

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Інститут (факультет) НІТТІ ім. акад. І.С. Гулого  
Кафедра Машин і апаратів харчових та фармацевтичних виробництв

«До захисту в ЕК»  
Директор інституту(декан факультету)  
Сергій БЛАЖЕНКО  
(підпис) (прізвище та ініціали)

«  »    20   р.

«До захисту допущено»  
Завідувач кафедри  
Олександр ГАВВА  
(підпис) (прізвище та ініціали)

«  »    20   р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування  
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми     
на тему: «Розроблення обладнання для регенерації пари гігротермічної обробки заготовок батону під час випікання в тунельній печі площею поду 25 м<sup>2</sup>»

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ОХ-2-4М

Кахичка Ігор Володимирович  
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник Теличкун Володимир Іванович  
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Консультанти Юрій БОЙКО  
(прізвище та ініціали) (підпис)

    
(прізвище та ініціали) (підпис)

    
(прізвище та ініціали) (підпис)

Рецензент     
(прізвище та ініціали) (підпис)

Я як здобувач(ка) Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав(-ла) і не одержував(-ла) незарядженої допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Здобувач     
(підпис)

Київ - 2024р.

# НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) \_\_\_\_\_ ННІТІ \_\_\_\_\_

Кафедра Машин і апаратів харчових ті фармацевтичних виробництв \_\_\_\_\_

Освітній ступінь \_\_\_\_\_ Магістр \_\_\_\_\_

Спеціальність \_\_\_\_\_ 133 Галузеве машинобудування \_\_\_\_\_  
(код і назва)

Освітньо-професійна програма \_\_\_\_\_

Інжиніринг харчових та біотехнологічних виробництв \_\_\_\_\_  
(назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри Олександр ГАВВА

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 року

## З А В Д А Н Н Я

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Кахичка Ігора Володимировича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема «Розроблення обладнання для регенерації пари гігротермічної обробки заготовок батону під час випікання в тунельній печі площею поду 25 м<sup>2</sup>»

керівник роботи Теличкун Володимир Іванович к.т.н. проф \_\_\_\_\_,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “11” листопада 2023 року № 940-КС

2. Строк подання здобувачем роботи \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до роботи технічний паспорт обладнання; креслення обладнання; навчальна, нормативна та спеціальна література \_\_\_\_\_

1. 4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, котрі потрібно розробити)  
) Анотація; Вступ; Аналіз наявного обладнання для використання вторинних енергоресурсів; Аналіз теплообмінних процесів у технічному обладнанні для оптимізації використання вторинних енергоресурсів; Структура та принцип функціонування запропонованого обладнання для оптимізації використання вторинних енергоресурсів; Розрахункова частина; Технології машинобудування; Аналіз техніко-економічної доцільності використання обладнання для оптимізації використання вторинних енергоресурсів; Охорона праці та збереження навколишнього середовища; Висновки; Список використаної літератури.

5. Перелік графічного матеріалу:

- Кожухотрубний теплообмінник; Комплекс для переробки вторинної пари; Повздовжній розріз турбокомпресора; Тех маршрут.

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Технологія машинобу дування	Ю.І.Бойко		

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Анотація, зміст; перелік умовних позначень, термінів	01.12.2023	Виконано
2	Вступ	03.12.2023	Виконано
3	Аналіз наявного обладнання для використання вторинних енергоресурсів	4.12.2023- 07.12.2023	Виконано
4	Аналіз теплообмінних процесів у технічному обладнанні для оптимізації використання вторинних енергоресурсів	08.12.2023- 11.12.2023	Виконано
5	Структура та принцип функціонування запропонованого обладнання для оптимізації використання вторинних енергоресурсів	11.12.2023- 14.12.2023	Виконано
6	Розрахункова частина	14.12.2023- 17.12.2023	Виконано
7	Технології машинобудування		
8	Аналіз техніко-економічної доцільності використання обладнання для оптимізації використання вторинних енергоресурсів	17.12.2023- 20.12.2023	Виконано
9	Охорона праці та збереження навколишнього середовища	17.12.2023- 20.12.2023	Виконано
10	Висновок	21.01.2024- 22.01.2024	Виконано
11	Графічна частина: 5 аркушів	22.01.2024- 03.02.2024	Виконано
12	Подача ДП на кафедру	05.02.2024	Виконано

**Здобувач**

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Керівник роботи**

\_\_\_\_\_ (підпис)

**Ігор КАХИЧКА**

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

**Володимир ТЕЛИЧКУН**

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

## Анотація

Будь-яке підприємство незалежно від галузі та відповідно будь-яке обладнання має доцільний рівень енергоспоживання - це та межа, що може зменшити втрати енергії в умовах ідеальних умов роботи виробництва, і вона відповідає певному рівню технічної оснащеності галузі.

Ми сконструювали технічний комплекс для переробки вторинних енергоресурсів, а саме пари, що забирається з середовища камери випічки хлібопекарської печі тунельного типу А2-ХПК-25 з площею поду 25 м<sup>2</sup>. Зконструйований нами комплекс дозволяє зменшити втрати пари на гіротермічну обробку хліба, що в свою чергу призводить до зниження витрат енергоресурсів для випічки хліба.

У розділах пояснювальної записки міститься аналітичний огляд існуючого обладнання для переробки втор-енергоресурсів, проведено техніко-економічне обґрунтування сконструйованого комплексу та подано опис технологічної схеми. Також виконані необхідні розрахунки для забезпечення нормальної та безпечної роботи представленого технологічного обладнання.

У дипломному проекті також включені розділи з охорони праці та навколишнього середовища, а також представлений технологічний маршрут від збору вузла - привідного вала.

Графічна частина складається з 5 листів формату А1.

**Ключові слова:** піч, пара, вторинні енергоресурси, пекарна камера, теплообмінник.

## Abstract

Any enterprise regardless of industry and, accordingly, any equipment has an appropriate level of energy consumption - this is the limit that can reduce energy losses under ideal conditions of production, and it corresponds to a certain level of technical equipment of the industry.

We have constructed a technical complex for the processing of secondary energy resources, namely steam, which is taken from the baking chamber of the tunnel-type A2-KHPK-25 bakery oven with a floor area of 25 m<sup>2</sup>. The complex designed by us allows to reduce the loss of steam during the hygrothermal treatment of bread, which in turn leads to a decrease in the consumption of energy resources for baking bread.

The sections of the explanatory note contain an analytical overview of the existing equipment for the processing of secondary energy resources, a technical and economic substantiation of the constructed complex is carried out, and a description of the technological scheme is provided. The necessary calculations were also performed to ensure the normal and safe operation of the presented technological equipment.

The diploma project also includes sections on labor and environmental protection, as well as the technological route from the assembly of the drive shaft assembly is presented.

The graphic part consists of 5 sheets of A1 format.

**Keywords:** oven, steam, secondary energy resources, bakery chamber, heat exchanger.

## ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	4
ВСТУП.....	6
1. Аналіз наявного обладнання для використання вторинних енергоресурсів	
1.1. Технічне устаткування для оптимізації використання вторинних енергоресурсів .....	7
1.2. Обладнання компресорного типу.....	8
1.3. Випарні установки з тепловим насосом.....	11
1.4. Збільшення ККД випарних установок.....	12
1.5.Кожухотрубні теплообмінники.....	14
2. Аналіз теплообмінних процесів у технічному обладнанні для оптимізації використання вторинних енергоресурсів. ....	19
3. Структура та принцип функціонування запропонованого обладнання для оптимізації використання вторинних енергоресурсів.....	28
3.1 Опис системи, призначеної для обробки пари, яка вилучається з середовища пекарської камери тунельної хлібопекарської печі.....	28
3.2 Опис конструктивних особливостей турбокомпресора.....	30
3.3 Структура та робочий принцип турбокомпресора.....	30
3.4 Технологія складання установки.....	34
4. Розрахункова частина.....	36
4.1.Оцінка енергетичних затрат тепла, необхідного для процесу випічки хліба.....	36
4.2.Створення і проведення розрахунків для турбокомпресора.....	48
4.3.Створення і проведення розрахунків для кожухотрубного теплообмінника.....	50
4.4.Обрання та проведення перевірного розрахунку для шпонкових з'єднань .....	57
4.5.Розрахунок підшипників у вузлах турбокомпресора.....	60
4.6.Визначення оптимальної муфти та проведення перевірки міцності пальців.....	61

5. . Технології машинобудування.....	62
6. Аналіз техніко-економічної доцільності використання обладнання для оптимізації використання вторинних енергоресурсів.....	66
7. Охорона праці та збереження навколишнього середовища.....	68
ВИСНОВКИ.....	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	82

## Вступ

Хлібопекарська промисловість вважається однією з соціально значущих галузей національного господарства України [3], оскільки вона відіграє ключову роль у забезпеченні населення країни одним з основних продуктів харчування [3, 4]. Крім того, вона є однією з найбільш енергоємних галузей у сфері харчової промисловості [12].

Хлібопекарські печі є ключовим обладнанням на кожному хлібозаводі [4]. Витрати тепла на хлібозаводі становлять від 40 до 50% загальних енергоресурсів [3, 12], причому велика частина цих витрат припадає на енергію, яку використовують хлібопекарські печі [16], і від 20 до 30% використовується для зволоження середовища пекарської камери [12]. Таким чином, витрати палива на хлібозаводі визначаються великою мірою роботою хлібопекарських печей [4]. Значна кількість тепла на хлібопекарських підприємствах витрачається на виробництво пари [12, 17], яка використовується для технологічного процесу гіротермічної обробки тістових заготовок в печах під час випікання більшості хлібобулочних виробів [12].

Україна має вкрай низький рівень використання вторинних енергоресурсів [15]. У сучасних умовах виробництва одним із ключових завдань є підвищення ефективності використання вторинних енергоресурсів [14, 15]. Для вирішення цього завдання широкого застосування знайшла переробка та повторне використання пари [18], що дозволяє максимально використовувати потенціал вторинних енергоресурсів та зменшити витрати на виробництво, що в свою чергу призводить до зниження собівартості готової продукції [13].

## **РОЗДІЛ 1.1. АНАЛІЗ НАЯВНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ**

### **1.1. Технічне устаткування для оптимізації використання вторинних енергоресурсів**

Теплообмінники - це пристрої, в яких тепло передається з одного середовища до іншого [12, 17].

Теплообмін між середовищами є одним з найважливіших і широко застосовуваних процесів у техніці [17, 20]. Наприклад, отримання пари з необхідними параметрами у парогенераторі обумовлено процесом передачі тепла від одного теплоносія до іншого [8]. У конденсаторах і градирнях теплоелектростанцій, повітряногрівачах доменних печей та численних теплообмінних пристроях хімічної промисловості основним робочим процесом є передача тепла між теплоносіями [4, 17]. За принципом дії теплообмінники поділяються на рекуперативні, регенеративні й змішувальні [17]. Виділяють також теплообмінники, в яких нагрів чи охолодження теплоносія виконується за рахунок внутрішнього джерела тепла [8, 17].

Регенератори представляють собою теплообмінники, в яких одна й та ж сама поверхня нагріву періодично знаходиться в контакті то з гарячою, то з холодною рідиною [8, 17]. На початку циклу поверхня регенератора поглиблює тепло від гарячої рідини та нагрівається [5], після чого у наступній фазі циклу ця поверхня передає накопичене тепло холодній рідині [5, 8]. Таким чином, в регенераторах теплообмін відбувається в нестационарних умовах, у той час як рекуперативні теплообмінники переважно працюють у заданому режимі [5]. Типовими прикладами апаратів, які регенерують тепло, є повітропідігрівачі мартенівських та доменних печей [5, 8].

### **1.2. Обладнання компресорного типу**

Компресорні машини або компресори використовуються для переміщення та стискання газів під тиском [12]. У виробництвах харчової промисловості обробляється значна кількість газів під тиском [17], які відрізняються від атмосферного, що призводить до збільшення їхньої швидкості та зменшення об'ємів обладнання, де протікають процеси [18]. Машини, використовувані для переміщення та стискання газів, відомі як компресорні машини [12, 17].

Стискання газів використовується для їх переміщення по трубопроводу та обладнанню, а також для розрідження [17]. Діапазон тиску, який застосовується в харчовій промисловості, коливається в широких межах - від  $10^{-3}$  до  $10^8$  Н/м<sup>2</sup> ( $10^{-8}$ – $10^3$  атм) [12, 17].

Відношення кінцевого тиску ( $p_2$ ), який нагнітається компресорною установкою, до початкового тиску ( $p_1$ ), при якому відбувається всмоктування газу, отримало назву ступеня стискання [8, 17]. Залежно від ступеня стискання компресорні машини поділяють на [17]:

- а) вентилятори –  $p_2/p_1 < 1.1$  – для переміщення газу в великих кількостях;
- б) газодувки –  $1.1 < p_2/p_1 < 3$  – для переміщення газів у випадку високого опору мережі;
- в) компресори –  $p_2/p_1 > 3$  – для створення високих тисків;
- г) вакуумні насоси – для відсмоктування газів за тиску, нижчого від атмосферного.

За принципом роботи компресорні машини можна розподілити на поршневі, ротаційні, відцентрові та осьові [8]. У поршневих машинах нагнітається газ за рахунок зменшення об'єму, в якому знаходиться газ, під час зворотно-поступального руху поршня [8, 17]. Стискання газу в ротаційних машинах обумовлене зменшенням об'єму [7], в якому знаходиться газ, під час обертання ексцентрично розміщеного ротора [7, 8]. У відцентрових машинах енергія передається потоку газу силовою дією лопатей робочого колеса, що призводить до стиснення та підвищення кінетичної енергії газу [7, 17].

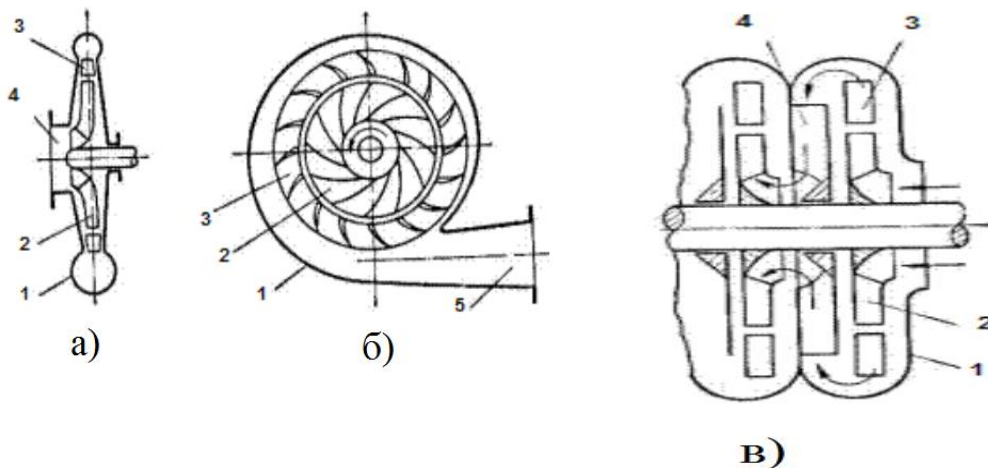
Ця енергія перетворюється в тиск у нерухомих елементах машини [16]. У осьових машинах газ стискається за рахунок пристрою типу "гвинт" [18]. У харчовій промисловості також використовують струминні компресори, де відсмоктування і стискання газів здійснюється за рахунок кінетичної енергії струмини додаткової рідини або пари [17].

Для отримання розрідження використовують будь-які компресорні машини: поршневі, вентилятори, газодувки, ротаційні вакуум-насоси [8].

Турбогазовдувки працюють наступним чином [7]: у корпусі 1 (рис. 1.1(a)) відбувається обертання робочого колеса 2 з лопатями, аналогічними до лопатей відцентрового насоса [7,8]. Колесо 2 розташоване в апараті 3, де кінетична енергія газу перетворюється в потенціальну енергію тиску. Газ подається в турбогазовдувку через патрубок 4 і виходить із патрубка нагнітання 5 [8]. Одноступеневі турбогазовдувки на валі мають по одному колесі, а багатоступеневі – багато коліс (рис. 1.1.(б)) [7,8].

Турбокомпресори, схожі за конструкцією на турбогазовдувки [7], використовуються для досягнення більшого ступеня стиснення, ніж у турбогазовдувках [7, 8]. Проте для підвищення тиску на лінії нагнітання в турбокомпресорах, на відміну від турбогазовдувок, збільшують кількість робочих коліс і змінюють їх розміри [16].

