

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики
Кафедра теплової та альтернативної енергетики

«На правах рукопису»

УДК 621.1:621.577:697.1

До захисту допущено:

Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис)

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ” 2026 р.

**Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
за освітньо-науковою програмою
«Теплоенергетика та теплоенергетичні установки
електростанцій»
зі спеціальності 144«Теплоенергетика»**

**на тему: «Розробка рішень для підвищення енергоефективності
адміністративної будівлі у м.Київ»**

Виконав: студент ІІ курсу, групи ТУ-41мн

Сергій ТИХОНЮК

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Науковий керівник канд. техн. наук, доцент

(Посада, науковий ступінь, вчене звання)

Олександр БАРАНЮК

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Консультант

(назва розділу)

(Посада, науковий ступінь, вчене звання)

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Рецензент

(Посада, науковий ступінь, вчене звання, власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент

(підпис)

Київ 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики
Кафедра теплової та альтернативної енергетики

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)
Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
Освітньо-наукова програма
«Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис)

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ____ ” _____ 2026 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту**

Тихонюк Сергій Леонідович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1.Тема дисертації Розробка рішень для підвищення енергоефективності адміністративної будівлі у м.Київ

Науковий керівник Баранюк Олександр Володимирович, к.т.н., доцент

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

затверджені наказом по університету від “ 30” березня 2026 року № 1326-с

2. Термін подання студентом дисертації 20 травня 2026 р.

3. Об'єкт дослідження Адміністративна будівля КП «Київський метрополітен» та режими роботи вентиляційної шахти метрополітену.

4. Вихідні дані Кліматичні параметри м. Києва.

4.1.Геометричні та конструктивні характеристики огорожень будівлі.

4.2.Параметри роботи вентиляторів та температурні профілі повітря вентшахти.

4.3.Дані щодо внутрішніх джерел тепловиділення та інсоляції.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити

5.1.Аналіз конструкцій огороження будівлі та параметрів роботи вентшахти. 5.2.Розрахунок максимального теплоспоживання на опалення, вентиляцію та ГВП. 5.3.Моделювання температурних полів у вузлах примикань. 5.4.Розрахунок теплонадходжень від інсоляції та зведення місячного теплового балансу. 5.5.Розрахунок повітряно-рідинного теплообмінника вентшахти. 5.6.CFD-моделювання гідравлічних втрат. 5.6.Термодинамічний розрахунок циклу ТН на фреоні R32, підбір обладнання теплонасосної установки. 5.7.Розрахунок теплового потоку від конденсації вологи та визначення підсумкових характеристик системи.

6. Орієнтований перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:
- 6.1.Схеми конструкцій огороження та досліджуваних вузлів примикання.
- 6.2.Результати 2D-моделювання температурних полів у конструкціях.
- 6.3.Графіки місячних тепловтрат і теплонадходжень протягом сезону.
- 6.4.Креслення конструкції шахтного повітряно-рідинного теплообмінника.
- 6.5.Результати CFD-моделювання потоків та гідравлічних втрат у контурі.
- 6.6.Термодинамічний цикл роботи теплового насоса на p-h діаграмі.
- 6.7.Принципова схема теплонасосної установки з проміжним теплоносієм.
- 6.8.Ілюстративні матеріали доповіді (14 слайдів).

7. Орієнтований перелік публікацій:

7.1.Баранюк О. В., Тихонюк С. Л. Аналіз технологій утилізації теплового потенціалу вентиляційних викидів / О. В. Баранюк, С. Л. Тихонюк // «Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування». – 2026. – № 1.

7.2.Тихонюк С. Л. Утилізація теплового потенціалу вентиляційного повітря та стічних вод підземних споруд метрополітенів./ Матеріали XXII-ї Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики». – Київ, 2025.

8. Дата видачі завдання " 26 " лютого 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Збір та аналіз вихідних даних по об'єкту дослідження.	02.02.26-13.02.26	
2.	Огляд літератури та аналіз режимів роботи вентшахти.	02.02.26-13.02.26	
4.	Моделювання тепловтрат та розрахунок теплонадходжень.	13.02.26-27.02.26	
5.	Зведення балансу тепловтрат та перерахунок по місяцях.	20.02.26-13.03.26	
6.	Розрахунок теплообмінника та CFD-моделювання гідравліки.	13.03.26-20.03.26	
7.	Розрахунок термодинамічного циклу ТН та підбір обладнання.	20.03.26-27.03.26	
8.	Оформлення записки, графічного матеріалу та презентації.	до 15.05.26	
9.	Подання дисертації на рецензування та захист роботи.	до 20.05.26	

Студент

(підпис) Сергій ТИХОНЮК
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Науковий керівник дисертації

(підпис) Олександр БАРАНЮК
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація являє собою авторський рукопис і складається зі вступу, 6 розділів, висновку, списку використаних джерел, додатків та креслень. Пояснювальна записка виконана в обсязі 165 сторінок включно з додатками, містить 61 рисунок, 61 таблицю, 10 плакатів графічного матеріалу та 14 слайдів презентації.

Об'єктом дослідження є адміністративна будівля КП «Київський метрополітен» та режими роботи вентиляційної шахти метрополітену поруч з будівлею. Мета дослідження – визначення енергоспоживання та підвищення енергоефективності будівлі за рахунок впровадження теплонасосних установок на заміну електрокотлам для опалення, підігріву вентиляційного повітря та ГВП. Акцент зроблено на можливості використання вентиляційного повітря з вентшахти метрополітену в якості низькопотенційного джерела теплової енергії для теплового насоса з можливістю підключення до наявної системи водяного контуру високотемпературної системи опалення та ГВП, а також визначення параметрів для досягнення економічної доцільності роботи системи теплонасосного опалення при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для м. Києва.

В розділі 1 охарактеризовується об'єкт дослідження, проводиться огляд типів вентиляційних установок вентшахт метрополітену, параметрів роботи вентиляторів, дослідження температурних параметрів. Наведено вихідні дані по конструктиву світлопрозорого та несвітлопрозорого огороження будівлі.

В розділі 2 проведено розрахунки максимального теплового споживання за рахунок трансмісії (теплопровідності), підігріву вентиляційного повітря та на потреби ГВП. Проведено дослідження впливу на тепловтрати типових лінійних вузлів примикань внутрішніх конструкцій до зовнішнього огороження. Виведено систему рівнянь, яка дозволяє виконувати 2D-моделювання температурних полів та визначення тепловтрат за допомогою будь-якого програмованого середовища обробки чисельних методів. Для моделювання за допомогою системи рівнянь використано середовище MS Excel та проведено порівняння результатів з моделюванням в середовищі SolidWorks Simulation.

Розділ 3 присвячений визначенню теплонадходжень від внутрішніх джерел тепловиділення та за рахунок сонячної радіації через світлопрозоре та несвітлопрозоре огороження.

В розділі 4 зведено дані стосовно тепловтрат та теплонадходжень, зроблено перерахунок теплоспоживання протягом місяців опалювального сезону.

Найбільш об'ємний розділ 5 містить інформацію щодо розрахунку параметрів теплообміну на стороні вентиляційної шахти. Обравши схему роботи випарника теплового насоса з контуром проміжного теплоносія, зроблено розрахунок теплообмінника повітря-рідина для роботи на стороні вентшахти. Теплообмінник розраховано на базі оребреного коридорного пучка плоскоовальних труб. Для запобігання корозії через інтенсивність конденсації вологи з повітря та використання в контурі рідинного теплоносія помірно агресивних розчинів солей, матеріалом для виготовлення теплообмінних поверхонь обрано нержавіючу сталь 316L. Для можливості роботи системи з економічно доцільними характеристиками проведено детальне CFD-моделювання в середовищі Solid Flow Simulation гідравлічних втрат у вузлах контуру рідинного теплоносія та підібрано теплоносій – 30% розчин калію форміату (KFO), який забезпечить необхідні параметри теплообміну при мінімальних значеннях температурного напору з достатніми для економічної доцільності гідравлічними втратами. Підібрано циркуляційні насоси для рідинного теплоносія та вентилятори повітря. Пораховано можливі об'єми утворюваного конденсату та додатковий тепловий потік, який можна отримувати за рахунок прихованої теплоти фазового переходу – condensation (конденсації) водяної пари з повітря.

Розділ 6 складається з послідовних підрозділів розрахунку та підбору теплового насоса та основного обладнання теплонасосної установки. В якості холодоагенту обрано фреон R32, проведено попередні теоретичні розрахунки термодинамічного циклу ТН з відображенням на p -діаграмі. Тепловий насос на базі спірального компресора та конденсатор обрано компанії BITZER, в якості випарника для теплообміну рідина – фреон розраховано та обрано пластинчастий теплообмінник THERMAKS PTA (GC)-60.

У висновку проведено огляд результатів роботи та дано заключення щодо підвищення енергоефективності об'єктів теплоспоживання за рахунок впровадження теплонасосних установок великої потужності у поєднанні з вентиляційними викидами промислових об'єктів.

Ключові слова: тепловтрати, теплоспоживання, інсоляція, тепловий насос, вентиляція метрополітену, утилізація теплоти, проміжний теплоносій, пластинчастий теплообмінник, моделювання Flow Simulation.

ABSTRACT

The Master's thesis is an author's manuscript consisting of an introduction, 6 chapters, a conclusion, a list of references, appendices, and drawings. The explanatory note comprises 165 pages including appendices, and contains 61 figures, 61 tables, 10 graphic posters, and 14 presentation slides.

The object of research is the administrative building of the Utility Company "Kyiv Metro" and the operating modes of the metro ventilation shaft located adjacent to the building.

The purpose of the study is to determine energy consumption and improve the energy efficiency of the building by implementing heat pump systems to replace electric boilers for heating, ventilation air preheating, and domestic hot water (DHW). Emphasis is placed on the possibility of utilizing the exhaust air from the metro ventilation shaft as a low-potential thermal energy source for the heat pump, with a connection to the existing water circuit of the high-temperature heating and DHW system. Additionally, the study defines the parameters required to achieve economic feasibility for the heat pump heating system at the design outdoor temperature for the city of Kyiv.

Chapter 1 characterizes the object of research, provides an overview of the types of ventilation units used in metro ventilation shafts, analyzes fan operating parameters, and investigates temperature profiles. Initial design data regarding the transparent and non-transparent building envelope structures are also presented.

Chapter 2 presents calculations for maximum thermal energy consumption caused by transmission (thermal conductivity), ventilation air preheating, and DHW demands. The impact of typical linear thermal bridges (junctions of internal structures to the external envelope) on heat loss is investigated. A system of equations is derived to enable 2D modeling of temperature fields and heat loss calculations using any programmable environment for numerical methods. MS Excel was utilized for modeling via this system of equations, and the results were validated by comparison with simulations conducted in SolidWorks Simulation.

Chapter 3 is dedicated to determining internal heat gains from indoor sources and solar radiation heat gains through transparent and non-transparent building envelopes.

Chapter 4 aggregates the data regarding heat losses and heat gains, recalculating monthly energy consumption throughout the heating season.

Chapter 5 is the most extensive section and contains calculations of heat transfer

parameters on the ventilation shaft side. Selecting a heat pump evaporator scheme with an intermediate secondary refrigerant loop, an air-to-liquid heat exchanger was calculated for operation inside the ventilation shaft. The heat exchanger is designed based on a staggered finned bank of flat-oval tubes. To prevent corrosion caused by intensive moisture condensation from the air and the use of moderately aggressive salt solutions in the liquid loop, AISI 316L stainless steel was selected as the material for the heat-conducting surfaces. To ensure the system operates with economically feasible characteristics, detailed CFD modeling of hydraulic losses within the liquid loop components was performed using Solid Flow Simulation. A 30% potassium formate (KFO) solution was selected as the secondary refrigerant, providing the necessary heat transfer parameters at minimal temperature differences with hydraulic losses acceptable for economic viability. Circulating pumps for the secondary refrigerant and air fans were selected. The potential volume of generated condensate and the additional heat flux available from the latent heat of phase transition (water vapor condensation from the air) were also calculated.

Chapter 6 consists of sequential subsections for the calculation and selection of the heat pump and the primary equipment of the heat pump plant. R32 freon was selected as the refrigerant, and preliminary theoretical calculations of the thermodynamic heat pump cycle were performed and plotted on a p-h diagram. A BITZER scroll compressor and condenser were selected, while a THERMAKS PTA (GC)-60 plate heat exchanger was calculated and chosen as the liquid-to-freon evaporator.

In the conclusion, the results of the research are summarized, and a final assessment is provided regarding the enhancement of energy efficiency in heat-consuming facilities through the implementation of high-capacity heat pump systems integrated with industrial ventilation exhaust.

Approbation of Thesis Results

The main findings and propositions of the research were presented and discussed at the XXIInd International Scientific and Practical Conference of Young Scientists and Students "Modern Problems of Scientific Support in the Energy Sector."

Keywords: heat loss, energy consumption, insolation, heat pump, metro ventilation, heat recovery, intermediate secondary refrigerant, plate heat exchanger, Flow Simulation modeling.

ЗМІСТ

Перелік умовних скорочень.....	10
ВСТУП.....	12
1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ.....	16
2. РОЗРАХУНОК МАКСИМАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО СПОЖИВАННЯ.....	22
2.1. Теплове споживання за рахунок трансмісійних тепловтрат.....	22
2.1.1. Розрахункові трансмісійні тепловтрати через несвітлопрозоре вертикальне огородження.....	23
2.1.2. Розрахункові трансмісійні тепловтрати через неопалювальне горище.....	26
2.1.3. Розрахункові трансмісійні тепловтрати через підлогу.....	27
2.1.4. Розрахункові трансмісійні тепловтрати через світлопрозоре огородження.....	28
2.2. Моделювання і дослідження тепловтрат у вузлах примикання.....	29
2.3. Теплове споживання за рахунок підігріву вентиляційного повітря...	45
2.4. Теплове споживання на потреби ГВП.....	46
3. ТЕПЛОВІ НАДХОДЖЕННЯ.....	49
3.1. Теплові надходження від внутрішніх джерел.....	49
3.2. Теплові надходження за рахунок інсоляції	50
3.2.1. Теплові надходження за рахунок інсоляції через віконні конструкції.....	51
3.2.2. Сонячні теплонадходження через несвітлопрозоре огородження будівлі.....	57
4. ЗАГАЛЬНЕ РОЗРАХУНКОВЕ ТЕПЛОВЕ СПОЖИВАННЯ, НАЙБІЛЬШ ХОЛОДНОГО МІСЯЦЯ ТА ПРОТЯГОМ ОПАЛЮВАЛЬНОГО СЕЗОНУ.....	61
4.1. Щомісячні тепловитрати впродовж опалювального сезону.....	61
5. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА ПОВІТРЯ-РІДИНА.....	67
5.1. Розрахунок теплообміну з боку джерела низько-потенційної теплоти.....	67
5.2. Розрахунок теплообміну з боку повітря в одній з 3-х секцій.....	75
5.3. Теплообмін з боку розчину пропіленгліколю в одній з 3-х секцій....	80
5.4. Визначення гідравлічного опору теплообмінної секції з боку розчину пропіленгліколю 45%.....	87
5.5. Заміна холодного теплоносія з метою забезпечення працездатних характеристик теплообмінної секції.....	99

5.6. Визначення гідравлічного опору теплообмінної секції в контурі 30% розчину калію формиату (KFO).....	102
5.7. Визначення аеродинамічних втрат на стороні течії повітря.....	108
5.8. Визначення необхідної потужності насосів та вентиляторів з підбором даного обладнання.....	109
5.9. Додаткова теплова енергія за рахунок конденсації водяної пари з вологого вентиляційного повітря метрополітену.....	111
6. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ.....	113
6.1. Орієнтовний розрахунок термодинамічного циклу роботи ТНУ.....	113
6.2. Вибір компресора теплонасосної установки.....	116
6.3. Вибір конденсаторів.....	118
6.4. Розрахунок випарника на базі пластинчастого теплообмінника.....	121
6.4.1. Параметри теплообміну з боку гарячого теплоносія - 30% розчину калію формиату.....	127
6.4.2. Параметри теплообміну з боку киплячого теплоносія-фреону.....	128
6.4.3. Порівняння схем подачі теплоносіїв у випарник та аналіз результатів розрахунків.....	138
6.4.4. Вибір пластинчастого теплообмінника за каталогом виробника...	140
ВИСНОВОК.....	143
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	145
Додаток А.....	149
Додаток Б.....	153
Додаток В.....	162
Додаток Г.....	163
Додаток Д.....	169
Додаток Е.....	171

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

Q – тепловий потік; кількість теплоти;
 q – густина теплового потоку;
 V – об’єм; об’ємна витрата;
 t, T – температура;
 $\Delta t, \Delta T, \delta T$ – різниця температури;
 k – коефіцієнт теплопередачі; коефіцієнт перерахунку;
 α – коефіцієнт тепловіддачі;
 λ – коефіцієнт теплопровідності;
 ρ – густина;
 c – теплоємність;
 G – витрата (масова, об’ємна);
 $A; F; f$ – площа;
 $D; d$ – діаметр;
 $R; r$ – термічний опір; теплота пароутворення;
 δ – товщина, різниця;
 $\tau; T$ – час, період;
 m – кратність повітрообміну; щільність; коефіцієнт; степінь;
 $l; L$ – довжина;
 $\omega; w, v$ – швидкість;
 ν – питомий об’єм; коефіцієнт кінематичної в’язкості;
 $h; H$ – висота;
 H – напір;
 Re – критерій Рейнольдса;
 Pr – критерій Прандтля;
 Nu – критерій Нуссельта;
 z – показник степеня, кількість;
 η – коефіцієнт корисної дії;
 Σ – сума;
 g – прискорення вільного падіння;
 $P; p$ – тиск;

Скорочення:

ГВП – гаряче водопостачання;
 ТНУ – теплонасосна установка;
 ККД – коефіцієнт корисної дії;
 КФО – 30% розчин калію форміату;
 GWP – потенціал глобального потепління;
 ODP – озоноруйнуючий потенціал;
 CFD – обчислювальне моделювання динаміки рідини

Верхні індекси

вент — вентиляція;

мах — максимальні;

min — мінімальні;

пр — приведений;

п — підвал;

к — канал;

адм — адміністративний;

ор — орієнтовний;

пл — пластини;

вип — випарник;

ут — уточнений.

Нижні індекси

з; зов — зовнішнє;

в — внутрішнє;

заг — загальне;

буд — будівля;

п — повітря;

р. о. — розрахункове опалення;

т — теплопровідність;

в. т. — внутрішні тепловиділення;

о. в. — опалення-вентиляція;

н. у. — нормальні умови;

т.р. — трансмісійний (теплопровідний);

пто — пластинчастий теплообмінник;

total — загальний;

old — попередній;

ν — парова фаза речовини;

l — рідкий стан речовини.

ВСТУП

Розвиток людської цивілізації відбувається завдяки освоєнню нових методів використання прихованої внутрішньої енергії хімічних елементів. Найдешевшим способом отримання потрібних хімічних елементів є прямий видобуток їх з надр Землі. Природа сама під дією різних процесів (високої температури, тиску, ерозії, гниття чи його відсутності без доступу кисню тощо) протягом сотень тисяч та мільйонів років створювала ці елементи. Інтенсивне використання викопних ресурсів розпочалося з початком індустріальної революції. Але зростання темпів їх видобутку та використання протягом останніх десятиліть показало зворотній бік такого процесу: клімат неконтрольовано змінюється, змінюються глобальні процеси потоків повітряних мас, океанських течій, в атмосферу потрапляє значна кількість речовин, перевищення концентрації яких впливає на озоновий шар, призводить до випадіння кислотних дощів, ерозії ґрунтів, зміну кислотності водяних мас, що, в свою чергу, створює умови значного впливу на ланцюги взаємодії в живій природі. Через порушення балансу споживання людиною/відновлення природою людство може пройти так звану «точку неповернення», поставивши під загрозу власне виживання. Розуміння проблеми вимагає пошуку таких методів та технологій, які, не припиняючи подальший розвиток, надають можливість значно знизити споживання невідновлювальних джерел енергії і не лише мінімізувати викиди від технологічних процесів, а й направити їх залишки на створення продуктів та речовин з можливістю повторного використання.

При переведенні описаного питання в наукову площину, з'являються більш чіткі поняття, якими потрібно керуватися в інженерних розрахунках для досягнення максимального ефекту ресурсоефективності та екологічності. Такі поняття були затронуті при написанні даної роботи і до них відносяться: теплові потоки за рахунок теплопровідності через огороження, масо- та тепловтрати за рахунок використання потоків речовин, гідравлічні втрати, які потрібно компенсувати використанням додаткової енергії, норми граничних концентрацій шкідливих речовин, норми шумового забруднення, тепла радіація, ККД, COP, ODP, GWP, ексергія та анергія тощо.

Загальновідомо, що централізація при енергогенерації є не лише енергоефективнішою, а й дозволяє покращити окупність впроваджуваних технологій, а також застосувати більш ефективні методи утилізації шкідливих викидів. З іншого боку, якщо розглядати енергетичну ситуацію в Україні під час військових дій, децентралізація має більшу перевагу в плані стійкості інфраструктури від пошкоджень та знищення обстрілами. При цьому підвищуються вимоги до вибору обладнання та технологій для досягнення високих показників економії енергії та мінімізації викидів.

Україна знаходиться в помірному кліматі, за рахунок значної протяжності в залежності від регіону опалювальний період коливається від 2500 до 4300 градусо-днів [1]. Одним найбільш енергоємним споживачем електричної енергії є електроопалення. Воно є ефективним з точки зору перетворення електроенергії в теплову енергію. Якщо знехтувати витратами електроенергії на роботу циркуляційних насосів та іншого допоміжного обладнання, то можемо вважати, що ККД перетворення електроенергії в теплову на стороні абонента складає 100%. Було б найкращим чином, якби для електрогенерації використовувалися лише альтернативні джерела енергії, такі як сонячні фотоелектричні панелі, вітрогенератори, гідроелектростанції тощо. Всі ці технології впроваджуються та працюють в Україні, вони мають додатковий потенціал в майбутньому, але, по-перше, на сьогоднішній день їх максимальна потужність не може покрити всіх потреб, а, по-друге, генерація від таких джерел не постійна в часі, залежить від багатьох факторів: наявність/відсутність вітру, тривалість світлового дня, хмарність, прозорість атмосфери, наявність/відсутність паводків тощо. Для узгодження часу генерації/споживання впроваджуються системи накопичення енергії, серед яких акумуляторні батареї мають тенденцію для зайняття лідируючих позицій і прогнозується, що в майбутньому дана технологія накопичення витіснить ГАЕС. В Україні також працюють атомні електростанції і енергосистема розрахована так, щоб дані електростанції працювали в сталому режимі і покривали частину основного (базового) навантаження. Для повного покриття потреб в електроенергії використовуються теплові електростанції з паровими та газовими турбінами.

В парових та газових електростанціях джерелом енергії є прихована енергія (зазвичай враховується нижча робоча теплота згоряння) газоподібного, рідкого чи твердого палива, яка вивільняється при його окисленні (згорянні). Усереднено для якісного палива вважають, що воно володіє 95% ексергії – енергії, яку можна повністю перетворити в роботу. Але в процесах теплообміну відбуваються втрати ексергії, корисна енергія перетворюється в анергію – те, що неможливо перетворити в роботу за даних умов навколишнього середовища.

Зазвичай більшість потужних теплових електростанцій працюють з ефективністю близько 38-40%. Ці показники враховують втрати тепла в навколишнє середовище через неідеальність теплоізоляції, викиди з димовими газами, внутрішні втрати в турбіні, втрати через «неідеальність» термодинамічного процесу в турбоустановці, втрати на власні потреби станції, втрати на механічне тертя тощо. При транспортуванні електроенергії до споживача існують додаткові втрати електроенергії на нагрів провідників, трансформацію, перетворення. Якщо це все врахувати, то можна було б сказати, що до споживача надходить біля третини енергії, яка була отримана при згорянні палива на електростанції.

Однак, якщо справа доходить до кінцевого «спалювання електроенергії», то доцільно проводити більш глибокий аналіз втрат. Адже робота, яку ми могли б здійснити завдяки витраченій на опалення електроенергії, є більш цінною з точки зору володіння енергією, ніж просто перетворити її знову в теплоту, з якої свого часу цю електроенергію було отримано. Якщо ж врахувати глибші термодинамічні поняття, то повітря, що міститься в опалюємому приміщенні, містить певну кількість ексергії та анергії. Приймаючи, що за межами приміщення знаходиться середовище з заданими мінімальними зовнішніми умовами, то тепловий потік за рахунок трансмісії через зовнішнє огороження повністю втрачає ексергію і при потраплянні в навколишнє середовище містить лише анергію, яку, навіть за ідеальних умов, неможливо перетворити в роботу за даних умов навколишнього середовища.

Потік ексергії, що втрачається та перетворюється в анергію при передачі за рахунок теплового потоку від внутрішнього до навколишнього середовища,

відносно прийнятих умов навколишнього середовища, можемо знайти з наступного виразу:

$$E = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right), \quad (1)$$

де Q – величина теплового потоку, Вт;

T_0 – температура навколишнього середовища, °К;

T – температура внутрішнього середовища приміщення, °К;

$\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$ – фактор Карно.

Якщо прийняти температуру зовнішнього повітря $T_0 = 273,15^\circ\text{K}$ (0°C), а температуру повітря всередині приміщення $T = 293,15^\circ\text{K}$ (20°C), то відсоток ексергії, що міститься в повітрі приміщення:

$$E_{\% \text{прим}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot 100\% \quad (2)$$

$$E_{\% \text{прим}} = \left(1 - \frac{273,15}{293,15}\right) \cdot 100\% = 6,8\%$$

Тобто, «спалюючи» електроенергію і перетворюючи її в тепло, ми переводимо більше 90% ексергетичної енергії в анергію – енергію, що не здатна перетворитися в роботу. Найбільш ефективний спосіб зберегти цінний вид енергії при обігріві – «перекачати» в приміщення близько 90% анергії з навколишнього середовища, затративши при цьому 10 % ексергії на сам процес «перекачування». В реальних умовах даних показників можна досягти за допомогою теплових насосів, що і є основною метою даного проєкту.

1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА

В даній роботі розглядається можливість застосування теплового насосу для опалення, вентиляції та гарячого водопостачання адміністративної будівлі в м.Київ, а також проводяться розрахунки з метою модернізації існуючої системи електричного опалення та впровадження бівалентної схеми роботи теплового насосу. В якості джерела низькопотенційної теплової енергії розглянуто можливість використання вентиляюемого повітря метрополітену від вентшахти, яка розташована поруч з адмінбудівлею. Режим роботи даної вентустановки наступний: влітку основний, працює на приток повітря в тунель метрополітену, а в холодний період року – реверсний: на видув повітря з підземелля в оточуюче середовище. Повітря, яке іншими вентшахтами в реверсному режимі взимку подається в тунель, підігрівається за рахунок теплообміну з ґрунтом через огорожувальні конструкції підземних споруд, від тепловиділень при роботі електрообладнання та механізмів, опалення приміщень станції та від тепловиділень великої кількості пасажирів метрополітену. Температура викидаемого з тунеля повітря взимку коливається в межах 8-13°C. Основним обладнанням, яке використовується у вентустановках метрополітену, є вентилятори типу ВОМД-24 (рис.1.1) та вентилятори типу Zitron [2] (рис.1.2).

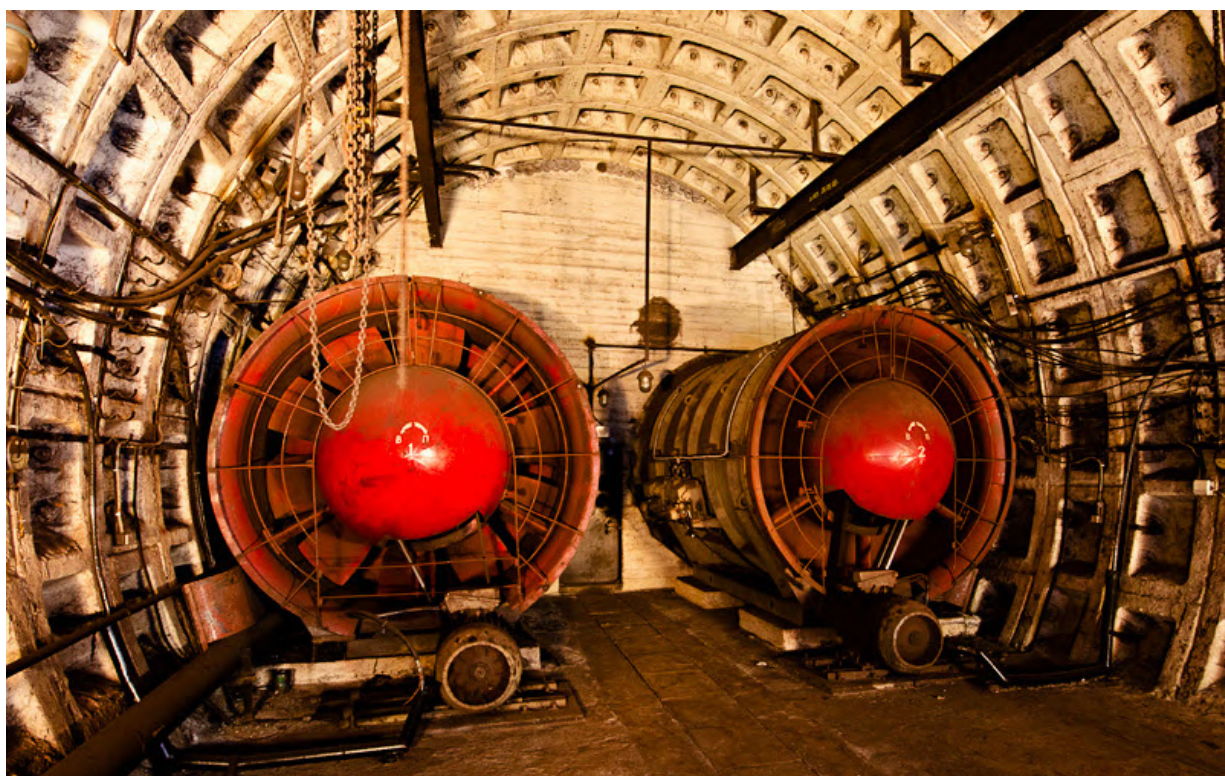


Рис.1.1. Вентилятори ВОМД-24 у вентустановці метрополітену.

Технічні характеристики вентиляторів ВОМД-24 наведені в таблиці 1, вентиляторів Zitron – в таблиці 2 [2].

Таблиця 1.1 Технічні характеристики вентиляторів ВОМД-24.

Діаметр робочого колеса, мм	2400	2400
Частота обертання, min^{-1}	500	320
Максимальна подача, $\text{м}^3/\text{с}$: пряма робота реверсивна робота	110 90	75 55
Номінальна подача, $\text{м}^3/\text{с}$: пряма робота реверсивна робота	75 60	50 40
Максимальний повний тиск, Па: пряма робота реверсивна робота	1800 950	800 450
Номінальний повний тиск, Па: пряма робота реверсивна робота	1350 950	600 400
Потужність електроприводу, кВт	55/132	30/45
Напруга, В	380/660	380/660
ККД максимальний повний	0,83	0,83
Габаритні розміри, мм: довжина ширина висота	5900 2740 3500	5045 3620 3500
Маса, кг, не більше: комплекта поставки вентилятор (без електродвигуна)	15500 13500	15500 13500

Таблиця 1.2. Технічні характеристики вентиляторів Zitron.

Об'єкт установки	Київський метрополітен	
Розташування	м. Київ, Україна	
Підприємство	КП «Київський метрополітен»	
Рік	з 2002 р.	
Моделі	ZVN 1-18-45/6	ZVN 1-16-37/6
Кількість	52	6
Тип	Осьовий	
Реверсивність	96%	
Потужність	45 кВт	37 кВт
Частота обертання	1000 об/хв	
Вогнестійкість	400 °C – 2 год	
Діаметр	1800 мм	1600 мм
Витрата повітря	60 $\text{м}^3/\text{сек}$	45 $\text{м}^3/\text{сек}$
Тиск	800 Па	700 Па



Рис.1.2. Вентилятори Zitrion у вентустановці метрополітену.

На рис.1.3 (а) показано загальний вигляд об'єкту теплоспоживання з північного боку, рис. 1.3 (б) – з західного.

В таблиці 1.3 наведено необхідні дані будівлі для розрахунків теплового споживання.

Опалювальний об'єм будівлі має 4 типи світлопрозорих огорожень: вхідні металопластикові двері розмірами 1,5м*2м та 3 типи віконних конструкцій з двокамерним склопакетом типу 4М₁-10-4М₁-10-4М₁ та опором теплопередачі $R_{\text{пак}}=0,47 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ (таблиця 2.9 [4]) (рис.1.4). Конструктивні характеристики вікон представлені в таблиці 1.4.



а)



б)

а) – вигляд з північної сторони; б) – вигляд з західного боку.

Рис.1.3. зовнішній вигляд адміністративної будівлі
КП «Київського метрополітен»

Для проведення вимірювань використовувалися наступні прилади: пірометри, електронна рулетка, анемометр, гігрометр, спиртовий термометр. Щотижневі вимірювання температурного режиму впродовж тривалого періоду дали наступні результати: температура поверхні огороження тунелів знаходиться в межах $+11...+15\text{ }^{\circ}\text{C}$, огороження вентиляції - в межах $+9...+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис.1.5)



Рис.1.4. Типи віконних конструкції будівлі

Таблиця 1.3. Конструктивні параметри досліджуємої будівлі.

1.	Кількість поверхів	6
2.	Товщина зовнішніх стін	0,51м
3.	Основний матеріал зовнішнього огороження	Цегла силікатна
4.	Товщина перекриття	0,3м
5.	Основний матеріал перекриття	залізобетон
6.	Висота поверху без перекриття	2,8м
7.	Площа підлоги поверху №1	422 м ²
8.	Площа підлоги поверху №2	572 м ²
9.	- в тому числі над приміщенням касового залу	150 м ²
10.	Площа підлоги поверху №3	1422 м ²
11.	- в тому числі над відкритим повітрям (проїзд)	140 м ²
12.	- в тому числі над приміщенням касового залу	700 м ²
13.	Площа підлоги поверху №4	1422 м ²
14.	Площа підлоги поверхів №5, №6	572 м ²
15.	Вертикальна площа огороження, що контактує з зовнішнім повітрям (вікна+стіни)	3079 м ²
16.	Вертикальна площа огороження, що контактує з касовим залом станції	450 м ²
17.	Сумарна площа підлоги горища	1422 м ²

Таблиця 1.4. Типи віконних конструкцій будівлі та їх характеристики.

Позиція	Од. вимір	Тип вікна			ВСЬОГ О
		А	В	С	
Ширина штапіка	м	0,02	0,02	0,02	
Ширина профілю	м	0,05	0,05	0,05	
Ширина дистанційних рамок	м	0,01	0,01	0,01	
Кількість вікон	шт	152	34	1	
Ширина вікна	м	2,30	0,90	6,00	
Висота вікна	м	1,50	1,50	20,00	
Площа світлопрозорих огорожень	м²	524,4	45,9	120,0	690,3
Прилягання до підвіконня	м	349,6	30,6	6,0	386,2
Прилягання до стіни збоку	м	456,0	102,0	40,0	598,0
Прилягання в зоні перемички	м	349,6	30,6	6,0	386,2
Довжина дистанційних рамок	м	1726,7	146,8	325,4	2198,9
Площа невітлопрозорої конструкції вікон	м ²	133,33	10,76	23,03	167,1
Площа світлопрозорої конструкції вікон	м ²	391,07	35,14	96,97	523,2



Рис.1.5. Заміри температури оболонки вентшахти за допомогою пірометра.

2. РОЗРАХУНОК МАКСИМАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО СПОЖИВАННЯ

2.1. Теплове споживання за рахунок трансмісійних тепловтрат

Максимальний тепловий потік за рахунок трансмісії через зовнішнє огороження визначаємо за формулою (формула 4.12 [3]):

$$Q = \sum_{i=1}^n b_i \cdot \left(1 + \sum \beta_{i,j}\right) \cdot k_i \cdot F_i \cdot (t_{в.р.i} - t_{з.р.i}) \quad (2.1)$$

де b_i – поправка, що враховує чинники впливу на тепловий потік з зовнішнього боку огороження; для теплопередачі до зовнішнього повітря та ґрунту $b_i = 1$, при теплопередачі до суміщених приміщень b_i може розраховуватися за формулою 14 джерела [5] або для наявних будівель допустимо використовувати значення таблиці 3 джерела [5];

$\beta_{i,j}$ – коефіцієнт враховує додаткові втрати тепла при середній швидкості вітру з боку відповідного огороження 4,5 м/с і більше, для м.Київ середня швидкість вітру за всіма напрямками не перевищує 4,5 м/с (таблиця 4 [5]);

k_i – коефіцієнт теплопередачі від внутрішнього повітря до зовнішнього через i -те огороження, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;

F_i – площа відповідного i -го огороження, $м^2$;

$t_{в.р.i}$ – розрахункова температура внутрішнього повітря i -го приміщення, для громадських будівель адміністративного призначення приймаємо $t_{в.р.i} = 20^0 С$ (таблиця 16 [5]);

$t_{з.р.i}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря, згідно нових норм м.Київ відноситься до 1-ї температурної зони і $t_{з.р.i} = -22^0 С$ (таблиця Б.4 [1]).

Коефіцієнт теплопередачі відповідного огороження обернено пропорційний до суми термічних опорів:

$$k_i = \frac{1}{R_{\Sigma,i}} \quad (2.2)$$

де $R_{\Sigma,i}$ — опір теплопередачі, сума термічних опорів i -го огороження $\frac{m^2 \cdot K}{Bm}$.

2.1.1. Розрахункові трансмісійні тепловтрати через несвітлопрозоре вертикальне огороження

Вертикальне несвітлопрозоре огороження має однорідне наповнення по всій площі. На рис.2.1 зображено ескіз даного огороження.

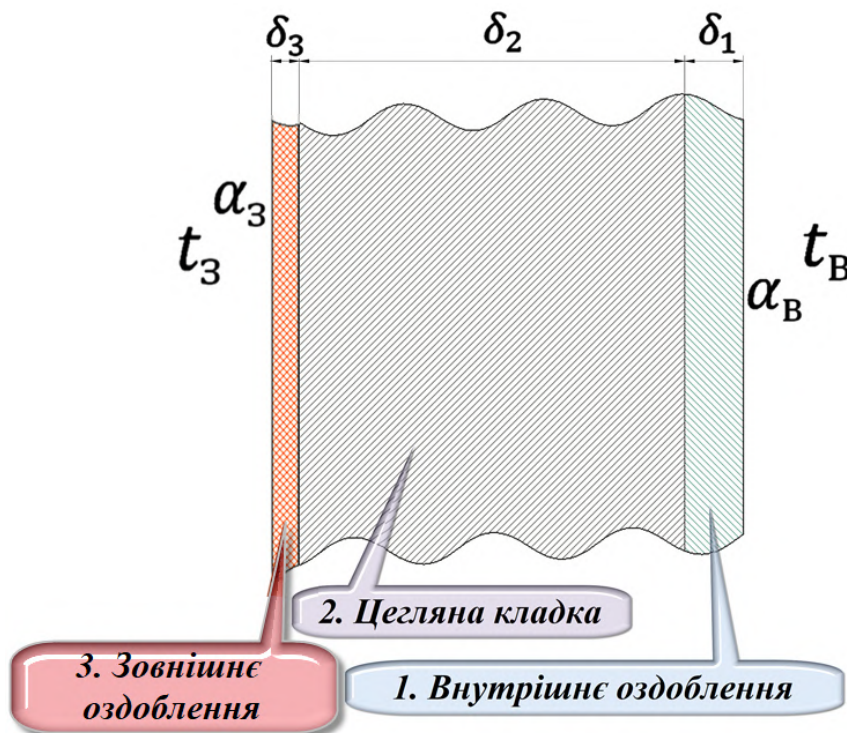


Рис.2.1. Ескіз несвітлопрозорого зовнішнього огороження.

Скориставшись довідковими джерелами (додатки А, Б, В [6]), сформуємо таблицю 2.1. з теплотехнічними характеристиками шарів вертикального огороження.

Таблиця 2.1 Товщина та теплофізичні характеристики матеріалів вертикального огороження.

№ з/п, j	Вид матеріалу	Коефіцієнт теплопровідності λ_j , Вт/(м·К)	Товщина, $\delta_{j,m}$	Питомий термічний опір теплопровідності $r_j = \frac{\delta_j}{\lambda_j}, \frac{m^2 \cdot K}{Bm}$
1.	Гіпсова штукатурка	0,2	0,02	0,1
2.	Кладка цегляна силікатна на цементно-піщаному розчині	0,81	0,5	0,62
3.	Плитка облицювальна	0,96	0,015	0,016

Розраховуємо опір теплопередачі однорідного огороження:

$$R_{\Sigma,i} = \frac{1}{\alpha_e} + \sum_{j=1}^n r_{i,j} + \frac{1}{\alpha_3} \quad (2.3)$$

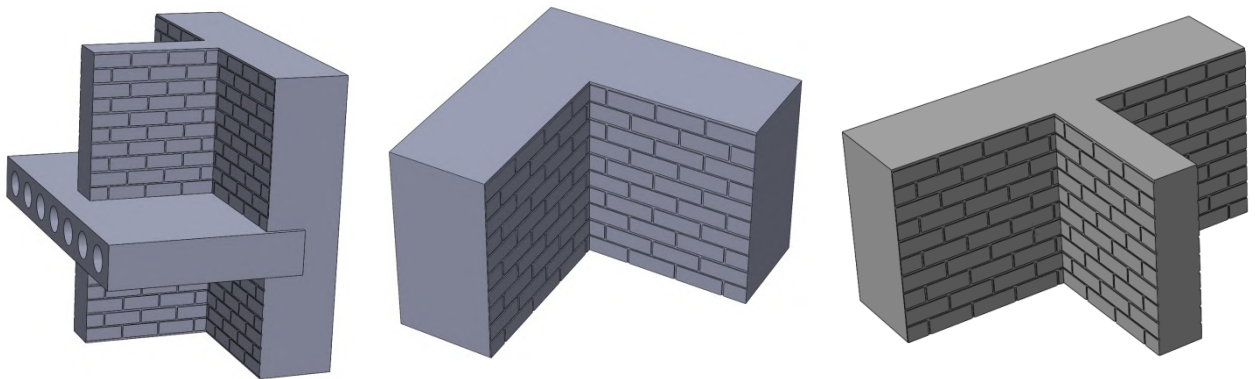
де $r_{i,j} = \frac{\delta_{i,j}}{\lambda_{i,j}}$ – термічний опір теплопровідності j -го прошарку i -го огороження, $\frac{m^2 \cdot K}{Bm}$;

α_e та α_3 – коефіцієнти тепловіддачі з боку внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$, які приймаються згідно довідкових джерел (таблиця Б [6]).

Розраховуємо опір теплопередачі однорідного вертикального огороження:

$$R_{\Sigma,стін} = \frac{1}{8,7} + 0,02 + 0,62 + 0,016 + \frac{1}{23} = 0,81 \frac{m^2 \cdot K}{Bm}$$

В конструкції вертикального огороження наявні архітектурні елементи, що призводять до збільшення тепловтрат. Основні з них вказані на рис. 2.2.



а)

б)

в)

а - вузол сполучення плити перекриття з зовнішньою стіною з цегли;

б - вузол кутового сполучення зовнішніх стін з цегли;

в - вузол сполучення зовнішньої та внутрішньої стін з цегли.

Рис 2.2. Лінійні вузли додаткових тепловтрат вертикального невітлопрозорого огороження.

Для елементів на рис. 2.2 з довідкових джерел або за допомогою моделювання температурних полів в програмних середовищах САПР (SOLIDWORKS Simulation, THERM, ANSYS та ін.) знаходимо значення лінійних коефіцієнтів теплопередачі.

Моделюємо всі елементи (розділ 2.2.) і визначаємо $\psi_{\text{лін},j}$, $\frac{Bm}{m \cdot K}$, дані заносимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2. Розрахункові характеристики лінійних вузлів тепловтрат.

Конструктивний елемент	Загальна довжина елемента, m	Коефіцієнт поправки тепловтрат лінійного елемента, $\psi_j, \frac{Bm}{m \cdot K}$
Рис 2.2. (а)	880	-0,01
Рис 2.2. (б)	120	-1
Рис 2.2. (в)	490	-0,01

Знаходимо приведений опір теплопередачі несітлопрозорого вертикального огороження (розділ 5 [6]):

$$R_{\Sigma np, \text{стін}} = \frac{F_{\Sigma}}{\sum_{i=1}^n \frac{F_i}{R_{\Sigma i}} + \sum_{j=1}^m l_j \cdot \psi_j} \quad (2.4)$$

$$R_{\Sigma np, \text{стін}} = \frac{4185}{\frac{4185}{0,81} - 880 \cdot 0,01 - 120 \cdot 1 - 490 \cdot 0,01} = 0,83 \frac{m^2 \cdot K}{Bm}$$

Вертикальне несітлопрозоре огороження площею $F_{\text{сум несв.}} = 450 m^2$ суміщено з касовим залом з температурою повітря, яка для розрахунків відповідно норм для холодного періоду приймається постійною $t_{\text{к.зал}} = +5^{\circ}C$ (таблиця 4 [7]). За формулою (2.1) розрахункові незмінні трансмісійні тепловтрати до касового залу для опалювального періоду через вертикальне несітлопрозоре огороження:

$$Q_{\text{т.р}}^{\text{стін.кас.зал}} = \frac{1}{0,83} \cdot 450 \cdot (20 - 5) = 8133 Bm$$

Розрахункові трансмісійні тепловтрати до зовнішнього повітря при площі несітлопрозорої поверхні $F_{\text{несв.верт}} = 2386 m^2$ за формулою (2.1):

$$Q_{\text{т.р}}^{\text{несвітлопр}} = \frac{1}{0,72} \cdot 2386 \cdot (20 + 22) = 120737 Bm$$

2.1.2. Розрахункові трансмісійні тепловтрати через неопалювальне горище

Огородженням з боку останнього опалюемого поверху є залізобетонне перекриття, утеплене з боку горища мінералізованою ватою (рис 2.3). Теплофізичні характеристики матеріалів перекриття наведено в таблиці 2.3.

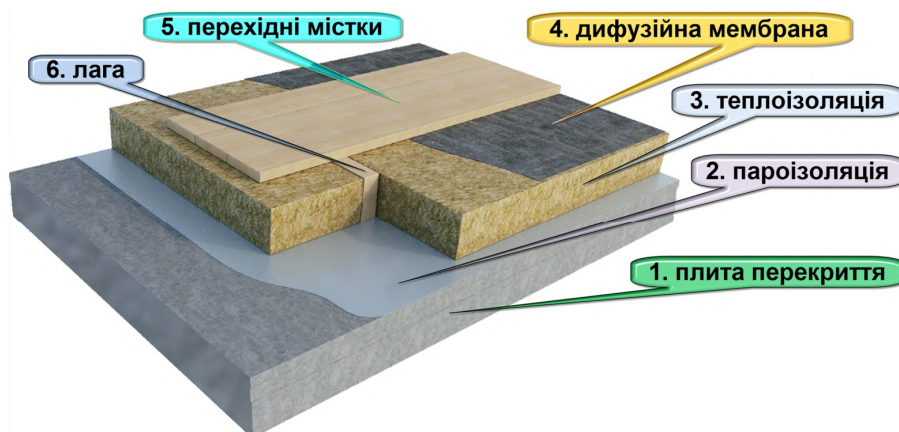


Рис.2.3. Наповнення перекриття з боку горища адміністративної будівлі.

Таблиця 2.3. Теплотехнічні характеристики матеріалів перекриття 6-го поверху.

№ з/п, j	Вид матеріалу	Коефіцієнт теплопровідності λ_j , Вт/(м·К)	Товщина, δ_j , м	Питомий термічний опір теплопровідності $r_j = \frac{\delta_j}{\lambda_j}, \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$
1.	залізобетонна плита	1,92	0,25	0,13
2.	пароізоляція	0,3	0,002	0,01
3.	утеплювач	0,045	0,2	4,44
4.	дифузійна мембрана	0,23	0,0015	0,01

Розраховуємо опір теплопередачі однорідного огороження перекриття останнього опалюемого поверху за формулою (2.3), при цьому коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_v = 10 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, $\alpha_3 = 6 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ (таблиця Б [6]):

$$R_{\Sigma пр, перекр} = \frac{1}{10} + 0,13 + 0,01 + 4,44 + 0,01 + \frac{1}{6} = 5 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

Розрахункові трансмісійні тепловтрати через перекриття горища при площі $F_{горища} = 1422 м^2$ за формулою (2.1), при цьому враховуємо знижувальний коефіцієнт $b_U = 0,9$ (таблиця 3 джерела [5]):

$$Q_{т.р}^{горище} = 0,9 \cdot \frac{1}{5} \cdot 1422 \cdot (20 + 22) = 80627 Вт$$

2.1.3. Розрахункові трансмісійні тепловтрати через підлогу

Будівля суміщена із касовим залом станції, частина 2-го поверху площею перекриття $F_{\text{п.сум№2}} = 150\text{м}^2$ та частина 3-го поверху $F_{\text{п.сум№3}} = 700\text{м}^2$ знаходиться над касовим залом, перший поверх знаходиться над неопалюємим підвалом площею суміщення $F_{\text{підвал}} = 422\text{м}^2$, а також частина поверху №3 з зовнішнього боку перекриття підлоги площею $F_{\text{виступу}} = 140\text{м}^2$ контактує з відкритим зовнішнім повітрям. В таблиці 2.4 наведені технічні характеристики перекриття з боку підлоги.

Таблиця 2.4. Вихідні дані для розрахунків трансмісійних втрат через підлогу.

№ з/п, j	Вид матеріалу	Коефіцієнт теплопровідності λ_j , Вт/(м·К)	Товщина, δ_j , м	Питомий термічний опір теплопровідності $r_j = \frac{\delta_j}{\lambda_j}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$
1.	Керамічна плитка	1,1	0,01	0,01
2.	Керамзитшлакобетон	0,41	0,05	0,12
3.	Гравій керамзитовий	0,12	0,05	0,42
4.	Залізобетонна плита	1,92	0,25	0,13

Коефіцієнти тепловіддачі з боку опалюємих приміщень $\alpha_{\text{в}} = 5,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, через наявність інтенсивного руху повітря в касовому залі приймаємо $\alpha_{\text{з,кас.зал}} = 17 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, з боку підвалу $\alpha_{\text{з,підвал}} = 6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, з боку перекриття, що межує із зовнішнім повітрям $\alpha_{\text{з}} = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Тоді опір теплопередачі суміщеного перекриття з касовим залом за формулою (2.3):

$$R_{\text{кас.зал}}^{\text{Σпр.підл}} = \frac{1}{5,9} + 0,01 + 0,12 + 0,42 + 0,13 + \frac{1}{17} = 0,91 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Опір теплопередачі перекриття над підвалом:

$$R_{\text{підвал}}^{\text{Σпр.підл}} = \frac{1}{5,9} + 0,01 + 0,12 + 0,42 + 0,13 + \frac{1}{6} = 1,01 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Опір теплопередачі перекриття, що межує з зовнішнім повітрям:

$$R_{\text{повітря}}^{\text{Σпр.підл}} = \frac{1}{5,9} + 0,01 + 0,12 + 0,42 + 0,13 + \frac{1}{23} = 0,89 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Постійні для опалювального сезону трансмісійні тепловтрати через підлогу докасової зали та прийнятою постійною температурою повітря касового залу $t_{\text{к.зал}} = 5^{\circ}\text{C}$:

$$Q_{\text{т.р}}^{\text{пер.кас.зал}} = \frac{1}{0,91} \cdot (150 + 700) \cdot (20 - 5) = 14011 \text{ Вт}$$

Розрахункові трансмісійні тепловтрати через перекриття неопалювального підвалу за формулою (2.1), при цьому враховуємо знижувальний коефіцієнт $b_U = 0,3$:

$$Q_{\text{т.р}}^{\text{пер.підвал}} = 0,3 \cdot \frac{1}{1,01} \cdot 422 \cdot (20 + 22) = 5265 \text{ Вт}$$

Розрахункові трансмісійні тепловтрати через перекриття, що межує з зовнішнім повітрям:

$$Q_{\text{т.р}}^{\text{пер.повітря}} = \frac{1}{0,89} \cdot 140 \cdot (20 + 22) = 6607 \text{ Вт}$$

2.1.4. Розрахункові трансмісійні тепловтрати через світлопрозоре огородження

Для розрахунків тепловтрат через світлопрозорі конструкції в таблиці 2.5 та 2.6 вносимо необхідні вихідні дані.

Таблиця 2.5. Теплофізичні та конструктивні характеристики світлопрозорих елементів огородження.

Тип склопакету	Площа склопакетів	Площа віконного профілю	Приведений опір теплопередачі склопакетів	опір теплопередачі віконного профілю
заповнення криптоном	$F_{\text{сп}}, \text{м}^2$	$F_{\text{і}}, \text{м}^2$	$\frac{R_{\Sigma \text{сп}}}{\text{Вт}}$ $\frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}}{\text{Вт}}$	$\frac{R_{\Sigma \text{вп}}}{\text{Вт}}$ $\frac{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}}{\text{Вт}}$
4і-10-М1-10-4і	523,2	167,1	0,47	0,86

Знаходимо приведений опір теплопередачі світлопрозорого вертикального огородження за формулою (2.4), при цьому коефіцієнти тепловіддачі

$$\alpha_{\text{в}} = 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}, \alpha_{\text{з}} = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}} \text{ ([6])}:$$

$$R_{\Sigma \text{пр.вікон}} = \frac{523,2 + 167,1}{\frac{523,2}{0,47} + \frac{167,1}{0,86} + 0,073 \cdot 386,2 + 0,085 \cdot 598 + 0,101 \cdot 386,2} = 0,48 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{K}}{\text{Вт}}$$

Таблиця 2.6. Теплофізичні характеристики конструктивних неоднорідностей світлопрозорих елементів огороження (таблиця Г.1 [6]).

Елемент неоднорідності конструкції		Лінійний коефіцієнт теплопередачі	Загальна довжина
		$\psi_i, \frac{Вт}{м \cdot ^\circ K}$	$l_i, м$
Вузол примикання	в зоні підвіконня	0,073	386,2
	в зоні рядного сполучення	0,085	598,0
	в зоні перемички	0,101	386,2

Розрахункові трансмісійні тепловтрати через вертикальні світлопрозорі огороження за формулою (2.1):

$$Q_{т.р}^{світлопроз} = \frac{1}{0,48} \cdot 690,3 \cdot (20 + 22) = 60401 Вт$$

2.2. Моделювання і дослідження тепловтрат у вузлах примикання

Для наведених на рис.2.2 вузлів робимо спробу моделювання в середовищі MS Excel. Для цього розбиваємо досліджуєму область на якомога менші елементи, для спрощення розрахунків обираємо однаковий крок по горизонталі та по вертикалі.

На рис.2.4 схематично зображено типові елементи, з яких складається весь масив досліджуємого вузла – плити перекриття.

