ребро, є ключовим для оцінки його ефективності. Тепловий потік з основи ребра визначається законом Фур'є (1.1).

Для випадку ребра з ізольованим кінцем, диференціюючи розподіл температури (1.2) за координатою x та обчислюючи значення при $x = 0$, отримуємо:

$$\left.\frac{dT}{dx}\right|_{x=0} = (T_{base} - T_\infty)m\frac{\sinh(mb)}{\cosh(mb)} = (T_{base} - T_\infty)m \cdot \tanh(mb)$$

Підставляючи цей результат у вираз для теплового потоку, отримуємо:

$$q_f = kA_c(T_{base} - T_\infty)m \cdot \tanh(mb)$$

Враховуючи, що $m^2 = \frac{hP}{kA_c}$, можна записати $m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}$. Таким чином, тепловий потік з основи ребра має вигляд:

$$q_f = \sqrt{hPkA_c}(T_{base} - T_\infty) \cdot \tanh(mb) \tag{1.3}$$

1.2.1.2. Ефективність ребра

Ефективність ребра є безрозмірним параметром, який характеризує, наскільки ефективно ребро використовує свою поверхню для теплопередачі порівняно з ідеальним випадком, коли вся поверхня ребра перебуває при температурі основи. Максимальний можливий тепловий потік, який могло б передавати ребро, якби вся його поверхня мала температуру основи, становить:

$$q_{max} = hA_s(T_{base} - T_\infty)$$

де A_s — площею повної поверхні ребра.

Для ребра прямокутного поперечного перерізу з шириною L, товщиною t та висотою b, площа поверхні теплообміну становить $A_s = P \cdot b = 2(L + t) \cdot b$. Тоді максимальний тепловий потік:

$$q_{max} = h \cdot 2(L + t) \cdot b \cdot (T_{base} - T_\infty) = hPb(T_{base} - T_\infty)$$

Ефективність ребра визначається як відношення:

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{max}} = \frac{\sqrt{hPkA_c}(T_{base} - T_\infty) \cdot \tanh(mb)}{hPb(T_{base} - T_\infty)}$$

Спрощуючи цей вираз та враховуючи, що $\sqrt{hPkA_c} = \sqrt{hP}\sqrt{kA_c}$ та $\frac{\sqrt{hP}}{hP} = \frac{1}{\sqrt{hP}}$, отримуємо:

$$\eta_f = \frac{\sqrt{kA_c}}{\sqrt{hP}} \cdot \frac{\tanh(mb)}{b} = \frac{\sqrt{\frac{kA_c}{hP}} \cdot \tanh(mb)}{b}$$

Враховуючи, що $m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}$, можна записати $\frac{1}{m} = \sqrt{\frac{kA_c}{hP}}$, і тому ефективність ребра має остаточний вигляд:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mb)}{mb} \quad [22]$$

Цей вираз показує, що ефективність ребра залежить від безрозмірного параметра mb, який є добутком характеристичної довжини на довжину ребра та характеризує співвідношення між опором теплопровідності всередині ребра та опором конвективного теплообміну на його поверхні.

1.2.1.3. Оптимізація геометрії ребра

Практично важливою задачею є оптимізація геометричних параметрів ребра для досягнення максимального теплового потоку при заданих обмеженнях на використання матеріалу. Одним з поширених підходів є оптимізація при сталому об'ємі ребра, коли необхідно знайти оптимальне співвідношення між товщиною та висотою ребра.

Для ребра прямокутного поперечного перерізу площа профілю $A_p = t \cdot b$, де t є товщиною, а b — висотою ребра. При заданій площі профілю A_p та ширині ребра L, об'єм матеріалу залишається сталим, але різні комбінації товщини та висоти призводять до різних значень теплового потоку.

Тепловий потік через ребро (1.3) залежить від геометричних параметрів через периметр $P = 2(L+t)$, площу поперечного перерізу $A_c = L \cdot t$ та параметр $m = \sqrt{\frac{hP}{kA_c}}$. Для знаходження оптимальних розмірів необхідно максимізувати функцію $q_f(t, b)$ при обмеженні $A_p = t \cdot b = \text{const}$.

За результатами аналітичного дослідження [24], оптимальні значення товщини t_o та висоти b_o ребра при заданій площі профілю A_p визначаються як:

Оптимальна товщина:

$$t_o = 0.791 \left(\frac{2hA_p^2}{k} \right)^{1/3} \tag{1.4}$$

Оптимальна висота:

$$b_o = 1.262 \left(\frac{kA_p}{2h} \right)^{1/3} \tag{1.5}$$

Ці співвідношення показують, що оптимальна товщина ребра зростає зі збільшенням коефіцієнта тепловіддачі та площі профілю, але зменшується зі збільшенням коефіцієнта теплопровідності матеріалу. Навпаки, оптимальна висота ребра зростає зі збільшенням коефіцієнта теплопровідності та площі профілю, але зменшується зі збільшенням коефіцієнта тепловіддачі.

1.3. Висновки до розділу 1

У результаті проведеного літературного огляду було опрацьовано сучасні підходи до оптимізації радіаторів для систем охолодження електронних компонентів. Проаналізовано дослідження різних типів конструкцій радіаторів, включаючи системи з голчастими та пласкими ребрами прямокутного профілю, а також вивчено їх поведінку в умовах природної та примусової конвекції.

Розглянуто вплив геометричних параметрів на теплову ефективність радіаторів, зокрема висоти, товщини та кількості ребер, відстані між ними, а також конфігурації отворів та пористості конструкції. Встановлено, що порожнисті радіатори з оптимальною пористістю та перфоровані ребра демонструють кращі характеристики теплопередачі порівняно з суцільними аналогами. Досліджено різні матеріали для виготовлення радіаторів, включаючи алюміній, мідь та карбід кремнію, та визначено їх переваги для різних застосувань.

Опрацьовано теоретичні засади процесів теплопередачі в ребристих поверхнях та розроблено математичну модель на основі диференціального рівняння теплопровідності.

Розглянуто сучасні методи оптимізації, включаючи топологічну оптимізацію, яка дозволяє значно знизити вагу конструкції при збереженні високої теплової ефективності. Проаналізовано особливості застосування радіаторів для різних технічних систем, включаючи термоелектричні генератори та високопродуктивні процесори. Отримані результати формують теоретичну основу для подальшого експериментального дослідження та обґрунтовують методологію оптимізації систем охолодження.

РОЗДІЛ 2.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

2.1. Експериментальне дослідження

2.1.1. Експериментальна установка

Визначення ефективності теплообміну радіаторів з різною геометрією потребує створення експериментального середовища, яке відтворює реальні робочі умови сучасних електронних пристроїв. Для вирішення цього завдання була створена експериментальна установка, що забезпечує контрольоване генерування теплового навантаження і безперервний моніторинг температурних режимів в усіх критичних точках системи.

Основні технічні критерії, закладені в основу конструкції: формування рівномірного теплового потоку з регульованою потужністю, ефективне термоізолювання для запобігання неконтрольованим тепловим втратам, прецизійне задання температурних граничних умов і автоматизована реєстрація динаміки теплових процесів. Установка являє собою інтегровану систему, що складається з двох взаємопов'язаних функціональних блоків: імітаційного та вимірювального блоків.

Імітаційний блок являє собою багатошарову структуру з напрямленим тепловим потоком. Його компоненти, у порядку знизу догори, мають такий вигляд:

- **Нагрівач** — виготовлений із ніхромового провідника діаметром 0,2 мм, що розміщений знизу мідної пластини. Дріт зафіксовано в термостійкому герметику, який забезпечує електроізоляцію та механічну стабільність.

