

**Міністерство освіти і науки України**  
**Український державний університет науки і технологій**

Управління енергетичними та економічними процесами

Інтелектуальні системи енергопостачання

**Пояснювальна записка**  
до кваліфікаційної роботи  
магістра

на тему: Дослідження процесів тепломасообміну в системі охолодження  
трубоелектрозварного агрегату  
за освітньою програмою Енергетичні та електромеханічні системи на  
транспорті  
зі спеціальності: 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Виконав: студент групи ЕЕ2221:



/ Антон БІЛОКОНЬ /

Керівник:



/ доцент Ірина ПОТАПЧУК /

Нормоконтролер:



/ доцент Ірина ПОТАПЧУК /

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

Студент



Дніпро – 2024 рік

**Ministry of Education and Science of Ukraine**  
**Ukrainian State University of Science and Technologies**

Energy and economic processes management

---

Intellectual power supply systems

---

**Explanatory Note**  
to Master's Thesis

on the topic: Study of heat and mass transfer processes in the cooling system of a pipe-electric welding unit.

according to educational curriculum Energy and electromechanical systems in transport

in the Speciality: 141 Power engineering, electrical engineering and electromechanics

---

Done by the student of the group EE2221:

/ Bilokon Anton /



Scientific Supervisor:

/ Ass. Prof. Iryna Potapchuk /

Normative controller :

/ Ass. Prof. Iryna Potapchuk /

Dnipro – 2024

**Міністерство освіти і науки України**  
**Український державний університет науки і технологій**

Факультет: Управління енергетичними та економічними процесами

Кафедра: Інтелектуальні системи енергопостачання

Рівень вищої освіти: Другий (магістерський)

Освітня програма: Енергетичні та електромеханічні системи на транспорті

Спеціальність: 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ІСЕ  
 Дмитро БОСІЙ

Дата 11.01.2024

**З А В Д А Н Н Я**

на кваліфікаційну роботу

магістр з електроенергетики,  
електротехніки та електромеханіки

студенту Білоконю Антону Івановичу

1. Тема роботи: “ Дослідження процесів тепломасообміну в системі охолодження трубоелектрозварного агрегату”.

Керівник роботи: Потапчук Ірина Юріївна, к.т.н., доцент

затверджені наказом від

"18 " 01 2023 р. № 56ст

2. Строк подання студентом роботи: 11.01.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи:

Діаметр та товщина стінки труб, швидкість їх руху у трубоелектрозварному агрегаті, локальна початкова температура труб до і після зварювання, початкова температура охолоджуючих рідин і повітря, теплофізичні властивості охолоджуючих рідин, металу та повітря.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Визначення технічної характеристика системи охолодження

4.2 Визначення теплової характеристика градирні

4.3 Визначення розподілу температури в перерізі труби після зварювання за допомогою математичного моделювання

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Схема системи охолодження та холодильника електрозварних труб. 2. Рівняння математичної моделі. 3. Залежності для коефіцієнтів тепловіддачі. 4. Результати розрахунків. 5. Висновки.

## 6. Консультанти розділів роботи:

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Завдання видав:<br>(підпис консультанта, дата) | Завдання прийняв:<br>(підпис студента, дата) |
|--------|-------------------------------------------|------------------------------------------------|----------------------------------------------|
|        |                                           |                                                |                                              |
|        |                                           |                                                |                                              |
|        |                                           |                                                |                                              |
|        |                                           |                                                |                                              |

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів кваліфікаційної роботи                               | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|-------------------------------------------------------------------|-------------------------------|----------|
| 1     | Технічна характеристика системи охолодження                       | 15.09.2023                    |          |
| 2     | Теплова характеристика градирні                                   | 12.11.2023                    |          |
| 3     | Розподіл температури в перерізі труби після зварювання            | 25.12.2023                    |          |
| 4     | Подання кваліфікаційної роботи до кафедри                         | 11.01.2024                    |          |
| 5     | Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії | 16.01.2024                    |          |

Студент Антон БІЛОКОНЬ

Керівник роботи Ірина ПОТАПЧУК





## РЕФЕРАТ

Магістерська робота: 73 сторінки, 3 частини, 22 рисунки, 4 таблиці, 5 використаних джерел.

Об'єкт дослідження – процеси теплообміну, що відбуваються при охолодження електрозварних труб.

Мета роботи – розробка математичної моделі, проведення розрахунків та обґрунтування параметрів системи охолодження електрозварних труб.

Методи дослідження – аналітичні методи розрахунку, чисельні методи розв'язку диференціальних рівнянь.

Одержані результати – в роботі розроблено математичну модель, проведено розрахунки та обґрунтування параметрів системи охолодження електрозварних труб.

Визначено, що при швидкості виготовлення труб 25...80 м/хв, зовнішньому діаметрі труб 60,3...259 мм, товщині стінки 1,5...9 мм необхідна середня температура труб 50 °С досягається при витраті охолоджуючої рідини в холодильнику 50 м<sup>3</sup>/год, дисперсності розпилювання форсунками (середній діаметр краплин по Заутеру) 500 мкм та їх швидкості біля поверхні труби 10 м/с.

Отримані результати дозволяють скоротити витрату охолоджуючої труб рідини, що зменшує питомі витрати енергії на перекачування і, як наслідок, зменшує собівартість продукції.

Ключові слова: ТРУБОЕЛЕКТРОЗВАРНИЙ АГРЕГАТ, ХОЛОДИЛЬНИК, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ. ЧИСЕЛЬНИЙ МЕТОД, ВИТРАТА РІДИНИ, ДИСПЕРСНІСТЬ РОЗПИЛЮВАННЯ.

## ЗМІСТ

|                                                                                    |    |
|------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП.....                                                                         | 7  |
| 1 ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ.....                                 | 9  |
| 1.1 Опис і обґрунтування вибраної конструкції.....                                 | 11 |
| 1.2 Опис конструкції і принципу дії системи охолодження.....                       | 11 |
| 1.3 Розрахунок системи охолодження та кожухотрубного теплообмінника...             | 11 |
| 1.4 Розрахунок тепловіддачі та гідравлічного опору в кільцевому каналі.....        | 15 |
| 1.5 Тепловіддача і гідравлічний опір у внутрішньому каналі.....                    | 17 |
| 1.6 Тепловіддача і гідравлічний опір в трубному пучку в кожусі теплообмінника..... | 19 |
| 1.7 Тепловіддача і гідравлічний опір у вхідному і вихідному колекторі.....         | 23 |
| 1.8 Теплова потужність теплообмінника.....                                         | 26 |
| 2 ТЕПЛОВА ХАРАКТЕРИСТИКА ГРАДИРНІ.....                                             | 30 |
| 2.1 Математична модель розрахунку градирні .....                                   | 30 |
| 2.2. Витрата повітря через градирню.....                                           | 41 |
| 3 РОЗПОДІЛ ТЕМПЕРАТУРИ В ПЕРЕРІЗІ ТРУБИ ПІСЛЯ ЗВАРЮВАННЯ...47                      |    |
| 3.1 Вихідні дані до розрахунку.....                                                | 47 |
| 3.2 Граничні умови.....                                                            | 49 |
| 3.3 Метод контрольного об'єму.....                                                 | 49 |
| 3.4 Рішення алгебраїчних рівнянь дискретного аналога.....                          | 56 |
| 3.5 Метод розрахунку алгебраїчних рівнянь.....                                     | 57 |
| 3.5.1 Метод релаксації.....                                                        | 57 |
| 3.6 Визначення коефіцієнтів тепловіддачі.....                                      | 63 |
| 4 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ТА АНАЛІЗ.....                                            | 68 |
| ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....                                                      | 72 |
| ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....                                                              | 73 |

## ВСТУП

Вперше ідея застосування струмів високої частоти (СВЧ) для зварки металів була запропонована в 1946 р. А. В. Улітовским, С. Д. Богословським, Б. Д. Страстьєвим і Б. М. Степауовим. У 50-ті роки почались інтенсивні дослідження по створенню технології і устаткування для високочастотної зварки труб, а дещо пізніше і для оболонок кабелю і профілів. Був створений спосіб промислового застосування високочастотної зварки, при якому виріб перед зварювальним вузлом формується з виді заготовки зV-подібною щілиною між зварюваними кромками. До кромок за допомогою ковзних контактів або індуктором підводиться СВЧ так, щоб він проходив від однієї кромки до іншої через місце їх сходження. Внаслідок поверхневого ефекту і ефекту близькості, який у міру зближення кромок посилюється, досягається висока концентрація струму в місці сходження кромок.

Сприятливий розподіл струму, високий ступінь концентрації потужності забезпечують можливість ведення процесу з оплавленням тонкого шару на поверхні зварюваних кромок і отримання міцного якісного зварного з'єднання. Нагріті кромки виробу обжимаються за допомогою валів і зварюються. Якість зварного з'єднання і витрата електроенергії тісним чином пов'язані з особливостями протікання СВЧ по провідниках.

Високочастотна зварка тиском знайшла найбільше застосування у виробництві прямошовних труб малого і середнього діаметрів. Кількість трубоелектрозварювальних агрегатів, що працюють в світі, з використанням методу високочастотної зварки обчислюється сотнями; їх виробництвом і розповсюдженням займаються найбільші фірми розвинених країн, безперервно наростає їх технічний рівень, поглинаючи всі останні досягнення науки і техніки.

У виробництві труб діаметром 10...600 мм домінував метод високочастотної зварки, витіснивши інші автоматизовані види, залишивши лише незначне місце способу зварки опором на постійному струмі.

|     |      |             |        |      |                          |      |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|------|
|     |      |             |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                          | 7    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |      |

Широке застосування прямошовних труб, що отримані методом високочастотної зварки, визначається універсальністю і безперервним його вдосконаленням, що дозволило в останнє десятиліття відчутно підвищити якість зварних труб. Разом з традиційними масовими їх споживачами — машинобудуванням і будівельними конструкціями — вони знаходять все більш широке застосування в нафто і газодобуванні. Так, в США виробництво зварних труб для цих цілей досягло 30 % від загального випуску; крупні потужності по виробництву обсадних і насосно-компресорних труб введені в Японії. В світі здійснено введення нових потужностей по виробництву зварних обсадних і насосно-компресорних труб з суттєвим річним виробництвом. При цьому капіталовкладень потрібно на 30..40 % менше, а витрати на виробництво на 20...30 % нижче, ніж при виробництві гарячекатаних труб.

#### **Публікації.**

Білоконь А. І., Потапчук І. Ю., Жевжик О. В. Математичне моделювання процесів теплообміну в системі охолодження трубоелектрозварного агрегату // European scientific congress. Proceedings of the 12th International scientific and practical conference. Barca Academy Publishing. Madrid, Spain. 2023. P. 143-147.

|     |      |             |        |      |                          |      |
|-----|------|-------------|--------|------|--------------------------|------|
|     |      |             |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ | Лист |
|     |      |             |        |      |                          | 8    |
| Зм. | Арк. | № документа | Підпис | Дата |                          |      |



## 1 ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Система охолодження, що розробляється, застосовуються на ТЕСА 60-219 і призначена для охолодження електрозварних труб, установки високочастотної зварки (ВЧЗ) і два гідронасосних станцій (ГНС).

Технічна характеристика системи охолодження наведена в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Технічна характеристика системи охолодження

|                                                |                             |
|------------------------------------------------|-----------------------------|
| Система охолодження                            |                             |
| теплова потужність, кВт                        | 856                         |
| витрата води, м <sup>3</sup> /год              | 147,23                      |
| перепад температур, °С                         | 5                           |
| Теплообмінник ЗОР                              |                             |
| теплова потужність, кВт                        | 492                         |
| витрата охолоджуючої води, м <sup>3</sup> /год | 116,53                      |
| перепад температур води, °С                    | 3,6                         |
| витрата ЗОР м <sup>3</sup> /год                | 80                          |
| перепад температур ЗОР                         | 5,3                         |
| температура охолоджуючої води, °С              | не більше 30                |
| температура охолоджуючої води, °С              | на вході 30<br>на виході 50 |
| температура ЗОР                                | на вході 50<br>на виході 30 |
| гідравлічний опір м. вод. ст.                  | не більше 5                 |
| ВЧЗ                                            |                             |
| теплова потужність, кВт                        | 240                         |
| витрата води, м <sup>3</sup> /год              | 20,7                        |
| перепад температур води, °С                    | 10.0                        |
| гідравлічний опір кПа                          | 48                          |
| ГНС                                            |                             |

Продовження таблиці 1.1

|                                     |              |
|-------------------------------------|--------------|
| ГНС                                 |              |
| Витрата води, м <sup>3</sup> /год   | 25           |
| перепад температур води, °С         | 10           |
| теплова потужність, кВт             | 258          |
| Насоси подачі води                  |              |
| витрата, м <sup>3</sup> /год        |              |
| тиск, МПа                           |              |
| насоси подачі ЗОР                   |              |
| витрата, м <sup>3</sup> /ч          |              |
| тиск, МПа                           |              |
| холодильник зварних труб            |              |
| довжина ширина висота               |              |
| діаметр зварюваних труб, мм         | 60÷259       |
| товщина стінки, мм                  | 1,59         |
| швидкість руху труб, м/мін          | 25÷80        |
| тиск ЗОР, МПа                       | 0,3          |
| витрата ЗОР, м <sup>3</sup> /год    | 50           |
| температура охолодженої труби, °С   | не більше 50 |
| форсунки                            | відцентрові  |
| кількість                           | 156          |
| витрата води при тиску 0,3 МПа л/хв | 6            |
| кут розкриття факела, град          | 45           |

## 1.1 Опис і обґрунтування вибраної конструкції

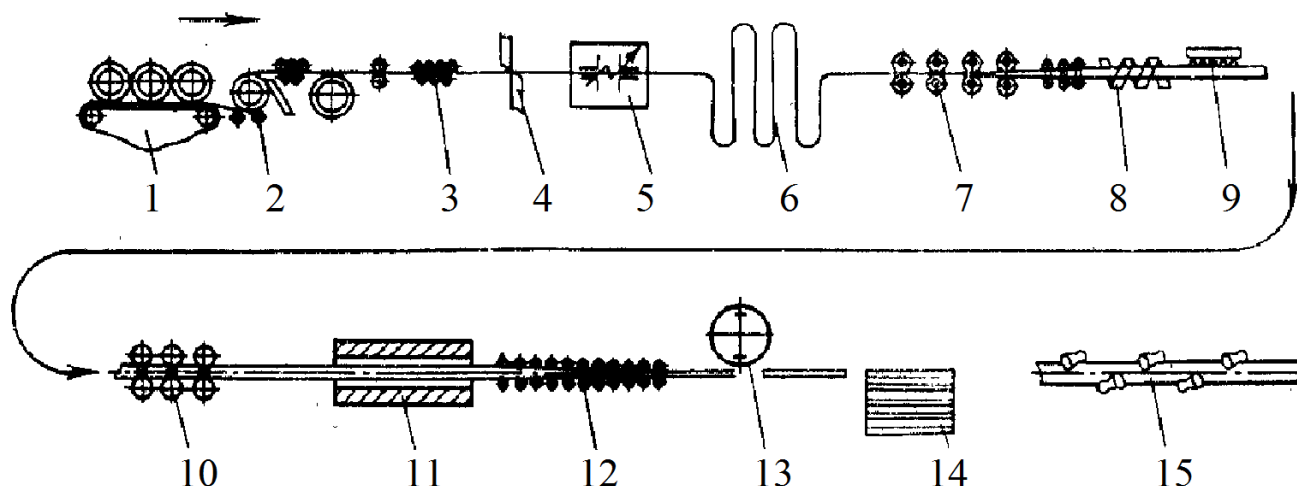


Рисунок 1.1 – Принципова схема агрегату для високочастотної зварки прямошовних труб

Заздалегідь розкrojена на потрібний розмір рулонна стрічка поворотним краном подається на конвеєр 1 і розмотувач 2, потім правиться у валковій машині 3 і після обрізання кінців за допомогою ножиць 4 зварюється в безперервну стрічку на стыковзварювальній машині 5. Грат, що утворилися при зварці, віддаляються гратознімачем. Петлестворювач 6 призначений для створення запасу стрічки перед формувальним станом і забезпечення безперервного процесу виробництва труби під час обрізання і зварки кінців стрічки і зняття грат. Приводними роликми, що тягнуть, стрічка подається у формувальний стан 7. В деяких випадках перед формуванням кромки стрічки обрізаються на дискових ножицях.

Формувальний стан складається з горизонтальних і вертикальних клітей. Сформована трубна заготовка поступає в зварювальну машину 8, де проводиться нагрів кромки і формування зварного з'єднання. Грат, що утворилися при цьому, знімаються із зовнішньої поверхні труби, а при необхідності і з внутрішньої за допомогою різцевого гратознімача. Зварена трубна заготовка охолоджується до температури 50...60 °C у холодильнику 9 водоповітряною сумішшю, яка подається на поверхню труби через систему сопел. Остаточне калібрування заготовки по діаметру здійснюється на стані 10, що складається з клітей з

вертикальними і горизонтальними валяннями. При цьому можливе отримання як циліндровою, так і квадратною, прямокутною або складнішого перетину заготовки. У разі потреби локальної термообробки зварного шва індукційні нагрівальні пристрої розташовуються безпосередньо після гратознімача, а потім пристрою регульованого водоповітряного охолодження нагрітого шва і заготовки.

Подовжня кривизна труб усувається в правильній кліті, що має дві послідовно розташовані чотиривалкові обойми. Надалі заготівка поступає або в стан гарячого редукування 12, пройшовши нагрів в індукційній печі 11 і резку на летючій пилі 13, або на трубоотрезной верстат, а потім на ділянки термообробки, правки і обробки 14 і 15.

Агрегат забезпечується приладами і пристроями автоматичного контролю і управління основними технологічними операціями, апаратурою контролю і отбраковки звареної трубної заготовки.

## 1.2 Опис конструкції і принципу дії системи охолодження

До складу системи охолодження входять (рис. 1.2) споживачі охолодженої води: ТЕСА 60-219, ВЧЗ і дві гідронасосні станції; теплообмінні апарати: холодильник зварної труби, теплообмінник охолодження ЗОР, теплообмінники ВЧС і гідронасосних станцій, вентилятор малогабаритна градирня; місткість збору ЗОР. Подача ЗОР і охолоджуючої води здійснюється відцентровими насосами за системою трубопроводів.

## 1.3 Розрахунок системи охолодження та кожухотрубного теплообмінника

Відноситься до теплотехніки, зокрема, охолодження однієї рідини іншою рідиною, схильною до утворення осаджень на трубах.

Відомий кожухотрубний теплообмінник [1] в складі кожуха, трубних решіток з закріпленим в них нерухомо трубним пучком, входної і вихідної камер охолоджуваної рідини, патрубків.