Турбокомпресор є машиною динамічної дії, де стиснення газу відбувається через взаємодію потоку газу з лезами та решітками лопатей [16].



*Рис. 1.1. Схема турбогазовдувки: 1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – направляючий апарат; 4 – всмоктувальний патрубок; 5 – нагнітальний патрубок*

Характерною особливістю лопатевих машин є відсутність коливань тиску [8], що виникають через них [16]. До турбокомпресорів відносять вісерадіальні та вихрові машини [15]. За рівнями тиску вони поділяються на наступні типи: вакуум-компресори та газодувки - машини, які висмоктують газ із простору з нижчим тиском за атмосферний або вищим; компресори низького тиску, призначені для нагнітання газу за тиском від 0,15 до 1,2 МПа; середнього тиску - від 1,2 до 10 МПа; і високого тиску - від 10 до 100 МПа; компресори надвисокого тиску, використовуються для стискання газу вище 100 МПа [8, 16, 17].

За застосуванням, компресори класифікуються залежно від галузі виробництва, для якої вони призначені (хімічні, енергетичні, загального призначення і т. д.) [8], а також за видом стискання газу (повітряний, кисневий, хлорний, азотний, гелієвий і таке інше) [8,16]. За способом відведення тепла можуть бути з рідинним або повітряним охолодженням. В залежності від типу привідного двигуна можуть мати привід від електродвигуна, ДВЗ, парової чи газової турбіни [16]. За принципом роботи компресори розподіляються на об'ємні, термокомпресори та турбокомпресори [16, 17]. Під принципом дії розуміється основна

особливість процесу збільшення тиску, яка залежить від конструкції компресора [16].

Поршневий компресор представляє собою машину, в якій процес стискання відбувається в робочих камерах [16], які періодично змінюють свій об'єм, послідовно з'єднуючись з входом та виходом компресора [16, 17]. Машини з об'ємними робочими органами і зміною об'єму робочих камер поділяються на поршневі, мембранні та роторні (гвинтові, ротаційно-пластинчасті, рідинно-кільцеві, з кочуючимся ротором, газодувки Рутса (насос Рутса), спіральні) компресори [8, 16]. Поршневі компресори (застосовуються також плунжерні при високих тисках стиснення) поділяються на поршні односторонньої чи двосторонньої дії, крейцкопфні і бескрейцкопфні, зі змащенням та без (сухого тертя) [17]. До об'ємних машин з обертовим стискувачим елементом (роторним машинам) відносять: гвинтові компресори, ротаційно-пластинчасті, рідинно-кільцеві та інші конструкції компресорних машин [16, 17].

Продуктивність компресорів вимірюється в одиницях об'єму газу при нормальних умовах [16]. В цьому контексті розрізняють продуктивність на вході та на виході [8]. Ці значення майже однакові при невеликій різниці тиску між входом та виходом. У випадку значної різниці тиску у поршневих компресорах вихідна продуктивність може зменшуватись більше, ніж вдвічі порівняно з вихідною продуктивністю, виміряною при нульовому перепаді тиску між входом і виходом [8, 16, 17].

### **1.3. Випарні установки з тепловим насосом**

Тепловий насос – це система, призначена для підвищення теплового потенціалу [5]. Використовуючи внутрішню енергію, теплові насоси збільшують тиск пари до необхідного рівня, переносячи тепло від джерела з низьким потенціалом до джерела з високим потенціалом [5, 8].

Використання пари у випарних установках багаторазово дозволяє суттєво зменшити споживання свіжого пару для процесу випарювання [5].

Альтернативним підходом до забезпечення економії гріючої пари в

випарних установках є використання вторинної пари [5], утвореної під час випарювання, як джерела тепла для нагрівання в тому ж випарному апараті [5, 7]. Для підвищення потенціалу пари, тобто тиску  $i$ , відповідно, температури конденсації, пар стискається в компресорі до тиску, при якому температура конденсації перевищує температуру кипіння рідини на 10-15 °С [5]. Схема такого випарного апарата з компресором показана на рис. 1.2.

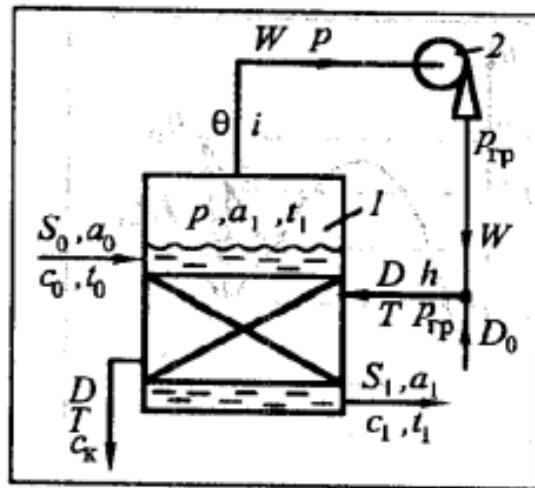


Рис. 1.2 Схема випарного апарата з компресором. 1 – випарний апарат, 2 – турбокомпресор.

Стискання вторинної пари виконується за допомогою турбокомпресора [5], оскільки поршневі компресори забруднюють паром мастила [8]. Такий пар стає непридатним для подальшого використання в хлібопекарській промисловості [7]. Під час конденсації 1 кг пари нагріву утворюється 0,8–0,85 кг вторинної пари [5]. Тому для неперервної та повноцінної роботи випарного апарата до стиснутої вторинної пари додається свіжої гріючої пари [5, 8]. Гріючий пар конденсується у міжтрубному просторі випарного апарата [8].

#### 1.4. Збільшення ККД випарних установок

Необхідність зекономити енерговитрати та гріючу пару спонукає до розробки варіантів використання теплоти під час роботи випарних апаратів [7]. Незалежно від операцій випарних установок, можливий варіант використання теплоти [5]. Явище самої евапорації можна застосовувати не

лише для упареного розчину, але й для конденсату гріючої пари [8].

На рис. 1.3 представлена одна з можливих схем переробки пари стосовно випарного апарата з тепловим насосом [13]. Унікальність такої схеми полягає у використанні самої евапорації конденсату гріючої пари при зниженні тиску для отримання пари з меншим потенціалом [5], яку потім додаємо до потоку вторинної пари перед стисканням у турбокомпресорі [5, 13].

Конденсат гріючої пари (позначений як витрати  $D$ ) [5], який залишається в трубному просторі апарата при температурі  $T$ , проходить через дросельний кран 2 і дроселюється до тиску  $p_{gr}$  [13], що відповідає робочому тиску киплячого розчину в трубному просторі [8]. Після дроселювання конденсат потрапляє в сепаратор 3 [13].

Внаслідок випаровування конденсату формується суміш при температурі  $\theta$  [17], що складається з конденсату і пари низького тиску  $p$  [8]. Після відділення залишкового конденсату утворений пар змішується з потоком вторинної пари  $W$  і піддається стиску в турбокомпресорі [5]. Сумарний потік стиснутої пари в турбокомпресорі ( $W+eD$ ) може перевищувати потрібні витрати  $D$  гріючої пари в камері нагріву випарного апарату [8, 13].

Екстра-потік пари  $E$  можна направити на нагрівання вихідного розчину  $S_0$  з концентрацією  $a_0$  та температурою  $t_n$  [8]. Вигідно використовувати екстра-пар  $E$  [13], тоді як вихідний розчин нагрівається у теплообмінниках – рекуператорах 6 і 5, послідовно обмінюючись теплом з гарячими потоками конденсату і утвореного розчину [8, 13]. Температура утвореного розчину ( $t_1$ ) вища, ніж температура конденсації після дроселювання [17]. Тому розумно використовувати конденсат на початковому етапі (у теплообміннику 5) [5], а упарений розчин – на кінцевому етапі (у теплообміннику 6) для нагрівання вихідного розчину від температури  $t_n$  до  $t_0$  [13].

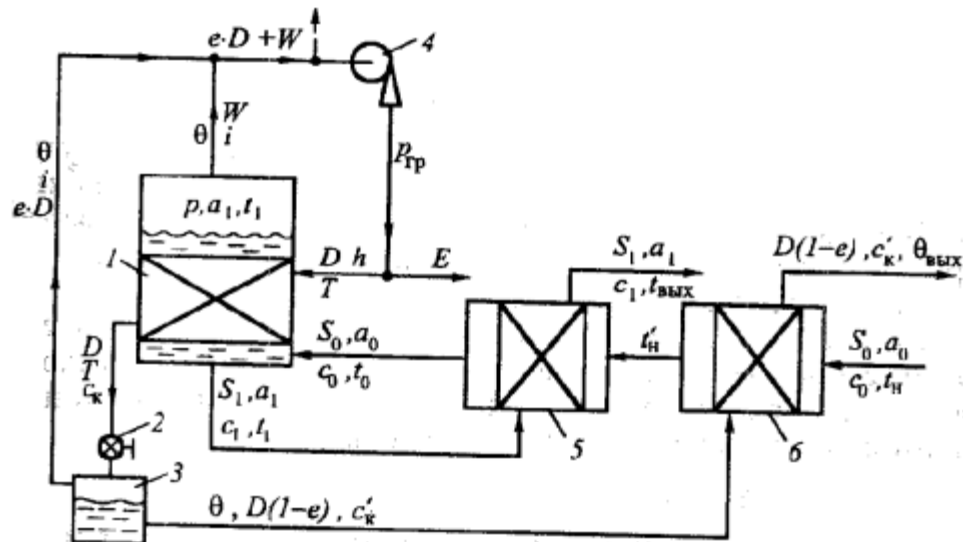


Рис. 1.3. Схема випарної установки з тепловим насосом і утилізація теплоти конденсату і у парення розчину. 1 – випарний апарат, 2 – дросель, 3 – сепаратор, 4 – турбокомпресор, 5, 6 – поверхневі теплообмінники.

У інших ситуаціях випаровування зі стискуванням вторинної пари може бути економічно нецільовим [17], оскільки зі збільшенням тиску вторинної пари зростає і кількість первинної пари, необхідної для процесу стискування [13, 17].

### 1.5. Кожухотрубні конденсатори

В теплообмінниках з поверхневою структурою [8], два теплоносії відділені стінкою, і процес теплообміну відбувається через цю стінку від одного теплоносія до іншого [5, 8].

Такі теплообмінники широко використовуються.

Кожухотрубні теплообмінники використовуються у випадках [5], коли необхідна значна площа теплообміну, наприклад, для проведення процесів випарювання та конденсації теплоносіїв у різноманітних технологічних процесах [8], а також для нагрівання та охолодження рідин та газів [13]. Зазвичай, пара (яка є гарячим теплоносієм) подається в міжтрубний простір, тоді як рідина, яку потрібно нагріти, подається в трубки [5, 13]. Забруднені потоки, такі як забруднені гази або суспензії [8],

краще направляти в трубки, а не в міжтрубний простір, оскільки трубки легше очищати [5, 8].

Кожухотрубчастий теплообмінник (рис. 1.4) представляє собою пристрій, що складається з пучка труб 4, щільно змонтованих в трубних ґратах 3, і обмежений кожухом 1 та кришками 2 з штуцерами [8]. Кришки та труби утворюють трубчастий простір, а між кожухом та зовнішньою поверхнею труб є міжтрубний простір [5, 8].

Трубний та міжтрубний простори, по яких рухаються теплоносії, поділені між собою поверхнею теплообміну [5]. Кожна з них може бути розділена перегородками на кілька ходів (на рис. 1.5 зображений багатопрохідний теплообмінник з двома ходами у трубному просторі) [8]. Перегородки монтуються з метою збільшення швидкості руху теплоносія та інтенсивності теплообміну [13]. У таких апаратах за допомогою перегородок у кришках труби поділяють на секції, через які послідовно проходить рідина [5]. Кількість труб в секціях однакова. У багатопрохідному теплообміннику, порівняно з однокоординатним тієї ж поверхні, швидкість і коефіцієнт теплопередачі зростають відповідно числу ходів [8, 13].

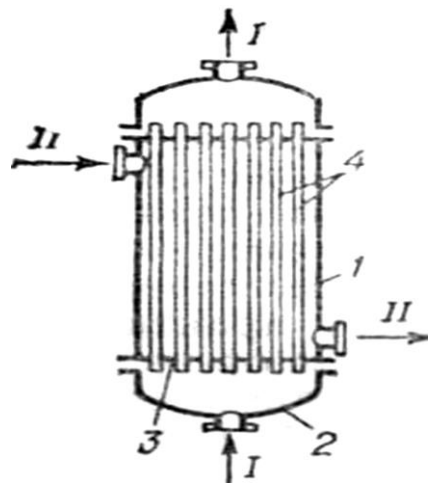
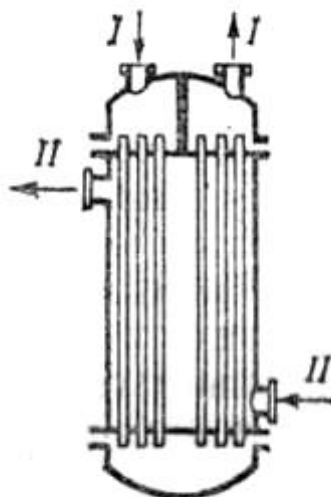
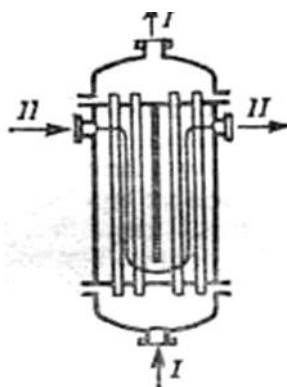


Рис. 1.4. Кожухотрубчастий теплообмінник: 1—кожух; 2 — кришка; 3 — трубні ґрати; 4—труби

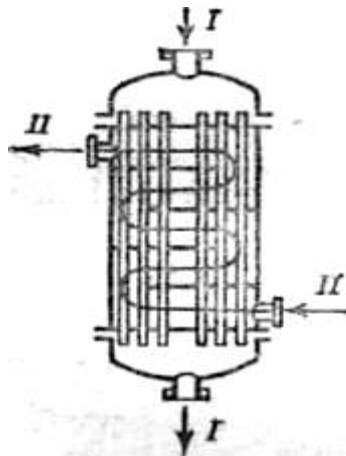


*Рис. 1.5. Двоходовий (по трубному простору) кожухотрубний теплообмінник*

Для підвищення коефіцієнта теплообміну з боку рідини [5], яка рухається в міжтрубному просторі, встановлюють перегородки [8]. Ці перегородки можуть бути поздовжні (рис. 1.6) або поперечні (рис. 1.7) [13]. Серед поперечних перегородок розрізняють секторні, сегментні, кільцеві, при цьому сегментні перегородки є найбільш поширеними [13].

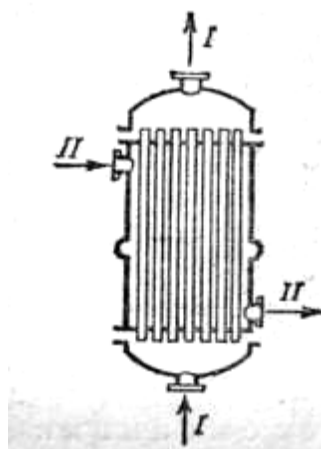


*Рис.1.6. Двоходовий (по міжтрубному простору) кожухотрубний теплообмінник*



*Рис.1.7. Кожухотрубний теплообмінник з поперечними перегородками в міжтрубному просторі*

Теплообмінники з кожухом та трубчастими елементами можуть мати орієнтацію як вертикальну, так і горизонтальну [13]. При значній різниці у температурі між теплоносіями, перевищуючи 50 °С, виникають температурні напруги [5], які можуть перевищити межі міцності матеріалу [8], призводячи до потенційної негерметичності та порушення герметичності [8, 13]. Для усунення нерівномірного подовження труб та корпусу апарату використовують теплообмінники з лінзовими компенсаторами, плаваючими головками, U-подібними трубами, а також теплообмінники з сальниковими пристроями (рис. 1.8) [5, 17].