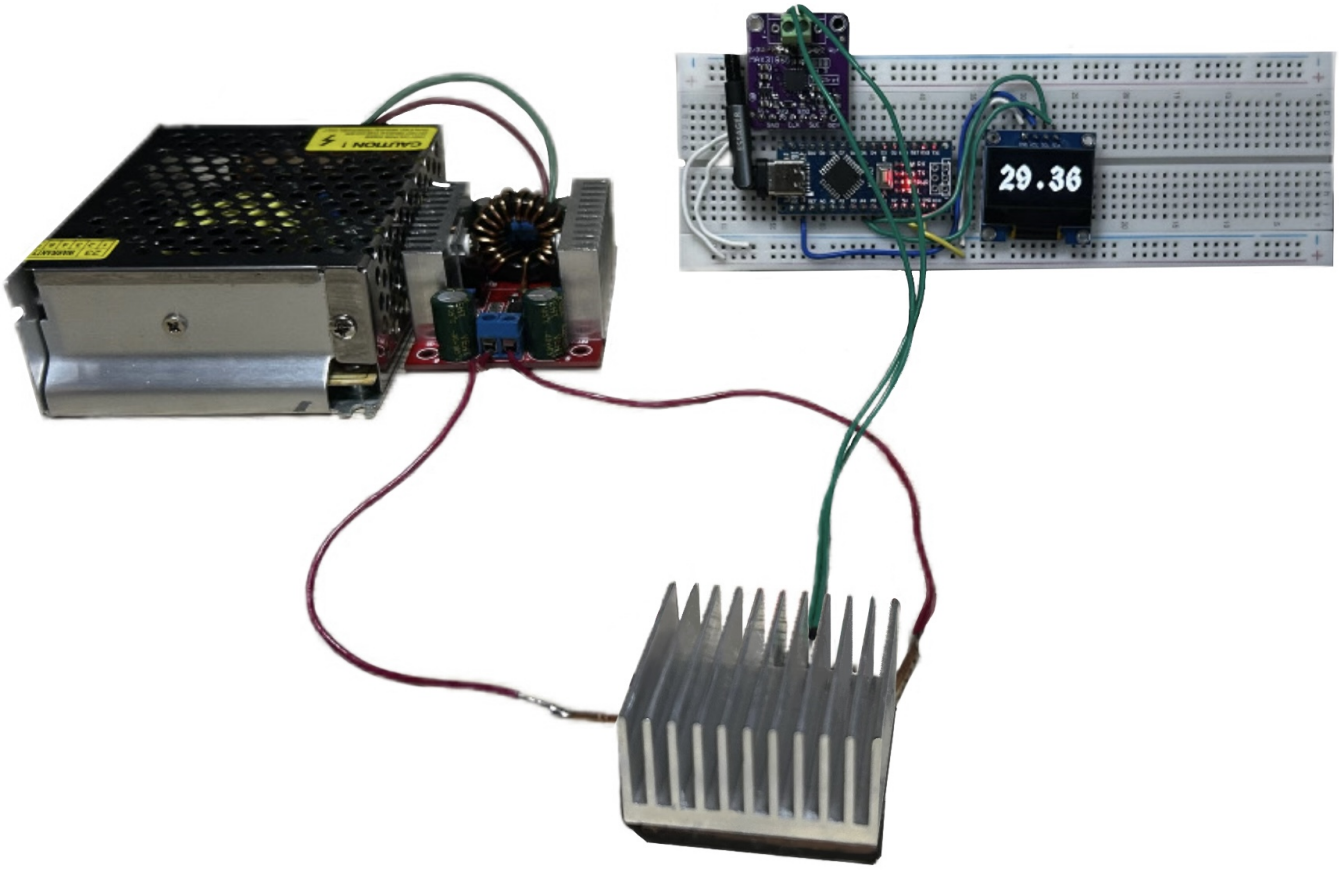

Рис. 2.1. Експериментальна установка

- **Мідна пластина** — виконує роль теплоакумулятора й вирівнювача температурного поля. Має спеціальний паз для встановлення терморезистора, що слугує сенсором температури.
- **Низькотеплопровідна термопаста** — наноситься на поверхню мідної пластини, створюючи контрольований тепловий опір на межі контакту з наступним шаром.
- **Кремнієва пластина** — є зразком досліджуваного матеріалу, через який відбувається передача тепла.
- **Високотеплопровідна термопаста** — забезпечує якісний тепловий контакт між кремнієвою пластиною та наступним компонентом системи.
- **Радіатор** — відводить тепло від верхньої межі зразка. Його геометрія та теплові властивості дозволяють моделювати умови пасивного охолодження.

Вимірювальний блок призначений для забезпечення живлення нагрівача та точного контролю температури. До його складу входять:

- **Arduino Nano** — мікроконтролер на базі чіпсета ATmega328, що керує процесом збору даних і взаємодіє з температурними сенсорами.
- **MAX31865** — мікросхема для зчитування показників RTD-терморезистора *Pt100*, підключеного до мідної пластини.
- **Блок живлення** — стабілізоване джерело енергії для всієї системи.
- **Регульований перехідник на ніхромовий дріт** — дозволяє змінювати напругу та струм через нагрівач для контролю теплопродукції.

2.1.2. Методика проведення експерименту

Розроблена методика експерименту передбачає систематичне дослідження температурних залежностей при сталому тепловому навантаженні. Перед початком кожного експерименту проводиться калібрування системи, яке включає точне визначення електричного опору ніхромового дроту в стані теплової рівноваги з навколишнім середовищем. Це дозволяє розрахувати необхідні параметри живлення для досягнення заданої теплової потужності згідно зі співвідношенням:

$$P = I^2 R = \frac{U^2}{R}.$$

Згідно з розрахованими значеннями, регулюється вихідна напруга на блоці живлення. Контроль параметрів подачі здійснюється за допомогою мультиметрів, підключених у відповідних точках електричного кола.

Температурні виміри здійснюються з використанням RTD-терморезистора, інтегрованого в систему збору даних на базі Arduino Nano. Дискретизація за часом встановлена на рівні 5 секунд, що забезпечує достатню роздільну здатність для фіксації динаміки температурних процесів упродовж усього

циклу нагрівання. Така частота зчитування дозволяє точно відстежувати як перехідні процеси, так і встановлення стаціонарного теплового режиму.

2.1.3. Характеристики досліджуваних зразків

Для комплексного дослідження теплообмінних процесів було обрано чотири різних типи радіаторів, кожен з яких відрізняється геометричними та матеріальними властивостями. Перший зразок являє собою радіатор з товстою основою та високими ребрами, виготовлений з полірованого алюмінію. Другий зразок відрізняється зменшеною товщиною основи та нижчими ребрами при збереженні матеріалу. Третій зразок має голчасту конфігурацію з анодованої поверхні, що забезпечує підвищену площу теплообміну. Четвертий зразок виготовлено з окисненого алюмінію, що дозволяє дослідити вплив поверхневих властивостей на ефективність теплообміну.

Таблиця 2.1

Характеристики досліджуваних радіаторів

Зразок №	**Основа, мм**	**Ребро**	**Відстань між ребрами, мм**	**Матеріал**
1	$40 \times 40 \times 4$	16×1	2	Полірований алюміній
2	$40 \times 40 \times 2$	9×1	2	Полірований алюміній
3 (голчастий)	$40 \times 40 \times 2$	$9 \times 2 \times 1$	2×1	Анодований алюміній
4	$40 \times 40 \times 2$	9×1	2	Окиснений алюміній

Для кожного зразка проведено вимірювання за сталого теплового навантаження 15 Вт, що забезпечує достатню інтенсивність теплового потоку для отримання статистично значущих результатів.

2.2. Верифікація експериментальних даних та розрахунок коефіцієнта тепловіддачі

З метою верифікації експериментальних даних було проведено числове моделювання для подальшого визначення коефіцієнтів тепловіддачі для кожного з чотирьох досліджуваних зразків. Розрахунки виконувались для умов, максимально наближених до експериментальних.

Було побудовано геометричну модель, яка відтворює зону теплового контакту між нагрівальним чіпом і досліджуваним зразком. Окрім того, між цими елементами передбачено шар термопасти товщиною $1 \cdot 10^{-4}$ м. Розміри моделі повністю відповідають геометричним параметрам, використаним у попередньому дослідженні.

Для досягнення належної точності розрахунків було застосовано структуровану сітку методом Hex-dominant. Розмір елементів сітки становив $0,5$ мм у зоні чіпа та на поверхні радіатора.

На нижню основу моделі було накладено теплове навантаження у вигляді сталого теплового потоку, що відповідає тепловій потужності чіпа $Q = 15$Вт. Температура навколишнього середовища вважалася сталою та становила приблизно $22 - 23^{\circ}$C.

2.3. Числове моделювання впливу геометрії на ефективність охолодження

Метою чисельного моделювання є визначення впливу геометричних параметрів радіатора з пласкими ребрами на його теплову ефективність. Для цього було побудовано серію з 28 моделей у програмному середовищі **ANSYS**, в яких змінювався лише один геометричний параметр за раз. Такий підхід забезпечив

можливість ізольовано оцінити вплив кожного параметра на тепловіддачу конструкції.

Основні параметри, що варіювалися у процесі моделювання:

- висота ребер;
- товщина основи радіатора;
- кількість ребер;
- крок між ребрами;

Використовуючи *ANSYS Discovery* було побудовано геометричну модель з наступними розмірами:

Таблиця 2.2

Початкові геометричні параметри

Елемент	**Розмір, мм**
Основа радіатора	$40 \times 40 \times 4$
Висота ребра	20
Товщина ребра	1
Відстань між ребрами	2

Для наступних задач довжина та ширина основи будуть фіксованими. Усі інші параметри, не пов'язані з досліджуваним у конкретній моделі, залишалися незмінними. Матеріал радіатора, теплові властивості, умови теплообміну з навколишнім середовищем, а також вхідне теплове навантаження задавались однаково для всіх конфігурацій.

- **Висота ребра:**

  Висота ребер варіювалася в діапазоні від 5 до 40 мм з рівномірним кроком 5 мм, що дозволило отримати вісім точок для побудови залежності теплової ефективності від цього параметра. Вибір такого діапазону обумовлений практичними обмеженнями, що виникають при виготовленні та монтажі радіаторів в електронних пристроях.

- **Товщина основи:**

Для оцінки впливу товщини основи радіатора на теплову ефективність було створено десять моделей із різними значеннями цього параметра: 1 мм, 2 мм, 3 мм, 4 мм, 5 мм, 6 мм, 7 мм, 10 мм, 15 мм та 20 мм.