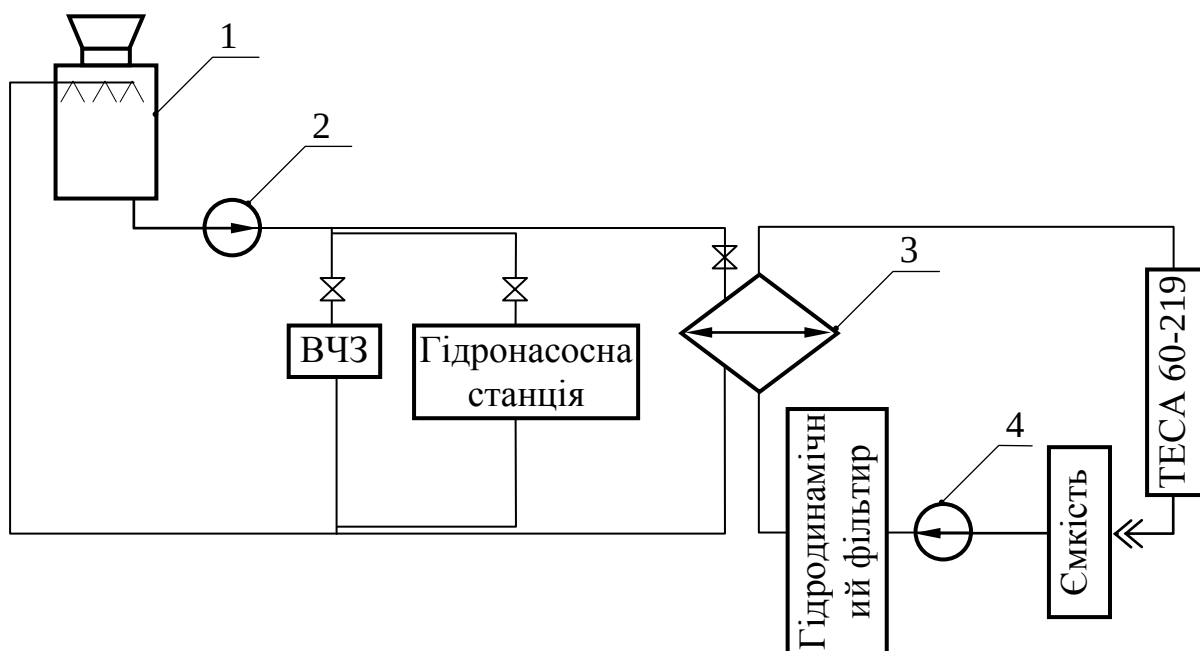
Недоліком теплообмінника є малий перепад температур охолоджуваної рідини  $1 \div 3$  К/м довжини труби і складнощі очищення відкладень на трубному пучку.

Відомий кожухотрубний теплообмінник [2] з перепадом температур охолоджуваної рідини  $1,5 \div 5$  К/м довжини труби, який має в своєму складі

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 12 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |



нагрівальні елементи труба в трубі, кожух, трубні решітки з установленими в них нерухомо зовнішніми трубами, трубні дошки з торцевим ущільненням внутрішніх труб, опорних кілець з стопорними болтами для кріплення дошок, входної і вихідної камер охолоджуваної та охолоджуючої рідин, патрубків (прототип).



1 - вентиляторна градильня, 2 - насос подачі охолодженої води, 3 - теплообмінник зварних труб,  
4 - насос подачі ЗОР

Рисунок 1.2– Схема системи охолодження

Суттєві ознаки винаходу збіжні з прототипом: нагрівальні елементи типу труба в трубі, кожух, трубні решітки, входна і вихідна камери охолоджуваної та охолоджуючої рідин, патрубки.

Недоліком теплообмінника, прийнятого за прототип, є складнощі очищення відкладень з зовнішніх труб, установлених нерухомо в трубних решітках і ненадійне ущільнення внутрішніх труб в трубних дошках.

Завданням винаходу є удосконалення вузлів кріплення труб в трубних решітках і за рахунок цього забезпечення очищення труб, підвищення надійності і довговічності теплообмінника.

Це завдання вирішується тим, що кінці труб ущільнені по циліндричній поверхні з можливістю осьового переміщення у втулках, закріплених на трубних решітках, а також тим, що кожух виконаний з двох секцій з роз'ємним стиком. Завдяки новому виконанню кріплення кінців зовнішньої і внутрішньої труб в трубних решітках з ущільненням по циліндричній поверхні забезпечується осьове переміщення труб і знімаються температурні напруги в вузлах кріплення, внаслідок чого підвищується надійність теплообмінника. Нові вузли кріплення труб та виконання кожуха з двох секцій з роз'ємним стиком забезпечують можливість розбирання труб для очищення від осаджень та їх повторне застосування, чим підвищується довговічність теплообмінника.

Теплообмінник складається з вхідної камери охолоджуваної рідини з патрубком, теплообмінних елементів типу труба в трубі з внутрішньої і зовнішньої труб, між якими утворена кільцева щілина, вихідної камери охолоджуваної рідини з патрубком 6, вхідної камери охолоджуючої рідини з патрубком, колектора, вихідної камери охолоджуючої рідини з патрубком і перетинкою, нижньої секції кожуха з патрубком і верхньої секції з патрубком, трубних решіток з втулками для розміщення внутрішніх труб з ущільненням, трубних решіток з втулками для розміщення зовнішніх труб з ущільненням.

Охолоджувана рідина подається у вхідну камеру через патрубок, охолоджується в кільцевих щілинах між внутрішньою і зовнішньою трубами і з вихідної камери витікає через патрубок.

Охолоджуюча рідина  $\approx 2/3$  від загальної витрати подається в колектор через патрубок 8, перетікає по внутрішніх трубах в колектор, з якого опускається по внутрішніх трубках в камеру і витікає через патрубок.

Інша частина охолоджуючої рідини подається в нижню секцію кожуха через патрубок, рухається по міжтрубному простору в верхню секцію і витікає через патрубок.

Розміщенням кінців зовнішніх і внутрішніх труб теплообмінних елементів з ущільненням по циліндричній поверхні у втулках забезпечуються температурна компенсація подовження труб, очистка або заміна труб з відкладеннями на

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 14 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

стінках для підтримання теплової характеристики теплообмінника при експлуатації.

#### 1.4 Розрахунок тепловіддачі та гідравлічного опору в кільцевому каналі

Схема до розрахунку показана на Рис. 1.3.

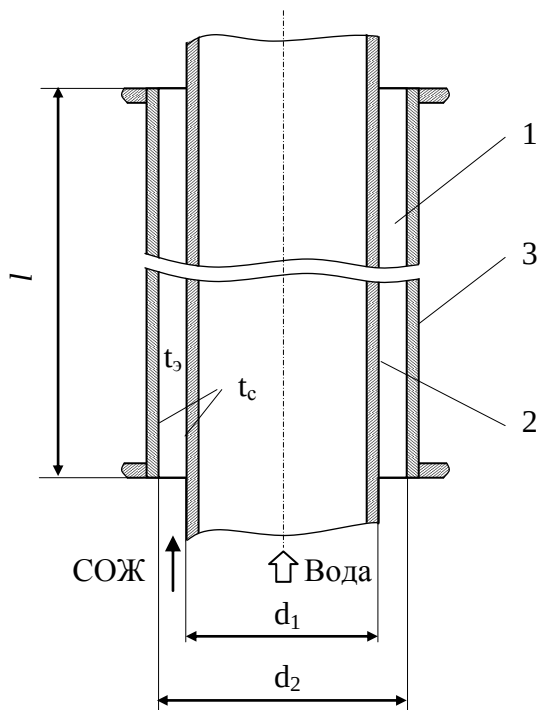


Рисунок 1.3 – Схема кільцевого каналу

Початкові дані:

зовнішній діаметр внутрішньої труби  $d_1=32$  мм, внутрішній діаметр зовнішньої труби  $d_2=39,6$  мм, довжина каналу  $l=1,2$  м, кількість каналів  $n=120$ ; об'ємна витрата емульсола  $Q=80$  м<sup>3</sup>/год, температура емульсола на вході в кільцевий канал  $t_{вх}=50^{\circ}\text{C}$ , температура стінок каналу  $t_{ст}=40^{\circ}\text{C}$ .

Розрахунок виконаний згідно [1].

Теплофізичні властивості емульсола на вході в канал по температурі  $t_{вх}=50^{\circ}\text{C}$ : щільність  $\rho=988,1$  кг/м<sup>3</sup>, теплопровідність  $\lambda=64,8 \cdot 10^{-2}$  Вт/м<sup>2</sup> К, динамічна в'язкість  $\mu=549,4 \cdot 10^{-6}$  Па.с, число Прандтля  $Pr=3,54$ ; на стінці каналу по температурі  $t_c=40^{\circ}\text{C}$ : щільність  $\rho=992,2$  кг/м<sup>3</sup>, теплопровідність  $\lambda=63,5 \cdot 10^{-2}$  Вт/м<sup>2</sup> К, динамічна в'язкість  $\mu=653,3 \cdot 10^{-6}$  Па.с, число Прандтля  $Pr_c=4,31$ .

Швидкість емульсола в каналі

$$U = \frac{4Q}{\pi n(d_2^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 80 / 3600}{3,14 \cdot 120 \cdot (0,0396^2 - 0,032^2)} = 0,433 \text{ м/с.}$$

Гідравлічний діаметр каналу

$$d_r = d_2 - d_1 = 0,0396 - 0,032 = 0,0076 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho U d_r}{\mu} = \frac{988,1 \cdot 0,433 \cdot 0,0076}{549,4 \cdot 10^{-6}} = 5923.$$

Число Нуссельта для кільцевого каналу при тепловіддачі через обидві стінки каналу

$$Nu = Nu_r \frac{0,86 \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^{0,84} + \left[ 1 - 0,14 \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^{0,6} \right]}{1 + \frac{d_1}{d_2}},$$

Число Нуссельта для циліндрового каналу ( $0 < d/l < 1$ ,  $0,6 < Pr < 2000$ ,  $2300 < Re < 10^6$ )

$$Nu_r = \frac{\zeta}{8} \frac{(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\zeta}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d_r}{l} \right)^{2/3} \right],$$

де  $\zeta = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}$ ;

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 16 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

$$\zeta = (1,82 \lg 5923 - 1,64)^{-2} = 0,0366,$$

$$Nu_{\tau} = \frac{0,0366}{8} \frac{(5923 - 1000) \cdot 3,54}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,0366}{8}} (3,54^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{0,0076}{1,2} \right)^{2/3} \right] = 38,6,$$

$$Nu = 38,6 \cdot \frac{0,86 \cdot \left( \frac{0,032}{0,0396} \right)^{0,84} + \left[ 1 - 0,14 \cdot \left( \frac{0,032}{0,0396} \right)^{0,6} \right]}{1 + \frac{0,032}{0,0396}} = 34,1.$$

Коефіцієнт тепловіддачі в кільцевому каналі

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_r} = \frac{34,1 \cdot 64,8 \cdot 10^{-2}}{0,0076} = 2907 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

Коефіцієнт опору по формулі Блаузіуса

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25} = 0,3164 \cdot 5923^{-0,25} = 0,036.$$

Опір тертя кільцевого каналу

$$\Delta P^{к.к.} = \lambda \frac{1}{d_r} \frac{\rho V^2}{2} = 0,036 \cdot \frac{1,2}{0,0076} \cdot \frac{988,1 \cdot 0,433^2}{2} = 527 \text{ Па.}$$

### 1.5 Тепловіддача і гідравлічний опір у внутрішньому каналі

Схема до розрахунку показана на рис. 1.3.

Початкові дані.

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 17 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |



Внутрішній діаметр каналу  $d=0,0296$  м, довжина каналу  $l=1,8$  м. Об'ємна витрата води  $Q=74$  м<sup>3</sup>/ч, температура води на вході в канал  $t_{\text{вх}}=30^{\circ}\text{C}$ , температура стінок каналу  $t_{\text{ст}}=40^{\circ}\text{C}$ .

Розрахунок виконаний згідно [1].

Теплофізичні властивості води на вході в канал по температурі  $t_{\text{вх}}=30^{\circ}\text{C}$ : щільність  $\rho=995,7$  кг/м<sup>3</sup>, теплопровідність  $\lambda=61,8 \cdot 10^{-2}$  Вт/м<sup>2</sup> К, динамічна в'язкість  $\mu=801,5 \cdot 10^{-6}$  Пас, число Прандтля  $Pr=5,42$ ; на стінці каналу по температурі  $t_{\text{ст}}=40^{\circ}\text{C}$ : щільність  $\rho=992,2$  кг/м<sup>3</sup>, теплопровідність  $\lambda=63,5 \cdot 10^{-2}$  Вт/м<sup>2</sup> К, динамічна в'язкість  $\mu=653,3 \cdot 10^{-6}$  Пас, число Прандтля  $Pr=4,31$ .

Швидкість води в каналі

$$U = \frac{4Q}{\pi n d^2} = \frac{4 \cdot 74 / 3600}{3,14 \cdot 60 \cdot 0,0296^2} = 0,498 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho U d}{\mu} = \frac{995,7 \cdot 0,498 \cdot 0,0296}{801,5 \cdot 10^{-6}} = 18312.$$

Число Нуссельта ( $0 < d/l < 1$ ,  $0,6 < Pr < 2000$ ,  $2300 < Re < 10^6$ )

$$Nu_T = \frac{\zeta}{8} \frac{(Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\zeta}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d_r}{l} \right)^{2/3} \right],$$

де  $\zeta = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}$ ;

$$\zeta = (1,82 \lg 18312 - 1,64)^{-2} = 0,0267,$$

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 18 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

$$Nu_r = \frac{0,0267}{8} \frac{(18312 - 1000) \cdot 5,42}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,0267}{8}} (5,42^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{0,0296}{1,8} \right)^{2/3} \right] = 297,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{297,6 \cdot 61,8 \cdot 10^{-2}}{0,0296} = 6212 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

Коефіцієнт опору

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25} = 0,3164 \cdot 9892^{-0,25} = 0,0317.$$

Опір тертя внутрішнього каналу

$$\Delta P^B = \lambda \frac{1}{d_r} \frac{\rho V^2}{2} = 0,0317 \cdot \frac{1,8}{0,0296} \cdot \frac{995,7 \cdot 0,269^2}{2} = 69 \text{ Па}.$$

## 1.6 Тепловіддача і гідравлічний опір в трубному пучку в кожусі теплообмінника

Схема до розрахунку показана на рис. 1.4.

Охолоджувальна вода надходить через патрубок 1 в кожух 2 і, рухаючись міжтрубним простором, охолоджує трубки 3 і витікає через патрубок 4. Оскільки патрубки 1 і 4 розташовані на різній висоті, то обтікання трубок відбувається під кутом  $\approx 48^\circ$ .

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 19 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

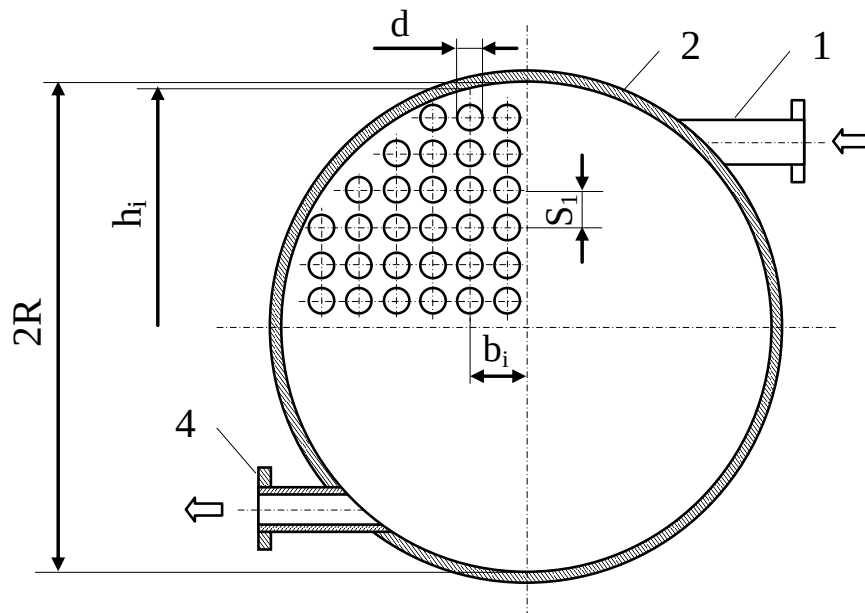


Рисунок 1.4 – Схема до розрахунку трубному пучку в кожусі теплообмінника

#### Початкові дані

Об'ємна витрата води  $Q=40 \text{ м}^3/\text{год}$ , температура води на вході  $t_{\text{вх}}=30^\circ\text{C}$ , температура стінок каналу  $t_{\text{ст}}=40^\circ\text{C}$ .

Діаметр кожуха  $2R=0,8 \text{ м}$ , зовнішній діаметр трубок  $d=42 \text{ мм}$ , довжина трубок  $l=1,2 \text{ м}$ , кількість трубок  $n=120$ , крок між трубками  $S_1=60 \text{ мм}$ .

Розрахунок виконаний згідно [1].

Теплофізичні властивості води на вході в канал по температурі  $t_{\text{вх}}=30^\circ\text{C}$ : щільність  $\rho=995,7 \text{ кг/м}^3$ , теплопровідність  $\lambda=61,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ , динамічна в'язкість  $\mu=801,5 \cdot 10^{-6} \text{ Пас}$ , число Прандтля  $Pr=5,42$ ; на стінці каналу по температурі  $t_c=40^\circ\text{C}$ : щільність  $\rho=992,2 \text{ кг/м}^3$ , теплопровідність  $\lambda=63,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ , динамічна в'язкість  $\mu=653,3 \cdot 10^{-6} \text{ Пас}$ , число Прандтля  $Pr=4,31$ .

#### Кут сектора

$$\beta_i = \arccos \frac{b_i}{R},$$

де  $b_i$  – відстань від ряду труб до осі.

Хорда, по якій розташовані трубки

$$h_i = 2R \sin \beta.$$

Швидкість води у вільному від труб поперечному перетині каналу

$$W_i = \frac{Q}{hl}.$$

Середня швидкість при обтіканні пучка труб

$$W = \frac{\sum_i n_i W_i}{n}.$$

Результати розрахунку середньої швидкості приведені в таблиці 1.2

Таблиця 1.2 – Результати розрахунку середньої швидкості

| №  | $n_i$ | $b_i$ , м | $\beta$ град | $h_i$ , м | $W_i$ , м/с | $W$ , м/с |
|----|-------|-----------|--------------|-----------|-------------|-----------|
| 1  | 6     | 0,33      | 34,4         | 0,452     | 0,0205      | 0,0137    |
| 2  | 8     | 0,27      | 47,5         | 0,590     | 0,0157      |           |
| 3  | 10    | 0,21      | 58,3         | 0,681     | 0,0140      |           |
| 4  | 12    | 0,15      | 68,0         | 0,741     | 0,0125      |           |
| 5  | 12    | 0,09      | 77,0         | 0,779     | 0,0119      |           |
| 6  | 12    | 0,03      | 85,7         | 0,798     | 0,0116      |           |
| 7  | 12    | 0,03      | 85,7         | 0,798     | 0,0116      |           |
| 8  | 12    | 0,09      | 77,0         | 0,779     | 0,0119      |           |
| 9  | 12    | 0,15      | 68,0         | 0,741     | 0,0125      |           |
| 10 | 10    | 0,21      | 58,3         | 0,681     | 0,0140      |           |
| 11 | 8     | 0,27      | 47,5         | 0,590     | 0,0157      |           |
| 12 | 6     | 0,33      | 34,4         | 0,452     | 0,0205      |           |

Число Рейнольдса при обтіканні труб

$$Re = \frac{\rho W d}{\nu} = \frac{995,7 \cdot 0,0137 \cdot 0,042}{801,5 \cdot 10^{-6}} = 715.$$

Число Нуссельта при перпендикулярному обтіканні труб

$$\begin{aligned} Nu_{\perp} &= 0,26 Re^{0,65} Pr^{0,33} \left( \frac{d}{S_1} \right)^{0,15} \left( \frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} = \\ &= 0,26 \cdot 715^{0,65} \cdot 5,42^{0,33} \cdot \left( \frac{0,042}{0,06} \right)^{0,15} \cdot \left( \frac{5,42}{4,31} \right)^{0,25} = 32,7. \end{aligned}$$

Поправка на не перпендикулярність обтікання труб [2]  $\varphi=0,85$ . Тоді, число Нуссельта

$$Nu = \varphi Nu_{\perp} = 0,85 \cdot 32,7 = 27,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{27,8 \cdot 61,8 \cdot 10^{-2}}{0,042} = 409 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

Швидкість обтікання труб в пучку

$$W_b = W \frac{S_1}{S_1 - d} = 0,0137 \cdot \frac{0,06}{0,06 - 0,042} = 0,046 \text{ м/с}.$$

Опір при обтіканні коридорного трубного пучка

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 22 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

$$\Delta P = Eu \frac{\rho W_b^2}{2} z,$$

де  $z$  –число рядів труб.