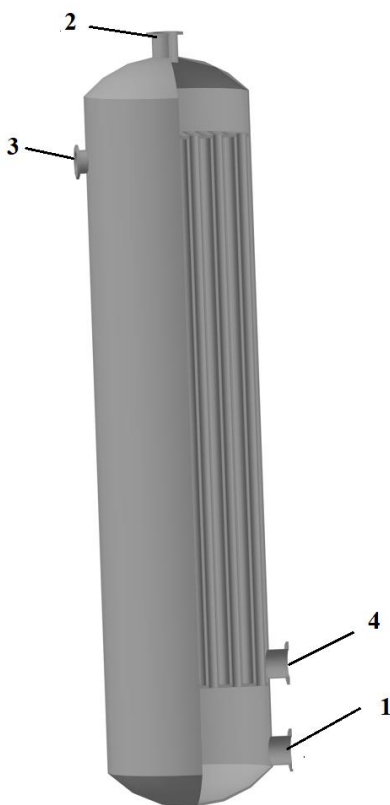


*Рис.1.8. Кожухотрубний теплообмінник з сальниковим пристроєм задля компенсації неоднакового подовження труб і корпусу*

## РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ У ТЕХНІЧНОМУ ОБЛАДНАННІ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

### 2.1 Опис та вихідні дані процесу

У системі, спрямованій на ефективне використання випаровуваної пари з приміщення пекарської камери хлібопекарської печі [5], ми пропонуємо використовувати конструкцію кожухотрубного теплообмінника (рис. 2.1), яка є звареною структурою [5, 8].



*Рис 2.1 Кожухотрубний теплообмінник: 1 - Канал подачі води; 2- Канал відводу води; 3 - Канал подачі пари; 4 - Канал відводу сконденсованої пари.*

Основна ідея цього процесу полягає у вилученні вологи із пароповітряної суміші, що виходить з пекарської камери [1]. Це досягається шляхом стискання її до насиченого стану з конденсацією і подальшим

відокремленням повітря [5]. Утворений конденсат випаровується за атмосферним тиском, а завдяки теплу [8], отриманому під час попередньої конденсації, ми отримуємо пару, яка використовується для зволоження пекарської камери [13].

Під час процесу випікання утворюється парово-повітряна суміш з температурою 160°C при тиску 0,1 МПа [3]. Цю суміш направляють до компресора, де вона стискається до 0,3 МПа [4]. Після цього вона подається до випарного апарата (теплообмінника) в міжтрубний простір [7], де відбувається конденсація за рахунок різниці температур [7]. Трубки апарата заповнені водою з температурою 100°C і тиском 0,1 МПа [13].

Іншими словами, волога з парово-повітряної суміші конденсується [5], а отриманий конденсат з температурою приблизно 130 °С та тиском приблизно 0,3 МПа виводиться [8]. Потім він проходить через дросель для зниження тиску до атмосферного (0,1 МПа) і, відповідно, температури кипіння води – до 100 °С [7]. Після цього конденсат подається в канали теплообмінника [13], де випаровується завдяки теплу, отриманому від попередньої конденсації парово-повітряної суміші [17]. Отримана пара використовується для зволоження тістових заготовок у пекарській камері [4].

## 2.2 Математичний розбір процесу теплообміну

Середня різниця температури теплоносія і продукту [5]:

а) максимальна різниця температур

$$\Delta t_{\delta} = t_n - t_1$$

б) мінімальна різниця температур

$$\Delta t_{\text{м}} = t_n - t_2$$

Знаходимо відношення  $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}}$  то за формулою [5]

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2}$$

де  $\Delta t_{\sigma}, \Delta t_m$  - різниці температур між теплоносієм і продуктом на кінцях теплообмінника [5].

2. Середня температура продукту [5]^

$$t_{cp} = t_n - \Delta t_{cp}$$

3. Різниця температур між теплоносієм і стінкою, за формулою [5]:

$$\Delta t_1 = \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{cp}$$

Різниця температур між стінкою і продуктом [5]:

$$\Delta t_2 = \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{cp} = \frac{R_2}{R} \Delta t_{cp} = \left(1 - \frac{R_2}{R} - \frac{R_{ст}}{R}\right) \Delta t_{cp}$$

У рівнянні, в якому згадуються  $R, R_1, R_{ст}, R_2, K, \alpha_1$  і  $\alpha_2$ , вони вказують на такі параметри [5]:

$R$ : Термічна опір загальний.

$R_1$ : Термічний опір від теплоносія до стінки.

$R_{ст}$ : Термічний опір матеріалу стінки до забруднень.

$R_2$ : Термічний опір від стінки до продукту.

$K$ : Коефіцієнт теплопередачі.

$\alpha_1$ : Коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія.

$\alpha_2$ : Коефіцієнт тепловіддачі від холодного теплоносія.

Різниця температур стінки зі сторони теплоносія [8]

$$t_{cm1} = (t_n - \Delta t_1)$$

Температура стінки зі сторони продукту [5]:

$$t_{cm2} = (t_{cp} - \Delta t_2)$$

Визначаємо температуру пльонки конденсату теплоносія [5]:

$$t_{nl} = 0,5(t_n - t_{cr})$$

Коеф. тепловіддачі од теплоносія до стінок трубок [5]:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_{nl} \cdot \rho_{nl} \cdot r \cdot g}{l \cdot \Delta t_1 \cdot \mu_{nl}}}$$

де  $C = 1,15$  при конденсаванні на вертикальних поверхнях;  $l$  – діна трубки у пучку  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  [8].

Число Рейнольдса задля потоку води по формулі [7]:

$$Re = \frac{\omega l \rho}{\mu}$$

Число Прандтля потоку рідини [7]:

$$Pr = \frac{c \mu}{\lambda}$$

Число Прандтля пристінкового шару води [7]:

$$Pr_{cm2} = \frac{c \mu}{\lambda}$$

Співвідношення

$$M = \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$$

Критерій Нусельта задля турбулентного режиму [8]:

$$Nu = 0,21 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cm})^{0,25}$$

Коеф. тепловіддачі  $\alpha_2$  від стінки продукту [8]:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} = \frac{693 \cdot 68,35 \cdot 10^{-2}}{2,5 \cdot 10^{-2}}$$

де  $\lambda$  - коеф. теплоносія теплопровідності, задля котрого визначається коеф. тепловіддачі, Вт/(м·К) [8];  $l$  – геом. розмір довжини трубки, м [8].

Термодинамічний опір стінки:

$$R_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} = \frac{0,025}{384}$$

де  $\delta_{cm}$  - товщина стінки, м;  $\lambda_{cm}$  - коеф. теплопровідності стінки, Вт/(м·К) [5].

Загальний коеф. теплопередачі між середовищами [7, 8]:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}$$

де  $\alpha_1, \alpha_2$  - коеф.и тепловіддачі задля гарячого і холодного теплоносія, Вт/(м<sup>2</sup>·К) [5].

Різниця теплових напорів зі сторони теплоносія і зі сторони продукту [8]:

$$A = (\alpha_1 \Delta t_1) - (\alpha_2 \Delta t_2)$$

Теплоти кількість, переданої через поверхню теплообміну від теплоносія продукту [8]:

$$Q = G \cdot c (t_n - t_k)$$

де  $G$  – продуктивність апарату [7];  $c$  – теплоємність теплоносія;  $t_n, t_k$  температури теплоносія на вході і виході з апарату [7].

Теплопередавальна поверхня теплообмінника [5]

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{cp}}$$

де  $K$  – теплопередачі коеф.;  $\Delta t_{cp}$  – середня різниця температур між продуктом і теплоносієм [5].

Витрати пари [8]:

$$D = \frac{xGc(t_k - t_n)}{(i_n - i_k)}$$

### 2.3 Моделювання процесу теплообміну в кожухотрубному теплообміннику

Моделювання процесу теплообміну застосовувалося з використанням імітаційного параметричного підходу у програмному комплексі Flow Vision. Для спрощення цього процесу створено дві окремі імітаційні моделі середовища (див. Рис. 2.2).

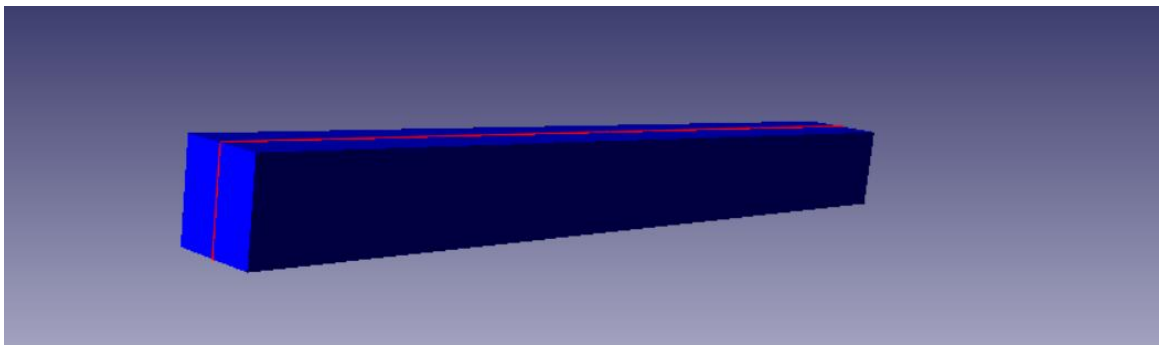


Рис 2.2 Імітаційна модель середовища

У першій імітаційній моделі було аналізовано теплообмін всередині труби кожухотрубного теплообмінника. Основні параметри імітаційної моделі процесу теплообміну в трубі включають розрахунок за моделлю "нестискаємої рідини".

Граничні умови:

- Рідина – вода початкова температура  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Вхід/вихід – температура  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  швидкість руху рідини  $0.2\text{ м}^2/\text{с}$
- Вільний вихід
- Стінка – температура на стінці  $130\text{ }^{\circ}\text{C}$

Результат моделювання наведено на рис 2.3 і 2.4

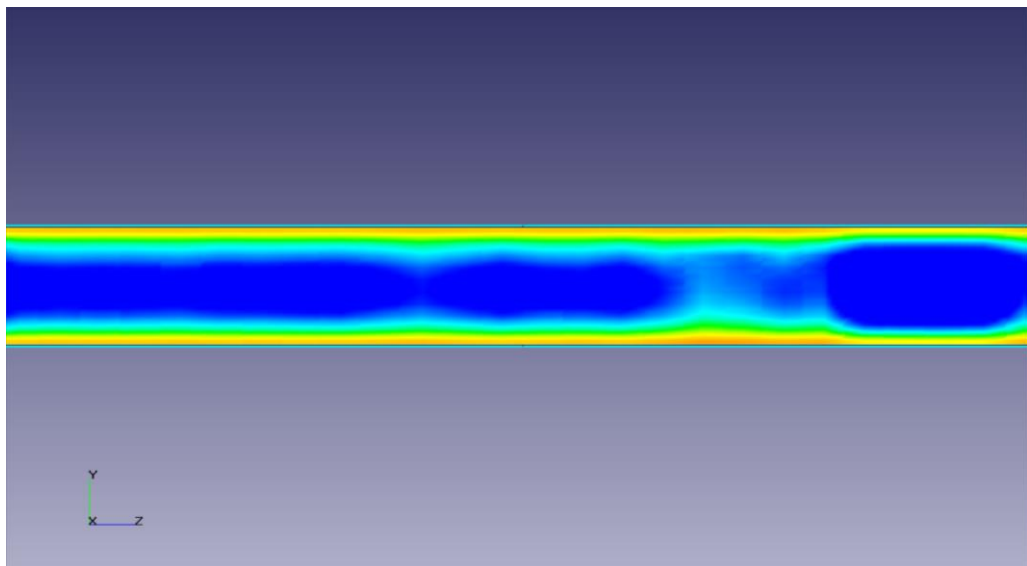


Рис. 2.3 Температурна візуалізація процесу теплопередачі

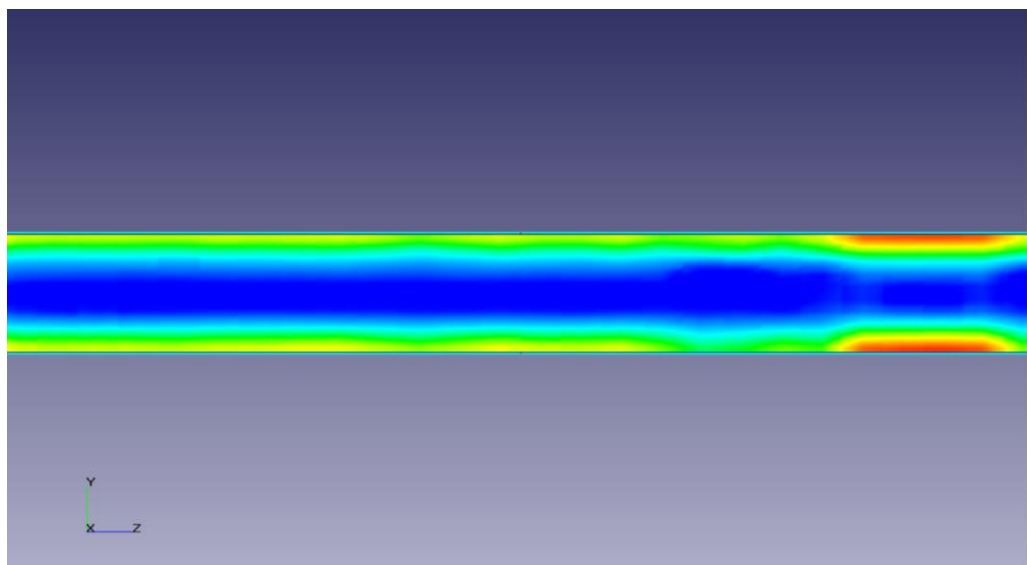


Рис. 2.3 Тепловий потік під час процесу теплопередачі

У другій імітаційній моделі досліджувався теплообмін в міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника. Параметри імітаційної моделі процесу теплообміну в трубі включали модель розрахунку для "слабосжимаємої рідини".

Граничні умови:

- Рідина – водяна пара температура  $130\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Вхід/вихід – температура  $130\text{ }^{\circ}\text{C}$  швидкість руху рідини  $0.2\text{ м}^2/\text{с}$
- Вільний вихід - тиск на виході  $0.3\text{ МПа}$
- Стінка – температура на стінці  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$

Результат моделювання наведено на рис 2.5 і 2.6

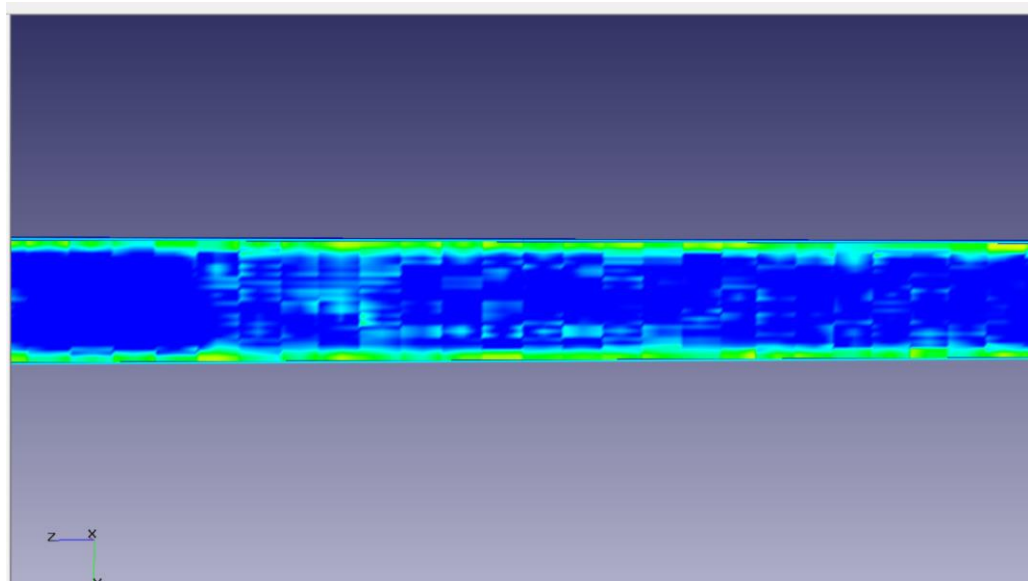


Рис. 2.5 Температурна візуалізація процесу теплопередачі

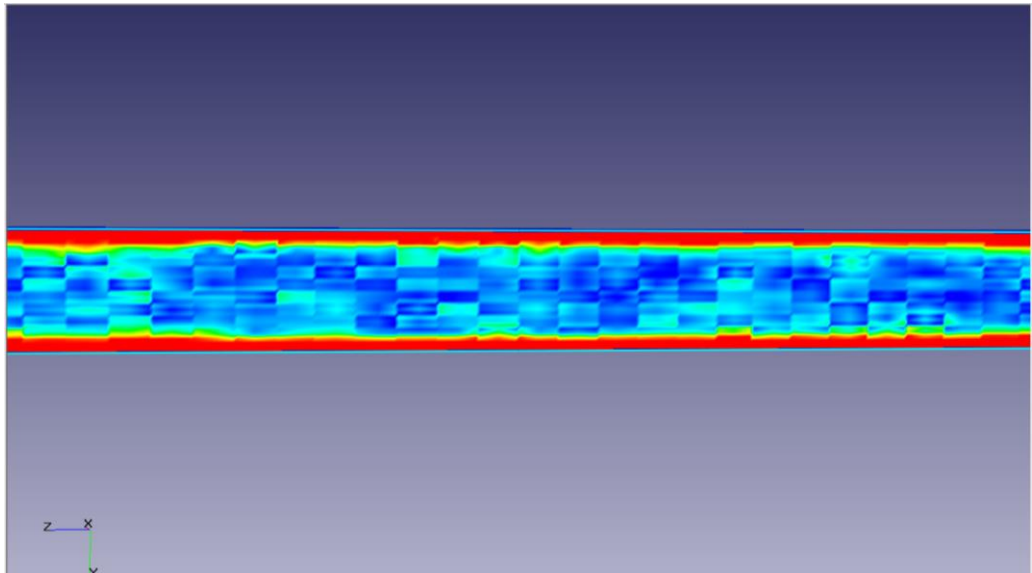


Рис. 2.3 Тепловий потік під час процесу теплопередачі

З імітаційного моделювання видно, що процес теплообміну при утилізації відпрацьованої пари з пекарній камери відбувається досить інтенсивно при вихідних параметрах процесу. З візуалізації видно, що конденсація відбувається нормально в міжтрубному просторі, що свідчить про правильно підібрані параметри процесу.