Для зручності ідентифікації кожного точкового вузла розглядаємо сітку з кроками $n_x = n_y = 1$ см, залізобетонну плиту перекриття разом з наповненням матеріалами по підлозі задаємо товщиною 300 мм. Умовно приймаємо, що по центру кожної утвореної клітинки знаходиться точковий вузол, температура по всій площі клітинки дорівнює температурі точкового вузла в центрі. До кожного такого точкового вузла застосовуємо закон збереження та балансу енергії, тобто стільки енергії зайшло у вузол з одних напрямків, стільки ж вийшло в інших напрямках. Так як елементи неоднорідні по наповненню, теплова симетрія може бути відсутня і попередньо ми не можемо достеменно знати напрямок теплових потоків десь в середині конструкції, тому для уникнення помилок відразу при складанні енергетичних балансів приймаємо умову, що напрямок теплових потоків розходить від точкового вузла в різні боки. По черзі аналізуємо кожен елемент, що позначений індексами сітки i – рядок по осі Y та j – колонка по осі

X . Кількість елементів по осі Y позначаємо як N_y , а по осі X - позначаємо як N_x . Проходимо по типовим елементам в напрямку за годинниковою стрілкою, починаючи від (101,1). Для кожного елемента складаємо енергетичний баланс та виводимо систему рівнянь для всієї множини точкових елементів. Алгоритм виведення системи рівнянь подано в додатку Б.

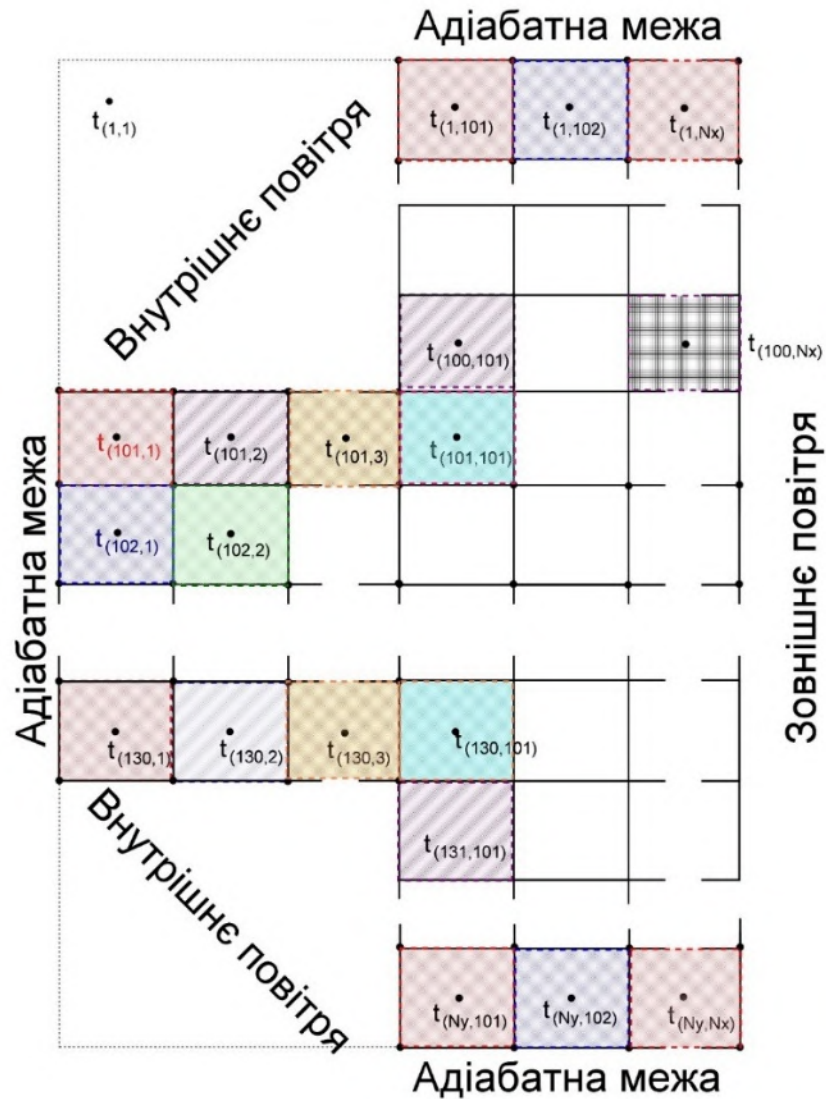


Рис.2.4. Схематичне розбиття типового вузла примикання плити перекриття до зовнішнього огородження з умовним кроком 0,01м по вертикалі та горизонталі.

Збираємо всі рівняння для кожного точкового вузла з додатку Б і отримуємо наступну систему множини рівнянь з вузлами 14 типів:

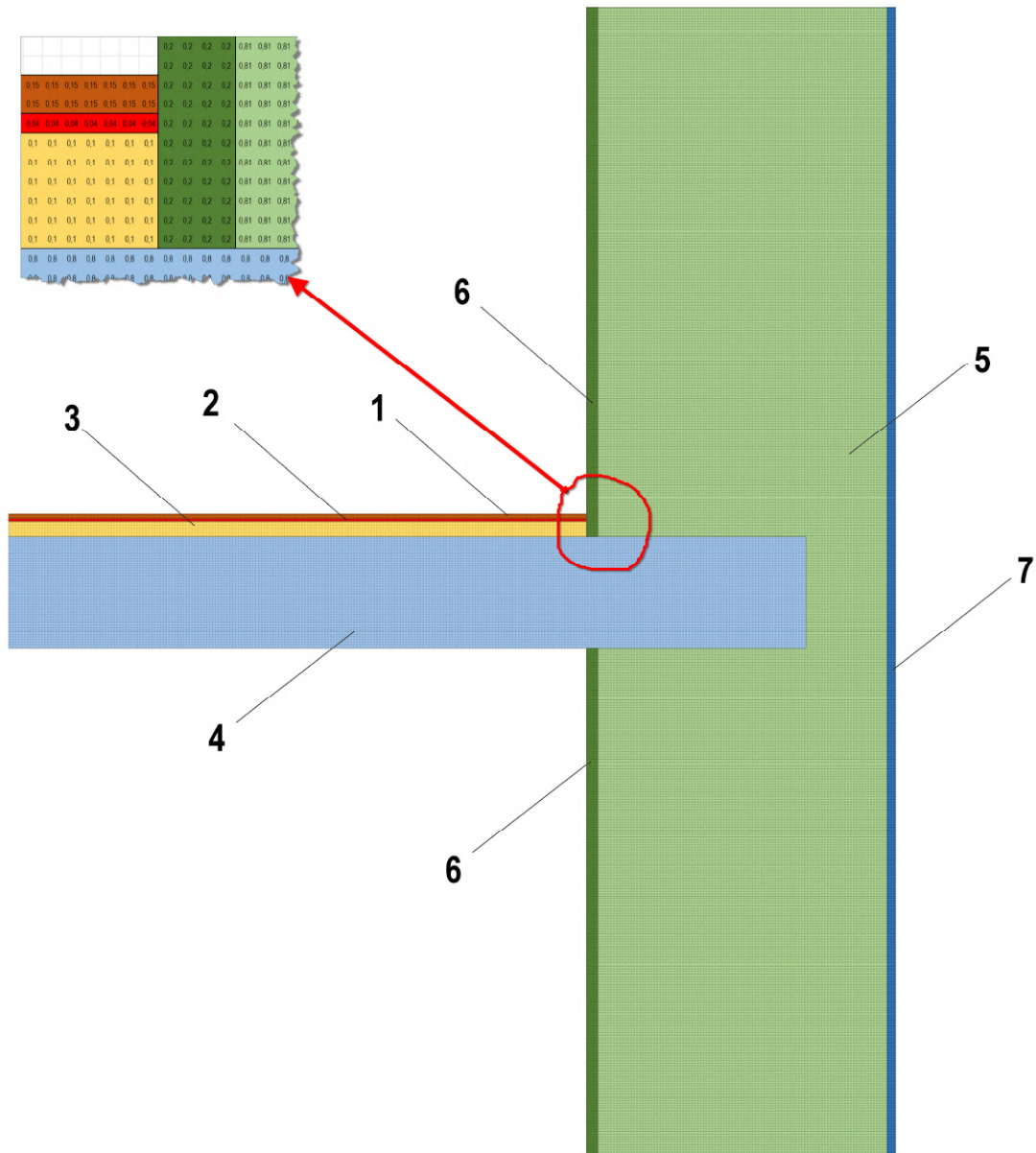
$$\left\{ \begin{array}{l}
t_{i,j} = \frac{k_{\text{нш}} h_x \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j}}{k_{\text{нш}} h_x + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y}} - \text{взвол (101,1)} \\
t_{i,j} = \frac{k_{\text{нш}} h_x \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{\text{нш}} h_x + (\tilde{\lambda}_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i,j-1}) \cdot \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y}} - \text{вузлы туну (101,2)} \\
\dots \\
t_{i,j} = \frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j}}{\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y}} - \text{вузлы туну (102,1)} \\
\dots \\
t_{i,j} = \frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x}} - \text{вузлы туну (102,2)} \\
\dots \\
t_{i,j} = \frac{k_{\text{см}} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j}}{k_{\text{см}} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y}} - \text{вузлы туну (100,101;..); (131,101;..)} \\
\dots \\
t_{i,j} = \frac{k_{\text{см}} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1}}{k_{\text{см}} h_y + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x}} - \text{взвол (1,101)} \\
t_{i,j} = \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x}} - \text{вузлы туну (1,102)} \\
\dots
\end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned}
t_{i,j} &= \frac{k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{36} h_y + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x}} - \text{вузли типу (1, Nx)} \\
t_{i,j} &= \frac{k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{36} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x}} - \text{вузли типу (100, Nx)} \\
&\dots \\
t_{i,j} &= \frac{k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{36} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x}} - \text{вузол (Ny, Nx)} \\
t_{i,j} &= \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x}} - \text{вузли типу (Ny, 102)} \\
&\dots \\
t_{i,j} &= \frac{k_{cm} h_y \cdot t_{вн} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1}}{k_{cm} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x}} - \text{вузол (Ny, 101)} \\
t_{i,j} &= \frac{k_{верх} h_x \cdot t_{вн} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{верх} h_x + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x}} - \text{вузли типу (130, 2)} \\
&\dots \\
t_{i,j} &= \frac{k_{верх} h_x \cdot t_{вн} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j}}{k_{верх} h_x + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y}} - \text{вузол (130, 1)}
\end{aligned} \right.$$

Кожен архітектурний вузол складається з кількох шарів різних матеріалів, які мають різні теплофізичні властивості та товщину. Тому до розбиття на елементи обираємо крок таким, щоб кожен структурний матеріал вмещав цілу кількість елементів по вертикалі та горизонталі. Обраний крок становить $n_x = n_y = 0,005$ м.

П.1. В середовищі Excel на першому листі створюємо табличну візуалізацію накладаємої 2D-сітки з розрахунку відповідності геометричних розмірів та обраного кроку. В кожному комірку вносимо значення коефіцієнту

теплопровідності того матеріалу, який знаходиться в межах даної комірки. Сітку всього листа формуємо з однаковим кроком по колонкам та рядкам (рис.2.5).



1 – ламінат товщиною 10 мм; 2 – підкладка під ламінат товщиною 5мм;
 3 – стяжка товщиною 30мм; 4 – панель перекриття товщиною 220 мм з
 пустотілими отворами всередині; 5 – цегляна кладка з силікатної цегли;
 6 – внутрішня гіпсова штукатурка;
 7 – облицювання керамічною плиткою ззовні.

Рис.2.5. Лист в середовищі Excel з 2D-моделлю
 в табличній формі вузла примикання плити перекриття
 з масштабуванням у відповідності до обраного кроку 0,005 м

II.2. Створюємо копію листа з даними теплопровідності, в створеній копії видаляємо всі значення з комірок, поза межами геометрії вузла створюємо таблицю даних граничних умов: коефіцієнтів тепловіддачі, теплопровідності, температур, кроків, обчислення коефіцієнтів теплопередачі між поверхневими вузлами та навколишнім повітрям. В пусті комірки в межах геометрії архітектурного елементу послідовно прописуємо формули системи рівнянь, посилаючись на таблиці вихідних даних та сусідній попередньо створений лист з даними коефіцієнтів теплопровідності. На етапі внесення формули в сусідній вузол-комірку середовище видає попередження про наявність циклічного посилання, ігноруємо дане попередження. Вся область сітки складається з 14 однотипних рівнянь, прописавши які робимо їх розмноження на всю зону однотипності, виділивши відповідну комірку і перетягуючи її.

II.3. Після заповнення всіх комірок рівняннями переходимо в розділ меню Файл – Параметри – Формули – вмикаємо ітеративні розрахунки, прописавши їх кількість. На основі експериментів виявлено, що для досягнення однакових значень вхідного та вихідного теплового потоку з точністю до сотих потрібно проводити не менше 10000 ітерацій, а при недосягненні точності повторити цикл натисканням клавіші F9.

II.4. Після отримання значень розподілу температур по сітці для кращої візуалізації виділяємо всю область розрахунків, переходимо в умовне форматування і обираємо формат візуалізації. Середовище дає можливість обрати триколірну схему з редагуванням умов форматування.

II.5. Для знаходження загального теплового потоку через поверхню вздовж комірок по площині контакту з зовнішнім середовищем розраховуємо тепловий потік для кожної комірки за формулою:

$$Q_{i_вихід}^{вузол} = k_{зв} \cdot (t_{i,Nx} - t_{зв}) \cdot n_y \cdot 1 \quad (2.5)$$

Копіюємо формулу вздовж всіх комірок, потім знаходимо суму значень усіх комірок (рис.2.6):

$$Q_{\text{вихід}}^{\text{вузол}} = \sum_{i=1}^{N_y} q_{i_{\text{вихід}}}^{\text{вузол}} \quad (2.6)$$

$$Q_{\text{вхід}}^{\text{вузол}} = \sum_{i=1}^{N_y} q_{i_{\text{вхід}}}^{\text{вузол}} \quad (2.7)$$

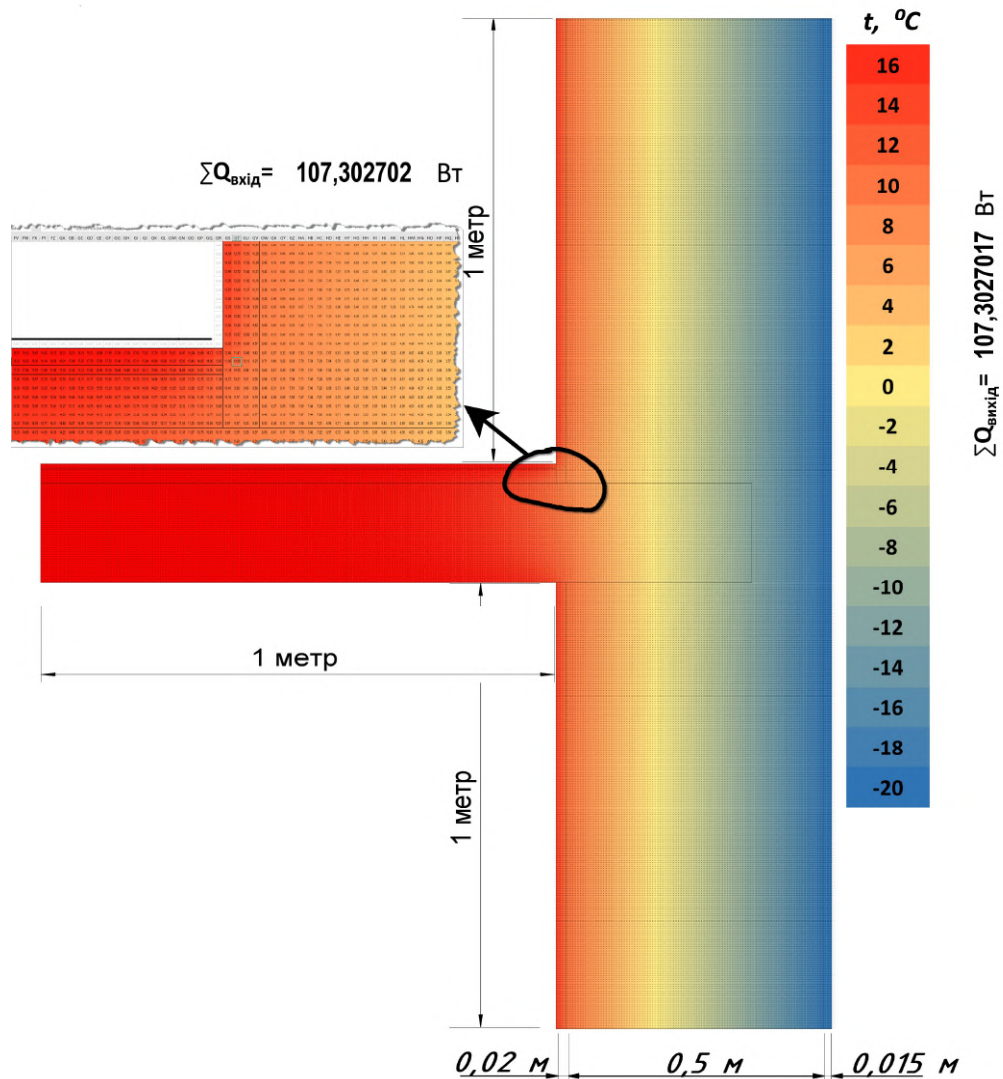


Рис.2.6. В середовищі Excel 2D-моделювання тепловтрат вузла примикання плити перекриття з масштабуванням у відповідності до обраного кроку 0,005 м.

П.6. В середовищі Excel створюємо область зовнішнього огородження тої самої геометрії по площі, але без вузлів примикання внутрішніх конструкцій і проводимо всі аналогічні дії у відповідності до пунктів 1-5, знаходимо значення теплової потужності через стіну назовні (рис.2.7.) за формулою:

$$Q_{\text{вихід}}^{\text{стіна}} = \sum_{i=1}^{N_y} Q_{i_{\text{вихід}}}^{\text{стіна}} \quad (2.8)$$

$$Q_{\text{вихід}}^{\text{стіна}} = \sum_{i=1}^{N_y} Q_{i_{\text{вихід}}}^{\text{стіна}} \quad (2.9)$$

II.7. Знаходимо лінійну густину теплового потоку, який вноситься примиканням до зовнішнього огородження елементів архітектурної конструкції, враховуючи, що ми розглядаємо довжину стіни 1 м по осі Z:

$$\psi_{\text{лін}} = \frac{Q_{\text{втррати}}^{\text{вузол}} - Q_{\text{втррати}}^{\text{стіна}}}{1 \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{зв}})} \quad (2.10)$$

Для елементу стику плити перекриття з зовнішнім огородженням маємо наступне значення теплового потоку лінійного елементу:

$$Q_{\text{втррати}}^{\text{вузол}} = 107,30 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{втррати}}^{\text{стіна}} = 107,84 \text{ Вт}$$

Тоді значення поправки лінійних тепловтрат вузла примикання плити перекриття за ф.(2.10):

$$\psi_{\text{лін}}^{\text{Excel}} = \frac{107,30 - 107,84}{1 \cdot (20 - (-22))} = -0,013 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

При цьому для плоскої стіни розмірами $z_{\text{вузла}} = 1$ м на $h_{\text{вузла}} = 2,265$ м теплова потужність за аналітичним розрахунком:

$$Q = \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{з}}) \cdot z_{\text{вузла}} \cdot h_{\text{вузла}}}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{з}}}} \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{аналітичн}} = \frac{(20 + 22) \cdot 1 \cdot 2,265}{\frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,2} + \frac{0,5}{0,81} + \frac{0,015}{0,96} + \frac{1}{23}} = 106,73 \text{ Вт}$$

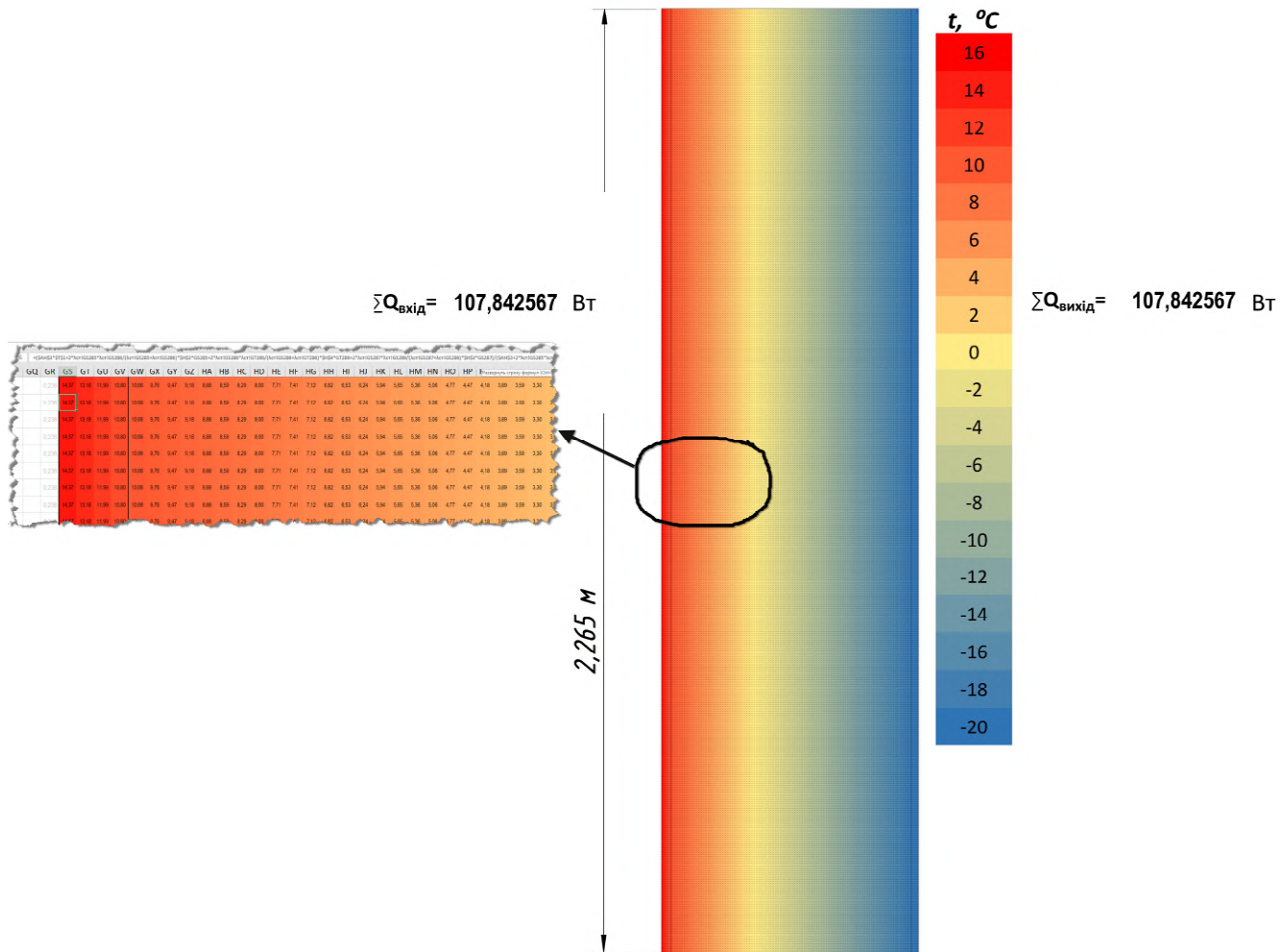


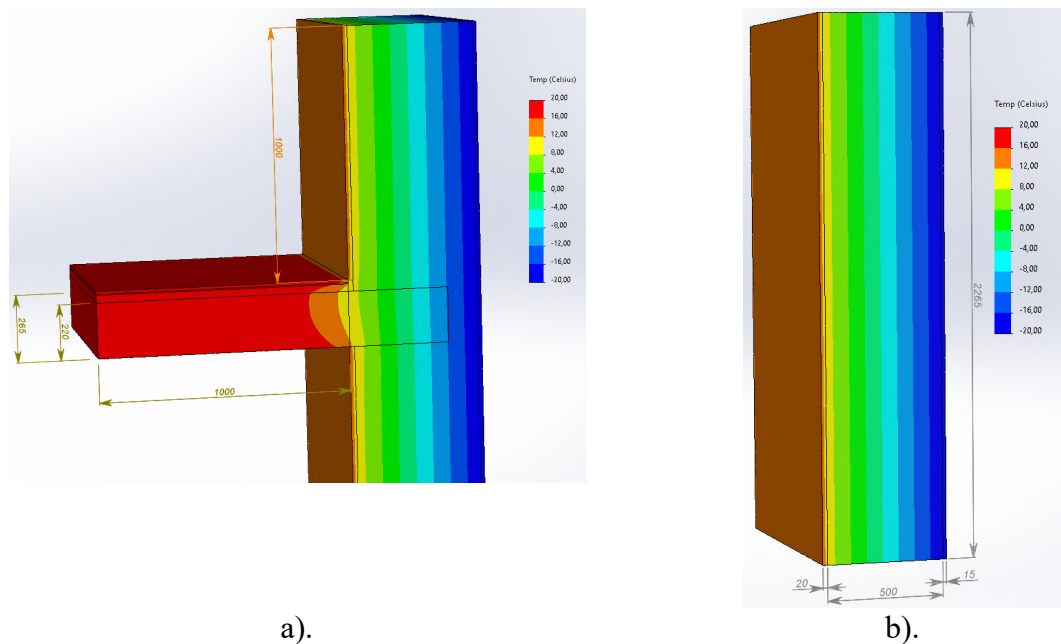
Рис.2.7. Розподіл температури в 2D-моделі
елементу зовнішнього огороження (середовище Excel).

В модулі Simulation при накладанні сітки розміром 15 мм отримані результати з деяким небалансом теплової потужності на вході та виході (рис.2.8, рис.2.9). Значення поправки лінійних тепловтрат на вузлах примикання плити перекриття за даними моделювання в SolidWorks за ф.(2.10):

$$\psi_{\text{лін}}^{\text{SWorks}} = \frac{0,5 \cdot [(102,07 + 105,33) - (105,35 - 105,32)]}{1 \cdot (20 - (-22))} = -0,027 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Для підвищення точності в середовищі Solidworks було досліджено різні підходи до параметрів накладання сітки. При зменшенні розмірів елементів сітки значно збільшується навантаження на апаратну частину комп'ютера та час розрахунку. Тому було проаналізовано результати розрахунку при накладанні сітки на 3D-модель вузла примикання з меншими поздовжніми розмірами по товщині. Як приклад на рис. 2.10 зображено результати розподілу температур та

теплова потужність відповідного вузла перекриття товщиною елемента 2,5 мм, при цьому і розмір сітки застосовано 2,5 мм.



- a).
 а) - епюра тепмературного розподілу вузла;
 б) - епюра тепмературного розподілу в елементі стіни.

Рис.2.8. 3D-модель в середовищі SolidWorks Simulation вузла примикання перекриття до зовнішнього огородження, сітка 15мм.

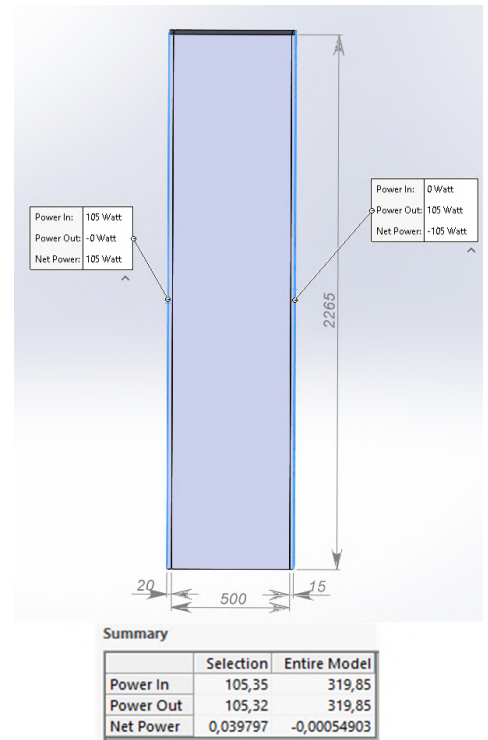
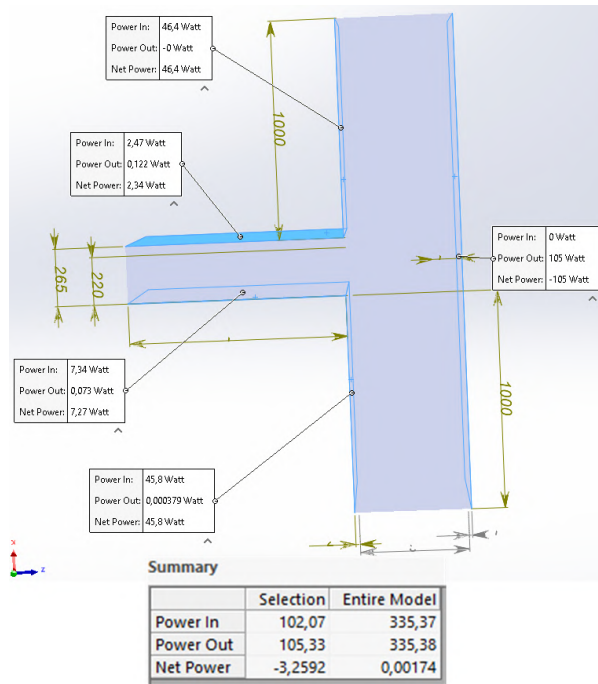
Отримані дані моделювання теплової потужності при товщині розглядаємого вузла 2,5мм на вході склали $Q_{\text{вхід}_2,5\text{мм}} = 0,26433$ Вт, теплова потужність на виході склали $Q_{\text{вихід}_2,5\text{мм}} = 0,26581$ Вт. Тоді на метровій товщі даного елемента теплова потужність складе:

$$Q_{\text{вхід}}^{\text{вузол}} = Q_{\text{вхід}_2,5\text{мм}} \cdot \frac{1}{0,0025} \quad (2.12)$$

$$Q_{\text{вхід}}^{\text{вузол}} = 0,26433 \cdot \frac{1}{0,0025} = 105,732 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{вихід}}^{\text{вузол}} = Q_{\text{вихід}_2,5\text{мм}} \cdot \frac{1}{0,0025}$$

$$Q_{\text{вихід}}^{\text{вузол}} = 0,26581 \cdot \frac{1}{0,0025} = 106,324 \text{ Вт}$$



a).

b).

a) - 3D-модель вузла примикання перекриття до зовнішнього огородження;

b) - 3D-модель зовнішнього огородження площею, яка відповідає зовнішній площі огородження змодельованого вузла перекриття.

Рис.2.9. Результати значень теплових потоків на вході та виході елементів та їх небаланс в середовищі SolidWorks Simulation з накладеною сіткою 15мм.

Отримані дані моделювання в Solidworks теплової потужності кутового примикання (рис.2.11) на вході склали $Q_{\text{вхід}_2,5\text{мм}} = 0,25054$ Вт, тепла потужність на виході склали $Q_{\text{вихід}_2,5\text{мм}} = 0,25053$ Вт.

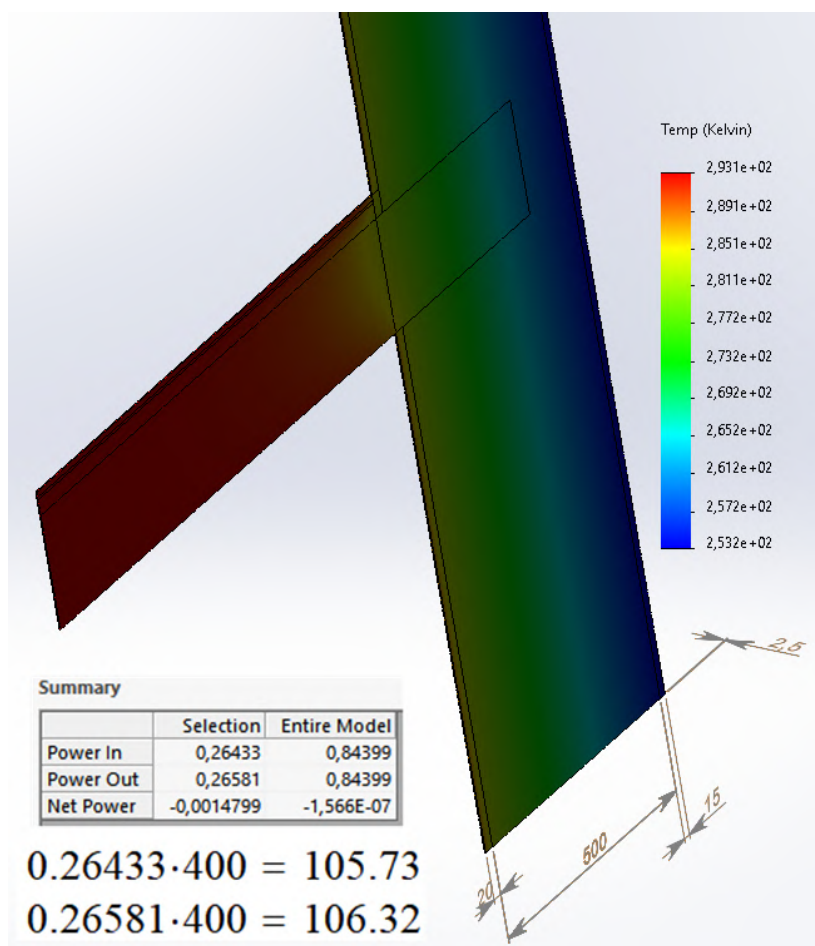


Рис.2.10. 3D-моделювання вузла примикання перекриття до зовнішнього огородження при накладеній сітці 2,5мм.

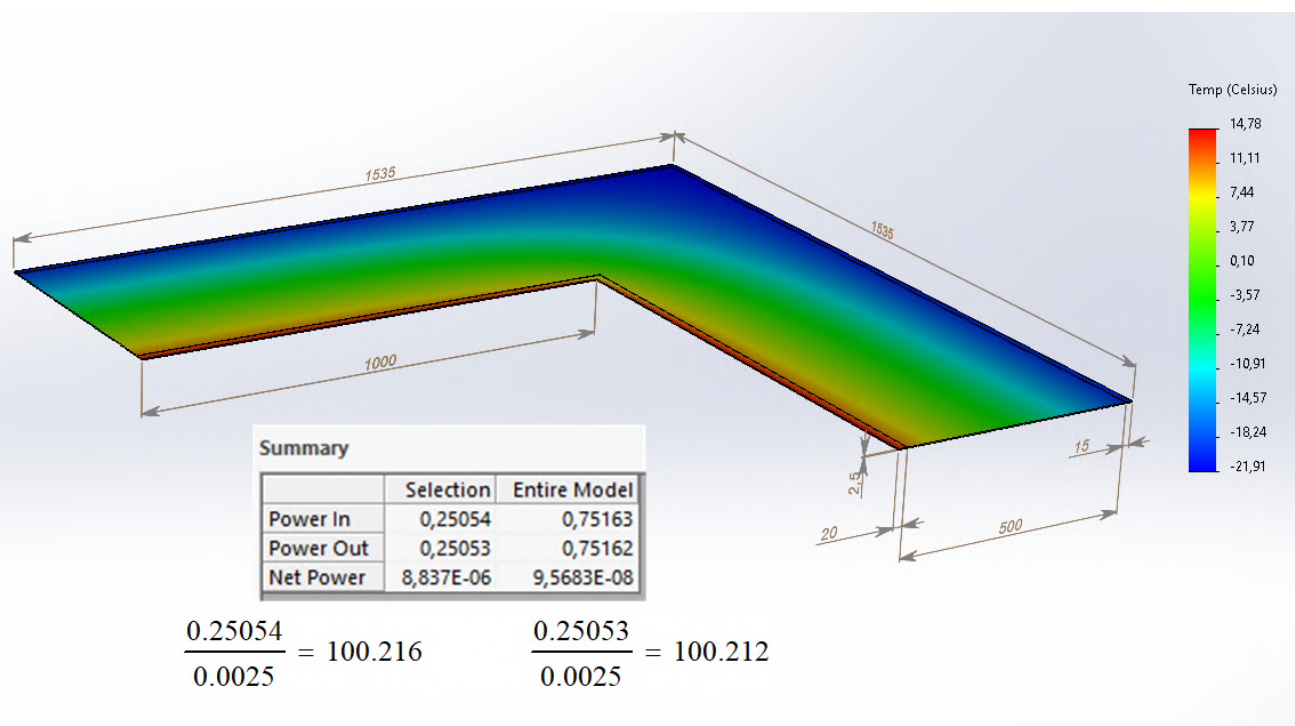


Рис.2.11. 3D-моделювання кутового вузла зовнішнього огородження при накладеній сітці 2,5мм.

Тоді на метровій висоті даного елементу теплова потужність складе:

$$Q_{\text{вхід}}^{\text{вузол}} = 0,25054 \cdot \frac{1}{0,0025} = 100,216 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{вихід}}^{\text{вузол}} = 0,25053 \cdot \frac{1}{0,0025} = 100,212 \text{ Вт}$$

Похибка визначення теплової потужності між входом та виходом при сітці 2,5мм:

$$\Delta Q = \frac{Q_{\text{вхід}}^{\text{вузол}} - Q_{\text{вихід}}^{\text{вузол}}}{Q_{\text{вихід}}^{\text{вузол}}} \cdot 100\% \quad (2.13)$$

$$\Delta Q = \frac{100,216 - 100,212}{100,212} \cdot 100\% = 0,004\%$$

Отримані дані моделювання в Solidworks теплової потужності елементу стіни у відповідності до зовнішньої площі кутового примикання (рис.2.12) на вході склали $Q_{\text{вхід}_2,5\text{мм}} = Q_{\text{вихід}_2,5\text{мм}} = 0,36164 \text{ Вт}$, що на метровій висоті стіни відповідає:

$$Q_{\text{вхід}}^{\text{вузол}} = Q_{\text{вихід}}^{\text{вузол}} = 0,36164 \cdot \frac{1}{0,0025} = 144,656 \text{ Вт}$$

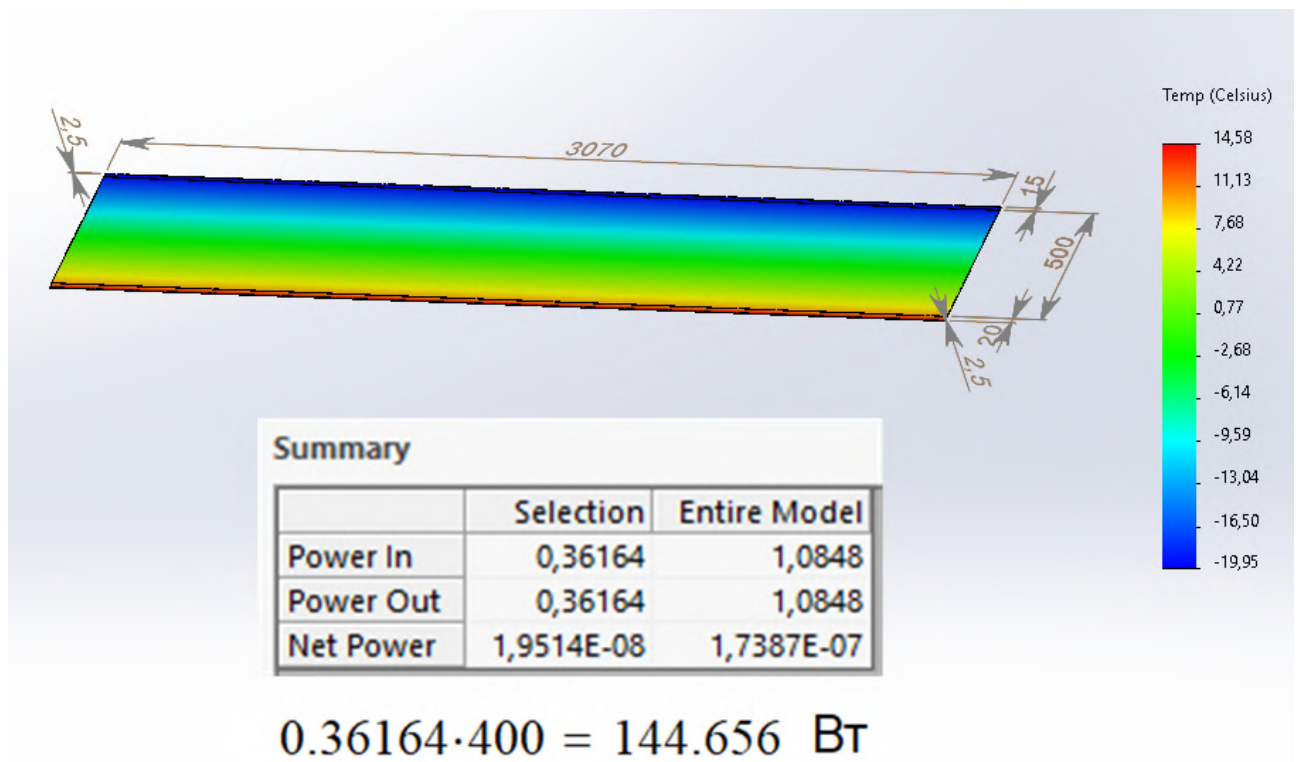


Рис.2.12. Результат термічної задачі для стінового елементу огородження в середовищі SolidWorks.

При цьому теплова потужність для елемента плоскої стіни розміром 1 м × 3,07 м аналітичним розв'язком за ф.(2.11):

$$Q^{SWorks} = \frac{(20 + 22) \cdot 1 \cdot 3,07}{\frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,2} + \frac{0,5}{0,81} + \frac{0,015}{0,96} + \frac{1}{23}} = 144,66 \text{ Вт}$$

Маємо наступне значення поправки тепловтрат на кутових вузлах:

$$\psi_{\text{лін}}^{SWorks} = \frac{100,212 - 144,656}{1 \cdot (20 - (-22))} = -1,058 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Моделювання кутового вузла в середовищі Excel (рис.2.13) дало наступні результати поправки тепловтрат на кутових вузлах:

$$\psi_{\text{лін}}^{Excel} = \frac{105,910 - 146,204}{1 \cdot (20 - (-22))} = -0,959 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Розбіжність значень між розрахунком в Excel та SolidWorks:

$$\Delta \psi = \psi_{\text{лін}}^{Excel} - \psi_{\text{лін}}^{SWorks} \quad (2.14)$$

$$\Delta \psi = -0,959 + 1,058 = 0,01 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Аналізуючи результати можна зробити висновок, що моделювання температурних полів може давати як від'ємні, так і додатні значення коефіцієнту лінійних тепловтрат. При цьому від'ємні значення не означають, що вузол «гріє» будівлю. Значення залежить від того, по якій поверхні визначаємо тепловтрати. Якщо обираємо зовнішню поверхню огороження, то ми завідомо задіємо більшу площу і отримуємо завищені значення тепловтрат, що потім компенсується врахуванням від'ємних значень лінійних коефіцієнтів. При цьому перерахунок по внутрішній площі завжди дає додатне значення теплового потоку лінійних включень та примикань.

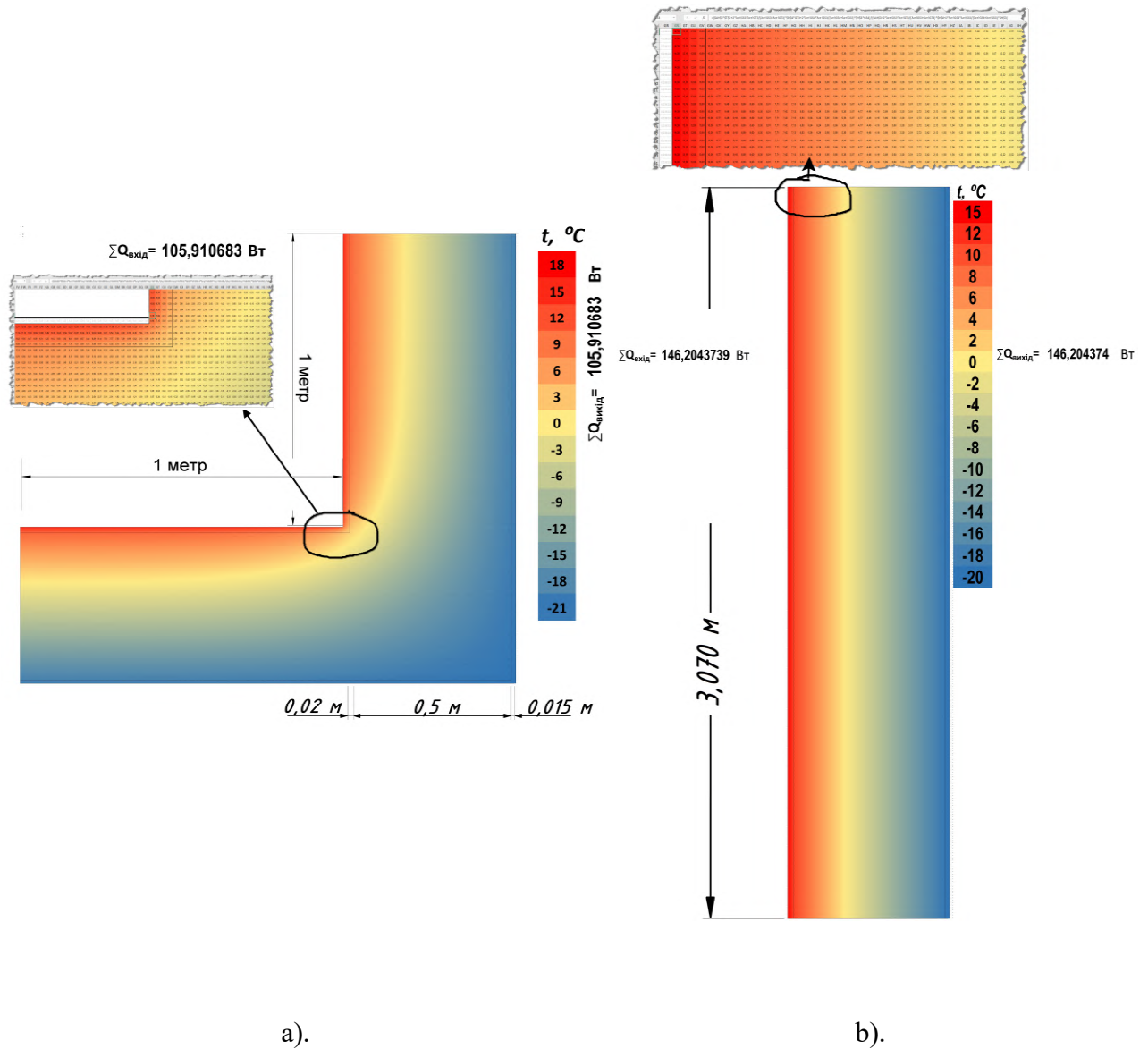


Рис.2.13. 2D-модельовання вузла кутового сполучення (а) та плоскої стіни (б) у відповідності до площі зовнішньої поверхні кутового елемента.

Також моделювання в SolidWorks дає дещо нижчі значання теплових потоків, похибка визначення яких зменшується при накладанні більш мілкої сітки. Моделювання в Excel на основі системи рівнянь дає, навпаки, дещо завищені значення, які також прямують до істини при зменшенні кроку сітки. Також в розрахунках Excel було застосовано метод, який значно прискорює балансування теплового потоку на вході та виході з вузла. При звичайних ітераціях методом Гауса-Зейделя процес розрахунку наведених вузлів з кроком сітки 0,005 м складає десятки тисяч ітерацій і тривалий в часі. Метод прискорення розрахунків в десятки разів (метод релаксації (SOR — Successive Over-Relaxation)) з отриманням однакових значень теплових потужностей на

вході та виході з точністю до мільйонних зменшує кількість ітерацій орієнтовно в 10 раз і значно прискорює розрахунки. Метод полягає в застосуванні наступного виразу для кожного вузла:

$$t_{i,j}^{new} = t_{i,j}^{old} + k \cdot \left(\frac{t_{i-1,j} + t_{i,j-1} + t_{i+1,j} + t_{i,j+1}}{4} - t_{i,j}^{old} \right) \quad (2.15)$$

де $t_{i,j}^{new}$ — значення температури, яке визначається для даного вузла в поточній ітерації;

k — коефіцієнт прискорення (релаксації), стабільність системи та прискорення досягаються при значеннях $1 < k < 1,9$, при $k < 1$ точність збільшується, але ітераційний процес значно уповільнюється;

$t_{i,j}^{old}$ — значення температури даного вузла з попередньої ітерації;

$\frac{t_{i-1,j} + t_{i,j-1} + t_{i+1,j} + t_{i,j+1}}{4}$ — це вираз рівняння для визначення температури

внутрішніх вузлів всередині однорідного матеріалу без зміни коефіцієнтів теплопровідності та при рівності кроків по вертикалі та горизонталі. В кожній клітинці застосовуємо відповідне рівняння у відповідності до виведеної системи рівнянь.

Наприклад. В клітинці по центру на сусідніх при попередній ітерації отримані значення температури, як вказано на рис. 2.14.

...	...	...	...	...
...	4,2	3	2,4	...
...	5	4	2	...
...	5,2	5	3,3	...
...	...	...	...	...

Рис.2.14. Приклад розподілу температур при розгляді методу релаксації в дії.

При коефіцієнті релаксації $k = 1$ з рівняння (2.15) ми фактично отримуємо рівняння визначеної системи з розв'язком методом Гауса-Зейделя і значення в центральній клітинці при наступній ітерації:

$$t^{<next>} = 4 + \frac{3 + 5 + 5 + 2}{4} - 4 = 3,75^{\circ}C$$

Якщо ж застосувати коефіцієнт релаксації $k = 1,8$:

$$t^{<next>} = 4 + 1,8 \cdot \left(\frac{3 + 5 + 5 + 2}{4} - 4 \right) = 3,55^{\circ}C$$

Тобто значення швидше змінюють свою величину у відповідному напрямку зростання чи спадання, «проскакуючи» і зменшуючи кількість ітерацій для досягнення стабілізації розподілу.

2.3. Теплове споживання за рахунок підігріву вентиляційного повітря

Вихідні дані для розрахунків:

- ➡ вентиляємий об'єм будівлі (за площею та висотою поверхів з таблиці 1.3):
 $V_{ve} = 13950 \text{ м}^3$;
- ➡ коефіцієнт зниження об'єму повітря будівлі, за відсутності точних даних приймаємо $v_v = 0,85$ (розділ 9.2.3 [5]);
- ➡ площа вентилявання $F_{опалення} = 4982 \text{ м}^2$;
- ➡ загальна питома витрата вентиляційного повітря на одиницю площі приміщення: $q_{tot,s} = 0,6 \frac{\text{ДМ}^3}{\text{с} \cdot \text{М}^2} = 0,6 \cdot 10^{-3} \frac{\text{М}^3}{\text{с} \cdot \text{М}^2}$ (таблиця Х.2 [9])

Визначаємо кратність повітрообміну:

$$n = q_{tot,s} \cdot \frac{F_{опалення}}{V_{ve}} \quad (2.16)$$

$$n = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{4982}{13950} = 2,14 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{с}}$$

Визначаємо розрахункові втрати теплоти на підігрів вентиляційного повітря:

$$Q_{\text{вент.р}} = n \cdot V_{ve} \cdot v_v \cdot c_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot (t_{\text{в.р.}} - t_{\text{з.р.}}) \quad (2.17)$$

де $c_{\text{п}} = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – теплоємність повітря;

$\rho_{\text{п}} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – густина повітря;

$t_{\text{в.р.}}, t_{\text{з.р.}}$ – ті ж самі значення розрахункових температур, що і у формулі (2.1).

$$Q_{\text{вент.р}} = 2,14 \cdot 10^{-4} \cdot 13950 \cdot 0,85 \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot (20 + 22) = 128146 \text{ Вт}$$

2.4. Теплове споживання на потреби ГВП

Проводимо спрощений розрахунок без уточнення кількості вузлів водорозбору.

Вихідні дані:

- питомі річні енергопотреби ГВП (таблиця 33 [5]): $q_{\text{ГВП}_\text{рік}} = 10 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2}$;
- графік використання (таблиця 6 [5]): $N = 50 \frac{\text{год}}{\text{тиждень}}$;
- кількість додаткових святкових днів не користування (таблиця 7 [5]):
 - для опалювального періоду $\tau_{\text{св.з}} = 6$ днів;
 - для неопалювального періоду $\tau_{\text{св.л}} = 6$ днів;
- дата початку/закінчення опалювального сезону для м.Київ (таблиця 3 [1]): 17 жовтня/11 квітня, відповідно:
 - опалювальний період $\tau_z = 176$ днів;
 - неопалювальний період $\tau_l = 189$ днів;
- температура холодної сирової води для опалювального та неопалювального періоду (додаток К [10]): $t_{\text{х.з}} = 5^\circ \text{C}$, $t_{\text{х.л}} = 15^\circ \text{C}$;
- температура води ГВП: $t_{\text{ГВП}} = 55^\circ \text{C}$;
- площа приміщень: $F_{\text{опалення}} = 4982 \text{ м}^2$.

Виведемо залежності для визначення теплових потоків на ГВП в опалювальний та неопалювальний сезон.

Загальне за рік використання теплової потужності на потреби ГВП, кВт · год:

$$Q_{\text{рік}}^{\text{ГВП}} = q_{\text{ГВП}_\text{рік}} \cdot F_{\text{опалення}} \quad (2.18)$$

$$Q_{\text{рік}}^{\text{ГВП}} = 10 \cdot 4982 = 49820 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

З іншого боку річна теплова потужність на потреби ГВП:

$$Q_{\text{рік}}^{\text{ГВП}} = Q_{\text{л}}^{\text{ГВП}} + Q_{\text{з}}^{\text{ГВП}} \quad (2.19)$$

де $Q_{\text{л}}^{\text{ГВП}}$ — витрачена теплова енергія на ГВП за період відсутності опалення, кВт·год;

$Q_3^{\text{ГВП}}$ – витрачена теплова енергія на ГВП за період опалення, кВт·год.

Витрачена теплова енергія на ГВП за i -й період, кВт·год:

$$Q_i^{\text{ГВП}} = Q_{\text{ГВП},i} \cdot \frac{\tau_i - \tau_{\text{св},i}}{7} \cdot N \quad (2.20)$$

де $Q_{\text{ГВП},i}$ – тепловий потік на підігрів води для ГВП i -го періоду, кВт;

$\frac{\tau_i - \tau_{\text{св},i}}{7}$ – кількість тижнів використання в i -му періоді (опалювальному чи неопалювальному).