Число Рейнольдса за швидкістю обтікання

$$Re = \frac{\rho W_b d}{\nu} = \frac{995,7 \cdot 0,046 \cdot 0,042}{801,5 \cdot 10^{-6}} = 2400.$$

Число Ейлера при квадратному розташуванні труб і відношенні  $S_1/d=1,43$

$$\begin{aligned} Eu &= 0,235 + \frac{0,197 \cdot 10^4}{Re} - \frac{0,124 \cdot 10^8}{Re^2} + \frac{0,312 \cdot 10^{11}}{Re^3} - \frac{0,274 \cdot 10^{14}}{Re^4} = \\ &= 0,235 + \frac{0,197 \cdot 10^4}{2400} - \frac{0,124 \cdot 10^8}{2400^2} + \frac{0,312 \cdot 10^{11}}{2400^3} - \frac{0,274 \cdot 10^{14}}{2400^4} = 0,334. \end{aligned}$$

Тоді

$$\Delta P = 0,334 \cdot \frac{995,7 \cdot 0,046^2}{2} \cdot 12 = 4,2 \text{ Па.}$$

### 1.7 Тепловіддача і гідравлічний опір у вхідному і вихідному колекторі

Схема до розрахунку показана на рис. 1.4.

Початкові дані до розрахунку

Об'ємна витрата води  $Q=40 \text{ м}^3/\text{год}$ , температура води на вході  $t_{\text{вх}}=30^\circ\text{C}$ , температура стінок каналу  $t_{\text{ст}}=40^\circ\text{C}$ .

Діаметр трубок  $2R=32 \text{ мм}$ , кількість  $n=120$ . Ширина колектора  $l=0,3 \text{ м}$

Розрахунок виконаний згідно [1].

Теплофізичні властивості емульсія на вході в канал по температурі  $t_{\text{вх}}=50^\circ\text{C}$ : щільність  $\rho=988,1 \text{ кг/м}^3$ , теплопровідність  $\lambda=64,8 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ , динамічна в'язкість  $\mu=549,4 \cdot 10^{-6} \text{ Пас}$ , число Прандтля  $Pr=3,54$ ; на стінці каналу по температурі

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 23 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

$t_c=40^{\circ}\text{C}$ : щільність  $\rho=992,2 \text{ кг/м}^3$ , теплопровідність  $\lambda=63,5 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ , динамічна в'язкість  $\mu=653,3 \cdot 10^{-6} \text{ Пас}$ , число Прандтля  $\text{Pr}=4,31$ .

Кут сектора

$$\beta_i = \arccos \frac{b_i}{R},$$

де  $b_i$  – відстань від ряду труб до осі.

Хорда, по якій розташовані трубки

$$h_i = 2R \sin \beta.$$

Швидкість води у вільному від труб поперечному перетині каналу

$$W_i = \frac{Q \left( 1 - \frac{1}{n} \sum_{k=1}^i n_k \right)}{h l}.$$

Середня швидкість при обтіканні пучка труб

$$W = \frac{\sum_i n_i W_i}{n}.$$

Результати розрахунку середньої швидкості приведені в таблиці 1.3.

Число Рейнольдса при обтіканні труб

$$\text{Re} = \frac{\rho W d}{\mu} = \frac{988,1 \cdot 0,026 \cdot 0,032}{549,4 \cdot 10^{-6}} = 1496.$$

Число Нуссельта при перпендикулярному обтіканні труб

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 24 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |



$$Nu = 0,26 Re^{0,65} Pr^{0,33} \left( \frac{d}{S_1} \right)^{0,15} \left( \frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,26 \cdot 1496^{0,65} \cdot 5,42^{0,33} \cdot \left( \frac{0,032}{0,06} \right)^{0,15} \cdot \left( \frac{5,42}{4,31} \right)^{0,25} = 50,7.$$

Таблиця 1.3 – Результати розрахунку середньої швидкості

| №  | $n_i$ | $b_i$ , м | $\beta$ град | $h_i$ , м | $W_i$ , м/с | $W$ , м/с |
|----|-------|-----------|--------------|-----------|-------------|-----------|
| 1  | 6     | 0,33      | 34,4         | 0,452     | 0,082       | 0,026     |
| 2  | 8     | 0,27      | 47,5         | 0,590     | 0,060       |           |
| 3  | 10    | 0,21      | 58,3         | 0,681     | 0,048       |           |
| 4  | 12    | 0,15      | 68,0         | 0,741     | 0,040       |           |
| 5  | 12    | 0,09      | 77,0         | 0,779     | 0,033       |           |
| 6  | 12    | 0,03      | 85,7         | 0,798     | 0,028       |           |
| 7  | 12    | 0,03      | 85,7         | 0,798     | 0,023       |           |
| 8  | 12    | 0,09      | 77,0         | 0,779     | 0,019       |           |
| 9  | 12    | 0,15      | 68,0         | 0,741     | 0,015       |           |
| 10 | 10    | 0,21      | 58,3         | 0,681     | 0,011       |           |
| 11 | 8     | 0,27      | 47,5         | 0,590     | 0,007       |           |
| 12 | 6     | 0,33      | 34,4         | 0,452     | 0,004       |           |

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d} = \frac{50,7 \cdot 61,8 \cdot 10^{-2}}{0,032} = 979 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

Швидкість обтікання труб в пучку

$$W_b = W \frac{S_1}{S_1 - d} = 0,026 \cdot \frac{0,06}{0,06 - 0,032} = 0,057 \text{ м/с}.$$

Опір при обтіканні коридорного трубного пучка

$$\Delta P = Eu \frac{\rho W_b^2}{2} z,$$

де  $z$  – число рядів труб.

Число Рейнольдса за швидкістю обтікання

$$Re = \frac{\rho W_b d}{\nu} = \frac{988,1 \cdot 0,057 \cdot 0,032}{549,4 \cdot 10^{-6}} = 3280.$$

Число Ейлера при квадратному розташуванні труб і відношенні  $S_1/d=1,88$

$$\begin{aligned} Eu &= 0,247 - \frac{0,595 Re}{10^6} + \frac{0,15 Re^2}{10^{11}} - \frac{0,137 Re^3}{10^{17}} + \frac{0,396 Re^4}{10^{24}} = \\ &= 0,247 - \frac{0,595 \cdot 3280}{10^6} + \frac{0,15 \cdot 3280^2}{10^{11}} - \frac{0,137 \cdot 3280^3}{10^{17}} + \frac{0,396 \cdot 3280^4}{10^{24}} = 0,245 \end{aligned}$$

Тоді

$$\Delta P = 0,245 \cdot \frac{988,1 \cdot 0,057^2}{2} \cdot 12 = 4,7 \text{ Па.}$$

## 1.8 Теплова потужність теплообмінника

Початкові дані.

Коефіцієнти тепловіддачі: у кільцевому каналі  $\alpha=2549 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ ; у внутрішньому каналі  $\nu=1585 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ ; на зовнішній стінці в коридорному пучку труб  $n=409 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ ; у пучку труб в колекторі  $\kappa=979 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ .

Зовнішній діаметр труб: зовнішньою  $d_n=0,042 \text{ м}$ , внутрішньою  $d_b=0,032 \text{ м}$ , товщина стінок труб  $n=v=0,0012 \text{ м}$ , довжина трубок  $l=1,2 \text{ м}$ . Теплопровідність стали  $\lambda=51,5 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ .

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 26 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

Коефіцієнт теплопередачі через зовнішню стінку кільцевого каналу

$$k_H = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_H}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_H}} = \frac{1}{\frac{1}{2549} + \frac{0,0012}{51,5} + \frac{1}{409}} = 349,6 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К).};$$

через внутрішню стінку кільцевого каналу

$$k_B = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_B}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{2549} + \frac{0,0012}{51,5} + \frac{1}{1585}} = 955,5 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К).};$$

через стінку каналу в колекторі

$$k_K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_K} + \frac{\delta_B}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{979} + \frac{0,0012}{51,5} + \frac{1}{1585}} = 596,8 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К).}$$

Кількість теплоти віддана через зовнішню стінку кільцевого каналу

$$q_H = \pi k_H \left( d_H - \frac{\delta_H}{2} \right) l \Delta T = 3,14 \cdot 349,6 \cdot \left( 0,042 - \frac{0,0012}{2} \right) \cdot 1,2 \cdot (50 - 30) = 1091 \text{ Вт};$$

через внутрішню стінку кільцевого каналу

$$q_B = \pi k_B \left( d_B - \frac{\delta_B}{2} \right) l \Delta T = 3,14 \cdot 955,5 \cdot \left( 0,032 - \frac{0,0012}{2} \right) \cdot 1,2 \cdot (50 - 30) = 2262 \text{ Вт};$$

через стінку каналу в колекторі

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 27 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

$$q_r = \pi k_r \left( d_b - \frac{\delta_b}{2} \right) l \Delta T = 3,14 \cdot 596,8 \cdot \left( 0,032 - \frac{0,0012}{2} \right) \cdot 0,3 \cdot (50 - 30) = 353 \text{ Вт.}$$

Кількість теплоти, що передається в теплообміннику

$$Q = (q_n + q_b + 2q_k) n = (1091 + 2262 + 2 \cdot 353) \cdot 120 = 487080 \text{ Вт.}$$

Аналогічно визначаємо кількість теплоти, що передається в теплообміннику, при інших значеннях температур емульсола і води. Результати розрахунку показані на рис. 1.5.

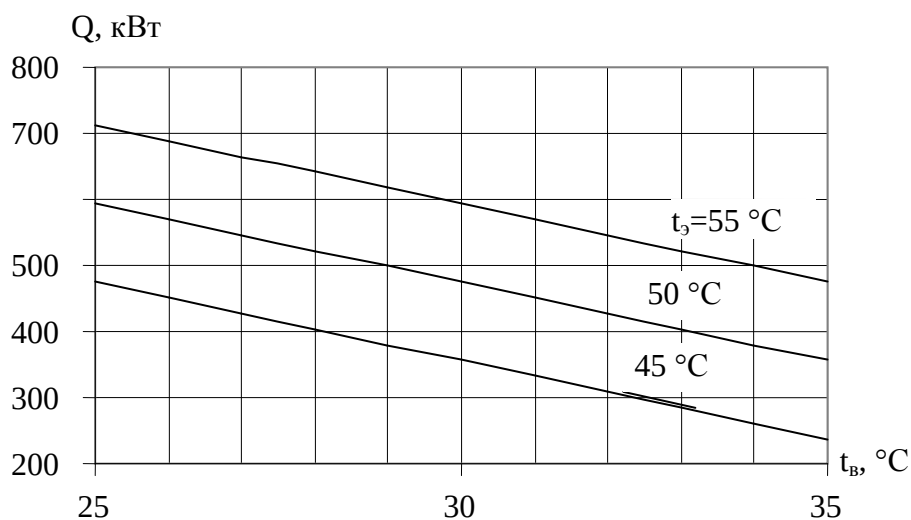


Рисунок 1.5 – Тепловий потік в теплообміннику

Балансовий розрахунок перепаду температур

Початкові дані

Об'ємна витрата емульсія  $Q_{\text{э}}=70 \text{ м}^3/\text{год}$ , води  $Q_{\text{в}}=80 \text{ м}^3/\text{год}$ . Теплова потужність теплообмінника  $Q=487 \text{ кВт}$ .

Величина охолодження емульсола

$$\Delta T_9 = \frac{Q}{c\rho Q_9} = \frac{487 \cdot 10^3}{4190 \cdot 988,1 \cdot 70 / 3600} = 6 \text{ K.}$$

Величина нагріву води

$$\Delta T_B = \frac{Q}{c\rho Q_B} = \frac{487 \cdot 10^3}{4190 \cdot 995,7 \cdot 80 / 3600} = 5,3 \text{ K}$$

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ |    |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 29 |

## 2 ТЕПЛОВА ХАРАКТЕРИСТИКА ГРАДИРНІ

### 2.1 Математична модель розрахунку градирні

Схема до розрахунку показана на рис. 2.1.

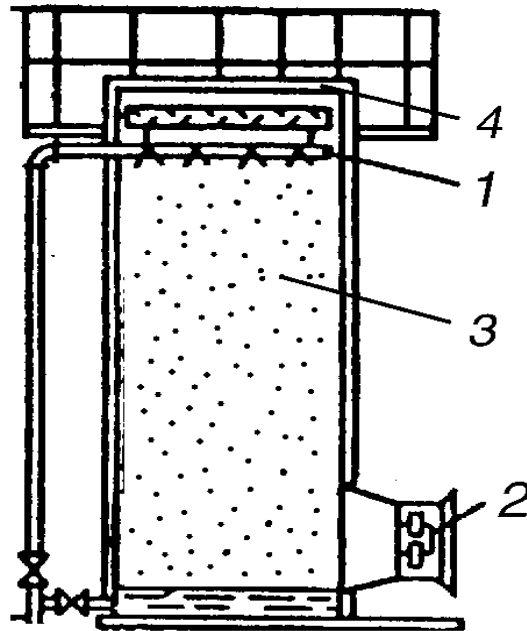


Рисунок 2.1 – Схема до розрахунку градирні

Нагріта вода надходить до форсунок і розпилюється в зустрічний потік атмосферного повітря, яке нагнітається в градирню вентилятором. Внаслідок випаровування і охолодження крапель повітря нагрівається і зволожується. Краплі збираються у водозбірному басейні, а повітря видаляється в атмосферу.

Задача розрахунку.

Визначити температуру охолодженої води в залежності від перепаду температур  $\Delta\theta=5-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  для об'ємно-поверхневого діаметру крапель  $d_{32}=1,5-1,9\text{ мм}$  в залежності від параметрів атмосферного повітря.

Вихідні дані:

- параметри градирні (висота зони розпилювання  $z_0$ , площа поперечного перерізу градирні в зоні розпилювання  $S_r$ );

- щільність зрошення  $q=Q_r/S_r$ , де  $Q_r$  - об'ємна витрата нагрітої води; температура  $\theta$  і фізичні властивості води (густина  $\rho$ , питома теплоємність  $C_p$ , питома теплота пароутворення  $L$ , поверхневий натяг  $\sigma$ );

- номінальна витрата повітря через вентилятор  $Q$ ;

- фізичні властивості вологого повітря (густина  $\rho_v$ , питома теплоємність  $C_{p_v}$ , теплопровідність  $\lambda_v$ , динамічна в'язкість  $\mu_v$ );

- параметри атмосферного повітря (температура  $T_o$ , густина  $\rho_o$ , молекулярна маса  $M_v$ );

- водяна пара (густина  $\rho_p$ , молекулярна маса  $M_p$ , дифузія пари в повітрі  $D$ , теплоємність пари  $C_{p_p}$ ).

- початкова швидкість крапель  $V_o$  і кут розкриття факела  $2\alpha_c$ .

Умови розрахунку:

- крапля води вилітає з точкового джерела, розташованого на осі кореневого перетину факелу;

- краплі рухаються під дією масової сили і сили аеродинамічного опору;

- краплинний потік монодисперсний, із середнім діаметром крапель по Заутеру;

- повітря рівномірно розподіляється по поперечному перерізі градирні;

- на виході із вентилятора параметри повітря відповідають атмосферним.

Розрахунок виконаний виходячи із такого фізичного уявлення про охолодження води в градирні.

При охолодженні води в градирнях частина теплоти передається атмосферному повітрю за рахунок поверхневого випарювання води (перетворення частини води в пару з перенесенням його за допомогою дифузії й конвекції в повітря), інша частина - за рахунок різниці в температурах між водою й повітрям, тобто тепловіддачею зіткнення (теплопровідність і конвекція). Крім того, деяка кількість тепла передається від води за рахунок випромінювання, та внаслідок незначного випару в порівнянні

з іншими видами тепловіддачі, що ним можна зневажити при складанні теплового балансу градирні.

Для розрахунку процесів випарного охолодження в градирнях з достатньою точністю приймається, що в шарі повітря, безпосередньо розташованому біля поверхні краплі, накопичується така кількість молекул пари, що відповідає стану насичення, при цьому температура пари дорівнює середній температурі води. Парціальний тиск пари води в шарі повітря, що безпосередньо знаходиться біля поверхні краплі води, дорівнює тиску насиченої пари при середній температурі води.

У загальному випадку основна маса повітряного потоку, що рухається краплинний потік води в градирнях, не насичена водяними парами. При значеннях температур і тисків в умовах роботи градирень можна прийняти, що водяна пара підкоряється законам ідеальних газів. Тоді парціальний тиск пари в основній масі повітряного потоку при температурі можна представити як добуток вологості повітря на тиск насиченої водяної пари:

$$P_{\Pi}^T = \varphi \cdot P_H^T$$

де  $\varphi$  - відносна вологість повітря в частках одиниці,

$P_H^T$  - тиск насиченої пари при температурі основної маси потоку повітря,  $\theta$  °С.

Різниця парціальних тисків :

$$\Delta P_{\Pi} = P_H^{\Theta} - P_H^T$$

де  $P_H^{\Theta}$  – тиск насиченої пари біля поверхні краплини.

є рушійною силою, або різницею потенціалів процесу масообміну, тобто випари або конденсації. Позитивне значення цієї різниці необхідна умова, при якій молекули пари будуть видалятися від поверхні води в основну масу

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 32 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |



повітряного потоку й буде відбуватися випарювання. В умовах роботи градирень парціальний тиск пари  $P_H^\Theta$  завжди вище парціального тиску пари  $P_H^T$  і тому різниця  $\Delta P$  завжди позитивна не залежно від того, більше або менше температура води температури навколишнього повітря. Отже, у градирні завжди відбувається випарювання води. Але оскільки випарювання пов'язане з витратою теплоти на зміну агрегатного стану, воно викликає потік теплоти від води до повітря, і як наслідок охолодження води. Потік теплоти, що виникає в результаті тепловіддачі зіткненням, може бути спрямований як від води до повітря, так і від повітря до води залежно від того, яке із цих середовищ має більш високу температуру.

Коли температура води більше температури повітря (звичайний випадок), то потік теплоти внаслідок випарювання і тепловіддачі спрямовані в один бік - від води до повітря.

Рух краплини в градирні обумовлений дією на неї сили тяжіння та аеродинамічного опору повітря (рис. 2.2.).

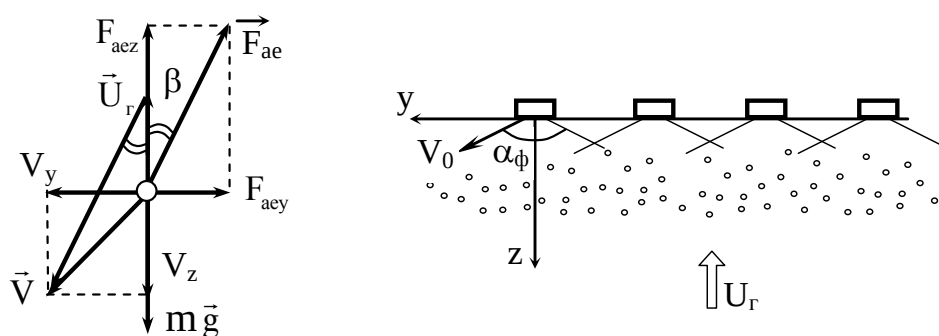


Рисунок 2.2 Схема взаємодії краплин з повітрям

Рівняння руху центра мас кулі в повітрі у полі сили тяжіння:

$$\frac{d(m\vec{V})}{d\tau} = -\vec{F}_{ae} + m\vec{g}, \quad (2.1)$$

$$\frac{d\vec{X}}{d\tau} = \vec{V}, \quad (2.2)$$

де  $m = \frac{1}{6} \pi d^3 \rho$  - маса краплини,

$\vec{V} = \{V_y, V_z\}$  - вектор швидкості краплини,

$\vec{X} = \{y, z\}$  - радіус-вектор центра мас краплини,

$d$  - діаметр краплини,

$\tau$  - час.