### **РОЗДІЛ 3. СТРУКТУРА ТА ПРИНЦИП ФУНКЦІОНУВАННЯ ЗАПРОПОНОВАНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ**

#### **3.1. Опис системи, призначеної для обробки пари, яка вилучається з середовища пекарської камери тунельної хлібопекарської печі**

Ми розробили систему для обробки пари з середовища пекарської камери хлібопекарської печі, що відображає один із можливих раціональних варіантів використання вторинної пари за допомогою теплообмінника і турбокомпресора [5]. Унікальність цього комплексу полягає в використанні самопаровоутворення конденсату пари нагріву при збільшенні тиску для отримання пари з вищим енергетичним потенціалом [5, 8].

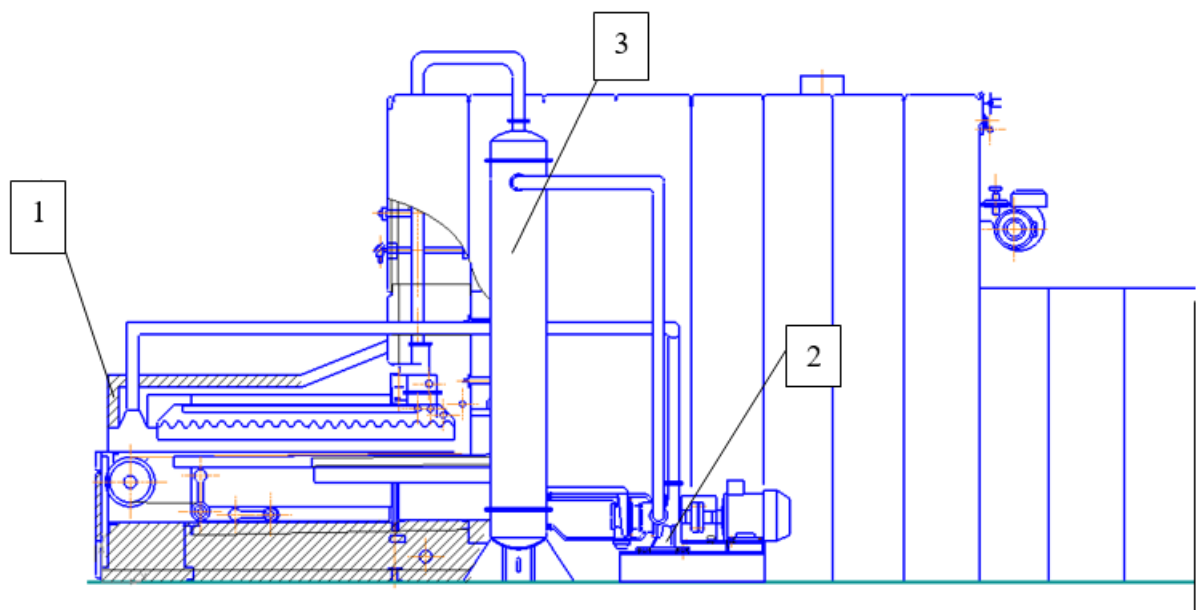
Основна ідея цього процесу полягає у видаленні вологи з пароводяної суміші, що виходить з пекарської камери [5]. Це досягається за допомогою стиснення її до температури насиченого стану з послідовною конденсацією та відокремленням повітря [5].

Застосування тепла фазового переходу при атмосферному тиску для випаровування конденсату дає можливість отримати пару для зволоження пекарської камери [3, 5].

Атмосферне повітря з температурою від 20 до 25 °С і вологістю від 60% до 70% направляється в пекарню [4], де його нагрівають через теплообмін із нагрівальними поверхнями [5]. Під час цього процесу повітря насичується паром, яка виникає під час приготування, і разом з цією паром подається в пекарню для зволоження оточуючого середовища [3, 5].

Утворена паро-повітряна суміш із параметрами 160°C при тиску 0,1 МПа направляється до компресора, де вона стискається до 0,3 МПа [5]. Після цього суміш подається до випарного апарата (теплообмінника) [8], де в міжтрубному просторі конденсується за рахунок різниці температур [8]. У трубах апарата знаходиться вода з температурою 100°C та тиском 0,1 МПа [7].

Отже, здійснюється процес конденсації вологи з пароповітряної суміші, а утворений конденсат із температурними параметрами 130 °С та тиском 0,3 МПа виводиться з теплообмінника [5, 8]. Після цього він пройде через дросель для зниження тиску до атмосферного (0,1 МПа), і відповідно, температури кипіння води до 100 °С [8]. Подальший крок включає направлення конденсату в канали теплообмінника, де відбувається його випаровування за рахунок тепла фазового переходу пароповітряної суміші [13]. Отримана пара постачається в пекарну камеру для зволоження тістових заготовок [4].



*Рис. 3.1. Технічний комплекс задля утилізації пари з середовища пекарної камери хлібопекарської печі. 1 – піч; 2 – турбокомпресор; 3 - випарний апарат.*

### **3.2. Опис конструктивних особливостей турбокомпресора**

Турбокомпресор - це апарат, що включає в себе доцентрову турбіну, відцентровий компресор та газову турбіну [7]. Турбіна перетворює енергію руху відпрацьованих газів на роботу стиснення повітря через компресор [8].

Турбокомпресори, спроектовані для стиснення водяної пари [1], за своєю конструкцією абсолютно аналогічні газовим компресорам і можуть приводитися в рух електродвигунами або паровими турбінами [1, 5]. У випадку, коли турбокомпресор приводиться в рух електродвигуном, до пари,

яка стискається у турбокомпресорі, необхідно додавати певну кількість свіжої пари для опалювальної камери випарного апарата [1].

Використання турбокомпресора з електродвигуном або з приводом від конденсаційної турбіни для стискання вторинної пари має перевагу у тому [7], що дозволяє використовувати всю вторинну пару [7, 8].

### 3.3. Будова турбокомпресора і принцип роботи

Ротор турбокомпресора складається з вала, який з'єднаний із робочим колесом турбіни і компресора, а також втулки дистанційної [1]. Всі складові ротора закріплені на валу за допомогою гайки, і шайба стопорна запобігає її розкручуванню [1, 7]. Колесо турбіни виготовлене із жароміцного сплаву або зварене до сталевго вала [1]. Ротор обертається у підшипнику, що складається з плаваючої бронзової моновтулки, утримувача та маслопроводу [1, 7].

Осьовий рух ротора обмежений торцем вала у напрямку турбіни та дистанційною шайбою 6 у напрямку компресора [1]. Для відведення масла з порожнини корпусу підшипників 18 використовується відповідний штуцер 3 [1, 8].

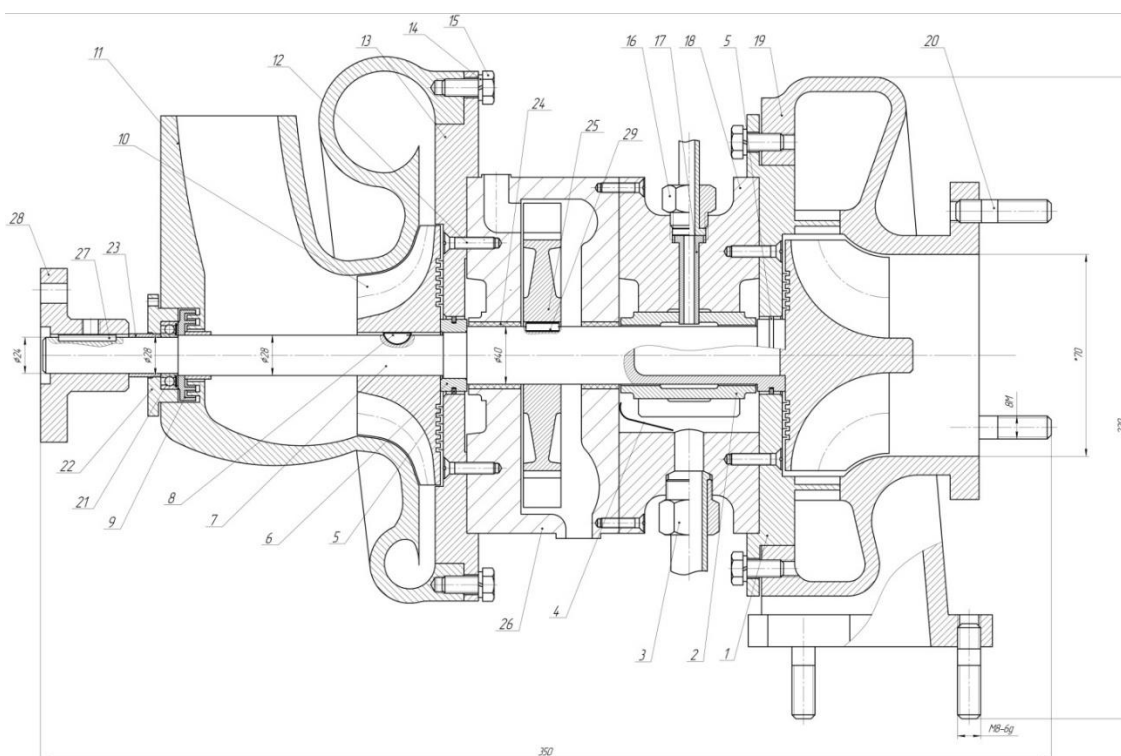


Рис. 3.2 Повздовжній переріз турбокомпресора

Кришки турбіни 1 і компресора 13 прикріплюються до корпусу підшипників за допомогою гвинтів 12, а також маслоскидаючий екран 4, спільно з нерухомими пружними розрізними ущільнювачами 5, запобігає витоку масла з порожнини корпусу до підшипника [1, 5]. Робоча поверхня ущільнювачів покрита твердим хромом, а канавки і внутрішні діаметри кришок піддаються термообробці [1, 8].

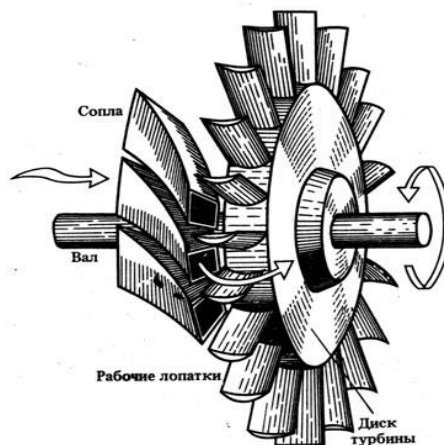
Лопатки соплового апарату на кришці турбіни виготовлені фрезеруванням і припресовуються до торця корпусу турбіни за допомогою болтів 15 [1]. На тильній стороні робочого колеса компресора та турбіни розташовані гребінці, які входять у пази аналогічних гребінців у кришках компресора і турбіни [1, 5]. Це створює лабіринтові ущільнення, які перешкоджають перетоку стиснутого повітря з компресора та газу з турбіни у порожнину корпусу підшипника [1, 5].

При потраплянні газу у корпус турбіни, який виконує роль спірального газоприймача, газ направляється на лопатки соплового апарату [8]. Сопловий апарат, що конструктивно є нерухомим лопатковим вінцем, формується лопатками на кришці 1 та торцевою поверхнею корпусу 19 [8, 13]. Газ розширюється, підвищуючи свою швидкість і знижуючи тиск [1]. Після соплового апарату газ потрапляє в міжлопатеві канали робочого колеса, де відбувається його подальше розширення, що призводить до збільшення швидкості [8]. Газовий потік, рухаючись із зростаючою швидкістю, взаємодіє з робочими лопатками, викликаючи обертання колеса турбіни [7, 8]. Крутний момент передається через вал турбокомпресора 7 на робоче колесо компресора 10 [1].

Під час обертання колеса компресора, повітря між лопатками, під дією відцентрової сили, стискується і переміщується від центру до периферії [1]. Це створює розрідження перед колесом, що призводить до всмоктування повітря з навколишнього середовища [8]. При проходженні потоку через робоче колесо в радіальному напрямку його швидкість збільшується [7]. У безлопаточному дифузори, що формує корпус 11 і кришка 13 компресора,

швидкість газу зменшується, а тиск збільшується [7,8]. Повітря потрапляє в спіральний збірник (равлик), де тиск збільшується, а швидкість зменшується, оскільки перетин збірника зростає в процесі його розвороту [13]. На виході з компресора швидкість газу зменшується, а тиск збільшується [1, 13].

В конструкції турбокомпресора були внесені зміни, включаючи встановлення камери з паровою турбіною [1]. Ця камера служить для відкачування конденсату з установки для випарювання та його подальшого введення у випарний апарат [7]. Робочий принцип газової турбіни (аналогічний до принципу парової турбіни) виглядає наступним чином (рис. 3.3): конденсат, утворений під час регенерації пари, направляється на лопатки турбіни та викликає її рух [8]. У соплах конденсат перетворюється в кінетичну енергію потоку [1]. При цьому температура та тиск конденсату знижуються, а швидкість руху рідини збільшується [8]. Це призводить до зменшення енерговитрат двигуна [8]. Струмінь продукту подається на робочі лопатки турбіни, які закріплені на її диску, що жорстко пов'язаний з валом [13]. Таким чином, вал, диск та робочі лопатки, які обертаються як єдина система, утворюють ротор турбіни [8, 13].



*Рис. 3.3. Спосіб перетворення теплової енергії в механічну в паровій турбіні.*

Кінетична енергія рідинного струменя, що протікає каналами, стає меншою, але при цьому збільшується кінетична енергія ротора турбіни [1], що є необхідним результатом [1, 8]. У випадку, коли ротор турбіни з'єднаний з електричним генератором, виникає виробництво електроенергії [7]. Якщо ж

ротор пов'язаний з повітряним компресором, відбувається стиснення повітря та його надходження до споживача [8]. При використанні газової турбіни для перекачування природного газу через газопровід, турбіна приводить у рух не повітряний, а газовий компресор [8].

Канали, сформовані робочими лопатками, мають криволінійний профіль [5]. Під час прокладання шляху каналу потік рідини змінює напрямок та швидкість, породжуючи відцентрову силу, яка тисне на увігнуті поверхні робочих лопаток [1]. Це призводить до кругового руху робочих лопаток, диска турбіни, валу (ротора) турбіни та жорстко пов'язаного з ним ротора електрогенератора, що призводить до вироблення електроенергії [1, 5].