Тепловий потік на потреби ГВП в робочі дні для i -го періоду (розрахунковий):

$$Q_{\text{ГВП},p,i} = G_{\text{ГВП}} \cdot c_v \cdot (t_{\text{ГВП}} - t_{x,i}) \quad (2.21)$$

де $G_{\text{ГВП}}$ – масова витрата води, (кг/с), величина постійна для цілорічного споживання ГВП (для підприємств коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати води на гаряче водопостачання в неопалювальний період по відношенню до опалювального періоду, $\beta_{\text{ГВП}} = 1$ (додаток А [10]));

$c_v = 4,187 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ – теплоємність води (додаток А [10]);

Поєднуючи формули (2.20) - (2.21), можемо переписати формулу (2.19):

$$Q_{\text{рік}}^{\text{ГВП}} = G_{\text{ГВП}} \cdot c_v \cdot (t_{\text{ГВП}} - t_{x,l}) \cdot \frac{\tau_l - \tau_{\text{св},l}}{7} \cdot N + G_{\text{ГВП}} \cdot c_v \cdot (t_{\text{ГВП}} - t_{x,z}) \cdot \frac{\tau_z - \tau_{\text{св},z}}{7} \cdot N \quad (2.22)$$

З (2.22) визначаємо витрату води на потреби ГВП в робочі дні:

$$G_{\text{ГВП}} = \frac{7 \cdot Q_{\text{рік}}^{\text{ГВП}}}{c_v \cdot N \cdot [(t_{\text{ГВП}} - t_{x,l}) \cdot (\tau_l - \tau_{\text{св},l}) + (t_{\text{ГВП}} - t_{x,z}) \cdot (\tau_z - \tau_{\text{св},z})]} \quad (2.23)$$

$$G_{\text{ГВП}} = \frac{7 \cdot 49820}{4,187 \cdot 50 \cdot [(55 - 15) \cdot (189 - 6) + (55 - 5) \cdot (176 - 6)]} = 0,105 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розрахунковий для днів користування тепловий потік на потреби ГВП за формулою (2.21):

- в опалювальний період:

$$Q_{\text{ГВП},p,z} = 0,105 \cdot 4,187 \cdot (55 - 5) = 22 \text{ кВт}$$

- в неопалювальний період:

$$Q_{\text{ГВП},p,l} = 0,105 \cdot 4,187 \cdot (55 - 15) = 17,6 \text{ кВт}$$

Осереднений тепловий потік на потреби ГВП протягом i -го періоду, з

урахуванням користування будівлею $N=50$ год/тижд та загальною кількістю годин в тижні $N_{\text{тиж}} = 168$ год/тижд, з зменшувальною поправкою на святкові дні невикористання протягом опалювального чи неопалювального періоду:

$$\bar{Q}_{\text{ГВП},i} = Q_{\text{ГВП},p,i} \cdot \frac{N}{N_{\text{тиж}}} \cdot \frac{\tau_j - \tau_{\text{св.}j}}{\tau_j} \quad (2.24)$$

Для періоду опалювального сезону осереднений тепловий потік для ГВП:

$$\bar{Q}_{\text{ГВП},з} = 22 \cdot \frac{50}{168} \cdot \frac{176 - 6}{176} = 6,32 \text{ кВт}$$

Для періоду неопалювального сезону осереднений тепловий потік для ГВП:

$$\bar{Q}_{\text{ГВП},л} = 17,6 \cdot \frac{50}{168} \cdot \frac{189 - 6}{189} = 5,07 \text{ кВт}$$

3. ТЕПЛОВІ НАДХОДЖЕННЯ

3.1. Теплові надходження від внутрішніх джерел

До внутрішніх додаткових теплонадходжень відносимо метаболічну теплоту, теплоту від внутрішнього освітлення, тепловиділення обладнання та регулярні тепловтрати мережею ГВП в опалювальному об'ємі. Вихідними даними для розрахунків є:

- ➡ щільність теплового потоку (таблиця 6 [5]) від:
 - метаболічної теплоти $\Phi_{int,Oc}=4 \text{ Вт/м}^2$;
 - освітлення $\Phi_{int,L}=7 \text{ Вт/м}^2$. Так як освітлення майже не задіюється впродовж денного часу, дане значення використаємо з коефіцієнтом $\beta_{int,L} = 0,1$;
 - обладнання, $\Phi_{int,A}=6 \text{ Вт/м}^2$;
- ➡ довжина трубопроводів в опалювальних приміщеннях $L_{ГВП} = 180 \text{ м}$;
- ➡ температура води ГВП: $t_{ГВП} = 55^\circ\text{C}$;
- ➡ температура повітря в будівлі: $t_{в.р.} = 20^\circ\text{C}$;
- ➡ площа приміщень: $F_{опалення} = 4982 \text{ м}^2$.

Потік тепловтрат трубопроводами системи ГВП, розміщеними в опалюваних об'ємах (часткова формула розділу 16.2.1.5 [5]):

$$Q_{ГВП,dis} = \sum_{i=1}^n \psi_{L,i} \cdot L_i \cdot (t_{ГВП} - t_{в.р.}) \quad (3.1)$$

де $\psi_{L,i}$ – лінійний коефіцієнт теплопередачі, може бути розрахованим або прийнятим відповідно нормативів (розділ 15.5.2.2.2 або таблиця 24 [5]), приймаємо $\psi_{L,i} = 0,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{K}}$;

L_i – довжина трубопроводів в опалювальних об'ємах, м.

$$Q_{ГВП,dis} = 0,4 \cdot 180 \cdot (55 - 20) = 2520 \text{ Вт}$$

Розрахункові теплонадходження від внутрішніх джерел тепловиділень у зоні будівлі:

$$Q_{int,p} = (\Phi_{int,Oc} + \beta_{int,L} \cdot \Phi_{int,L} + \Phi_{int,A}) \cdot F_{опалення} + Q_{ГВП,dis} \quad (3.2)$$

$$Q_{int,p} = (4 + 0,7 + 6) \cdot 4982 + 2520 = 55827 \text{ Вт}$$

Кількість теплової енергії від внутрішніх джерел тепловиділень у зоні будівлі за опалювальний сезон, враховуючи час користування будівлею $N=50$ год/тижд та теплонадходження від постійних втрат теплоти циркуляційним водопроводом ГВП, вода в якому циркулює безперервно (видозмінена під теплову потужність формула розділу 10.3 [5]), Дж:

$$Q_{int}^{o.сезон} = Q_{int,p} \cdot \frac{\tau_3 - \tau_{св,3}}{7} \cdot N \cdot 3600 + \tau_3 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot Q_{ГВП,dis} \quad (3.3)$$

де $\frac{\tau_3 - \tau_{св,3}}{7}$ – те ж саме, що і у формулі (2.20).

$$Q_{int}^{o.сезон} = 37637 \cdot \frac{176-6}{7} \cdot 50 \cdot 3600 + 176 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 2520 = 202,89 \cdot$$

10^9 Дж

3.2. Теплові надходження за рахунок інсоляції

Дані розрахунки проводимо на основі методики нормативних джерел (розділ 11 [5]). Вихідними даними для розрахунків є:

- ➡ $g_n = 0,7$ – коефіцієнт загального пропускання сонячної енергії за нормального кута падіння для потрійного скління (таблиця 8 [5]);
- ➡ $F_w = 0,9$ – поправковий коефіцієнт для нерозсіювального скління (формула 60 [5]);
- ➡ $g_{gl} = g_n \cdot F_w = 0,7 \cdot 0,9 = 0,63$ – осереднений за часом загальний коефіцієнт пропускання сонячної енергії, значення якого дещо нижче за g_n ;
- ➡ $g_{sh} = 0,95$ – знижувальний коефіцієнт для постійних білих завіс всередині (таблиця 9 [5]);
- ➡ $g_{gl+sh} = g_{gl} \cdot g_{sh} = 0,63 \cdot 0,95 = 0,6$ – загальний коефіцієнт пропускання з урахуванням знижувального коефіцієнту;
- ➡ матеріал облицювання зовнішньої вертикальної поверхні непрозорого огородження – плитка палевого кольору. Її променеві характеристики (таблиця 10 [5]):
 - $\alpha_{s,c} = 0,45$ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації;
 - $\varepsilon = 0,93$ – коефіцієнт теплового випромінювання зовнішньою поверхнею;

➡ $R_{se} = 0,043 \frac{m^2 \cdot K}{Bm}$ – тепловий зовнішній поверхневий опір непрозорої частини

(формула 61 [5]);

➡ $U_c = \frac{1}{R_{\Sigma pr, стін}} = \frac{1}{0,72} = 1,39 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$ – коефіцієнт теплопередачі непрозорої

частини вертикального огородження будівлі.

➡ F_r – коефіцієнт форми між елементом будівлі та небосхилом, який приймають:

- $F_r = 1$ – для незатіненого горизонтального даху;
- $F_r = 0,5$ – для незатіненої вертикальної стіни.

3.2.1. Теплові надходження за рахунок інсоляції через віконні конструкції

Знижувальний коефіцієнт затінення для засобів рухомого затінення (штор, жалюзі тощо):

$$F_{sh,gl} = \frac{(1 - f_{sh,with}) \cdot g_{gl} + f_{sh,with} \cdot g_{gl+sh}}{g_{gl}} \quad (3.4)$$

де $f_{sh,with}$ – зважені інтервали часу використання сонячних затінь. За відсутності конкретних даних задаємося довідковими даними (таблиця 11 [5]).

З південного та західного боку будівля має суттєве зовнішнє затінення сусідніми будівлями та деревами (рис.3.1). За відсутності реальних даних щодо співвідношення рівня сонячної радіації на поверхні при наявності та відсутності затінення знижувальний коефіцієнт затінення $F_{sh,O}$ розраховуємо за формулою:

$$F_{sh,O} = F_{hor} \cdot F_{ov} \cdot F_{fin} \quad (3.5)$$

де F_{hor} – частковий коригувальний коефіцієнт затінення горизонту, визначаємо згідно з довідковими даними (таблиця 12 [5]);

F_{ov} – частковий коригувальний коефіцієнт затінення для звисів, який визначаємо згідно з довідковими даними (таблиця 13 [5]);

F_{fin} – частковий коригувальний коефіцієнт затінення для ребер визначаємо згідно з довідковими даними (таблиці 14-1 та 14-2 [5]). Якщо ребра містяться з

двох боків від вікна, то відповідні значення з таблиць перемножуємо.

Віконні рами встановлені зі зміщенням всередину на відстань 10 см від площини зовнішньої поверхні стін. Будівля має 152 вікна типу **A** та 34 вікна типу **B** (з таблиці 1.4). Для даних вікон врахуємо затінення 10-ти-сантиметровими зовнішніми відкосами. Визначимо кути затінення зліва і справа від вікон. Для вікон типу **A** при ширині віконного проєму $b=2,3\text{м}$ та ширині відкосу $a=0,1\text{м}$ визначаємо кути затінення з обох сторін:

$$\beta_{\text{вік.}i} = \arctg\left(\frac{a}{b/2}\right) \quad (3.6)$$

$$\beta_{\text{вік.}A} = \arctg\left(\frac{0,1}{2,3/2}\right) = 5^\circ$$

Для вікон типу **B** при ширині віконного проєму $b=0,9\text{ м}$:

$$\beta_{\text{вік.}B} = \arctg\left(\frac{0,1}{0,9/2}\right) = 12^\circ$$

Для вікон типів **A** та **B** при висоті вікон $h=1,5\text{м}$ кут затінення верхнім зовнішнім відкосом шириною $a=0,1\text{м}$:

$$\alpha_{\text{вік.}i} = \arctg\left(\frac{a}{b/2}\right) \quad (3.7)$$

$$\alpha_{\text{вік.}A;B} = \arctg\left(\frac{0,1}{1,5/2}\right) = 8^\circ$$

Будівля з південного боку створює осереднений кут затінення $\alpha_{\text{Пд.тінь}} = 15^\circ$ (рис. 3.1). Дерева з західного боку затінюють огороження будівлі з осередненим кутом для ділянки затінення $\alpha_{\text{Зх.тінь}} = 20^\circ$.

Корегувальні коефіцієнти до формули (3.5) для тих кутів, які відрізняються від наведених в таблицях довідника, знаходимо методом інтерполяції (примітки в таблицях 12 –14 [5]).

Знаходимо частку площі обрамлення як відношення площі неспвітлопрозорої частини конструкції вікон до загальної площі конструкції (також можемо прийняти орієнтовні дані розділу 11.4.3 [5]). Для точного визначення користуємося даними таблиці 1.4:

$$F_F = \frac{\text{Площа неспвітлопрозорої конструкції вікон}}{\text{Повна площа віконних проємів}} \quad (3.8)$$

$$F_F = \frac{167,1}{690,3} = 0,242$$

Розраховуємо еквівалентну площу інсоляції зашквлених елементів:

$$A_{sol}^{в\acute{и}кна} = F_{sh,o} \cdot F_{sh,gl} \cdot g_{gl} \cdot (1 - F_F) \cdot A_{w,p} \quad (3.9)$$

де $A_{w,p}$ – загальна площа проєкції зашквлених елементів, м².



Рис 3.1. Найбільш суттєві фактори затінення адмінбудівлі та схематичне зображення кутів затінення

В таблицях 3.2–3.4 наведені вихідні дані для розрахунків з розподілом огорожувальних елементів по сторонам світу у відповідності до орієнтації будівлі (рис.3.2) і в цих же таблицях вказані пораховані за формулами (3.4)-(3.9) величини.



Рис.3.1. Орієнтація будівлі по сторонам світу.

Прийнято до найближчих головних напрямків – Пн, Сх, Пд, Зх.

Таблиця 3.2. Розрахунки еквівалентної площі інсоляції для вікон типу А.

Позначення	вікна <i>типу А</i>			
	Значення по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
$A_{w,p}, M^2$	180,1	102,9	30,87	77,2
$\alpha_{A,тінь}$	0	0	15	20
F_{hor}	1	1	0,87	0,86
$\alpha_{вік.А}$	8	8	8	8
F_{ov}	0,99	0,99	1	0,99
$\beta_{вік.А}$	5	5	5	5
F_{fin_left}	1	1	1	0,99
F_{fin_right}	1	1	1	1
$F_{sh,0}$	0,99	0,99	0,87	0,84

Коефіцієнт використання рухомого затінення, $f_{sh,with}$ (таблиця 11 [5])				
Місяці	Орієнтація по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
I	0	0	0	0
II	0	0	0	0
III	0	0	0	0
IV	0	0	0	0
V	0	0	0	0
VI	0,09	0,02	0,27	0,48
VII	0,08	0,07	0,37	0,49
VIII	0,04	0,08	0,36	0,52
IX	0	0	0	0
X	0	0	0	0
XI	0	0	0	0
XII	0	0	0	0

Знижувальний коефіцієнт затінення для рухомих засобів вікон <i>типу А</i> , $F_{sh,gl}$				
Місяці	Орієнтація по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
I	1	1	1	1
II	1	1	1	1
III	1	1	1	1
IV	1	1	1	1
V	1	1	1	1
VI	0,9955	0,999	0,9865	0,976
VII	0,996	0,9965	0,9815	0,9755
VIII	0,998	0,996	0,982	0,974
IX	1	1	1	1
X	1	1	1	1
XI	1	1	1	1
XII	1	1	1	1

Еквівалентна площа інсоляції вікон <i>типу А</i> , $A_{sol}^{вікна}, M^2$				
Місяці	Орієнтація по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
I	85	49	13	31
II	85	49	13	31
III	85	49	13	31
IV	85	49	13	31
V	85	49	13	31
VI	85	49	13	30
VII	85	48	13	30
VIII	85	48	13	30
IX	85	49	13	31
X	85	49	13	31
XI	85	49	13	31
XII	85	49	13	31

Таблиця 3.3. Розрахунки еквівалентної площі інсоляції для вікон типу В.

Позначення	вікна <i>типу В</i>			
	Значення по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
$A_{w,p}, m^2$	13,44	10,34	-	11,37
$\alpha_{B, \text{Тінь}}$	0	0	-	20
F_{hor}	1	1	-	0,86
$\alpha_{\text{вік.В}}$	8	8	-	8
F_{ov}	0,99	0,99	-	0,99
$\beta_{\text{вік.В}}$	12	12	-	12
F_{fin_left}	1	1	-	0,97
F_{fin_right}	1	0,99	-	1
$F_{sh,0}$	0,99	0,98	-	0,83

Коефіцієнт використання рухомого затінення, $f_{sh,with}$ (таблиця 11 [5])				
Місяці	Орієнтація по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
I	0	0	0	0
II	0	0	0	0
III	0	0	0	0
IV	0	0	0	0
V	0	0	0	0
VI	0,09	0,02	0,27	0,48
VII	0,08	0,07	0,37	0,49
VIII	0,04	0,08	0,36	0,52
IX	0	0	0	0
X	0	0	0	0
XI	0	0	0	0
XII	0	0	0	0

Знижувальний коефіцієнт затінення для рухомих засобів вікон <i>типу В</i> , $F_{sh,gl}$				
Місяці	Орієнтація по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
I	1	1	-	1
II	1	1	-	1
III	1	1	-	1
IV	1	1	-	1
V	1	1	-	1
VI	0,9955	0,999	-	0,976
VII	0,996	0,9965	-	0,9755
VIII	0,998	0,996	-	0,974
IX	1	1	-	1
X	1	1	-	1
XI	1	1	-	1
XII	1	1	-	1

Еквівалентна площа інсоляції вікон <i>типу В</i> , $A_{sol}^{\text{вікна}}, m^2$				
Місяці	Орієнтація по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
I	6	5	-	5
II	6	5	-	5
III	6	5	-	5
IV	6	5	-	5
V	6	5	-	5
VI	6	5	-	4
VII	6	5	-	4
VIII	6	5	-	4
IX	6	5	-	5
X	6	5	-	5
XI	6	5	-	5
XII	6	5	-	5

Таблиця 3.4. Розрахунки еквівалентної площі інсоляції для вікна типу С.

Позначення	вікно типу С			
	Значення по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
$A_{w,p}, M^2$	-	-	-	97
$\alpha_{C,тінь}$	-	-	-	20
F_{hor}	-	-	-	0,86
$\alpha_{вік.С}$	-	-	-	0
F_{ov}	-	-	-	1
$\beta_{вік.С}$	-	-	-	1
$F_{fin\ left}$	-	-	-	1
$F_{fin\ right}$	-	-	-	1
$F_{sh,0}$	-	-	-	0,86

Коефіцієнт використання рухомого затінення, $f_{sh,with}$ (таблиця 11 [5])				
Місяці	Орієнтація по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
I	-	-	-	0
II	-	-	-	0
III	-	-	-	0
IV	-	-	-	0
V	-	-	-	0
VI	-	-	-	0,48
VII	-	-	-	0,49
VIII	-	-	-	0,52
IX	-	-	-	0
X	-	-	-	0
XI	-	-	-	0
XII	-	-	-	0

Знижувальний коефіцієнт затінення для рухомих засобів вікон типу С , $F_{sh,gl}$				
Місяці	Орієнтація по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
I	-	-	-	1
II	-	-	-	1
III	-	-	-	1
IV	-	-	-	1
V	-	-	-	1
VI	-	-	-	0,976
VII	-	-	-	0,9755
VIII	-	-	-	0,974
IX	-	-	-	1
X	-	-	-	1
XI	-	-	-	1
XII	-	-	-	1

Еквівалентна площа інсоляції вікон типу С , $A_{sol}^{вікна}, M^2$				
Місяці	Орієнтація по сторонам світу			
	Пн	Сх	Пд	Зх
I	-	-	-	40
II	-	-	-	40
III	-	-	-	40
IV	-	-	-	40
V	-	-	-	40
VI	-	-	-	39
VII	-	-	-	39
VIII	-	-	-	39
IX	-	-	-	40
X	-	-	-	40
XI	-	-	-	40
XII	-	-	-	40

Сонячні теплонадходження через i -й елемент будівлі, Вт:

$$Q_{sol}^{вікна} = \sum_{i=1}^n A_{sol,i}^{вікна} \cdot I_{sol,i}, \quad (3.10)$$

де $A_{sol,i}^{вікна}$ — еквівалентна площа інсоляції для i -х типів вікон (А, В, С з таблиць 3.2 – 3.4);

$I_{sol,i}$ – середньомісячна доза осередненої сонячної радіації (таблиця А.4 [5]), $\frac{Вт}{м^2}$; значення для м.Київ у відповідності до орієнтації адмінбудівлі наведені в таблиці 3.5.

Розрахунки за формулою (3.10) проведені в середовищі Excel, результати в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5. Дози сонячної радіації та розрахований тепловий потік інсоляції через світлопрозорі конструкції будівлі.

Середньомісячні дози сумарної сонячної радіації, осередненої для однієї години, що надходять на вертикальну поверхню віконних конструкцій (таблиця А.4 [5])					
Місто	Місяць	Сонячна радіація $I_{sol,i}$, Вт/м²			
		поверхня вертикальна			
		Пн	Сх	Пд	Зх
Київ	I	13	21	50	22
	II	24	36	70	38
	III	35	58	90	61
	IV	39	77	92	73
	V	56	104	101	99
	VI	67	111	96	105
	VII	61	108	98	104
	VIII	40	93	106	89
	IX	29	70	102	66
	X	19	38	75	37
	XI	11	17	39	17
	XII	9	14	35	15

Місяць	Осереднений тепловий потік від сонця через світлопрозорі конструкції будівлі, $Q_{sol,i}^{вікон}$, Вт				Осереднений для будівлі	
	Орієнтація по сторонам світу					$\Sigma Q_{sol,i}^{вікон}$ Вт
	Пн	Сх	Пд	Зх		
I	1183	1134	650	1672	4639	
II	2184	1944	910	2888	7926	
III	3185	3132	1170	4636	12123	
IV	3549	4158	1196	5548	14451	
V	5096	5616	1313	7524	19549	
VI	6097	5994	1248	7665	21004	
VII	5551	5724	1274	7592	20141	
VIII	3640	4929	1378	6497	16444	
IX	2639	3780	1326	5016	12761	
X	1729	2052	975	2812	7568	
XI	1001	918	507	1292	3718	
XII	819	756	455	1140	3170	

3.2.2. Сонячні теплонадходження через неспвітлопрозоре огороження будівлі

Еквівалентна площа інсоляції i -го непрозорого елементу будівлі, $м^2$:

$$A_{sol,i}^{стін} = F_{sh,ob,i} \cdot \alpha_{S,c} \cdot R_{se} \cdot U_c \cdot A_{c,i} \quad (3.11)$$

де $\alpha_{S,c}; R_{se}; U_c$ – визначені у вихідних даних на початку розділу 3.2;

$F_{sh,ob,i}$ – знижувальний коефіцієнт затінення зовнішніми перешкодами; для

конфігурації огороження розглядаємої адмінбудівлі приймаємо $F_{sh,ob,i} = F_{hor,i}$,

де $F_{hor,i}$ – відповідні сторонам світу значення з таблиці 3.2;

$A_{c,i}$ – площа непрозорої частини i -го огороження, m^2 (таблиця 3.6).

Еквівалентна площа інсоляції не світлопрозорого огороження з північної сторони будівлі:

$$A_{sol,Пн}^{ctin} = 1 \cdot 0,45 \cdot 0,043 \cdot 1,39 \cdot 741 = 20 \text{ м}^2$$

Пораховані значення по інших напрямках наведено в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6. Вихідні дані та розрахункові значення еквівалентної площі інсоляції не світлопрозорого вертикального огороження у відповідності до орієнтації будівлі по сторонам світу.

Сторони орієнтації будівлі	Пн	Сх	Пд	Зх
Площа не світлопрозорого вертикального огороження, $A_{c,i}, m^2$	741	501	662	486
Знижувальний коефіцієнт затінення, $F_{sh,ob,i}$	1	1	0,87	0,86
Коефіцієнт поглинання сонячної радіації, α_{sc}	0,45	0,45	0,45	0,45
Тепловий зовнішній поверхневий опір $R_{se}, (m^2 \cdot K)/Вт$	0,043	0,043	0,043	0,043
Коефіцієнт теплопередачі $U_c, Вт/(m^2 \cdot K)$	1,39	1,39	1,39	1,39
Еквівалентна площа інсоляції, $A_{sol,i}^{ctin}, m^2$	20	13	15	11

Тепловий потік від сонячного випромінювання через i -ий елемент будівлі визначаємо за формулою, Вт:

$$Q_{sol,i}^{ctin} = A_{sol,i}^{ctin} \cdot I_{sol,i} - F_{r,i} \cdot \Phi_{r,i} \quad (3.12)$$

де $I_{sol,i}$ – те ж саме, що і у формулі (3.10), $\frac{Вт}{м^2}$;

$F_{r,i} = 0,5$ – коефіцієнт форми між вертикальним i -им огороженням будівлі та небосхилом;

$\Phi_{r,i}$ – тепловий потік внаслідок теплового випромінювання i -ю зовнішньою поверхнею в атмосферу, Вт.

Тепловий потік за рахунок теплового випромінювання в атмосферу для відповідного елемента оболонки будівлі $\Phi_{r,i}$, Вт, визначаємо за формулою:

$$\Phi_{r,i} = R_{se} \cdot U_c \cdot A_{c,i} \cdot h_{r,i} \cdot \Delta\Theta_{er} \quad (3.13)$$

де $R_{se}; U_c; A_{c,i}$ – ті ж самі значення, що і у формулі (3.11);

$\Delta\Theta_{er}$ – середня різниця між температурою зовнішнього повітря та

увною температурою атмосфери; для помірних широт приймають $\Delta\Theta_{er} = 11^\circ\text{K}$ (розділ 11.5 [5]);

$h_{r,i}$ – коефіцієнт теплопередачі випромінюванням зовнішньої поверхні, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, який може бути наближено розрахований за формулою (розділ 11.5 [5]):

$$h_{r,i} = 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (\Theta_{ss} + 273)^3 \quad (3.14)$$

де $\varepsilon = 0,93$ – коефіцієнт випромінювання теплових променів, значення подано у вихідних даних на початку розділу 3.2;

$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4)$ – стала Стефана-Больцмана;

Θ_{ss} – середньоарифметичне значення поверхневої температури та температури атмосфери, $^\circ\text{C}$.

Система рівнянь для густини теплового потоку через несвітлопрозоре огороження:

$$\begin{cases} q = \alpha_z \cdot (t_{\text{ст},p} - t_{3,p}) \\ q = U_c \cdot (t_{\text{в},p} - t_{3,p}) \end{cases} \quad (3.15)$$

де $t_{\text{в},p}$; $t_{\text{ст},p}$; $t_{3,p}$ – температури повітря в будівлі, зовнішньої поверхні огороження та зовнішнього повітря відповідно для розрахункового періоду, $^\circ\text{C}$;

$\alpha_z = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$ – коефіцієнт тепловіддачі ззовні огороження;

$U_c = 1,39 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$ – коефіцієнт теплопередачі огороження.

З системи (3.15) визначаємо температуру зовнішньої поверхні огороження:

$$t_{\text{ст},p} = t_{3,p} + \frac{U_c \cdot (t_{\text{в},p} - t_{3,p})}{\alpha_z} \quad (3.16)$$

Для січня місяця:

$$t_{\text{ст},p} = -22 + \frac{1,39 \cdot (20 + 22)}{23} = -19,5^\circ\text{C}$$

Визначаємо середньоарифметичне значення температури поверхні та повітря:

$$\Theta_{ss} = \frac{t_{\text{ст},p} + t_{3,p}}{2} \quad (3.17)$$

Для січня місяця середньоарифметична температура поверхні та повітря:

$$\Theta_{ss} = \frac{-19,5 - 22}{2} = -20,7^\circ\text{C}$$

За формулою (3.14) для січня місяця коефіцієнт теплопередачі променями:

$$h_{r,i} = 4 \cdot 0,93 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (-20,7 + 273)^3 = 3,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

За формулою (3.13) тепловий потік за рахунок теплового випромінювання не світлопрозорим огородженням з північного напрямку в атмосферу в січні місяці:

$$\Phi_{r,i} = 0,043 \cdot 1,39 \cdot 741 \cdot 3,4 \cdot 11 = 1650 \text{ Вт}$$

Тепловий потік від сонячного випромінювання через не світлопрозоре огородження з північного боку будівлі за формулою (3.12):

$$Q_{sol,Пн}^{стін} = 20 \cdot 13 - 0,5 \cdot 1650 = -566 \text{ Вт}$$

Отримане від'ємне значення теплового потоку означає, що будівля через північне огородження за рахунок випромінювання в січні втрачає більше теплової енергії, ніж отримує від сонячних променів.

В таблиці 3.7 наведено дані променевого теплообміну для розрахункового періоду енергоспоживання при розрахунковій зовнішній температурі для м.Київ $t_{з,р} = -22^{\circ}\text{C}$ та середньомісячній енергетичній сонячній активності січня місяця (наведено в таблиці 3.5).

Таблиця 3.7. Вихідні дані та пораховані значення результуючого теплового потоку розрахункового періоду для зовнішньої поверхні не світлопрозорого огородження.

Місяць	Температура зовнішнього повітря, $t_{з,р}$	Температура зовнішньої поверхні не світлопрозорого огородження, $t_{ог}$	Середня температура поверхні та атмосфери, $t_{ср}$	Коефіцієнт теплопередачі променями, $k_{пр}$	Тепловий потік випромінюванням з вертикальної поверхні в навколишнє середовище, $\Phi_{r,i}$, Вт					Результуючий тепловий потік між променевими випромінюванням та поглинанням, $Q_{sol,i}^{стін}$, Вт				
					Пн	Сх	Пд	Зх	Σ	Пн	Сх	Пд	Зх	$\Sigma Q_{sol,січ}^{стін}$
I	-22	-19,5	-20,7	3,4	1650	1115	1474	1082	5321	-566	-275	38	-294	-1097

4. ЗАГАЛЬНЕ РОЗРАХУНКОВЕ ТЕПЛОВЕ СПОЖИВАННЯ, НАЙБІЛЬШ ХОЛОДНОГО МІСЯЦЯ ТА ПРОТЯГОМ ОПАЛЮВАЛЬНОГО СЕЗОНУ.

В таблиці 4.1 наведено вихідні дані для розрахунків тепловтрат, які були пораховані в розділі 2. Тепловтрати поділяються на:

- незмінні протягом опалювального періоду (за незмінної температури повітря з обох боків огороження);
- змінні тепловтрати за рахунок зміни різниці температур.

Розраховані в розділі 3 теплонадходження протягом опалювального періоду мають постійні значення, за виключенням променевого теплообміну несутлопрозорих огорожень, на який суттєво впливають різні чинники: зміна різниці температур та зміна середнього помісячного значення інтенсивності променевого потоку від сонця протягом опалювального періоду.

В даному розділі будуть проводитися перерахунки теплового споживання з розрахункового періоду найхолоднішої п'ятиденки забезпеченістю 0,92 з $t_{3,p} = -22^{\circ}\text{C}$ на щомісячні періоди опалювального сезону з середніми температурами зовнішнього повітря для кожного i -го місяця $\bar{t}_{3,i}$ (таблиця А.2 [5]; таблиця 2 [1]). А також буде виконано розрахунок спожитої кількості теплової енергії за опалювальний період при датах початку/закінчення опалювального сезону для м.Київ (таблиця 3 [1]): 17 жовтня/11 квітня відповідно.

4.1. Щомісячні тепловитрати впродовж опалювального сезону

Сума змінних тепловтрат для розрахункового періоду, кВт:

$$Q_{\Sigma,p}^{\text{втрат}} = 10^{-3} \cdot \sum_{i=1}^5 Q_{\text{т.р}}^i + Q_{\text{вент.р}} \quad (4.1)$$

Сума незмінних тепловтрат для розрахункового періоду, кВт:

$$Q_{\Sigma,p}^{\text{втрат}} = 10^{-3} \cdot \sum_{j=1}^2 Q_{\text{т.р}}^j \quad (4.2)$$

Сума теплонадходжень для розрахункового періоду, кВт:

$$Q_{\Sigma,p}^{\text{надх}} = 10^{-3} \cdot (\Sigma Q_{\text{sol,ciч}}^{\text{вікон}} + \Sigma Q_{\text{sol,ciч}}^{\text{стін}} + Q_{\text{int,p}}) \quad (4.3)$$

Розрахунки за формулами (4.1)-(4.3) та уточнення складових формул наведено в таблиці 4.1.

Тепловий потік споживання будівлею теплоти для розрахункового періоду:

$$Q_{\text{сп},p} = Q_{\Sigma,p}^{\text{втрат}} + Q_{\Sigma,p}^{\text{const}} + Q_{\text{ГВП},p,z} - Q_{\Sigma,p}^{\text{надх}} \quad (4.4)$$

$$Q_{\text{сп},p} = 420,2 + 23,4 + 22,0 - 59,4 = 406,2 \text{ кВт}$$

Значення середніх температур зовнішнього повітря $\bar{t}_{z,i}$ для кожного місяця наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.1. Значення тепловтрат та теплонадходжень розрахункового періоду.

№ з/П	Тип теплового потоку		Позначення	Од. виміру	Значення
ТЕПЛОВТРАТИ					
1.	Тепловтрати, змінні протягом періоду	трансмісійні тепловтрати через вертикальні світлопрозорі огородження	$Q_{\text{т.р}}^{\text{світлопроз}}$	Вт	60401
2.		трансмісійні через перекриття неопалювального підвалу	$Q_{\text{т.р}}^{\text{пер.підвал}}$	Вт	5265
3.		через перекриття, що межує з зовнішнім повітрям	$Q_{\text{т.р}}^{\text{пер.повітря}}$	Вт	6607
4.		трансмісійні через перекриття горища	$Q_{\text{т.р}}^{\text{горище}}$	Вт	80627
5.		трансмісійні до зовнішнього повітря через несвітлопрозоре огородження	$Q_{\text{т.р}}^{\text{несвітлопр}}$	Вт	139183
6.		втрати теплоти на підігрів вентиляційного повітря	$Q_{\text{вент.р}}$	Вт	128146
7.		Загальні тепловитрати при змінах температурах	$Q_{\Sigma.p}^{\text{втрат}}$	кВт	420,2
8.	Тепловтрати незмінні	трансмісійні через підлогу до касової зали	$Q_{\text{т.р}}^{\text{пер.кас.зал}}$	Вт	14011
9.		трансмісійні до касового залу через вертикальне несвітлопрозоре огородження	$Q_{\text{т.р}}^{\text{стін.кас.зал}}$	Вт	9375
10.		Загальні тепловитрати постійні	$Q_{\Sigma.p}^{\text{const}}$	кВт	23,4
11.	тепловий потік на потреби ГВП (розрахунковий)		$Q_{\text{ГВП},p,z}$	кВт	22,0
ТЕПЛОНАДХОДЖЕННЯ					
12.		Тепловий потік інсоляції через склопакети (січень)	$\Sigma Q_{\text{sol,січ}}^{\text{вікон}}$	Вт	4639
13.		Баланс променевого теплового потоку (фактично є тепловтратами в січні при $t_{з,p} = -22^{\circ}\text{C}$)	$\Sigma Q_{\text{sol,січ}}^{\text{стін}}$	Вт	-1097
14.		Теплопотік від внутрішніх джерел тепловиділень	$Q_{\text{int},p}$	Вт	55827
15.		Сумарний потік теплових надходжень для розрахункового періоду	$Q_{\Sigma.p}^{\text{надх}}$	кВт	59,4

Для i -го місяця коефіцієнт перерахунку змінних тепловтрат з таблиці 4.1:

$$K_i = \frac{t_{в.р} - \bar{t}_{з.і}}{t_{в.р} - t_{з.р}} \quad (4.1)$$

$$K_{січ} = \frac{20 - (-4,7)}{20 - (-22)} = 0,588$$

Загальні змінні осереднені тепловитрати для кожного місяця:

$$\bar{Q}_i^{втрат} = Q_{\Sigma.р} \cdot K_i \quad (4.2)$$

$$\bar{Q}_{січ}^{втрат} = 420,2 \cdot 0,588 = 247,1 \text{ Вт}$$

Для інших місяців результати $\bar{Q}_i^{втрат}$ наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Розрахункові дані та осереднені місячні теплові потоки втрат змінної різниці температур для місяців опалювального періоду.

Місяць опалювального сезону	I	II	III	IV	~	X	XI	XII
Середньомісячна температура зовнішнього повітря, $\bar{t}_{з.і}$, °C	-4,7	-3,6	1,0	9,0	~	8,1	1,9	-2,5
Коефіцієнт перерахунку тепловтрат, K_i	0,588	0,562	0,452	0,262	~	0,283	0,431	0,536
Осереднені змінні потоки тепловтрат, $\bar{Q}_i^{втрат}$, кВт	247,1	236,1	190,1	110,1	~	119,1	181,1	225,1

Для визначення осереднених щомісячних для опалювального періоду потоків теплоти за рахунок випромінювання проводимо розрахунки за формулами (3.12)-(3.17) розділу 3.2.2, використовуючи в розрахунках значення середньої місячної температури зовнішнього повітря.

В таблиці 4.3 вказано вихідні дані та пораховані середні значення балансів теплових потоків $\Sigma \bar{Q}_{sol,i}^{стін}$ за рахунок теплового випромінювання та поглинання не світлопрозорими огороженнями у відповідності до орієнтації будівлі по сторонам світу. В цій же таблиці для зручності в останньому рядку продубльовані з таблиці (3.5) осереднені щомісячні значення променевого теплового потоку за рахунок інсоляції через склопакети $\Sigma Q_{sol,i}^{вікон}$.

Визначаємо щомісячний для опалювального періоду потік споживання теплоти:

$$\bar{Q}_{потік,i} = \bar{Q}_i^{втрат} + Q_{\Sigma.р}^{const} + \bar{Q}_{ГВП,з} - \left(\Sigma \bar{Q}_{sol,i}^{стін} + \Sigma Q_{sol,i}^{вікон} + \frac{Q_{int}^{о.сезон}}{\tau_3 \cdot 24 \cdot 3600} \right) \cdot 10^{-3} \quad (4.3)$$

де $\bar{Q}_{ГВП,3} = 6,32$ кВт – осереднений тепловий потік для ГВП періоду опалювального сезону (формула (2.13));

$Q_{int}^{o.сезон} = 202,89 \cdot 10^9$ Дж – порахована за формулою (3.3) кількість теплоти від внутрішніх джерел тепловиділення протягом опалювального періоду;

$(\tau_3 \cdot 24 \cdot 3600)$ – кількість секунд в опалювальному періоді.

Таблиця 4.3. Вихідні дані та пораховані значення результуючого осередненого теплового потоку для зовнішньої поверхні несквітлопрозорого огороження для місяців опалювального сезону.

Місяць опалювального сезону		I	II	III	IV	~	X	XI	XII
Середньомісячна температура зовнішнього повітря, $\bar{t}_{3,i}$, °C		-4,7	-3,6	1,0	9,0	~	8,1	1,9	-2,5
Температура зовнішньої поверхні несквітлопрозорого огороження, $\bar{t}_{ст}$, °C		-3,2	-2,2	2,1	9,7	~	8,8	3,0	-1,1
Середня температура поверхні та атмосфери Θ_{ss} , °C		-4,0	-2,9	1,6	9,3	~	8,5	2,4	-1,8
Коефіцієнт теплопередачі променями, $h_{r,i}$, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$		4,1	4,2	4,4	4,7	~	4,7	4,4	4,2
Тепловий потік випромінюванням з вертикальної поверхні в атмосферу, $\Phi_{r,i}$, Вт	Пн	2001	2025	2127	2313	~	2291	2148	2049
	Сх	1353	1369	1438	1564	~	1549	1452	1386
	Пд	1788	1809	1900	2066	~	2047	1919	1831
	Зх	1313	1328	1395	1517	~	1503	1408	1344
	$\Sigma \Phi_{r,i}$	6455	6532	6861	7459	~	7390	6926	6610
Осереднений результуючий теплопотік між променевими випромінюванням та поглинанням, $\bar{Q}_{sol,i}^{стін}$, Вт	Пн	-742	-534	-366	-379	~	-767	-855	-845
	Сх	-394	-200	62	256	~	-263	-497	-504
	Пд	-119	180	444	392	~	138	-355	-373
	Зх	-409	-237	-12	62	~	-335	-513	-503
	$\Sigma \bar{Q}_{sol,i}^{стін}$	-1663	-791	129	331	~	-1227	-2220	-2226
Осереднений тепловий потік через світлопрозорі конструкції будівлі, Вт	$\Sigma Q_{sol,i}^{вікон}$	4639	7926	12123	14451	~	7568	3718	3170

Для січня осереднений потік споживання теплоти за формулою (4.3):

$$\bar{Q}_{потік,січ} = 247,1 + 23,4 + 6,32 - \left(-1663 + 4639 + \frac{202,89 \cdot 10^9}{176 \cdot 24 \cdot 3600} \right) \cdot 10^{-3} =$$

$$= 260,7 \text{ кВт}$$

Кількість спожитої за місяць теплової енергії, кДж:

$$Q_{\text{місяць},i}^{\text{спож}} = \bar{Q}_{\text{спож},i} \cdot \tau_{\text{місяць},i} \cdot 24 \cdot 3600 \quad (4.4)$$

де $\tau_{\text{місяць},i}$ – кількість днів опалювального періоду в i -му місяці, дні розподілені за даними нормативних джерел: дата початку/закінчення опалювального сезону (таблиця 3 [1]): 17 жовтня/11 квітня. Значення наведено в таблиці 4.4.

$$Q_{\text{місяць},\text{січ}}^{\text{спож}} = 260,7 \cdot 31 \cdot 24 \cdot 3600 = 698,3 \cdot 10^6 \text{ кДж}$$

Пораховані за формулами (4.3)-(4.4) значення теплових потоків та кількості спожитої теплової енергії наведено в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4. Дані щодо кількості днів опалювального періоду з розподілом по місяцям, а також середньомісячні потоки теплового споживання та кількість спожитої теплової енергії помісячно за опалювальний період.

Місяць опалювального сезону	I	II	III	IV	~	X	XI	XII
Середньомісячна температура зовнішнього повітря, $\bar{t}_{z,i}$, °C	-4,7	-3,6	1,0	9,0	~	8,1	1,9	-2,5
кількість днів опалювального періоду $\tau_{\text{місяць},i}$	31	28	31	11	~	14	30	31
$\bar{Q}_{\text{потік},i}$, кВт	260,7	245,6	194,5	111,9	~	129,4	196,2	240,8
$Q_{\text{місяць},i}^{\text{спож}}$, ГДж	698,3	594,1	520,8	106,4	~	156,5	508,6	644,9

Середній тепловий потік споживання для опалювального сезону:

$$\bar{Q}_{\text{потік}}^{\text{X-IV}} = \frac{\sum_{i=1}^n \bar{Q}_{\text{потік},i}}{n} \quad (4.5)$$

$$\bar{Q}_{\text{потік}}^{\text{X-IV}} = \frac{260,7 + 245,6 + 194,5 + 111,9 + 129,4 + 196,2 + 240,8}{7} = 197,0 \text{ кВт}$$

Загальна кількість спожитої теплової енергії протягом опалювального періоду:

$$Q_{\text{о.період}}^{\text{спож,Дж}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{місяць},i}^{\text{спож}} \quad (4.6)$$

$$Q_{\text{о.період}}^{\text{спож,Дж}} = 156,5 + 508,6 + 644,9 + 698,3 + 594,1 + 520,8 + 106,4 = 3229,6 \text{ ГДж}$$

Кількість теплової енергії, ГДж, яку затрачено для потреб ГВП в i -й період тривалістю τ_i при осередненому тепловому потоці для даного періоду $\bar{Q}_{\text{ГВП},i}$:

$$Q_{\text{ГВП},i.\text{період}}^{\text{спож,Дж}} = \bar{Q}_{\text{ГВП},i} \cdot \tau_i \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-6} \quad (4.7)$$

За формулою (4.6) для опалювального періоду:

$$Q_{\text{ГВП.л.період}}^{\text{спож,Дж}} = 6,32 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-6} = 96,1 \text{ ГДж}$$

За формулою (4.6) для неопалювального періоду:

$$Q_{\text{ГВП.л.період}}^{\text{спож,Дж}} = 5,07 \cdot 189 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-6} = 82,8 \text{ ГДж}$$

Витрата теплової енергії на потреби ГВП в січні, ГДж:

$$Q_{\text{ГВП.січень}}^{\text{спож,Дж}} = \bar{Q}_{\text{ГВП},з} \cdot 31 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-6} \quad (4.8)$$

$$Q_{\text{ГВП.січень}}^{\text{спож,Дж}} = 6,32 \cdot 31 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-6} = 16,9 \text{ ГДж}$$

В таблиці 4.5 наведені значення порохованих величин в розділі 4.

Таблиця 4.5. Значення теплових потоків та спожитої теплової енергії для розрахункового періоду, середньомісячні для січня, протягом опалювального та неопалювального сезонів.

Величина	Од. виміру	Період для розрахунків				Річне споживання, $\Sigma Q^{\text{спож}}$, ГДж
		Розрахунковий	Січень	Опалювальний сезон	Неопалювальний сезон	
Тепловий потік споживання	кВт	406,2	260,7	197,0	5,07	-
- в тому числі тепловий потік на потреби ГВП		22,0	6,32	6,32	5,07	-
Загальне споживання теплоти	ГДж	-	698,3	3229,6	82,8	3312,4
- в тому числі споживання теплової енергії ГВП		-	16,9	91,6	82,8	174,4

5. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКА ПОВІТРЯ-РІДИНА

5.1. Розрахунок теплообміну з боку джерела низько потенційної теплоти

Теплова схема проєктується з використанням контуру проміжного рідинного теплоносія (незамерзаюча рідина) між джерелом теплової енергії та випарником теплового насосу. Це дозволить з невеликими додатковими затратами «транспортувати» теплову енергію від кількох різних джерел теплоти до одного випарника, що дозволить підвищити коефіцієнт перетворення енергії тепловим насосом.

Основним проєктним джерелом теплової енергії є повітря вентшахти метрополітену. Додатковими джерелами можуть бути відпрацьоване вентиляційне повітря адмінбудівлі та каналізаційні стоки від системи водопостачання.

Згідно нормативів, швидкість руху повітря в каналах вентшахт не повинна перевищувати 8 м/с (розділ 11 [8]). Приймаємо максимальне значення даної швидкості: $v_{\text{шх}}^{\text{max}} = 8 \text{ м/с}$.

Щоб визначитися, яке максимально можливе значення витрати повітря брати для розрахунків, визначимо максимальну нормовану витрату в стволі шахти та порівняємо її з номінальною витратою вентилятора.

Витрата теплоносія:

$$V_i = v_i \cdot F_i, \quad (5.1)$$

де V_i – витрата i -го теплоносія, $\text{м}^3/\text{с}$;

v_i – швидкість i -го теплоносія, м/с ;

F_i – площа перерізу руху i -го теплоносія, м^2 .

$$F_i = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (5.2)$$

Площа перерізу шахти при $d_{\text{шх}} = 6 \text{ м}$ – внутрішній діаметр ствола вентшахти:

$$F_{\text{шх}} = \frac{\pi \cdot 6^2}{4} = 28,2 \text{ м}^2$$

Максимальна нормована витрата повітря в стволі шахти за ф.(5.1):

$$V_{\text{шх}}^{\text{max}} = 8 \cdot 28,2 = 227 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Номінальна витрата повітря вентилятором $V_{\text{вент}}^{\text{ном}} = 50 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} < V_{\text{шх}}^{\text{max}} = 227 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, тому для розрахунків обираємо менше значення витрати $V_{\text{ном}}^{\text{т1}} = V_{\text{вент}}^{\text{ном}} = 50 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

У зв'язку з тим, що діючі ДБН В.2.3-7:2018 «Споруди транспорту. МЕТРОПОЛІТЕНИ», які введені на заміну ДБН В.2.3-7-2010, містять суттєво менше інформації стосовно параметрів вентиляційного повітря, а станція проєктувалася та введена в експлуатацію за попередніми стандартами та нормами, тому деякими даними задаємося з попередніх норм. Так, в холодний період року температура повітря на станціях і в тунелях не повинна перевищувати середньорічну температуру ґрунту більш як на 2°C та не опускатися нижче $+5^{\circ}\text{C}$. Відносна вологість повітря не повинна перевищувати 75%.

Так як теплові насоси дозволяють «викачувати» теплоту з повітря, що має температуру нижче 0°C , за певних умов на стінках теплообмінника може виникнути інтенсивна конденсація вологи з повітря. За умови антикорозійної поверхні теплообмінника конденсація вологи з повітря матиме позитивний ефект: збільшить тепловий потік за рахунок прихованої теплоти фазового переходу, але може виникнути негативне явище, коли на поверхні теплообмінника при температурах поверхні нижче 0°C буде утворюватися лід. Проаналізуємо за hd -діаграмою вологого повітря (рис.5.1), в яких межах можна обирати температуру для недопущення обмерзання.

З діаграми видно, що при заданій відносній вологості 75% та верхній температурі повітря в шахті $t_{\text{пш}}^{\text{вх.max}} = 10^{\circ}\text{C}$, що відповідає кількості водяної пари в повітрі $d^{\text{max}} = 5,7 \frac{\text{г H}_2\text{O}}{\text{кг пов.}}$, конденсація пари відбуватиметься при падінні температури повітря до $t_{\text{пш.конд}}^{\text{max}} = 5,8^{\circ}\text{C}$. При нижній температурній межі $t_{\text{пш}}^{\text{вх.min}} = 5^{\circ}\text{C}$ та заданій вологості точка роси досягається в процесі зниження температури до $t_{\text{пш.конд}}^{\text{min}} = 0,9^{\circ}\text{C}$.

Так як джерело теплової енергії відносно нестандартне, проведемо розрахунок теплообмінника, який буде отримувати теплоту з повітря вентшахти. З метою забезпечення гарантованого мінімального режиму теплофікації від теплового насоса задаємося температурою повітря на вході у теплообмінник $t'_1 =$

$t_{\text{пш}}^{\text{вх.min}} = 5^{\circ}\text{C}$ та відносною вологістю $\varphi_{\text{пш}}^{\text{вх}} = 75\%$. Температуру повітря на виході з теплообмінника приймаємо $t_1'' = 1^{\circ}\text{C}$.

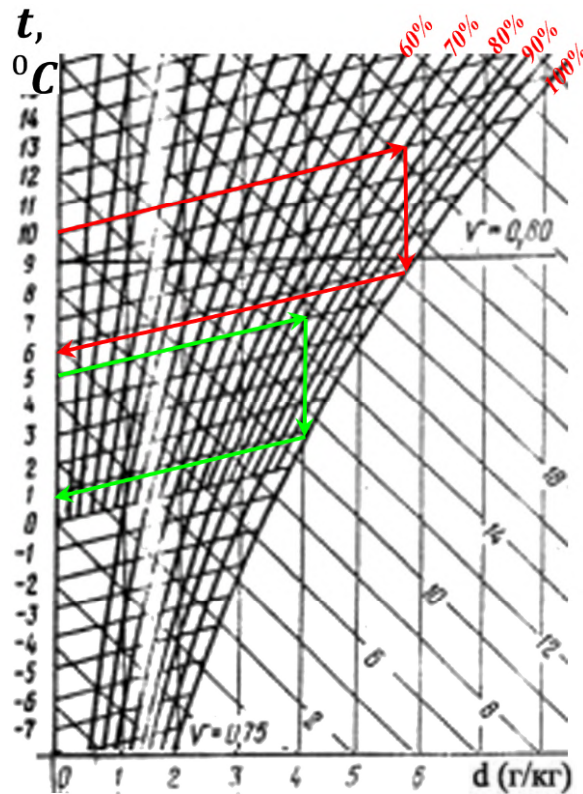


Рис.5.1. *h**d*-діаграма вологого повітря з масштабуванням в межах температурних параметрів вентиляційного повітря.

Для мінімізації втрат ексергії задамося рівномірним температурним напором $\Delta t = 1^{\circ}\text{C}$ по всій площі теплообміну, як показано на рис.5.5.

Характеристична температура для гарячого теплоносія – повітря:

$$\bar{t}_{01} = \frac{t_1' + t_1''}{2} \quad (5.3)$$

$$\bar{t}_{01} = \frac{5 + 1}{2} = 3^{\circ}\text{C}$$

При даних температурах з довідника [12] випишемо теплофізичні характеристики повітря, інтерполюючи по температурі між ближніми наявними значеннями. Дані заносимо в таблицю 5.1.

В якості проміжного теплоносія обираємо 45% водний розчин пропіленгліколю з температурою кристалізації – мінус 30°C , теплофізичні властивості якого наведені в додатку А.

Характеристична температура для холодного теплоносія – розчину пропіленгліколю:

$$\bar{t}_{02} = \frac{t_2' + t_2''}{2} \quad (5.4)$$

$$\bar{t}_{02} = \frac{0 + 4}{2} = 2^\circ\text{C}$$

При даній температурі з таблиці А.1 визначаємо теплофізичні характеристики, інтерполюючи між ближніми табличними даними. Дані відображаємо в таблиці 5.2.

Таблиця 5.1. Теплофізичні характеристики повітря вентшахти при температурі $\bar{t}_{01} = 3^\circ\text{C}$ в першому наближенні.

Параметр	позначення	Од.виміру	значення
Густина повітря	ρ_1	кг/м ³	1,279
Теплоємність повітря (ізобарна)	c_{p1}	Дж/(кг·°К)	1005
Коефіцієнт теплопровідності	λ_1	Вт/(м·°К)	$2,46 \cdot 10^{-2}$
Коефіцієнт кінематичної в'язкості	ν_1	м ² /с	$13,54 \cdot 10^{-6}$
Коефіцієнт динамічної в'язкості	μ_1	Па·с	$17,32 \cdot 10^{-6}$
Критерій Прандтля	Pr_1	-	0,706
-те саме- при температурі стінки	$Pr_{ст1}$	-	0,707

Таблиця 5.2. Теплофізичні характеристики 45% водного розчину пропіленгліколю при температурі $\bar{t}_{02} = 2^\circ\text{C}$ в першому наближенні.

Параметр	позначення	Од.виміру	значення
Густина	ρ_2	кг/м ³	1053
Теплоємність (ізобарна)	c_{p2}	Дж/(кг·°К)	3566
Коефіцієнт теплопровідності	λ_2	Вт/(м·°К)	0,395
Коефіцієнт кінематичної в'язкості	ν_2	м ² /с	$16,80 \cdot 10^{-6}$
Коефіцієнт динамічної в'язкості	μ_2	Па·с	$17,70 \cdot 10^{-3}$
Критерій Прандтля	Pr_2	-	159,8
-те саме- при температурі стінки	$Pr_{ст2}$	-	159,8

За відсутності табличних значень критерій Прандтля визначаємо за формулою:

$$Pr_2 = \frac{c_{p2} \cdot \mu_2}{\lambda_2} \quad (5.5)$$

$$Pr_2 = \frac{3566 \cdot 17,70 \cdot 10^{-3}}{0,395} = 159,8$$

Початково приймаємо температуру стінки з боку пропіленгліколю рівною температурі розчину і тоді критерій Прандтля рідини при температурі стінки $\bar{t}_{ст2} = 2^\circ\text{C}$:

$$Pr_{ст2} = 159,8$$

Розрахунок виконуємо для теплообмінника, виготовленого з плоскоовальних труб із неповним оребренням з наступними технічними характеристиками у відповідності до чинних стандартів виготовлення трубного безшовного металопрокату [13]:

– довжина труби плоскоовального профілю в зоні оребрення з урахуванням стандартної довжини виготовлення металопрокату 6000 мм: $l_{mp} = 2980$ мм;

– матеріал труби і ребер: нержавіюча сталь AISI 316L;

– теплопровідність матеріалу труб та ребер: $\lambda_m = 14,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{K}}$;

Геометричні параметри труб, які входять до теплообмінної секції:

плоскоовальна труба безшовна, виготовляється з труби круглого перерізу зовнішнім діаметром $D = 40$ мм [13]. Тоді зовнішній периметр перерізу труби:

$$P_{тр1} = \pi \cdot D \quad (5.6)$$

– діаметр труби за малою віссю $d_1 = 16$ мм;

– довжина плоскої ділянки стінки плоскоовальної труби (після прокатки) (рис.5.2):

$$l_{пл} = \frac{P_{тр1} - \pi \cdot d_1}{2} = \frac{\pi \cdot (D - d_1)}{2} \quad (5.7)$$

$$l_{пл} = \frac{\pi \cdot (40 - 16)}{2} = 37,7 \text{ мм}$$

– діаметр труби за великою віссю (рис.5.6):

$$d_2 = l_{пл} + d_1 \quad (5.8)$$

$$d_2 = 37,7 + 16 = 53,7 \text{ мм}$$

– товщина стінки труби: $\delta_{ст} = 2$ мм;

– товщина ребра: $\delta_p = 2$ мм;

– висота ребра: $h_p = 15,0$ мм;

– крок ребер: $t = 8$ мм;

– відстань між гранями ребер сусідніх труб в одному ряді: $\sigma_1 = 7$ мм

– відстань між гранями ребер сусідніх труб вздовж потоку: $\sigma_2 = 15$ мм.