$\vec{F}_{ae} = -C_k \psi \frac{\pi d^2}{4} \frac{\rho_{в.п}}{2} \frac{|\vec{V} - \vec{U}|}{2} (\vec{V} - \vec{U})$  - сила аеродинамічного опору,

$\vec{U} = \{0, U_z\}$  - вектор швидкості повітря в градирні ( $U_z = -U_r$  для протитечійної градирні і  $U_z = U_r$  для прямооточної),

$C_k$  - коефіцієнт аеродинамічного опору,

$\psi$  - коефіцієнт форми краплини визначали в залежності від числа Вебера  $We$ .

Оскільки маса краплини внаслідок випаровування змінюється не більше чим на 1÷2 %, то в рівнянні руху вона приймалась сталою і була винесена за знак диференціалу.

У проекціях на осі координат рівняння (2.1), (2.2) мають такий вигляд:

$$\frac{dV_y}{d\tau} = -\frac{3}{4} \cdot \frac{C_k \cdot \psi}{d} \cdot \frac{\rho_{в.п}}{\rho} \cdot V_y \cdot |\vec{V} - \vec{U}|; \quad (2.3)$$

$$\frac{dV_z}{d\tau} = -\frac{3}{4} \cdot \frac{C_k \cdot \psi}{d} \cdot \frac{\rho_{в.п}}{\rho} \cdot (V_z - U_z) \cdot |\vec{V} - \vec{U}| + g \quad (2.4)$$

$$\frac{dy}{d\tau} = V_y \quad (2.5)$$

$$\frac{dz}{d\tau} = V_z \quad (2.6)$$

Рівняння матеріального балансу для краплини має вигляд

$$\frac{dm}{d\tau} = -I \quad (2.7)$$

де потік пари від краплини  $I = \beta_{pf} f_{ox} (\rho_n^\theta - \rho_n)$ ,  $\beta_{pf}$  - коефіцієнт масовіддачі від краплини,  $f_{ox}$  - поверхня охолодження краплини.

Тоді рівняння зміни діаметра на траєкторії має вигляд

$$\frac{d}{d\tau} d = -2 \frac{\beta_{pf}}{\rho} (\rho_n^\theta - \rho_n). \quad (2.8)$$

Рухаючись вниз краплина води охолоджується і втрачає свою масу внаслідок випаровування. Кількість теплоти  $dQ$ , що втрачається при зменшенні температури на  $d\theta$  і маси на  $dm$

$$dQ = mC_p(\theta - T_e) - (m - dm)C_p(\theta - T_e - d\theta),$$

де  $T_e = 273,15 \text{ K}$  - температура, від якої відраховується ентальпія.

Після перетворень, зневажаючи величиною вищого порядку малості

$$dQ = mC_p d\theta + C_p(\theta - T_0) dm. \quad (2.9)$$

З іншого боку краплина води втрачає кількість теплоти внаслідок

тепловіддачі  $Q_\alpha$ , випаровування  $Q_\beta$  і з втраченою масою

$$dQ = dQ_\alpha + dQ_\beta + C_p(\theta - T_0)dm. \quad (2.10)$$

Кількість теплоти, що втрачена тепловіддачею

$$dQ_\alpha = -\alpha_f(\theta - T)f_{ox}d\tau, \quad (2.11)$$

де  $\alpha_f$  - коефіцієнт тепловіддачі від краплини.

Кількість теплоти, що втрачена внаслідок випаровування

$$dQ_\beta = dm \cdot L = -\beta_{pf}(\rho_n^\theta - \rho_n)f_{ox}d\tau \cdot L, \quad (2.12)$$

де  $L$  - теплота пароутворення.

Тоді, із (10), (11) і (12)

$$dQ = -\alpha_f(\theta - T)f_{ox}d\tau - \beta_{pf}(\rho_n^\theta - \rho_n)f_{ox}d\tau \cdot L + C_p(\theta - T_0)dm. \quad (2.13)$$

Із (2.9) і (2.13) знаходимо рівняння для зміни температури краплини на траєкторії:

$$\frac{d}{d\tau}\theta = -\frac{6}{\rho \cdot C_p \cdot d}[\alpha_f(\theta - T) + \beta_{pf}(\rho_n^\theta - \rho_n)L]. \quad (2.14)$$

Рівняння тепломасообміну вологого повітря.

Повітря, яке рухається через краплинний потік нагрівається внаслідок відводу тепла від краплин та вводу в нього нагрітої пари. Виділимо в краплинному потоці тонкий шар  $dz$  (рис. 6), в якому поверхня охолодження

$$dF_{ox} = f_{пит} S_r dz, \quad (2.15)$$

де  $f_{\text{пит}}$  - поверхня охолодження в  $1 \text{ м}^3$ .

В переріз 1-1 входить  $G$  кілограм в секунду води з температурою  $\theta$ . В шарі  $dz$  вода охолоджується на  $d\theta$  і, внаслідок випаровування, втрачає масу  $dG$ ; через переріз 2-2 виходить вода з температурою  $\theta-d\theta$  в кількості  $G-dG$ .

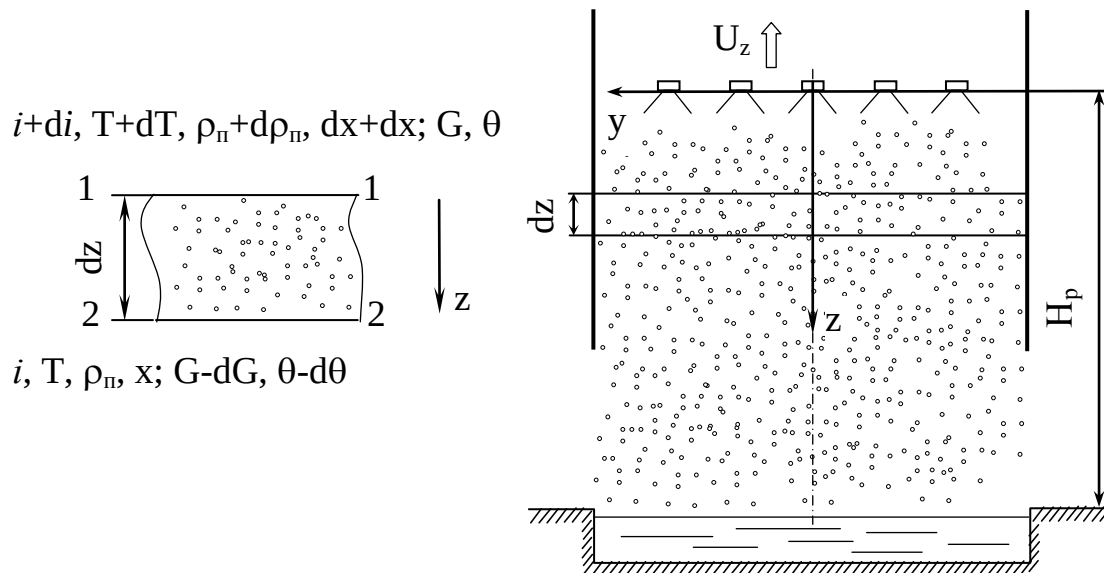


Рисунок 2.3 – Схема до розрахунку температури повітря

Вологе повітря з температурою  $T$ , вологовмістом  $x$  і питомою ентальпією  $i_{\text{в.п}}$  входить через переріз 2-2, і, внаслідок тепломасообміну з краплинним потоком в шарі  $dz$ , виходить через переріз 1-1 з температурою  $T+dT$ , вологовмістом  $x+dx$  і ентальпією  $i_{\text{в.п}}+di_{\text{в.п}}$ .

Згідно тепловому балансу для стаціонарного процесу: кількість теплоти в одиницю часу в шарі  $dz$ , що віддає вода дорівнює зміні ентальпії вологого повітря

$$dQ = G_{\text{с.п}} di_{\text{в.п}}. \quad (2.16)$$

Кількість теплоти в одиницю часу, що віддає вода в шарі  $dz$  складається із теплоти втраченої внаслідок тепловіддачі, випаровування і з масою випареної води

$$dQ = -\alpha_f(\theta - T)dF_{ox} + dG \cdot L + C_p(\theta - T_0)dG. \quad (2.17)$$

Маса води, що втрачається в одиницю часу внаслідок випаровування

$$dG = -\beta_{pf}(\rho_H^\theta - \rho_n)dF_{ox}. \quad (2.18)$$

Питома ентальпія вологого повітря

$$i_{в.п} = C_{p.п}(T - T_0) + x \cdot (L + C_{p.п}(T - T_0)), \quad (2.19)$$

$$\text{де вологовміст } x = \frac{\rho_n}{\rho_{с.п}}. \quad (2.20)$$

Тоді, припустивши  $C_{p.п} \approx \text{const}$ ,  $L \approx \text{const}$ ,  $C_{p.п} \approx \text{const}$ , зміна ентальпії в одиницю часу вологого повітря в шарі  $dz$

$$G_{с.п} di_{в.п} = G_{с.п} C_{p.п} dT + G_{с.п} dx \cdot L + G_{с.п} dx \cdot C_{p.п}(T - T_0). \quad (2.21)$$

Враховуючи, що маса води, яка втрачена внаслідок випаровування дорівнює збільшенню маси пари в повітрі, тобто

$$dG = G_{с.п} dx, \quad (2.22)$$

а також (2.12), (2.17), (2.18) і (2.15) рівняння балансу (2.16) набуває вигляду

$$\frac{d}{dz} T = - \frac{S_\Gamma f_{пит}}{G_{с.п} C_{p.п}} \left[ \alpha_f(\theta - T) + \beta_{pf}(\rho_H^\theta - \rho_n)(C_p(\theta - T_0) - C_{p.п}(T - T_0)) \right]. \quad (2.23)$$

З достатньою точністю [4]

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 38 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

$$C_p(\theta - T_0) - C_{p_n}(T - T_0) \approx C_{p_n}(\theta - T). \quad (2.24)$$

Тоді (2.23) матиме вигляд

$$\frac{d}{dz} T = \pm \frac{S_{\Gamma} f_{\text{пит}}}{G_{\text{с.п}} C_{p_{\text{в.п}}}} [\alpha_f (\theta - T) + \beta_{\rho f} (\rho_n^{\theta} - \rho_n) C_{p_n} (\theta - T)], \quad (2.25)$$

де "мінус" відповідає протитечії, коли повітря рухається назустріч краплинному потоку (вентиляторні та баштові градирні), а "плюс" - прямотечії (градирні ежекційного типу).

Із (2.18), враховуючи (2.22), (2.20), (2.15), а також, що в шарі  $dz$   $\rho_{\text{с.п}} \approx \text{const}$ , одержуємо рівняння для абсолютної вологості пари в краплинному потоці

$$\frac{d}{dz} \rho_n = \pm \frac{\rho_{\text{с.п}} S_{\Gamma} f_{\text{пит}}}{G_{\text{с.п}}} \beta_{\rho f} (\rho_n^{\theta} - \rho_n) \quad (2.26)$$

Як висновок вищесказаного одержимо рівняння в вигляді:

$$\begin{cases} \frac{d}{dz} V_x = -\frac{3}{4} C_d \psi \frac{\rho_B}{\rho d} \frac{|\vec{V} - \vec{U}|}{V_z} \frac{V_x}{V_z} \\ \frac{d}{dz} V_z = -\frac{3}{4} C_d \psi \frac{\rho_B}{\rho d} \frac{|\vec{V} - \vec{U}|}{V_z} \frac{(V_z - U)}{V_z} + g \\ \frac{d}{dz} x = \frac{V_x}{V_z} \end{cases}$$

$$\frac{d}{dz}d = -2 \frac{D}{\rho d} (\rho_n^\theta - \rho_n^T) \text{Sh} \frac{1}{V_z}$$

$$\frac{d}{dz}\theta = -\frac{6}{d^2 \rho C_p} [\lambda_b (\theta - T) \text{Nu} + LD (\rho_n^\theta - \rho_n^T) \text{Sh}] \frac{1}{V_z}$$

$$\frac{d}{dz}\rho_n = n\pi d D (\rho_n^\theta - \rho_n^T) \frac{1}{U_r} \text{Sh};$$

$$\frac{d}{dz}T = \frac{nS_r \pi d}{G_b C_b} [\lambda_b (\theta - T) \text{Nu} + C_{p_n} (\theta - T) D (\rho_n^\theta - \rho_n^T) \text{Sh}]$$

У цих рівняннях використовуються позначення:

$$C_d = \frac{24}{\text{Re}} + \frac{4,4}{\sqrt{\text{Re}}} + 0,32 - \text{коефіцієнт аеродинамічного опору краплі};$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_b d |\vec{V} - \vec{U}|}{\mu_b} - \text{число Рейнольдса};$$

$$\psi = \exp(0,03 \text{We}^{1,5}) - \text{коефіцієнт деформації краплі в потоці};$$

$$\text{We} = \frac{\rho_b d |\vec{V} - \vec{U}|^2}{\sigma} - \text{число Вебера для краплі}.$$

Числа Шервуда і Нусельта відповідно

$$\text{Sh} = 2 + 0,552 \text{Re}^{0,5} \text{Sc}^{0,33}, \quad \text{Nu} = 2 + 0,552 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{0,33},$$

$$\text{де число Прандтля } \text{Pr} = \frac{\mu_b C_{p_b}}{\lambda_b}, \text{ а Шмідта } \text{Sc} = \frac{\mu_b}{D \rho_b}.$$

$$\text{Кількість крапель середнього діаметра в одиниці об'єму } n = \frac{6}{\pi d^3} \frac{q}{V_z}.$$

$$\text{Густина водяної пари біля поверхні краплі } \rho_n^\theta = \frac{M_n P_n^\theta}{R \theta},$$

$$\text{а в повітрі } \rho_n^T = \frac{M_n P_n^T}{R T},$$

де  $P_n^\theta, P_n^T$  - тиск насиченої пари при температурі краплі і повітря відповідно,  
 $R = 8,314 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{К})$  - універсальна газова стала,  
 $M_n = 0,018 \text{ кг}/\text{моль}.$

Початкові умови для інтегрування системи рівнянь:

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 40 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |



$$z=0, x=0, V_x=V_0 \sin \alpha_c, V_z=V_0 \cos \alpha_c, d=d_0, \theta=\theta_0, \rho_{\pi}=\rho_{\pi 0}, T=T_0.$$

## 2.2. Витрата повітря через градирню

Аналітичну характеристику вентиляторної градирні можна представити у вигляді тричленної формули :

$$P_B = L \cdot Q_B^2 + M \cdot Q_B + d_B$$

де  $P_B$  - повний тиск розвивається вентилятором ,Па,

$Q_B$  - витрата повітря, що проходить через градирню, м/с<sup>3</sup>;

$L, M, d_B$  - постійні коефіцієнти.

Витрата повітря  $P_{AC}$ , що проходить через градирню, визначається також аеродинамічним опором градирні. Виходячи з рівності  $P_B = P_{AC}$ , одержимо наступну розрахункову формулу для визначення подачі повітря вентилятором, м/с<sup>3</sup>:

$$Q_B = \frac{-M \pm \sqrt{M^2 - 4(L - \Phi)d_B}}{2(L - \Phi)},$$

де

$$\Phi = \frac{\rho_{cp}}{f^2_{op} \cdot 2g} \sum \xi$$

$\sum \xi$  - сумарний коефіцієнт аеродинамічного опору градирні, зведений до динамічного тиску в градирні.

Середня густина повітря  $\rho_{cp}$  в градирні може бути визначена як середнє арифметичне густини повітря на вході  $\rho_1$  й на виході  $\rho_2$  із градирні:

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}.$$

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 41 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

Для вентиляторних градирень із достатнім ступенем точності можна прийняти  $\rho_{cp} \cong \rho_1$ .

Відповідно до даних коефіцієнти для вентилятора В 06-300 № 12,5

$$L = -6,831 \cdot 10^{-9} \text{ кг} \cdot \text{год}^2 / \text{м}^8;$$

$$M = 114,29 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{год} / \text{м}^5;$$

$$d_B = 19,123 \text{ кг} / \text{м}^2.$$

Для спрощення розрахунку аеродинамічну характеристику вентилятора було представлено, як залежність  $P_B = f(Q_B)$ . Після наближення методом найменших квадратів була одержана залежність:

$$Q_B = -0,002458 \cdot \Delta P^3 + 0,025682 \cdot \Delta P^2 - 0,435951 \cdot \Delta P + 55,668486,$$

де  $\Delta P$  - тиск вентилятора в  $\text{кгс} / \text{м}^2$ ,  $Q_B$  - в тис.  $\text{м}^3 / \text{год}$ .

У випадку розрахунку градирень при виключеному вентиляторі, замість повного тиску, що розвиває вентилятор, визначається сила тяги по формулі

$$P_{\text{баш}} = H(\rho_1 - \rho_2),$$

де  $H$  – висота градирні від верху вхідних вікон, м.

Найбільші труднощі тут представляє визначення щільності повітря на виході із градирні  $\rho_2$ . За пропозицією Л.Микишки й Р.Рейнима, використовуючи відомі графоаналітичні залежності  $i = 4,1868 \cdot 10^3 \cdot 10^{-\sigma p + s}$  й при певних значеннях, можна скласти рівняння виду

$$\rho_2 = \frac{S_2 - \lg i_2 + 3,62}{\sigma_2}$$

де  $\sigma$  й  $S$  - постійні коефіцієнти, значення яких наведені в таблиці 2 .

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 42 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

Приймаючи відносну вологість повітря на виході із градирні при непрацюючому вентиляторі 100% , одержимо наступні вираження для щільності повітря на виході із градирні :

Таблиця 2.1 Значення коефіцієнтів  $\sigma$  і  $S$

| $\varphi, \%$ | 100  | 90   | 80   | 70   | 60   | 50   | 40   | 30   | 20   |
|---------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $\sigma$      | 4,69 | 4,72 | 4,75 | 4,78 | 4,81 | 4,84 | 4,76 | 4,69 | 4,58 |
| $S$           | 6,66 | 6,68 | 6,68 | 6,69 | 6,7  | 6,69 | 6,56 | 6,44 | 6,24 |

Щільність повітря на вході  $\rho_1$  може бути визначена безпосередньо з відомих таблиць або графіків за значеннями  $\theta_1$  й  $\varphi_1$  . Однак для зменшення погрішності при обчисленні різниці  $\rho_1 - \rho_2$  , що входить у формулу , доцільно величину щільності  $\rho_1$  визначати по формулі

$$\rho_1 = \frac{S_1 - \lg i_1 + 3,62}{\sigma_1}$$

де коефіцієнти  $S_1$  й  $\sigma_1$  приймаються по табл. 2 при вологості повітря на вході в градирню ( $\varphi_1$ ) ,

а  $S_2$  й  $\sigma_2$  - при  $\varphi_2 = 100\%$ .

З урахуванням сказаного, розрахункова формула для визначення витрати повітря, що проходить через градирню з виключеним вентилятором, набуває вид

$$Q_{в.баш} = \sqrt{\frac{H(\rho_1 - \rho_2)}{\Phi}}$$

Залежність температури охолодженої води в градирні від перепаду температур наведена на рис. 2.4. Із графіка випливає, що температура охолодженої води не більше 25 °С при перепаді до 10 К досягається для  $d_{32} \leq 1,7$  мм.