Нерівномірний крок між досліджуваними значеннями обумовлений характером змін теплових характеристик: у діапазоні малих товщин (1–7 мм) спостерігається різкий вплив на розподіл температур і тепловіддачу, тому дослідження тут проводилося з більшою роздільною здатністю. У діапазоні великих товщин (понад 10 мм) зміни характеристик виявилися менш значними, тож крок збільшено з метою зменшення обчислювального навантаження без втрати інформативності результатів.

- **Кількість ребер:**

  Для дослідження було створено десять моделей з різною кількістю ребер: 2 - 5, 7, 8, 11, 13, 15 та 22 ребра. Вибір такого розподілу точок дослідження обумовлений необхідністю детального вивчення області середньої кількості ребер (5-15), де очікувалося знаходження оптимуму, та включення крайніх випадків з малою та великою кількістю ребер для повноти картини.

Для дискретизації геометрії використовувався метод Hex Dominant з розміром елемента 1 мм. Такий підхід дав змогу побудувати структуровану сітку з регулярним розташуванням елементів.

Граничні умови включали:

- **Тепловий потік:** на верхню стінку процесора, що було розраховано як:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{45W}{0.0016m^2} = 28125\frac{W}{m^2}$$

- **Конвекція:** на всі відкриті поверхні застосовано коефіцієнт тепловіддачі $h = 30\ W/m^2 \cdot K$. Температура навколишнього середовища встановлена як $T_\infty = 25°\text{C}$.

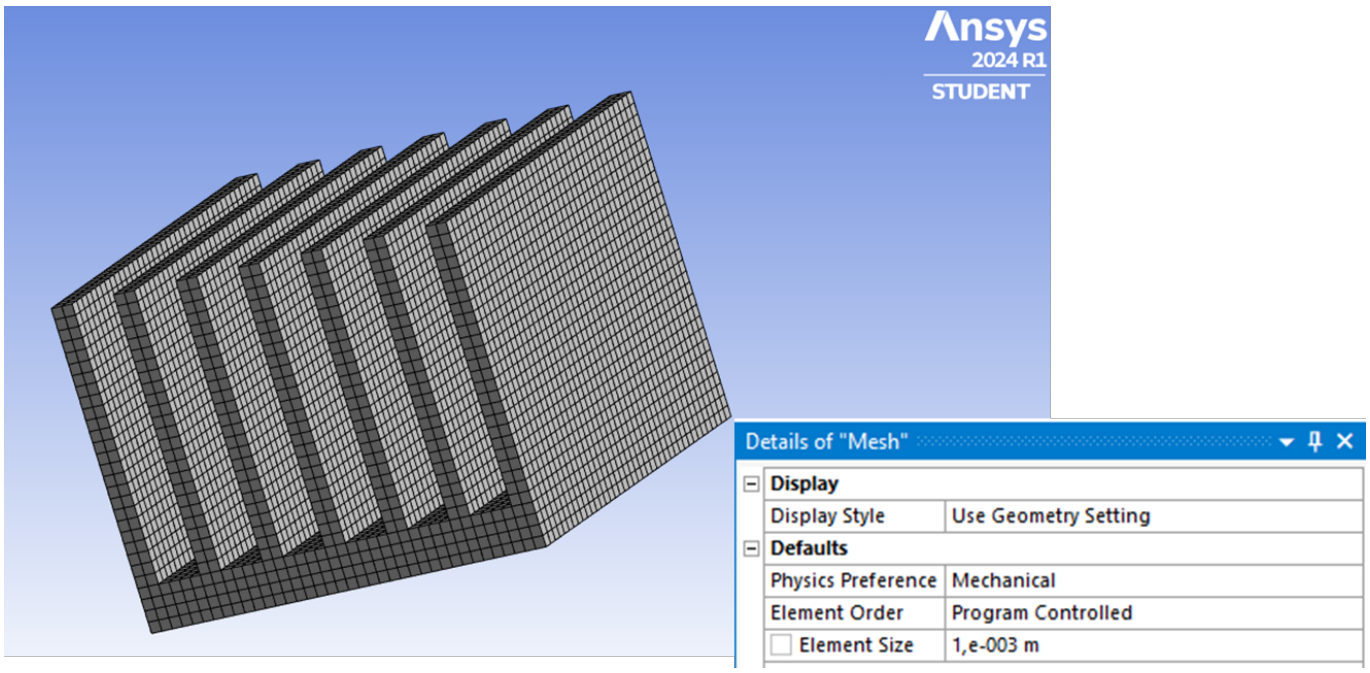

Рис. 2.2. Згенерована сітка

2.4. Числове моделювання впливу випромінювання на охолодження

З метою підвищення ефективності охолодження електронних компонентів, зокрема центрального процесора, досліджується система, що базується на застосуванні радіатора з вертикальними прямокутними ребрами. Основна задача полягає у вивченні впливу матеріалу радіатора та коефіцієнта емісії поверхні на максимальну температуру в системі.

Таблиця 2.3

Технічні характеристики процесора Intel Core i5-1335U [25]

Parameter	**Specification**
Processor Base Power	15 W
Maximum Turbo Power	55 W
$T_{JUNCTION}$	$100^{\circ}C$
Max Operating Temperature	$100^{\circ}C$

У дослідженні як об'єкт теплового навантаження був обраний процесор Intel Core™ i5-1335U, технічні характеристики якого наведено в Табл.2.3. Це

дало змогу задати реалістичні граничні умови теплового моделювання, зокрема теплову потужність, допустимий температурний діапазон і особливості конструкції системи охолодження.

Геометрія радіатора, включаючи розміри основи, ребер та міжреберних проміжків, побудована відповідно до рекомендацій компанії *Intel* щодо конструкцій для охолодження процесорів у настільних комп'ютерах.

Таблиця 2.4

Геометричні параметри моделі

Елемент	**Розмір, мм**
CPU	$38 \times 38 \times 1.5$
TIM	$38 \times 38 \times 0.1$
PCB	$80 \times 80 \times 1.5$
Основа радіатора	$40 \times 40 \times 4$
Товщина ребра	1
Відстань між ребрами	2

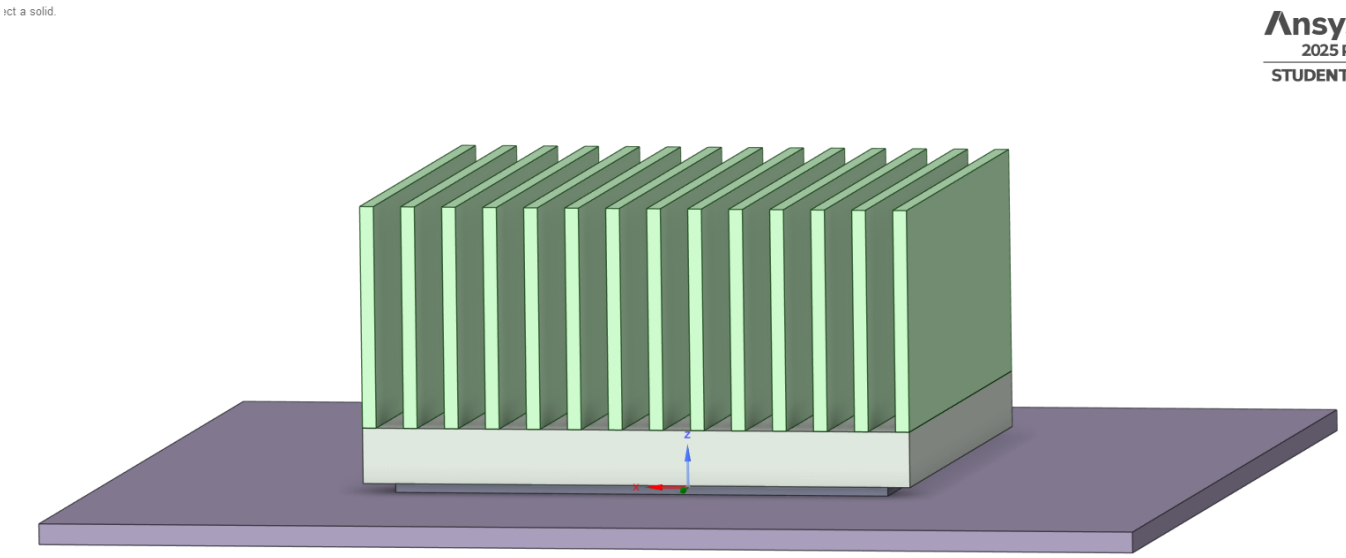

Рис. 2.3. 3Д модель системи

Модель включає такі елементи: теплове навантаження (CPU), термоінтерфейсний матеріал (TIM), друковану плату (PCB), основу радіатора та систему ребер, розміри яких наведено у Табл.2.4.

Для обчислювальної моделі було застосовано метод *Body-Fitted Cartesian*, який забезпечує високу якість елементів при роботі з прямокутною геометрією радіатора. Розмір елемента становить 1 мм.