Сучасні газові турбіни представляють собою вдосконалені машини, переважно багатоступінчасті [1], спроектовані для високих початкових температур продуктів згоряння [1,5].

#### **3.4. Технологія складання установки**

Рекомендовано виконати збірку турбокомпресора в такій послідовності:

1. Увести бронзову втулку 2 в отвір підшипника корпусу 18 і зафіксувати її положення за допомогою втулки фіксатора 17.
2. Вставити кільце ущільнювача 5 в проточку біля робочого колеса турбіни на вал турбокомпресора. Рекомендується провести цю операцію за допомогою спеціального оправлення для уникнення пошкодження кільця.
3. Зафіксувати кришку турбіни 1 на корпусі 18 за допомогою чотирьох гвинтів 12.
4. Змастити мастилом фаску на внутрішньому діаметрі кришки турбіни та внутрішній діаметр втулки бронзової 2. Монтувати вал турбокомпресора з ущільнюючим кільцем, дотримуючись обережності, щоб кільце точно увійшло в фаску і внутрішній діаметр кришки.
5. Встановити кільце ущільнювача 5 в дистанційну шайбу 6.

6. Зафіксувати кришку компресора 13 на корпусі підшипника 18 за допомогою гвинтів 12.
7. Змастити мастилом фаску та внутрішній діаметр кришки компресора, а потім монтувати дистанційну шайбу на вал.
8. На вал турбокомпресора установити робоче колесо компресора, а зафіксувати всі деталі рухомої частини турбокомпресора гайкою 9 і шайбою 8 в осьовому напрямку.
9. Встановити стопорні шайби 14 і затягнути болти 15 на кришках компресора та турбіни відповідно.
10. Вкрутити підвідний 16 і відвідний масляні штуцери в спеціальні отвори на зовнішньому діаметрі корпусу 18.

## РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### 4.1. Оцінка енергетичних затрат тепла, необхідного для процесу випічки хліба

Розглянемо вплив одного режиму роботи на загальні теплові витрати пекарній камері пічного агрегату [3]. Проведемо аналіз, враховуючи зміни в кількості пари, що поступає до пекарній камери, та у величині упікання хліба [4].

#### Витрати

Вид продукції - Батон

*B* - Ширина поду, 3 метри; *L* - Довжина печі, 24 метри; *D* - Діаметр хліба, 0,2 метра; *a* - Зазор між виробами, 0,09 метра;  $\tau$  - Час випікання, 38 хвилин; *N* - Кількість рядів виробів по довжині поду 82; *n* - Кількість виробів по ширині поду 10; *g<sub>n</sub>* - Витрати насиченого пару, кг/кг 0,14; *t<sub>n.к.</sub>* - Температура пекарської камери, 251,4 градуси Цельсія; *W<sub>уп</sub>* - Упікання, 10 %; *g<sub>уп.</sub>* - Кількість випарованої вологи з виробу під час випікання (упікання), віднесено до маси хліба 0,1; *W<sub>x</sub>* - Вологість тіста (хліба), 40 %; *g<sub>k</sub>* - Вміст скоринки 0,15; *t<sub>m</sub>* - Температура тіста 30 градусів Цельсія; *t<sub>м</sub>* - Температура м'якотіша 98 градусів Цельсія; *t<sub>ск</sub>* - Температура скоринки 160 градусів Цельсія; *t<sub>с'</sub>* - Температура сітки на вході в піч 30 градусів Цельсія; *t<sub>с''</sub>* - Температура печі на виході з печі 140 градусів Цельсія; *g<sub>ср</sub>* - Вміст сухої речовини м'якотіша 0,6; *g<sub>в</sub>* - Вміст вологи м'якотіша 0,4; *d<sub>пк</sub>* - Вологовміст середовища пекарської камери, 270 г/кг; *d<sub>п</sub>* - Вологовміст навколишнього середовища, 12 г/кг; *i<sub>пп</sub>* - Ентальпія перегрітого пара при  $t=160^{\circ}\text{C}$  і  $P=0,1$  МПа, 2802,6 кДж; *i<sub>пн</sub>* - Ентальпія насиченого пара при  $t=100^{\circ}\text{C}$  і  $P=0,1$  МПа, 2360 кДж/кг; *i<sub>в</sub>* - Ентальпія води, 418,7 кДж/кг; *i<sub>м</sub>* - Ентальпія води при температурі м'якотіша гарячого хліба, 418,7 кДж/кг; *C<sub>ср</sub>* - Теплоємність сухої речовини хліба, 1,67 кДж/(кг $^{\circ}$  K); *r* - Теплота пароутворення, 2230 кДж/кг; *Q<sub>н^р</sub>* - Теплота згоряння природного газу, 35700 кДж/м<sup>3</sup>;

#### Продуктивність печі

Подуктивність печі по кількості готового хліба [3, 4]

$$G = \frac{n \cdot N \cdot g}{\tau \cdot 60} = \frac{10 \cdot 82 \cdot 0,95}{38 \cdot 60} = 0,342 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \left( 1231 \frac{\text{кг}}{\text{год}} \right)$$

Визначаємо кількість виробів у напрямку ширини поду [3], розраховуємо кількість рядів заготовок вздовж довжини і заокруглюємо отримані значення до найменшого цілого числа [4].

$$n = \frac{B - a}{b + a} = \frac{3 - 0,09}{0,2 + 0,09} \approx 10 \text{ шт.}$$

$$N = \frac{L - a}{l + a} = \frac{24 - 0,09}{0,2 + 0,09} \approx 82 \text{ шт.}$$

### Розрахунок складових теплового балансу

Теоретичні витрати тепла на випечення хліба [4]:

$$\begin{aligned} q_{\text{вип}} &= (c_{\text{ср}} \cdot g_{\text{ср}} + c_{\text{в}} g_{\text{в.х}})(t_{\text{м}} - t_{\text{т}}) + c_{\text{св}} g_{\text{к}}(\bar{t}_{\text{к}} - t_{\text{м}}) = \\ &= (1,67 \cdot 0,6 + 4,187 \cdot 0,4)(98 - 30) + 0,15 \cdot 1,67(129 - 98) = \\ &= 189,54 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

Кількість сухої частки речовини в хлібі(тісті) [3]:

$$g_{\text{ср}} = \frac{100 - W_x}{100} = \frac{100 - 40}{100} = 0,6$$

Вологовміст м'якушки [4]:

$$g_{\text{в.х}} = \frac{W_x}{100} = \frac{40}{100} = 0,4$$

Температура скоринки [3]:

$$\bar{t}_{\text{к}} = \frac{160 + 100}{2} = \frac{160 + 98}{2} = 129 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Вага скоринки [4]:

$$g_{ск} = \frac{g_{ун} \cdot g_{ср}}{g_{вх}} = \frac{0,1 \cdot 0,6}{0,4} = 0,15 \text{ кг.}$$

### Витрати тепла з упіканням:

$$q_{уп} = g_{уп} (i_{пп} - i_{м}) = 0,1 \cdot (2802,6 - 418,7) = 238,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де:  $i_{пп}$  - ентальпія перегрітої пари, визначається при атмосферному тиску при  $t_{пк} = 160^{\circ}\text{C}$  з використанням таблиць перегрітої пари (за нормативним методом);  $i_{м}$  - ентальпія води, визначається при температурі м'якушки  $t_{пк} = 100^{\circ}\text{C}$ , використовуючи теплоємність води  $sv=4,187 \text{ кДж/кг} \times 36 \text{ 4ї}$ .

### Втрати теплоти через посадкове та розвантажувальне вікна під час процесу випікання:

$$q_{пар} = g_{п} i_{пп} = 0,14 \cdot 2802,6 = 392,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

або:

$$\begin{aligned} q_{пар} &= q_{п} + q_{пп} = q_{п} i_{нп} + g_{п} (i_{пп} - i_{нп}) \\ &= 0,14 \cdot 2360 + 0,14 \cdot (2802,6 - 2360) = 392,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

де:  $i_{нп}$  – ентальпія насиченої пари [3]:

$$i_{нп} = i' + xr = 465 + 0,85 \cdot 2230 = 2360$$

$i'$  – ентальпія води при тиску пари  $p$  і при температурі насичення  $110,8^{\circ}\text{C}$  [4],

$$i' = 465 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$x$  - рівень сухості пари [3];  $q_{(п)}$  - тепловий потік, який подається до пекарської камери парюю для уволоження її середовища та який виходить з печі разом з вентиляційним потоком [4];  $q_{(пп)}$  - тепловий потік, який витрачається на нагрівання пари до температури пекарської камери [3, 4].

### Витрати тепла з вентиляційним повітрям:

$$q_{в.п} = \frac{g_{уп} + g_{зв}}{d_{пк} + d_{в}} c_p (t_{пк} - t_c) = \frac{0,1 + 0,14}{0,270 - 0,012} \cdot 1 \cdot (251,4 - 25) = 210,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

де:  $q_{в}$  кДж/кг;

$c_p$  – ізобарна теплоємність повітря,  $c_p = 1$  кДж/(кг·К)

### Витрати тепла для нагрівання транспортних пристосувань.

$$g_{тр} = c_c g_c (t_c'' - t_c') = 1,11 \cdot 0,46 (140 - 30) = 56,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де :

$g_c$  – маса сітки конвеєра, яка приходить на кг хліба,  $g_c = 1,11$  кг/кг;

$c_c$  – теплоємність сітки,  $c_c = 0,46 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \cdot \text{К}$

### Втрати тепла із огороженнями пекарної камери в зовнішнє середовище:

$$q_{зс} = \frac{Q_{ос}}{G_x} \text{ кДж/кг}$$

або за 1/часу втрати тепла:

$$Q_0 = f_{п} \left\{ a_{пр} c_0 \left[ \left( \frac{T_{п}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{в}}{100} \right)^4 \right] + a(t_{п} - t_{в}) \right\}$$

де:  $f_{п}$  – площа поверхні огороження печі, м<sup>2</sup> [3];

$a_{пр}$  – ступінь чорноти поверхні огороження печі і зовнішнього середовища [3]:

$$a_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{a_{п}} + \frac{1}{a_{в}} - 1} = \frac{1}{\frac{2}{0,9} - 1} = 0,82$$

де чорнота поверхні печі  $a_{п}$  і зовнішнього середовища  $a_{в}$  прийняті однаковими та дорівнюють 0,9 [3].

Коеф.тепловіддачі за конвекцією від стін вертикальних [4]

$$\alpha^{\text{верт}} = Nu \frac{\lambda}{l} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

де: 
$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n$$

Сума критеріїв

$$GrPr = 12,5 \cdot 10^9 \cdot 0,72 = 9 \cdot 10^9$$

При такому значенні буде таке значення складових:  $C = 0,135$ ,  $n = 0,33$

Критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{\beta l^3 g \Delta t}{\nu^2} = \frac{1,9^3 9,81 (40 - 25)}{(273 + 32,5)(16,3 \cdot 10^{-6})^2} = 12,5 \cdot 10^9$$

де:  $l$  – висота печі;  $l = 1,9$  м;

$\beta$  – коеф. розширення

$$\beta = \frac{1}{273 + 32,5}$$

Визначальна темп.:

$$t_m = \frac{t_c + t_b}{2} = \frac{40 + 25}{2} = 32,5^\circ\text{C}$$

де:  $t_c$  – ср. температура стін печі;  $t_c = 40^\circ\text{C}$

При заданій температурі  $t_m$  повітря [3]:

$$\lambda = 0,0269 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}; \nu = 16,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr = 0,72$$

Критерій Нуссельта

$$Nu = 0.135(9 \cdot 10^9)^{0.33} = 281$$

$$\alpha^{\text{верт}} = 281 \cdot \frac{0,0269}{1,9} = 3,97 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коеф. тепловіддачі конвекцією від гориз. Стін [4]

$$\alpha^{\text{гор}} = 1,3Nu \frac{\lambda}{l}$$

Критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{3,55^3 \cdot 9,81 \cdot 15}{305,5(16,3 \cdot 10^{-6})^2} = 81,2 \cdot 10^9$$

де  $l$ - визнач. розмір - ширина печі;  $l=3,55\text{м}$ .

$$GrPr = 81,2 \cdot 10^9 \cdot 0,72 = 58,5 \cdot 10^9$$

Тоді  $C = 0,135$ ;  $n = 0,33$ .

Критерій Нуссельта

$$Nu = 0,135(58,5 \cdot 10^9)^{0,33} = 523$$

Коеф. конвекції

$$\alpha^{\text{гор}} = 1,3523 \frac{0,0269}{3,55} = 5,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Площа вертикальної поверхні печі

$$f_{\text{верт}} \approx 2 \cdot 12 \cdot 1,9 \approx 45,6 \text{ м}^2$$

Площа горизонтальної поверхні печі

$$f_{\text{гориз}} \approx 12 \cdot 3,55 \approx 42,6 \text{ м}^2$$

Тепловіддача вертикальними поверхнями [3]:

$$Q_{\text{верт}} = 45,6 \left\{ 3,97(40 - 25) + 0,82 \cdot 5,7 \left[ \left( \frac{273 + 40}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + 25}{100} \right)^4 \right] \right\} = 6,4 \text{ кВт}$$

Тепловіддача горизонтальними поверхнями [3]:

$$Q_{\text{гор}} = 42,6 \left\{ 5,15(40 - 25) + 0,82 \cdot 5,7 \left[ \left( \frac{273 + 40}{100} \right)^4 - \left( \frac{273 + 25}{100} \right)^4 \right] \right\} = 6,75 \text{ кВт}$$

Загальна тепловіддача стінами [3]:

$$Q_0 = 6,4 + 6,75 = 13,15 \text{ кВт},$$

або на одиницю продукції:

$$q_{\text{зн}} = \frac{13,15}{0,342} = 38,45 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

### **Втрати тепла внаслідок випромінювання через вікна для завантаження і вивантаження пекарської камери.**

Розглядаємо втрати тепла в результаті випромінювання через вікно для завантаження і розвантаження [4].  $q_{\text{випр.}} = 15 \text{ кДж/кг}$ .

### **Втрати теплоти фундаментом пічного агрегату**

Приймаємо втрати теплоти фундаментом [4]

$$q_{\text{ф}} = 25 \text{ кДж/кг}.$$

### **Втрати теплоти з відхідними газами**

$$q_{\text{вїдх.}} = \frac{(q_{\text{п.к.}} - q_{\text{п.}})\eta_{\text{вїдх}}}{1 - \eta_{\text{вїдх}}} = \frac{(976,05 - 354) \cdot 0,335}{1 - 0,335} = 325,25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

Втрати теплоти з парою, котра подається на зволоження [4]:

$$q_n = g_n i_{\text{нн}} = 0,14 \cdot 2360 = 330,4$$

Частка втрати теплоти з відхідними димовими газами складає [3]:

$$\eta_{\text{вїдх}} = \frac{I_{\text{вїдх}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{12000}{35700} = 0,335.$$

Беремо температуру відхідних газів  $t_{\text{вїдх}}=350^{\circ}\text{C}$ , за цієї температури та коеф. витрати повітря  $\alpha=2,5$  витрати теплоти з відхідними газами складають  $I_{\text{вїдх}}=12000 \text{ кДж/м}^3$  [3].

### **Витрати теплоти від хїмічної та механїчної неповноти згоряння палива**

Втрати тепла від хїмічної і механїчної неповноти згоряння палива у сучасних хїбобекарних печах, якї працюють на природному газї, відсутнї [4].  $q_{\text{хїм}} = 0$  і  $q_{\text{мех}} = 0$ .

### **Витрати теплоти на нагрївання пїдлоги та їзоляцію стїн пекарської камери.**

Оскїльки пїчний агрегат працює безперервно і перебуває в стїйкому тепловому режимї [3]. то  $q_a = 0 \text{ кДж/кг}$ .

Розраховуємо теплові втрати пекарнї камери [3]. Витрати на випїчку не включаються [4], оскїльки це ефективно використоване тепло для процесу випїчки [4].

$$q_{\text{п.к.}}^{\text{втр}} = q_{\text{уп}} + q_{\text{пар}} + q_{\text{вп}} + q_{\text{тр}} + q_{\text{зс}} + q_{\text{ф}} + q_{\text{в}}$$

$$q_{\text{п.к.}}^{\text{втр}} = 238,4 + 392,4 + 210,6 + 56,2 + 38,45 + 25 + 15 = 976,05 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Аналіз, який був проведений, дозволяє уточнити розподіл витрат тепла пічним агрегатом відносно ефективно використаної теплоти для випічки хліба [3]. Також здійснено розрахунок питомих втрат тепла пічним агрегатом [4].