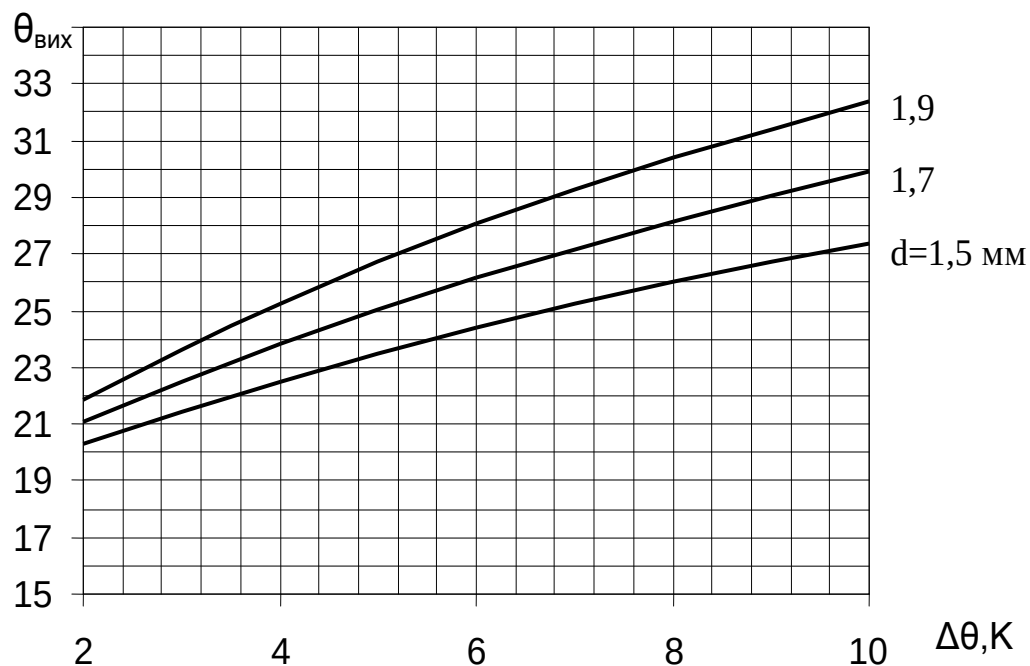


Рисунок 2.4 – Температура охолодженої води в градирні

Збільшення об'ємно-поверхневого діаметру краплин понад 1,7 мм, що може бути наслідком засмічення форсунок, приводить до підвищення температури охолодженої води. Так, при  $d_{32}=1,9$  мм, температурі  $\theta_{\text{вих}}=31,5$  °C, що на 1,5 °C більше потрібної із умови нормальної роботи теплообмінного апарату.

Зменшення діаметру крапель (може бути реалізовано підвищенням тиску на розпилювання або зменшення прохідних отворів форсунок) поліпшує охолодження води. Але при цьому зростають витрати енергії на охолодження або надійність роботи форсунок.

Теплова характеристика градирні в залежності від перепаду температур води та параметрів атмосферного повітря наведені на рис 2.5-2.7.

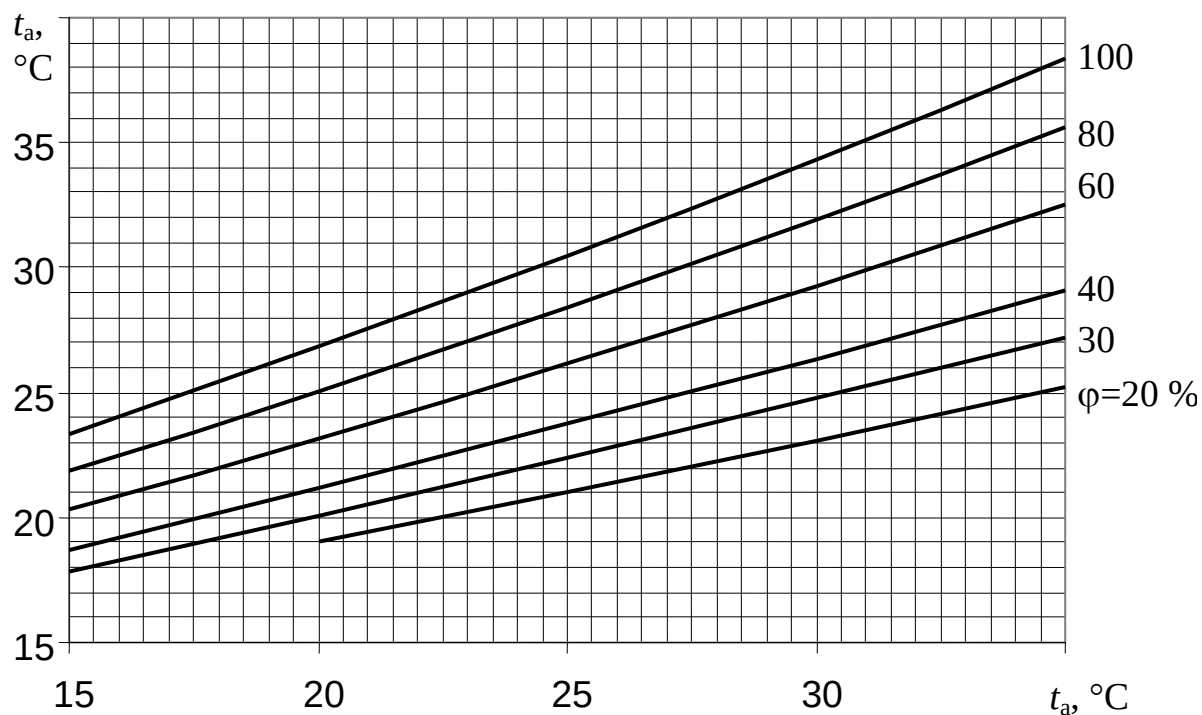


Рисунок 2.5 – Теплова характеристика градирні при  $\Delta\theta=5\text{ K}$

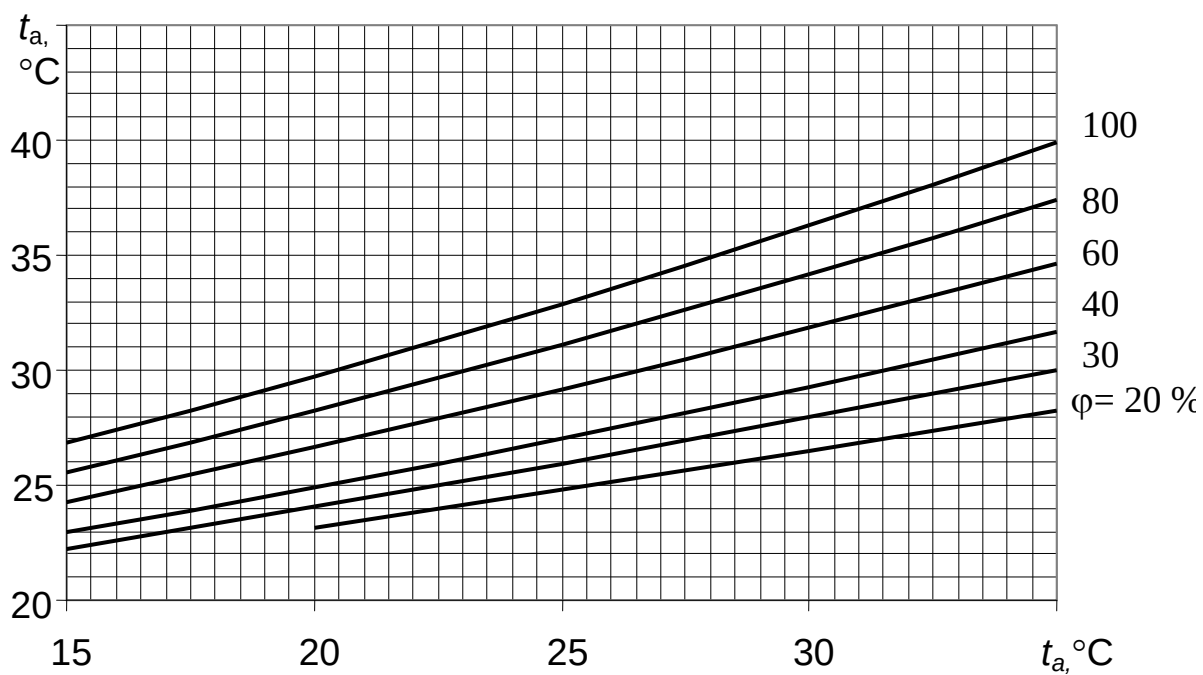


Рисунок 2.6 – Теплова характеристика градирні при  $\Delta\theta=8\text{ K}$

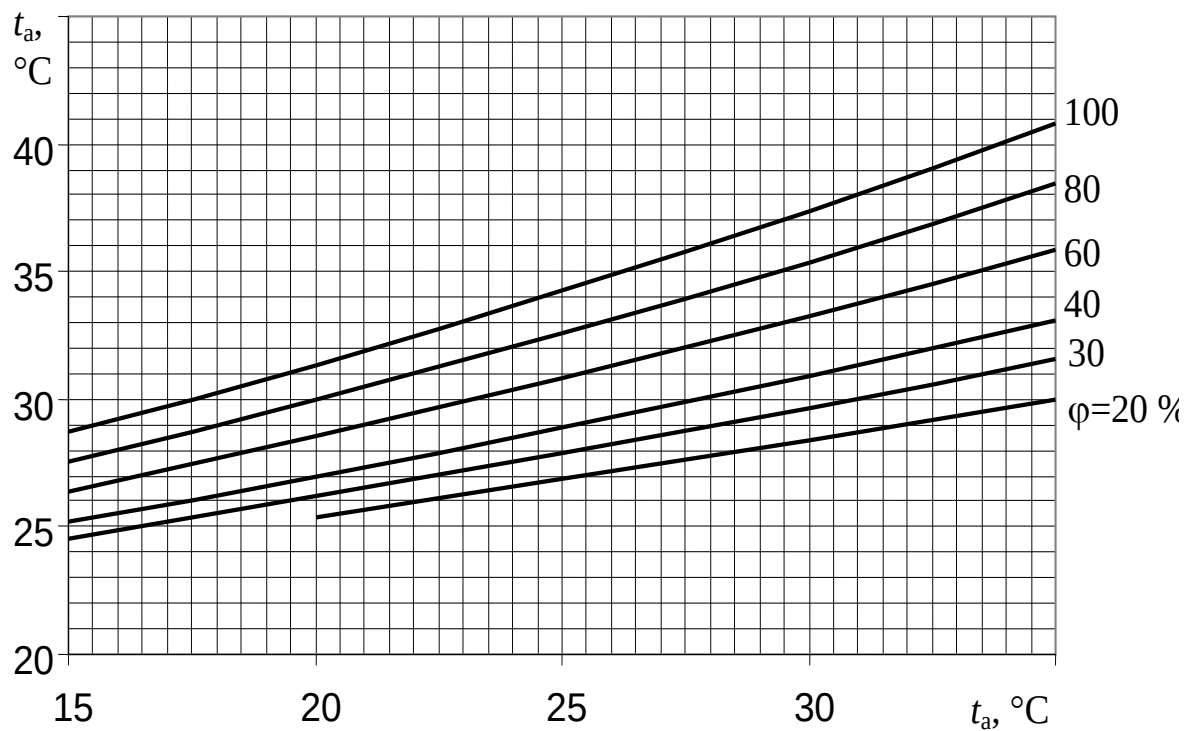


Рисунок 2.7 – Теплова характеристика градирні при  $\Delta\theta=10$  К

Графіки дозволяють здійснити контроль за роботою градирні і оцінювати технічний стан під час експлуатації.

## 3 РОЗПОДІЛ ТЕМПЕРАТУРИ В ПЕРЕРІЗІ ТРУБИ ПІСЛЯ ЗВАРЮВАННЯ

### 3.1 Вихідні дані до розрахунку

Схема до розрахунку наведена на рисунку 3.1.

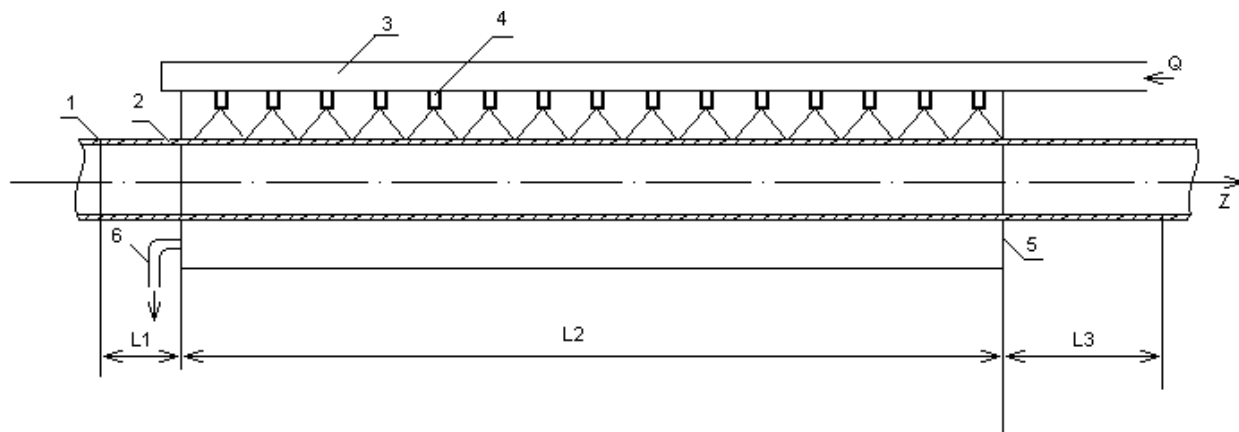


Рисунок 3.1 – Схема до розрахунку

Після зварювання труба 2 зі швидкістю  $V_{тр}$  рухається в напрямку холодильника звареного шва 5, який розташований на відстані  $L_1$ . Рідина, що охолоджує трубу подається по колектору 3 в форсунки 4 та розпилюється на краплини. Рухаючись вниз краплини потрапляють на нагріту поверхню труби охолоджуючи її. Після холодильника труба рухається до кліти, що формують профіль, а рідина, що відпрацювала відводиться через колектор 6.

**Завдання розрахунку.** Визначити температуру в перерізі труби після охолодження перед валками, які формують профіль.

#### Вихідні дані:

- Геометричні розміри труби (діаметр  $D$ , товщина стінки  $\delta$ ) та швидкість руху труби  $V_{тр}$ .
- Початкову температуру труби  $T_0$  та рідини, що охолоджує  $T_{ро}$ , температуру шва після зварювання  $T_{зв}$ , повітря, що оточує трубу  $T_{п}$ .

- Витрата рідини  $Q$ , що охолоджує трубу.
- Теплофізичні властивості рідини, що охолоджує трубу (теплопровідність , густина  $\rho$ , питома теплоємність  $C_{p\rho}$  , поверхневий натяг  $\sigma\delta$  , динамічна в'язкість  $\mu_p$ ) теплофізичні властивості.
- Теплофізичні властивості повітря (теплопровідність  $D_{\text{п}}$ , густина  $g_{\text{п}}$ , динамічна в'язкість  $\mu_{\text{п}}$ ).
- Теплофізичні властивості труби (густина  $g_{\text{ст}}$ , теплопровідність  $\lambda_{\text{ст}}$ ).
- Дисперсність розпилювання  $d$ .

Для визначення розподілу температур в перерізі труби запишемо рівняння теплопровідності в циліндричних координатах.

$$C_{p\rho} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \tau} \left( r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\lambda}{r} \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial T}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right),$$

$$0 \leq \varphi \leq \pi, R_{\text{вн}} \leq r \leq R_{\text{н}}, 0 \leq z \leq z_{\text{к}}$$

Для розрахунку труби достатньо розглянути половину перерізу труби.

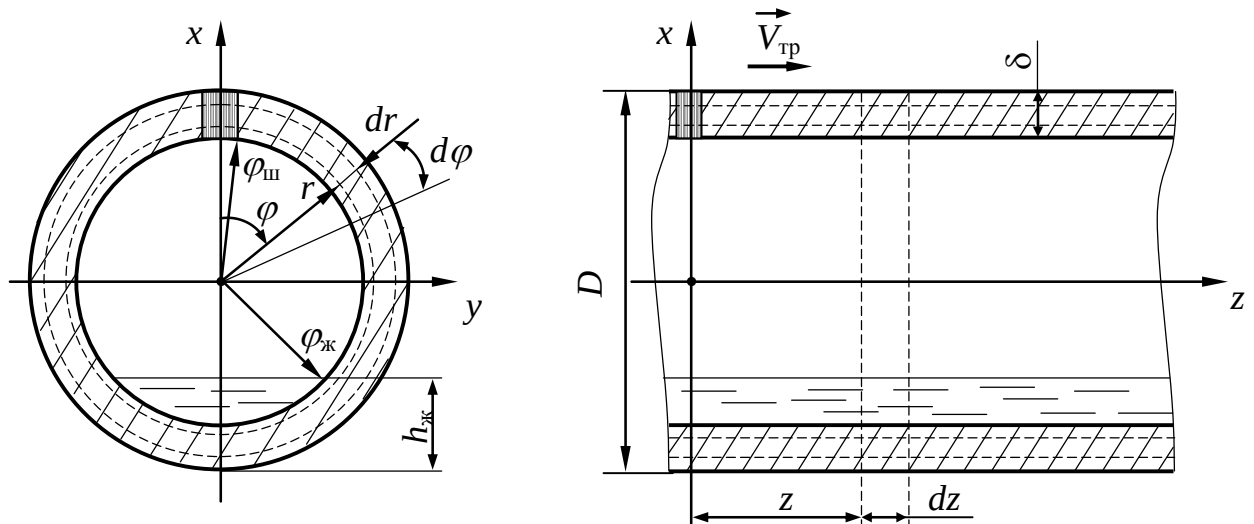


Рисунок 3.2 – Схема до розрахунку температури у перерізі труби



### 3.2 Граничні умови

- На поверхні всередині труби, де відсутні рідина, що охолоджує, ставим умови теплоізоляції

$$\frac{dT}{dr} \Big|_{r=R_{\text{вн}}} = 0 \quad 0 \leq \varphi \leq \varphi_{\delta}.$$

- Температуру поверхні труби де є рідина приймемо рівною температурі труби

$$T_{r=R_{\text{вн}}} = T, \quad \varphi_{\delta} \leq \varphi \leq T.$$

- Температура рідини для кожного перерізу  $Z$  розраховували по тепловому потоку від поверхні труби.

- На зовнішній поверхні труби, що контактує із середовищем та рідиною, що охолоджує в холодильнику ставили граничні умови 3 роду

$$k \frac{dT}{dr} \Big|_{r=r_i} = \alpha(z) \cdot (T - T_c(z)) \quad \hat{\varphi} \leq \varphi \leq \pi.$$

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha = \alpha(z)$  визначали в залежності від умов теплообміну із повітрям, або охолодженою рідиною в холодильнику по відомим із літератури формулам для числа Нусельта.

Розв'язувати рівняння будемо чисельним методом.

### 3.3 Метод контрольного об'єму

Основна ідея методу контрольного об'єму легко зрозуміла і піддається прямій фізичній інтерпретації. Розрахункову область розбивають на деяке число непересічних контрольних об'ємів таким чином, що кожна вузлова точка міститься в одному контрольному об'ємі. Диференціальне рівняння інтегрують за кожним контрольним обсягом. Для обчислення інтегралів використовують шматкові профілі, які описують зміну невідому між вузовими точками. В

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 49 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

результаті знаходять дискретний аналог диференціального рівняння, в який входять значення невідомої змінної в декількох вузлових точках.

Отриманий так само дискретний аналог виражає закон збереження  $\Phi$  для кінцевого контрольного об'єму точно так, як і диференціальне рівняння виражає закон збереження для нескінченно малого контрольного об'єму. Однією з важливих властивостей методу контрольного об'єму є те, що в нім закладено точне інтегральне збереження таких величин, як масу, кількість руху і енергію па будь-якій групі контрольних об'ємів і, отже, на всій розрахунковій області. Ця властивість виявляється при будь-якому числі вузлових точок, а не тільки в граничному випадку дуже великого їх числа. Таким чином, навіть рішення на грубій сітці задовольняє точним інтегральним балансам.