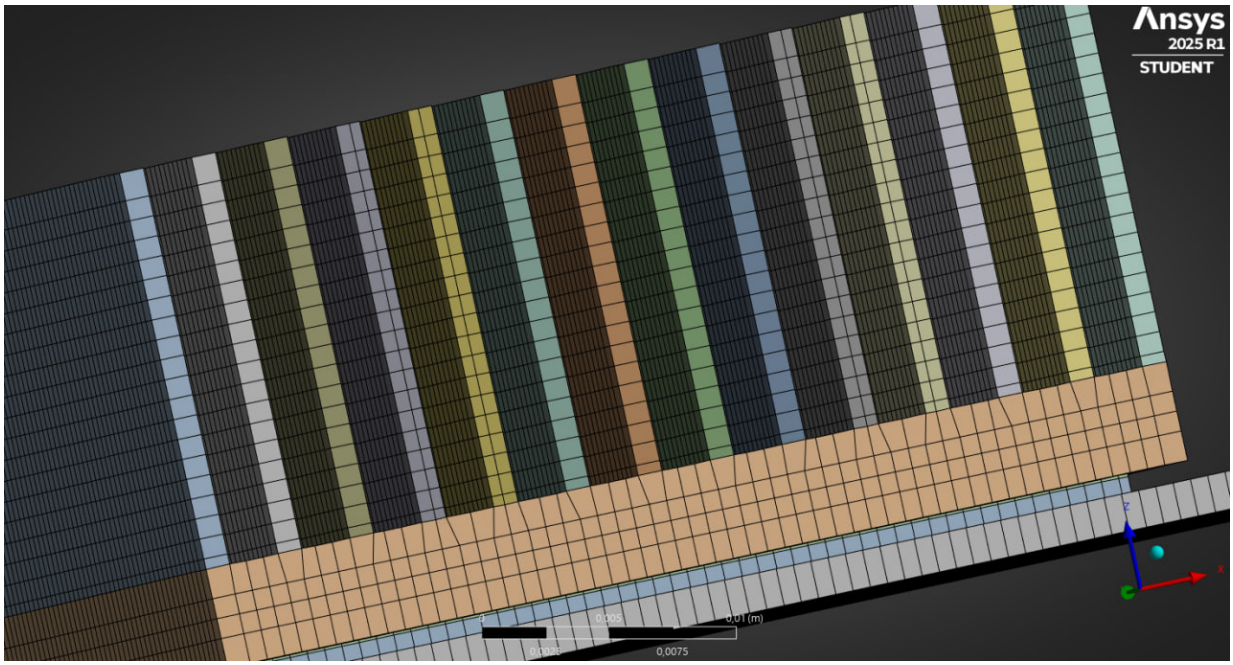

Рис. 2.4. Згенерована сітка

Усі симуляції проводилися для однієї і тієї ж геометричної моделі радіатора. Змінними параметрами виступали фізичні властивості матеріалу, зокрема теплопровідність (k) та коефіцієнт емісії (ε). Досліджувалися кілька варіантів: полірований алюміній, анодований алюміній, полірована та окиснена мідь, та графітове покриття.

На зовнішні поверхні радіатора, зокрема на ребра та основу, були накладені наступні граничні умови:

- **Тепловий потік:** на верхню стінку процесора, що було розраховано як:

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{55W}{0.0016m^2} = 34375\frac{W}{m^2}$$

- **Конвекція:** на всі відкриті поверхні застосовано коефіцієнт тепловіддачі $h = 75\ W/m^2 \cdot K$, що відповідає умовам вимушеної конвекції та $h =$

25 $W/m^2 \cdot K$ для природньої . Температура навколишнього середовища встановлена як $T_\infty = 25°C$.

- **Теплове випромінювання:** для випромінюючих поверхонь (ребра, основа) задано коефіцієнт емісії ε, який змінювався від 0.04 до 0.95 відповідно до матеріалу та покриття, які наведені у Табл.2.5.

Таблиця 2.5

Коефіцієнт емісії для різних матеріалів

Матеріал	ε
Полірований алюміній	0.04
Анодований алюміній	0.6
Алюміній з графітовим покриттям	0.95
Мідь	0.05
Окиснена мідь	0.75
Мідь з графітовим покриттям	0.95

Таблиця 2.6

Властивості матеріалів

Елемент	**Густина (кг/м^3)**	**Теплопровідність (Вт/м·К)**	**Питома теплоємність (Дж/кг·К)**
CPU	2329	154.3	694.1
PCB	1900	1.2	1100
TIM	2500	5.0	1200
Радіатор (алюміній)	2770	237	875
Радіатор (мідь)	8300	401	385

Для забезпечення коректності чисельного моделювання у середовищі *ANSYS* були визначені матеріальні властивості основних компонентів системи охолодження, які наведено у Табл.2.6. Значення густини, теплопровідності та питомої теплоємності для матеріалів CPU(кремній), алюмінію та міді були взяті з вбудованої бібліотеки матеріалів *ANSYS*.

Натомість для PCB та TIM було створено власні матеріали з урахуванням типових значень, знайдених у технічній літературі та відкритих джерелах, оскільки ці матеріали відсутні у стандартній бібліотеці.

2.5. Висновки до розділу 2

У даному розділі було розроблено комплексну методологію дослідження теплових характеристик радіаторів, що включає чисельне моделювання та експериментальну валідацію. Створено серію з 28 чисельних моделей у програмному середовищі ANSYS для систематичного вивчення впливу ключових геометричних параметрів радіатора на його теплову ефективність, включаючи висоту ребер, товщину основи, кількість ребер та крок між ними.

Розроблено методику числового моделювання впливу теплового випромінювання на процеси охолодження. Досліджено вплив різних матеріалів та покриттів поверхні на теплову ефективність радіатора, включаючи полірований та анодований алюміній, мідь у різних станах окиснення та графітові покриття з коефіцієнтами емісії від 0.04 до 0.95.

Створено експериментальну установку для валідації результатів чисельного моделювання, що складається з імітаційного блоку з багатошаровою структурою та вимірювального блоку на базі Arduino Nano з RTD-терморезистором. Розроблено методику проведення експерименту для дослідження температурних характеристик чотирьох різних зразків радіаторів при сталому тепловому навантаженні 15 Вт.

Підготовлено геометричні моделі радіаторів з різними конструктивними особливостями, включаючи пласкі та голчасті ребра, різні матеріали та способи обробки поверхні. Визначено граничні умови для чисельного моделювання, що відповідають реальним умовам експлуатації систем охолодження електронних компонентів, включаючи конвекційний теплообмін та теплове випромінювання.

РОЗДІЛ 3.

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ЇХ ОБГОВОРЕННЯ

3.1. Валідація аналітичної моделі

Для перевірки достовірності та коректності аналітичного розв'язку було проведено порівняння з чисельним моделюванням. Аналітична модель описує температурний розподіл уздовж висоти ребра як функцію cosh і враховує конвективний теплообмін із навколишнім середовищем (1.2). Оскільки аналітична модель не враховує теплового випромінювання, при побудові чисельної моделі цей параметр було вимкнено. Це дозволило забезпечити коректне порівняння результатів та оцінити точність аналітичного підходу.

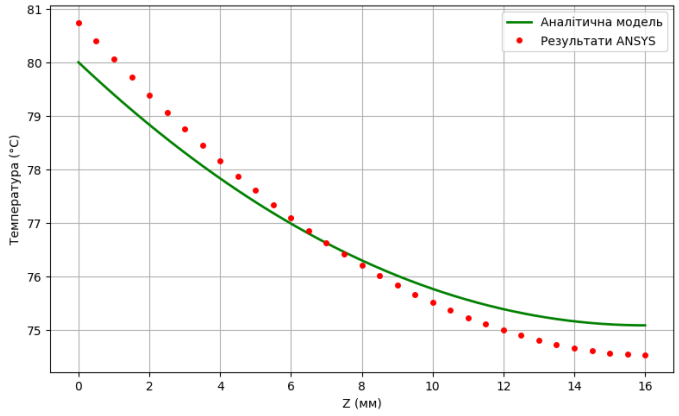

Рис. 3.1. Порівняння результатів числового моделювання та аналітичного розв'язку

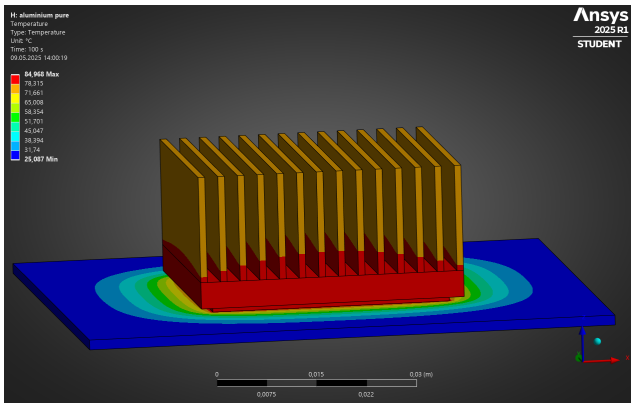

Рис. 3.2. Розподіл температури на поверхні радіатора

Значення температур з моделі *ANSYS Transient Thermal* були отримані шляхом використання інструменту *Probe*, що дало змогу оцінити значення температури відносно координати осі z, та порівнювались з відповідними значеннями з аналітичного розрахунку.