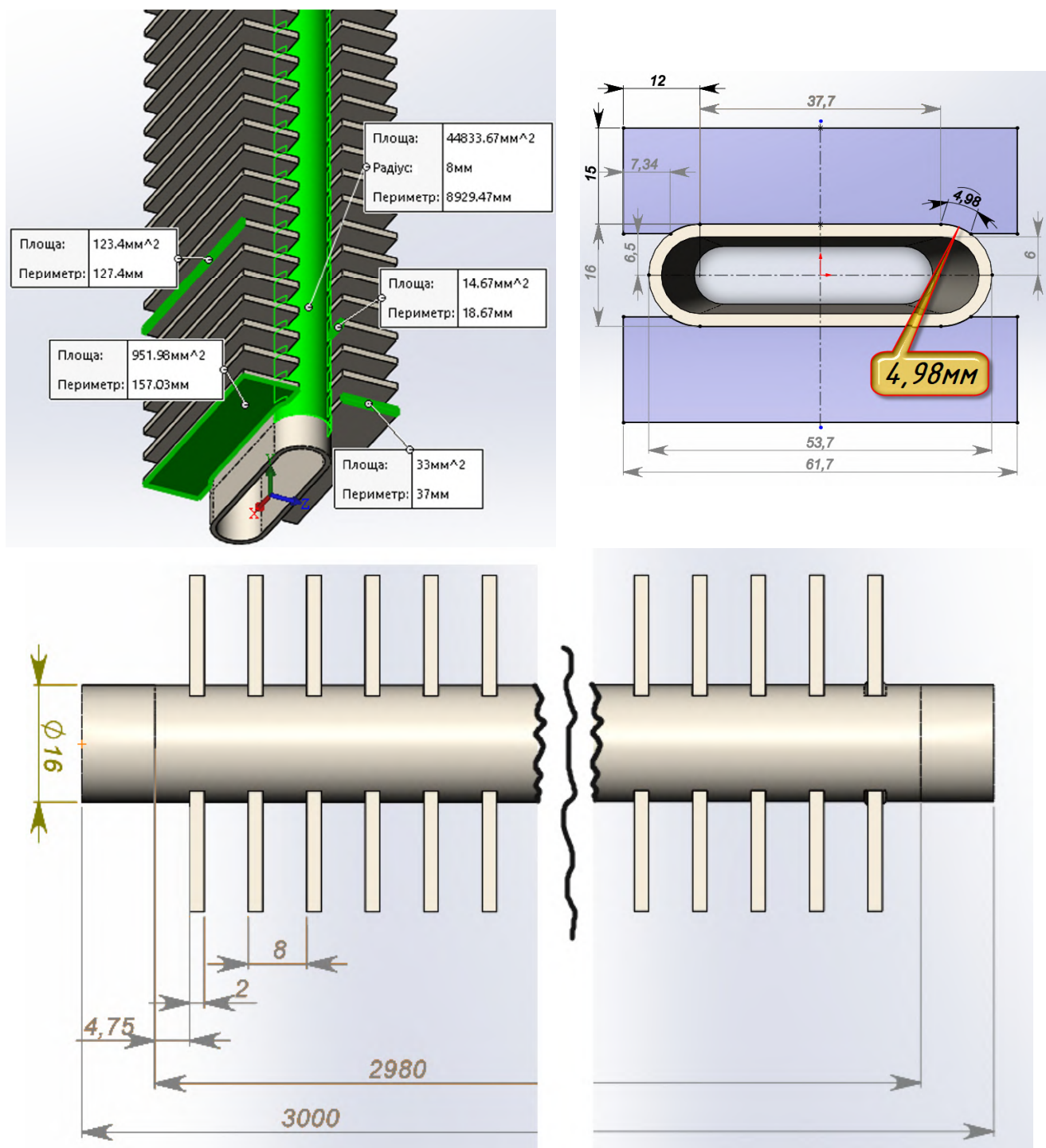


Рис.5.2. 3-D модель оребреної труби в середовищі SolidWorks з вказанням геометричних параметрів.

На рис.5.3. зображено графік зміни температур теплоносіїв при протічній-перехресному русі. Вихідні дані теплофізичних параметрів повітря та розчину пропіленгліколю для розрахунків у відповідності до позначень на рис.5.3 подано в таблиці 5.3.

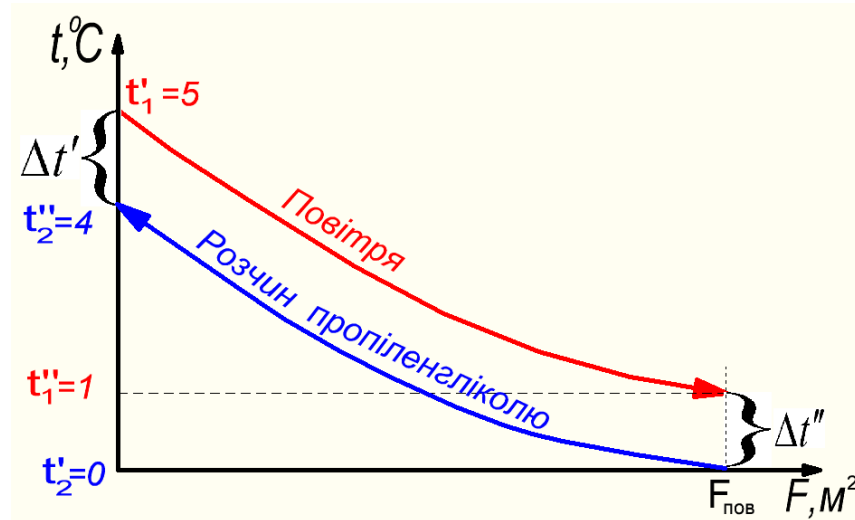


Рис.5.3. Графік зміни температури теплоносіїв при перехресно-протитечійному режимі течії.

Таблиця 5.3. Теплофізичні параметри повітря та розчину пропіленгліколю для розрахунків у відповідності до позначень на рис.5.3.

$t'_1, ^\circ\text{C}$	$t''_1, ^\circ\text{C}$	Re_1	$V_1, \text{м}^3/\text{с}$	$t'_2, ^\circ\text{C}$	$t''_2, ^\circ\text{C}$
5	1	6851	50	0	4

Вибір значення критерію Рейнольдса з боку повітря в якості вихідних даних зроблено на основі того, що при даному значенні було отримано емпіричні дані параметрів теплообміну в процесі лабораторних досліджень, які дуже добре корелюються зі значеннями, отриманими за допомогою загальновідомих напівемпіричних виразів для знаходження коефіцієнтів тепловіддачі.

З рівняння визначення критерію Рейнольдса знаходимо швидкість повітря, яке забезпечить дане число Рейнольдса:

$$w = \frac{Re \cdot \nu}{d_{\text{екв}}} \quad (5.9)$$

$$w_1 = \frac{6851 \cdot 13,54 \cdot 10^{-6}}{0,016} = 5,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Знаходимо площу живого перерізу для проходу повітря для коридорних пучків при забезпеченні заданого значення Рейнольдса:

$$F_{\text{жп}} = \frac{V_{\text{вент}}^{\text{ном}}}{w_1} \quad (5.10)$$

$$F_{\text{жп}} = \frac{50}{8,7} = 8,62 \text{ м}^2$$

Поперечний крок труб у пакеті:

$$S_1 = \sigma_1 + 2 \cdot h_p + d_1 \quad (5.11)$$

$$S_1 = 0,007 + 2 \cdot 0,015 + 0,016 = 0,053 \text{ м}$$

Площа живого перерізу за конструктивними характеристиками та в залежності від кількості оребрених труб Z_1 в одному ряді:

$$F_{\text{жп}} = Z_1 \cdot \left(\frac{l_{\text{тр}}}{t} \cdot (t - \delta_p) \cdot h_p \cdot 2 + l_{\text{тр}} \cdot \sigma_1 \right) \quad (5.12)$$

З (5.12) кількість оребрених труб в одному ряді:

$$Z_1 = \frac{F_{\text{жп}}}{\frac{l_{\text{тр}}}{t} \cdot (t - \delta_p) \cdot h_p \cdot 2 + l_{\text{тр}} \cdot \sigma_1} \quad (5.13)$$

$$Z_1 = \frac{8,62}{\frac{2,98}{0,008} \cdot (0,008 - 0,002) \cdot 0,015 \cdot 2 + 2,98 \cdot 0,007} \approx 98,06 \text{ шт}$$

Округлюємо до найближчого меншого з кратністю до 3:

$$Z_1 = 96 \text{ шт}$$

Тоді висота трубної решітки в перерізі розміщення одного ряду труб:

$$h_{\text{рш}} = Z_1 \cdot S_1 + \sigma_1 \quad (5.14)$$

$$h_{\text{рш}} = 96 \cdot 0,053 + 0,007 = 5,095 \text{ м}$$

Отримана геометрія $l_{\text{тр}} \times h_{\text{рш}} = 2,98\text{м} \times 5,095\text{м}$ дозволяє рівномірно розподілити повітряний канал на $z_s = 3$ секції орієнтовними розмірами $2,98\text{м} \times 1,5\text{м}$.

Тоді кількість труб в ряді однієї секції:

$$z_1 = \frac{Z_1}{z_s} \quad (5.15)$$

$$z_1 = \frac{96}{3} = 32 \text{ шт}$$

Перераховуємо теплофізичні параметри та теплообмін за уточненою геометрією.

Розрахунок по повітрю проводимо для одної секції.

Площа живого перерізу за (5.12) та з урахуванням додаткового зазору між торцем ребер крайньої труби в ряді та стінкою секції:

$$F_{жн}^{1s} = z_1 \cdot \left(\frac{l_{тр}}{t} \cdot (t - \delta_p) \cdot h_p \cdot 2 + l_{тр} \cdot \sigma_1 \right) + l_{тр} \cdot \sigma_1 \quad (5.16)$$

$$F_{жн}^{1s} = 32 \cdot \left(\frac{2,98}{0,008} \cdot (0,008 - 0,002) \cdot 0,015 \cdot 2 + 2,98 \cdot 0,007 \right) + 2,98 \cdot 0,007 = 2,82 \text{ м}^2$$

Витрата повітря в одній секції:

$$V_1^{1s} = \frac{V_{вент}^{ном}}{z_s} \quad (5.17)$$

$$V_1^{1s} = \frac{50}{3} = 16,67 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Швидкість повітря в секції із залежності (5.10):

$$w_1 = \frac{16,67}{2,82} = 5,91 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d_{екв}}{\nu} \quad (5.18)$$

де $d_{екв} = 0,016 \text{ м}$ — еквівалентний діаметр, який дорівнює діаметру меншого скруглення труби, що омивається потоком повітря.

$$Re_1 = \frac{5,91 \cdot 0,016}{13,54 \cdot 10^{-6}} = 6984$$

5.2. Розрахунок теплообміну з боку повітря в одній з 3-х секцій

Геометричні характеристики для одної труби довжиною $l_{тр} = 1980 \text{ мм}$ з боку повітря подано в таблиці 5.4.

Тепловий потік в одній секції при оребрєнні:

$$\dot{Q} = \alpha_v \cdot A \cdot (\bar{t}_{01} - \bar{t}_{ст1}) \cdot z_1 \cdot Z_2 \quad (5.19)$$

$$\dot{Q} = \alpha_k \cdot (A_t + \eta_f \cdot A_f) \cdot (\bar{t}_{01} - \bar{t}_{ст1}) \cdot z_1 \cdot Z_2 \quad (5.20)$$

де $(\bar{t}_{01} - \bar{t}_{ст1})$ — різниця температур між характеристичною (середньоарифметичною) температурою повітря та середньою температурою стінки з боку повітря;

z_1 — кількість оребрєних труб в одному ряді одної секції;

Z_2 — кількість рядів оребрєних труб вздовж потоку;

A — повна площа поверхні теплообміну одної труби;

A_f — площа ребер одної труби;

A_t – вільна площа труби після оребрення;

η_f – коефіцієнт ефективності ребра;

α_k – коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря для труби без оребрення;

α_v – приведений коефіцієнт тепловіддачі, який визначається як:

$$\alpha_v = \alpha_k \cdot \left(\frac{A_t}{A} + \eta_f \cdot \frac{A_f}{A} \right) \quad (5.21)$$

Таблиця 5.4. Геометричні характеристики плоскоовальної оребреної труби в одній секції.

Довжина оребреної труби $l_{тр}$	$l_{тр} = 2,98$ м
Площа зовнішньої поверхні труби до оребрення, A_{to}	$A_{to} = P_{тр1} \cdot l_{тр} = \pi \cdot D \cdot l_{тр} = 0,374$ м ²
Кількість пар ребер на трубі	$\frac{l_{тр}}{t} = 372$ шт
Площа поверхні ребер труби (з рис.5.2) A_f	$A_f = (4 \cdot (951,98 + 14,67 + 33) + 2 \cdot 123,4) \cdot 372 \cdot 10^{-6} = 1,579$ м ²
Вільна площа труби після оребрення A_t	$A_t = 0,374 - 372 \cdot 2 \cdot (37,7 + 4,98 \cdot 2) \cdot 10^{-6} = 0,339$ м ²
Загальна вільна поверхня оребреної труби A	$A = A_f + A_t = 1,918$ м ²
Поперечний крок S_1	0,053 м
Поздовжній крок за розмірами на рис.5.2 S_2	$0,0617 + \sigma_2 = 0,0617 + 0,015 = 0,0767$ м

Попередньо оцінимо орієнтовну кількість рядів вздовж руху повітря.

Для цього при попередній оцінці приймемо $\eta_f^{<0>} = 0,5$ та $\alpha_k^{<0>} = 50$ Вт/(м² · К).

Оціночний приведений коефіцієнт тепловіддачі з ф.(5.21):

$$\alpha_v^{<0>} = 50 \cdot \left(\frac{0,339}{1,918} + 0,5 \cdot \frac{1,579}{1,918} \right) = 29,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Тепловий потік з боку повітря для одної з 3-х секцій:

$$\dot{Q} = \frac{Q_{max}^{т1}}{z_s} \quad (5.22)$$

$$\dot{Q} = \frac{255 \cdot 10^3}{3} = 85 \text{ кВт}$$

Попередньо задаємося температурою стінки, яку приймаємо рівною характерній температурі розчину пропіленгліколю: $\bar{t}_{ст1} = \bar{t}_{02} = 2^\circ\text{C}$

Тоді орієнтовна кількість рядів труб (рядне розташування) вздовж потоку з ф.(5.19):

$$Z_2^{<0>} = \frac{85 \cdot 10^3}{29,4 \cdot 1,918 \cdot (3 - 2) \cdot 32} = 47 \text{ рядів}$$

Поправка на рядність пакету труб:

$$c_z = 0,14 \cdot Z_2^{0,35} + 0,71 \quad (5.23)$$

$$c_z^{<0>} = 0,14 \cdot 47^{0,35} + 0,71 = 1,25$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\psi = \frac{A}{A_{to}} \quad (5.24)$$

$$\psi = \frac{1,918}{0,374} = 5,13$$

Відносна довжина K контакту ребра і плоскоовальної труби за даними моделювання в Solidworks (рис.5.2):

$$K = \frac{l_k}{P_{тр}} = \frac{2 \cdot (d_2 - d_1) + 4 \cdot 4,98}{2 \cdot (d_2 - d_1) + \pi \cdot d_1} \quad (5.25)$$

$$K = \frac{2 \cdot 37,7 + 4 \cdot 4,98}{2 \cdot (53,7 - 16) + \pi \cdot 16} = 0,76$$

Конвективний критерій Нуссельта:

$$Nu_{\kappa}^p = C_q \cdot c_z \cdot Re^{m_p} \quad (5.26)$$

де C_q, m_p – коефіцієнти, що визначаються за наступними формулами:

$$m_p = 0,037 \cdot \tanh \left(2 \cdot \left[\frac{S_1}{S_2} - e^{(0,09 \cdot \ln \psi + 0,5)} \right] \right) + 0,0062 \cdot \psi + 0,655 \quad (5.27)$$

$$m_p = 0,037 \cdot \tanh \left(2 \cdot \left[\frac{53}{76,7} - e^{(0,09 \cdot \ln(5,13) + 0,5)} \right] \right) + 0,0062 \cdot 5,13 + 0,655 = 0,65$$

$$C_q = -0,017 \cdot \tanh \left(2 \cdot \left[\frac{S_1}{S_2} - 1,52 \right] \right) + e^{(-0,055 \cdot \psi - 1,85)} \quad (5.28)$$

$$C_q = -0,017 \cdot \tanh \left(2 \cdot \left[\frac{53}{76,7} - 1,52 \right] \right) + e^{(-0,055 \cdot 5,13 - 1,85)} = 0,134$$

Критерій Нуссельта за ф.(5.26):

$$Nu_k^{<0>} = 0,134 \cdot 1,25 \cdot 6984^{0,65} = 52,8$$

Уточнений в першому наближенні коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря за результатами розрахунку:

$$\alpha_k = \frac{Nu_k \cdot \lambda_1}{d_1} \quad (5.29)$$

$$\alpha_k^{<I>} = \frac{52,8 \cdot 2,46 \cdot 10^{-2}}{0,016} = 81,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

Умовна висота ребра:

$$h' = \ln(-1,6 \cdot K^2 + 4,4) \cdot h \quad (5.30)$$

$$h' = \ln(-1,6 \cdot 0,76^2 + 4,4) \cdot 0,015 = 0,019 \text{ м}$$

Теплопровідність матеріалу ребра (нержавіюча сталь AISI 316L) $\lambda_m = 14,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{K}}$, тоді:

m – параметр ребра:

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_k}{\delta\lambda_m}} \quad (5.31)$$

$$m^{<0>} = \sqrt{\frac{2 \cdot 81,2}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 14,6}} = 74,58 \text{ м}^{-1}$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot h')}{m \cdot h'} \quad (5.32)$$

де $m h'$ – параметр ребра, що залежить від форми, розміру, матеріалу ребра та умов його омивання.

$$\eta_f^{<0>} = \frac{\tanh(74,58 \cdot 0,019)}{74,58 \cdot 0,019} = 0,627$$

Уточнюємо приведенний коефіцієнт тепловіддачі з ф.(5.21):

$$\alpha_v^{<I>} = 81,2 \cdot \left(\frac{0,339}{1,918} + 0,627 \cdot \frac{1,579}{1,918} \right) = 56,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$$

Уточнюємо кількість рядів труб вздовж потоку з ф.(5.19):

$$Z_2^{<I>} = \frac{85 \cdot 10^3}{56,3 \cdot 1,918 \cdot (3 - 2) \cdot 32} = 24 \text{ рядів}$$

Уточнення поправки на рядність пакету труб за ф.(5.23):

$$c_z^{<I>} = 0,14 \cdot 24^{0,35} + 0,71 = 1,136$$

Уточнення критерія Нуссельта за ф.(5.26):

$$Nu_{\kappa}^{<II>} = 0,134 \cdot 1,136 \cdot 6984^{0,65} = 48$$

Уточнений коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря за ф (5.29):

$$\alpha_{\kappa}^{<II>} = \frac{48 \cdot 2,46 \cdot 10^{-2}}{0,016} = 73,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

Уточнення параметра ребра за ф.(5.31):

$$m^{<I>} = \sqrt{\frac{2 \cdot 73,8}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 14,6}} = 71,1 \text{ м}^{-1}$$

Уточнення коефіцієнту ефективності ребра за ф.(5.32):

$$\eta_f^{<I>} = \frac{\tanh(71,1 \cdot 0,019)}{71,1 \cdot 0,019} = 0,647$$

Уточнюємо приведений коефіцієнт тепловіддачі з ф.(5.21):

$$\alpha_v^{<II>} = 73,8 \cdot \left(\frac{0,339}{1,918} + 0,647 \cdot \frac{1,579}{1,918} \right) = 52,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$$

Уточнюємо кількість рядів труб вздовж потоку з ф.(5.19):

$$Z_2^{<II>} = \frac{85 \cdot 10^3}{52,4 \cdot 1,918 \cdot (3 - 2) \cdot 32} \approx 26,4 = 27 \text{ рядів}$$

Уточнення поправки на рядність пакету труб за ф.(5.23):

$$c_z^{<II>} = 0,14 \cdot 27^{0,35} + 0,71 = 1,154$$

Уточнення критерію Нуссельта за ф.(5.26):

$$Nu_{\kappa}^{<II>} = 0,134 \cdot 1,154 \cdot 6984^{0,65} = 48,75$$

Уточнений коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря за ф (5.29):

$$\alpha_{\kappa}^{<III>} = \frac{48,75 \cdot 2,46 \cdot 10^{-2}}{0,016} = 74,95 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

Уточнення параметра ребра за ф.(5.31):

$$m^{<II>} = \sqrt{\frac{2 \cdot 74,95}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 14,6}} = 71,65 \text{ м}^{-1}$$

Уточнення коефіцієнту ефективності ребра за ф.(5.32):

$$\eta_f^{<II>} = \frac{\tanh(71,65 \cdot 0,019)}{71,65 \cdot 0,019} = 0,644$$

Уточнюємо приведений коефіцієнт тепловіддачі з ф.(5.21):

$$\alpha_v^{<III>} = 74,95 \cdot \left(\frac{0,339}{1,918} + 0,644 \cdot \frac{1,579}{1,918} \right) = 52,98 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Уточнюємо кількість рядів труб вздовж потоку з ф.(5.19):

$$Z_2^{<III>} = \frac{85 \cdot 10^3}{52,98 \cdot 1,918 \cdot (3 - 2) \cdot 32} \approx 26,14 = 27 \text{ рядів}$$

Отже в третьому наближенні отримане значення кількості рядів вздовж потоку $Z_2^{<III>} = Z_2^{<II>} = 27$ рядів забезпечить задані параметри теплообміну з приведеним коефіцієнтом тепловіддачі з боку повітря $\alpha_v = 52,98 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

5.3. Теплообмін з боку розчину пропіленгліколю в одній з 3-х секцій

Задаємося умовою подачі холодного теплоносія протитоком до руху повітря в останній 27-й ряд по ходу руху повітря.

Витрата розчину пропіленгліколю в одній секції за енергетичним балансом:

$$V_2^{1s} = \frac{\dot{Q}}{\rho_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2')} \cdot \eta_{\text{ККД}} \quad (5.33)$$

де $\eta_{\text{ККД}} = 0,99$ – ККД теплообмінника.

$$V_2^{1s} = \frac{85000}{1053 \cdot 3566 \cdot (4 - 0)} \cdot 0,99 = 5,603 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Площа живого перерізу для руху холодного теплоносія (з рис.5.2) в одній трубі:

$$f_2 = \frac{\pi \cdot (d_1 - 2\delta_{cm})^2}{4} + (d_1 - 2\delta_{cm}) \cdot (d_2 - d_1) \quad (5.34)$$

$$f_2 = \frac{\pi \cdot (0,016 - 2 \cdot 0,002)^2}{4} + (0,016 - 2 \cdot 0,002) \cdot (0,0537 - 0,016) = 5,655 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Еквівалентний внутрішній діаметр плоскоовальної труби:

$$d_{2\text{екв}} = \frac{4f_2}{P_{\text{тр}2}} = \frac{4 \cdot \left[\frac{\pi \cdot (d_1 - 2\delta_{cm})^2}{4} + (d_1 - 2\delta_{cm}) \cdot (d_2 - d_1) \right]}{\pi \cdot (D - 2\delta_{cm})} \quad (5.35)$$

$$d_{2_{екв}} = \frac{4 \cdot \left[\frac{\pi \cdot (0,016 - 2 \cdot 0,002)^2}{4} + (0,016 - 2 \cdot 0,002) \cdot (0,0537 - 0,016) \right]}{\pi \cdot (0,04 - 2 \cdot 0,002)} = 0,02 \text{ м}$$

Для недопущення ламінарного режиму руху холодного теплоносія задаємося умовою $Re_{2_{min}} \geq 2300$. Тоді мінімальна швидкість теплоносія в трубах за ф.(5.9):

$$w_{2_{min}} \geq \frac{2300 \cdot 16,80 \cdot 10^{-6}}{0,02} = 1,94 \text{ м/с}$$

Максимальна площа перерізу, при якій мінімальна швидкість забезпечить початок турбулізації:

$$f_{2_{max}} \leq \frac{V_2^{1s}}{w_{2_{min}}} \quad (5.36)$$

$$f_{2_{max}} \leq \frac{5,603 \cdot 10^{-3}}{1,94} = 0,00289 \text{ м}^2$$

Максимальна кількість труб паралельної подачі холодного теплоносія для початку турбулізації:

$$Z_{Re \geq 2300} \leq \frac{f_{2_{max}}}{f_2} \quad (5.37)$$

$$Z_{Re \geq 2300} \leq \frac{0,00289}{5,655 \cdot 10^{-4}} \approx 5,111$$

$$Z_{Re \geq 2300} \leq 5 \text{ труб}$$

Маючи в одному ряді секції $z_1 = 32$ труби, що кратно 4 трубам з забезпеченням відсутності ламінарного режиму течії, обираємо кількість паралельних труб в ряді одночасної подачі холодного теплоносія:

$$Z_{2_{подачі}} = 4 \text{ труби}$$

Перерахунок теплофізичних параметрів холодного теплоносія при обраній кількості труб подачі $Z_{2_{подачі}} = 4 \text{ труби}$:

Швидкість:

$$w_2 = \frac{V_2^{1s}}{f_2 \cdot Z_{2_{подачі}}} \quad (5.38)$$

$$w_2 = \frac{5,603 \cdot 10^{-3}}{5,655 \cdot 10^{-4} \cdot 4} = 2,5 \text{ м/с}$$

Критерій Рейнольдса за ф.(5.18):

$$Re_2 = \frac{2,5 \cdot 0,02}{16,80 \cdot 10^{-6}} = 2976$$

Так як значення критерію Рейнольдса відповідає початку перехідного режиму і ближче до ламінарного, поверхня реальних труб має шорсткість, а теплоносій має підвищену в'язкість і високі значення критерію Прандтля, то розрахунок критерію Нусельта за формулою Міхєєва, навіть з поправками на стабілізаційну ділянку та перехідний режим, може дати більшу похибку. Тому використовуємо методику та напівемпіричні формули наукового джерела [14, розділ G1], яке широко використовується в європейській та світовій інженерній практиці.

Приведений критерій Нуссельта для перехідного режиму розраховується за формулою інтерполяції Гнілінскі:

$$Nu = [(1 - \gamma) \cdot Nu_{lam,2300} + \gamma \cdot Nu_{turb,10^4}] \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,11} \quad (5.39)$$

де $Nu_{lam,2300}$ – сумарний критерій Нуссельта при ламінарній течії та $Re = 2300$;

$Nu_{turb,10^4}$ – критерій Нуссельта при розвиненій турбулентній течії та $Re = 10^4$;

$$\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,11} = 1 - \text{поправка, що враховує зміну теплофізичних характеристик}$$

теплоносіїв при температурі стінки, приймаємо це значення рівним одиниці через малу різницю температури між рідиною та стінкою;

γ – фактор перемежованості між ламінарним та розвиненим турбулентним режимом течії і визначається наступним чином:

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \text{ та } 0 \leq \gamma \leq 1 \quad (5.40)$$

Наукові джерела [14] дають емпіричні формули розрахунку теплообміну при незмінній температурі стінки ($t_{ст} = const$) або при незмінному тепловому

потоці ($q = const$). Хоча реальна задача має проміжні процеси між вказаними параметрами, розрахунок при незмінному тепловому потоці дає дещо вищі значення асимптот критерію Нуссельта ($Nu_{lam,q=const} = 4,354 > Nu_{lam,t_{ct}=const} = 3,66$), тому використаємо формули для $t_{ct} = const$, це дасть консервативний і безпечний результат і ми не переоцінимо потужність.

Сумарне ламінарне число Нуссельта при $t_{ct} = const$:

$$Nu_{lam,2300} = \left(Nu_{m,T,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{m,T,2} - 0,7)^3 + Nu_{m,T,3}^3 \right)^{1/3} \quad (5.41)$$

$$Nu_{m,T,2} = 1,615 \cdot \sqrt[3]{2300 \cdot Pr \cdot \frac{d_{екв}}{L}} \quad (5.42)$$

$$Nu_{m,T,3} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{1/6} \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{екв}}{L} \right)^{1/2} \quad (5.43)$$

де $Nu_{m,T,1} = 3,66$ – асимптота, до якої прямує значення при повністю стабілізованому ламінарному потоці;

$Nu_{m,T,2}$ – враховує термічну стабілізацію;

$Nu_{m,T,3}$ – враховує гідродинамічний розвиток на вході;

$d_{екв}$ – еквівалентний діаметр;

L – довжина прямолінійної ділянки труби;

Pr – критерій Прандтля.

Критерій Нуссельта за розвинутої турбулентності визначається наступним рівнянням Гнілінські [14] (для $10^4 \leq Re \leq 10^6$; $0,1 \leq Pr \leq 1000$; $d_{екв}/L \leq 1$):

$$Nu_{turb} = \frac{(\lambda_\xi/8) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\lambda_\xi/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_{екв}}{L} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,11} \quad (5.44)$$

де λ_ξ – коефіцієнт гідравлічного опору (також відомий як коефіцієнт тертя Дарсі), який методикою [14] пропонується знаходити за формулою:

$$\lambda_\xi = (1,8 \cdot \log_{10} Re - 1,5)^{-2} \quad (5.45)$$

Результати розрахунків за формулами (5.35)-(5.45) та відповідні значення розрахункових величин подано в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5. Розрахункові величини теплообміну всередині плоскоовальних труб для розчину 45% пропіленгліколю.

№ з/п	Позначення	Формула	Одиниці вимірювання	Значення
1.	L	-	м	2,98
2.	$d_{2\text{екв}}$	5.35	м	0,02
3.	Pr_2	-	-	159,8
4.	$(Pr_2/Pr_{\text{ст}2})^{0,11}$	-	-	1
5.	Re_2	5.18	-	2976
6.	$\lambda_{\xi 2}$	5.45	-	0,044
7.	$Nu_{\text{turb},10^4}$	5.44	-	327,4
8.	$Nu_{m,T,3}$	5.43	-	16,2
9.	$Nu_{m,T,2}$	5.42	-	21,8
10.	$Nu_{m,T,1}$	-	-	3,66
11.	$Nu_{\text{lam},2300}$	5.41	-	23,9
12.	γ	5.40	-	0,088
13.	Nu_2	5.39	-	50,6

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодного теплоносія:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{екв}2}} \quad (5.46)$$

$$\alpha_2 = \frac{50,6 \cdot 0,395}{0,02} = 999,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт теплопередачі для оребрених труб:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{A}{A_{\text{вн}}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \right)} \quad (5.47)$$

де A – повна теплообмінна площа зовнішньої поверхні труби з боку оребрення;

$A_{\text{вн}}$ – внутрішня поверхня теплообміну оребреної труби.

$$A_{\text{вн}} = \pi(D - 2\delta_{\text{ст}}) \cdot l_{\text{тр}} \quad (5.48)$$

$$A_{\text{вн}} = \pi(0,04 - 2 \cdot 0,002) \cdot 2,980 = 0,337 \text{ м}^2$$

Тоді приведений коефіцієнт теплопередачі за ф.(5.47):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{52,8} + \frac{1,918}{0,337} \cdot \left(\frac{1}{999,4} + \frac{0,002}{14,6} \right)} = 39,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Тепловий потік через теплообмінну внутрішню поверхню однієї секції:

$$\dot{Q} = \alpha_2 \cdot (\bar{t}_{\text{ст}2} - \bar{t}_{02}) \cdot \frac{A_{\text{BH}} + A_{to}}{2} \cdot z_1 \cdot Z_2 \quad (5.49)$$

З ф.(5.49) температура внутрішньої стінки плоскоовальних труб, рахуючи стінку як плоску:

$$\bar{t}_{\text{ст}2} = \bar{t}_{02} + \frac{\dot{Q}}{\alpha_2 \cdot \frac{A_{\text{BH}} + A_{to}}{2} \cdot z_1 \cdot Z_2} \quad (5.50)$$

$$\bar{t}_{\text{ст}2} = 2 + \frac{85000}{999,4 \cdot \frac{0,337 + 0,374}{2} \cdot 32 \cdot 27} = 2,28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура зовнішньої поверхні труби (в основі ребер), рахуючи стінку труби як плоску:

$$\bar{t}_{\text{ст}1} = \bar{t}_{\text{ст}2} + \frac{\dot{Q}}{\frac{\lambda_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} \cdot \frac{A_{\text{BH}} + A_{to}}{2} \cdot z_1 \cdot Z_2} \quad (5.51)$$

$$\bar{t}_{\text{ст}1} = 2,28 + \frac{85000}{\frac{14,6}{0,002} \cdot \frac{0,337 + 0,374}{2} \cdot 32 \cdot 27} = 2,66 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Уточнивши температуру стінки плоскоовальної труби з боку повітря (в основі ребер), проводимо уточнення параметрів теплообміну та кількості рядів оребрених труб з повітряного боку. Результати розрахунків подано в табл. 5.6.

Таблиця 5.6. Уточнення параметрів теплообміну збоку повітря за уточненою температурою стінки зовнішньої поверхні плоскоовальної труби.

Назва розрахункової величини	Кількість рядів труб вздовж потоку	Поправка на рядність пакету труб	Критерій Нуссельта	Коефіцієнт тепло-віддачі з боку повітря	Параметр ребра	Коефіцієнт ефективності ребра	Приведений коефіцієнт тепловіддачі
Формула	з ф.(5.19)	ф.(5.23)	ф.(5.26)	(5.29)	ф.(5.31)	ф.(5.32)	ф.(5.21)
Позначення	Z_2	c_z	Nu_k	α_k	m	n_f	α_v
Уточнення IV	77	1,35	57,0	87,64	77,48	0,611	59,6
Уточнення V	69	1,326	56,0	86,10	76,79	0,615	58,8
Уточнення VI	70	1,329	56,1	86,25	76,86	0,615	58,9

Уточнюємо кількість рядів труб вздовж потоку з ф.(5.19):

$$Z_2^{<VII>} = \frac{85 \cdot 10^3}{58,9 \cdot 1,918 \cdot (3 - 2,66) \cdot 32} \approx 69,2 = 70 \text{ рядів}$$

Отже в шостому наближенні отримане значення кількості рядів вздовж потоку $Z_2^{<VI>} = Z_2^{<V>} = 70$ рядів забезпечать задані параметри теплообміну з приведеним коефіцієнтом тепловіддачі з боку повітря $\alpha_v = 58,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Прандтель холодного теплоносія при температурі стінки $\bar{t}_{\text{ст}2} = 2,28^\circ\text{C}$ за формулою (5.5) та за даними з таблиці 5.7:

$$Pr_{\text{ст}2} = \frac{3567 \cdot 17,52 \cdot 10^{-3}}{0,395} = 158,2$$

Таблиця 5.7. Теплофізичні характеристики 45% водного розчину пропіленгліколю при температурі стінки $\bar{t}_{\text{ст}2} = 2,28^\circ\text{C}$.

Параметр	позначення	Од.виміру	значення
Теплоємність (ізобарна)	c_{p2}	Дж/(кг·°К)	3567
Коефіцієнт теплопровідності	λ_2	Вт/(м·°К)	0,395
Коефіцієнт динамічної в'язкості	μ_2	Па·с	$17,52 \cdot 10^{-3}$
Pr при температурі стінки	$Pr_{\text{ст}2}$	-	158,2

Поправка критерія Нуссельта з боку холодного теплоносія до формул Гнілінські (5.41) та (5.44):

$$\left(\frac{Pr_2}{Pr_{\text{ст}2}} \right)^{0,11} \quad (5.55)$$

$$\left(\frac{158,9}{158,2} \right)^{0,11} = 1$$

Уточнення приведенного коефіцієнту теплопередачі за ф.(5.47):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{58,9} + \frac{1,918}{0,337} \cdot \left(\frac{1}{999,4} + \frac{0,002}{14,6} \right)} = 32,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Результати розрахунку теплообмінника зведено в таблицю 5.8.

Габарити теплообмінної секції в межах поверхні теплообміну:

- ширина: $a = l_{\text{тр}} = 2,98 \text{ м}$
- глибина: $b = S_2 \cdot Z_2 = 0,0767 \cdot 70 = 5,4 \text{ м}$
- висота: $h = S_1 \cdot z_1 = 0,053 \cdot 32 = 1,7 \text{ м}$

Таблиця 5.8. Геометричні та теплофізичні характеристики теплообмінника повітря-рідина на основі розрахунків для 45% розчину пропіленгліколю в якості холодного теплоносія при обраних параметрах теплообміну.

Кількість секцій	N	шт	3
Характеристики одної секції			
Кількість труб в ряді	z_1	шт	32
Кількість рядів вздовж руху повітря (коридорного типу)	z_2	шт	70
Довжина оребреної труби в зоні теплообміну	$l_{\text{тр}}$	м	2,98
Поперечний крок труб	S_1	м	0,053
Поздовжній крок труб	S_2	м	0,0767
Коефіцієнт оребрення	ψ	-	5,13
Коефіцієнт ефективності ребра	n_f	-	0,615
Температура стінки в основі ребра	$\bar{t}_{\text{ст1}}$	$^{\circ}\text{C}$	2,66
Внутрішня температура стінки	$\bar{t}_{\text{ст2}}$	$^{\circ}\text{C}$	2,28
Приведений коефіцієнт тепловіддачі з повітряного боку	α_v	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	58,9
Коефіцієнт тепловіддачі з боку розчину пропіленгліколю 45%	α_2	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	999,4
Коефіцієнт гідравлічного опору всередині труб	$\lambda_{\xi 2}$	-	0,044
Швидкість повітря	w_1	м/с	5,91
Швидкість розчину пропіленгліколю	w_2	м/с	2,5
Теплова потужність теплопередачі	$\dot{Q}$	Вт	$85 \cdot 10^3$

5.4 Визначення гідравлічного опору теплообмінної секції з боку розчину пропіленгліколю 45%

Проведено аналіз характерних місць гідравлічних втрат. Значний вплив на загальні гідравлічні втрати з боку розчину пропіленгліколю мають вузли розвороту на 180 в кожній секції. За даними досліджень [14] наявність виступаючих кромek труб в бічних колекторах значно збільшує величину гідравлічних втрат (рис.5.4). Усунення виступів в кілька раз дозволить знизити величину місцевих опорів. Додатково значно знизити гідравлічні втрати можна за рахунок розвальцювання на місцях переходів (заокруглення), при цьому нормальні значення коефіцієнту місцевого опору в даному місці становитиме $\xi_{\text{вх}} = 0,05$, як показано на рис.5.5 (rounded inlet).

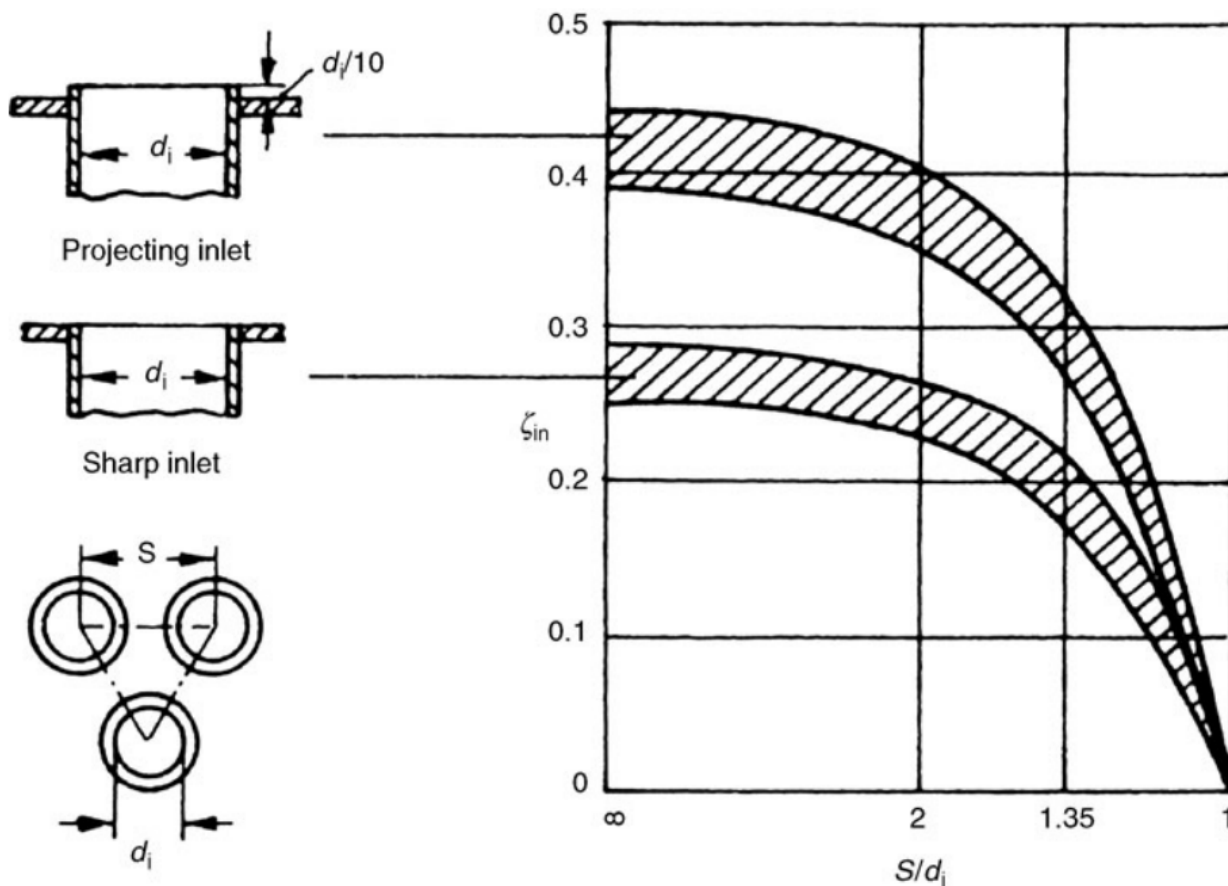


Рис.5.4. Діапазон величини гідравлічних втрат в залежності від конструктивних особливостей входних ділянок з'єднання [14].

Angular inlet	Very sharp Normal chamfer	$\zeta_{in} = 0.5$ $\zeta_{in} = 0.25$	
Widely projecting angular inlet	Very sharp Normal chamfer	$\zeta_{in} = 3$ $\zeta_{in} = 0.56$	
Rounded inlet	Depending on Smoothness Normal	$\zeta_{in} = 0.005$ ζ_{in} up to 0.06 $\zeta_{in} = 0.05$	
Angular inlet inclined at angle δ	$\zeta_{in} = 0.5 + 0.3 \cos \delta + 0.2 \cos^2 \delta$		

Рис.5.5. Типові значення коефіцієнтів гідравлічних втрат при відповідних конструктивних виконаннях [14].

Так як вузли розвороту на 180° мають специфічну конструкцію і конструктивно є змішувачами та розподільвачами 4-х паралельних потоків, для визначення гідравлічних втрат проведено CFD-моделювання в середовищі SolidWorks Flow Simulation. Для оптимізації використання обчислювальної потужності комп'ютера створено спрощену модель частини теплообмінника в межах вузла змішування та розвороту холодного теплоносія. Так як в даній частині проводиться лише розрахунок гідравлічних параметрів, в моделювання не включено оребренья, а довжину труб обрано з розрахунку забезпечення стабілізації потоку до входу у вузол розвороту для мінімізації похибки через початкове збурення. Обрано довжину змодельованих труб на вході та виході з вузла $l_{\text{тр}} = 300$ мм. Для визначення втрат на прямих ділянках труб проведено CFD-моделювання потоків та визначено втрати тиску на ділянці прямої труби довжиною $2 \cdot l_{\text{тр}} = 600$ мм (рис.5.6). Граничні умови та параметри цілей, які застосовані в моделюванні, вказано на рис.5.7.

На рис.5.6 видно, що формування профілю швидкості пристінних шарів завершується орієнтовно на відстані 100 мм після входу в трубу, що відповідає відстані п'яти гідравлічних діаметрів ($d_{\text{екв}} = 20$ мм).

Результати CFD-моделювання зі скріншоту на рис.5.6-б подано в таблиці 5.9.

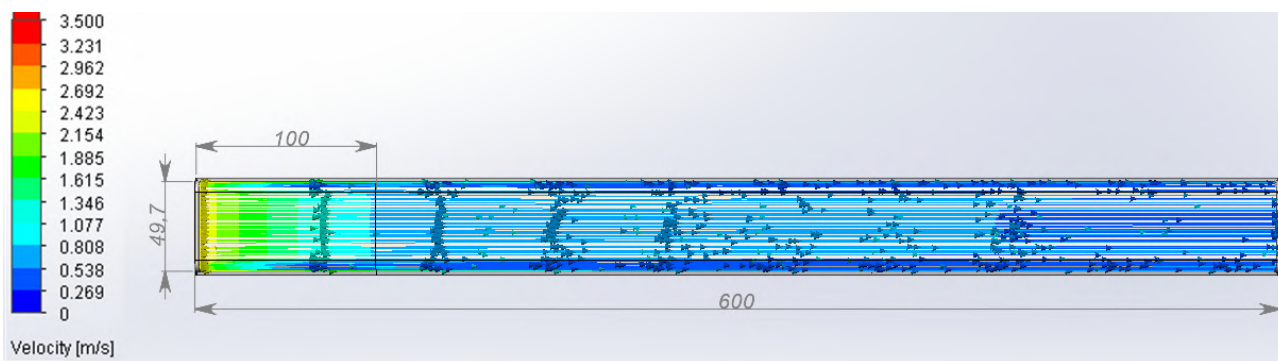
Таблиця 5.9. Значення цілей, які отримано в результаті моделювання течії розчину пропіленгліколю 45% на прямій ділянці труби довжиною 600 мм.

Середній повний тиск на виході	$P'_{2S.\text{труба}}$	Па	105340
Середній повний тиск на вході	$P'_{2S.\text{труба}}$	Па	109824
Середня температура на виході	$T_{2G.\text{труба}}$	°К	275,151
Показник однорідності течії на виході	$I_{2S.\text{труба}}$	-	0,793702
Середня швидкість на виході	$w'_{2S.\text{труба}}$	м/с	2,5

Втрати тиску з результатів CFD-моделювання течії в розглядаємій 3D-моделі та за даними з таблиці 5.9:

$$\Delta p_i = P'_{2S.i} - P''_{2S.i} \quad (5.56)$$

$$\Delta p_{\text{труба}} = 109824 - 105340 = 4484 \text{ Па}$$



a

List of Goals				
Name	Current Value	Progress	Criterion	Averaged Value
SG Average Total Pressure 5	105340 Pa	Achieved (IT = 167)	18.9059 Pa	105340 Pa
SG Inlet Velocity 2 Total Pressure Av	109823 Pa	Achieved (IT = 148)	674.862 Pa	109824 Pa
SG Static Pressure 2 Temperature (Fluid) Bulk Average	275.151 K	Achieved (IT = 184)	3.14557e-05 K	275.151 K
SG Static Pressure 2 Uniformity Index	0.793676	Achieved (IT = 167)	0.00379696	0.793702
SG Static Pressure 2 Velocity Av	2.5 m/s	Achieved (IT = 148)	0.000639169 m/s	2.5 m/s

Solver is finished. Iterations : 184

б

a – розподіл швидкості *пристінних шарів* розчину пропіленгліколю 45% при температурі +2 °C та характерній швидкості 2,5 м/с

в плоскоовальній трубі довжиною 600 мм;

б – результати розрахунку заданих цілей.

Рис.5.6. Результати CFD-моделювання в середовищі Flow Simulation.

Коефіцієнт гідравлічного опору в трубі за результатами моделювання:

$$\lambda_{CFD.труба} = \frac{d_{2екв}}{l_{600мм}} \cdot \frac{2 \cdot \Delta p_{труба}}{\rho_2 \cdot w_2^2} \quad (5.57)$$

$$\lambda_{CFD.труба} = \frac{20}{600} \cdot \frac{2 \cdot 4484}{1053 \cdot 2,5^2} = 0,045$$

Коефіцієнт гідравлічного опору, розрахований раніше аналітично за ф.(5.45), становить $\lambda_{\xi 2} = 0,044$.

Відносна похибка знаходження коефіцієнту опору у плоскоовальній трубі між аналітичним значенням та значенням за CFD-моделюванням:

$$\Delta \lambda_{CFD-\xi} = \frac{\lambda_{CFD.труба} - \lambda_{\xi 2}}{\lambda_{CFD.труба}} \quad (5.58)$$

$$\Delta \lambda_{CFD-\xi} = \frac{0,045 - 0,044}{0,045} \cdot 100\% = 2,22\%$$

Скріншоти з процесів CFD-моделювання розглядаємих вузлів змішування-розвороту подано на рис.5.7 - рис.5.13.

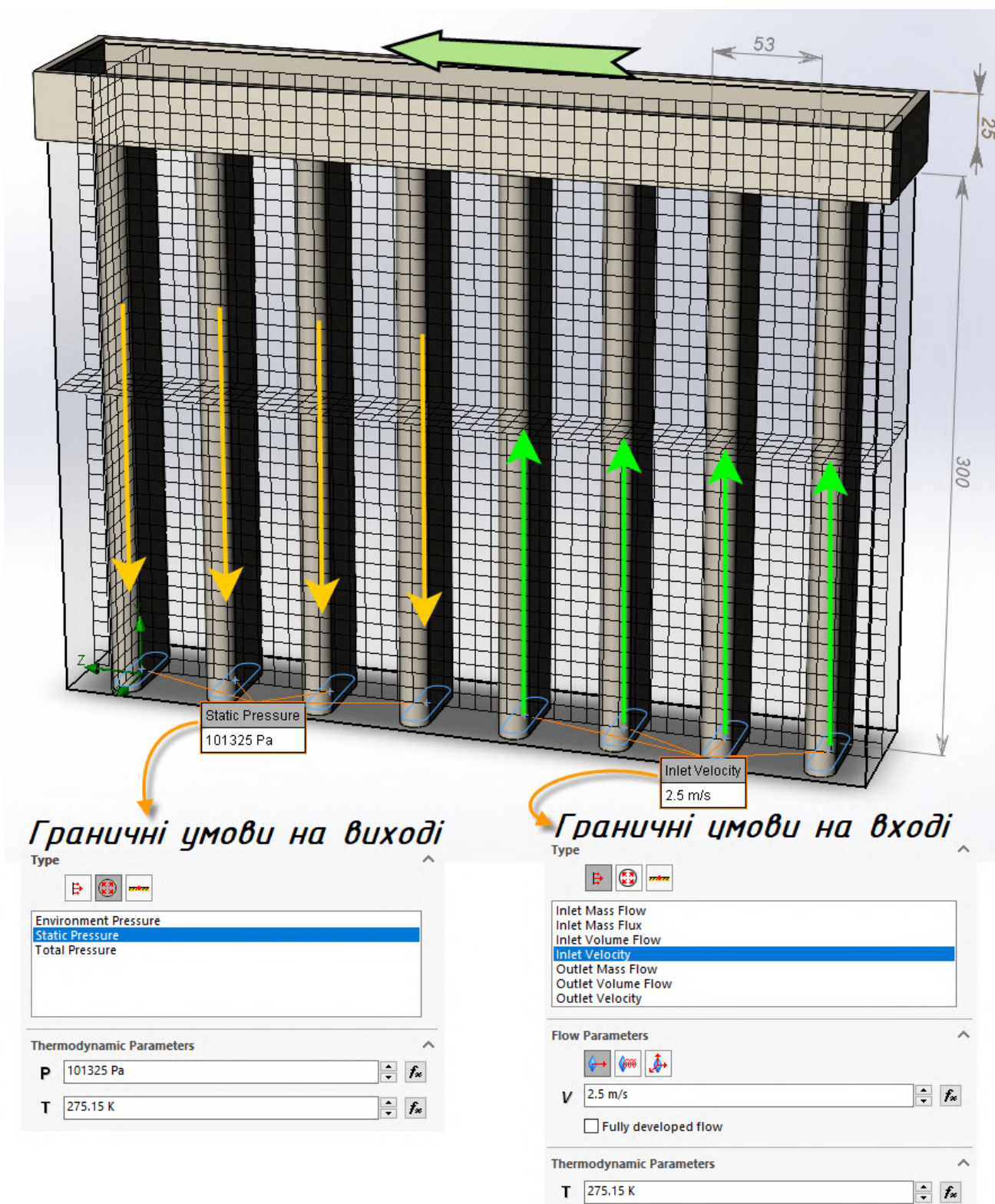


Рис.5.7. Задання граничних умов при CFD-моделюванні параметрів течії (розчин пропіленгліколю 45% при температурі +2°C) у 3-D моделі вузла розвороту на 180° в межах одного ряду поперек руху повітря.

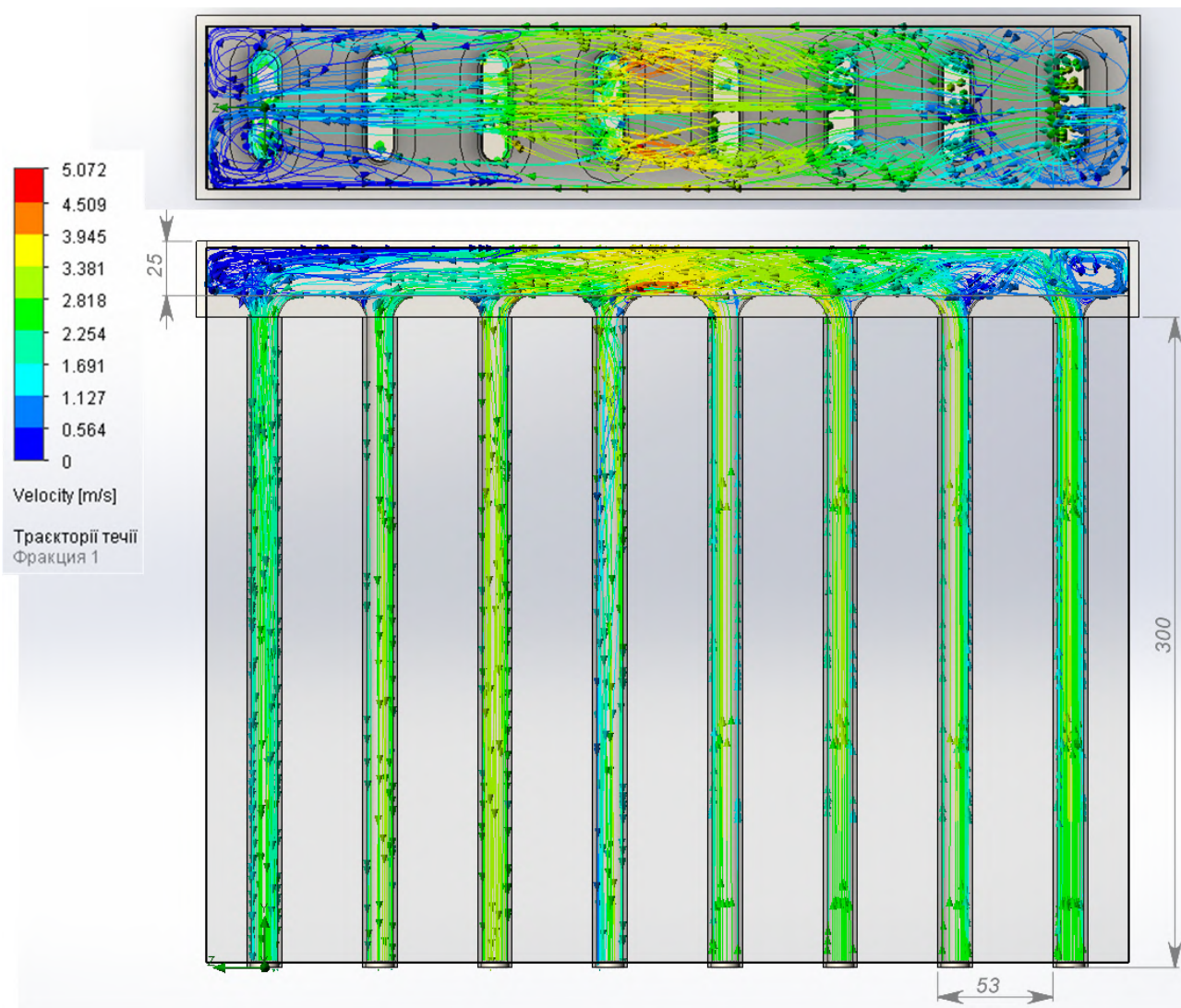


Рис.5.8. Поле швидкостей теплоносія (розчин пропіленгліколю 45% при температурі $+2^{\circ}\text{C}$) в результаті CFD-моделювання колектора розвороту на 180° в межах одного ряду поперек руху повітря за умовами на рис.5.7.