Результат рішення дискретних рівнянь є невідомої змінної у вузлових точках і не робляться ніяких явних вказівок про характер зміни між цими точками. Ця ситуація нагадує лабораторний експеримент, в якому розподіл величини дається у вигляді вимірних значень в деяких дискретних крапках і не визначається її зміна в проміжках між цими точками. Інтерполяційні формули або профілі розглядатимемо як допоміжні, необхідні для розрахунку інтегралів. Після отримання дискретних аналогів припущення про характер профілів можна не враховувати. Така точка зору дає повну свободу використання різних профілів для інтегрування різних членів диференціального рівняння.

Така свобода вибору інтерполяційних функцій і профілів веде до існування безлічі способів отримання дискретних аналогів рівняння. Передбачається, що при збільшенні числа вузлових точок рішення всіх дискретних аналогів початкового рівняння співпадають. Проте накладемо додаткову вимогу, яка приведе до звуженню числа відповідних формул. Зажадаємо, щоб рішення, отримане навіть на грубій сітці, по-перше, завжди мало фізично правдоподібний характер і, по-друге, зберігало повний баланс.

Зрозуміти, наскільки фізично отримане рішення, легко, принаймні, в простих випадках. Правдоподібне рішення повинне мати такий же якісний характер, що і точне рішення. У задачі теплопровідності без внутрішніх джерел ніякий профіль

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 50 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

температури не може виходити за межі температур границь тіла. При охолодженні нагрітого твердого тіла тієї, що оточує його рідиною температура тіла не може стати нижче за температуру рідини.

Умову повного балансу припускає інтегральне збереження даної величини у всій розрахунковій області. Теплові потоки, масові витрати і потоки кількості руху повинні правильно відображати баланс з відповідними джерелами і стоками, причому для будь-якого числа вузлових точок.

Таку можливість збереження повного балансу дає метод контрольного об'єму, але при цьому необхідно забезпечити, правильний розрахунок потоків на межах контрольного об'єму.

Прийняті вимоги фізичної правдоподібності і збереження повного балансу використовуватимуться для вибору апроксимацій профілю і відповідного аналізу.

Основними правилами, яким повинні підкорятися дискретні аналоги рівнянь для забезпечення фізичності рішення і збереження повного балансу є:

- Розрахунок потоку через градирню, загальний для двох прилеглих контрольних об'ємів, повинен бути однаковим.

Тобто, що тепловий потік, що покидає один контрольний об'єм через його градирню, повинен бути рівний потоку, що входить через цю градирню в сусідній контрольний об'єм. Інакше не зберігатиметься повний баланс теплоти.

- Для рівняння теплопровідності збільшення значення в одній вузловій точки, повинно за інших рівних умов, привести до збільшення значення в сусідньої вузловій точки.

- Якщо в рівняння теплопровідності входять тільки похідні залежної змінної, то функції  $T$  і  $T+C$  ( $T$  — залежна змінна даного рівняння,  $c$  — довільна постійна) задовольняють диференціальному рівнянню.

Припустимо, що контрольний об'єм, що оточує вузлову точку  $i$ , заповнює матеріал з постійним коефіцієнтом теплопровідності  $k_i$ , а об'єм, що оточує точку  $E$ , — матеріал з коефіцієнтом теплопровідності  $k_{i+1}$ . Для складеної пластини з межею шарів, розташованою між точками  $i$  та  $i+1$ , для випадку стаціонарного одновимірного завдання (без джерел теплоти) запишемо

$$q_{i+1/2} = \frac{T_i - T_{i+1}}{\frac{0.5\Delta x_i}{k_i} + \frac{0.5\Delta x_{i+1}}{k_{i+1}}}$$

Об'єднуючи рівняння, отримуємо

$$K_{i+1/2} = \frac{2\delta x_{i+1/2}}{\frac{\Delta x_i}{k_i} + \frac{\Delta x_{i+1}}{k_{i+1}}}$$

Коли грань  $e$  розташована посередині між точками  $I$  та  $i+1$ , маємо  $f=0,5$ , тоді

$$\begin{aligned} k_e^{-1} &= 0.5(k_i^{-1} + k_{i+1}^{-1}) \\ k_{i+1/2} &= 2k_i k_{i+1} / (k_i + k_{i+1}) \end{aligned} ;$$

З рівнянь видно, що  $k_{i+1/2}$  є середнім гармонійним величин  $k_i$  і  $k_{i+1}$  замість середнього арифметичного, було одержане раніше.

Припустимо що  $k_E \rightarrow 0$ , тоді

$$K_{i+1/2} \rightarrow 0.$$

Це означає, що тепловий потік на межі контрольного об'єму стає рівним нулю, що і слід було очікувати. Вираз є середнє арифметичне, в цьому випадку даватиме ненульове значення теплового потоку.

Хай  $k_i \geq k_{i+1}$ , тоді

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 52 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

$$k_i \rightarrow \frac{k_{i+1}}{f}$$

Рівняння показує, що коефіцієнт теплопровідності поверхні розділу  $k_{i+1/2}$  абсолютно не залежить від  $k_i$ . Це цілком зрозуміло, оскільки високопровідне середовище, що оточує точку  $i$ , повинне мати нехтує малий опір в порівнянні з середовищем навколо точки  $i+1$  (формула, що є середнє арифметичне, дає залежність  $k_{i+1/2}$  від  $k_i$ ). Другий висновок полягає в тому, що  $k_{i+1/2}$  не рівне  $k_{i+1}$ , а більше цього значення в  $1/f$  разів.

Розгляд цих двох граничних випадків показує, що при використанні одержаного співвідношення можна апроксимувати різкі зміни коефіцієнта теплопровідності, не застосовуючи надмірно частої сітки. Це зручно не тільки для розрахунку теплопровідності в складених пластинах, але і в інших випадках.

Одержана формула, що рекомендується для визначення коефіцієнта теплопровідності поверхні розділу, була отримана для випадку стаціонарного одновимірного завдання без урахування джерел теплоти, в якій коефіцієнт теплопровідності змінювався ступінчасто від одного контрольного об'єму до іншого. Навіть для випадків з ненульовими джерелами або з безперервною зміною теплопровідності ця залежність багато краще, ніж формула, що дає середнє арифметичне значення.

**Нелінійність.** Дискретний аналог є лінійне алгебраїчне рівняння, і ми вирішуватимемо систему таких рівнянь. Проте навіть в теорії теплопровідності часто зустрічаються нелінійні завдання. Коефіцієнт теплопровідності може залежати від температури. Отже, самі коефіцієнти дискретного аналога залежатимуть від  $T$ . В таких випадках використовуватимемо ітерації. Цей процес включає наступні етапи.

1. Вибір початкового наближення або оцінка значень  $u$  у всіх вузлових точках.
2. Розрахунок попередніх значень коефіцієнтів в дискретному аналозі на основі початкового профілю  $T$ .

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 53 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

3. Рішення номінальне лінійної системи рівнянь алгебраїчних що дає нові значення  $T$ .

4. Повернення до другого етапу і повторення процесу до тих пір, поки подальші наближення (ітерації) перестануть давати скільки-небудь істотні зміни в значеннях  $T$ .

Такий кінцевий незмінний сталий стан називається *збіжністю ітерацій*<sup>1</sup>. Рішення, що сходиться, є дійсно коректним рішенням нелінійних рівнянь, хоча його знаходять за допомогою методів рішення лінійних рівнянь.

Проте можливо, що послідовні ітерації не завжди сходитимуться до рішення. Значення  $T$  можуть стійко змінюватися або коливатися з амплітудою, що все збільшується. Такий процес, протилежний збіжності, називається розбіжністю. *Хороші* чисельні методи повинні зменшувати можливість розбіжності. Як буде показано нижче, дотримання сформульованих вище за трьох основні правила для однорідного рівняння теплопровідності прискорює збіжність; існують також і інші шляхи, які дозволяють уникнути розбіжності.

Граничні умови. Припустимо, що для одновимірного завдання ряд вузлових точок, показаних на рис. 3.3, є вибраним.

На кожному з двох границь по одній вузловій точці. Решта вузлових точок називається *внутрішніми*, навколо кожної з них розміщується контрольний об'єм. Дискретний аналог, можна записати для кожного такого контрольного об'єму. Визначити рівняння для  $T_i$  тобто маємо необхідні рівняння для всіх невідомих температур у внутрішніх вузлових точках. Проте два з цих рівнянь включають значення температур в граничних вузлових точках. Саме через ці температури на межі здійснюється облік заданих граничних умов в схемі чисельного рішення.

Розглянемо розташовану зліва граничну точку «О», яка примикає до першої внутрішньої точки  $I$ , як показано на рис. 3.3. Зазвичай в теорії теплопровідності на межі можуть бути задані: 1) температура, 2) тепловий потік і 3) тепловий потік,

визначений через коефіцієнт тепловіддачі і температуру навколишнього середовища.

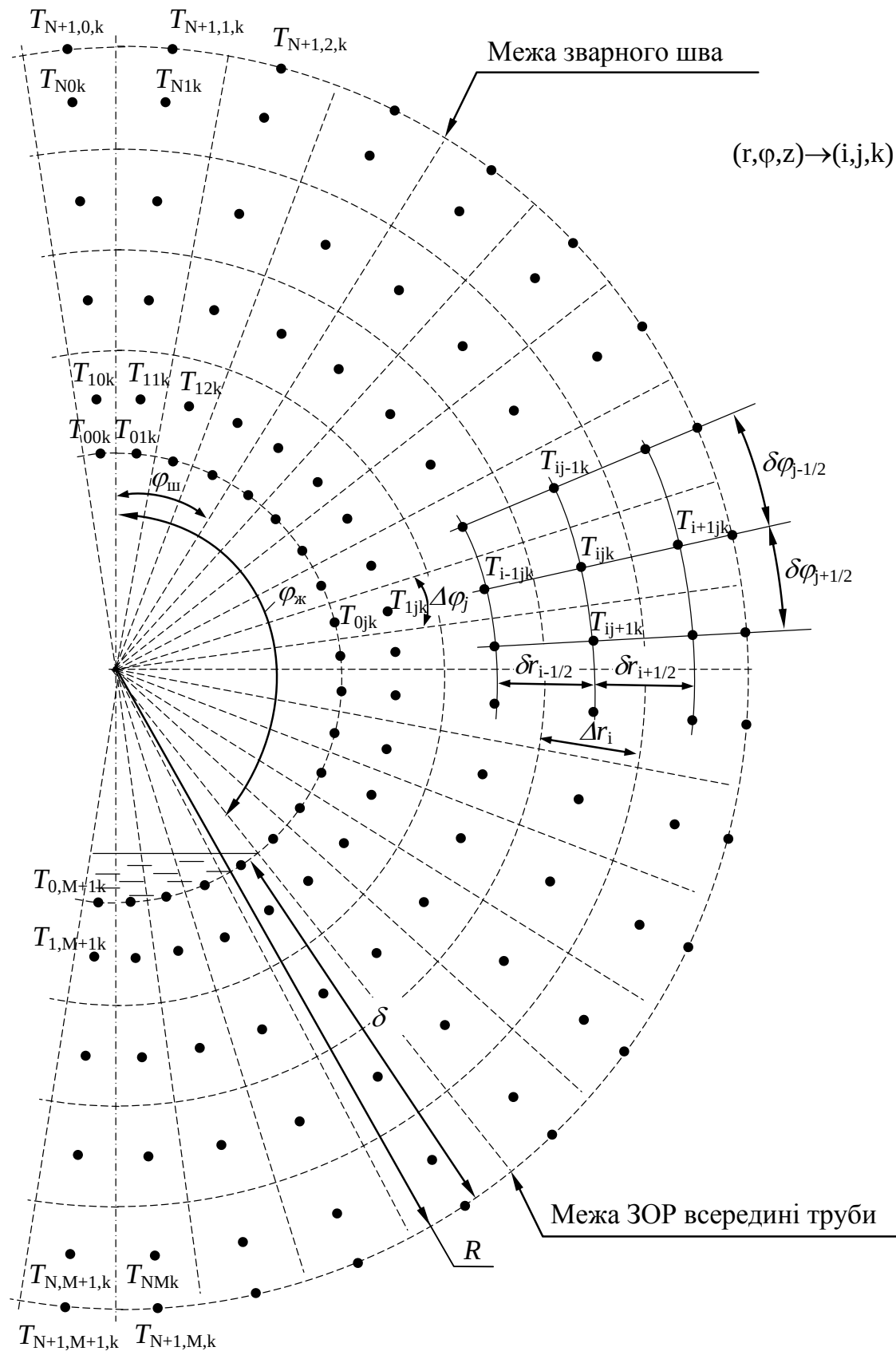


Рисунок 3.3 – Розрахункова сітка в k-му перерізі (масштаб не дотриманий)

Якщо задана температура на границі (тобто значення  $T_0$  відоме), то не виникає особливих труднощів і не потрібні додаткові рівняння. Коли температура на межі невідома, необхідно доповнити додаткове рівняння для визначення  $T_0$ . Це рівняння можна отримати за допомогою інтегрування диференціального рівняння за половинним контрольним обсягом, який, як це показано на рис. 3.3, примикає до границі

### 3.4 Рішення алгебраїчних рівнянь дискретного аналога

Прямі методи рішення алгебраїчних рівнянь (що не вимагають ітерацій) які використовуються до два або тривимірних задач, стають складнішими і вимагають істотно більшої машинної пам'яті і витрат обчислювального часу. Для лінійних задач, в яких необхідно тільки один раз звернутися до процедури рішення алгебраїчних рівнянь, можна використовувати прямі методи, але в нелінійних задач рівняння вирішуються з неодноразово підправленими коефіцієнтами, тому застосування прямих методів вважається неекономічним.

Альтернативою прямим методам є ітераційні методи рішення рівнянь алгебри. Починаючи з деякого початкового поля температури  $T$  (залежна змінна), послідовні повторення алгоритму приводять до рішення, яке достатнє близько наближення до точного рішення рівнянь. Ітераційні методи зазвичай вимагають дуже невеликого додаткового об'єму пам'яті обчислювальної машини і є зручним способом для подолання нелінійностей. У нелінійному завданні немає необхідності знаходити рішення рівнянь алгебри з високою точністю до остаточної збіжності коефіцієнтів дискретного аналога. Повинна бути певна відповідність між зусиллями, що потрібними для розрахунку коефіцієнтів і тими, що витрачаються на рішення рівняння. Один раз розрахувавши коефіцієнти, необхідне число ітерацій для отримання рішення рівняння, але безрозсудно витрачати багато зусиль на рішення рівнянь, які ґрунтуються тільки на наближених значеннях коефіцієнтів.

Існує багато ітераційних методів для вирішення рівнянь алгебри. Зупинимось тільки на двох методах: перший буде викладений в основних рисах, другою рекомендований для використання.

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 56 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |



### 3.5 Метод розрахунку алгебраїчних рівнянь

Для рішення алгебраїчних рівнянь використовується ітераційний метод Гауса-Зейделя, в якому значення змінної розраховуються шляхом звернення в певному порядку до кожної вузлової точки. У пам'яті обчислювальної машини тримається тільки один масив значень  $T$ . По мірі звернення до чергової вузлової точки відповідне значення  $T$  в пам'яті обчислювальної машини (початкове наближення або значення  $T$  з попередньої ітерації) замінюється на нове. Якщо дискретний аналог записаний у вигляді

$$a_i T_i = \sum a_{nb} T_{nb} + b_i \quad (3.1)$$

де індекс  $nb$  позначає суміжні точки, то нове значення  $T$  в даній вузловій точці розраховується по співвідношенню-

$$T_i = (\sum a_{nb} T_{nb}^* + b)/a_i \quad (3.2)$$

де  $T_{nb}^*$  є сусіднім значенням, яке знаходиться в пам'яті обчислювальної машини. Для сусідніх крапок, до яких вже зверталися в ході поточної ітерації,  $T_{nb}^*$  є новим розрахованим значенням. Для решти сусідніх точок  $T_{nb}^*$  — значення з попередньої ітерації. В усякому разі  $T_{nb}^*$  — це найостанніше значення температури в сусідній точок. Коли всі вузлові точки розглянуті так само, одна ітерація методу Гауса — Зейделя закінчена.

#### 3.5.1 Метод релаксації

При ітераційному рішенні алгебраїчних рівнянь або при» повністю ітераційній схемі, використовуваний для подолання, нелінійності, часто бажано від ітерації до ітерації прискорити або уповільнити зміну залежній змінній. Цей процес називається *методом верхньої або нижньої релаксації* залежно від того, прискорюється або сповільнюється зміна функції» Метод верхньої релаксації часто використовуємо у поєднанні з методом Гаусса—Зейделя. Для того, щоб уникнути розбіжності використовуємо метод нижньої релаксації.

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 57 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

Розглянемо дискретний аналог загального вигляду у формі

$$a_p T_p = \sum a_{nb} T_{nb} + b \quad (3.3)$$

Надалі  $T_i^*$  позначатиме  $T_i$  з попередньої ітерації. Використання коефіцієнта релаксації

Рівняння можна записати у вигляді

$$T_p = \frac{\sum a_{nb} T_{nb} + b}{a_p} \quad (3.4)$$

Якщо в праву частину додати і відняти  $T_i^*$ , отримаємо

$$T_i = T_i + \left( \frac{\sum a_{nb} T_{nb} + b}{a_i} - T_i^* \right) \quad (3.5)$$

де в круглих дужках міститься зміна  $T_i$ , отримана на поточній ітерації. Цю зміну можна скоректувати введенням коефіцієнта релаксації  $\alpha$ , при цьому

$$T_i = T_i^* + \alpha \left( \frac{\sum a_{nb} T_{nb} + b}{a_i} - T_i^* \right) \quad (3.6)$$

$$\frac{a_i}{\alpha} T_i = \sum a_{nb} T_{nb} + b + (1 - \alpha) \frac{a_i}{\alpha} T_i^* \quad (3.7)$$

По-перше, слід зазначити, що при збіжності ітерацій  $T_i$  стає рівним  $T_i^*$ . Будь-яка релаксаційна схема винна, звичайно, задовольняти цій вимозі.

Коли коефіцієнт релаксації  $\omega$  змінюється від 0 до 1, маємо нижню релаксацію, при якій  $T_i$  залишається близьким до  $T^*$ . Для дуже малих значень  $\omega$  зміна  $T_i$  стає дуже повільним. У тому випадку, коли  $\omega > 1$ , маємо верхню релаксацію.

Немає загальних правил для вибору якнайкращого значення  $\omega$ . Оптимальне значення залежить від цілого ряду чинників, таких, як фізична основа завдання, число вузлових точок, крок сітки, використовуваний ітераційний метод. Зазвичай відповідне значення  $\omega$  можна знайти з попередніх розрахунків даного завдання.

Немає необхідності протягом всього розрахунку зберігати одне і те ж значення  $\omega$ . Це значення може змінюватися від ітерації до ітерації. Насправді можливий (хоча це і не дуже зручно) вибір різних значень  $\omega$  для кожної вузлової точки.

Проінтегруємо кожен складову рівняння по довільному контрольному об'єму відповідно сітки (рис. 3.3).