Середня відносна похибка :

$$\sigma = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left|\frac{x_i - \tilde{x_i}}{x_i}\right| \cdot 100\% \approx 0.48\%$$

Графічне порівняння демонструє високу узгодженість теоретичної кривої та результатів моделювання, що підтверджує доцільність використання аналітичного підходу для первинної оцінки ефективності охолодження. Узагальнені результати наведено на Рис. 3.1.

3.2. Експериментальні результати

На основі аналізу експериментальних даних температурних характеристик чотирьох радіаторів при сталому тепловому навантаженні 15 Вт встановлено значні відмінності в їх теплових властивостях. Усі досліджувані зразки демонструють типову експоненційну залежність температури від часу з інтенсивним нагрівом протягом перших 600 секунд експерименту.

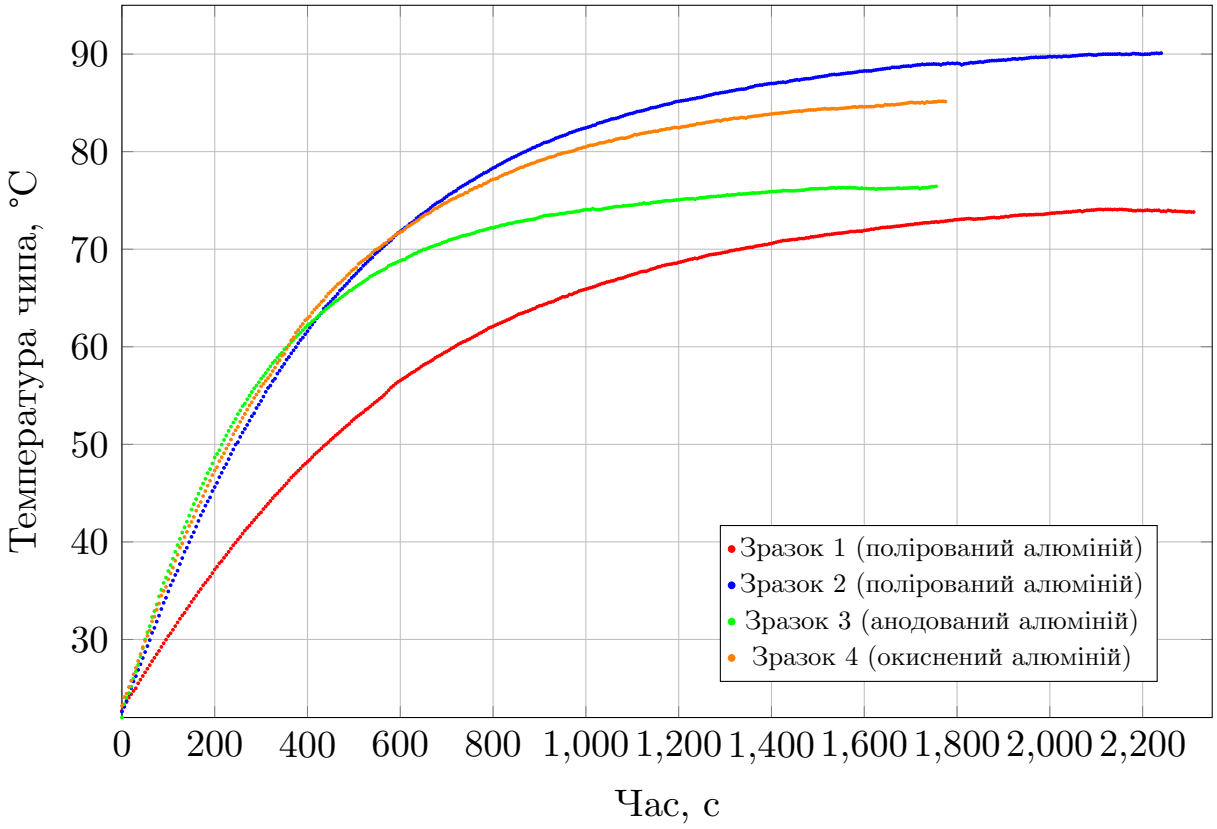

Рис. 3.3. Залежність температури від часу

Найкращі теплові характеристики продемонстрував зразок 1, який досяг найнижчої температури 73.81°C, що свідчить про ефективну теплопередачу та найменший термічний опір серед усіх досліджуваних зразків. Другу позицію за ефективністю охолодження займає зразок 3 з робочою температурою приблизно 76.84°C. Зразок 4 показав помірні результати, досягнувши температури близько 85°C, тоді як зразок 2 продемонстрував найгірші теплові властивості з максимальною стаціонарною температурою близько 90°C при тому ж тепловому навантаженні.

Щодо динамічних характеристик, то зразки 3 та 4 характеризуються швидким виходом на стаціонарний режим протягом $800 - 1200$ с, тоді як зразок 1, всупереч кращій кінцевій температурі, потребує більшого часу для досягнення теплової рівноваги — приблизно $2000 - 2200$ с.

3.3. Числове моделювання

3.3.1. Верифікація експериментальних даних та розрахунок коефіцієнта тепловіддачі

Порівняння результатів числового моделювання та експерименту показало достатньо високий ступінь відповідності. Температурні значення в контрольних точках моделей добре збігаються з експериментальними у сталому режимі, що свідчить про коректність побудованої моделі та достовірність проведених розрахунків.

Крім верифікації, чисельна модель дала змогу здійснити зворотний аналіз для визначення коефіцієнта тепловіддачі h, який відповідав би умовам, зафіксованим у реальному експерименті. У результаті такого узгодження встановлено, що найбільш достовірне значення коефіцієнта тепловіддачі складає

$h = 11 \frac{W}{m^2 \cdot °C}$. Отримане значення вказує на помірну інтенсивність теплопередачі, що відповідає умовам природньої конвекції.

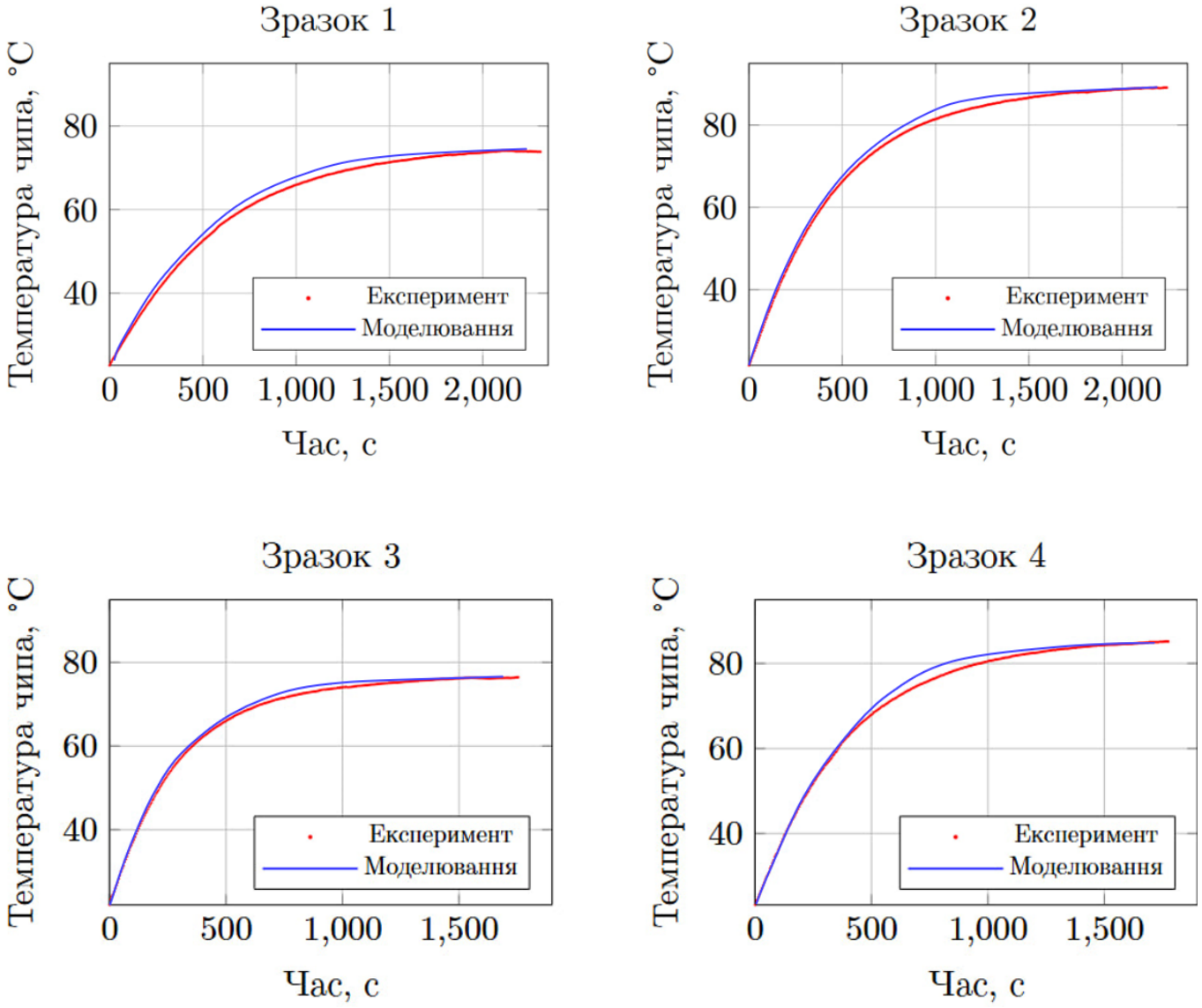

Рис. 3.4. Порівняння експериментальних даних і числового моделювання

3.3.2. Геометричні параметри

Висота ребра радіатора

Аналіз залежності температури від висоти ребра показує, що найбільш ефективне зниження температури досягається в діапазоні 10–20 мм:

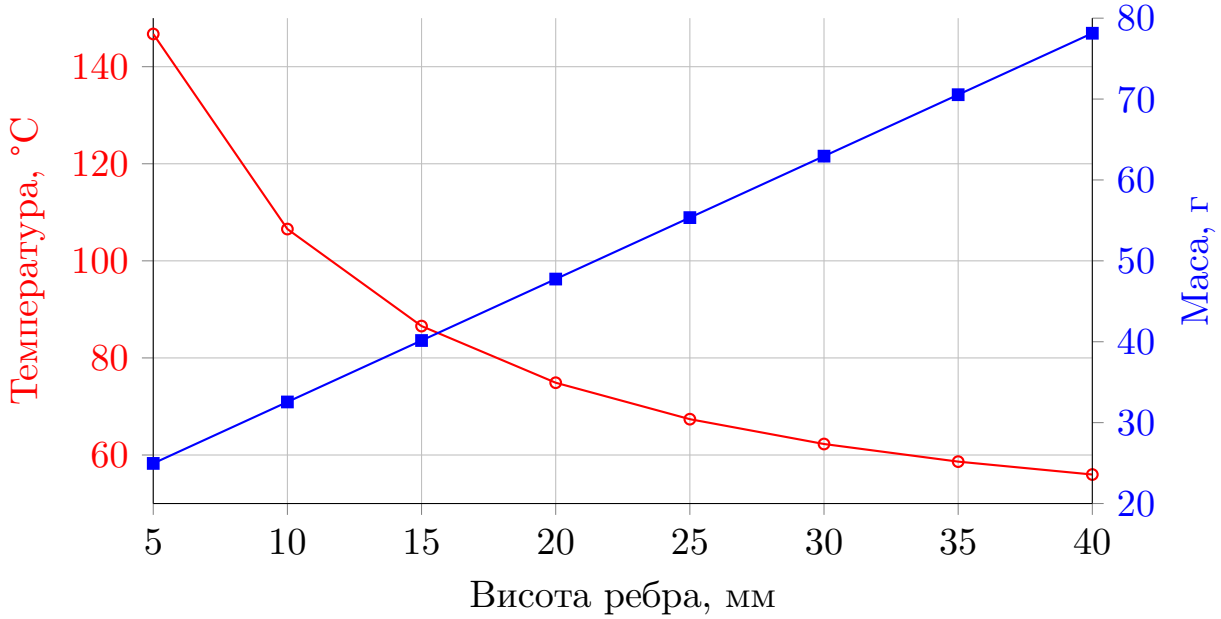

Рис. 3.5. Залежність температури та маси від висоти ребра

- **Оптимальний діапазон**: 15–20 мм, де зниження температури становить 13,48–18,76% при прирості маси 18,92–23,33%
- **Ефективність знижується** після 25 мм — подальше збільшення висоти дає менше 10% зниження температури при значному прирості маси

Товщина основи радіатора:

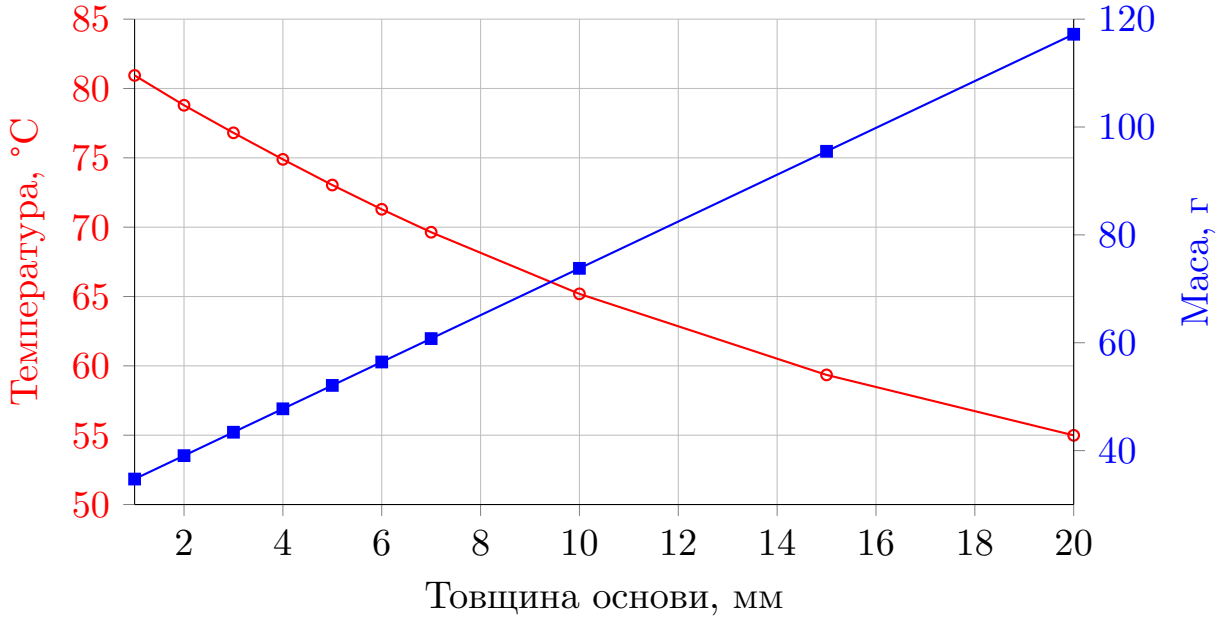

Рис. 3.6. Залежність температури та маси від товщини основи

Дослідження товщини основи виявило два оптимальні діапазони:

- **Найкраща ефективність**: товщина 4–5 мм забезпечує стабільне зниження температури на 2,47–2,49% при помірному прирості маси 9,09–10,00%
- **Значний ефект**: стрибок до 10–15 мм дає суттєве зниження температури на 6,38–8,96%, але з великим приростом маси 21,43–29,41%

Кількість ребер:

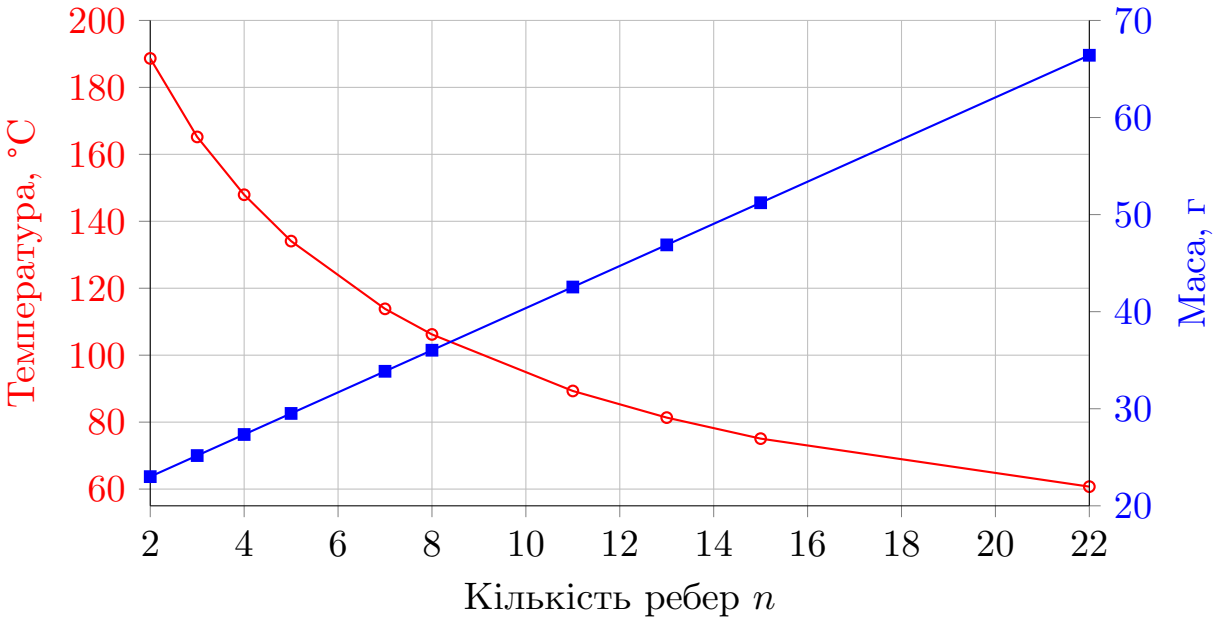

Рис. 3.7. Залежність температури та маси від кількості ребер

Аналіз кількості ребер показує складну залежність між ефективністю та масою:

- **Найвища ефективність**: 7 ребер (відстань 6 мм) дають 15,10% зниження температури при 14,71% прирості маси
- **Оптимальний діапазон**: 7–11 ребер забезпечують 15,10–15,90% зниження температури при 14,71–18,07% прирості маси
- **Критична точка**: 22 ребра дають максимальне зниження температури (19,10%), але з надмірним приростом маси (29,66%)

Оптимальна конфігурація радіатора:

- Висота ребер: 15–20 мм

- Товщина основи: 4–5 мм
- Кількість ребер: 7–11

3.3.3. Матеріал та покриття

Як видно на Рис.3.8, хоч мідь з графітовим покриттям і показала найкращий результат ($T_{max} = 118.7°C$), радіатор за даних геометричних параметрів не підходить для пасивного охолодження, оскільки у всіх конфігураціях температура перевищує $100°C$.