Також у вузлі розвороту за рахунок внутрішнього тертя температура розчину пропіленгліколю підвищується на $0,005^{\circ}\text{C}$ (з $275,151^{\circ}\text{K}$ до $275,156^{\circ}\text{K}$) (рис.5.9).

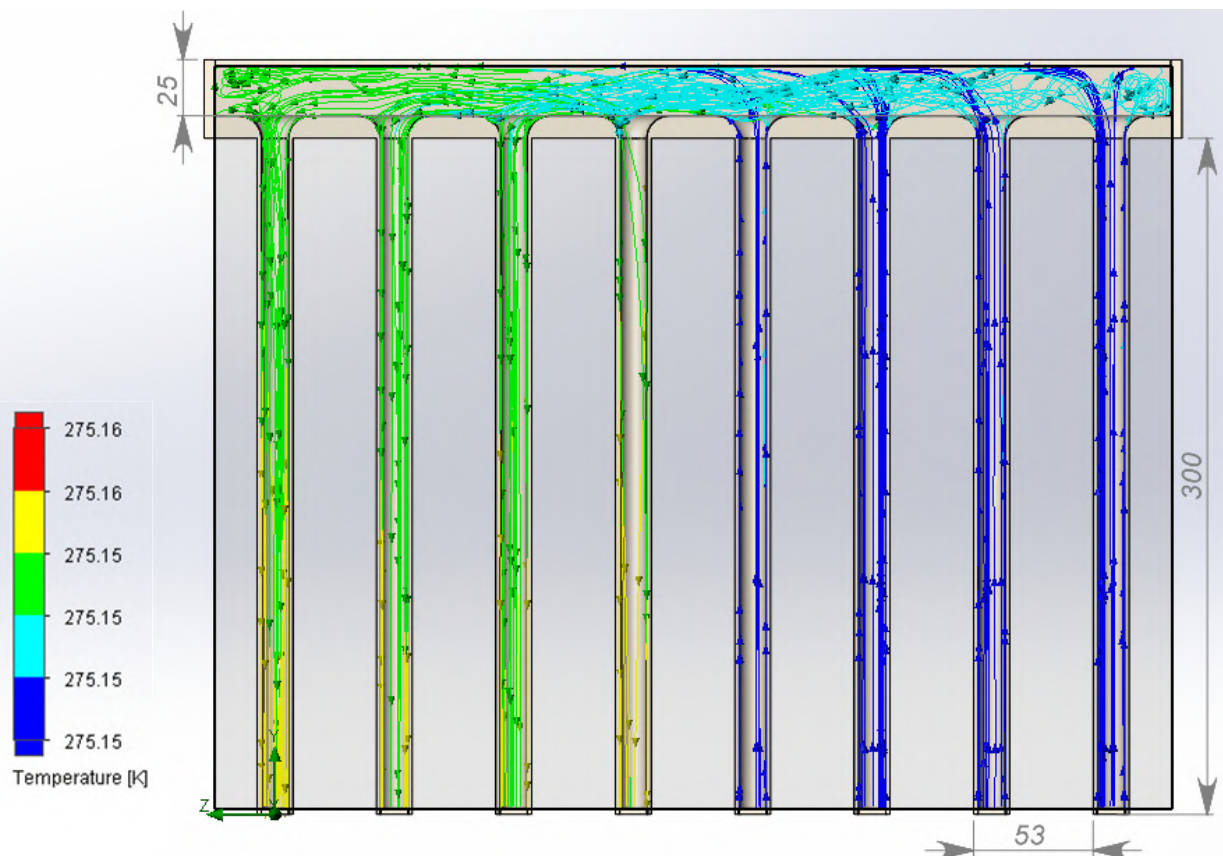


Рис.5.9. Збільшення температури теплоносія на $0,005^{\circ}\text{C}$ у вузлі
в результаті внутрішнього тертя
за результатами CFD-моделювання за умовами на рис.5.7.

List of Goals				
Name	Current Value	Progress	Criterion	Averaged Value
GG Average Temperature (Fluid) 2	275.151 K	Achieved (IT = 205)	$4.45861\text{e-}05$ K	275.151 K
GG Average Velocity 2	2.27786 m/s	Achieved (IT = 391)	0.00335899 m/s	2.27916 m/s
SG Average Total Pressure 5	104762 Pa	Achieved (IT = 424)	5.65189 Pa	104767 Pa
SG Inlet Velocity 2 Total Pressure Av	116654 Pa	Achieved (IT = 387)	205.189 Pa	116546 Pa
SG Static Pressure 2 Temperature (Fluid) Bulk Average	275.153 K	Achieved (IT = 389)	$7.70921\text{e-}05$ K	275.153 K
SG Static Pressure 2 Uniformity Index	0.919044	Achieved (IT = 429)	0.00194545	0.916999
SG Static Pressure 2 Velocity Av	2.50022 m/s	Achieved (IT = 324)	0.000104321 m/s	2.50024 m/s

Solver is finished. Iterations : 429

Рис.5.10. Значення цілей, які були отримані в процесі CFD-моделювання
потоків на рис.5.8 в середовищі SolidWorks Flow Simulation.

Результати CFD-моделювання зі скріншоту на рис.5.10 подано в таблиці 5.10.

Таблиця 5.10. Значення цілей, які отримано в результаті моделювання течії розчину пропіленгліколю 45% у вузлі розвороту потоків в межах одного ряду.

Середня температура в об'ємі течії	$T_{2G.\pi z_1}$	°K	275,151
Середня швидкість в середовищі	$w_{2G.\pi z_1}$	м/с	2,27916
Середній повний тиск на виході	$P''_{2S.\pi z_1}$	Па	104767
Середній повний тиск на вході	$P'_{2S.\pi z_1}$	Па	116546
Середня температура на виході	$T''_{2G.\pi z_1}$	°K	275,153
Показник однорідності течії	$I_{2S.\pi z_1}$	-	0,916999
Середня швидкість на виході	$w''_{2S.\pi z_1}$	м/с	2,50024

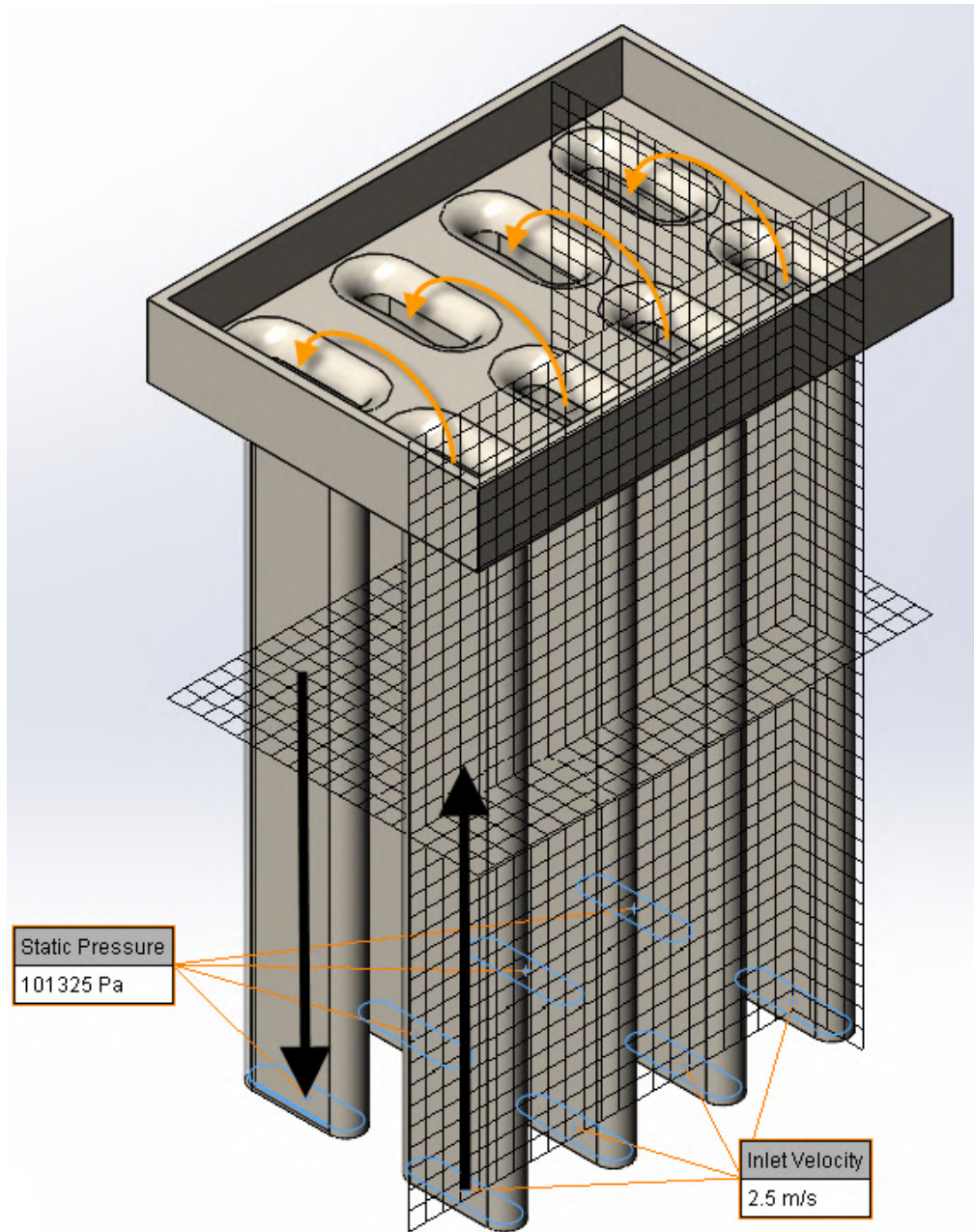


Рис.5.11. Накладання сітки та вибір поверхонь для задання граничних умов у створеному проєкті CFD-моделювання колекторного вузла розвороту.

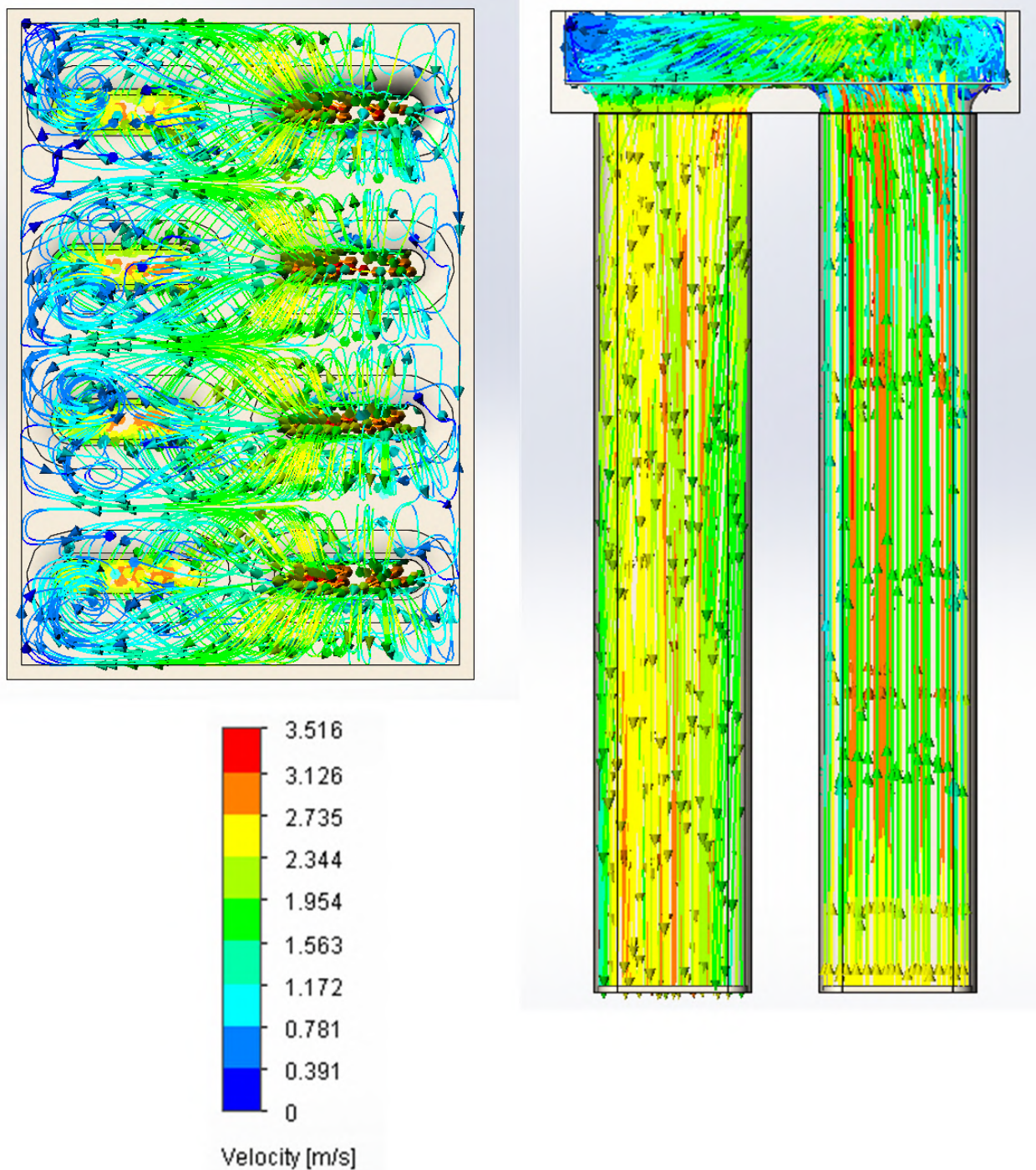


Рис.5.12. CFD-модельовання вузла розвороту холодного теплоносія (розчин пропіленгліколю 45% при температурі +2°C) на 180° при переході в наступний ряд коридорного пучка.

Поле швидкостей теплоносія.

Name	Current Value	Progress	Criterion	Averaged Value
GG Average Static Pressure 3	106878 Pa	Achieved (IT = 181)	108.67 Pa	106862 Pa
GG Average Temperature (Fluid) 3	275.151 K	Achieved (IT = 182)	4.68052e-05	275.151 K
GG Average Velocity 3	2.03512 m/s	Achieved (IT = 225)	0.0074022 m	2.0345 m/s
SG Average Total Pressure 6	104694 Pa	Achieved (IT = 196)	6.17556 Pa	104693 Pa
SG Inlet Velocity 2 Total Pressure Av	115073 Pa	Achieved (IT = 212)	241.37 Pa	115040 Pa
SG Static Pressure 2 Uniformity Index	0.939064	Achieved (IT = 190)	0.0030855	0.939544
SG Static Pressure 2 Velocity Av	2.50042 m/s	Achieved (IT = 537)	3.61441e-05	2.50042 m/s

Solver is finished. Iterations : 537

Рис.5.13. Значення цілей, які були отримані в процесі CFD-моделювання потоків на рис.5.12 в середовищі SolidWorks Flow Simulation.

Результати CFD-моделювання зі скріншоту на рис.5.13 подано в таблиці 5.11.

Таблиця 5.11. Значення цілей, які отримано в результаті моделювання течії розчину пропіленгліколю 45% у вузлі розвороту потоків в наступний ряд труб коридорного пучка.

Середній статичний тиск в об'ємі	$P_{2G.\pi Z_2}$	Па	106862
Середня температура в об'ємі течії	$T_{2G.\pi Z_2}$	°К	275,151
Середня швидкість в середовищі	$w_{2G.\pi Z_2}$	м/с	2,0345
Середній повний тиск на виході	$P_{2S.\pi Z_2}''$	Па	104693
Середній повний тиск на вході	$P_{2S.\pi Z_2}'$	Па	115040
Показник однорідності течії	$I_{2S.\pi Z_2}$	-	0,939544
Середня швидкість на виході	$w_{2S.\pi Z_2}''$	м/с	2,50042

Визначаємо гідравлічні втрати у вузлах розвороту в межах одного ряду (рис.5.8-рис.5.10) за даними таблиці 5.10. Повні втрати тиску між входом та виходом змодельованого вузла за ф.(5.56):

$$\Delta p_{z_1} = 116546 - 104767 = 11779 \text{ Па}$$

Втрати тиску у самому вузлі змішування-розвороту на 180° в межах одного ряду:

$$\Delta p_{\pi z_1, 180^\circ} = \Delta p_{z_1} - \Delta p_{\text{труба}} \quad (5.59)$$

$\Delta p_{\pi z_1, 180^\circ}$ – втрати тиску у вузлі змішування та розвороту на 180° .

$$\Delta p_{\pi z_1, 180^\circ} = 11779 - 4484 = 7295 \text{ Па}$$

За даними CFD-моделювання вузла змішування та переходу в сусідній ряд

вздовж потоку повітря (рис.5.11-рис.5.12), у відповідності до даних таблиці 5.11 втрати тиску у розглянутій моделі вузла за ф.(5.56):

$$\Delta p_{Z_2} = 115040 - 104693 = 10347 \text{ Па}$$

Втрати тиску у самому вузлі змішування-розвороту на 180° переходу на наступний ряд:

$$\Delta p_{\pi Z_2, 180^\circ} = \Delta p_{Z_2} - \Delta p_{\text{труба}} \quad (5.60)$$

$$\Delta p_{\pi Z_2, 180^\circ} = 10347 - 4484 = 5863 \text{ Па}$$

З конструктивних даних контур з боку розчину пропіленгліколю 45% містить (рис.5.14):

- кількість вузлів розвороту в межах одного ряду: $N_{Z_1} = 7$ шт;
- кількість вузлів переходу на наступний ряд $N_{Z_2} = 69$ шт;
- кількість фланцевих переходів (вихід/вхід): $N_{\text{фл}} = 2$ шт;
- кількість прямих ділянок труб по ходу потоку в одному ряді: $N_L = 8$ шт

Гідравлічні втрати на прямих ділянках труб:

$$\Delta P_{2.\text{тр}} = N_L \cdot Z_2 \cdot \lambda_{CFD.\text{труба}} \cdot \frac{l_{\text{тр}}}{d_{2\text{екв}}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} \quad (5.61)$$

$$\Delta P_{2.\text{тр}} = 8 \cdot 70 \cdot 0,045 \cdot \frac{2980}{20} \cdot \frac{1053 \cdot 2,5^2}{2} = 12355639 \text{ Па}$$

Гідравлічні втрати в колекторах розвороту в межах одного ряду:

$$\Delta P_{2.Z_1} = N_{Z_1} \cdot Z_2 \cdot \Delta p_{\pi Z_1, 180^\circ} \quad (5.62)$$

$$\Delta P_{2.Z_1} = 7 \cdot 70 \cdot 7295 = 3574550 \text{ Па}$$

Гідравлічні втрати в колекторах розвороту між рядами:

$$\Delta P_{2.Z_2} = N_{Z_2} \cdot \Delta p_{\pi Z_2, 180^\circ} \quad (5.63)$$

$$\Delta P_{2.Z_2} = 69 \cdot 5863 = 404547 \text{ Па}$$

Гідравлічні втрати в колекторах фланцевих переходів на вході та виході течії:

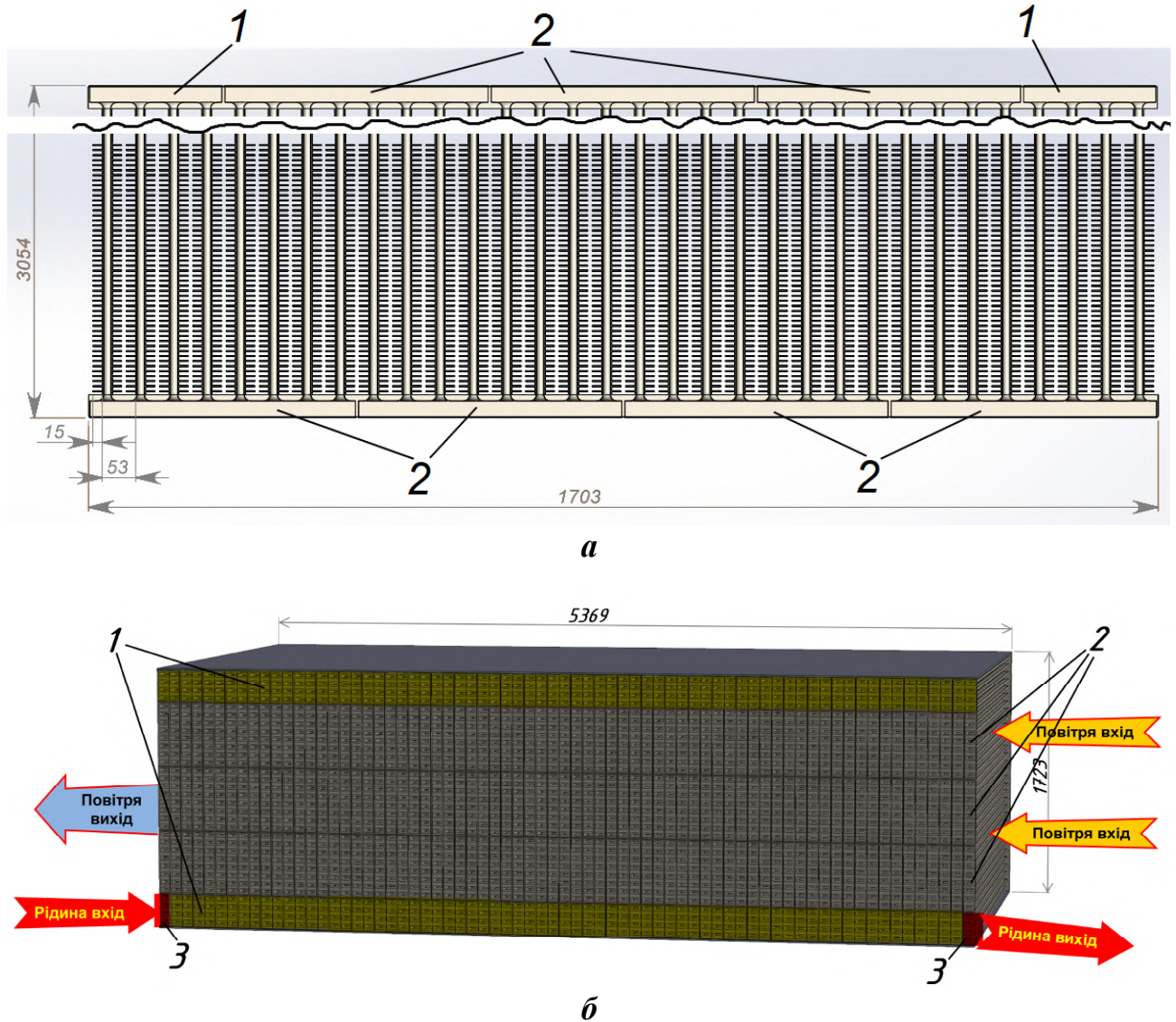
$$\Delta P_{2.\text{фл}} = \Delta p_{\text{фл}1} + \Delta p_{\text{фл}2} \quad (5.64)$$

де $\Delta p_{\text{фл}.i}$ — втрати тиску в одному колекторі фланцевого переходу, знаходяться по аналогії з ф.(5.59)-(5.60):

$$\Delta p_{\text{фл}.i} = \Delta p_{\text{фл}.CFD} - (\Delta p_{\text{тр}1} + \Delta p_{\text{тр}2}) \quad (5.65)$$

де $\Delta p_{\text{тр}1}$; $\Delta p_{\text{тр}2}$ – втрати тиску в додаткових елементах прямолінійних ділянок труб 3D-моделі вузла (для мінімізації похибки за рахунок стабілізації потоку), розглядається в розділі 5.5;

$\Delta p_{\text{фл.CFD}}$ – втрати тиску між входом та виходом за результатами знаходження заданих цілей при CFD-моделюванні вузла.



1 – колектор змішування-розвороту на 180° з переходом в наступний ряд;

2 – колектор змішування-розвороту в межах одного ряду;

3 – вхідний та вихідний колектор.

Рис.5.14. 3D-модель з вказанням основних геометричних параметрів одного ряду (а) та теплообмінної секції (б) для забезпечення необхідних параметрів теплообміну при виборі в якості холодного теплоносія розчину пропіленгліколю 45%.

Загальні втрати тиску в контурі холодного теплоносія теплообмінної секції:

$$\Delta P_2 = \Delta P_{2.тр} + \Delta P_{2.Z_1} + \Delta P_{2.Z_2} + \Delta P_{2.фл} \quad (5.66)$$

Загальні втрати тиску в теплообміннику при нехтуванні втратами тиску у колекторах фланцевих переходів:

$$\Delta P_2 = 12355639 + 3574550 + 404547 = 16,4 \text{ МПа}$$

Приймаючи, що ККД рідинного насоса $\eta_{2.ККД} = 0,9$, електрична потужність насоса :

$$N_{2.ел} = \frac{\Delta P_2 \cdot V_2^{1s}}{\eta_{2.ККД}} \quad (5.67)$$

$$N_{2.ел} = \frac{16,4 \cdot 10^6 \cdot 5,66 \cdot 10^{-3}}{0,9} = 103,14 \text{ кВт}$$

Аналізуючи отримані дані, можна зробити висновок, що використання 45% розчину пропіленгліколю в якості холодного теплоносія при даних умовах неможливе, так як величина тиску понад 16,4 МПа є руйнівною для стінки металу труби товщиною 2 мм, а витрата електроенергії лише на підтримання параметрів теплообміну з боку холодного теплоносія значно перевищить теплову потужність відбору теплоти з вентиляційного повітря вентшахти, що може дати від'ємні значення загального коефіцієнту перетворення в роботі теплонасосної установки (SCOP).

5.5. Заміна холодного теплоносія з метою забезпечення працездатних характеристик теплообмінної секції

Для оптимізації витрат і зменшення гідрівлічних втрат з боку холодного теплоносія проведено додатковий аналіз рідин, які можуть слугувати теплоносіями і зберігати рідкий стан при розрахунковій зовнішній температурі. На рис.5.15. подано залежність температури кристалізації різних теплоносіїв на основі розчинів солей від вагової концентрації цих солей в розчині. Для даних речовин наявні теплофізичні характеристики в залежності від концентрації та температури. Обрано заміну пропіленгліколю розчину 45% на розчин 30% калієвої солі мурашиної кислоти (KFO, калію форміат). Теплофізичні характеристики обраного теплоносія наведено в додатку В, а при характерній температурі холодної рідини $+2^{\circ}\text{C}$ подано в таблиці 5.12.

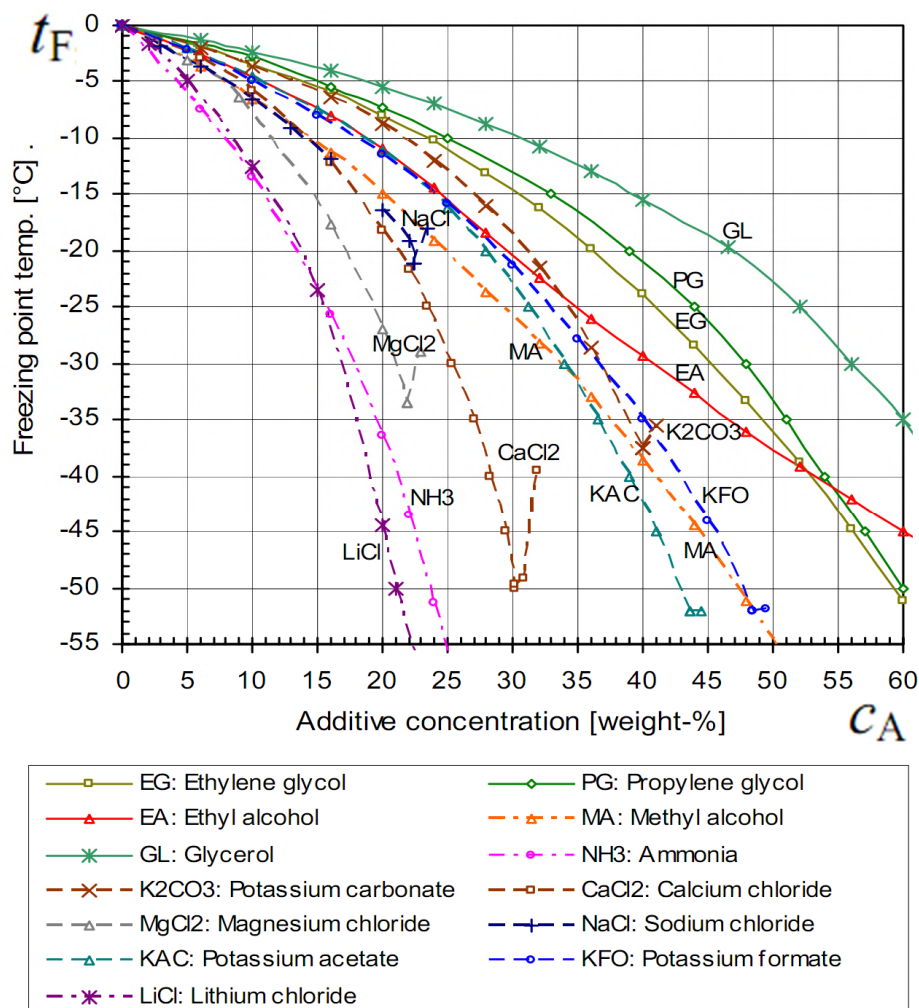


Рисунок 5.15. Температура початку кристалізації, t_F , водних розчинів як функція масової концентрації добавки, c_A [26].

Таблиця 5.12. Теплофізичні характеристики 30% розчину калію форміату (KFO) при характерній температурі холодного теплоносія $\bar{t}_{02} = +2^\circ\text{C}$ (лінійна інтерполяція по температурі з додатку В).

Параметр	Позначення	Од.виміру	Значення
Густина	ρ_2	кг/м ³	1196
Теплоємність (ізобарна)	c_{p2}	Дж/(кг·°K)	3109
Коефіцієнт теплопровідності	λ_2	Вт/(м·°K)	0,519
Коефіцієнт кінематичної в'язкості	ν_2	м ² /с	$2,14 \cdot 10^{-6}$
Коефіцієнт динамічної в'язкості	μ_2	Па·с	$2,56 \cdot 10^{-3}$
Критерій Прандтля	Pr_2	-	15,3
-те саме- при температурі стінки	$Pr_{ст2}$	-	15,3

В таблиці 5.13 подано результати розрахунків за ф-ми (5.33)-(5.55) теплообміну при використанні в якості холодного теплоносія 30% розчину калію форміату (KFO).

Таблиця 5.13. Результати розрахунку теплообміну з боку холодного теплоносія 30% розчину калію формиату (KFO) при русі всередині труб.

Характеристика		Позна-чення	Ф-ла	Роз-мір-ність	Розраховане/прийняте значення
Витрата розчину в одній з 3-х секцій		V_2^{1s}	(5.33)	$\frac{m^3}{c}$	$5,66 \cdot 10^{-3}$
Площа живого перерізу в одній трубі		f_2	(5.34)	m^2	$5,655 \cdot 10^{-4}$
Еквівалентний внутрішній діаметр плоскоовальної труби		$d_{2екв}$	(5.35)	m	0,02
Умова $Re_{2,min} \geq 2300$	Мінімальна швидкість теплоносія	$w_{2,min} \geq$	з ф-ли (5.25)	$\frac{m}{c}$	0,246
	Максимальна площа перерізу	$f_{2,max} \leq$	(5.36)	m^2	0,02299
	Максимальна кількість труб паралельної подачі	$Z_{Re \geq 2300} \leq$	(5.37)	<i>шт</i>	40
Обрана кількість труб паралельної подачі рідини в ряді		$Z_{2_подачі}$	-	<i>шт</i>	16
Швидкість рідини		w_2	(5.38)	$\frac{m}{c}$	0,625
Критерій Рейнольдса		Re_2	(5.18)	-	5844
Коефіцієнт гідравлічного опору		λ_ξ	(5.45)	-	0,036
Критерій Нуссельта при $Re = 10^4$		$Nu_{turb,10^4}$	(5.44)	-	127,3
Врахування гідродинамічного розвитку на вході		$Nu_{m,T,3}$	(5.43)	-	0,33
Врахування термічної стабілізації		$Nu_{m,T,2}$	(5.42)	-	1,00
Асимптота значення при повністю стабілізованому ламінарному потоці		$Nu_{m,T,1}$	-	-	3,66
Сумарний критерій Нуссельта при ламінарній течії $Re = 2300$		$Nu_{lam,2300}$	(5.41)	-	3,67
Критерій Нуссельта при Re_2		Nu_2	(5.44)	-	60,6
Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини		α_2	(5.46)	-	1572
Температура внутрішньої стінки плоскоовальних труб		$\bar{t}_{ст2}$	(5.50)	$^{\circ}C$	2,18
Температура зовнішньої поверхні труб (в основі ребер)		$\bar{t}_{ст1}$	(5.51)	$^{\circ}C$	2,21

Уточнення параметрів теплообміну з повітряної сторони подано в таблиці 5.14.

Таблиця 5.14. Уточнені параметри теплообміну з повітряної сторони з визначенням необхідної кількості рядів коридорного пучка оребрених плоскоовальних труб за умови вибору в якості холодного теплоносія 30% розчину калію форміату (KFO) всередині труб та параметрів з таблиці 5.13.

Назва розрахункової величини	Кількість рядів труб вздовж потоку	Поправка на рядність пакету труб	Критерій Нуссельта	Коефіцієнт тепло-віддачі з боку повітря	Параметр ребра	Коефіцієнт ефективності ребра	Приведений коефіцієнт тепловіддачі
Формула	з ф.(5.19)	ф.(5.23)	ф.(5.26)	(5.29)	ф.(5.31)	ф.(5.32)	ф.(5.21)
Позначення	Z_2	c_z	Nu_k	α_k	m	n_f	α_v
Уточнення IV	33	1,186	50,1	77,03	72,64	0,638	54,1

Уточнюємо кількість рядів труб вздовж потоку з ф.(5.19):

$$Z_2^{<V>} = \frac{85 \cdot 10^3}{54,1 \cdot 1,918 \cdot (3 - 2,21) \cdot 32} \approx 32,4 = 33 \text{ рядів}$$

Отже в п'ятому наближенні отримане значення кількості рядів вздовж потоку $Z_2^{<V>} = Z_2^{<IV>} = 33$ рядів забезпечать задані параметри теплообміну з приведеним коефіцієнтом тепловіддачі з боку повітря $\alpha_v = 54,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

5.6. Визначення гідравлічного опору теплообмінної секції в контурі 30% розчину калію форміату (KFO)

На рис. 5.16 подано 3D-модель одної з 3-х теплообмінних секцій, що розраховані на прийняті в розрахунку температурні напори та використання в якості холодного теплоносія 30% розчину калію форміату (KFO) всередині труб.

Внутрішній діаметр фланців входу/виходу при 4-трубних колекторах з умови нерозривності рідини та забезпечення сталого значення швидкості:

$$\frac{\pi d_{\text{фл.вн}}^2}{4} = 4 \cdot f_2 \rightarrow$$

$$d_{\text{фл.вн}} = 4 \cdot \sqrt{\frac{f_2}{\pi}} \quad (5.67)$$

$$d_{\text{фл.вн}} = 4 \cdot \sqrt{\frac{5,655 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,054 \text{ м}$$

Даний діаметр відповідає зовнішній трубі Ду60 зовнішнім діаметром 60 мм, внутрішнім діаметром 54 мм та товщиною стінки 3 мм. 3D-модель фланцевого колекторного переходу зображено на рис.5.17.

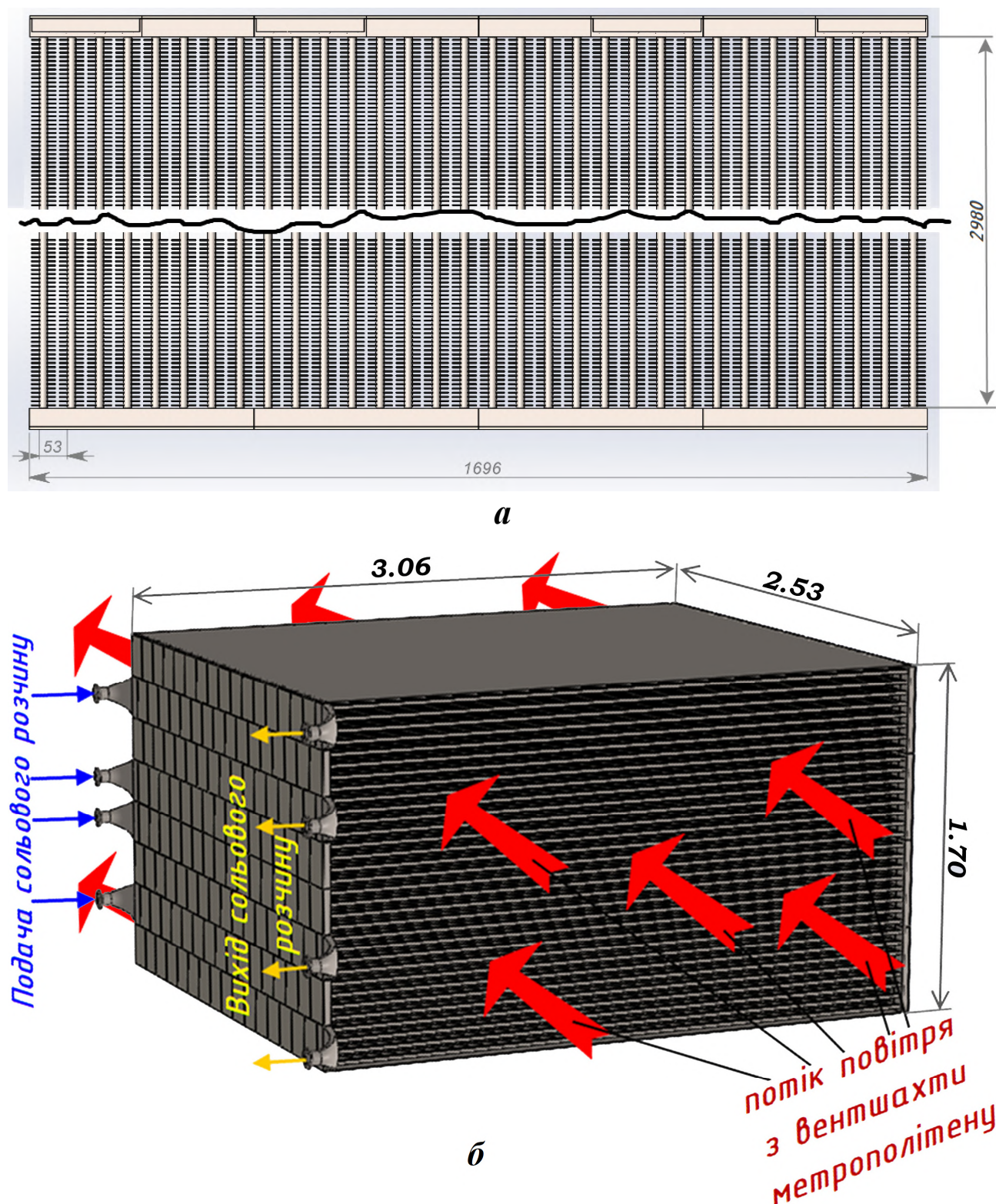


Рис.5.16. 3D-моделі з вказанням основних геометричних параметрів одного ряду (а) та теплообмінної секції (б) для забезпечення необхідних параметрів теплообміну при виборі в якості холодного теплоносія 30% розчину калію форміату (KFO).

Скріншоти з результатами CFD-моделювання течії 30% розчину калію форміату (KFO) всередині теплообмінної секції для визначення гідравлічних втрат подано в Додатку Г. При моделюванні задавалися граничні умови, що наведені в таблиці 5.15.

Результати CFD-моделювання течії на прямій ділянці труби зі скріншотів на рис.Г.1.-рис.Г.6. подано в таблицях 5.16.-5.21.

Таблиця 5.15. Граничні умови CFD-моделювання вузлів гідравлічних втрат з додатку Г.

Вузол	Граничні умови на вході	Граничні умови на виході
Плоскоовальна труба $l_{\text{тр}} = 600$ мм на рис.Г.1	Середня швидкість $w'_2 = 0,625$ м/с Температура $T'_2 = 275,15^\circ\text{C}$	Статичний тиск $P''_2 = 101325$ Па Температура $T''_2 = 275,15^\circ\text{C}$
Колектор на рис.Г.2.		
Колектор на рис.Г.3		
Труба $l_{\text{тр}} = 1000$ мм на рис.Г.4.	Середня швидкість $w'_2 = 0,625$ м/с Температура $T'_2 = 275,15^\circ\text{C}$	Статичний тиск $P''_2 = 101325$ Па Температура $T''_2 = 275,15^\circ\text{C}$
Колекторний вузол входу на рис.Г.5	Середня швидкість $w'_2 = 0,625$ м/с Температура $T'_2 = 273,15^\circ\text{C}$	Статичний тиск $P''_2 = 101325$ Па Температура $T''_2 = 273,15^\circ\text{C}$
Колекторний вузол виходу на рис.Г.6	Середня швидкість $w'_2 = 0,625$ м/с Температура $T'_2 = 277,15^\circ\text{C}$	Статичний тиск $P''_2 = 101325$ Па Температура $T''_2 = 277,15^\circ\text{C}$

Таблиця 5.16. Значення цілей, які отримано в результаті моделювання течії 30% розчину калію форміату (KFO) на прямій ділянці плоскоовальної труби внутрішнім діаметром довжиною 600 мм.

Середній повний тиск на виході	$P''_{2S.\text{труба}}$	Па	101569
Середній повний тиск на вході	$P'_{2S.\text{труба}}$	Па	101783
Показник однорідності течії на виході	$I_{2S.\text{труба}}$	-	0,912624
Середня швидкість на виході	$w''_{2S.\text{труба}}$	м/с	0,625001

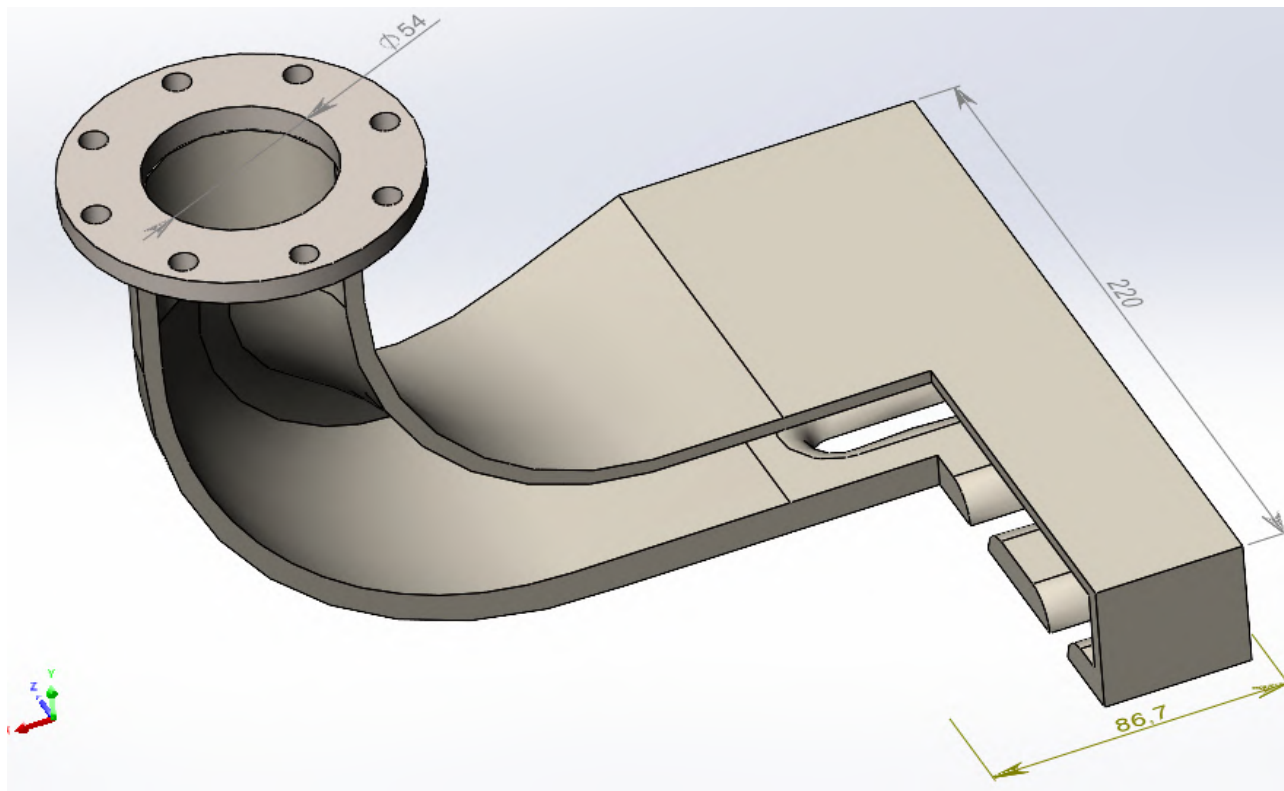


Рис.5.17. Фланцевий колекторний перехід з теплообмінної секції на трубу Ду60.

Таблиця 5.17. Значення цілей, які отримано в результаті моделювання течії 30% розчину калію форміату (KFO) у вузлі розвороту потоків в межах одного ряду.

Середня температура в об'ємі течії	$T_{2G.\pi Z_1}$	°K	275,15
Середня швидкість в середовищі	$w_{2G.\pi Z_1}$	м/с	0,569977
Середній повний тиск на виході	$P'_{2S.\pi Z_1}$	Па	101562
Середній повний тиск на вході	$P'_{2S.\pi Z_1}$	Па	102792
Показник однорідності течії	$I_{2S.\pi Z_1}$	-	0,951924
Середня швидкість на виході	$w'_{2S.\pi Z_1}$	м/с	0,625002

Таблиця 5.18. Значення цілей, які отримано в результаті моделювання течії 30% розчину калію форміату (KFO) у вузлі розвороту потоків в наступний ряд коридорного пучка труб.

Середня температура в об'ємі течії	$T_{2G.\pi Z_2}$	°K	275,15
Середня швидкість в середовищі	$w_{2G.\pi Z_2}$	м/с	2,0345
Середній повний тиск на виході	$P'_{2S.\pi Z_2}$	Па	101562
Середній повний тиск на вході	$P'_{2S.\pi Z_2}$	Па	102092
Показник однорідності течії	$I_{2S.\pi Z_2}$	-	0,950552
Середня швидкість на виході	$w'_{2S.\pi Z_2}$	м/с	0, 625218

Таблиця 5.19. Значення цілей, які отримано в результаті моделювання течії 30% розчину калію формиату (KFO) на прямій ділянці труби внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 54$ мм довжиною 1000 мм.

Середній повний тиск на виході	$P''_{2S.\text{трДУ60}}$	Па	101563
Середній повний тиск на вході	$P'_{2S.\text{трДУ60}}$	Па	101633
Показник однорідності течії на виході	$I_{2S.\text{трДУ60}}$	-	0,946097
Середня швидкість на виході	$w''_{2S.\text{трДУ60}}$	м/с	0,626577

Таблиця 5.20. Значення цілей, які отримано в результаті моделювання течії 30% розчину калію формиату (KFO) у вузлі входу з фланця на 4-х трубний колектор.

Середня температура в об'ємі течії	$T_{2G.\text{фл1}}$	°К	273,152
Середня швидкість в середовищі	$w_{2G.\text{фл1}}$	м/с	0,547499
Середній повний тиск на виході	$P''_{2S.\text{фл1}}$	Па	101572
Середній повний тиск на вході	$P'_{2S.\text{фл1}}$	Па	101962
Показник однорідності течії	$I_{2S.\text{фл1}}$	-	0,954205
Середня швидкість на виході	$w''_{2S.\text{фл1}}$	м/с	0,638466

Таблиця 5.21. Значення цілей, які отримано в результаті моделювання течії 30% розчину калію формиату (KFO) у вузлі виходу з 4-х трубного колектора на фланець.

Середня температура в об'ємі течії	$T_{2G.\text{фл2}}$	°К	277,15
Середня швидкість в середовищі	$w_{2G.\text{фл2}}$	м/с	0,558647
Середній повний тиск на виході	$P''_{2S.\text{фл2}}$	Па	101588
Середній повний тиск на вході	$P'_{2S.\text{фл2}}$	Па	102161
Показник однорідності течії	$I_{2S.\text{фл2}}$	-	0,939555
Середня швидкість на виході	$w''_{2S.\text{фл2}}$	м/с	-

За отриманими даними в таблицях 5.13, 5.16-5.21 та за формулами (5.56)-(5.60) проведено розрахунки гідравлічних втрат з відображенням результатів в таблиці 5.22. При цьому розрахунок втрат тиску на прямих ділянках труб проведено за формулою:

$$\Delta p_{\text{тр.пр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (5.68)$$

Таблиця.5.22. Результати розрахунку гідравлічних втрат в контурі руху холодного теплоносія 30% розчину калію формиату (KFO) в одній з 3-х секцій теплообмінника на стороні вентшахти метрополітену.

Характеристика		Позначення	Ф-ла	Розмірність	Розраховане/прийняте значення
Коефіцієнт гідравлічного опору труби Ду60					
- аналітично ($Re=165359$)		λ_{CFD}	(5.45)		0,016
- CFD-моделювання		λ_{ξ}	(5.57)		0,016
Відносна похибка визначення коефіцієнту гідравлічного опору в трубі Ду60 між аналітичним та CFD методами		$\Delta\lambda_{CFD-\xi}$	(5.58)	-	0%
Втрати тиску у моделях додатку Г	Плоскоовальна труба довжиною				
	- 600 мм	$\Delta p_{\text{труба}}$	(5.56)	Па	214
	- 300 мм				107
	Колектор розвороту в ряді	Δp_{z_1}	(5.56)	Па	1230
	Колектор розвороту в сусідній ряд	Δp_{z_2}	(5.56)	Па	530
	Труба Ду60 довжиною 1010 мм:				
	- за моделюванням	$\Delta p_{\text{Ду60}}$	(5.56)	Па	70
	- аналітично		(5.68)		70
Втрати тиску в межах колектора (без труб)	Фланцевий колектор входу	$\Delta p_{\text{фл1}}$	(5.56)	Па	390
	Фланцевий колектор виходу	$\Delta p_{\text{фл2}}$	(5.56)	Па	573
	Колектор розвороту в ряді	$\Delta p_{\pi z_1, 180^\circ}$	(5.59)	Па	1016
	Колектор розвороту в сусідній ряд	$\Delta p_{\pi z_2, 180^\circ}$	(5.60)	Па	316
	Фланцевий колектор входу	$\Delta p_{\text{фл.1}}$	(5.65)	Па	213
	Фланцевий колектор виходу	$\Delta p_{\text{фл.2}}$	(5.65)	Па	360

З конструктивних даних в одній секції контур з боку 30% розчину калію формиату (KFO) містить (рис.5.16):

- кількість вузлів розвороту в межах одного ряду: $N_{z_1} = 1$ шт;
- кількість вузлів переходу на наступний ряд $N_{z_2} = 32$ шт;
- кількість фланцевих переходів (вихід/вхід): $N_{\text{фл}} = 2$ шт;
- кількість прямих ділянок труб по ходу потоку в одному ряді: $N_L = 2$ шт.

За отриманими даними в таблиці 5.22 та за формулами (5.61)-(5.66)

проведено розрахунки повних гідравлічних втрат з відображенням результатів в таблиці 5.23.

Таблиця.5.23. Результати розрахунку повних гідравлічних втрат в контурі руху холодного теплоносія 30% розчину калію формиату (KFO) в кожній з 3-х секцій теплообмінника на стороні вентшахти метрополітену.

Характеристика		Позна-чення	Ф-ла	Роз-мір-ність	Розрахо-ване/при-йняте значення
Загальні втрати тиску	Прямі ділянки труб	$\Delta P_{2.тр}$	(5.61)	Па	36755
	Колектори розвороту в ряді	$\Delta P_{2.Z_1}$	(5.62)	Па	33528
	Колектори розвороту в сусідній ряд	$\Delta P_{2.Z_2}$	(5.63)	Па	10112
	Фланцеві колектори входу+ виходу	$\Delta P_{2.фл}$	(5.65)	Па	573
	ЗАГАЛЬНІ ВТРАТИ В СЕКЦІЇ	ΔP_2	(5.66)	Па	80968

5.7. Визначення аеродинамічних втрат на стороні течії повітря

Число Ейлера для одного ряду труб поперек потоку розраховується за допомогою наступної залежності:

$$Eu = C'_z \cdot 2,893 \cdot Re_1^{-0,31} \quad (5.69)$$

Коефіцієнт, що враховує кількість рядів у поздовжньому напрямку

$$C'_z = e^{0,1 \left(\frac{6}{Z_2} - 1 \right)} \quad (5.70)$$

$$C'_z = e^{0,1 \left(\frac{6}{33} - 1 \right)} = 0,921$$

$$Eu = 0,921 \cdot 2,893 \cdot 6984^{-0,31} = 0,171$$

Аеродинамічний опір одного ряду труб теплообмінної секції:

$$\Delta p_1 = Eu \cdot \rho_1 \cdot w_1^2 \quad (5.71)$$

$$\Delta p_1 = 0,171 \cdot 1,279 \cdot 5,91^2 = 7,639 \text{ Па}$$

Аеродинамічний опір $Z_2 = 33$ рядів по повітрю:

$$\Delta P_1 = \Delta p_1 \cdot Z_2 \quad (5.72)$$

$$\Delta P_1 = 7,639 \cdot 33 = 252 \text{ Па}$$

5.8. Визначення необхідної потужності насосів та вентиляторів з підбором даного обладнання

Приймаємо ККД роботи електродвигунів насосів та вентиляторів $\eta_{\text{ел}} = 0,9$.