Розіб'ємо розрахункову область на контрольні об'єми і в центрі кожного із них будемо мати точку, в якій визначаємо температуру.

$$\iiint_V c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} r dr d\varphi dz d\tau = c_p (T_{ijk} - T_{ijk}^0) r_i \cdot \Delta \varphi_j \cdot \Delta r_i \cdot \Delta z_k$$

$$\iiint_V \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r k \frac{\partial T}{\partial r} \right) r d\varphi dr dz d\tau = \iiint_V \left( r k \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{i+\frac{1}{2}}^{i+\frac{1}{2}} d\varphi dz d\tau =$$

$$\begin{aligned}
&= \iiint \left[ \left( rk \frac{\partial v}{\partial r} \right)_{i+\frac{1}{2}} - \left( rk \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{i-\frac{1}{2}} \right] d\varphi dz d\tau = r_{i+\frac{1}{2}} \cdot K_{i+\frac{1}{2}jk} \cdot \frac{T_{i+1jk} - T_{ijk}}{\delta r_{i+\frac{1}{2}}} \Delta\varphi_j \Delta z_k \Delta\tau - \\
&- r_{i-\frac{1}{2}} \cdot k_{i+\frac{1}{2}jk} \cdot \frac{T_{ijk} - T_{i-1jk}}{\delta r_{i-\frac{1}{2}}} \cdot \Delta\varphi_j \Delta z_k \Delta\tau \\
&\iiint \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( k \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) r d\varphi dr dz d\tau = \iiint \left[ \left( \frac{k \partial T}{r \partial \varphi} \right)_{j+\frac{1}{2}} - \left( \frac{k \partial T}{r \partial \varphi} \right)_{j-\frac{1}{2}} \right] dr dz d\tau = \\
&= \left( \frac{k_{ij+\frac{1}{2}k}}{r_j} \frac{T_{ij+1k} - T_{ijk}}{\delta r_{j+\frac{1}{2}}} - \frac{k_{ij-\frac{1}{2}k}}{r_i} \cdot \frac{T_{ijk} - T_{ij-k}}{\delta z_{j-\frac{1}{2}}} \right) \Delta r_i \Delta r_z \Delta\tau \\
&\iiint \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) r d\varphi dr dz d\tau = \iiint \left[ \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{k+\frac{1}{2}} - \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{k-\frac{1}{2}} \right] r d\varphi dr d\tau = \\
&= \left( k_{ijk+\frac{1}{2}} \frac{T_{ijk+1} - T_{ijk}}{\delta z_{k+\frac{1}{2}}} - k_{ijk-1} \frac{T_{jk} - T_{ij-1k}}{\delta z_{k-\frac{1}{2}}} \right) r_i \cdot \Delta\varphi_j \cdot \Delta r_i \cdot \Delta\tau
\end{aligned}$$

Таким чином можна одержати

$$\begin{aligned}
p(T_{ijk} - T^0) \cdot r_i \frac{\Delta\varphi_j \cdot \Delta r_i \cdot \Delta z_k}{\Delta\tau} &= \left( r_{i+\frac{1}{2}} \cdot k_{i+\frac{1}{2}jk} \frac{T_{i+1jk} - T_{ijk}}{\delta r_{i+\frac{1}{2}}} - r_{i-\frac{1}{2}} k_{i-\frac{1}{2}jk} \frac{T_{ijk} - T_{i-1jk}}{\delta \varphi_{j-\frac{1}{2}}} \right) \\
&\Delta\varphi_j \cdot \Delta z_k + \left( \frac{k_{ij+\frac{1}{2}k}}{r_i} \cdot \frac{T_{ijhk} - T_{ijk}}{\delta z_{k+\frac{1}{2}}} - \frac{k_{ij-\frac{1}{2}k}}{r_i} \cdot \frac{T_{ijk} - T_{ij-1k}}{\delta \varphi_{j-\frac{1}{2}}} \right) \Delta r_i \Delta z_k + \\
&+ \left( k_{ijk+\frac{1}{2}} \cdot \frac{T_{ijk+1} - T_{ijk}}{\delta z_{k+\frac{1}{2}}} - k_{ijk-\frac{1}{2}} \frac{T_{ijk} - T_{ij-1k}}{\delta z_{k-\frac{1}{2}}} \right) r_i \cdot \Delta\varphi_j \cdot \Delta r_i
\end{aligned}$$

Для зручності запишемо це рівняння у вигляді

$$a_{ijk}T_{ijk} = a_{i+1,jk}T_{i+1,jk} + a_{ij+1k}T_{ij+1k} + a_{i-1,jk}T_{i-1,jk} + a_{ij-1k}T_{ij-1k} + a_{ijk+1}T_{ijk+1} + a_{ijk-1}T_{ijk-1} + b_{ijk}$$

$$a_{i-1,jk} = \frac{r_{i-\frac{1}{2}}}{\delta\eta_{i-\frac{1}{2}}} \cdot k_{i-\frac{1}{2},jk} \cdot \Delta\varphi_j \cdot \Delta z_k;$$

$$a_{ij+k} = \frac{\Delta r_i}{\eta_i \delta\varphi_{j+\frac{1}{2}}} \cdot k_{ij+\frac{1}{2},k} \cdot \Delta z_k;$$

$$a_{ij-1k} = \frac{\Delta r_i}{r_i \cdot \delta\varphi_{j-\frac{1}{2}}} \cdot k_{ij-\frac{1}{2},k} \cdot \Delta z_k;$$

$$a_{ijk+1} = \frac{r_i}{\delta z_{k+\frac{1}{2}}} \cdot k_{ijk+\frac{1}{2}} \cdot \Delta\varphi_j \cdot \Delta r_i;$$

$$a_{ijk-1} = \frac{\eta_i}{\delta z_{k-\frac{1}{2}}} \cdot k_{ijk-\frac{1}{2}} \cdot \Delta\varphi_i \cdot \Delta r_i;$$

$$a_{ijk}^0 = \frac{cpr_i \Delta\varphi_j \Delta r_i \Delta z_k}{\Delta\tau};$$

$$b_{ijk} = a_{ijk}^0 \cdot T_{ijk}^0;$$

$$a_{ijk} = a_{i+1,jk} + a_{i-1,jk} + a_{ij+1k} + a_{ij-1k} + a_{ijk+1} + a_{ijk-1} + a_{ijk}^0$$

Граничні умови

$$\lambda \frac{\partial T}{\gamma r} = \alpha (T_c - T_{i\partial\partial})$$

$$\frac{\lambda}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial r} = (T_c - T_{i\partial\partial})$$

$$\alpha \rightarrow \infty \Rightarrow T_c = T_{i\partial\partial}$$

$$\alpha \rightarrow 0 \Rightarrow \lambda \frac{\partial T}{\gamma r} = 0$$

$$\alpha \frac{T_{nrjk} - T_{ijk}}{\delta r_{r-\frac{1}{2}}} = \alpha \cdot (T_{nrjk} - T_{i\partial\partial})$$

$$\left(\frac{\lambda}{\alpha}\right)_{nrjk} \cdot \frac{T_{nrjk} - T_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}}}{\delta r_{nr-\frac{1}{2}}} = T_{nrjk} - T_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}}$$

$$\frac{1}{\delta} \cdot \left(\frac{\lambda}{\alpha}\right) \cdot [T_{nr} - T_{nr-1}] = T_{nr} - T_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}}$$

$$T_{nr} \cdot \left(\frac{1}{\delta} \cdot \frac{\lambda}{\alpha} - 1\right) = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{\lambda}{\alpha} T_{nr-1} - T_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}}$$

$$T_{nrjk} = \frac{\frac{1}{\delta} \cdot \left(\frac{\lambda}{\alpha}\right)_{nrjk} \cdot T_{nr-ijk} - T_{i\dot{\alpha}\dot{\delta}}}{\frac{1}{\delta} \cdot \left(\frac{\lambda}{\alpha}\right)_{nrjk} - 1}$$

Якщо остання гранична точка по радіусу  $N_{r+1}$  то,  
Температуру рідини розраховували як

$$q_{ojk} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_{ijk} - T_{ojk}) \cdot R_o \cdot \Delta\varphi_j \cdot \Delta Z_k \cdot \Delta\tau$$

$$q_{ojk} = \frac{\lambda_{o+\frac{1}{2}jk}}{0.5\Delta r_1} \cdot (T_{ijk} - T_{ojk}) \cdot R_o \cdot \Delta\varphi_j \cdot \Delta Z_k \cdot \Delta\tau$$

$$Q_k = \sum_{j=j_{\alpha}}^{nx} q_{ojk}$$

$$\dot{I}_{\alpha\hat{e}} = g_{\alpha} \cdot V_{\alpha} = g_{\alpha} \cdot S_{\alpha} \cdot \Delta Z_k$$

$$S_c = \pi \cdot R_o^2 \cdot \frac{\varphi_c}{\pi} = \pi \cdot R_o^2 \cdot \frac{\pi - \varphi_{\alpha}}{\pi} = (\pi - \varphi_{\alpha}) \cdot R_o^2$$

$$S_{\alpha} = S_c - \Delta S = (\pi - \varphi_{\alpha}) \cdot R_o^2 - \frac{1}{2} \cdot (R_o - h_{\alpha}) \cdot R_o \cdot \sin(\pi - \varphi_{\alpha})$$

$$\tilde{N}_{\delta} \cdot \dot{I}_{\hat{e}} \cdot (T_{\alpha\hat{e}} - T_{\alpha\hat{e}}^i) = Q_{\hat{e}}$$

$$T_{\alpha\hat{e}} = T_{\alpha\hat{e}}^i + \frac{Q_{\hat{e}}}{\tilde{N}_{\delta} \cdot \dot{I}_{\hat{e}}}$$

Тоді температура внутрішньої поверхні труби для наступного кроку по часу

$$T_{ojk} = T_{\alpha}$$

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 62 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

В місті зварювання, де температури достатньо високі потрібно урахувати випромінювання

$$k \frac{\partial T}{\partial n} + \alpha(T - T_c) + \varepsilon \sigma T^4 = 0$$

Або з урахуванням оточуючого середовища

$$k \frac{\partial T}{\partial n} + \alpha(T - T_c) + \varepsilon \sigma (T^4 - T_c^4) = 0$$

$$k \frac{\partial T}{\partial n} + \alpha_\sigma (T - T_c)$$

$$\alpha_\sigma = \alpha + \varepsilon \sigma (T - T_c)(T^2 + T_c^2)$$

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}^4}$$

$$\sigma \approx 0.8$$

### 3.6 Визначення коефіцієнтів тепловіддачі

В області малих значень температурного натиску  $\Delta T = (x) - T_{\text{ж}}$  має місце конвективне відведення теплоти від охолоджуваної поверхні плівкою рідини. Із збільшенням температурного натиску в плівці виникає бульбашкове кипіння, яке можна спостерігати візуально, і росте тепловіддача. Це зростання триває до певного значення температурного натиску, визначуваного потоком охолоджуючої рідини, що поступає на стінку; при подальшому збільшенні температурного натиску тепловіддача різко знижується. Цей момент відповідає появі на охолоджуваній поверхні сухих плям, які з'єднуються між собою, утворюючи ділянку поверхні з погіршеною тепловіддачею. Описаний перехід має кризовий характер, температура сухої поверхні різко росте.

При вищих значеннях температурного натиску теплота відводиться від поверхні теплообміну контактуючими краплями. При цьому можна припустити наступну характеристику механізму взаємодії капіж з нагрітою поверхнею,

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 63 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

заснований на візуальному спостереженні: «змочуючий» режим взаємодії, при якій на поверхні спостерігаються сліди ударяючоїся крапель, і «незмочуючий» режим, який спостерігався в дослідях при температурі охолоджуваної поверхні вище 400 К, без видимих слідів крапель. Таким чином, при температурі охолоджуваної поверхні, що перевищує температуру насичення для даної рідини при певному тиску в камері експериментальної установки, можуть бути виділені три режими: 1) кипіння в плівці; 2) «змочуючий» режим взаємодії крапель; 3) «незмочуючий» режим взаємодії крапель.

**Кипіння в плівці.** Має місце гравітаційне стікання плівки, на поверхню якої поступають краплі рідини, що істотно недогріла до температури насичення. Відповідно доцим експериментальні дані по теплообміну при кипінні рідини в плівці, зрошуваний потоком крапель, були апроксимовані залежністю

$$Nu=4930Re^{-0,22}We^{0,32}Pr^{0,3}$$

де

$$Nu=(x) R_{03}/p \lambda ; We=j(x) j(x)$$

$$R_{03}/(p) \rho \sigma ; Re=j(x)x/p$$

Тут  $j(x)$  - середнє значення щільності потоку рідини на охолоджуваній поверхні від верхньої кромки пластини до перетину з координатою  $x$ ;  $j(x)$ — локальне значення щільності потоку рідини; решта позначень відповідає використаним раніше.

Фізичні параметри рідини узяті по температурі  $0,5(T_c(x)+T_{ж})$ , °С. Приведена залежність для тепловіддачі справедлива в наступних інтервалах зміни чисел подібності:  $Re=27,2 \text{ } 12 \text{ } 000$ ;  $We= (1,46 \text{ } 76,5) \text{ } 10^{-8}$ ; число фазового переходу змінюється від деякого критичного значення, визначуваного виразом  $K_{кр}=1,05We^{-0,085}$ , до  $K=5,3$ . Критичне значення  $K_{кр}$  відповідає максимуму тепловіддачі.

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 64 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |



**«Змочуючий» режим взаємодії крапель.** У цьому режимі на охолоджуваній поверхні відсутня плівка, і краплі, досягаючи поверхні і взаємодіючи з нею, утворюють плями рідини розміром 3...4 мм. Із збільшенням температури поверхні розміри плям зменшуються. Коефіцієнт тепловіддачі при такому режимі охолодження відносно високий. Інтенсивність відведення теплоти тут визначається температурою поверхні пластини і характеристиками потоку диспергированої рідини: швидкістю крапель, їх розмірами і концентрацією крапель в об'ємі струменя. Швидкість і розмір, краплі визначають площу плями рідини, концентрація крапель – частку поверхні пластини, покритої краплями, а температура поверхні – швидкість випаровування плями. Експериментально отримано, що коефіцієнт тепловіддачі пропорційний  $\Delta T^{-0,67}$ ; можна припускати, що інтенсивне випаровування на поверхні контакту «крапля - тверде тіло» приводить до виникнення зусилля, що обумовлює відштовхування рідини і кінець кінцем «недовикористало» її маси.

Експериментальні дані по теплообміну при кипінні крапель рідини в «змочуючому» режимі описувалися співвідношенням

$$Nu=852We^{*0,52K^{0,67}}$$

де

$$Nu=(x)R^{0,3}/\lambda; K=r/[срж(T_c(x)-T_{ж})];$$

$$We=j^2(x)R^3/(\rho\sigma).$$

Область зміни визначальних чисел подібності для отриманого співвідношення:  $K=2,33 \dots 4,55$ ;  $We^*=(0,8 \dots 36,3) \cdot 10^{-8}$ . Фізичні параметри узяті по температурі насичення рідини.

**«Незмочуючий» режим взаємодії крапель.** Даний режим спостерігався і інтервалі температур охолоджуваної поверхні приблизно від 400 до 880°C. В цьому випадку на поверхні не видно сліди ударяючихся крапель.

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 65 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

Досвідчені дані для незмочуючого режиму апроксимовані залежністю

$$Nu = 0,44 K 0,45 We^{*0,12}$$

у якій використані ті ж позначення, що і раніше.

Для визначення числа Рейнольдса приймемо наступну схему зрошення поверхні труби.

При рівномірному зрошенні краплини рідини після зіткнення із зовнішньою поверхнею труби стікають вниз.

Число Рейнольдса визначається як

$$Re = \frac{\rho \cdot \omega \cdot \nu}{\mu}$$

де  $\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega$  - середня швидкість рідини в плівці, м/с;

$\nu$  - товщина в плівці, м;

$\mu$  - кінематичне в'язкість рідини, Па·с

З іншого боку витрата, що стікає по трубі на дві сторони можна визначити, як  $Q_0 = 2 \cdot \omega \cdot L \cdot \delta$ ,

тоді

$$\omega \delta = \frac{Q_0}{2 \cdot L}$$

і число Рейнольдса

$$Re = \frac{Q \cdot \rho}{2 \cdot L \cdot \mu}.$$

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 66 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

оскільки швидкість потоку рідини на поверхні, що охолоджується, пов'язані із об'ємною витратою як  $I = \rho \frac{Q}{S}$ ,

де  $S=L \cdot l$  – площа поверхні труби, зрощується .

Оскільки плівка достатньо тонка, то  $l = \frac{\pi \cdot D_H}{2}$

Тоді після перетворення можна одержати  $Re = I \frac{l}{2 \cdot \mu}$

Розпорення рідини може бути нерівномірним, наприклад витрати можуть змінюватись за лінійним законом.

Якщо витрата рідини в напрямку руху труби змінюється то витрату на вільний відстані  $Z$  можна розрахувати за рівнянням

$$Q = Q_{\min} + \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Z_2 - Z_1} \cdot (Z - Z_1) ,$$

Де  $Z_1, Z_2$  – початкова і кінцева координати зони охолодження ;  $Q_{\min}, Q_{\max}$  – відповідні  $Z_1$  та  $Z_2$  витрати рідини.

Якщо витрата змінюється, то

$$Q = Q_{\min} - \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Z_2 - Z_1} \cdot (Z - Z_1)$$

#### 4 РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ ТА АНАЛІЗ

Розрахунки виконані для труби із зовнішнім діаметром 259 мм, товщиною стінки  $\delta=9$  мм., яка рухається із швидкістю 25 м/хв.

Результати розрахунку наведено на рис. 3.4 – 3.11.

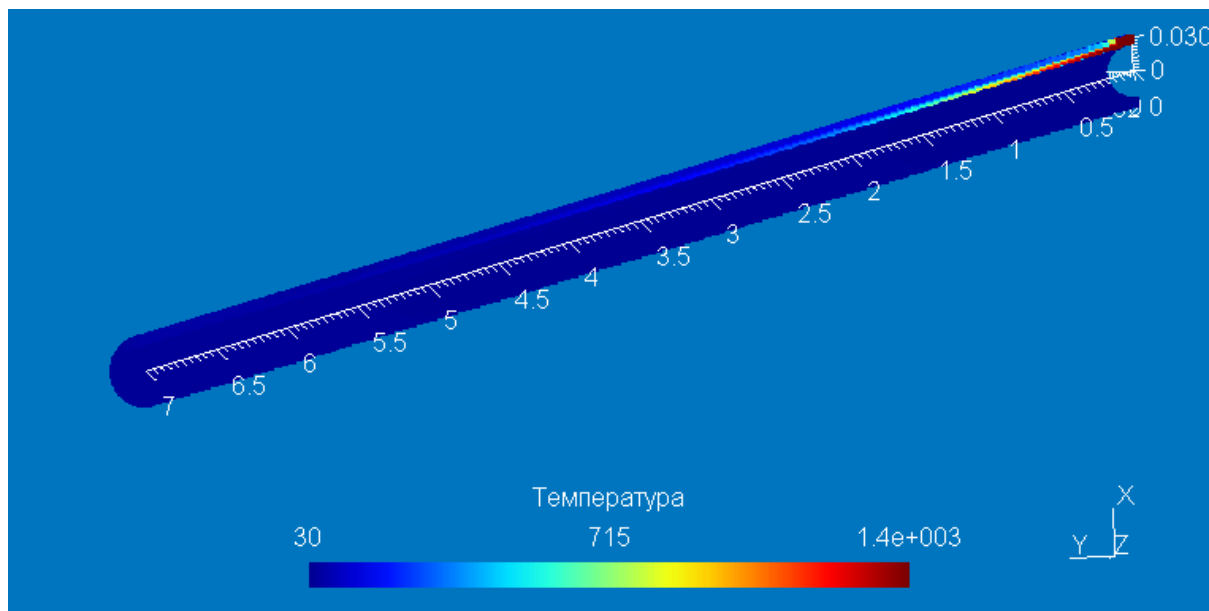
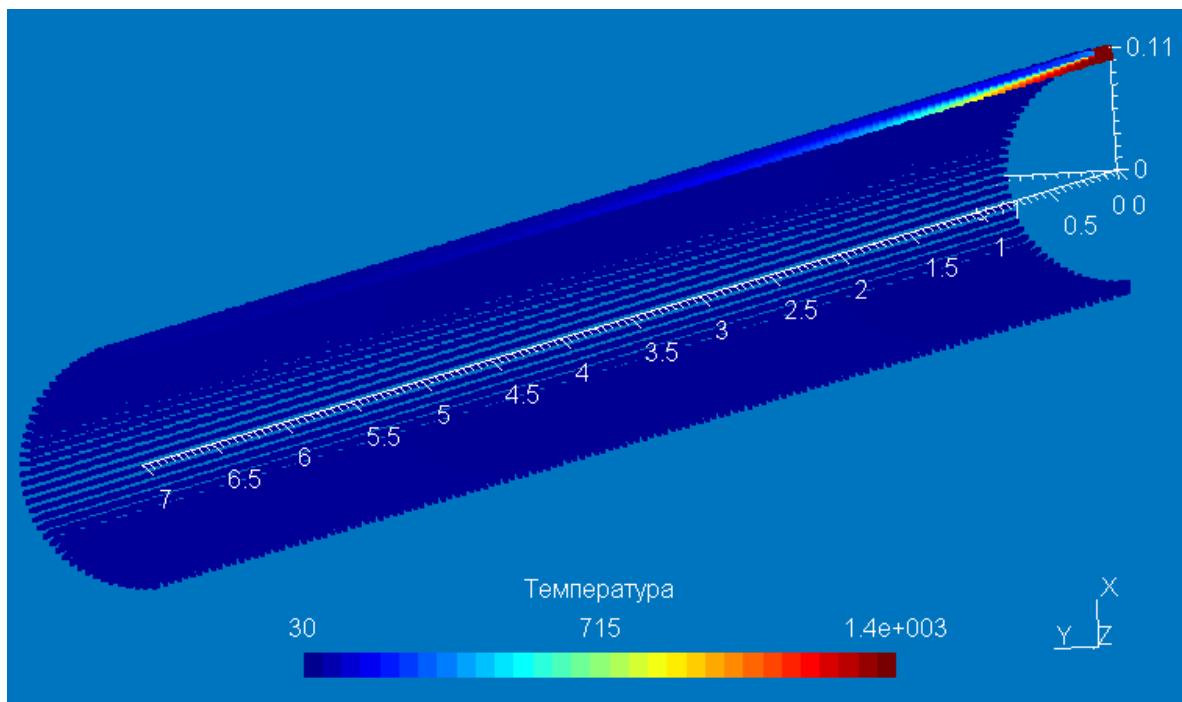