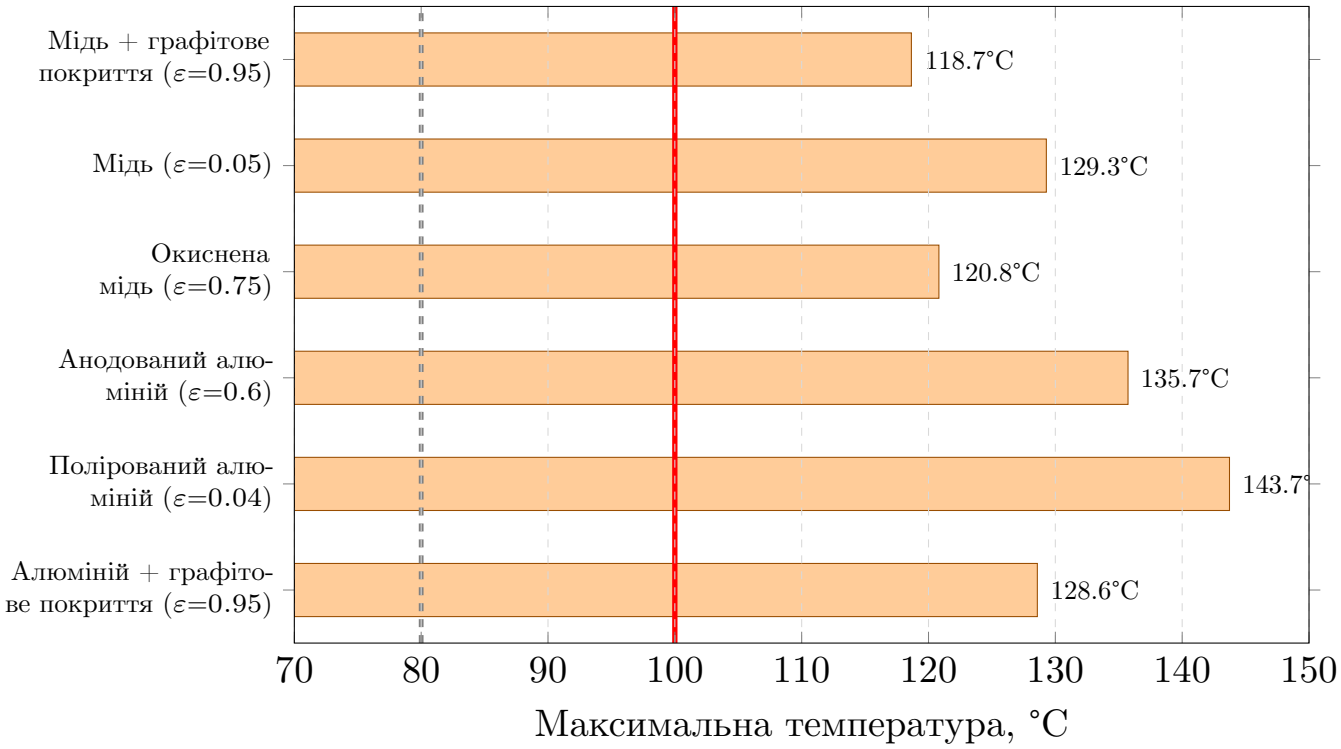

Рис. 3.8. Порівняння T_{max} за різних ε для природньої конвекції

Для вимушеної конвекції найкращий результат так само показав мідний радіатор з графітовим покриттям із коефіцієнтом емісії $\varepsilon = 0.95$, де $T_{max} = 76.6°C$.

Натомість найгірший результат ($T_{max} = 83.7°C$) було зафіксовано для полірованого алюмінію з низьким коефіцієнтом емісії ($\varepsilon = 0.04$), що на 9.1% вище за попередній зразок.

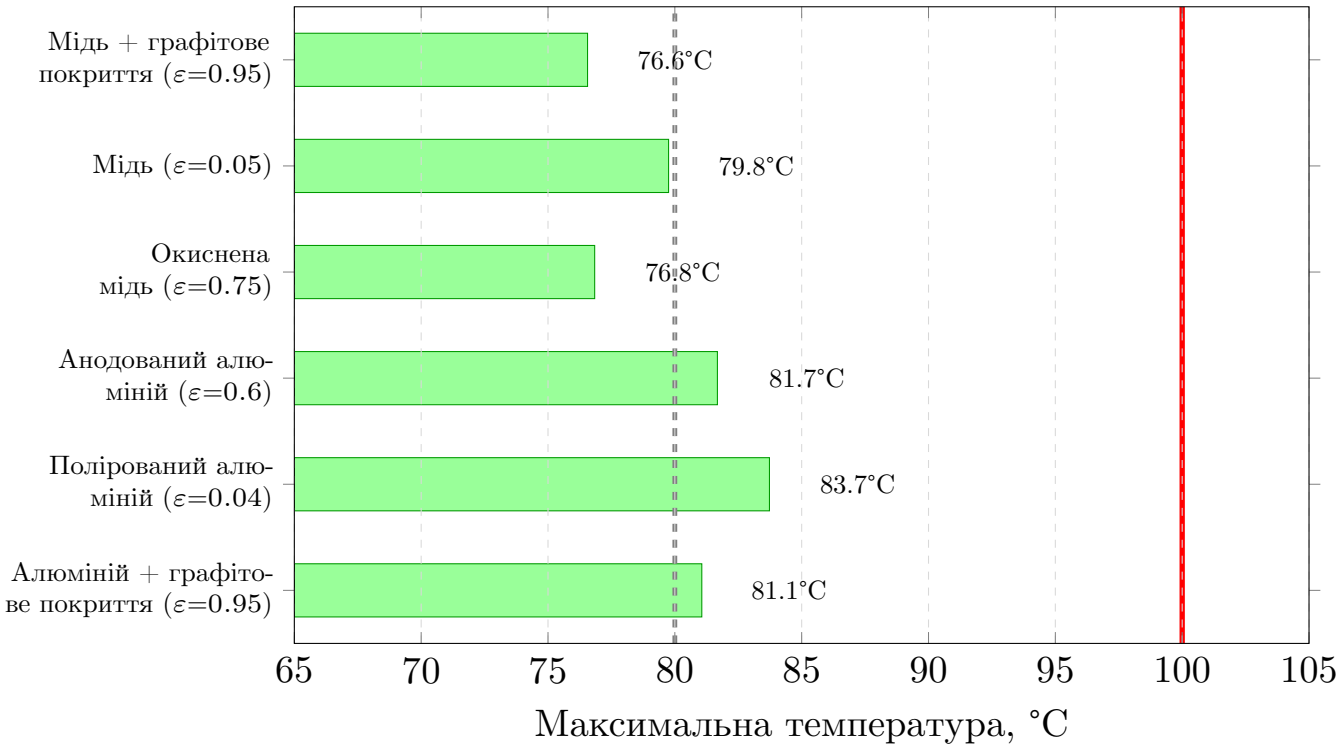

Рис. 3.9. Порівняння T_{max} за різних ε для вимушеної конвекції

Водночас варто зауважити, що хоча граничне значення температури становить $100^{\circ}C$, задля уникнення тротлігну (*throttling* — зниження тактової частоти процесора) оптимальним є діапазон $70 - 80^{\circ}C$. У зв'язку з цим матеріали, які спричиняють перевищення цього діапазону — зокрема анодований алюміній, алюміній із графітовим покриттям та полірований алюміній — не є придатними з огляду на ефективність теплообміну.

Втім, у випадках, коли критичною є вартість матеріалу, алюміній залишається допустимим варіантом, зважаючи на його доступність та низьку масу.

Проведено валідацію аналітичної моделі шляхом порівняння з результатами чисельного моделювання, що підтвердило її достовірність з середньою похибкою близько 0,48%. Отримано аналітичні співвідношення для визначення оптимальних геометричних параметрів ребер при заданих обмеженнях на використання матеріалу.

3.4. Висновки до розділу 3

Валідація аналітичної моделі підтвердила високу точність теоретичного підходу з середньою відносною похибкою лише 0,48% порівняно з результатами чисельного моделювання, що свідчить про коректність застосування аналітичних методів для первинної оцінки ефективності охолодження радіаторних систем.