Кожну теплообмінну секцію обладнуємо двома вентиляторами. Три секції міститимуть разом 6 вентиляторів. Тоді витрата повітря через один вентилятор за годину:

$$V_1^{\text{НОМ}} = \frac{V_{\text{ВЕНТ}}^{\text{НОМ}}}{6} \quad (5.73)$$

$$V_1^{\text{НОМ}} = \frac{50}{6} = 8,34 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 30000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Орієнтовна електрична потужність одного вентилятора при ККД по повітрю $\eta_{\text{вент}} = 0,8$:

$$N_{1.\text{ел}} = \frac{\Delta P_1 \cdot V_1^{\text{НОМ}}}{\eta_{\text{ел}} \cdot \eta_{\text{вент}}} \quad (5.74)$$

$$N_{1.\text{ел}} = \frac{252 \cdot 8,34}{0,9 \cdot 0,8} = 3 \text{ кВт}$$

Дані характеристики може забезпечити осьовий вентилятор марки Zitron моделі ZVNr 1-8-5,5/4 (A2:9). Він має електродвигун з запасом по потужності $N_{1.\text{ел}} = 5,5 \text{ кВт}$, а також поворотні лопаті та частотне регулювання, що дозволяє працювати в дуже широкому діапазоні співвідношення тисків та витрат. На інтернет-ресурсі виробника [27] наявна можливість підбору кутів встановлення лопатей та частоти у відповідності до параметрів робочої точки. В додатку Д подано графічну інформацію, яка містить креслення з основними монтажними розмірами вентилятора на рис.Д.1, діаграму режимів роботи на частоті 50 Гц з заданням робочої точки близької до розрахованих параметрів на рис.Д.3. На рис.Д.2. подано скріншот з технічними характеристиками обраного вентилятора, де вказано значення загального коефіцієнта ефективності та максимально можливі близькі до розрахункових параметри роботи вентилятора за оптимального положення лопатей 40° , а саме:

- загальний ККД - $\eta_{\text{zitron}} = 63,22\%$

- витрата - $V_{\text{zitron}} = 29863 \text{ м}^3/\text{год} = 8,3 \text{ м}^3/\text{с}$;

- статичний тиск $P_{s.Zitron} = 252$ Па;
- динамічний тиск $P_{d.Zitron} = 168$ Па
- повний тиск $P_{total.Zitron} = 420$ Па

Електрична потужність, яку споживатиме обраний вентилятор в найменш вигідному розрахунковому режимі за ф.(5.74):

$$N_{1.zitron} = \frac{252 \cdot 8,3}{0,6322} = 3,31 \text{ кВт}$$

Повний напір, який повинен створити рідинний насос:

$$H_2 = \frac{\Delta P_2 + \Delta p_{\text{арматури}}}{\rho_2 \cdot g} + \Delta h \quad (5.75)$$

де $\Delta h = 8$ м – п'єзометрична висота підйому рідини 30% розчину калію форміату, задаємо;

$\Delta p_{\text{арматури}} = 5000$ Па – додаткові втрати тиску в арматурі циркуляційного контуру, задаємося.

$$H_2 = \frac{80968 + 5000}{1196 \cdot 9,81} + 8 = 15,3 \text{ м}$$

Повні втрати тиску:

$$\Delta P_{2.total} = \rho_2 \cdot g \cdot H_2 \quad (5.76)$$

$$\Delta P_{2.total} = 1196 \cdot 9,81 \cdot 15,3 = 179511 \text{ Па}$$

Годинна витрата в контурі рідини одної секції:

$$V_{2.год}^{1s} = V_2^{1s} \cdot 3600 \quad (5.77)$$

$$V_{2.год}^{1s} = 5,66 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 = 20,3 \text{ м}^3/\text{год}$$

Орієнтовна електрична потужність циркуляційного насосу теплообмінної секції при ККД гідравлічної частини $\eta_{\text{гідр}} = 0,6$:

$$N_{2.ел} = \frac{\Delta P_{2.total} \cdot V_2^{1s}}{\eta_{\text{ел}} \cdot \eta_{\text{гідр}}} \quad (5.78)$$

$$N_{2.ел} = \frac{179511 \cdot 5,66 \cdot 10^{-3}}{0,9 \cdot 0,6} = 1,88 \text{ кВт}$$

Враховуючи, що середовище є помірно агресивне (розчин солі), під дані параметри підходить насос виробника NEP марки NEP CAs 40-200/55 [28], фото якого подано на рис.5.18.



Насоси	
Q _{max} , м3/год	24
H _{max} , м	41
Корпус насоса	нержавійка
Мотопомпи	
Потужність двигуна, кВт	5.5

Рис.5.18.Обраний циркуляційний насос марки NEP CAs 40-200/55 контуру холодного теплоносія теплообмінної секції на стороні вентиляційної шахти.

5.9. Додаткова теплова енергія за рахунок конденсації водяної пари з вологого вентиляційного повітря метрополітену

Як було показано на рис.5.1, при підвищенні температури вентиляційного повітря до +10 °С в ньому може міститися більше $d^{\text{вол.пов}} = 5 \frac{\text{г H}_2\text{O}}{\text{кг пов.}}$ водяної пари. При охолодженні повітря в теплообміннику до температури, близької 0°С може переходити в конденсат водяна пара з повітря більш як $\Delta d_{\text{конд}} = 1 \frac{\text{г H}_2\text{O}}{\text{кг пов.}}$. При цьому за рахунок фазового переходу буде відбуватися інтенсифікація теплообміну за рахунок прихованої теплоти фазового перетворення.

Кількість додаткової теплової енергії, яку можливо отримати за рахунок роботи в зоні точки роси:

$$Q_{\text{конд}} = \Delta d_{\text{конд}} \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot V_{\text{вент}}^{\text{ном}} \cdot r \quad (5.79)$$

де $r = 2484$ кДж/кг – прихована теплота фазового переходу конденсації при температурі +2°С та парціальному тиску $p_v \approx 1$ кПа.

$$Q_{\text{конд}} = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,279 \cdot 50 \cdot 2484 = 159 \text{ кВт}$$

Кількість конденсату, який потрібно буде відводити в дренаж протягом години:

$$G_{\text{конд}} = \Delta d_{\text{конд}} \cdot 10^{-3} \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot V_{\text{вент}}^{\text{ном}} \cdot 3600 \quad (5.80)$$

$$G_{\text{конд}} = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 1,279 \cdot 50 \cdot 3600 = 230 \text{ кг/год}$$

6. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Існують наступні варіанти роботи теплового насосу (розділ 3 [11]):

- бівалентний альтернативний режим, коли для покриття пікових теплоспоживань, що перевищують розрахункову потужність теплового насосу, встановлюється додаткове джерело тепла, теплова потужність якого розрахована на максимальне розрахункове теплове навантаження;
- бівалентний паралельний режим, коли для покриття пікових теплоспоживань, що перевищують розрахункову потужність теплового насосу, встановлюється додаткове джерело тепла, теплова потужність якого розрахована лише на покриття пікового теплового споживання;
- моновалентний режим, коли тепловий насос проєктується як єдине джерело теплової енергії з можливістю покривати максимальне теплове споживання.

6.1. Орієнтовний розрахунок термодинамічного циклу роботи ТНУ

Для теплонасосної установки обираємо фріон R32. Порівняння даного фріону з іншим холодоагентом R410A наведено в таблиці 6.1. Перевагами R32 є те, що він має нижчий потенціал впливу на глобальне потепління, має нульове значення озоноруйнуючого потенціалу та є однокомпонентним. Однокомпонентність дає можливість організації простішого процесу дозаправки за наявності втрат (без необхідності спускати всю систему і знову заправляти в потрібній пропорції).

Задаємо температурним напором у випарнику $\Delta t^{\text{вип}} = 1^{\circ}\text{C}$. При характерній температурі проміжного теплоносія $t_{02} = 2^{\circ}\text{C}$ температура кипіння у випарнику:

$$t_{\text{кип}}^{\text{вип}} = 2 \cdot \Delta t^{\text{вип}} - t_{02} \quad (6.1)$$

$$t_{\text{кип}}^{\text{вип}} = 2 \cdot 1 - 2 = 0^{\circ}\text{C}$$

Задаємо температуру конденсації в конденсаторі $t^{\text{конд}} = 60^{\circ}\text{C}$. Дана температура обрана з урахуванням можливості забезпечення нагріву води для ГВП при наявності недогріву води при теплообміні в межах 5°C .

Будуємо термодинамічний цикл на p - h -діаграмі для фріону R32 (рис.6.1). При цьому для попередження утворення вологої насиченої пари і недопущення

гідроударів в компресорі у випарнику забезпечуємо перегрів пари на 5°C . Для підвищення ККД циклу в конденсаторі також забезпечуємо переохолодження рідини фріону на 3°C .

Таблиця 6.1. Технічні характеристики фріонів R410a та R32 [14].

Характеристика	R32	R410A
Формула	CH_2F_2	$\text{CH}_2\text{F}_2/\text{CHF}_2\text{CF}_3$
Склад (співвідношення суміші: мас.%)	Single component	R32/R125 (50/50 wt%)
Температура кипіння ($^{\circ}\text{C}$)	-51,7	-51,53
Тиск насичення при температурі 50°C , МПа	3,14	3,07
Критична температура, $^{\circ}\text{C}$	78,4	72,13
Теплоємність рідини на лінії насичення за $+25^{\circ}\text{C}$, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$	2,35	
Питома теплота випаровування (конденсації), кДж	360-390	264,3
Критичний тиск, МПа	5,78	4,93
Температура плавлення $^{\circ}\text{C}$	-136	-96,6
Озоноруйнуючий потенціал, ODP	0	0
Потенціал глобального потепління, GWP	675	2090

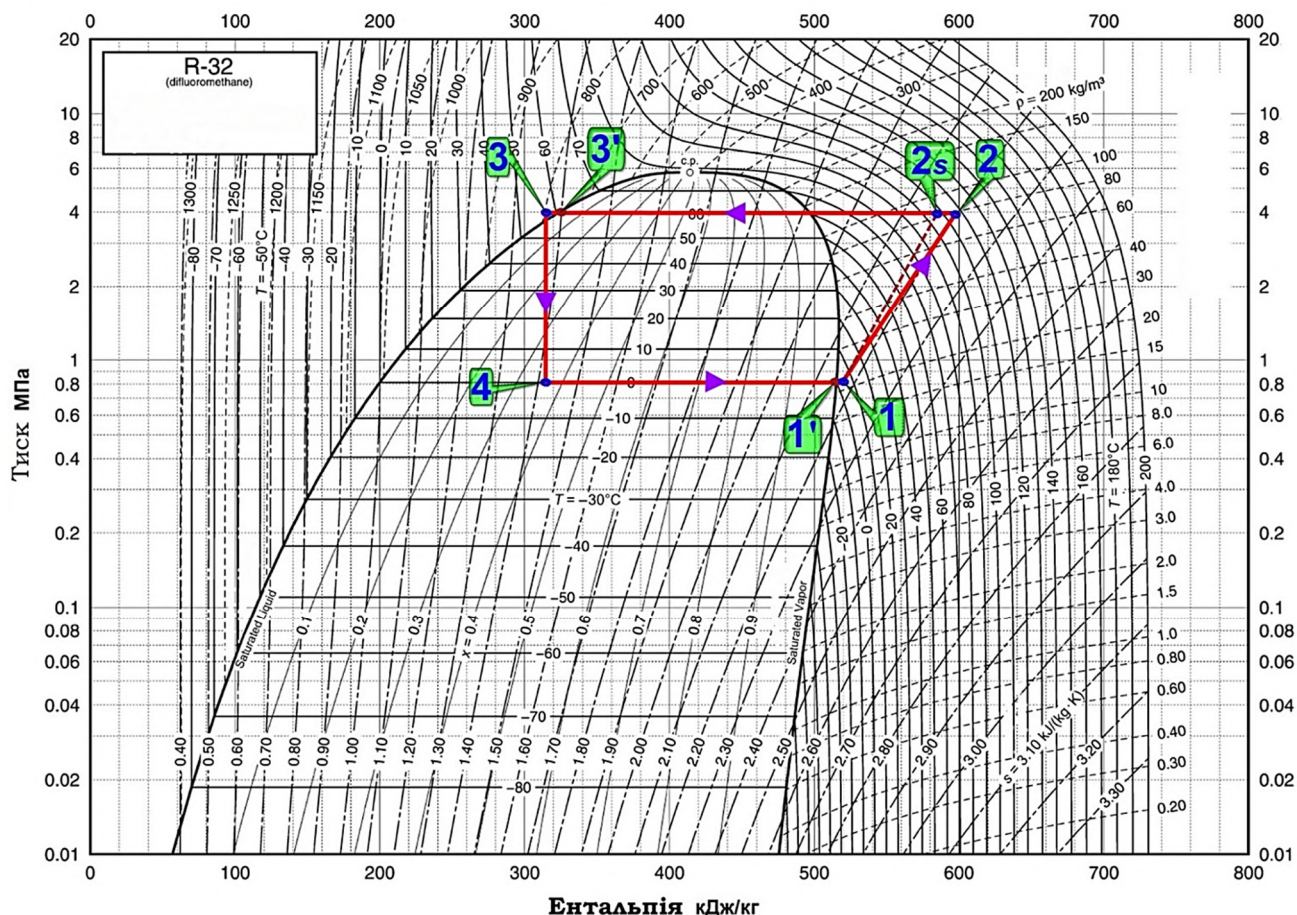


Рис.6.1. p-h-діаграма термодинамічного циклу парокомпресійної теплової установки з холодоагентом R32.

Знаходимо перепад ентальпії 1-2s ідеального процесу стиснення:

$$H_t = h_{2s} - h_1 \quad (6.2)$$

$$H_t = 585 - 520 = 65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Орієнтовно прийнявши ККД компресора $\eta_k = 0,85$, знаходимо перепад ентальпії 1-2 реального процесу стиснення:

$$H = \frac{H_t}{\eta_k} \quad (6.3)$$

$$H = \frac{65}{0,85} = 76,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо значення ентальпії в точці 2:

$$h_2 = h_1 + H \quad (6.4)$$

$$h_2 = 520 + 76,5 = 596,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Випикуємо в таблицю 6.1. значення параметрів в характерних точках з p-h діаграми.

Таблиця 6.2. Значення термодинамічних параметрів у характерних точках циклу.

Параметр	Характерні точки на діаграмі рис.6.1						
	1'	1	2	2s	3'	3	4
Тиск, Р, МПа	0,8	0,8	4	4	4	4	0,8
Температура, t, °C	0	5	116	108	60	57	0
Ентальпія, h, кДж/кг	515	520	596,5	585	325	315	315

Знаходимо питоме навантаження на конденсатор:

$$q^{\text{конд}} = h_2 - h_{3'} \quad (6.5)$$

$$q^{\text{конд}} = 596,5 - 325 = 271,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме навантаження на випарник:

$$q^{\text{вип}} = h_1 - h_4 \quad (6.6)$$

$$q^{\text{вип}} = 515 - 315 = 200 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме навантаження на перегрівач парів фреону після випарника:

$$q^{\text{пер}} = h_1 - h_{1'} \quad (6.7)$$

$$q^{\text{пер}} = 520 - 515 = 5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома робота компресора реального циклу:

$$l^{\text{комп}} = h_2 - h_1 \quad (6.8)$$

$$l^{\text{комп}} = 596,5 - 520 = 76,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо витрату фріону R32 через випарник при розрахунковій тепловій потужності від проміжного теплоносія $Q_I^{\text{T1}} = 255$ кВт:

$$G_{R32} = \frac{Q_I^{\text{T1}}}{q^{\text{вип}}} \quad (6.9)$$

$$G_{R32} = \frac{255}{200} = 1,28 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

6.2. Вибір компресора теплонасосної установки

На основі розрахункової теплової потужності та на основі технічних характеристик [15], [16], скориставшись програмним забезпеченням виробника [17], обираємо спіральний компресор типу BITZER GSU80421VL_4, що може працювати з температурним режимом конденсації у випарнику 60°C. Для даного компресору фреон R32 є в списку рекомендованих від виробника. При параметрах роботи як на рис.6.1 компресор BITZER GSU80421VL_4 має наступні характеристики за даними виробника:

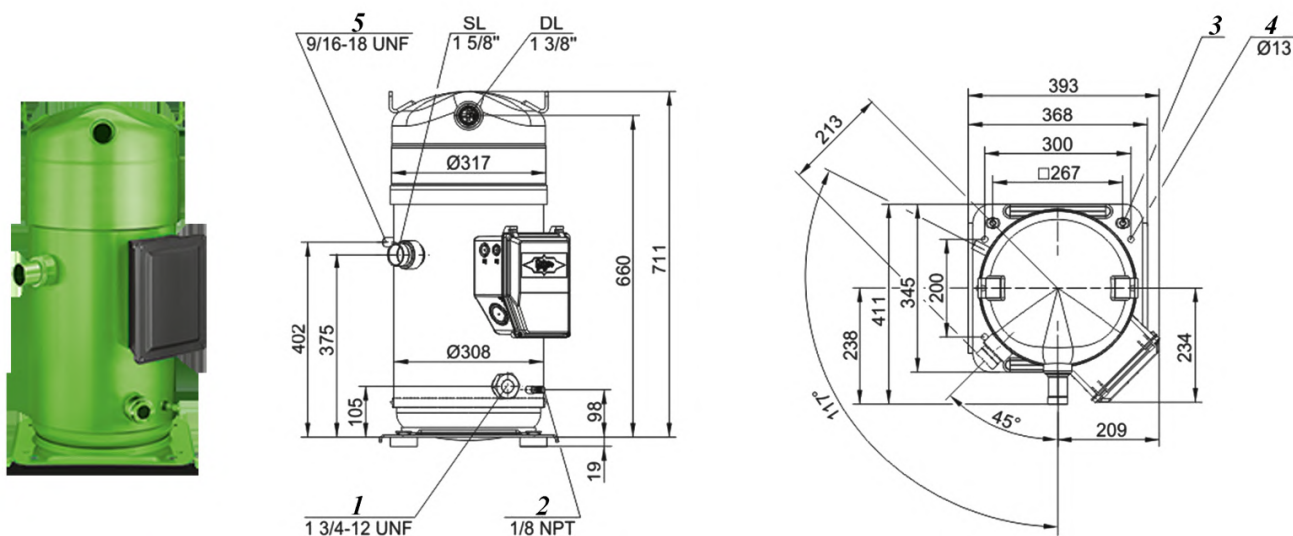
- ➡ теплова потужність у випарнику – $Q^{\text{вип}} = 74,1$ кВт;
- ➡ теплова потужність в конденсаторі – $Q^{\text{конд}} = 112,6$ кВт;
- ➡ COP=1,92;
- ➡ споживана електрична потужність - 38,6 кВт;
- ➡ струм (400 В) - 63,4 А;
- ➡ діапазон напруги 380-420 В;
- ➡ масова витрата фріону $G_{R32}^{\text{к}} = 1340$ кг/год;
- ➡ температура газу нагнітання без охолодження 135,6 °С.

Загальний вигляд і основні розміри обраного компресора показано на рис.6.2.

Для забезпечення повної розрахункової потужності визначаємо необхідну

кількість компресорних установок з компресорами BITZER GSU80421VL_4:

$$Z_{\text{THY}} = \frac{Q_I^{\text{т}1}}{Q_{\text{вип}}} \quad (6.10)$$



- 1 – оглядове скло; 2 – штуцер для заправки маслом;
 3 – монтажні позиції для віброопор;
 4 – монтажні позиції для Тандем та Тріо фіксуючих рельс;
 5 – підключення економайзера.

SL – лінія всмоктування; DL – лінія нагнітання.

Рис.6.2. Зовнішній вигляд та основні розміри компресору BITZER GSU80421VL_4.

$$Z_{\text{THY}} = \frac{255}{74,1} = 3,4 \text{ шт}$$

Округлюємо в більшу сторону до цілого: $\bar{Z}_{\text{THY}} = 4 \text{ шт.}$

Знаходимо максимальну розрахункову теплову потужність, яку забезпечить дана установка:

$$Q_{\text{max}_p}^{\text{THY}} = Z_{\text{THY}} \cdot Q^{\text{конд}} \quad (6.11)$$

$$Q_{\text{max}_p}^{\text{THY}} = 3,4 \cdot 112,6 = 382,8 \text{ кВт}$$

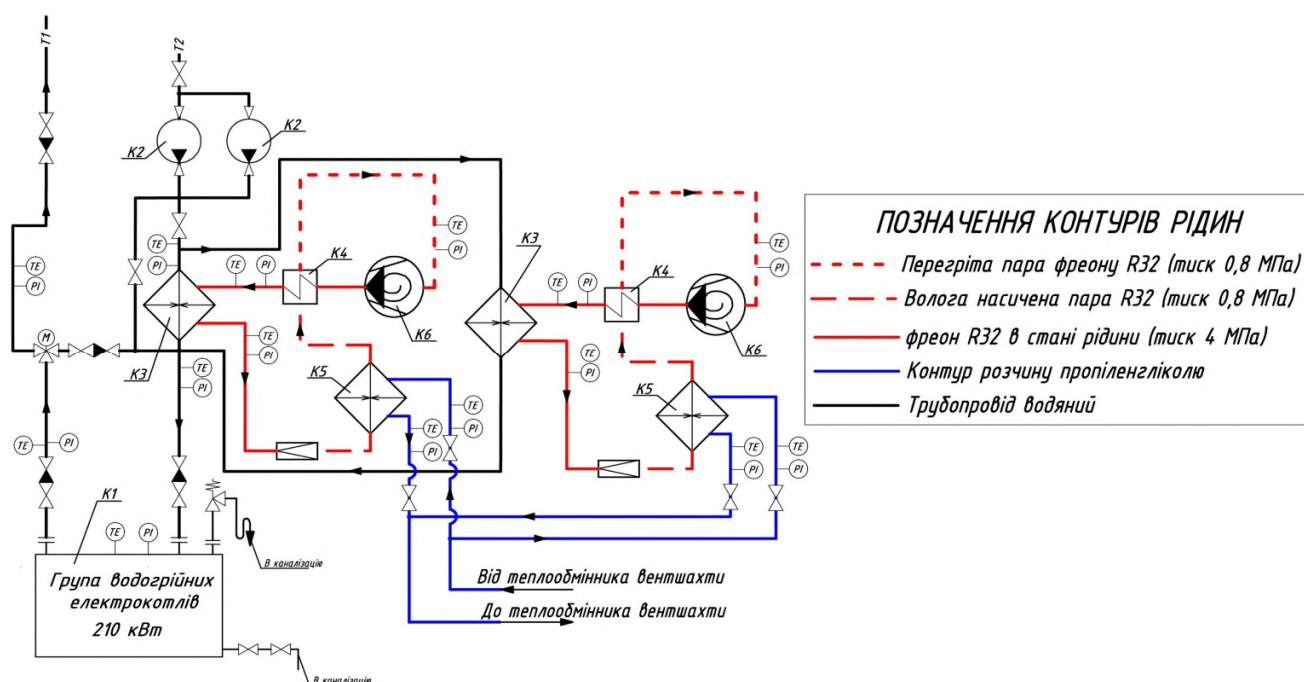
Потужність догрівання води електродкотлами в розрахунковий період:

$$Q_p^{\text{догр}} = Q_{\text{сп.р}} - Q_{\text{max}_p}^{\text{THY}}, \quad (6.12)$$

де $Q_{\text{сп.р}}$ – теплове споживання будівлею в розрахунковий період, формула (4.4).

$$Q_p^{\text{догр}} = 406,2 - 382,8 = 23,4 \text{ кВт}$$

На рис.6.3 показано основні елементи теплової схеми ТНУ.



K1 – електрокотли; K2 – насоси циркуляції; K3 – конденсатор;

K4 – пароперегрівач фреону; K5 – випарник; K6 – спіральний компресор.

Рис.6.3. Водогрійне обладнання теплової схеми тепловпункту з ТНУ.

6.3. Вибір конденсаторів

Проводимо аналіз технічних характеристик теплообмінних апаратів-конденсаторів з каталога виробника [18]. В таблиці 6.3 наведено кілька варіантів теплообмінників з даного каталогу. На рис.6.4 подано загальний вигляд теплообмінника-конденсатора.

Таблиця 6.3. Характеристики деяких теплообмінників типу К з каталога виробника BITZER.

Model	Performance data for 2-pass design					Vessel volume		Maximum refrigerant charge ^③			Weight
	Condenser capacity ^①	Nominal coolant flow rate	Pressure drop	Maximum coolant flow ^②	Minimum coolant flow	Refrigerant side	Coolant side	R448A R449A	R404A	R290	
	kW	m³/h	kPa	m³/h	m³/h	dm³	dm³	kg	kg	kg	
Standard design											
K033.	4.0	0.58	2	1.38	0.43	3.8	0.4	3.8	3.6	1.7	10
K073H	7.3	1.08	2	2.75	0.85	3.4	0.7	3.4	3.3	1.5	11
K123H	14.8	2.14	10	2.75	0.85	5.1	0.9	5.1	4.9	2,3	14
K203H	20.6	2.97	8	6.42	1.28	11.8	1.8	11.9	11.3	5.3	25
K283H	30.3	4.37	10	8.56	1.71	11.3	2.1	11.4	10.9	5.1	27
K373H	52.3	7.55	23	10.71	2.14	14.5	3.1	14.6	13.9	6.5	35
K573H	72.0	10.39	12	17.83	3.57	29.4	5.8	29.7	28.3	13.2	59
K813H	91.7	13.23	12	22.7	4.54	27.7	7.0	27.9	26.6	12.5	62
K1053H	146.7	21.2	36	22.7	4.54	40.0	9.3	40.4	38.4	18.0	85
K1353T	187.8	27.1	36	29.2	5.84	37.0	11.5	37.3	35.6	16.7	9

Дані в таблиці 6.3 щодо продуктивності засновані на:

- Холодоагент: R134a;
- 2-х ходове охолодження;
- Температура холодоагенту на вході: 90 °С;
- Коефіцієнт забруднення на стороні холодоагенту: 0,00004 (м²·°К)/Вт;
- Стандартне виконання;
- Температура конденсації: 40 °С;
- Температура води на вході: 29 °С;
- Температура води на виході 35 °С.

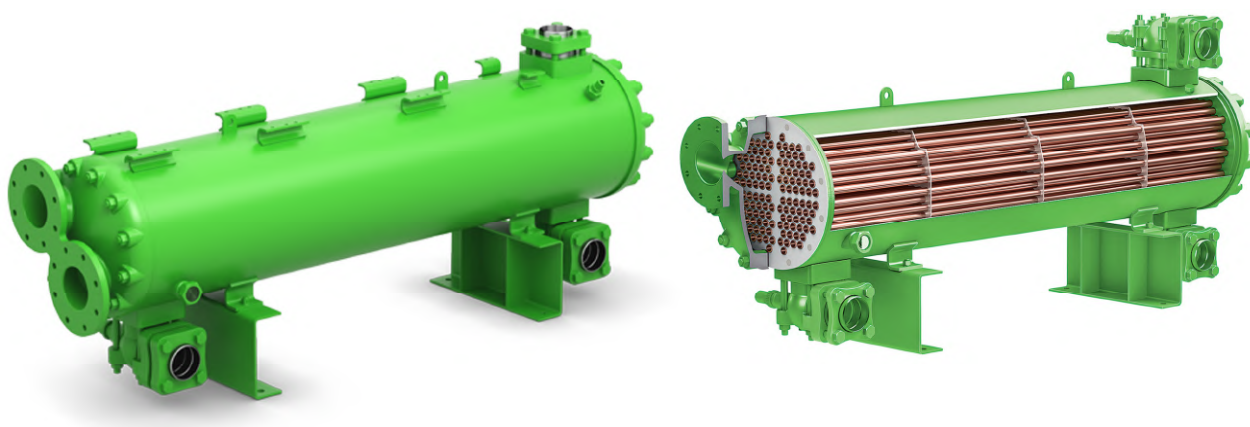


Рис. 6.4. Зовнішній вигляд конденсаційного теплообмінника типу К виробництва BITZER.

В описі параметрів під таблицею 6.3. бачимо, що номінальна конденсаційна потужність, вказана в таблиці для кожного теплообмінника, розрахована для певного температурного напору при певних витратах та при використанні холодоагенту R134a.

На рис.6.5 зображено графік зміни температури теплоносіїв в конденсаторі.

Коефіцієнт перерахунку середньологарифмічного температурного напору при зміні температурного режиму для розрахункових умов за формулою:

$$k_{\Delta t} = \frac{\Delta t'_{\text{конд}} - t''_{\text{конд}}}{\Delta t'_{\text{каталог}} - \Delta t''_{\text{каталог}}} \cdot \frac{\ln \left(\frac{\Delta t'_{\text{каталог}}}{\Delta t''_{\text{каталог}}} \right)}{\ln \left(\frac{\Delta t'_{\text{конд}}}{\Delta t''_{\text{конд}}} \right)}, \quad (6.13)$$

де $\Delta t'_{\text{конд}}$ — розрахункова різниця температур на вході води в конденсатор, °С;

$\Delta t''_{\text{конд}}$ — розрахункова різниця температур на виході води з конденсатору, °С;

$t'_{\text{каталог}}$ та $t''_{\text{каталог}}$ — аналогічні температурні значення теплоносіїв з каталога обладнання виробника (таблиця 6.3).

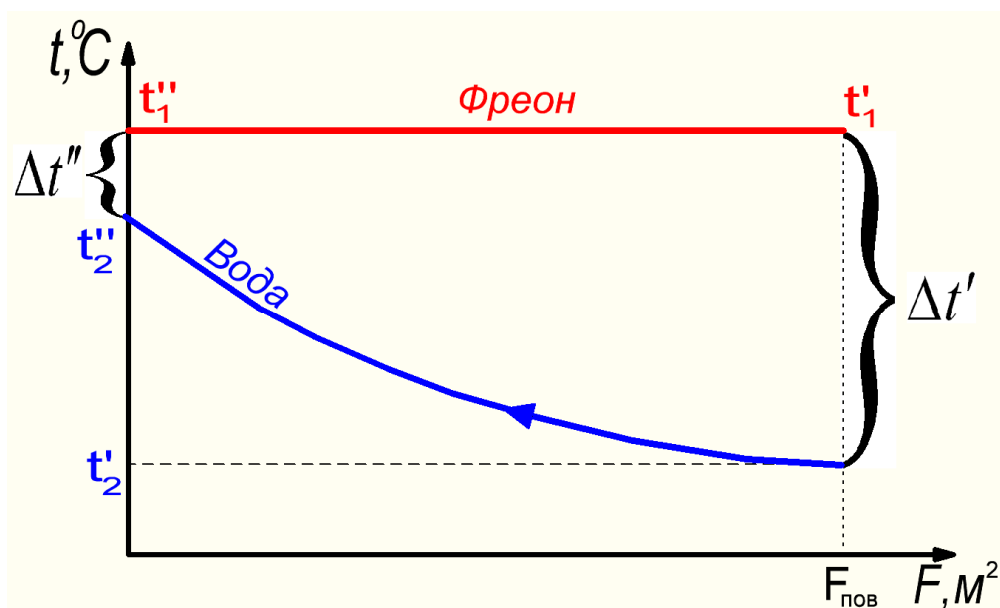


Рис. 6.5. Графік зміни температури теплоносіїв в конденсаторі теплонасосної установки.

З каталогу таблиці 6.3. обираємо теплообмінник К813Н з тепловою потужністю $Q_{\text{каталог}}^{\text{К813Н}} = 91,7$ кВт і проводимо перерахунок його теплової потужності на зміну температурного напору до розрахункового значення.

$$\Delta t' = t'_1 - t'_2 \quad (6.14)$$

$$\Delta t'_{\text{конд}} = 60 - 35 = 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta t'_{\text{каталог}} = 40 - 29 = 11^\circ\text{C}$$

$$\Delta t'' = t''_1 - t''_2 \quad (6.15)$$

$$\Delta t''_{\text{конд}} = 60 - 55 = 5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t''_{\text{каталог}} = 40 - 35 = 5^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт перерахунку середньологарифмічного температурного напору в процесі конденсації за формулою (5.52):

$$k_{\Delta t} = \frac{20 - 5}{11 - 5} \cdot \frac{\ln\left(\frac{11}{5}\right)}{\ln\left(\frac{20}{5}\right)} = 1,42$$

Перераховуємо теплову потужність конденсатора К813Н при зміні температурного напору:

$$Q_p^{\text{К813Н}} = Q_{\text{каталог}}^{\text{К813Н}} \cdot k_{\Delta t} \quad (6.17)$$

$$Q_p^{K813H} = 91,7 \cdot 1,42 = 130 \text{ кВт}$$

Конденсатор типу K813H забезпечує визначену в попередньому розділі теплову потужність конденсаторів $Q^{\text{конд}} = 112,6 \text{ кВт}$ для обраних компресорів. На основі цього обираємо 4 конденсаторних теплообмінника типу K813H виробництва BITZER для кожного компресора.

6.4. Розрахунок випарника на базі пластинчастого теплообмінника

Вихідними даними для розрахунків є:

- ➡ кількість випарників – $\bar{Z}_{\text{THY}} = 4 \text{ шт.}$;
- ➡ розрахункова потужність в одному випарнику – $Q^{\text{вип}} = 74,1 \text{ кВт.}$;
- ➡ температури теплоносія – 30% розчину калію форміату (KFO):
 - на вході – $t'_3 = 4^\circ\text{C}$;
 - на виході – $t''_3 = 0^\circ\text{C}$;
- ➡ масова витрата фріону через один випарник $G_{R32}^k = 1340 \text{ кг/год.}$;
- ➡ тиск в контурі фреону R32 – $P_4 = 0,8 \text{ МПа.}$;
- ➡ тиск в контурі 30% розчину KFO – $P_3 = 0,1 \text{ МПа.}$;

На рис.6.6 відображаємо графік зміни температур теплоносіїв у випарнику.

Характерна температура для 30% розчину калію форміату:

$$t_{03} = \frac{t'_3 + t''_3}{2} \tag{6.18}$$

$$t_{03} = \frac{4 + 0}{2} = 2^\circ\text{C}$$

В таблицях 6.7-6.9. відображаємо теплофізичні параметри теплоносіїв при характерній температурі.

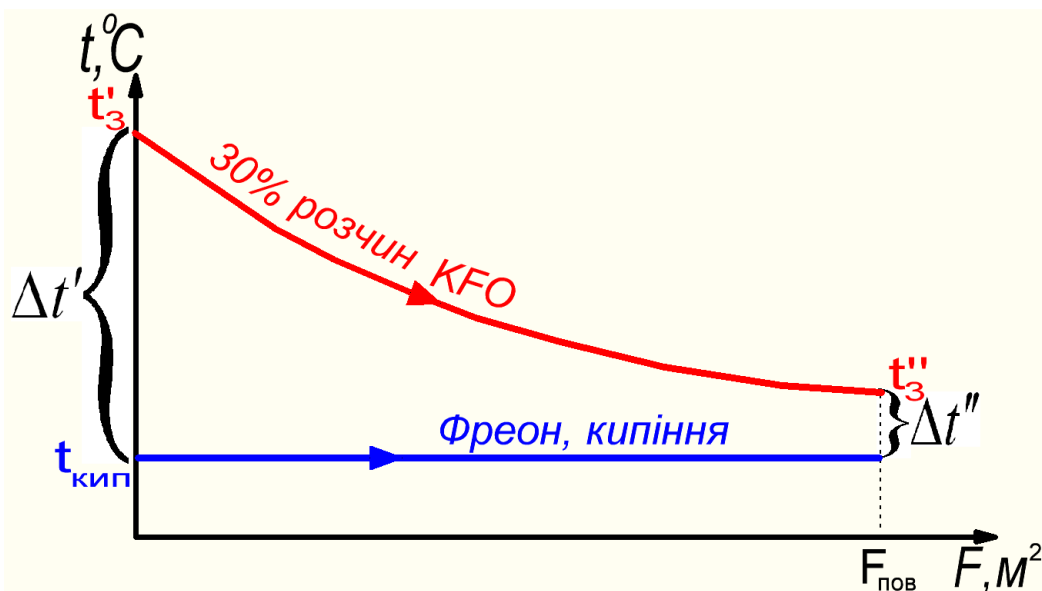


Рис.6.6. Графік зміни температур теплоносіїв у випарнику теплонасосної установки.

Таблиця 6.7. Теплофізичні характеристики 30% водного розчину КФО при температурі $t_{03} = 2^{\circ}\text{C}$.

Параметр	Позначення	Од.виміру	Значення
Густина	ρ_3	кг/м ³	1196
Теплоємність (ізобарна)	c_{p3}	Дж/(кг·°К)	3109
Коефіцієнт теплопровідності	λ_3	Вт/(м·°К)	0,519
Коефіцієнт кінематичної в'язкості	ν_3	м ² /с	$2,14 \cdot 10^{-6}$
Коефіцієнт динамічної в'язкості	μ_3	Па·с	$2,56 \cdot 10^{-3}$
Критерій Прандтля	Pr_3	-	15,3
-те саме- при температурі стінки	$Pr_{ст3}$	-	15,3

Загальна масова витрата 30% розчину КФО з енергетичного балансу, подібно за ф.(5.33):

$$G_{з.total} = \frac{255000 \cdot 0,99}{3109 \cdot (4 - 0)} = 20,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

В першому наближенні задаємось температурою кипіння фреону $t_{кип} = -0,5^{\circ}\text{C}$.

Площу теплообміну визначаємо за рівнянням:

$$F_{пов} = \frac{Q_{вип}}{k \cdot \Delta \bar{t}}, \quad (6.19)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

$\Delta \bar{t}$ – температурний напір, °C;

$Q^{\text{вип}}$ – теплова потужність випарника, Вт.

Температурний напір з рис.6.6:

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} \quad (6.20)$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{4,5 - 0,5}{\ln \frac{4,5}{0,5}} = 1,8^\circ\text{C}$$

Таблиця 6.8. Теплофізичні характеристики фреону R32 в стані нестисливої рідини при температурі $t_{\text{кип}} = -0,5^\circ\text{C}$.

Температура	Тиск	Густина	Теплоємність	Коефіцієнт тепло- провідності	Коефіцієнт температуро- провідності	Коефіцієнт динамічної в'язкості	Коефіцієнт кінематичної в'язкості	Коефіцієнт об'ємного розширення	Критерій Прандтля
$t_{4l},$ °C	$p_{4l},$ МПа	$\rho_{4l},$ м³/кг	$C_{4l},$ кДж/(кг·К)	$\lambda_{4l},$ Вт/(м·К)	$a_{4l} \cdot 10^{-8},$ м²/с	$\mu_{4l} \cdot 10^{-4},$ Па·с	$\nu_{4l} \cdot 10^{-7},$ м²/с	$\beta_{4l} \cdot 10^{-3},$ 1/К	Pr_{4l}
0	0,832	1055	1,817	0,112	5,843	1,67	1,583	3,20	2,71

Таблиця 6.9. Теплофізичні характеристики фреону R32 в стані сухої насиченої пари при температурі $t_{\text{кип}} = -0,5^\circ\text{C}$.

Температура	Густина	Теплота фазового переходу (конденсації)	Теплоємність	Коефіцієнт тепло- провідності	Коефіцієнт темпера- туропровідності	Коефіцієнт динамічної в'язкості	Коефіцієнт кінема- тичної в'язкості	Критерій Прандтля
$t_{4v},$ °C	$\rho_{4v},$ м³/кг	$R_{4v},$ кДж/кг	$C_{4v},$ кДж/(кг·К)	$\lambda_{4v} \cdot 10^{-3},$ Вт/(м·К)	$a_{4v} \cdot 10^{-6},$ м²/с	$\mu_{4v} \cdot 10^{-6},$ Па·с	$\nu_{4v} \cdot 10^{-6},$ м²/с	Pr_{4v}
0	22,0	322,8	0,995	12,1	0,5528	11,2	0,5090	0,92

Так, як коефіцієнт теплопередачі на даному етапі нам не відомий, задамося орієнтовними значеннями $k^{op} = 1080 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [19]. Тоді орієнтовна площа теплообміну за (6.19):

$$F_{пов}^{op} = \frac{74,1 \cdot 10^3}{1080 \cdot 1,8} = 38,1 \text{ м}^2$$

За даними таблиці А.5 обираємо пластини для теплообмінника типу 0,6 з наступними характеристиками:

- площа пластини: $f_{пл} = 0,6 \text{ м}^2$;
- еквівалентний діаметр каналу: $d_{екв} = 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- поперечний переріз каналу : $f_{пл} = 24,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- приведена довжина каналу: $L_{\Pi} = 1,1880 \text{ м}$.
- коефіцієнт теплопровідності нержавіючої сталі: $\lambda_{ст} = 14,6 \frac{\text{Вт}}{(\text{м} \cdot \text{К})}$;
- товщина пластини: $\delta_{ст} = 0,001 \text{ м}$;
- кут нахилу гофра відносно осі: $\beta = 60^\circ$.

Схематичне зображення параметрів пластини подано на рис.6.7.

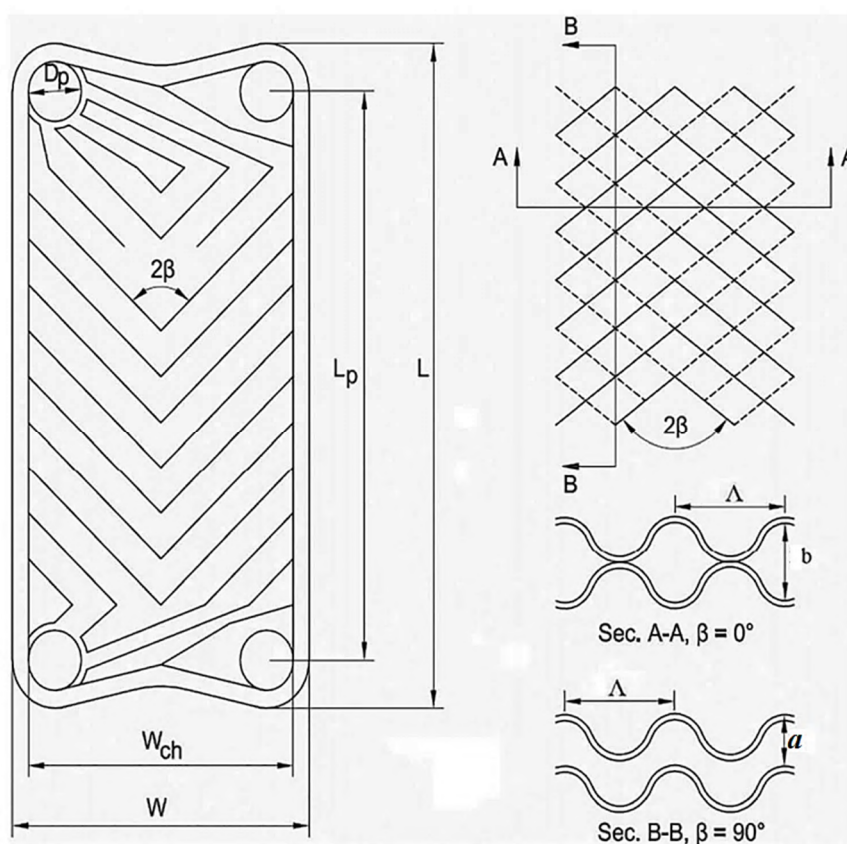


Рис.6.7.Схематичне зображення пластини теплообміну пластинчастого теплообмінника для ідентифікації основних розрахункових величин.

Знаходимо орієнтовну кількість пластин теплообміну:

$$Z_{пл}^{op} = \frac{F_{нов}^{op}}{f_{пл}} \quad (6.21)$$

$$Z_{пл}^{op} = \frac{74,1}{0,6} \approx 63,5 = 64 \text{ шт}$$

Для симетричної кількості ходів обираємо парну кількість пластин теплообміну $Z_{пл} = 64$ шт.

Секундна витрата розчину KFO через один з 4-х випарників:

$$G_3 = \frac{G_{3.total}}{\bar{Z}_{THU}} \quad (6.22)$$

$$G_3 = \frac{20,3}{4} = 5,08 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Секундна витрата фреону R32 через випарник:

$$G_4 = \frac{G_{R32}^k}{3600} \quad (6.23)$$

$$G_4 = \frac{1340}{3600} = 0,37 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Аналізуючи теплофізичні характеристики з таблиць 5.7 та 5.8 можемо бачити, що теплоносії при даних температурних параметрах мають дещо різні значення коефіцієнтів в'язкості, що свідчить про необхідність попередньої оцінки розподілу каналів для досягнення подібних гідравлічних характеристик течій в однакових за структурою каналах. Оціночний коефіцієнт:

$$m_o = \frac{\nu_3}{\nu_4} \quad (6.24)$$

$$m_o = \frac{2,14 \cdot 10^{-6}}{1,583 \cdot 10^{-7}} = 13,5$$

За отриманим значенням можемо зробити висновок, що для балансування гідравлічних втрат з боку 30% розчину KFO потрібно забезпечити в 10...15 раз більше площі перерізу каналів, ніж з боку контуру киплячого фріону R32. З іншого боку для теплоносія-фреону процес фазового переходу характеризується значно вищими коефіцієнтами тепловіддачі, що дає можливість розподілити витрату фріону паралельно між більшою кількістю пластин. Виходячи з цього

обирати компоновку розподілу теплоносіїв потрібно з урахуванням мінімізації гідравлічних втрат саме в контурі гарячого теплоносія - 30% розчину KFO.

Але одночасно також потрібно забезпечити турбулентний режим руху з боку не киплячої рідини – 30% розчину KFO, ознаки якого задаються параметрами критерію Рейнольдса: $50 < Re < 30000$ [19].

Знаходимо мінімальну швидкість течії v_{3_min} розчину KFO для забезпечення мінімального значення критерію $Re_3=50$ за ф.(5.9):

$$v_{3_min} = \frac{50 \cdot 2,14 \cdot 10^{-6}}{8,3 \cdot 10^{-3}} = 0,013 \text{ м/с}$$

Кількість міжпластинних каналів для руху розчину KFO:

$$z_3^{\text{кан}} = (Z_{\text{пл}}/2 + 1) \quad (6.25)$$

$$z_3^{\text{кан}} = (64/2 + 1) = 33 \text{ шт}$$

Знайдемо швидкість течії сольового розчину KFO в міжпластинному каналі за умови паралельного розподілу течії по каналам з умови нерозривності:

$$v_{3_z3} = \frac{G_3}{\rho_3 \cdot f_{\text{пл}} \cdot z_3^{\text{кан}}} \quad (6.26)$$

$$v_{3_z3} = \frac{5,08}{1196 \cdot 24,5 \cdot 10^{-4} \cdot 33} = 0,052 \frac{\text{м}}{\text{с}} > v_{3_min}$$

При даному розподілі турбулентність забезпечиться. Отже з боку теплоносія-розчину солі течію організовуємо паралельно по всіх каналах без розподілу на блоки.

З боку теплоносія-фреону течію також організовуємо паралельно по всіх каналах без розподілу на блоки подачею знизу вверху. Приймаємо, що пластини з боку прижимної плити омиваються розчином KFO і кількість каналів для киплячого фріону:

$$z_4^{\text{кан}} = (z_3^{\text{кан}} - 1) \quad (6.27)$$

$$z_4^{\text{кан}} = (33 - 1) = 32 \text{ шт}$$

Компоновка теплообмінника подана на рис.6.8. Дана компоновка має $Z_{\text{пл}} = 2 \cdot z_4^{\text{кан}} = 64$ шт пластин теплообміну та 2 пластини з боків прижимних плит за

схемою: $C_x \frac{33}{32}$.

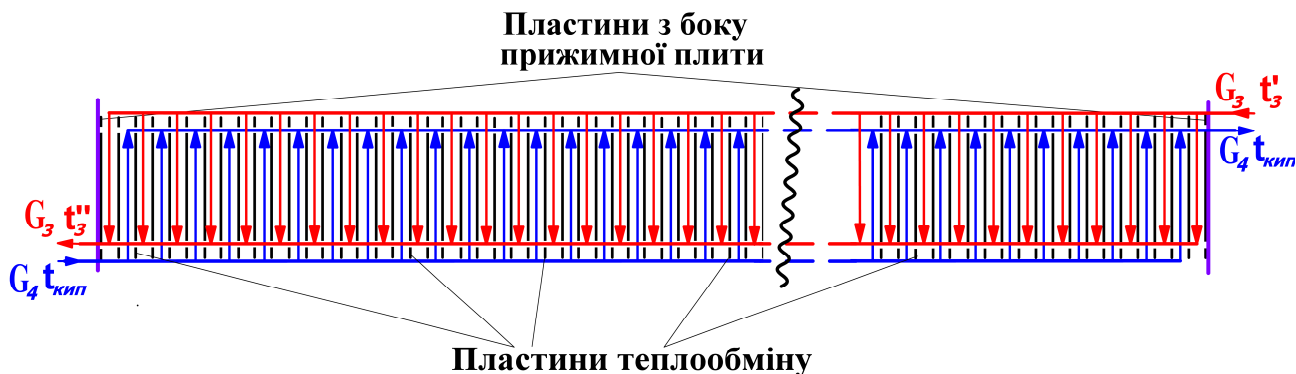


Рис.6.8. Компоновка пластинчастого теплообмінника-випарника
за схемою $C_X \frac{33}{32}$.

За визначеною конфігурацією теплообмінника (рис.6.8) розраховуємо параметри теплообміну.

6.4.1. Параметри теплообміну з боку гарячого теплоносія - 30% розчину калію форміату

Швидкість в одному каналі $v_{3_z3} = 0,052$ м/с.

Критерій Рейнольдса:

$$Re_3 = \frac{v_3 \cdot d_{\text{екв}}}{\nu_3} \quad (6.28)$$

$$Re_3 = \frac{0,052 \cdot 8,3 \cdot 10^{-3}}{2,14 \cdot 10^{-6}} = 203,6$$

Критерій Нуссельта:

$$Nu_i = C \cdot Re^n \cdot Pr^m \cdot \left(\frac{Pr_i}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}, \quad (6.29)$$

де для турбулентного режиму руху [19]:

$n=0,73$; $m=0,43$;

Коефіцієнт C залежить від типу пластин, дані наведено в таблиці 6.10.

З таблиці 6.10 коефіцієнт $C = 0,135$.

Таблиця 6.10. Значення коефіцієнта C для різних типів пластин і режимів руху [19].

Поверхня пластини $f_{\text{пл}}, \text{м}^2$	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Турбулентний режим	0,065	0,1	0,135	0,135	0,135
Ламінарний режим	0,46	0,6	0,6	0,6	0,6

За невідомої температури стінки в першому наближенні нехтуємо поправкою $\left(\frac{Pr_i}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}$ і знаходимо критерій Нусельта за формулою (6.30):

$$Nu_3 = 0,135 \cdot 203,6^{0,73} \cdot 15,3^{0,43} = 21,14$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_3 = \frac{Nu_3 \cdot \lambda_3}{d_{екв}} \quad (6.30)$$

$$\alpha_3 = \frac{21,14 \cdot 0,519}{8,3 \cdot 10^{-3}} = 1321,9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

6.4.2. Параметри теплообміну з боку киплячого теплоносія-фреону

Процес теплообміну при кипінні є дуже складним у порівнянні з конвективним теплообміном. У вітчизняних наукових джерелах наводяться емпіричні залежності розрахунків теплообміну при кипінні, але в більшості випадків дані рівняння виведені на основі досліджень процесів кипіння у великих об'ємах або міжтрубних просторах, які мають відносно гладку стінку [20], [21]. Протягом останнього десятиліття дослідниками проведено сотні досліджень, які стосуються саме кипіння різних рідин в обмеженому просторі, в тому числі кипіння фреонів у пластинчастих теплообмінниках [22], [23], [24]. Звичайні критеріальні рівняння можуть давати значні похибки у понад 50% через вплив геометричних характеристик поверхні пластин (кут нахилу гофри пластини, висота хвилі гофри, крок гофри тощо), гідродинаміки (швидкість теплоносія та швидкість утворення парової фази, яка може зривати пристінний шар теплоносія і оголяти поверхню, погіршуючи тепловіддачу, тощо), вплив величини теплового потоку (при досягненні кризи теплообміну через високі значення теплового потоку на поверхні стінки з'являється пристінний прошарок парової фази, що призводить до значного погіршення теплообміну), вплив величини паровмісту (вологості) пари і т.д. Wei Li, Boren Zheng та інші зібрали базу даних з 533 експериментальних точок 9 наукових найбільш нових досліджень останніх років та провели певні кореляції попередніх методів, ввівши нові безрозмірні величини та модифікувавши рівняння критеріїв Нуссельта [22]. Серед досліджуваних фреонів також був R32.

Критерій Нуссельта при кипінні фреону в міжпластинчатому просторі пластинчастого теплообмінника за умови подачі знизу вгору [22]:

Мікромасштабне кипіння:

$$Nu = 1441 \cdot (\beta^*)^{1,30} \cdot We_m^{0,284} \cdot Bo^{0,283} \cdot (\rho^*)^{-0,239}, \quad Bd \cdot Re_l^{0,5} \leq 200 \quad (6.31)$$

Макромасштабне кипіння:

$$Nu = 4,06 \cdot (\beta^*)^{1,34} \cdot Re_v^{0,368} \cdot Re_{lo}^{0,258} \cdot Bd^{0,317} \cdot Bo^{0,415} \cdot (\rho^*)^{0,354}, \quad Bd \cdot Re_l^{0,5} > 200 \quad (6.32)$$

де $(Bd \cdot Re_l^{0,5})$ – безрозмірний комплексний критерій;

Bd – число Бонда;

We – гомогенне число Вебера;

Bo – число кипіння;

Re_v – число Рейнольдса для пари;

Re_{lo} – число Рейнольдса лише для рідини;

β^* – відносний кут нахилу гофрів. Крім того, максимальне значення кута приймається $\beta_{max} = 70^\circ$:

$$\beta^* = \frac{\beta}{\beta_{max}} \quad (6.33)$$

$$\beta^* = \frac{60}{70} = 0,857$$

ρ^* – відношення густини рідкої ρ_l до густини газової фази ρ_v (табл.6.8-6.9):

$$\rho^* = \frac{\rho_l}{\rho_v} \quad (6.34)$$

$$\rho^* = \frac{1055}{22} = 48$$

Bd – число Бонда:

$$Bd = \frac{(\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot d_h^2}{\sigma} \quad (6.35)$$

де $g = 9,81 \frac{m}{c^2}$ – прискорення вільного падіння;

$\sigma = 12,814 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$ – коефіцієнт поверхневого натягу киплячого фреону R32 на межі з власною парою, визначаємо з додатку Е.

d_h – гідравлічний діаметр:

$$d_h = \frac{4a}{\varphi} = \frac{2b}{\varphi} \quad (6.36)$$

де b – максимальна висота гофра (рис.6.7);

a – амплітуда поверхневого гофрування, яка дорівнює половині відстані між каналами $a = b/2$ (вершини гофр сусідніх пластин дотикаються між собою);

φ – коефіцієнт збільшення поверхні за рахунок гофрування, який для інженерних розрахунків наближено можна отримати за триточною інтегральною формулою, використовуючи безрозмірний параметр гофрування Λ :

$$\varphi(\Lambda) \approx \frac{1}{6} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \Lambda^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{\Lambda^2}{2}} \right) \quad (6.37)$$

де безрозмірний параметр гофрування Λ :

$$\Lambda = \frac{2\pi a}{S_{\pi}} = \frac{\pi b}{S_{\pi}} \quad (6.38)$$

де $S_{\pi} = 0,0208$ м – крок гофра вздовж потоку (табл.А5, додаток А).