Рисунок 3.4 – Розподіл температури у трубі Ø60,3×5



Рисинок 3.5 – Розподіл температури у трубі Ø219,1×9

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 68 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |

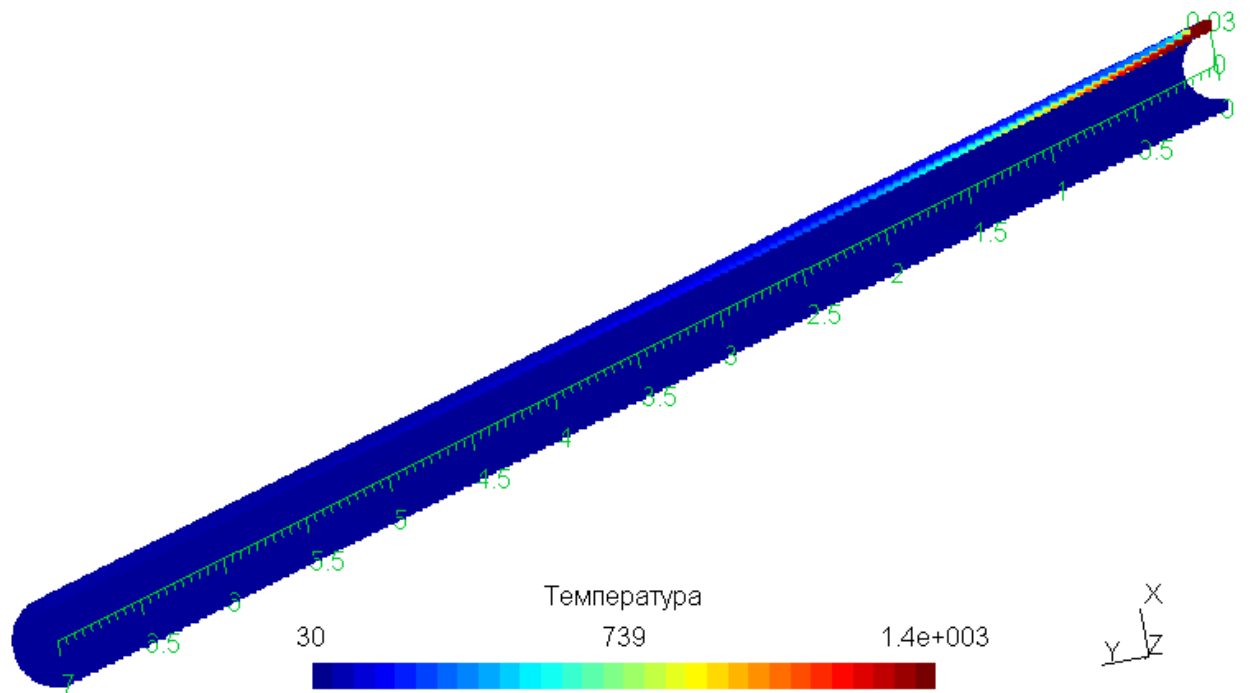


Рисунок 3.6 – Розподіл температури у трубі Ø60,3x5

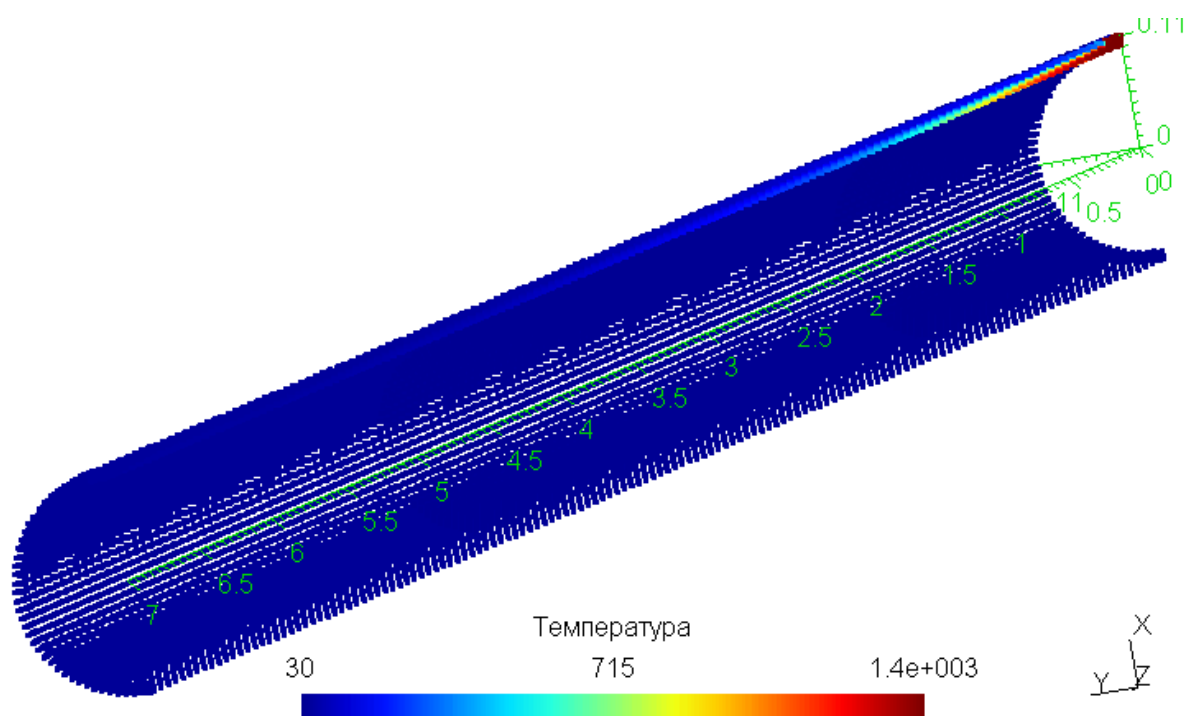


Рисунок 3.7 – Розподіл температури у трубі Ø219,1x9

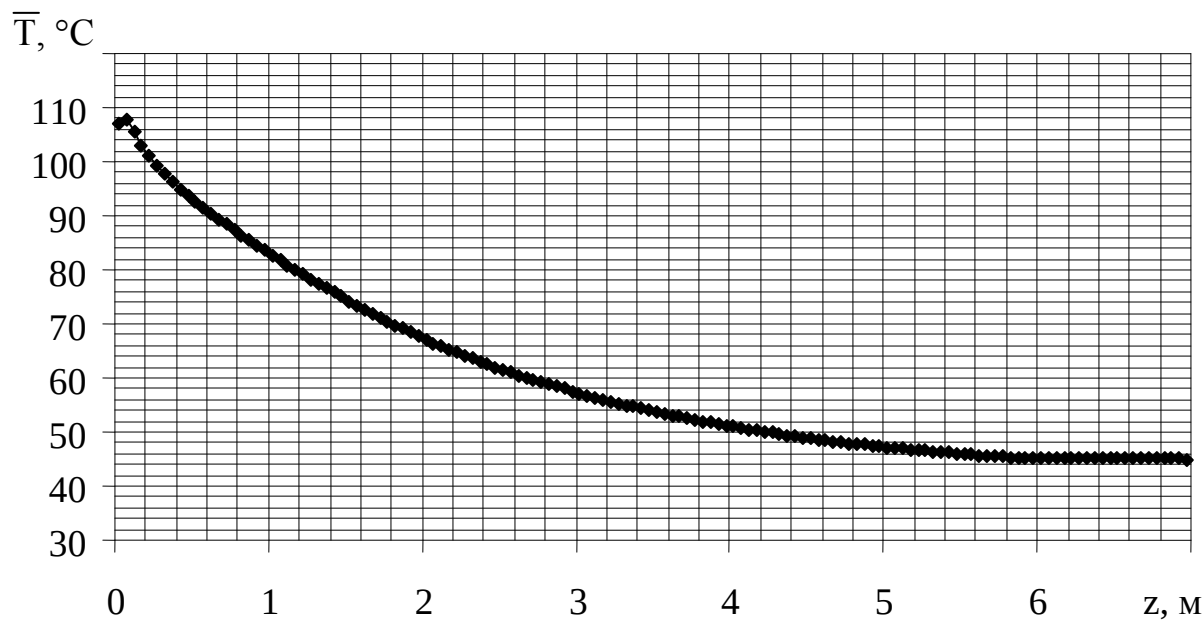


Рисунок 3.8 – Середньомасова температура труби.  $\varnothing 60,3 \times 5$

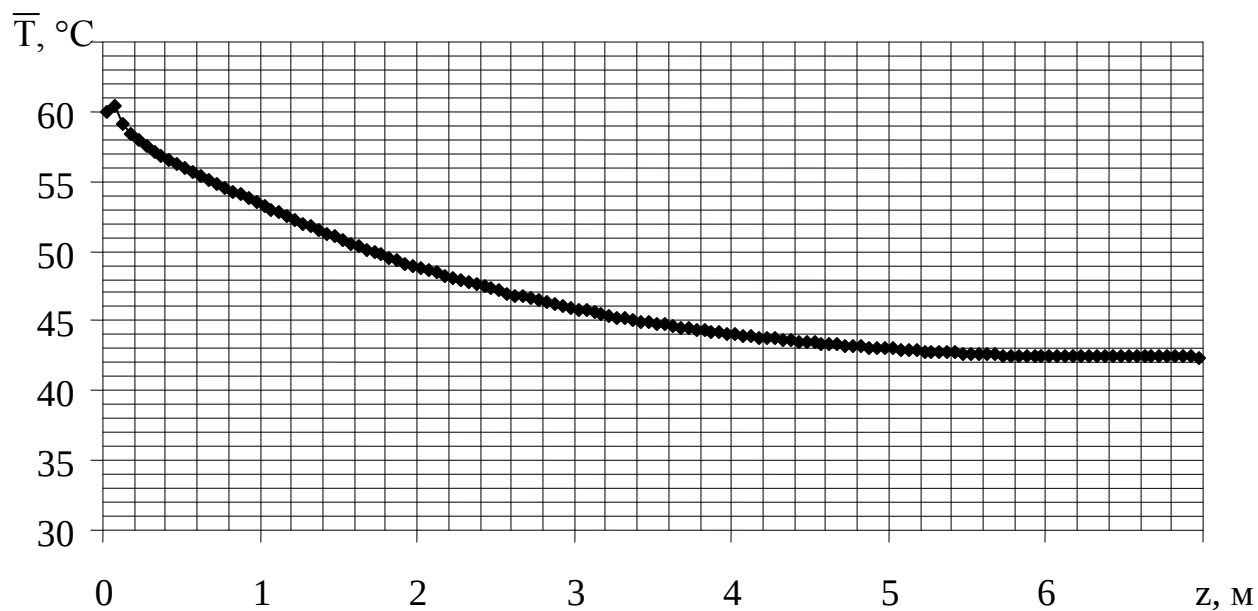


Рисунок 3.9 – Середньомасова температура труби  $\varnothing 219,1 \times 9$

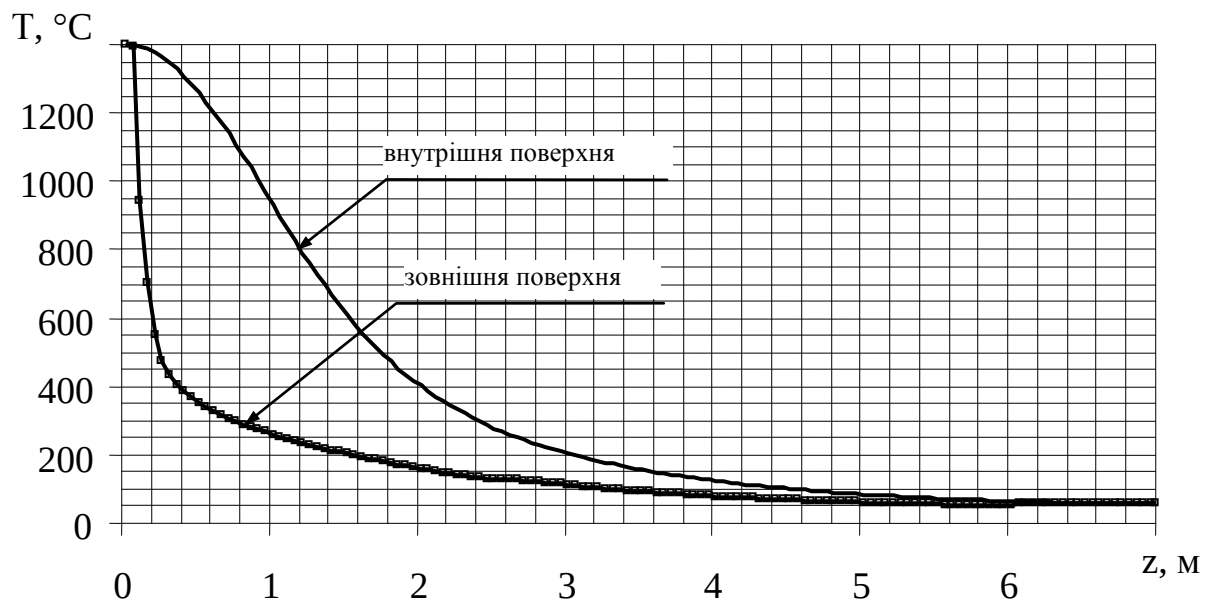


Рисунок 3.10 – Температура зварного шва труби  $\varnothing 60,3 \times 5$

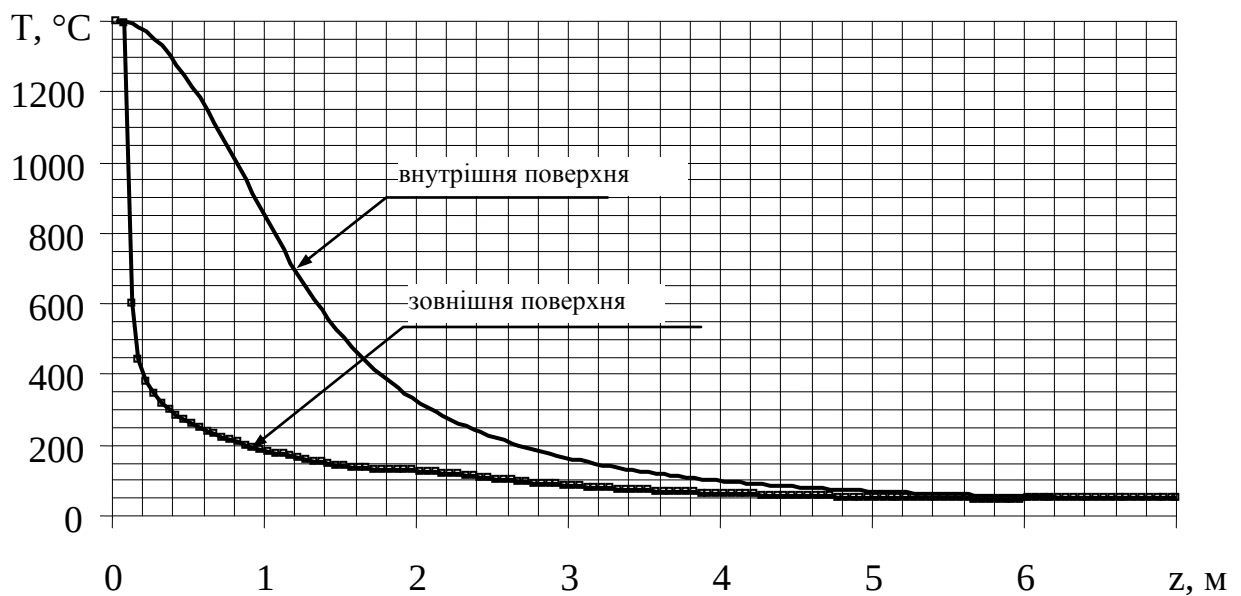


Рисунок 3.11 – Температура зварного шва труби  $\varnothing 219,1 \times 9$

Із рис. 3.4-3.11 видно, що температура труби в кінці охолодження не перевищує  $50^{\circ}\text{C}$ .

## ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

В роботі розроблено математичну модель, проведено розрахунки та обґрунтування параметрів системи охолодження електрозварних труб.

Визначено, що при швидкості виготовлення труб 25...80 м/хв, зовнішньому діаметрі труб 60,3...259 мм, товщині стінки 1,5...9 мм необхідна середня температура труб 50 °С досягається при витраті охолоджуючої рідини в холодильнику 50 м<sup>3</sup>/год, дисперсності розпилювання форсунками (середній діаметр краплин по Заутеру) 500 мкм та їх швидкості біля поверхні труби 10 м/с.

Отримані результати дозволяють скоротити витрату охолоджуючої труб рідини, що зменшує питомі витрати енергії на перекачування і, як наслідок, зменшує собівартість продукції.

Результати роботи можна використовувати при проектуванні нових та дослідженні існуючих холодильників агрегатів електрозварних труб.

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ |    |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          | 72 |



## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Спеціальні способи зварювання: підручник /І.В.Кривцун, В.В.Квасницький, С.Ю.Максимов, Г.В.Єрмолаєв.. – Миколаїв :НУК, 2017.– 346 с.
2. Patankar S. Numerical heat transfer and fluid flow. – New York: Hemisohere Publishing Corporation, 1980. – 197р..
3. Жевжик О.В. Гідроаеродинамічне удосконалення розпилювальної градирні: дис. канд. техн. наук: 05.14.06 / О.В. Жевжик. – Дніпропетровськ, НЦАОМ України, 2000. –180 с.
4. Квасницький,В.В. Спеціальні способи зварювання [Текст] :навч. посіб. / В. В. Квасницький. – Миколаїв : УДМТУ, 2003. – 437 с
5. Thulukkanam K. Heat Exchanger Design Handbook. / К. Thulukkanam. – New York: CRC Press, 2013. – 1260 p.

|      |      |          |        |      |                          |    |
|------|------|----------|--------|------|--------------------------|----|
|      |      |          |        |      | 02.15.EE2221.KPM.2024-ПЗ | 73 |
|      |      |          |        |      |                          |    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                          |    |