Експериментальні дослідження чотирьох типів алюмінієвих радіаторів виявили суттєві відмінності в їх теплових характеристиках. Найкращу ефективність продемонстрував зразок 1 (полірований алюміній) з мінімальною стаціонарною температурою $73,81°C$, тоді як найгіршу — зразок 2 з температурою близько $90°C$.

Чисельне моделювання дозволило встановити коефіцієнт тепловіддачі $h = 11\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot °\text{C}}$ для умов природної конвекції та забезпечило надійну верифікацію експериментальних даних.

Параметричний аналіз геометрії виявив оптимальну конфігурацію радіатора:

- Висота ребер: 15–20 мм (забезпечує 13,48–18,76% зниження температури)
- Товщина основи: 4–5 мм (оптимальне співвідношення ефективності до маси)
- Кількість ребер: 7–11 (максимальна ефективність при прийнятному прирості маси)

Дослідження матеріалів і покриттів показало, що для природної конвекції жоден з досліджуваних матеріалів не забезпечує температуру нижче $100°C$, що робить пасивне охолодження неприйнятним. Для вимушеної конвекції найкращі результати показав мідний радіатор з графітовим покриттям ($\varepsilon = 0,95$) з максимальною температурою $76,6°C$.

ВИСНОВКИ

У результаті проведеного дослідження отримано наступні висновки:

1) Створено експериментальну установку з системою контролю температури на базі Arduino Nano та RTD-терморезистора, яка забезпечує точне відтворення реальних умов роботи електронних компонентів.

2) Побудовано комп'ютерну модель системи охолодження та виконано її калібрування за експериментальними даними. Отримано високий ступінь відповідності: максимальна похибка між числовими та експериментальними результатами становить 9,02%, що підтверджує достовірність моделі для подальшої оптимізації конструктивних параметрів.

3) Визначено оптимальні параметри радіатора:

- висота ребер: 15–20 мм ;
- товщина основи: 4–5 мм;
- кількість ребер: 7–11 штук;
- Мідний радіатор з графітовим покриттям ($\varepsilon = 0{,}95$) показав найкращі результати з максимальною температурою 76,6°C при вимушеній конвекції, що на 9,1% нижче за полірований алюміній.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Rupp K. 40 Years of Microprocessor Trend Data. — 2015.
2. Borkar S. Design challenges of technology scaling // IEEE Micro. — 1999. — Т. 19, № 4. — С. 23—29. — DOI: 10.1109/40.782564.
3. Bohr M. A 30 year retrospective on Dennard's MOSFET scaling paper // IEEE Solid-State Circuits Society Newsletter. — 2007. — Т. 12, № 1. — С. 11—13. — DOI: 10.1109/N-SSC.2007.4785534.
4. Dark silicon and the end of multicore scaling / H. Esmaeilzadeh [та ін.] // ACM SIGARCH Computer Architecture News. — 2011. — Т. 39, № 3. — С. 365—376. — DOI: 10.1145/2000064.2000108.
5. Black J. R. Electromigration failure modes in aluminum metallization for semiconductor devices // Proceedings of the IEEE. — 1969. — Т. 57, № 9. — С. 1587—1594. — DOI: 10.1109/PROC.1969.7340.
6. Pedram M., Nazarian S. Thermal Modeling, Analysis, and Management in VLSI Circuits: Principles and Methods // Proceedings of the IEEE. — 2006. — Т. 94, № 8. — С. 1487—1501. — DOI: 10.1109/JPROC.2006.879797.
7. Koomey J. Growth in data center electricity use 2005 to 2010. — Oakland, CA, 07.2011.
8. Review on Enhancement of Heat Transfer by Active Method / M. Jadhav [та ін.] // International Journal of Current Engineering and Technology. — 2016. — Т. 6. — С. 221—225.
9. "A REVIEW ON HEAT TRANSFER ENHANCEMENT BY PASSIVE METHODS" / M. T. Sonawane [та ін.] //. — 2016.
10. Jang D., Yook S.-J., Lee K.-S. Optimum design of a radial heat sink with a fin-height profile for high-power LED lighting applications // Applied Energy. —

2014. — Бер. — Т. 116. — С. 260—268. — DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.11.063.

11. Cuce E., Oztekin E., Cuce P. M. Heat transfer enhancement in cylindrical fins through longitudinal parabolic perforations // International Journal of Ambient Energy. — 2017. — Листоп. — Т. 40. — С. 1—23. — DOI: 10.1080/01430750.2017.1405282.

12. Muhammad E. H. A Comparison of the Heat Transfer Performance of a Hexagonal Pin Fin with Other Types of Pin Fin Heat Sinks //. — 2015.

13. Rathnasamy R., Karthikeyan R. Experimental Study of Performance of Pin Fin Heat Sink under Forced Convection. — 2016.

14. Wen M.-Y., Yeh C.-H. Natural convective performance of perforated heat sinks with circular pin fins // Heat and Mass Transfer. — 2015. — Жовт. — Т. 51, № 10. — С. 1383—1392. — DOI: 10.1007/s00231-015-1504-8.

15. Effendi N. S., Putra S. S. R., Kim K. J. Prediction methods for natural convection around hollow hybrid fin heat sinks // International Journal of Thermal Sciences. — 2018. — Т. 126. — С. 272—280. — ISSN 1290-0729. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.01.002.

16. An experimental and computational investigation of thermal air flows through perforated pin heat sinks / A. Al-Damook [та ін.] // Applied Thermal Engineering. — 2015. — Т. 89. — С. 365—376. — ISSN 1359-4311. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.036.

17. Ilzarbe J., Armendariz E., Esarte J. A Parametric Study of Heat Transfer for the Optimization of Fin Sinks // Journal of Advanced Thermal Science Research. — 2014. — Листоп. — Т. 1. — С. 3—8. — DOI: 10.15377/2409-5826.2014.01.01.1.

18. Numerical Optimization of a CPU Heat Sink Geometry / Z. Bangalee [та ін.] // CFD Letters. — 2021. — Бер. — Т. 13. — С. 1—15. — DOI: 10.37934/cfdl.13.3.115.

19. Khan U. A., Ullah H., Nawaz A. Design and Optimization of Heatsink for an Active CPU Cooler using Numerical Simulations // Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences. — 2023. — Листоп. — Т. 111, № 2. — С. 214—224. — DOI: 10.37934/arfmts.111.2.214224.

20. Design optimization of plate-fin heat sink with forced convection for single-module thermoelectric generator : тех. звіт. / T. Pujol [та ін.]. — 2023. — С. 119866. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119866.

21. Шнайдер П. Інженерні проблеми теплопровідності. — 1960. — С. 467.

22. Kraus A., Bar-Cohen A. Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment. — Hemisphere Publishing Corporation, 1983.

23. Holman J. P. Heat Transfer. — 10-е вид. — McGraw-Hill, 2010.

24. Aziz A., Momin M. Analytical Methods for Heat Transfer and Fluid Flow Problems. — Springer, 1992.

25. Intel Corporation. Intel® Core™ i5-1335U Processor (12M Cache, up to 4.60 GHz) – Specifications. — 2024.

ДОДАТКИ

Додаток А. Залежність температури від висоти ребра

Таблиця А.1

Залежність температури від висоти ребра

l, мм	$T,^\circ C$	m, г	Приріст маси, %	Зменшення температури, %
5	146,74	24,96	—	—
10	106,55	32,56	30,43	27,39
15	86,56	40,15	23,33	18,76
20	74,89	47,75	18,92	13,48
25	67,38	55,35	15,91	10,03
30	62,27	62,94	13,73	7,58
35	58,64	70,54	12,07	5,83
40	55,98	78,13	10,77	4,54

Додаток Б. Залежність температури від товщини основи

Таблиця Б.1

Залежність температури від товщини основи

w, мм	$T,^\circ C$	m, г	Приріст маси, %	Зменшення температури, %
1	80,94	34,73	—	—
2	78,79	39,07	12,50	2,66
3	76,80	43,41	11,11	2,52
4	74,89	47,75	10,00	2,49
5	73,04	52,09	9,09	2,47
6	71,29	56,43	8,33	2,40
7	69,63	60,77	7,69	2,32
10	65,19	73,79	21,43	6,38
15	59,35	95,50	29,41	8,96
20	54,99	117,20	22,73	7,34

Додаток В. Залежність температури від кількості ребер

Таблиця В.1

Залежність температури від кількості ребер

Кількість ребер	$T,^{\circ}C$	m, **г**	**Відстань між ребрами, мм**	**Приріст маси, %**	**Зменшення температури, %**
2	188,65	23,01	41	—	—
3	165,20	25,18	20	9,43	12,43
4	147,93	27,35	13	8,62	10,45
5	134,08	29,52	9,5	7,94	9,36
7	113,84	33,86	6	14,71	15,10
8	106,20	36,03	5	6,41	6,71
11	89,31	42,54	3,2	18,07	15,90
13	81,35	46,88	2,5	10,20	8,91
15	75,07	51,22	2	9,36	7,72
22	60,73	66,41	1	29,66	19,10