Складові теплого балансу	Питомі витрати теплоти на 1 кг гарячої продукції, кДж/кг	Питомі витрати теплової енергії $\eta_{ен} = \frac{q_i}{q_{п.а.}}$	Енергетичний критерій оцінки теплого балансу $K_{ен} = \frac{q_i}{q_{вип}}$
$q_{вип}$	189,8	1,45	1
$q_{уп}$	238,4	1,83	1,3
$q_{в.п}$	392,4	3,02	2,1
$q_{в.пов.}$	210,6	1,62	1,1
$q_{тр}$	56,2	0,43	0,3
$q_{зп}$	38,5	0,3	0,2
$q_{ф}$	25	0,19	0,13
$q_{випр}$	15	0,12	0,08
$q_a$	0	0	0
$q_{хім}$	0	0	0
$q_{мех}$	0	0	0
$q_{відх}$	325,3	0,25	1,7
$q_{п.к.}$	976,1	0,75	5,1
$q_{п.а.}$	1301,3	10	6,9

За даними аналізу, можна побудувати діаграму розподілу втрат тепла у пекарній камері [12]. Витрати тепла на випічку становлять лише 20% від балансу камери. Втрати тепла внаслідок упікання складають 24%. Велика частина тепла йде на перегрівання пари (41%), і значні витрати пов'язані з вентиляційним повітрям (22%). Решта втрат тепла, які включають інші фактори, складають 14,5% від загальних витрат тепла пекарній камерою (див. Рисунок 4.1) [3, 12].



*Рис 4.1. Розподіл питомих витрат тепла в пекарній камері.*

Витрати тепла на випічку ( $q_{вип}$ ) становлять базовий рівень. Витрати тепла з упіканням ( $q_{уп}$ ) дорівнюють 1,3  $q_{вип}$ . Витрати тепла на створення та перегрівання пари для зволоження пекарні камери складають 2,1  $q_{вип}$ . Витрати тепла з виходячими газами становлять 1,7  $q_{вип}$  [12].

Втрати тепла через вентиляційне повітря дорівнюють 1,1  $q_{вип}$ . Витрати тепла на нагрів транспортних пристосувань складають 0,3  $q_{вип}$ , витрати тепла в зовнішнє середовище через підощву печі - 0,2  $q_{вип}$ , через фундамент - 0,13  $q_{вип}$ , витрати тепла випромінюванням - 0,08  $q_{вип}$  (див. Рисунок 5.2) [12].



Рис.4.2 Втрати тепла відносно корисно витраченого тепла

В тепловому балансі пічного агрегату, корисні витрати тепла на прогрів м'якиша та утворення скоринки становлять 14,5% [12]. Втрати тепла на упікання складають 18,3% [4]. Витрати тепла з парою, яка надходить до пекарні камери для зволоження, становлять 30,2% [4]. Витрати тепла з вентиляційним повітрям, на нагрів транспортних пристосувань, поверхніми пічного агрегата, фундаментом і втрати тепла випромінюванням складають 26,6% [12]. Втрати тепла з вихідними газами становлять 25% (див. Рисунок 5.3) [4, 12].



Рис 4.3. Розподіл питомих витрат тепла в пічному агрегаті.

## 4.2. Розробка розрахунок турбокомпресора

Вихідні дані.

Втрати пари через компресор (з розрахунків).....	$G_k = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$
Початковий тиск	$p_1 = 0,1 \text{ МПа}$
Кінцева температура	$p_2 = 0,3 \text{ МПа}$
Ступінь підвищення тиску.....	$\pi_k = 3$
ККД компресора.....	$\eta_k = 0,68$
Діаметр колеса на виході.....	$D_2 = 0,08 \text{ м}$
Розрахунок параметрів та показників компресора.	
Показник адіабати.....	$\kappa_{\text{пр}} = 1,397$
Температура пари змінюється після проходження через компресор під час стискання [7]:	

$$T_{k_{\text{ад}}} = t_n \cdot \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 100 \cdot 3^{\frac{1,397-1}{1,397}} = 1 \cdot 3^{0,284} = 136 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Питома робота, затрачувана на приводі компресора [7]:

$$L_k = R \cdot T_0 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left( \pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_k} = 287 \cdot 136 \cdot \frac{1,397}{1,397-1} \cdot \left( 3^{\frac{1,397-1}{1,397}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{0,68} = 74013,84 \text{ Дж/кг}$$

де:  $R = 287$ - газова постійна;

Коеф. циркуляції [7]:

$$\mu = 1 - \frac{\pi_k}{z_k} + \frac{\delta_2}{D_2} + K_{90} = 1 - \frac{5}{14} + \frac{0,002}{0,07} + 0,015 = 0,686$$

де: товщина лопаток на виході  $\delta_2 = 0,002 \text{ м}$ ;

емпіричний коеф. циркуляції  $K_{90} = 0,015$ .

Коеф. дискового тертя:  $\alpha_d = 0,05$

Коеф. робот:

$$\mu_1 = \mu + \alpha_d = 0,686 + 0,05 = 0,736.$$

Колова швидкість колеса на діаметрі  $D_2$  [7]:

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_k}{\mu_1}} = \sqrt{\frac{74013,84}{0,686}} = 328 \text{ м/с.}$$

Число обертів ротора турбокомпресора [7]:

$$n_{\text{тк}} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2} = \frac{60 \cdot 328}{3,14 \cdot 0,08} = \frac{19680}{0,2198} = 78343 \text{ хв}^{-1}$$

Споживання компресором [7]:

$$N_{\text{к}} = 10^{-3} \cdot G_{\text{к}} \cdot L_{\text{к}} = 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 78343 = 7,8 \text{ кВт.}$$

Витрата пари компресором [7]:  $G_{\text{к}} = 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$

Густина пари:  $\rho = 0,6$ .

Об'ємний розхід:

$$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{0,1}{0,6} = 0,166 \cdot \text{м}^3/\text{с}$$

Перерахунок потужності та вибір двигуна [7].

$$N = \frac{Q \cdot A}{102 \eta_{\text{к}} \eta_{\text{п}}}, \text{кВт}$$

де  $N$  - потужність компресора;  $Q$  - продуктивність компресора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\eta_{\text{к}}$  - коефіцієнт корисної дії (ККД) компресора в діапазоні від 0,6 до 0,8;  $\eta_{\text{п}}$  - ККД привода в діапазоні від 0,9 до 0,95;  $A$  - робота, яка визначається з таблиці [7, 13].

Кінцевий тиск, $\text{кгс}/\text{см}^2$	Робота стискання $A$ , $\text{кГм}$
1,2	4175
2,0	7300
3,0	11950
4,0	15500
5,0	18250

Потужність турбо компресора за тиску  $p_2=0,5 \text{ Мпа}$  [7]

$$N = \frac{Q \cdot A}{102 \eta_k \eta_n} = \frac{0,1 \cdot 11950}{102 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 18,6 \text{ кВт}$$

Беремо електродвигун 4А180S2У3 з частотою обертання і потужністю  $N=22\text{кВт}$ ,  $n=3000$  об/хв..

### 4.3. Розробка і розрахунок кожухотрубного теплообмінника.

Початкові дані задля розрахунку:

Продуктивність апарату:

Температура: пари на вході в апараті  $t_1 = 100^\circ\text{C}$ ; на виході з апарату  $t_2 = 105^\circ\text{C}$ ; температура парі нагріву  $t_n = 160^\circ\text{C}$ .

Швидкість прод.: мін.  $\omega_{\min} = 0,2 \text{ м/с}$ ; макс.  $\omega_{\max} = 2 \text{ м/с}$ .

Коеф. врах. Витрат до навколишнє середовище  $\varphi = 0,05 \text{ м/с}$ ;

Довжина труби в пучку  $l = 2,5 \text{ м}$ ; діам. трубки: внутрішній  $d_g = 0,025 \text{ м}$ ; зовнішній  $d_e = 0,03 \text{ м}$ ;

Швидкість руху: конденсату у патрубку  $\omega_k = 0,2 \text{ м/с}$ ;

Тепловий розрахунок апарату. Швидкість руху продукту  $\omega_g = 0,2 \text{ м/с}$ ;

#### **Визначення температурних умов нагріву**

Визначаємо середню температуру теплоносія і продукту [8]:

а) max різниця температур

$$\Delta t_{\sigma} = t_n - t_1 = 160 - 100 = 60^\circ\text{C}$$

б) min різниця температур

$$\Delta t_{\mu} = t_n - t_2 = 160 - 105 = 55^\circ\text{C}$$

Визначаємо відношення  $\Delta t_{\sigma} / \Delta t_{\mu} < 2$ , за формули [8]

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\sigma} + \Delta t_{\mu}}{2} = \frac{60 + 55}{2} = 57,5^\circ\text{C}$$

де  $\Delta t_{\sigma}, \Delta t_{\mu}$  - різниця температур між ередовищами на кінцях теплообмінника [8].

2. Визначаємо ср. темп. продукту [8]:

$$t_{cp} = t_n - \Delta t_{cp} = 160 - 57,5 = 102,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3. Різниця температур теплоносія і стінки, згідно формули [8]:

$$\Delta t_1 = \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{cp} = \frac{2688,2}{4868} 57,5 = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. Різниця температур стінки та продукту [8]:

$$\Delta t_2 = \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{cp} = \frac{R_2}{R} \Delta t_{cp} = \left(1 - \frac{R_2}{R} - \frac{R_{cr}}{R}\right) \Delta t_{cp} = (1 - 0,764 - 0,021) \cdot 57,5 = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

де R, R1, Rст, R2 - це відповідно термічний опір загальний, від теплоносія до стінки [7], матеріалу стінки до забруднення та від стінки до продукту [8]; K - коефіцієнт теплопередачі [8];  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  - коефіцієнти тепловіддачі для гарячого та холодного теплоносія відповідно, в Вт/(м<sup>2</sup>\*К) [7, 8].

5. Визначаємо різницю температур стінки із сторони теплоносія [8]:

$$t_{cm1} = (t_n - \Delta t_1) = 160 - 32 = 128 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6. Температура стінки зі сторони продукту [8]

$$t_{cm2} = (t_{cp} - \Delta t_2) = 102,5 + 13 = 115,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7. Визначаємо температуру плівки конденсату теплоносія [8]:

$$t_{nl} = 0,5(t_n - t_{ct}) = 0,5(160 + 128) = 144 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8. Визначаємо: коефіцієнт динамічної в'язкості рідини та числові значення її теплоємності, теплопровідності, густини як функції від [8]:  $t_{nl} = 144 \text{ } ^\circ\text{C}$

В'язкість  $\mu_{nl} = 191,6 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с};$

Густину  $\rho_{nl} = 922,4 \text{ кг/м}^3;$

$$c_{nl} = 4290 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К};$$

Теплоємність

$$\lambda_{nl} = 68,46 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

Теплопровідність

9. Знаходимо теплоту конденсації пари [ 21,]:  $r = 2130 \text{ кДж/кг}$ .

10. Коэф. тепловіддачі од теплоносія до стінок трубок [8]:

$$\alpha_1 = C \cdot \sqrt{\frac{\lambda_{nl} \cdot \rho_{nl} \cdot r \cdot g}{l \cdot \Delta t_1 \cdot \mu_{nl}}} = 1,15 \cdot \sqrt{\frac{(68,46)^3 \cdot (922,4)^2 \cdot 10^{-6} \cdot 2130 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{2,5 \cdot 32 \cdot 191,6 \cdot 10^{-6}}} = 5051$$

Де С дорівнює 1,15 для конденсації на вертикальних поверхнях [8];  $l$  – це довжина трубки у пучку [7];  $g$  – прискорення вільного падіння, яке дорівнює  $9,81 \text{ м/с}^2$  [8, 7].

11. Визначаємо за довідником [8]:

б) Властивостей коефіцієнта динамічної в'язкості та числових значень її теплоємності, теплопровідності та густини пристінкового шару продукту залежно від [8]:

$$t_{cm2} = 115,5^\circ\text{C}$$

В'язкість  $\mu_{cm2} = 243,9 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с};$

Густину  $\rho_{cm2} = 946,6 \text{ кг/м}^3;$

$$c_{cm2} = 4230 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К};$$

Теплоємність

$$\lambda_{cp} = 68,555 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

Теплопровідність

12. Число Рейнольдса для потоку води за формулою [8]:

$$Re = \frac{\omega l \rho}{\mu} = \frac{0,2 \cdot 0,025 \cdot 956,25}{275,2 \cdot 10^{-6}} = 17373,8;$$

13. Число Прандтля задля потоку рідини [7]:

$$Pr = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{4230 \cdot 275,5 \cdot 10^{-6}}{68,35 \cdot 10^{-6}} = 1,7;$$

14. Число Прандтля задля пристінкового шару води [8]:

$$Pr_{cm2} = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{4230 \cdot 243,9 \cdot 10^{-6}}{68,555 \cdot 10^{-2}} = 1,505;$$

15. Визначаємо відношення:

$$M = \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = \left( \frac{1,7}{1,505} \right)^{0,25} = 1,031;$$

16. Проводимо логічну операцію: якщо число Рейнольдса більше 10 000, то визначаємо режим як турбулентний і переходимо до виконання наступного етапу [8].

17. Критерій Нусельта задля турбулентного режиму [7]:

$$Nu = 0,21 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cm})^{0,25} = 0,21 \cdot 173373,8^{0,8} \cdot 1,7^{0,43} \cdot 1,031 = 0,21 \cdot 2465,6 \cdot 1,3 \cdot 1,031 = 693;$$

18. Коef. тепловіддачі  $\alpha_2$  від стінки до продукту [7]:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} = \frac{693 \cdot 68,35 \cdot 10^{-2}}{2,5 \cdot 10^{-2}} = 18988,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

де - це коефіцієнт теплопровідності теплоносія, для якого обчислюється коефіцієнт тепловіддачі, вимірюваний в Вт/(м·К);  $l$  – геометричний розмір довжини трубки, вимірюваний в метрах [7].

19. Термодинамічний опір стінки [7]:

$$R_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} = \frac{0,025}{384} = 0,000065 (\text{m}^2 \cdot \text{K}) / \text{Вт}$$

де  $\delta_{cm}$  - товщина стінки, м;  $\lambda_{cm}$  - коеф. теплопровідності стінки, Вт/(м·К) [8].

20. Загальний коеф. теплопередачі між середовищами [7]:

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} = \frac{1}{1/5051 + 0,025/384 + 1/18988} = \frac{1}{0,000308} = 3246,7 \text{ Вт}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

де  $\alpha_1, \alpha_2$  - коеф.и тепловіддачі відповідно для гарячого і холодного теплоносія, Вт/(м<sup>2</sup>·К) [8].

21. Різниця теплових напорів зі сторони теплоносія і зі сторони продукту [7]:

$$A = (\alpha_1 \Delta t_1) - (\alpha_2 \Delta t_2) = 5051 \cdot 32 - 118988 \cdot 13 = -85212$$

22. Кількість теплоти, переданої через поверхню теплообміну від теплоносія до продукту [7, 8]:

$$Q = G \cdot c \cdot (t_n - t_k) = 3 \cdot 4180 \cdot (160 - 100) = 752400 \text{ Вт}$$

Де  $G$  – продуктивність апарату;  $c$  – теплоємність теплоносія;  $t_n, t_k$  температури теплоносія на вході і виході з апарату [8].

24. Поверхня теплообмінника, через яку відбувається передача тепла.

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} = \frac{752400}{3246 \cdot 57,5} = \frac{752400}{186645} = 4 \text{ m}^2$$

де  $K$  – коеф. теплопередачі;  $\Delta t_{cp}$  – сер. різниця температур продукту і теплоносія [8].

25. Витрати теплоносія (пари) [7, 8]

$$D = \frac{xGc(t_k - t_n)}{(i_n - i_x)} = \frac{1,05 \cdot 752400}{2757,7 - 419} = \frac{790020}{2338,7} = 0,0337 \text{ кг} / \text{с}$$

### Конструктивний розрахунок.

26. Площа перерізу потоку продукту [8]

$$f = \frac{G}{\rho\omega} = \frac{3}{0,2 \cdot 989,64} = 0,015 \text{ м}^2$$

де  $G$  – витрати рідини, кг/с;  $\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – швидкість руху рідини всередині трубок, м/с [8].