З таблиці А.5 додатку А висота гофра становить:

$$b = h_r = 0,0045 \text{ м}$$

З ф.(6.38), (6.37), (6.36):

$$\Lambda = \frac{\pi \cdot 0,0045}{0,0208} = 0,68$$

$$\varphi \approx \frac{1}{6} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + 0,68^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{0,68^2}{2}} \right) \approx 1,108$$

$$d_h = \frac{2 \cdot 0,0045}{1,108} = 8,123 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Як видно з наближеного розрахунку, в даному випадку:

$d_h = 8,123 \cdot 10^{-3} \text{ м} \approx d_{\text{екв}} = 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, тобто приймаємо гідравлічний діаметр рівний еквівалентному, що вказаний виробником пластин:

$$d_h = 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Число Бонда з ф.(6.36):

$$Bd = \frac{(1055 - 22) \cdot 9,81 \cdot (8,3 \cdot 10^{-3})^2}{12,814 \cdot 10^{-3}} = 54,48$$

Гомогенне число Вебера:

$$W_m = \frac{M^2 \cdot d_h}{\rho_m \cdot \sigma} \quad (6.39)$$

де ρ_m – густина гомогенної двофазної суміші при поточному паровмісті x у певній точці каналу:

$$\rho_m = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (6.40)$$

M – масовий потік в перерізі одного каналу, кг/(м² · с):

$$M = \frac{G_4}{z_4^{\text{кан}} \cdot f_{\text{пп}}} \quad (6.41)$$

$$M = \frac{0,37}{32 \cdot 24,5 \cdot 10^{-4}} = 4,748 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

Bo – число кипіння:

$$Bo = \frac{q^{\text{вип}}}{M \cdot r} \quad (6.42)$$

де $r = 322,8$ кДж/кг – прихована теплота фазового переходу;

$q^{\text{вип}}$ – густина теплового потоку через пластини теплообміну випарника:

$$q^{\text{вип}} = k \cdot \Delta t \quad (6.43)$$

Re_v – число Рейнольдса для пари:

$$Re_v = \frac{M \cdot x \cdot d_h}{\mu_v} \quad (6.44)$$

де $\mu_v = 11,2 \cdot 10^{-6}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості сухої насиченої пари.

Re_{lo} – число Рейнольдса лише для рідини:

$$Re_{lo} = \frac{M \cdot d_h}{\mu_l} \quad (6.45)$$

$$Re_{lo} = \frac{4,748 \cdot 8,3 \cdot 10^{-3}}{1,67 \cdot 10^{-4}} = 235,96$$

Так як критерій Нуссельта за ф.(6.32) та (6.33) має нелінійну залежність від всіх критеріїв, для отримання більш точного результату потрібно дискретизувати з якомога меншим кроком по висоті каналу теплообміну з боку киплячого фреону, на кожному кроці визначати по лінійній залежності від відстані рівень паровмісту x , визначати всі критерії на кожному проміжку, визначити покроково числа Нуссельта, а остаточне значення Нуссельта знаходити як середньоарифметичне між всіма кроками.

Визначаємо безрозмірний комплексний критерій:

$$Bd \cdot Re_l^{0,5} = 54,48 \cdot 235,96^{0,5} = 836,9 > 200 \quad (6.46)$$

За умовою застосування відповідної формули знаходження критерія Нуссельта на кожному кроці використовуємо ф.(6.33).

Спростимо рівняння (6.33), звівши всі постійні величини на кожному кроці до одної константи:

$$C = 4,06 \cdot (\beta^*)^{1,34} \cdot Re_{lo}^{0,258} \cdot Bd^{0,317} \cdot (\rho^*)^{0,354} \quad (6.47)$$

$$C = 4,06 \cdot 0,857^{1,34} \cdot 235,96^{0,258} \cdot 54,48^{0,317} \cdot 48^{0,354} = 188,98$$

Тоді локальний критерій Нуссельта з ф.(6.33) максимально спрощується:

$$Nu_i = C \cdot Re_v^{0,368} \cdot Bo^{0,415} \quad (6.48)$$

$$Nu_i = 188,98 \cdot Re_v^{0,368} \cdot Bo^{0,415}$$

Як можемо бачити на ph-діаграмі термодинамічного циклу парокомпресійної теплової установки з холодоагентом R32 (рис.6.1), процес кипіння у випарнику знаходиться між точками 4 та 1', при цьому паровміст змінюється від $x_{T4} = 0,36$ до $x'' = 1$. Перегрів парів фреону відбувається вже в пароперегрівнику. Але потрібно врахувати, що при паровмісті $x > 0,9$ та при макроскопічному кипінні, коли значна швидкість потоку парів теплоносія може зривати з поверхні вже достатньо тонку плівку киплячого фреону, виникає велика ймовірність настання кризи кипіння ще до межі сухої насиченої пари, коли значно погіршується теплообмін через контакт оголеної поверхні з газовим середовищем. Щоб не переоцінити потужність, розрахунок проводимо для зони паровмісту від $x_{T4} = 0,36$ до $x_{end} = 0,9$. При цьому загальний діапазон зміни паровмісту:

$$\Delta x = x_{end} - x_{T4} \quad (6.49)$$

$$\Delta x = 0,9 - 0,36 = 0,54$$

З однаковим кроком даний діапазон можна розбити на 6 інтервалів з $dx = 0,54/6 = 0,09$, при цьому отримаємо 7 визначальних точок між входом та виходом. Так як температурний напір змінний по всій довжині теплообміну та залежить лише від зміни температури гарячого теплоносія – 30% розчину KFO, знайдемо його величину для кожної точки розбиття.

Крок зміни температури на кожній ділянці:

$$\Delta t_{\text{крок}} = \frac{\Delta T}{6} \quad (6.50)$$

де $\Delta T = 4 - 0 = 4^\circ\text{C}$ – повна зміна температури гарячого теплоносія.

$$\Delta t_{\text{крок}} = \frac{4}{6} = 0,67^{\circ}\text{C}$$

В таблиці 6.11. подано значення температур теплоносіїв на кожному кроці та відповідний температурний напір між ними.

Таблиця 6.11. Температурні параметри теплоносіїв у визначальних точках поверхні теплообміну випарника на кожному кроці та відповідний температурний напір при прямотоці теплоносіїв.

Номер вузла (i)	Локальний паровміст x_i	Температура KFO	Температура R_{32}	Локальний температурний напір Δt_i
1 (Вхід)	0,36	+4,00	-0,5	4,50
2	0,45	+3,33	-0,5	3,83
3	0,54	+2,67	-0,5	3,17
4	0,63	+2,00	-0,5	2,50
5	0,72	+1,33	-0,5	1,83
6	0,81	+0,67	-0,5	1,17
7 (Вихід)	0,9	0,00	-0,5	0,50

Раніше для розрахунку ф.(6.20) ми задавалися орієнтовним значенням коефіцієнту теплопередачі $k^{op} = 1080 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Тоді локальна густина теплового потоку через пластини теплообміну випарника з ф.(6.44) на вході (крок 1):

$$q_1^{\text{вип}} = 1080 \cdot 4,5 = 4860 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Проводимо розрахунки на кожному кроці залежних величин за ф.(6.40), (6.41), (6.44), (6.43), (6.45) та сам вираз для числа Нуссельта ф.(6.33), знаходимо середнє значення критерію Нуссельта:

$$\overline{Nu} = \frac{\sum_{i=1}^7 Nu_i}{7} \quad (6.51)$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі за формулою:

$$\alpha_4 = \frac{Nu \cdot \lambda_{4l}}{d_h} \quad (6.52)$$

де $\lambda_{4l} = 0,112 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності рідкої фази фреону.

Уточнений коефіцієнт теплопередачі за формулою:

$$k^{ym} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_4} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_{забр} + \frac{1}{\alpha_3}} \quad (6.53)$$

де α_3, α_4 – коефіцієнти тепловіддачі з боку розчину KFO та фреону R32 відповідно;

$R_{забр} = 0,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$ – врахування термічного опору забруднень на стінках;

$$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = \frac{0,001}{14,6} \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}} \text{ – термічний опір пластини теплообміну.}$$

Результати розрахунків ітерації №1 заносимо в таблицю 6.12.

Таблиця 6.12. Ітерація №1: розрахунок параметрів теплообміну з боку киплячого фреону у випарнику при прямотоці. Для розрахунку приймалося орієнтовне значення коефіцієнту теплопередачі $k^{op} = 1080 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Номер вузла (i)	Густина гомогенної двофазної суміші	Число Вебера	Густина теплового потoku	Число кипіння	Число Рейнольдса для пари	Локальний кри- терій Нусельта	Локальний коефіцієнт тепловіддачі
	ф.(6.41)	ф.(6.40)	ф.(6.44)	ф.(6.43)	ф.(6.45)	ф.(6.48)	ф.(6.52)
	ρ_m , кг/м ³	W_m	$q^{вип}$, Вт/м ²	Bo	Re_v	Nu_i	α_i , Вт/(м ² ·К)
1 (Вхід)	58,93	0,2478	4860,0	0,0031711	1266,6	199,8	2696,6
2	47,67	0,3063	4140,0	0,0027013	1583,3	203,0	2738,9
3	40,03	0,3647	3420,0	0,0022315	1899,9	200,5	2705,7
4	34,50	0,4232	2700,0	0,0017617	2216,6	192,4	2596,1
5	30,31	0,4817	1980,0	0,0012919	2533,3	177,7	2397,5
6	27,03	0,5402	1260,0	0,0008221	2849,9	153,8	2075,5
7 (Вихід)	24,39	0,5987	540,0	0,0003523	3166,6	112,5	1517,9
Середньоарифметичне на всій ділянці дискретизації						177,1	2389,8
Коефіцієнт теплопередачі за ф.(6.53), Вт/(м ² ·К)					k= 573,6		

За уточненим в таблиці 6.12 значенням коефіцієнту теплопередачі

$k^{ут} = 573,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ проводимо ітерацію №2. Дані заносимо в таблицю 6.13.

Таблиця 6.13. Ітерація №2: розрахунок параметрів теплообміну з боку киплячого фреону у випарнику при прямотоці. Для розрахунку приймалося уточнене значення коефіцієнту теплопередачі $k^{yt1} = 573,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Номер вузла (i)	Густина гомогенної двофазної суміші	Число Вебера	Густина теплового потoku	Число кипіння	Число Рейнольдса для пари	Локальний кри- терій Нусельта	Локальний коефіцієнт тепловіддачі
	ф.(6.41)	ф.(6.40)	ф.(6.44)	ф.(6.43)	ф.(6.45)	ф.(6.48)	ф.(6.52)
	ρ_m , кг/м ³	W_m	$q^{\text{вип}}$, Вт/м ²	Bo	Re_v	Nu_i	α_i , Вт/(м ² ·К)
1 (Вхід)	58,93	0,2478	2581,1	0,0016842	1266,6	153,7	2073,8
2	47,67	0,3063	2198,7	0,0014346	1583,3	156,1	2106,3
3	40,03	0,3647	1816,3	0,0011851	1899,9	154,2	2080,8
4	34,50	0,4232	1433,9	0,0009356	2216,6	148,0	1996,5
5	30,31	0,4817	1051,5	0,0006861	2533,3	136,6	1843,8
6	27,03	0,5402	669,2	0,0004366	2849,9	118,3	1596,1
7 (Вихід)	24,39	0,5987	286,8	0,0001871	3166,6	86,5	1167,3
Середньоарифметичне на всій ділянці дискретизації						136,2	1837,8
Коефіцієнт теплопередачі за ф.(6.53), Вт/(м ² ·К)					$k = 535,0$		

В середовищі Excel проведено 7-м ітерацій для отримання значення коефіцієнта теплопередачі $k^{yt7} = 529,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ з точністю до 0,1. При цьому відносна похибка між 7 та 6 ітерацією склала 0,0%. Результати ітерації №7 подано в таблиці 6.14.

Кількість теплообмінників за схемою компоновки на рис.6.8, які потрібно включити послідовно для забезпечення необхідного теплообміну:

$$Z_{\text{пто}} = \frac{k^{\text{ор}}}{k^{yt7}} \quad (6.54)$$

$$Z_{\text{пто2}} = \frac{1080}{529,8} = 2 \text{ шт}$$

Послідовне включення теплообмінників за однаковими схемати забезпечить стабільність масових потоків теплоносіїв в перерізах та масштабування критеріальних чисел на обидва теплообмінники.

Додатково проведено розрахунок за створеним алгоритмом в середовищі Excel для визначення конструктивних параметрів, які забезпечать передачу необхідного теплового потоку при застосуванні одного теплообмінника, при

цьому ставилася умова чіткого підбору кількості пластин без суттєвого надлишку та повного забезпечення передачі розрахункової теплової потужності.

Таблиця 6.14. Параметри теплообміну з боку киплячого фреону R32 при прямотоці за результатами ітерації №7 з похибкою уточнення 0%.

Номер вузла (i)	Густина гомогенної двофазної суміші	Число Вебера	Густина теплового потоку	Число кипіння	Число Рейнольдса для пари	Локальний критерій Нусельта	Локальний коефіцієнт теплопередачі
	ф.(6.41)	ф.(6.40)	ф.(6.44)	ф.(6.43)	ф.(6.45)	ф.(6.48)	ф.(6.52)
	ρ_m , кг/м ³	W_m	$q^{\text{вип}}$, Вт/м ²	Bo	Re_v	Nu_i	α_i , Вт/(м ² ·К)
1 (Вхід)	58,93	0,2478	2384,3	0,0015558	1266,6	148,7	2006,6
2	47,67	0,3063	2031,1	0,0013253	1583,3	151,0	2038,1
3	40,03	0,3647	1677,8	0,0010948	1899,9	149,2	2013,4
4	34,50	0,4232	1324,6	0,0008643	2216,6	143,2	1931,8
5	30,31	0,4817	971,4	0,0006338	2533,3	132,2	1784,1
6	27,03	0,5402	618,2	0,0004033	2849,9	114,5	1544,4
7 (Вихід)	24,39	0,5987	264,9	0,0001729	3166,6	83,7	1129,5
Середньоарифметичне на всій ділянці дискретизації						131,8	1778,3
Коефіцієнт теплопередачі за ф.(6.53), Вт/(м ² ·К)					k= 529,8		

Вихідні та розрахункові дані з метою впровадження одного теплообмінника для кожного з 4-х теплових насосів подано в таблиці 6.15. Розрахунок параметрів, які залежать від паровмісту вологої насиченої пари, з ітерації №7 подано в таблиці 6.16. При цьому змінено схему включення каналів з боку розчину солі (рис.6.10), розділивши їх на дві групи і включивши послідовно, що призвело до збільшення швидкості течії розчину в міжканальному просторі вдвічі. Компоновку пластин подано на схемі рис.6.9.

Таблиця 6.15. Вихідні дані та розрахункові дані теплотехнічного розрахунку з метою забезпечення теплообміну з боку випарника на одному пластинчастому теплообміннику.

Параметр	Примітка	Величина	Од.виміру
Орієнтовний коефіцієнт теплопередачі	задаємо	500	Вт/(м ² ·К)
Орієнтовна площа теплообміну	ф.(6.19)	82,33	м ²
Орієнтовна кількість пластин теплообміну	ф.(6.21)	137,2	шт
Прийнята кількість пластин теплообміну	Заокруглюємо	138	шт

Витрата KFO через 1 випарник	ф.(6.22)	5,08	кг/с
Витрата R32 через 1 випарник	ф. (6.23)	0,37	кг/с
Мінімальна швидкість KFO для $Re=50$	ф. (5.9)	0,013	м/с
Кількість каналів з боку KFO	ф. (6.25)	70	шт
Швидкість KFO за умови паралельного розподілу	ф. (6.26)	0,025	м/с
Кількість каналів паралельного розподілу течії KFO прийняте (поділ на дві послідовні групи, рис.)	2 групи	35	шт
Кількість каналів розподілу течії R32	ф. (6.27)	69	шт
Параметри теплообміну з боку теплоносія KFO			
Швидкість в одному каналі з умови нерозривності	подвоєна	0,05	м/с
Критерій Рейнольдса:	ф. (6.28)	191,93	-
Критерій Нуссельта:	ф. (6.29)	20,25	-
Коефіцієнт тепловіддачі	ф. (6.30)	1266,28	Вт/(м ² ·К)
Параметри теплообміну з боку киплячого теплоносія-фреону			
Масовий потік в перерізі одного каналу	ф. (6.41)	2,202	кг/(м ² ·с)
Число Рейнольдса лише для рідини $R_{ю}$	ф.(6.45)	109,43	-
Число Бонда	ф. (6.35)	54,48	-
Безрозмірний комплексний критерій	ф.(6.46)	569,9	-
Константа С для Nu за ф.(6.33)	ф.(6.47)	155	-

Таблиця 6.16. Параметри теплообміну з боку киплячого фреону R32 за результатами ітерації №7. Прямотечійна схема, вихідні параметри з таблиці 6.15.

Номер вузла (i)	Густина гомогенної двофазної суміші	Число Вебера	Густина теплового потоку	Число кипіння	Число Рейнольдса для пари	Локальний критерій Нуссельта	Локальний коефіцієнт тепловіддачі
	ф.(6.41)	ф.(6.40)	ф.(6.44)	ф.(6.43)	ф.(6.45)	ф.(6.48)	ф.(6.52)
	ρ_m , кг/м ³	W_m	$q^{вип}$, Вт/м ²	Bo	Re_v	Nu_i	α_i , Вт/(м ² ·К)
1 (Вхід)	58,93	0,0533	2365,4	0,0033281	587,4	153,7	2073,6
2	47,67	0,0659	2015,0	0,0028350	734,3	156,1	2106,1
3	40,03	0,0784	1664,6	0,0023420	881,1	154,2	2080,6
4	34,50	0,0910	1314,1	0,0018489	1028,0	147,9	1996,3
5	30,31	0,1036	963,7	0,0013559	1174,8	136,6	1843,6
6	27,03	0,1162	613,3	0,0008628	1321,7	118,3	1596,0
7 (Вихід)	24,39	0,1288	262,8	0,0003698	1468,6	86,5	1167,2
Середньоарифметичне на всій ділянці дискретизації						136,2	1837,6
Коефіцієнт теплопередачі за ф.(6.53), Вт/(м ² ·К)					$k= 525,7$		

За результатами розрахунків та даних з таблиць 6.15 – 6.16 кількість теплообмінників за схемою компоновки на рис.6.9, які потрібно включити послідовно для забезпечення необхідного теплообміну за ф. (6.54):

$$Z_{\text{пто1}} = \frac{500}{525,7} = 1 \text{ шт}$$

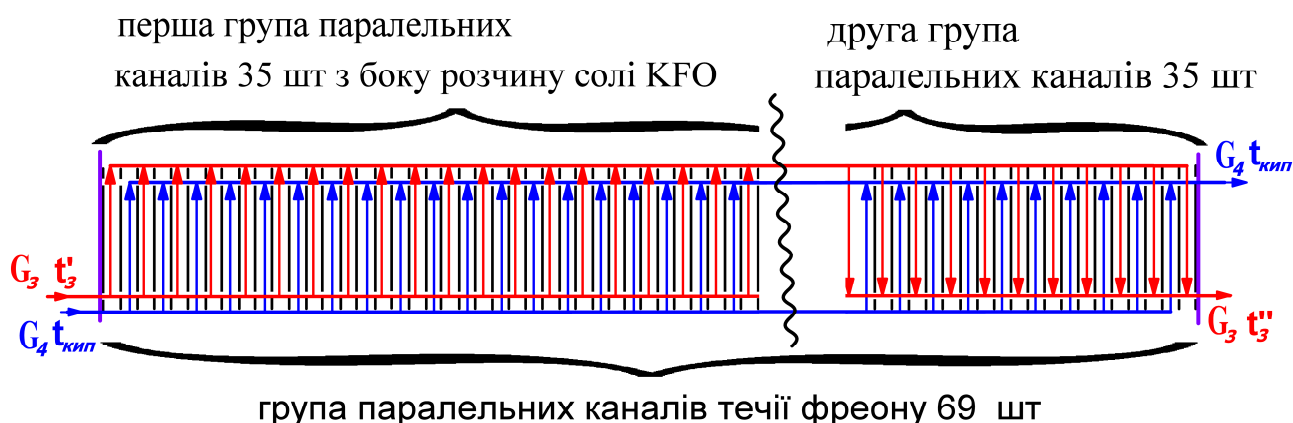


Рис.6.9. Компоновка пластинчастого теплообмінника-випарника

$$\text{за схемою } C_x \frac{35 + 35}{69}.$$

6.4.3. Порівняння схем подачі теплоносіїв у випарник та аналіз результатів розрахунків

За створеним в середовищі Excel автоматичним алгоритмом розрахунків у послідовності до формул підрозділу 6.4. додатково було проведено розрахунки з дискретизацією 6, 20, 40 та 100 кроків.

Додатково проведено розрахунок за цими ж параметрами, але для протитечійної схеми руху теплоносіїв. В таблиці 6.17. подано дискретизацію паровмісту та температур при протитечійній схемі теплообміну.

Таблиця 6.17. Температурні параметри теплоносіїв у визначальних точках поверхні теплообміну випарника на кожному кроці та відповідний температурний напір при протитечійному русі теплоносіїв.

Номер вузла (i)	Локальний паровміст x_i	Температура KFO	Температура R_{32}	Локальний температурний напір Δt_i
1 (Вхід)	0,36	0,00	-0,5	0,50
2	0,45	0,67	-0,5	1,17
3	0,54	1,33	-0,5	1,83
4	0,63	2,00	-0,5	2,50
5	0,72	2,67	-0,5	3,17
6	0,81	3,33	-0,5	3,83
7 (Вихід)	0,90	4,00	-0,5	4,50

На рис.6.10 подано діаграми визначення коефіцієнта теплопередачі при прямотечійній та протитечійній схемі руху теплоносіїв в залежності від рівня дискретизації та кількості ітерацій. На рис.6.11 для розрахованих схем з двох та одного теплообмінника-випарника подано порівняльні графіки зміни величини коефіцієнта тепловіддачі вздовж площі теплообміну з боку киплячого фреону. В таблиці 6.18. зведені дані, які є основним орієнтиром для вибору схеми компонування, а також наведено середні значення коефіцієнтів тепловіддачі з боку киплячого фреону для різних схем підключення розрахованих пластинчастих теплообмінників-випарників.

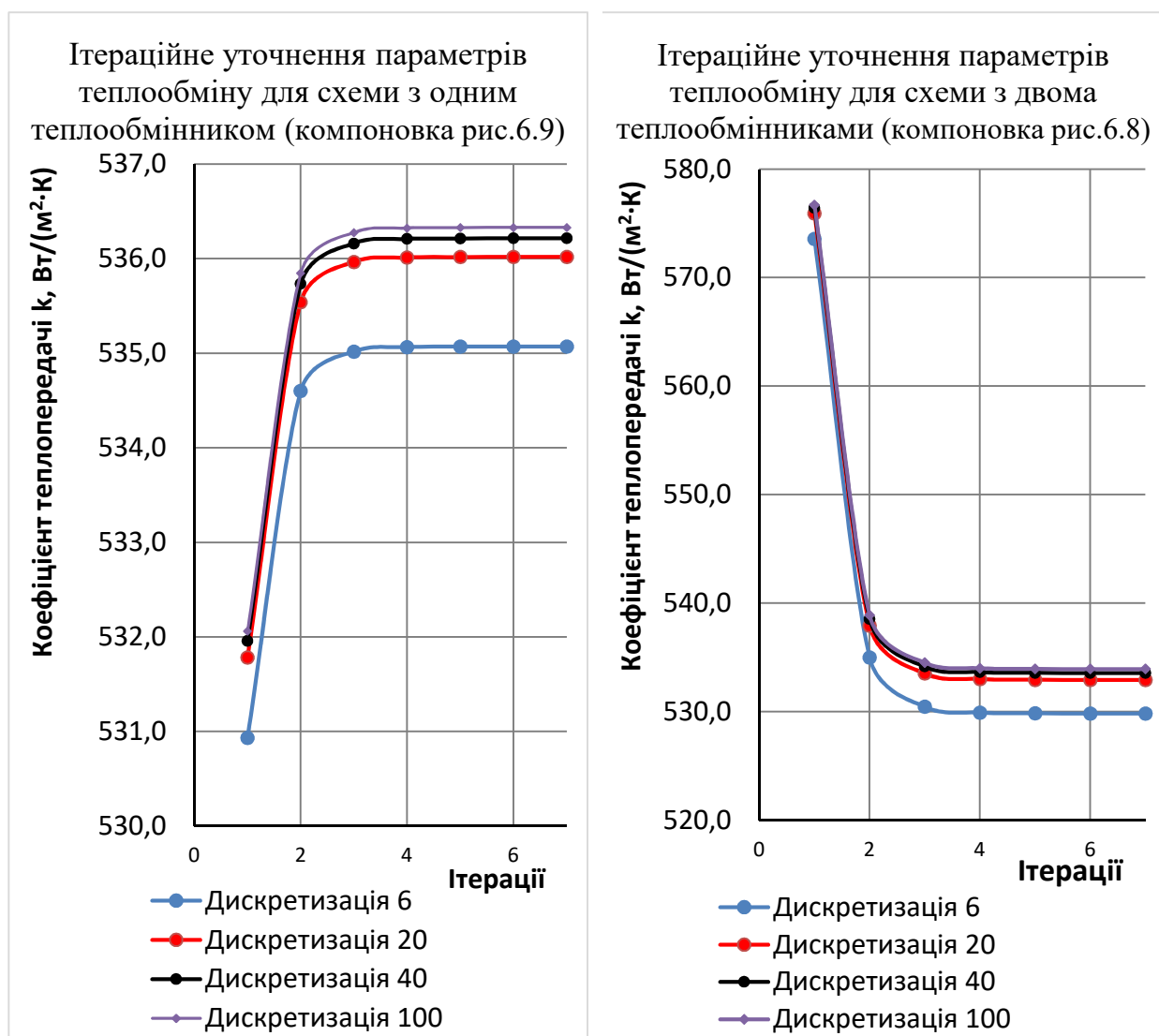
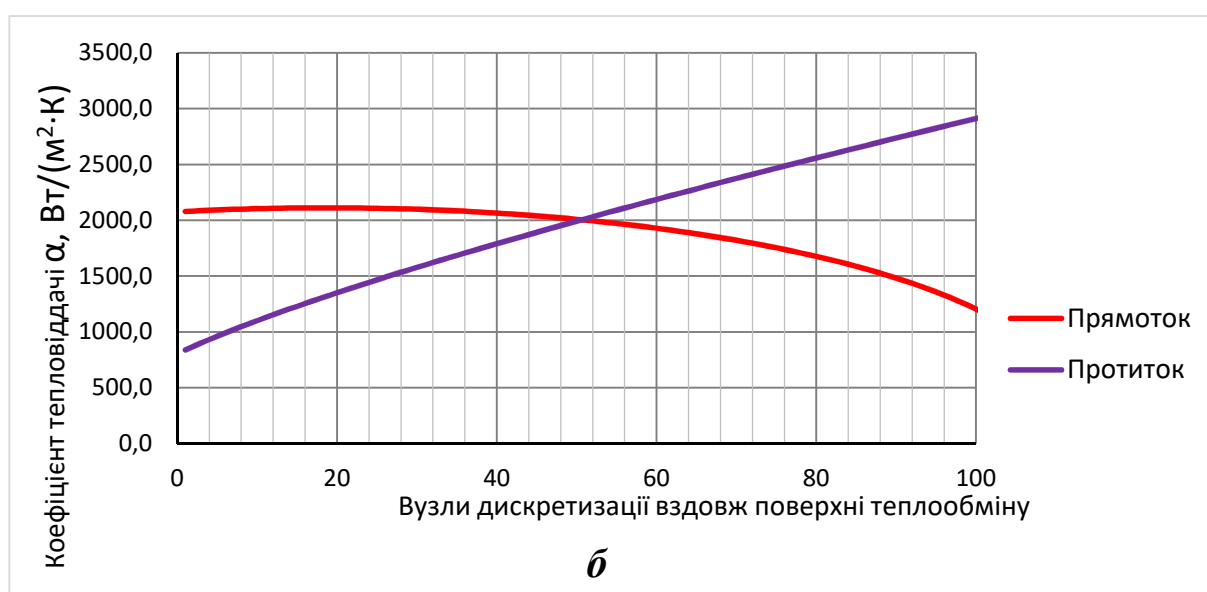
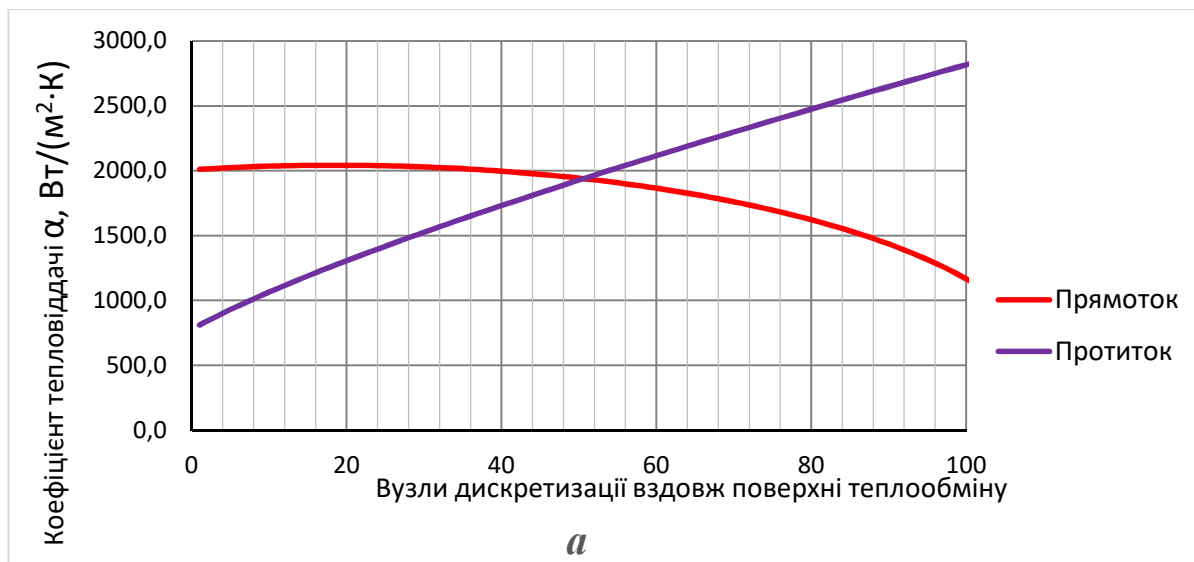


Рис.6.10. Залежність точності визначення коефіцієнту теплопередачі від рівня дискретизації та кількості ітерацій при уточненні теплообміну з боку киплячого фреону у пластинчастому теплообміннику.



a - для схеми з двома теплообмінниками (компоновка рис.6.8);

б - для схеми з одним теплообмінником (компоновка рис.6.9)

Рис.6.11. Зміна коефіцієнту тепловіддачі з боку фреону у пластинчастому випарнику вздовж поверхні теплообміну за результатами розрахунку.

6.4.4. Вибір пластинчастого теплообмінника за каталогом виробника

З каталога виробника [29] обираємо розбірний теплообмінник з відповідними пластинами типу 0,6 марки THERMAKS PTA (GC)-60, загальний вид якого та ескіз зображено на рис.6.12. Технічні характеристики даного теплообмінника наведено в таблиці 6.19.

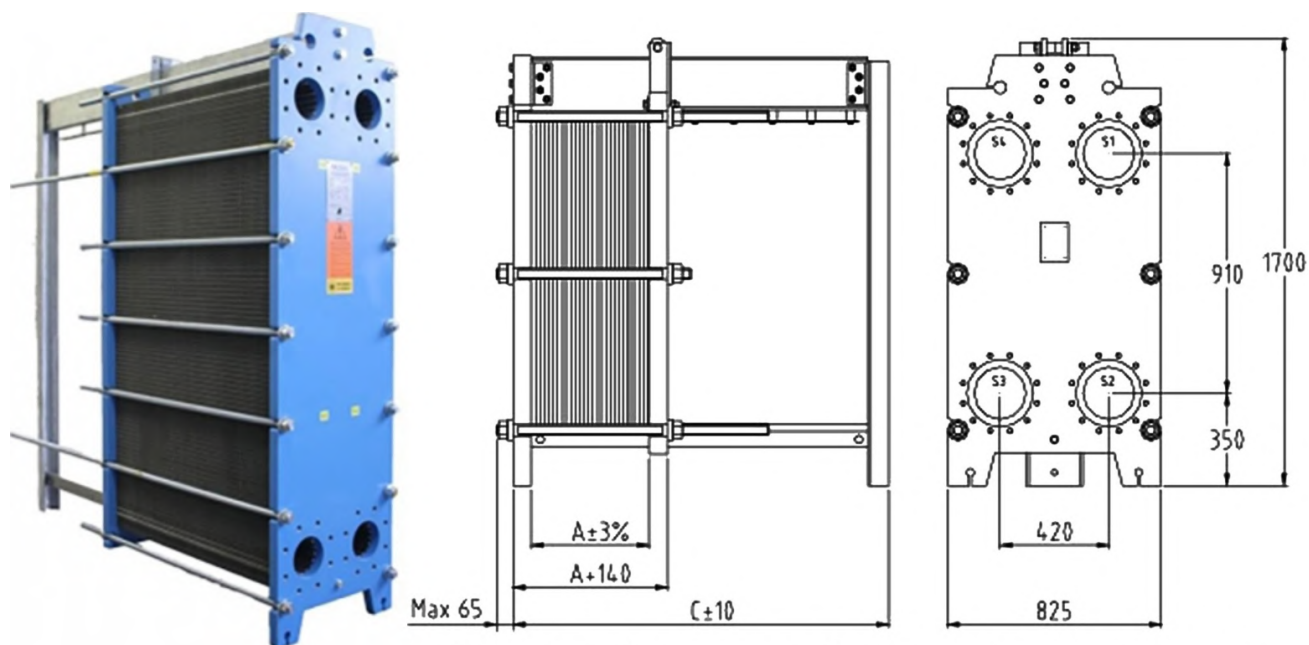
З таблиці 6.19 маємо дані, що теплообмінники даного типу комплектуються максимальною кількістю в 500 пластин. Обираємо один теплообмінник і komponуємо його за схемою на рис.6.9.

Таблиця 6.18. Основні геометричні та фізичні характеристики для вибору схеми komponування випарника теплового насосу на базі пластинчастого теплообмінника з пластинами типу 0,6.

Компоновка випарника	Кількість пластин в кожному теплообміннику	Швидкість руху розчину солі KFO в поперечному перерізі каналу, м/с	Тип руху теплоносіїв	Середній коефіцієнт тепловіддачі фреону $\bar{\alpha}_4$, Вт $\frac{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{K})}{\text{Вт}}$
1 теплообмінник	138	0,050	прямоток	1886
			протиток	1975
2 теплообмінники послідовно	64 + 64	0,052	прямоток	1825
			протиток	1912

Таблиця 6.19. Технічні характеристики пластинчастого теплообмінника THERMAKS PTA (GC)-60 з каталогу виробника.

№ з/п	Параметр	Значення	Примітка
1.	Робоче середовище	вода, гліколь, рідини, масло, молоко, пара	можливе застосування з іншими середовищами
2.	Робочий тиск	Ру6, Ру10, Ру16 (стандарт), Ру25	залежить від типу рами
3.	Макс. робоча температура (°C)	+180	-
4.	Мін. робоча температура (°C)	-10	-
5.	Макс. число пластин (NP)	500	-
6.	Вага теплообмінника	1400-3290 кг	-
7.	Виконання з'єднань	фланцеве: DN200	-



* Розмір А і С залежать від кількості пластин в пакеті.

Рис.6.12. Загальний вигляд та ескіз
пластинчастого теплообмінника-випарника THERMAKS PTA (GC)-60.

ВИСНОВОК

Розглянута в роботі адміністративна будівля відноситься до радянських часів забудови та без впровадження енергоефективних та енергозберігаючих заходів споживає значну кількість теплової енергії. З огляду на вимоги оформлення магістерських робіт певним об'ємом сторінок викласти всі аспекти щодо дослідження тематики даної роботи в поточному рукописі не є можливим. Тому робота була максимально направлена сформувати і згрупувати певні методики розрахунків, які стосуються більш вузької специфіки в теплоенергетиці, а саме: використання залишкової теплової енергії вентиляційних викидів суміжних промислових об'єктів для підвищення енергоефективності на стороні споживача теплової енергії для опалення, вентиляції та ГВП.

Найкращими стандартними джерелами теплової енергії для теплового насосу є тепло ґрунтів, незамерзаючих водойм, свердловин. За відсутності можливості використати перелічені джерела є альтернатива використання теплових насосів системи повітря-повітря. Сучасні холодоагенти та технології дозволяють отримувати достатні для економічного ефекту значення $COP \approx 1,5$ навіть при температурі мінус 20°C , але для цього потрібно забезпечити якомога нижчу температуру системи опалення на стороні споживача. Для нових об'єктів будівництва при проєктуванні теплонасосних систем організовують опалення «тепла підлога», фанкойли, підігрів вентиляційного повітря у конденсаторі ТН, що дозволяє забезпечити температурний комфорт при температурі теплоносія системи опалення до $+40^{\circ}\text{C}$. Але для об'єктів старого будівництва замінити всю систему опалення на сучасну часто не є можливим або, як мінімум, має високі складнощі. А при підключенні теплонасосних установок повітря – вода (радіаторна система опалення) не призведе до економічно доцільного зниження енергоспоживання при низьких температурах зовнішнього повітря.

При написанні роботи проводилися як практичні дослідження об'єкту розрахунку та фізичних параметрів середовища вентиляційної установки метрополітену, так і проведено комплекс теоретичних досліджень, що пов'язані з моделюванням фізичних процесів. Виведено систему рівнянь за методом

кінцевих різниць, яка дозволяє проводити моделювання температурних полів вузлів примикань огорожувальних конструкцій з використанням широкого спектру програмних середовищ, в тому числі Excel. Виконано моделювання температурного розподілу вузлів в середовищі SolidWorks Simulation та визначення гідравлічних втрат у вузлах контурів теплообмінника за допомогою CFD-моделювання в середовищі Flow Simulation та верифікація результатів за допомогою аналітичних залежностей. Проведено порівняння різних конфігурацій оребрення, а обрання плоскоовальних труб з неповним оребренням базувалося на зменшенні аеродинамічних втрат з боку повітря. Виявлено, що при теплообміні в зоні від'ємних та близьких до нуля Цельсія температур перед вибором незамерзаючих рідин потрібно проводити ретельний аналіз рідин з вибором тих, які забезпечать економічно доцільний тепловий та гідравлічний режими, а також екологічну та безпекову складові.

З результатів розрахунків: в розрахунковий період тепловтрати будівлі на 1/9 покриваються за рахунок внутрішніх та сонячних теплонакопичень. Потужність електрокотлів існуючого теплопункту загальною потужністю 420 кВт достатньо для покриття розрахованого теплоспоживання в розрахунковий період 406,2 кВт. При розрахункових параметрах за рахунок впровадження теплонасосних установок з відбором залишкової теплоти вентиляційного повітря цілком достатньо покривати теплове споживання впродовж більшої частини опалювального сезону.

Розрахунок випарника теплового насосу на базі пластинчастого теплообмінника виконано на базі сучасних емпіричних критеріальних рівнянь закордонних дослідників, виведення яких базувалося на комплексному аналізі практичних даних наукових досліджень.

Загалом результати розрахунків показали, що тематика утилізації теплоти вентиляційних викидів метрополітенів та інших промислових об'єктів доцільна при комплексному підході до впровадження систем зеленої енергетики.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 **ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010.** Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. Київ : Мінрегіонбуд України, 2011. 123 с.
- 2 **Zitron.** Проєкти: Київський метрополітен.
URL: <https://zitron.com/ua/projects/київський-метрополітен/> (дата звернення: 07.05.2026).
- 3 **Боженко М. Ф.** Джерела теплопостачання та споживачі теплоти : текст лекцій для студентів напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика». Київ: НТУУ «КПІ», 2010. 256 с.
- 4 **Енергоефективні системи опалення і вентиляції. Автономні котельні** [Електронний ресурс] : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за спец. 144 «Теплоенергетика» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: М. Ф. Боженко, Н. О. Притула. – Електрон. текст. дані. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. 49 с.
- 5 **ДСТУ 9190:2022.** Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання під час опалення, охолодження, вентиляції, освітлення та гарячого водопостачання. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.
- 6 **ДБН В.2.6-31:2021.** Теплова ізоляція та енергоефективність будівель. Київ: Міністерство розвитку громад та територій України, 2021. 31 с.
- 7 **ДСТУ 9191:2022.** Теплоізоляція будівель. Метод вибору теплоізоляційного матеріалу для утеплення будівель. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. 24 с.
- 8 **ДБН В.2.3-7:2018.** Споруди транспорту. Метрополітени. Основні положення. Київ : Мінрегіон України, 2018. 146 с.
- 9 **ДБН В.2.5-67:2013.** Опалення, вентиляція та кондиціонування. Київ : Мінрегіон України, 2013. 141 с.
- 10 **ДБН В.2.5-39:2008.** Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. 83 с.

- 11 **ДСТУ Б В.2.5-44:2010.** Інженерне обладнання будинків і споруд. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. Київ : Мінрегіонбуд України, 2010. 57 с.
- 12 **Чепурний М. М., Резидент Н. В.** Тепломасообмін в прикладах і задачах : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2011. 128 с. URL: <https://ir.lib.vntu.edu.ua/bitstream/handle/123456789/8043/> (дата звернення: 07.05.2026).
- 13 **ДСТУ 8938:2019.** Труби сталеві безшовні гарячедеформовані. Технічні умови. [На заміну ГОСТ 8731-74, ГОСТ 8732-78]. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. 26 с.
URL: <https://uscc.ua/uploads/page/images/normativnye%20dokumenty/dstu/dstu-8938-2019.pdf> (дата звернення: 07.05.2026).
- 14 **VDI Heat Atlas.** 2nd edition. Berlin ; Heidelberg : Springer-Verlag, 2010. 1540 p. DOI: 10.1007/978-3-540-77877-6.
URL: <https://ru.scribd.com/document/813211433/VDI-Heat-Atlas-Second-Edition> (дата звернення: 07.05.2026).
- 15 **Каталог** холодильного обладнання ТОВ «Промхолод-Рівне». Герметичний спіральний компресор Bitzer GSD80385VAY. URL: <https://pholod.com.ua/products/germetichnyj-spiralnyj-kompressor-bitzer-gsd80385vay> (дата звернення: 07.05.2026).
- 16 **BITZER.** Виробник обладнання для охолодження та кондиціювання : офіційний сайт. URL: <https://www.bitzer.de/> (дата звернення: 07.05.2026).
- 17 **BITZER ESC.** Websoftware for calculation. URL: <https://www.bitzer.de/websoftware/calculate/ESC/> (дата звернення: 07.05.2026).
- 18 **BITZER.** Scroll Compressors GSD6/GSD8 : technical documentation. URL: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/dp-200-6-en.pdf (дата звернення: 07.05.2026).
- 19 **Назарова І. О., Притула Н. О.** Розрахунок теплообмінних апаратів : навчальний посібник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 51 с.

- 20 **Шевель Є. В., Воробйов М. В.** Теплообмін при фазових перетворюваннях і випромінюванні [Електронний ресурс] : навч. посібник ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. 55 с. URL: <https://ela.kpi.ua/bitstreams/838fbf7d-2955-47d2-a3a1-dccf50cbeebc/download> (дата звернення: 07.05.2026).
- 21 **Кулінченко В. Р., Ткаченко С. Й.** // Теплопередача з елементами масообміну (теорія і практика процесу) [Електронний ресурс] : підручник / В. Р. Кулінченко, С. Й. Ткаченко. Вінниця : ВНТУ, 2013. 412 с. URL: https://web.posibnyky.vntu.edu.ua/fbteg/kulinchenko_teploper/244.htm (дата звернення: 07.05.2026).
- 22 **A Modified Correlation for Flow Boiling Heat Transfer in Plate Heat Exchangers** / Wei Li, Zahid H. Ayub et al. ResearchGate. 2020. DOI:10.1115/1.4046786
URL: https://www.researchgate.net/publication/340255421_A_Modified_Correlation_for_Flow_Boiling_Heat_Transfer_in_Plate_Heat_Exchangers (дата звернення: 19.05.2026).
- 23 **Desideri A., Zhang J., Kærn M. R., Ommen T. S., Wronski J., Lemort V., Haglind F.** An experimental analysis of flow boiling and pressure drop in a brazed plate heat exchanger for organic Rankine cycle power systems. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. Vol. 113. P. 6–21. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.05.063>.
- 24 **A Comparative Study on Nucleate Pool Boiling Heat Transfer Performance of Low-GWP R-1336mzz(Z) (SF33) Against High-GWP HT55 for Advanced Cooling Applications** / Q. N. Shafiq et al. Energies. 2025. Vol. 18, iss. 21. Art. 5719. DOI: <https://doi.org/10.3390/en18215719>.
- 25 **Теплофізичні** властивості водного розчину пропіленгліколю. Тепло-Поліс: вебсайт.
URL: <https://teplo-polis.com.ua/ua/teplofizichni-vlastivosti-vodnogo-rozchinu-propilenglikolju/> (дата звернення: 07.05.2026).
- 26 **Melinder Å.** Thermophysical Properties of Aqueous Solutions Used as Secondary Working Fluids : Doctoral Thesis. Stockholm : Royal Institute of Technology, KTH, 2007. 252 p.
URL: <https://varmtochkallt.se/wp-content/uploads/Projekt/Effsys2/P02/>

keMelinderDoctorThesis.pdf (дата звернення: 07.05.2026).

- 27 Zitron Fanware.** Axial Fan Selection: ZVNr 1-8-5,5/4 (A2:9) 40°. Service point and performance curves. URL: <https://fanware.zitron.com/en/50/fans/16036-zvnr-1-8-4-a2-9> (дата звернення: 10.05.2026).
- 28 Компанія «НЕП».** Насосне та теплообмінне обладнання для енергетики: офіційний сайт. URL: <https://nep.ua/> (дата звернення: 10.05.2026)
- 29 OPEKS Energy.** Пластинчасті теплообмінники : офіційний сайт. URL: <https://opeks.ua/ua/plastinchasti-teploobminniki/> (дата звернення: 07.05.2026).

Додаток А.

Таблиця А.1. Теплофізичні властивості 45% водного розчину пропіленгліколю, температура кристалізації мінус – 30°C [25]

температура розчину, t °C	Щільність , кг/м ³	Теплоємність C _p , кДж/(кг·К)	Теплопровідність , Вт/(м·К)	Динамічна в'язкість, ·10 ⁻³ [Н·с/м ²]	Кінематична в'язкість, ·10 ⁻⁶ [м ² /с]
-30°C	1066	3,45	0,397	160	150
-20°C	1062	3,49	0,396	74,3	70
-10°C	1058	3,52	0,395	31,74	30
0°C	1054	3,56	0,395	18,97	18
20°C	1044	3,62	0,394	6,264	6
40°C	1033	3,69	0,393	2,978	2,9
60°C	1015	3,76	0,392	1,624	1,6
80°C	999	3,82	0,391	1,10	1,1
100°C	984	3,89	0,390	0,807	0,82

Таблиця А.2. Теплофізичні властивості холодоагенту R32 [14]

t, °C	p, МПа	ρ, м ³ /кг	C _p , кДж/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	a · 10 ⁸ , м ² /с	μ · 10 ⁴ , Па·с	ν · 10 ⁷ , м ² /с	σ · 10 ³ , Н/м	β · 10 ³ , 1/К	Pr
-70	0,035	1250	1,718	0,165	7,680	5,37	4,296	24,8	—	5,59
-60	0,063	1227	1,721	0,156	7,388	4,57	3,724	22,8	1,95	5,04
-50	0,109	1202	1,725	0,148	7,138	3,86	3,211	20,7	2,15	4,50
-40	0,178	1175	1,731	0,140	6,883	3,29	2,800	18,8	2,30	4,07
-30	0,227	1147	1,742	0,132	6,606	2,75	2,398	16,8	2,55	3,63
-20	0,413	1118	1,758	0,125	6,360	2,33	2,084	14,9	2,75	3,28
-10	0,595	1087	1,782	0,119	6,143	1,98	1,822	13,1	2,90	2,96
0	0,832	1055	1,817	0,112	5,843	1,67	1,583	11,3	3,20	2,71
10	1,132	1020	1,865	0,106	5,572	1,43	1,402	9,58	3,60	2,52
20	1,506	958	1,935	0,0991	5,215	1,25	1,273	7,87	4,00	2,44
30	1,964	941	2,038	0,0926	4,828	1,08	1,148	6,22	4,55	2,38
40	2,518	897	2,198	0,086	4,362	0,936	1,043	4,65	5,35	2,39
50	3,182	846	2,474	0,079	3,774	0,799	0,944	3,18	7,10	2,50
60	3,974	778	3,052	0,0766	3,226	0,687	0,883	1,86	0,8	2,74
70	4,916	683	5,060	0,0751	2,173	0,558	0,817	0,74	—	3,76

Таблиця А.3. Теплофізичні властивості сухої насиченої пари холодоагенту R32 [14]

t , °C	ρ , кг/м ³	r , кДж/кг	C_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^3$, Вт/(м·К)	$\alpha \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-70	1,08	412,3	0,717	7,90	10,202	7,89	7,306	0,72
-60	1,90	401,1	0,737	8,36	5,9701	8,28	4,358	0,73
-50	3,16	389,6	0,762	8,85	3,6750	8,68	2,747	0,75
-40	5,00	377,6	0,792	9,38	2,3690	9,08	1,816	0,77
-30	7,59	365,1	0,829	9,96	1,5830	9,49	1,250	0,79
-20	11,1	351,9	0,874	10,6	1,0926	9,91	0,8928	0,82
-10	15,8	337,8	0,928	11,3	0,7707	10,3	0,6519	0,85
0	22,0	322,8	0,995	12,1	0,5528	11,2	0,5090	0,92
10	30,0	306,4	1,078	12,9	0,3989	11,7	0,3900	0,98
20	40,3	288,5	1,185	13,9	0,2911	12,2	0,3030	1,04
30	53,7	268,4	1,332	15,1	0,2111	12,9	0,2400	1,14
40	71,2	245,6	1,550	16,5	0,1495	13,6	0,1910	1,28
50	94,9	218,6	1,618	18,2	0,09999	14,4	0,1520	1,52
60	129,3	184,7	1,713	25,3	0,07212	15,7	0,1210	1,68
70	187,9	135,3	1,901	40,3	0,03634	17,9	0,0953	2,62

Таблиця А.5. Основні характеристики пластин пластинчастих теплообмінників та утворюємих ними каналів.

Технічні дані пластини		Тип пластини						
		0,2	0,3	0,5	0,6	0,63	1,1	1,3
		Теплообмінники розбірні						
Поверхня теплообміну пластини F_1 , м ²		0,20	0,30	0,50	0,60	0,63	1,10	1,30
Еквівалентний діаметр каналу $d_{\text{екв}}$, м		0,00880	0,00800	0,00585	0,00830	0,00740	0,01437	0,00960
Площа поперечного перерізу міжпластинчастого каналу f_1 , м ²		0,00176	0,00110	0,00134	0,00245	0,00262	0,00645	0,00425
Змочуємий периметр в поперечному перерізі каналу Π , м		0,8100	0,5500	1,2500	2,8200	0,9080	1,3400	1,2800
Приведена довжина каналу $L_{\text{п}}$, м		0,800	0,700	1,2700	1,1880	1,4100	1,8240	1,7640
Товщина стінки пластини $\delta_{\text{ст}}$, м		0,0010	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010	0,0010
Маса пластини $m_{\text{пл}}$, кг		2,50	3,20	3,12	5,80	6,50	12,20	12,00
Габаритні розміри, м: довжина L ; ширина B		0,960 0,46	1,370 0,30	1,370 0,50	1,375 0,60	1,375 0,66	1,950 0,95	1,915 0,92
крок гофра, м:	Вздовж потоку $S_{\text{п}}$	0,0720	0,0208	0,0360	0,0208	0,0360	—	0,0208
	По нормалі до потоку $S_{\text{н}}$	0,036	0,018	0,018	0,018	0,018	0,027– 0,045	0,018
Висота гофра $h_{\text{г}}$, м		0,0045	0,004	0,004	0,0045	0,0045	0,0075	0,045
Кількість гофрів z , шт.		14	50	46	63	72	—	95
Ширина каналу $b_{\text{к}}$, м		0,400	0,250	0,450	0,545	0,600	0,860	0,846
Зазор для проходу робочого середовища δ , м		0,0045	0,0040	0,004	0,0045	0,0045	0,0075	0,0045
Кут нахилу гофра до осі симетрії β , град		120 при вершині	60	30	60	30	45	60

Додаток Б. Виведення системи рівнянь для методу скінчених різниць (до розділу 2.2) у відповідності до рис.2.4.

1. Ліворуч від точкового вузла в центрі елементу знаходиться адіабатна область, теплообмін з якою відсутній і відсутній тепловий потік.

2. В напрямку теплового потоку від точкового вузла - в приміщення через підлогу маємо термічний опір, який складається з суми термічного опору матеріалу половини кроку по висоті ($n_y/2$) та термічного опору конвекції з боку повітря приміщення. Тобто коефіцієнт теплопередачі вверх від точкового вузла визначаємо так:

$$k_{\text{низ}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{низ}}} + \frac{h_y/2}{\lambda_{i,j}}}, \quad (\text{Б.1})$$

де $\lambda_{i,j}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу вузла підлоги в бік контакту з повітрям;

$\alpha_{\text{низ}} = 5,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією через підлогу згідно ДСТУ 9191:2022.

Прийнявши, що лінійний розмір по осі Z розглядаємих конструктивних елементів дорівнює 1 метру, тепла енергія від точкового вузла до повітря:

$$Q_1 = k_{\text{низ}} (t_{i,j} - t_{\text{вн}}) \cdot h_x \cdot 1, \quad (\text{Б.2})$$

де $t_{\text{вн}}$ – температура всередині приміщення.

3. Тепловий потік з вузла (101,1) в напрямку праворуч до точкового вузла (101,2) при певному конструктивному наповненні та зернистості сітки може проходити через межу прилягання матеріалів з різними коефіцієнтами теплопровідності. В процесі досліджень таких переходів спочатку приймалося, що коефіцієнт теплопровідності в напрямку до сусіднього вузла визначається як середньоарифметичне, але при отриманні системи рівнянь та 2D-моделюванні результати розрахунків мали деяку розбіжність з даними при моделюванні в спеціалізованих програмних середовищах, а також даними по типовим вузлам з довідкового Додатку Г ДСТУ 9191:2022. Тому було детально проаналізовано

процес теплообміну, який відбувається між точковими вузлами на межі контакту різних матеріалів.

Теплопередача до сусіднього вузла характеризується наявністю термічного опору $\tilde{R}$, який складається з термічного опору $R_{i,j}$ на половині кроку розглядаемого вузла з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{i,j}$ та термічного опору $R_{i,j+1}$ на половині кроку сусіднього вузла праворуч з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{i,j+1}$. Тоді загальний термічний опір між сусідніми вузлами:

$$\tilde{R} = R_{i,j} + R_{i,j+1} = \frac{h_x / 2}{\lambda_{i,j}} + \frac{h_x / 2}{\lambda_{i,j+1}} \quad (\text{Б.3})$$

З іншого боку загальний термічний опір між сусідніми вузлами:

$$\tilde{R} = \frac{h_x}{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}, \quad (\text{Б.4})$$

де $\tilde{\lambda}_{i,j+1}$ –середньогармонійне значення коефіцієнту теплопровідності між сусідніми вузлами на межі контакту різних матеріалів.