27. Кількість труб в пучку [7]

$$n = \frac{f}{0,785d_g^2} = \frac{0,015}{0,785 \cdot 0,025^2} = \frac{0,015}{0,00049} = 3,06$$

де  $d_g$  – внутрішній діаметр трубок, м [7].

Отриманий результат заокруглюємо до цілого числа  $n=3$  [7].

28. Уточнювальне значення швидкості руху продукту [7]:

$$\omega'_i = \frac{4G}{\pi d_{вн}^2 \rho_{ср}} = \frac{4 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,025 \cdot 984,64} = 0,155 \text{ м/с}$$

29. Довжина однієї трубки в пучку [7]

$$L_0 = \frac{F}{\pi d_p n} = \frac{4}{3,14 \cdot 0,03 \cdot 10} = 14,1 \text{ м}$$

де  $d_p$  – розрахунковий діаметр трубки,  $\alpha_1 < \alpha_2$  то  $d_p = d_3$ .

30. Кількість ходів теплообмінника [7]

$$z = \frac{L_0}{l} = \frac{1401}{2,5} = 5,64 \approx 6$$

31. Потрібне число труб у трубній решітці теплообмінника [7]

$$n = zn = 6 \cdot 3 = 18$$

### Гідравлічний розрахунок.

32. Перевіряємо умову вибору рівняння для розрахунку коефіцієнта тертя води вздовж стінки  $\lambda_{тр}$  [7].

Так як

$$20 \frac{d}{\Delta} = 20 \frac{0,025}{0,01} = 400 \leq \text{Re} \leq (500 \frac{d}{\Delta} = 500 \frac{0,025}{0,01} = 12500)$$

Отримуємо значення  $\lambda_{тр}$  для турбулентного режиму гідравлічної шорсткості труб [7].

35. То за формулою:

$$\lambda_{мп} = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right) = 0,11 \left( \frac{0,01}{0,025} + \frac{68}{173548,1} \right)^{0,25} = 0,0875$$

33. Обчислюємо суму коефіцієнтів місцевого опору в апараті [7].

$$\sum_{j=1}^k \xi_{z,j} = 5 + 2,5(z-1) = 5 + 2,5 \cdot 5 = 17,5$$

### Конструктивний розрахунок.

Оптимальна швидкісний режим 0,2 м/с.

Створюємо графічне відображення розташування труб у трубній решітці по периметру шестикутника [8]. Кількість труб, розміщених на стороні більшого шестикутника, позначається як "а" і дорівнює 3. Загальна кількість труб у трубній решітці не вказана [7].

$$n = 3a(a-1) + 1 = 3 \cdot 3(3-1) + 1 = 19$$

К-сть труб по діагоналям більшого шестикутника [8]:

$$b = 2a - 1 = 2 \cdot 3 - 1 = 5$$

Труби вальцьовані.

$$t = (1,3 \dots 1,5) d_s$$

В нашому випадку  $t=70$  мм.

Відстань між стінками труб 10 мм.

Діаметр трубної решітки [8]:

$$D_p = 1,13t \sqrt{\frac{n_p \sin \alpha}{\psi_1}} = 1,13 \cdot 70 \sqrt{\frac{19}{0,8} \cdot 0,866} = 358,72$$

Обираємо найближче значення із стандартного ряду:  $D_p = 400$  мм [8].

Внутрішній діаметр корпусу [7]:

$$D_s = t(b-1) + 4d_s = 70 \cdot (5-1) + 4 \cdot 30 = 400 \text{ мм},$$

котрий відповідає стандартному ряду [7].

Живий переріз між трубного простору [7]

$$f_{\text{зм}} = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - n_p d_s^2) = \frac{3,14}{4} (0,4^2 - 19 \cdot 0,03^2) = 0,11 \text{ м}^2$$

Отже, ми вибрали кип'ятильник для регенерації пари, якщо її кількість становить 136,08 кг/год [8].

#### 4.4 Вибір та перевірочний розрахунок шпонкових з'єднань

Самою критичною формою деформації для шпонок та пазів є згинання під впливом крутного моменту [9]. В якості матеріалу для шпонки обрано сталь 45. Прийняте допустиме напруження в згинанні становить  $[\sigma_{\text{зм}}] = 170 \text{ МПа}$  [11].

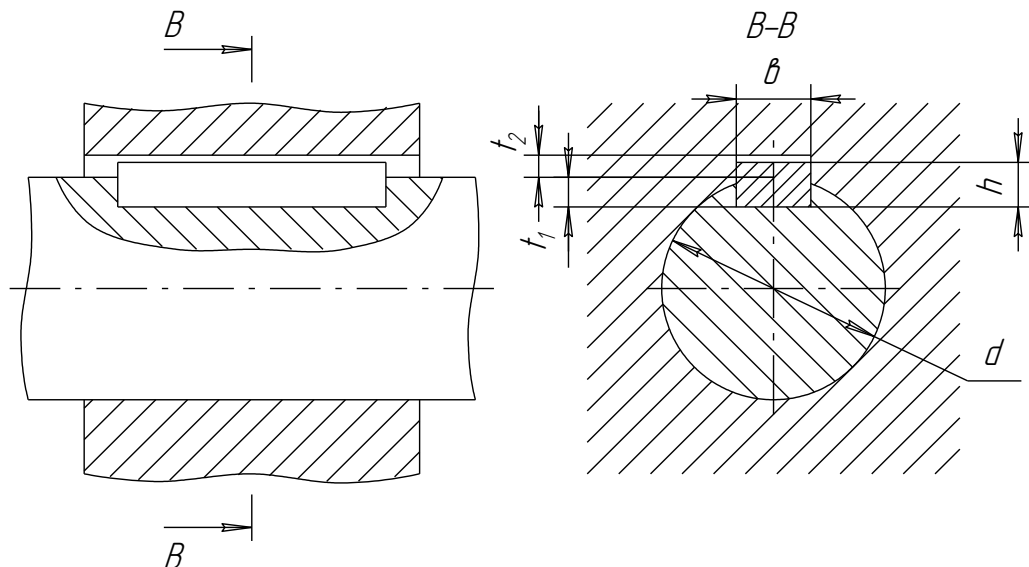


Рис.4.4. Ескіз шпонкового з'єднання.

За діаметром вала  $d = 40$  мм відповідно до стандартів обираємо такі розміри з'єднання [9]:

ширина шпонки  $b = 12 \text{ мм}$ ;

висота шпонки  $h = 8 \text{ мм}$ ;

глибина пазу на валу  $t_1 = 5 \text{ мм}$ ;

довжина шпонки  $l = 28 \dots 140 \text{ мм}$  (приймаємо  $l = 40 \text{ мм}$ );

Робоча довжина шпонки [11]:

$$l_{\text{шт}} = l_{\text{см}} - (7 \div 10) = 20 - 7 = 13 \text{ мм}$$

$$l_{\text{см}} = (1,5 \div 2,0) d_g = 2,0 \cdot 40 = 80 \text{ мм}$$

Перевірка міцності з'єднання на зминання [11]:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2T}{d_g \cdot l \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 326,711 \cdot 10^3}{40 \cdot 40 \cdot (12 - 8)} = 93,346 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{зм}}]$$

де  $[\sigma_{\text{зм}}] = 100 \div 120 \text{ МПа}$ .

Перевіряємо міцність з'єднання на зріз [11]:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d_g \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 326,711 \cdot 10^3}{40 \cdot 12 \cdot 40} = 81,678 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{зр}}]$$

де  $[\tau_{\text{зр}}] = 60 \div 100 \text{ МПа}$ .

Міцність з'єднання вважається достатньою. Для шпонки обираємо призматичну  $12 \times 8 \times 40$  за ГОСТ 10748 – 79 [11].

Матеріал для шпонки обрано зі сталі 45. Допустиме напруження в згинанні становить  $[\sigma_{\text{зм}}] = 170 \text{ МПа}$  [11].

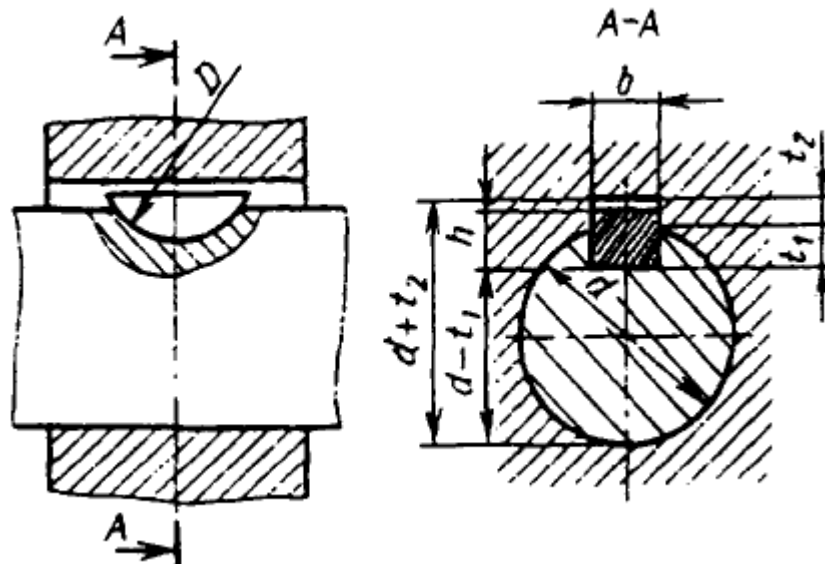


Рис.4.5. Ескіз шпонкового з'єднання.

За діаметром вала  $d = 28 \text{ мм}$  згідно стандартів обираємо такі розміри з'єднання [9]:

ширина шпонки  $b = 5 \text{ мм}$ ;

висота шпонки  $h = 7,5 \text{ мм}$ ;

діаметр шпонки  $D = 19 \text{ мм}$ ;

глибина пазу на валу  $t_1 = 5,5 \text{ мм}$ ;

глибина пазу на втулці  $t_2 = 2,3 \text{ мм}$ ;

довжина шпонки  $l = 18 \text{ мм}$

Перевіряємо міцність з'єднання на зминання [9]:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_g \cdot l \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 326,711 \cdot 10^3}{28 \cdot 18 \cdot (7,5 - 5,5)} = 93,346 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}]$$

де  $[\sigma_{зм}] = 100 \div 120 \text{ МПа}$ .

Перевіряємо міцність з'єднання на зріз [9]:

$$\tau_{зр} = \frac{2T \cdot 10^3}{d_g \cdot b \cdot l} = \frac{2 \cdot 326,711 \cdot 10^3}{28 \cdot 5 \cdot 18} = 81,678 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}]$$

де  $[\tau_{зр}] = 60 \div 100 \text{ МПа}$ .

Міцність з'єднання достатня, вибираємо шпонку сегментичну  $5 \times 7,5 \times 19$  за ГОСТ 10748 – 79 [11].

#### 4.5 Підбір підшипників

Приведене навантаження в місцях встановлених підшипників [9]:

$$R_A = \sqrt{(R_A^X)^2 + (R_A^Y)^2} = \sqrt{541^2 + 2564,5^2} = 2621 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^X)^2 + (R_B^Y)^2} = \sqrt{84^2 + 600,1^2} = 606 \text{ Н.}$$

Більш навантажена опора А.

У зв'язку з частотою обертання  $p$ , обертова швидкість  $n$  дорівнює 1,03 обертів за хвилину [9]. Вибір підшипників проводимо на основі динамічної вантажопідйомності [11].

$$P = V * R * D_{\text{пр}} * K_{\text{б}} * K_{\text{т}}$$

де  $V=1$ , так як обертається внутрішнє кільце підшипника [9].

$K_{\text{б}}=1$  – коеф. безпеки [11].

$K_{\text{т}}=1,05$  – температурний коеф [11].

$$P = 1 * 2621 * 1 * 1.5 = 2752 \text{ Н}$$

Потрібна динамічна вантажопідйомність [9]:

$$C_{\text{ном}} = P^2 * \sqrt{t * n * 60 / 10^6} = 2752^{0,33} * \sqrt{32000 * 1,03 * 60 / 10^6} = 14371 \text{ Н}$$

Приймаємо підшипники радіальні однорядні середньої серії №305  
 $C=17600 > 14371 \text{ Н}$  [11].

#### 4.6 Вибір муфти та перевірка пальців на міцність

Для передачі крутного моменту вибираємо муфту МУВП згідно з ГОСТ 20720–81 [11]. Щодо діаметру валів, обираємо напівмуфти [9, 11].

Випишемо параметри муфти потрібні для розрахунку ( рис. 5.5 ) [9]:

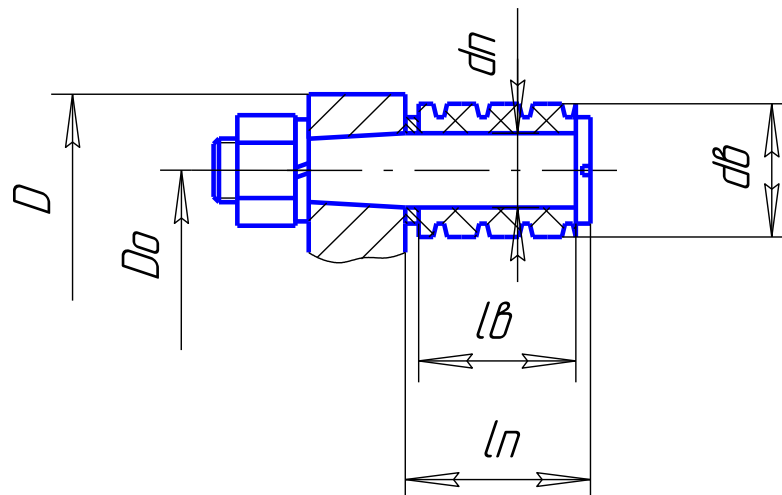


Рис.5.5.

$$D_0 = 105 \text{ мм}; d_n = 14 \text{ мм}; d_b = 35 \text{ мм}; l_n = 34.5 \text{ мм}; l_b = 29 \text{ мм}; z = 4.$$

Перевіряємо пальці на згинання за умовою міцності [9]:

$$\sigma_u = \frac{10T \cdot l_n}{D_0 \cdot z \cdot d_n^3} = \frac{10 \cdot 47480 \cdot 34.5}{105 \cdot 4 \cdot 14^3} = 14.2 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_u] = 80 \text{ МПа.}$$

Перевіряємо гумові втулки на зминання за умовою міцності [9]:

$$\sigma_{3M} = \frac{2T}{D_0 \cdot z \cdot d_n \cdot l_\epsilon} = \frac{2 \cdot 47480}{105 \cdot 4 \cdot 14 \cdot 29} = 0,57 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}] = 1,8 \text{ МПа.}$$

Отже, обрана муфта задовольняє умови роботи.

## РОЗДІЛ 5. ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

### 5.1. Загальна інформація

Збірка машин - це технологічний процес формування з'єднань між компонентами виробу [10]. Шляхом збирання досягається необхідне взаємне розташування деталей, які з'єднуються [9], встановлення рухомості або ж нерухомості елементів, які з'єднуються, та надання конструкції необхідної міцності [10].

В кожній машині можна виділити окремі компоненти [9], при цьому найпростішою є деталь, яка не має жодних з'єднань [10]. Група деталей, які взаємодіють та є взаємосполученими [8], утворює самостійну частину машини, відому як вузол [10]. Складність вузла визначається конструкцією та кількістю входячих у нього деталей [10].

Елемент, що є початковим для процесу збірки, отримав назву "деталь базування" або "базова група" [9]. Ця деталь визначає, як розташовувати всі інші компоненти [9]. З метою полегшення процесу збирання часто використовують технологічні схеми, де умовно вказано послідовність операцій [9, 11].

### 5.2. Вибір вузла та аналіз характеристик виробу

У моєму проекті відбулося поєднання комплексу для переробки вторинної пари із печю А2-ХПН-25 [16]. Привідний вал печі виступає ключовим конструкційним вузлом [3], оскільки він відповідає за передачу крутного моменту від привідної станції до сітчастого поду печі [12].

У даному розділі проведено аналіз технології зборки привідного валу з підшипниками, напівмуфтою, привідним барабаном та встановлення цього вузла на рамі печі [9].