Прирівнявши вирази (Б.3) та (Б.4), отримуємо визначення коефіцієнту теплопровідності в напрямку сусіднього вузла по вісі X :

$$\frac{h_x / 2}{\lambda_{i,j}} + \frac{h_x / 2}{\lambda_{i,j+1}} = \frac{h_x}{\tilde{\lambda}_{i,j+1}} \quad (\text{Б.5})$$

$$\tilde{\lambda}_{i,j+1} = \frac{2 \cdot \lambda_{i,j} \cdot \lambda_{i,j+1}}{\lambda_{i,j} + \lambda_{i,j+1}} \quad (\text{Б.6})$$

По аналогії визначаємо середньогармонійні значення теплопровідності в кожному з напрямків до сусідніх вузлів:

– до вузла вниз:

$$\tilde{\lambda}_{i+1,j} = 2 \cdot \lambda_{i,j} \cdot \lambda_{i+1,j} / (\lambda_{i,j} + \lambda_{i+1,j}) \quad (\text{Б.7})$$

– до вузла вгору:

$$\tilde{\lambda}_{i-1,j} = 2 \cdot \lambda_{i,j} \cdot \lambda_{i-1,j} / (\lambda_{i,j} + \lambda_{i-1,j}) \quad (\text{Б.8})$$

– до вузла ліворуч:

$$\tilde{\lambda}_{i,j-1} = 2 \cdot \lambda_{i,j} \cdot \lambda_{i,j-1} / (\lambda_{i,j} + \lambda_{i,j-1}) \quad (\text{Б.9})$$

Тоді теплова енергія від (101,1) до сусіднього вузла праворуч по осі X :

$$Q_2 = \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \cdot h_y \cdot 1 \quad (\text{Б.10})$$

4. Теплова енергія від вузла вниз до точкового вузла (102,1) по осі Y :

$$Q_3 = \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x \cdot 1 \quad (\text{Б.11})$$

5. Записуємо баланс енергії:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = 0 \quad (\text{Б.12})$$

$$k_{\text{низ}} (t_{i,j} - t_{\text{вн}}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x = 0 \quad (\text{Б.13})$$

де $k_{\text{низ}}$ — коефіцієнт теплопередачі між центром вузла та повітрям над підлогою $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\tilde{\lambda}_{i,j+1}$ — середньогармонійний коефіцієнт теплопровідності до центру сусіднього вузла праворуч;

$\tilde{\lambda}_{i+1,j}$ — те ж саме, у напрямку до сусіднього вузла вниз.

$$k_{\text{низ}} h_x \cdot t_{i,j} - k_{\text{низ}} h_x \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} = 0 \quad (\text{Б.14})$$

$$\left(k_{\text{низ}} h_x + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \right) \cdot t_{i,j} - k_{\text{низ}} h_x \cdot t_{\text{вн}} - \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} - \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} = 0 \quad (\text{Б.15})$$

$$t_{i,j} = \frac{k_{\text{низ}} h_x \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j}}{k_{\text{низ}} h_x + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y}} \quad (\text{Б.16})$$

Записуємо рівняння енергії для вузла, що має конвективний теплообмін з повітрям на прикладі вузла з координатами $i = 101, j = 2$:

$$k_{\text{низ}} (t_{i,j} - t_{\text{вн}}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j-1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) \cdot h_y = 0 \quad (\text{Б.17})$$

$$\begin{aligned}
& k_{\text{нш}} h_x \cdot t_{i,j} - k_{\text{нш}} h_x \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \\
& + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} = 0
\end{aligned} \tag{Б.18}$$

$$\begin{aligned}
& \left(k_{\text{нш}} h_x + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \right) \cdot t_{i,j} = \\
& = k_{\text{нш}} h_x \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} = 0
\end{aligned} \tag{Б.19}$$

$$t_{i,j} = \frac{k_{\text{нш}} h_x \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{\text{нш}} h_x + \left(\tilde{\lambda}_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \right) \cdot \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y}} \tag{Б.20}$$

Запишемо рівняння енергії для вузла, що має адіабатну межу на прикладі вузла з координатами $i = 102, j = 1$:

$$\frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i-1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x = 0 \tag{Б.21}$$

$$\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} = 0 \tag{Б.22}$$

$$\left(\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \right) \cdot t_{i,j} = \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} = 0 \tag{Б.23}$$

$$t_{i,j} = \frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j}}{\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y}} \tag{Б.24}$$

Якщо прийняти однаковий крок сітки по X та Y та однорідність матеріалу, то останнє рівняння можна спростити:

$$t_{i,j} = \frac{t_{i-1,j} + t_{i,j+1} + t_{i+1,j}}{3} = 0 \tag{Б.25}$$

Запишемо рівняння енергії для внутрішніх вузлів на прикладі вузла з координатами $i = 102, j = 2$:

$$\frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i-1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j-1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) \cdot h_y = 0 \tag{Б.26}$$

$$\begin{aligned} & \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \\ & + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} = 0 \end{aligned} \quad (\text{Б.27})$$

$$\begin{aligned} & \left(\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \right) \cdot t_{i,j} = \\ & = \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} \end{aligned} \quad (\text{Б.28})$$

$$t_{i,j} = \frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{\tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x}} \quad (\text{Б.29})$$

Якщо прийняти однаковий крок сітки по Х та Y та однорідність матеріалу, то останнє рівняння можна спростити:

$$t_{i,j} = \frac{t_{i-1,j} + t_{i,j-1} + t_{i+1,j} + t_{i,j+1}}{4} \quad (\text{Б.30})$$

Записуємо рівняння енергії для вузла, що має конвективний теплообмін з внутрішнім повітрям на прикладі вузла з координатами $i = 100, j = 101$. Коефіцієнт теплопередачі від центру вузла на поверхні стелі до повітря:

$$k_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cm}} + \frac{h_x/2}{\lambda_{i,j}}} \quad (\text{Б.31})$$

де $\lambda_{i,j}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу вузла стелі в бік контакту з повітрям;

$\alpha_{ct} = 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією через підлогу згідно ДСТУ 9191:2022.

$$k_{cm} (t_{i,j} - t_{\text{вн}}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i-1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x = 0 \quad (\text{Б.32})$$

$$\begin{aligned} & k_{cm} h_y \cdot t_{i,j} - k_{cm} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \\ & + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} = 0 \end{aligned} \quad (\text{Б.33})$$

$$\left(k_{cm} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \right) \cdot t_{i,j} =$$

$$= k_{cm} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j}$$
(Б.34)

$$t_{i,j} = \frac{k_{cm} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j}}{k_{cm} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y}}$$
(Б.35)

Розглянемо вузол з координатами $i = 1, j = 101$:

Рівняння балансу енергії має вигляд:

$$k_{cm} \cdot (t_{i,j} - t_{\text{вн}}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \cdot h_y = 0$$
(Б.36)

$$k_{cm} h_y \cdot t_{i,j} - k_{cm} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) = 0$$
(Б.37)

$$\left(k_{cm} h_y + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x} \right) \cdot t_{i,j} = k_{cm} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1}$$
(Б.38)

$$t_{i,j} = \frac{k_{cm} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1}}{k_{cm} h_y + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x}}$$
(Б.39)

Записуємо рівняння енергії для вузла однорідного матеріалу, що має адіабатну межу на прикладі вузла з координатами $i = 1, j = 102$:

$$\frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j-1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) \cdot h_y = 0$$
(Б.40)

$$\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} = 0$$
(Б.41)

$$\left(\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \right) \cdot t_{i,j} = \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}$$
(Б.42)

$$t_{i,j} = \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x}}$$
(Б.43)

Записуємо рівняння енергії для вузла однорідного матеріалу, що має адіабатну межу та конвективний теплообмін з повітрям на прикладі вузла з координатами $i = 1, j = Nx$:

$$k_{36} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{36}} + \frac{h_x/2}{\lambda_{i,j}}} \quad (\text{Б.44})$$

$$k_{36} \cdot (t_{i,j} - t_{36}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j-1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) \cdot h_y = 0 \quad (\text{Б.45})$$

$$k_{36} h_y \cdot t_{i,j} - k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) = 0 \quad (\text{Б.46})$$

$$\left(k_{36} h_y + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \right) \cdot t_{i,j} = k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} \quad (\text{Б.47})$$

$$t_{i,j} = \frac{k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{36} h_y + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x}} \quad (\text{Б.48})$$

Записуємо рівняння енергії для вузла, що має конвективний теплообмін з зовнішнім повітрям на прикладі вузла з координатами $i = 100, j = Nx$:

$$k_{36} \cdot (t_{i,j} - t_{36}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i-1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i+1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j-1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) \cdot h_y = 0 \quad (\text{Б.49})$$

$$k_{36} h_y \cdot t_{i,j} - k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i-1,j}) + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i+1,j}) + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) = 0 \quad (\text{Б.50})$$

$$\begin{aligned} & \left(k_{36} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \right) \cdot t_{i,j} = \\ & = k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} \end{aligned} \quad (\text{Б.51})$$

$$t_{i,j} = \frac{k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{36} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x}} \quad (\text{Б.52})$$

Записуємо рівняння енергії для вузла однорідного матеріалу, що має конвективний теплообмін з повітрям на прикладі вузла з координатами $i = Ny, j = Nx$:

$$k_{36} \cdot (t_{i,j} - t_{36}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i-1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j-1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) \cdot h_y = 0 \quad (\text{Б.53})$$

$$k_{36} h_y \cdot t_{i,j} - k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i-1,j}) + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) = 0 \quad (\text{Б.54})$$

$$\left(k_{36} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \right) \cdot t_{i,j} = k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} \quad (\text{Б.55})$$

$$t_{i,j} = \frac{k_{36} h_y \cdot t_{36} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{36} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j-1} \frac{h_y}{h_x}} \quad (\text{Б.56})$$

Записуємо рівняння енергії для вузла однорідного матеріалу, що має конвективний теплообмін з повітрям на прикладі вузла з координатами $i = Ny, j = 102$:

$$\frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j+1}) \cdot h_y + \frac{\tilde{\lambda}_{i-1,j}}{h_y} \cdot (t_{i,j} - t_{i-1,j}) \cdot h_x + \frac{\tilde{\lambda}_{i,j-1}}{h_x} \cdot (t_{i,j} - t_{i,j-1}) \cdot h_y = 0 \quad (\text{Б.57})$$

$$\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j} - \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} = 0 \quad (\text{Б.58})$$

$$\left(\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \right) \cdot t_{i,j} = \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1} \quad (\text{Б.59})$$

$$t_{i,j} = \frac{\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{\tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x}} \quad (\text{Б.60})$$

Записуємо рівняння енергії для вузла однорідного матеріалу, що має конвективний теплообмін з повітрям на прикладі вузла з координатами $i = Ny, j = 101$:

$$t_{i,j} = \frac{k_{cm} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1}}{k_{cm} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{j+1} \frac{h_y}{h_x}} \quad (\text{Б.61})$$

Записуємо рівняння енергії для вузла однорідного матеріалу, що має конвективний теплообмін з повітрям на прикладі вузла з координатами $i = 130, j = 101$:

$$t_{i,j} = \frac{k_{cm} h_y \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i+1,j}}{k_{cm} h_y + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i+1,j} \frac{h_x}{h_y}} \quad (\text{Б.62})$$

Записуємо рівняння енергії для вузла однорідного матеріалу, що має конвективний теплообмін з повітрям на прикладі вузла з координатами $i = 130, j = 2$:

$$t_{i,j} = \frac{k_{\text{верх}} h_x \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j-1}}{k_{\text{верх}} h_x + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} + \tilde{\lambda}_{i,j-1} \frac{h_y}{h_x}} \quad (\text{Б.63})$$

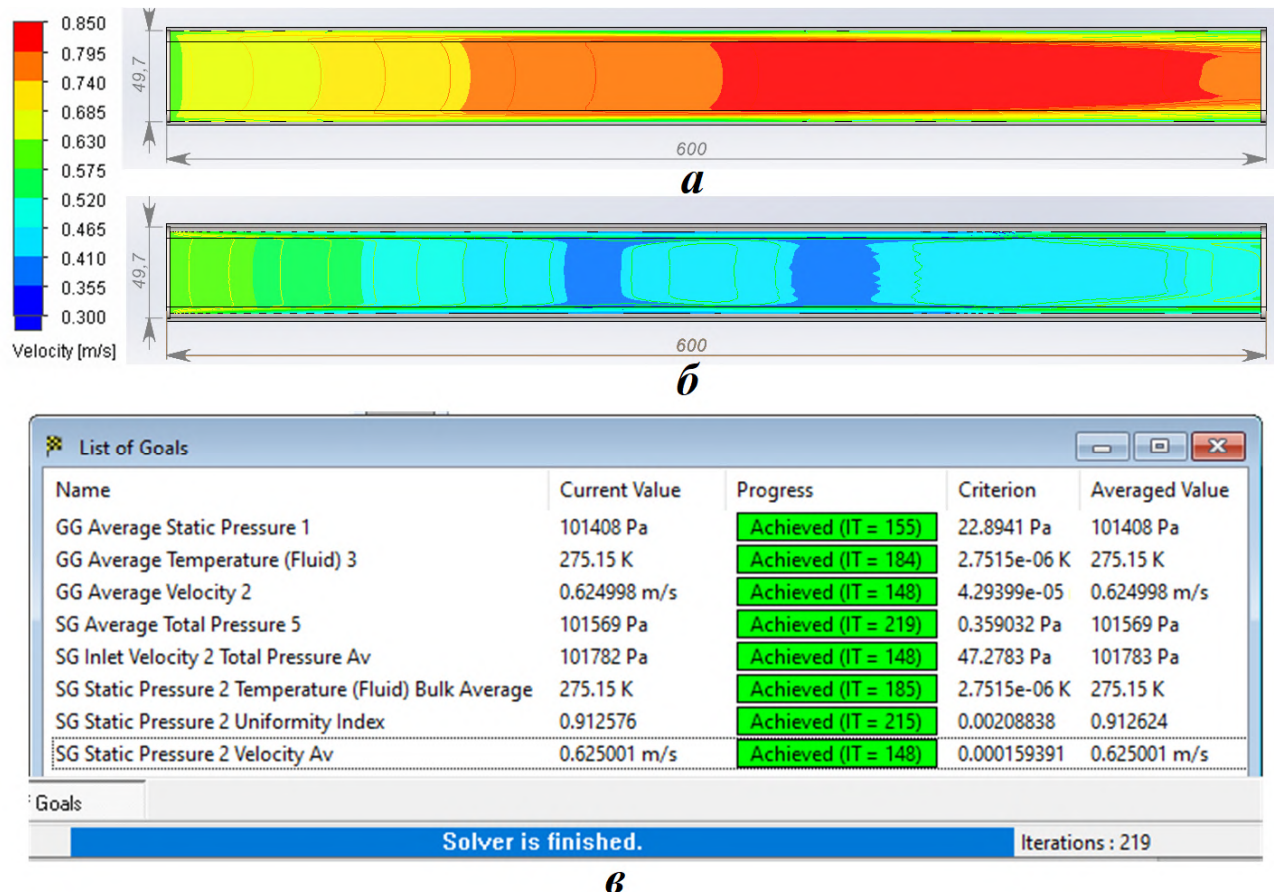
Записуємо рівняння енергії для вузла однорідного матеріалу, що має конвективний теплообмін з повітрям на прикладі вузла з координатами $i = 130, j = 1$:

$$t_{i,j} = \frac{k_{\text{верх}} h_x \cdot t_{\text{вн}} + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} \cdot t_{i,j+1} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y} \cdot t_{i-1,j}}{k_{\text{верх}} h_x + \tilde{\lambda}_{i,j+1} \frac{h_y}{h_x} + \tilde{\lambda}_{i-1,j} \frac{h_x}{h_y}} \quad (\text{Б.64})$$

Додаток В. Теплофізичні параметри розчину калієвої солі мурашиної кислоти [26] (інші назви: калію форміат, KFO; продукти торгових марок: Freezium, Tyfoxit).

Температура кристалізації	% концентрації водного розчину	Теплофізична температура	Теплофізична густина	Теплофізична ізобарна теплоємність	Теплофізична теплопровідність	Теплофізична динамічна в'язкість
t_F °C	Conc. wt-%	t °C	ρ kg/m ³	c_p J/kgK	k W/mK	μ mPa·s
-16.0	25	40	1148	3320	0.576	1.04
		30	1152	3305	0.563	1.24
		20	1155	3290	0.550	1.51
		10	1159	3275	0.538	1.88
		0	1162	3260	0.525	2.44
		-10	1165	3245	0.513	3.32
		-16.0	1166	3235	0.505	4.1
-20	28.9	40	1174	3207	0.568	1.12
		30	1178	3190	0.555	1.33
		20	1181	3173	0.543	1.61
		10	1185	3155	0.531	2.01
		0	1189	3138	0.518	2.61
		-10	1192	3121	0.506	3.55
		-20	1194	3103	0.494	5.14
-21,3	30	40	1182	3180	0,565	1,15
		30	1186	3160	0,553	1,36
		20	1190	3140	0,541	1,64
		10	1193	3125	0,529	2,06
		0	1197	3105	0,517	2,69
		-10	1200	3085	0,504	3,66
		-20	1202	3070	0,492	5,25
		-21,3	1202	3065	0,490	5,50
-30	36,8	40	1229	2995	0,550	1,32
		30	1233	2977	0,538	1,57
		20	1237	2959	0,526	1,89
		10	1242	2941	0,514	2,34
		0	1246	2923	0,502	3,01
		-10	1249	2905	0,490	4,11
		-20	1252	2886	0,478	6,0
		-30	1255	2866	0,466	9,5

Додаток Г. CFD-моделювання вузлів гідравлічних втрат у теплообміннику повітря-рідина при використанні в якості холодного теплоносія - 30% розчину калію формиату (KFO) при температурі $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ та характерній швидкості $0,625\text{ м/с}$.

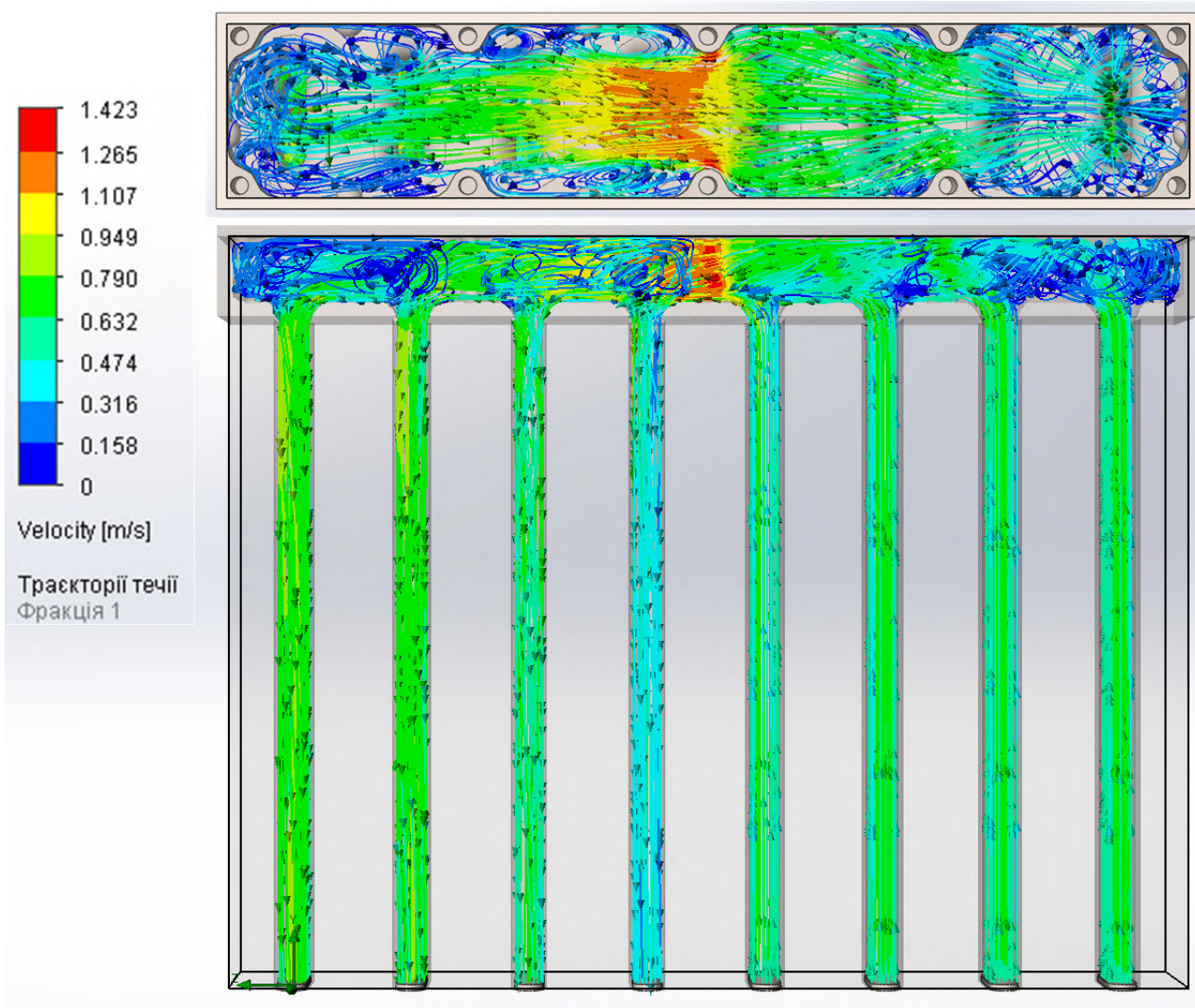


а – епюра швидкості течії в перерізі по осі труби;

б – те ж саме на відстані 2 мм від плоскої стінки;

в – результати розрахунку заданих цілей.

Рис.Г.1. Результати CFD-моделювання течії 30% розчину калію формиату (KFO) при температурі $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ та швидкості на вході $0,625\text{ м/с}$ в плоскоовальній трубі довжиною 600 мм в середовищі Flow Simulation.



a

List of Goals				
Name	Current Value	Progress	Criterion	Averaged Value
GG Average Static Pressure 3	101976 Pa	Achieved (IT = 140)	9.9814 Pa	101976 Pa
GG Average Temperature (Fluid) 3	275.15 K	Achieved (IT = 195)	5.60045e-06	275.15 K
GG Average Velocity 3	0.570019 m/s	Achieved (IT = 143)	0.000520972	0.569977 m/s
SG Average Total Pressure 6	101562 Pa	Achieved (IT = 140)	0.123718 Pa	101562 Pa
SG Inlet Velocity 2 Total Pressure Av	102793 Pa	Achieved (IT = 140)	20.1255 Pa	102792 Pa
SG Static Pressure 2 Uniformity Index	0.951926	Achieved (IT = 140)	0.00166975	0.951924
SG Static Pressure 2 Velocity Av	0.625002 m/s	Achieved (IT = 145)	3.01498e-07	0.625002 m/s

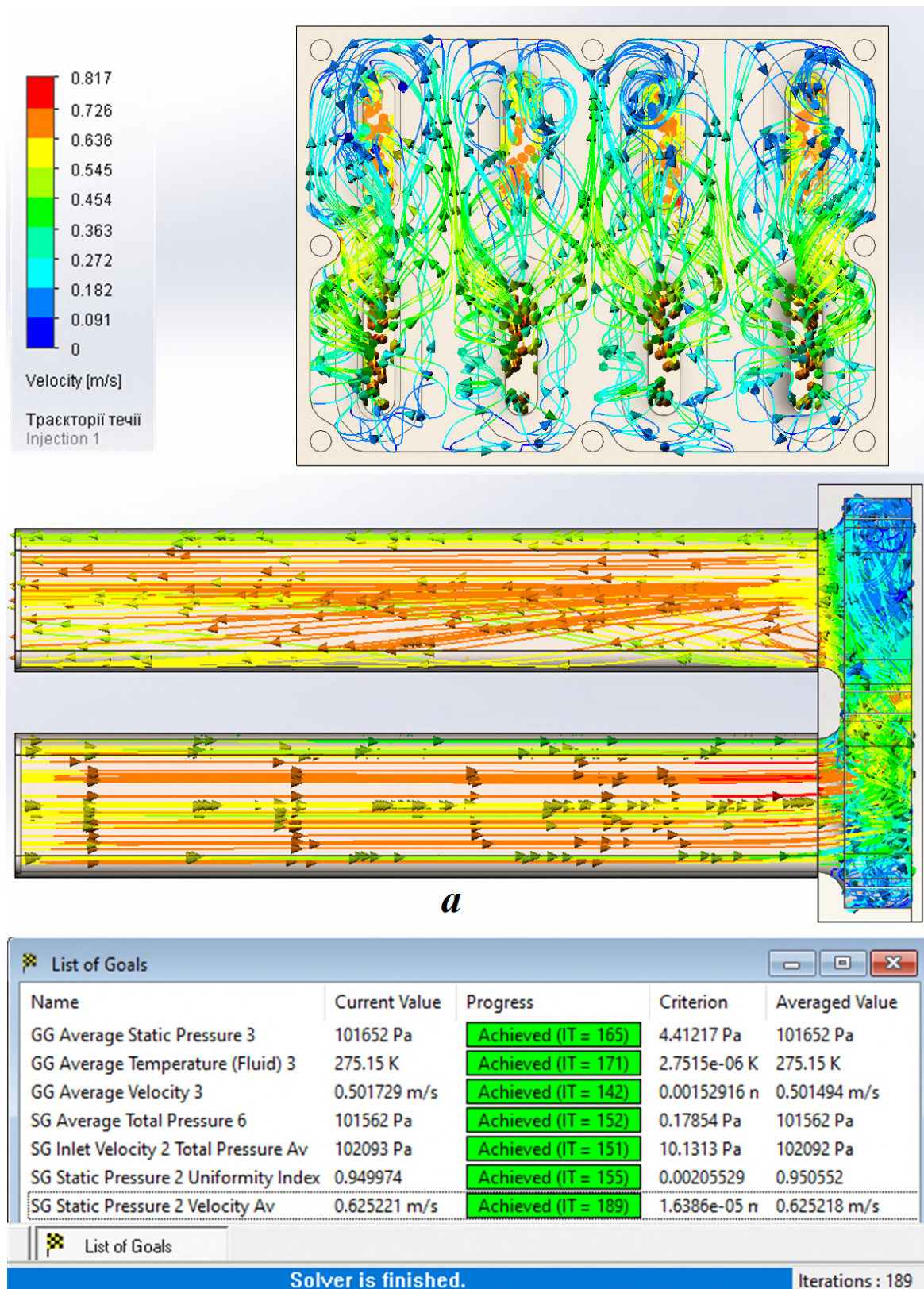
Solver is finished. Iterations : 196

b

a – поле швидкості;

b – результати розрахунку заданих цілей.

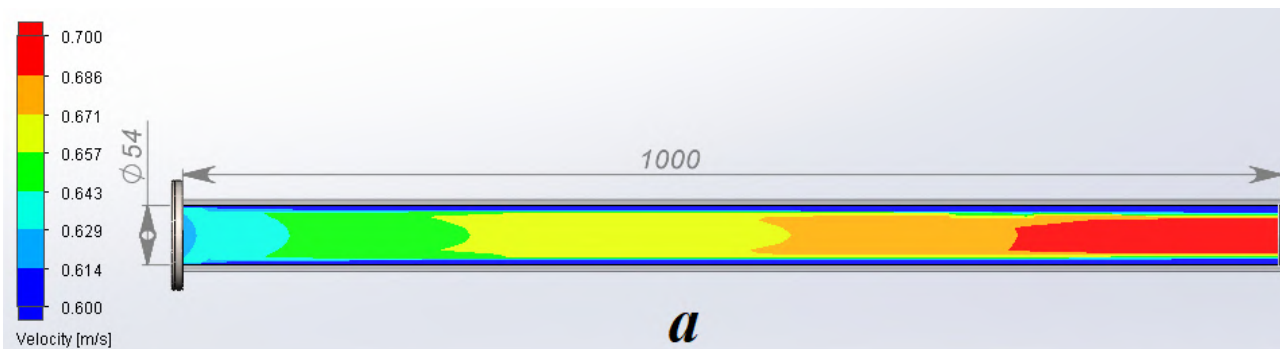
Рис.Г.2. CFD-модельовання колектора розвороту на 180° в межах одного ряду поперек руху повітря (теплоносії - 30% розчин калію форміату (KFO) при температурі +2°C при швидкості на вході 0,625 м/с).



a – поле швидкості;

б – результати розрахунку заданих цілей.

Рис.Г.3. CFD-модельовання колекторного вузла розвороту на 180° для теплоносія 30% розчину калію формиату (KFO) при переході в наступний ряд коридорного пучка.



List of Goals				
Name	Current Value	Progress	Criterion	Averaged Value
GG Average Static Pressure 3	101362 Pa	Achieved (IT = 143)	13.9075 Pa	101361 Pa
GG Average Temperature (Fluid) 3	277.149 K	Achieved (IT = 118)	0.0598797 K	277.148 K
GG Average Velocity 3	0.626519 m/s	Achieved (IT = 134)	5.96273e-05	0.626526 m/s
SG Average Total Pressure 4	101564 Pa	Achieved (IT = 161)	0.49603 Pa	101563 Pa
SG Inlet Velocity 2 Total Pressure Av	101635 Pa	Achieved (IT = 123)	30.6067 Pa	101633 Pa
SG Static Pressure 2 Uniformity Index	0.945274	Achieved (IT = 165)	0.00223423	0.946097
SG Static Pressure 2 Velocity Av	0.626577 m/s	Achieved (IT = 113)	0.00010315 n	0.626577 m/s

1 List of Goals

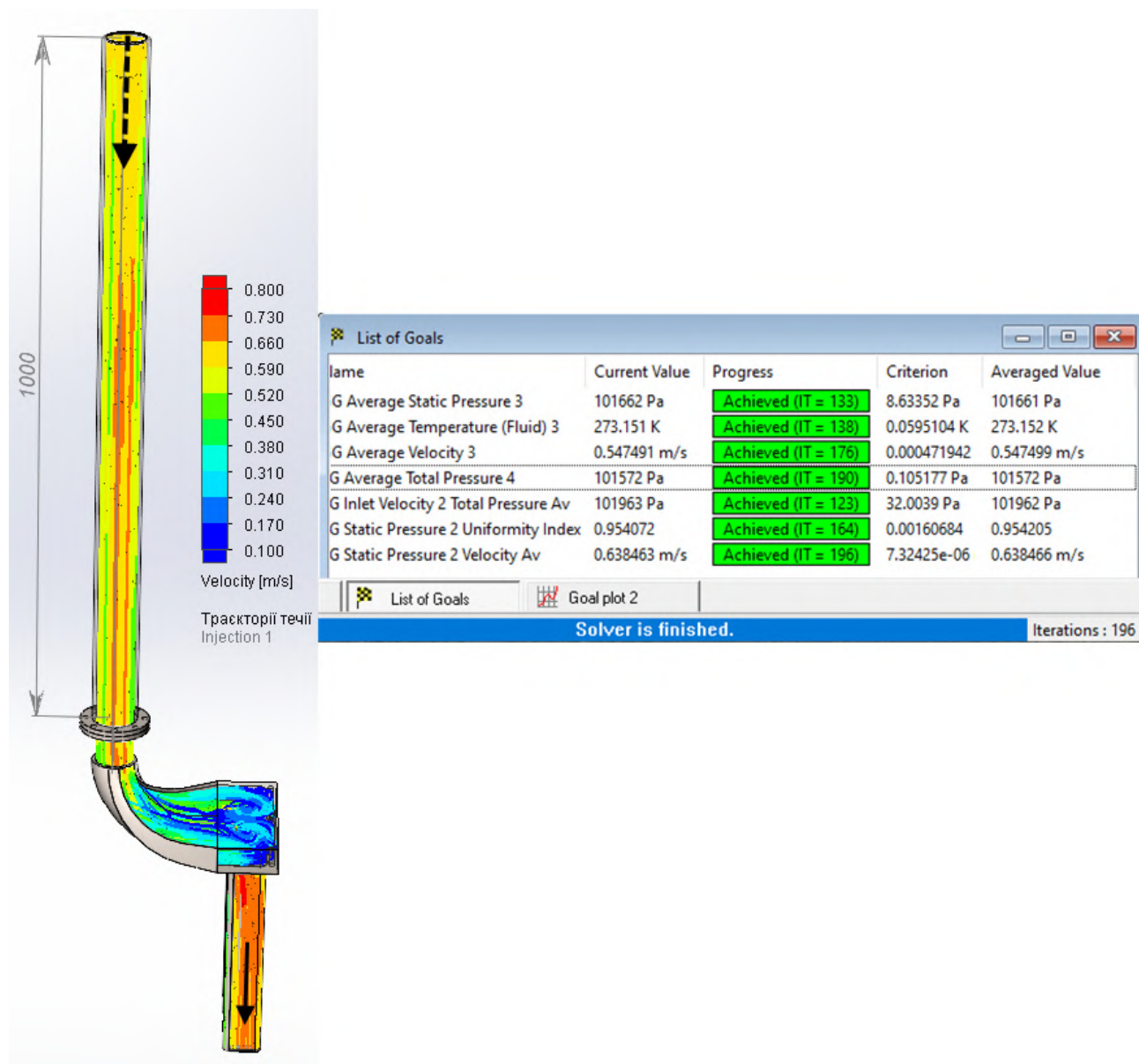
Solver is finished. Iterations : 166

b

a – поле швидкості теплоносія в розрізі по центру труби;

b – результати розрахунку заданих цілей.

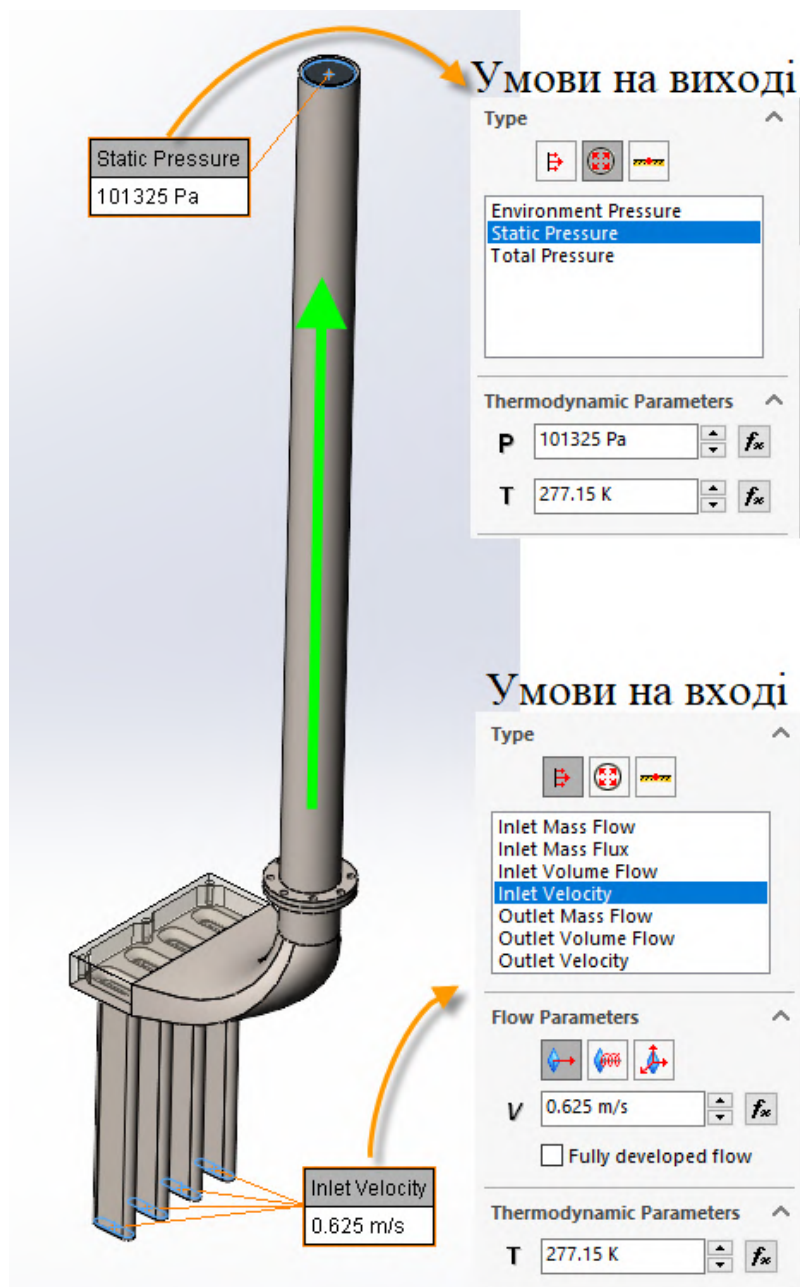
Рис.Г.4. CFD-моделювання течії 30% розчину калію форміату (KFO) в трубі круглого перерізу внутрішнім діаметром 54 мм та довжиною 1010 мм.



a – поле швидкості теплоносія;

б – результати розрахунку заданих цілей.

Рис.Г.5. CFD-моделювання течії 30% розчину калію форміату (KFO) у фланцево-колекторному вході.



a

Goal plot 2				
Name	Current Value	Progress	Criterion	Averaged Value
GG Average Static Pressure 3	101553 Pa	Achieved (IT = 266)	18.4742 Pa	101553 Pa
GG Average Temperature (Fluid) 3	277.15 K	Achieved (IT = 274)	0.05997 K	277.15 K
GG Average Velocity 3	0.558576 m/s	Achieved (IT = 304)	0.000963625	0.558647 m/s
SG Average Total Pressure 4	101558 Pa	Achieved (IT = 872)	0.132148 Pa	101558 Pa
SG Inlet Velocity 2 Total Pressure Av	102160 Pa	Achieved (IT = 266)	51.8471 Pa	102161 Pa
SG Static Pressure 2 Uniformity Index	0.94086	Achieved (IT = 873)	0.00129371	0.939555

b

a – 3D-модель та задання граничних умов;

b – результати розрахунку заданих цілей.

Рис.Г.6. CFD-моделювання течії 30% розчину калію форміату (KFO) у колекторному вузлі фланцевого виходу.

Додаток Д. Характеристики повітряного вентилятора ZVNr 1-8-5,5/4
(A2:9) теплообмінних секцій на стороні вентшахти [27].

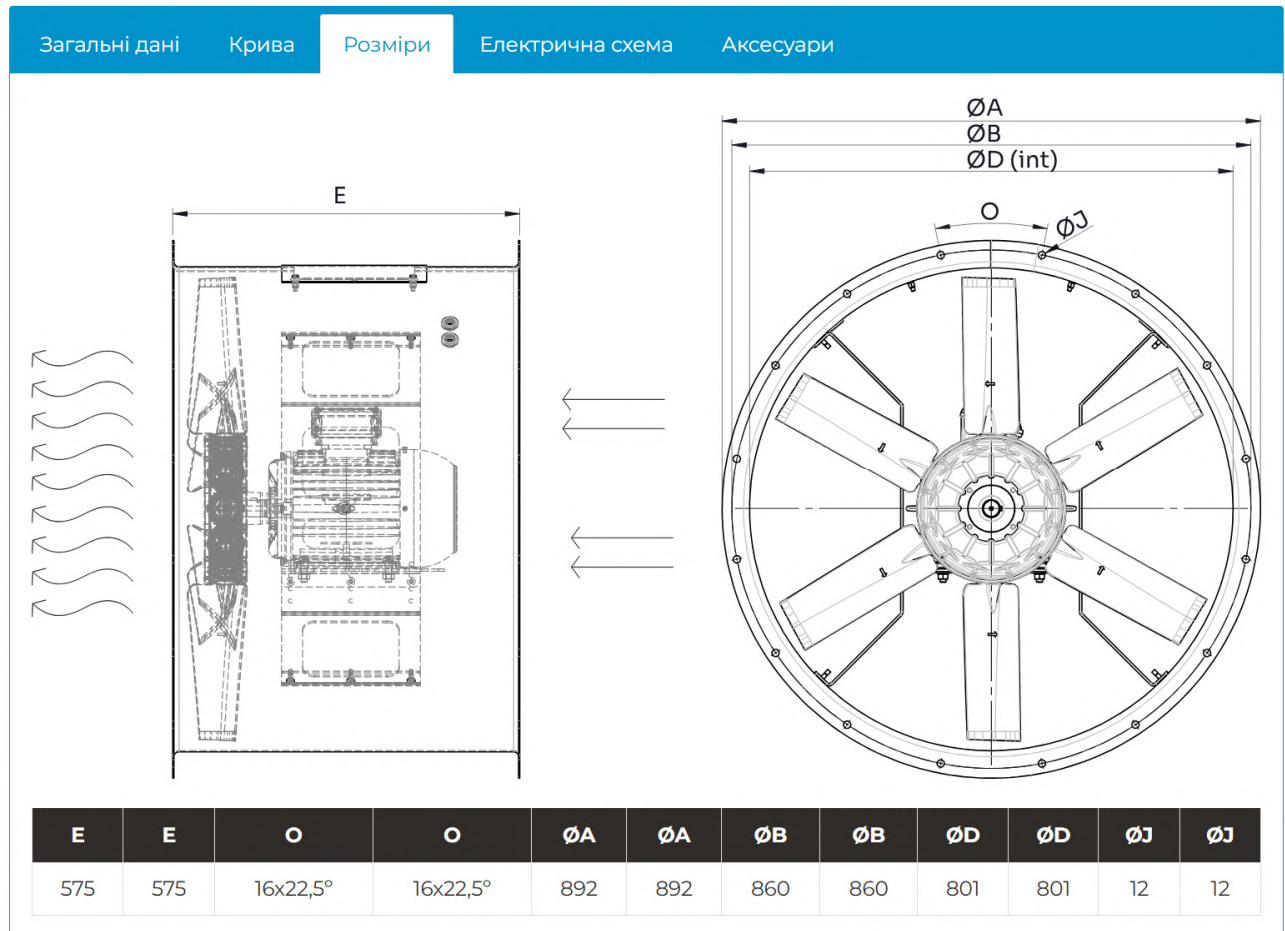


Рис.Д.1. Основні монтажні розміри вентилятора ZVNr 1-8-5,5/4 (A2:9).

Service point			
Degrees	40°	Mechanical total efficiency (%)	70.51
Temp. max. (°C)	60.00	Total efficiency (%)	63.22
Q (m³/h)	29863.64	PW _{mec} (kW) 1.20 Kg/m³	4.78
Ps (Pa)	252.06	PW _{mec} (kW) 1.24 Kg/m³	4.94
Pd (Pa)	168.81	PW _{abs} (kW) 1.24 Kg/m³	5.51
Pt (Pa)	420.87	PW _{recom} (kW)	5,5
Speed air (m/s)	16.50	SFP (W/l/s) 1.24 Kg/m³	0.66
Security coefficient	1.15		

Рис.Д.2. Номінальні робочі характеристики вентилятора.
ZVNr 1-8-5,5/4 (A2:9).

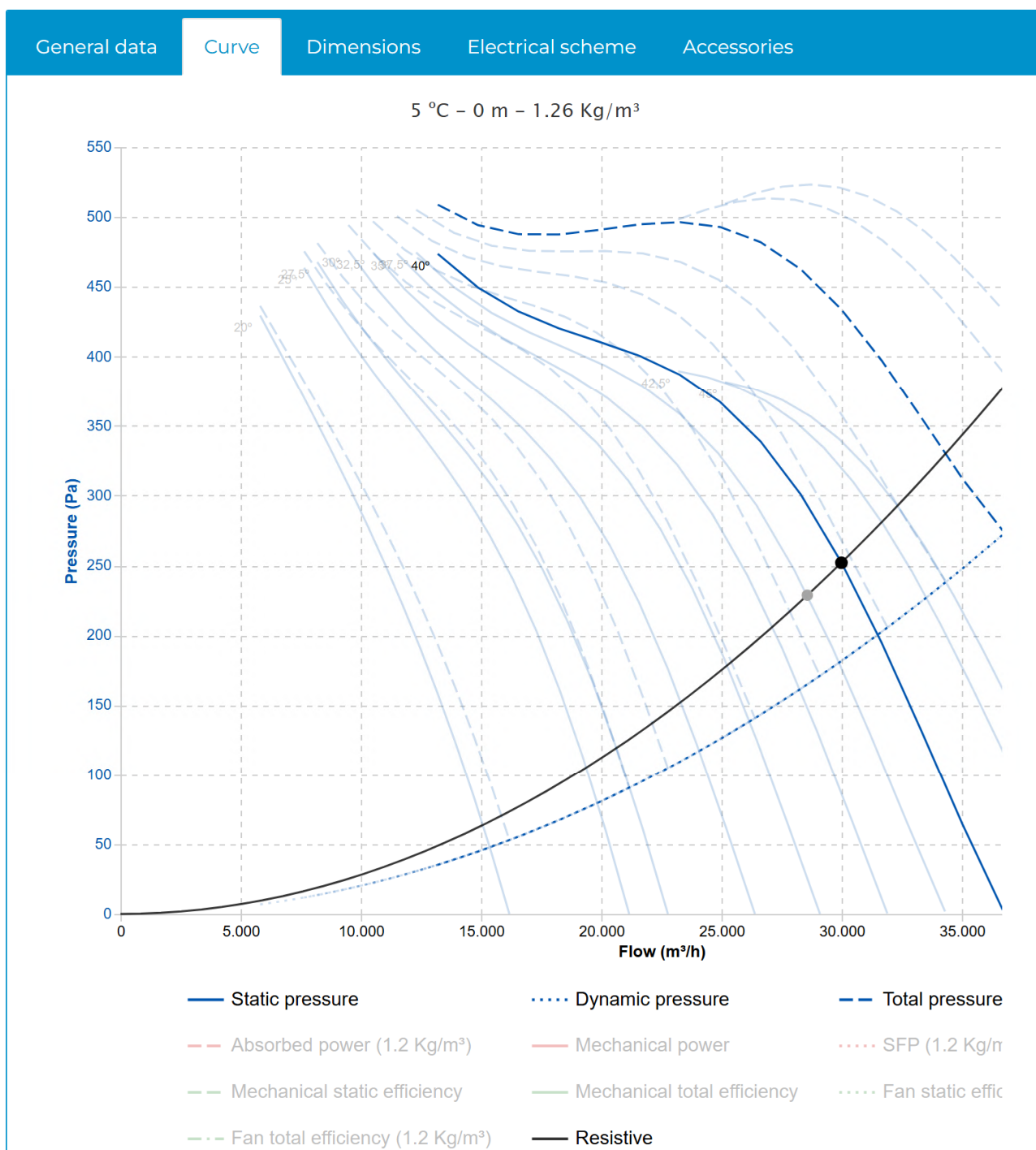


Рис.Д.3. Діаграма робочих режимів вентиляторів
марки ZVNr 1-8-5,5/4 (A2:9) [27].

Додаток Е. Теплофізичні характеристики фреонів. [14]

H2. Table 1. Properties used in Eq. (8) and heat transfer coefficients α_0 for various fluids boiling on single horizontal copper tubes at $p_0^* = 0.1$, $q_0 = 20 \text{ kW/m}^2$, $R_{a,0} = 0.4 \text{ } \mu\text{m}$

Fluid	Formula	ASRHAЕ	Critical pressure p_c bar	T_s °C	Data at $p_s = 0.1 \text{ } p_c$			α_0 in $\text{kW}/(\text{m}^2\text{K})$		
					σ mN/m	$\frac{dp}{dT}$ kPa/K	$P_f = \frac{dp/dT}{\sigma}$ $[\mu\text{m}\cdot\text{K}]^{-1}$	Heat Atlas 1991/1993	Heat Atlas update 2009	Heat Atlas update 2009
								α_0 , calc	α_0 , exp	α_0 , calc
Methane	CH_4		45.99	-139.3	8.286	26.039	3.142	8.95	7.00	7.20
Ethane	C_2H_6		50.42	-70.6	10.540	20.167	1.913	6.75	—	4.20
Ethane	C_2H_6		48.72	-53.4	10.600	18.064	1.704	5.78	4.50	4.60
Propene	C_3H_6		45.55	-8.1	10.905	14.504	1.330	4.90	—	4.20
Propane	C_3H_8		42.51	-3.5	10.595	13.361	1.261	4.44	4.00	4.30
n-Butane	C_4H_{10}		37.96	40.1	10.076	10.599	1.052	3.66	3.60	3.60
i-Butane	C_4H_{10}		36.29	26.2	8.972	9.459	1.054	3.57	—	3.70
n-Pentane	C_5H_{12}		33.70	76.6	10.003	8.713	0.871	3.30	3.40	3.30
i-Pentane	C_5H_{12}		33.78	67.9	9.962	8.822	0.886	3.26	2.50	3.20
n-Hexane	C_6H_{14}		30.34	108.3	9.419	7.416	0.787	3.13	3.30	3.20
Cyclohexane	C_6H_{12}		40.75	135.4	12.082	8.815	0.730	2.69	—	3.00
n-Heptane	C_7H_{16}		27.36	136.2	9.207	6.422	0.697	2.69	3.20 ^d	2.90
Benzene	C_6H_6		48.94	141.6	13.790	10.430	0.756	3.03	— ^e	2.90 ^{ex,f}
Toluene	C_7H_8		41.26	168.7	11.718	8.499	0.725	3.21	— ^e	2.80 ^{ex,f}
Diphenyl	$\text{C}_{12}\text{H}_{10}$		38.47	327.0	11.475	6.159	0.537	2.25	2.10 ^d	2.10 ^{df}
Methanol	CH_3OH		82.16	129.1	12.680	21.923	1.729	5.14	— ^e	5.40
Ethanol	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{OH}$		61.31	132.4	11.940	17.048	1.428	4.28	4.40	4.35
n-Propanol	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{OH}$		50.50	148.5	13.824	13.435	0.972	3.44	3.80	3.75
i-Propanol	$\text{CH}_3\text{CHOHCH}_3$		47.60	128.0	12.584	14.912	1.185	3.24	3.00	4.10
n-Butanol	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_2\text{OH}$		44.10	170.0	12.492	11.185	0.895	2.86	2.60 ^d	2.60 ^{df}
i-Butanol	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}(\text{CH}_3)\text{OH}$		42.95	154.4	12.291	11.286	0.918	3.26	4.50 ^d	4.50 ^{df}
2-Butanol	$\text{CH}_3\text{CHOHCH}_2\text{CH}_3$		41.94	143.5	13.055	11.519	0.882	2.96	—	3.40
Ethanal	CH_3CHO		55.50	78.2	13.013	13.780	1.059	—	—	3.50
Acetone	CH_3COCH_3		47.0	109.3	12.036	11.443	0.951	3.63	— ^e	3.30
Carbon dioxide	CO_2		73.77	-48.1	15.058	29.390	1.952	4.33 ^g	5.10 ^d	5.50
Trifluoromethane	CHF_3	R23	48.32	-49.8	11.183	19.673	1.759	5.41	4.40 ^d	4.80
Difluoromethane	CH_2F_2	R32	57.82	-10.2	12.814	20.104	1.569	5.86	—	5.00
Pentafluoroethane	CHF_2CF_3	R125	36.18	-18.1	9.338	13.308	1.425	3.88	—	4.40
1,1,2-Tetrafluoroethane	CH_2FCF_3	R134a	40.59	9.4	10.226	13.630	1.333	3.92	4.50	4.20
1,1,1-Trifluoroethane	CH_3CF_3	R143a	37.61	-15.1	9.048	13.232	1.462	4.44	—	4.70
1,1-Difluoroethane	CH_3CHF_2	R152a	45.17	15.9	10.970	14.315	1.305	4.25	—	4.60
2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene	$\text{H}_2\text{C}=\text{CFCF}_3$	R1234yf	32.18	0.9	9.589	10.902	1.137	—	—	3.00 ^{df}

H2. Table 1. (continued)

Fluid	Formula	ASRHA/E	Critical pressure p_c^a bar	T_s °C	σ mN/m	$\frac{dp^b}{dT}$ kPa/K	$P_f = \frac{dp/dT}{\sigma}$ [$\mu\text{m}\cdot\text{K}^{-1}$]	α_o in kW/(m ² ·K)		
								α_o , calc 1991/1993	α_o , exp 1991/1993	Heat Atlas update 2009
Heptafluoropropane	CHF ₂ CF ₂ CF ₃	R227ea	29.25	11.3	8.555	9.956	1.164	3.10	3.80 ^d	4.10
R125/R143a, azeotrope	R125/R143a	R507	37.05	-15.5	9.241	13.285	1.438	4.04	—	4.20
Cyclooctafluorobutane	C ₈ F ₈	RC318	27.78	21.4	8.596	9.137	1.063	2.82	4.20	4.20 ^f
Tetrafluoromethane	CF ₄	R14	37.50	-106.3	8.272	19.391	2.344	5.00	4.75 ^{df}	4.75 ^{df}
1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroethane	CHCl ₂ CF ₃	R123	36.62	68.9	10.174	9.895	0.973	2.89	—	3.00 ^{df}
Fluorotrichloromethane	CFCl ₃	R11	44.08	73.0	11.799	11.082	0.939	2.99	2.80	2.80 ^f
Difluorodichloromethane	CF ₂ Cl ₂	R12	41.36	9.3	10.546	12.644	1.199	3.64	4.00	4.00 ^f
Trifluorochloromethane	CF ₃ Cl	R13	38.79	-52.0	9.373	15.099	1.611	4.34	3.90	3.90 ^f
Trifluorobromomethane	CF ₃ Br	R13B1	39.70	-24.2	10.679	13.764	1.289	3.75	3.50	3.50 ^f
Difluorochloromethane	CHF ₂ Cl	R22	49.90	0.1	11.688	16.237	1.389	4.34	3.90	3.90 ^f
Trifluorotrichloroethane	CF ₂ ClCFCl ₂	R113	33.92	89.6	10.249	8.489	0.828	2.42	2.65	2.65 ^f
Tetrafluorodichloroethane	CF ₂ ClCF ₂ Cl	R114	32.57	38.7	9.361	9.472	1.012	2.89	3.80	3.80 ^f
Pentafluorochloroethane	CF ₂ ClCF ₃	R115	31.29	-10.4	8.722	10.747	1.232	3.32	4.20	4.20 ^f
R22/R115, azeotrope	R22/R115	R502	40.17	-10.5	10.223	12.799	1.252	3.22	3.30	3.30 ^f
Chloromethane	CH ₃ Cl		66.79	30.4	14.371	18.597	1.294	5.32	4.40	4.40 ^f
Tetrachloromethane	CCl ₄		45.60	137.0	13.179	9.615	0.730	2.58	— ^e	3.20 ^{ef}
Sulfur hexafluoride	SF ₆		37.55	-37.5	9.547	14.104	1.477	2.65 ^g	3.70	3.70 ^f
Water	H ₂ O		220.64	217.4	33.670	42.694	1.268	5.99	5.60	5.60
Ammonia	NH ₃		113.33	29.0	20.180	33.948	1.682	8.73	7.00	7.00
Oxygen	O ₂		50.43	-164.2	8.635	35.492	4.110	8.82	9.50 ^{df}	9.50 ^{df}
Nitrogen	N ₂		33.96	-183.8	6.233	29.559	4.743	9.64	10.0	10.0 ^f
Argon	Ar		48.63	-167.7	8.152	34.663	4.252	8.33	8.20 ^d	8.20 ^{df}
Neon	Ne		26.79	-242.4	3.075	62.890	20.452	22.92	20.0 ^d	20.0 ^{df}
Hydrogen	H ₂		12.96	-251.9	1.805	35.725	19.789	24.27	24.0 ^d	24.0 ^{df}
Helium	He		2.27	-270.2	0.217	34.978	161.537	2.01 ^{h,j}	2.00 ⁱ	2.00 ^{if}

While all new data are for copper tubes, data preceding the update had predominantly been for copper tubes.

^aSources used in this table: Refprop 8.0; VDI Heat Atlas; DIPPR database.

^bFor vapour pressure curve.

^cRatio of properties for calculating new α_o -values.

^dVery few experimental data available.

^eVery high scatter of experimental data.

^fNo update.

^gStephan/Preusser equation solved for pressure at Triple Point.

^hStephan/Preusser equation solved for pressure at $p^* = 0.3$ ($p = 0.68$ bar).

ⁱFigures valid for $q = 1$ kW/m², as no pool boiling at 20 kW/m².