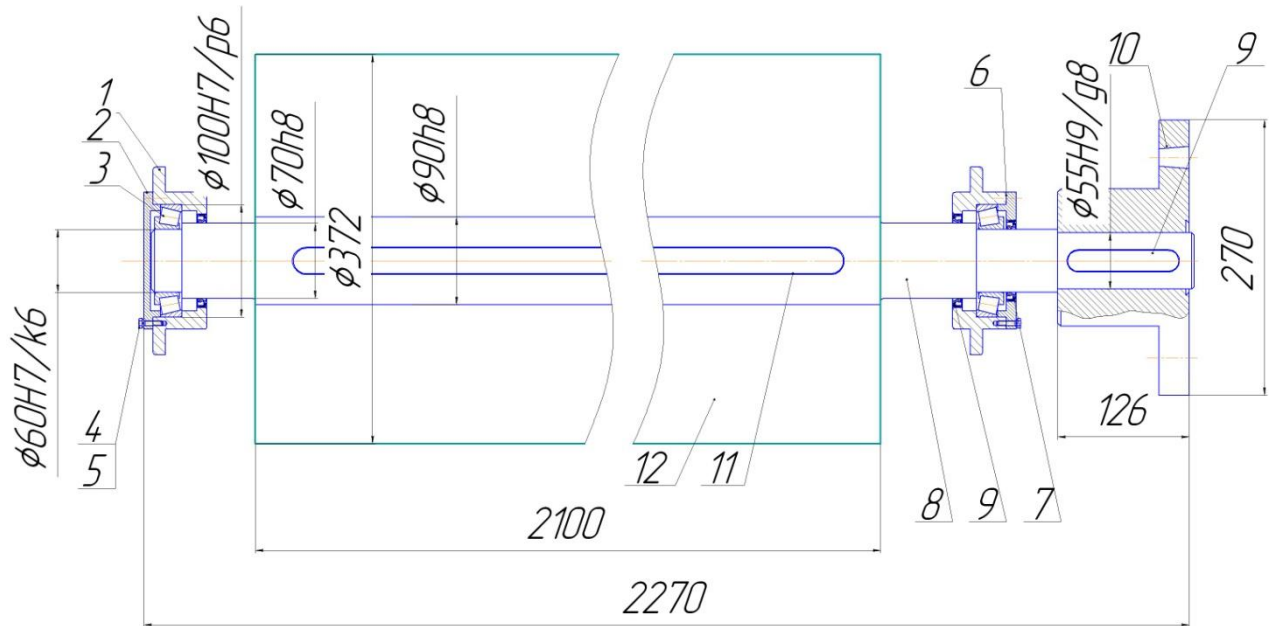


Рис.5.1. Ескіз вузла

Номер позиції деталі	Назва деталі	Кількість деталей
1.	Корпус підшипника	1
2.	Кришка підшипника	1
3.	Підшипник	1
4.	Болт М6х24	36
5.	Шайба 6	36
6.	Прокладка	6
7.	Ущільнювач	2
8.	Вал	1
9.	Шпонка напівмуфти	1
10.	Напівмуфта	1
11.	Шпонка барабана	1
12.	Барабан	1

Табл.2 Технічний маршрут складання вузла	
Номер переходу	Зміст переходу
<b>10. Встановлення барабану СК1</b>	
10.1.	Встановити шпонку на вал
10.2.	Змонтувати барабан
10.3.	Закрутити стопорні болти
<b>20. Збирання підшипникового вузла СК3</b>	
20.1.	Встановити корпус підшипника на каркас і закріпити його
20.2.	Встановити підшипник
20.4.	Встановити ущільнювач в кришку підшипника
20.4.	Встановити прокладку
20.5.	Встановити кришку підшипника
20.6.	Встановити 6 шайб
20.7.	Закрутити 6 болтів
<b>30. Збирання підшипникового вузла СК4</b>	
30.1.	Встановити корпус підшипника на каркас і закріпити його
30.2.	Встановити підшипник
30.4.	Встановити ущільнювач в кришку підшипника
30.4.	Встановити прокладку
30.5.	Встановити кришку підшипника
30.6.	Встановити 6 шайб
30.7.	Закрутити 6 болтів

<b>40. Встановлення приводного валу</b>	
40.1.	Встановити приводний вал в підшипниках
<b>50. Встановлення напівмуфти СК5</b>	
50.1.	Встановити шпонку на вал
50.2.	Змонтувати напівмуфту
<b>60. Контрольна</b>	
60.1.	Проконтролювати складання вузлу

## **РОЗДІЛ 6. АНАЛІЗ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОЇ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ВИКОРИСТАННЯ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ**

У сфері харчової промисловості важливим є галузь хлібопекарства, яка включає в себе обширний арсенал обладнання та різноманітних машин [18]. На сучасному етапі особлива увага приділяється вдосконаленню якості готової продукції [13], підвищенню продуктивності, поліпшенню санітарних умов виробництва та оптимізації маршрутів доставки продукції до споживача [18]. Таким чином, триває систематична робота над розвитком і технічним модернізацією хлібопекарської промисловості [20], заміною застарілого обладнання на сучасне, автоматизоване та економічно ефективне [18].

Впровадження сучасної техніки вимагає створення нових виробничих площ та виконання значних будівельно-монтажних робіт [13], що призводить до зростання вартості неактивної частини основних виробничих активів [18]. Процес модернізації або заміни обладнання [13], що дозволяє оптимально використовувати існуючі будівлі та споруди, націлений на мінімізацію потреби у будівництві нових об'єктів, при цьому одночасно розширюючи виробничі можливості підприємства [18].

Введення системи для обробки вторинної пари, що утворюється в пекарській камері хлібопекарської печі [18], в виробничий процес дозволить знизити витрати пари, яка використовується для гігротермічної обробки [14, 18]. Це буде досягнуто за допомогою впровадження схеми регенерації, сприяючи більш ефективному використанню пари [15].

Впровадження системи для обробки вторинної пари з пекарської камери хлібопекарської печі дозволяє знизити витрати пари [15], що призводить до скорочення обсягу використаного палива для випічки хліба [18]. Впровадження цієї виробничої лінії спростить процес завдяки використанню сучасного обладнання та раціональної організації лінії виробництва [18]. Це призведе до зменшення площі виробничого цеху,

скорочення робочих місць і зниження потреби в ручній праці, що сприятиме підвищенню загальної конкурентоспроможності підприємства [13, 18].

Спроектований комплекс для використання пари може бути ефективно розташований в цеху [13], максимально використовуючи доступну площу [18]. Встановлення екоблоку призведе до значної економії на обігріві виробничих приміщень в зимовий період або підігріві води [15]. З технічної точки зору, розроблене обладнання відзначається високою ремонтпридатністю та легкістю обслуговування [18, 20].

## **РОЗДІЛ 7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗБЕРЕЖЕННЯ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

### **7.1. Вступ**

У процесі розробки нового обладнання або модернізації існуючого важливо приділяти увагу заходам з охорони праці [21]. Основною метою таких заходів є збереження здоров'я працівників, що працюють в різних галузях народного господарства, зокрема в хлібопекарському виробництві, через створення безпечних робочих умов [21]. Під час проектування машин і механізмів необхідно враховувати вимоги з охорони праці, забезпечуючи безпеку працівників, а також забезпечуючи надійність та зручність експлуатації обладнання [21, 22]

Однією з ключових цілей системи охорони праці є поліпшення умов праці та максимальне зменшення травматизму та професійних захворювань [21]. Закон України "Про охорону праці", прийнятий 21 серпня 2002 року Верховною Радою України, визначає основний законодавчий каркас для цього питання [23]. Зазначений закон має структуру, що складається з преамбули і 8 розділів [21]. Починаючи з 1 січня 2003 року, діє нова редакція Закону України "Про охорону праці", внесена змінами та коригуваннями, спрямованими на регулювання та встановлення відповідних умов праці для персоналу [21, 23].

### **7.2. Служба охорони праці на підприємстві.**

Для виконання правових, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних, соціально-економічних і лікувально-профілактичних заходів [21], спрямованих на уникнення нещасних випадків, професійних захворювань та аварій під час праці на виробництві [22], діє служба охорони праці. Відповідальною особою на виробництві є інженер з охорони праці, чий основний обов'язок полягає в [21]: інструктажі з охорони праці, забезпечення оптимального режиму праці та відпочинку, слідкування за виконанням

вимог виробничої санітарії а також гігієни праці на підприємстві та ін [21, 23].

### 7.3. Аналіз шкідливих і небезпечних факторів

Технічне обладнання встановлено відповідно до проектних норм, з урахуванням міжвиробничих відстаней [22]. Для областей, де передбачений рух робочих органів, встановлено мінімальну відстань в 0,5 метра [21]. Для одностороннього проходу людей встановлено відстань 0,7 метра, тоді як для основних проходів встановлено відстань в 2 метри [21]. Робочі місця, проходи та сходи підтримуються у чистоті [22].

Висота приміщення становить 4,8 метра. Об'єм приміщення складає 15 кубічних метрів, а площа - 4,5 квадратних метра на одного працівника [21]. Під час експлуатації хлібопекарської печі оператор повинен дотримуватися загальних санітарних норм [17], необхідних для роботи з харчовим обладнанням [21]. Наприклад, при обслуговуванні печі оператор повинен використовувати спеціальний одяг і періодично протирати піч вологою ганчіркою [22].

На робочій ділянці присутні такі потенційні небезпечні фактори [21]: шум (Ш), вібрація (В), механічні травми (МТ), електробезпека (Е), теплове випромінювання (Т), вологовиділення (ВН) [21, 22].

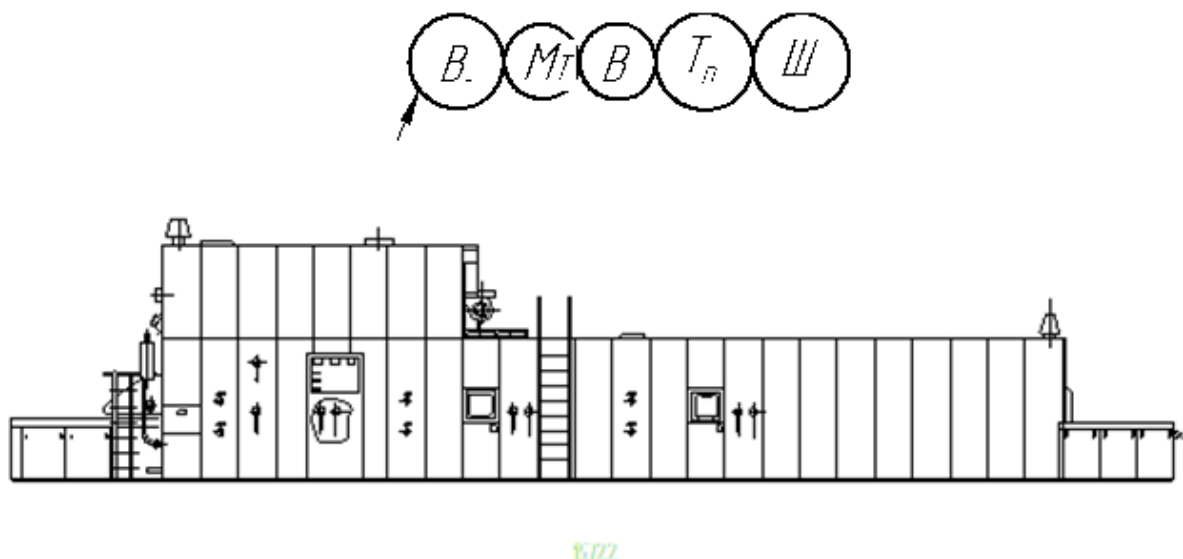


Рис.7.1. Схема небезпечних факторів печі

#### 7.4. Метеорологічні умови

Мікроклімат повинен відповідати встановленим стандартам безпеки [21], оскільки в цеху виникає значне тепловиділення від пічного агрегату [23]. Температура всередині камери випікання коливається в межах від 120 до 280 градусів Цельсія [23]. Це тепло передається через завантажувальний та вивантажувальний отвір, забезпечуючи конвекційний перенос, і прогріває повітря, обладнання та шкіру працівників за рахунок тепловипромінювання [22].

Фізіологічні процеси в організмі людини нормально протікають при збереженні теплового балансу між людиною та навколишнім середовищем [21]. Людина в процесі своєї життєдіяльності видаляє тепло в навколишнє середовище, а кількість виділеного тепла залежить від характеру виконуваної роботи [23]. Для забезпечення нормального самопочуття необхідно, щоб був установлений стійкий баланс виділеного організмом тепла [21, 23].

Довготривалий вплив високої температури повітря активізує функцію серцево-судинної та дихальної систем [21], призводить до значної втрати вологи та мінеральних солей, і у випадках, ізольованих за специфічними умовами, може призвести до теплового удару [22].

Для забезпечення нормального самопочуття людини під час виконання роботи необхідно враховувати комбінації таких параметрів повітря [22], як температура, швидкість руху і вологість [21]. Значення цих параметрів, при яких досягається оптимальне самопочуття та найвища працездатність, визнаються як оптимальні норми мікроклімату [23]. Ці нормовані параметри мікроклімату залежать від наявних теплових надлишків, що залежать від сезону року та категорії робіт за енерговитратами [22].

Допустимі норми мікроклімату продемонстровано в таблиці 6.1.

Табл.6 .1. Допустимі норми мікроклімату

П ора року	Температура, °С		Відносна вологість, %		Швидкість руху, м/с	
	опт имальна	доп устима	опт имальна	доп устима	опт имальна	доп устима
Х олодна	18 ...20	17 ...23	40 ...60	75	0,2	0,3
Т епла	21 ...23	18 ...27	40 ...60	65	0,3	0,2 ...0,4

### 7.5. Шум та вібрації, методи боротьби.

Підвищений рівень шуму та вібрації вважаються факторами [21], що можуть спричинити професійні захворювання, зниження продуктивності праці і призводити до можливих нещасних випадків на виробництві [22].

У нашій країні стандартно визначають припустимий рівень тиску за визначеним нормативом [21]. Звуки різних частот впливають на людину по-різному та можуть проникати через будівельні конструкції або поглиблюватися в них [22]. Отже, у схемі шумомірів використовують частотні фільтри з характеристиками А, В, С, О, призначені для нормування рівня шуму відповідно до кожної характеристики [23]. Практично часто застосовується характеристика А, оскільки вона найбільш точно відтворює сприйняття людиною [21, 23].

Крім того, елементи обладнання, які обертаються зі значною швидкістю, генерують вібрації [21], які передаються людині через фундамент і підлогу [23]. Аналіз параметрів на робочому місці при наявності обладнання з нормально збалансованою роботою вказує на те, що рівень вібрації не перевищує гігієнічних норм, визначених стандартами [23]. Усі конструкції виготовлені з матеріалів, які поглинають звук. Також застосовуються методи індивідуального захисту [23].

Під час експлуатації хлібопекарської печі необхідно дотримуватися заходів для утримання рівня шуму [21], який впливає на людину, і не перевищує максимального значення, що встановлене стандартом ГОСТ 12.1.003-86 для постійних місць роботи (не більше 80 дБА в частотному діапазоні 31,5 ... 8000 Гц) [21, 23]. Рівень вібрації також повинен відповідати вимогам, визначеним стандартом ГОСТ 12.1012-78 [23].

### **7.6. Освітлення та випромінювання.**

У цеху з виробництва хлібобулочної продукції використовують два види освітлення [21]: природне і штучне, які відповідають вимогам СНиП П-4-79 [22]. Природне освітлення забезпечується через великі вікна та світлові ліхтарі. Проте внаслідок забруднення і запиленості скла, ККД (коефіцієнт корисної дії) природного освітлення може знизитися до 25...35% [23].

Важливими факторами для природного освітлення є також чистота і колір стін та стелі приміщення [23]. Тому рекомендується проводити миття скла не рідше двох разів на рік та фарбування стін і стелі один раз на рік [21].

Штучне освітлення формується за допомогою штучних джерел світла і розподіляється на робоче, аварійне та охоронне [22]. Типи світильників вибираються враховуючи характеристики і призначення приміщень [21]. Розташування світильників рівномірне по всьому цеху [23]. Миття світильників повинно виконувати електрик один раз на місяць [22]. Контроль за рівнем освітленості слід проводити не рідше одного разу за три місяці [21].

Включення загальної системи освітлення здійснюється централізовано [22]. Штучне освітлення забезпечується люмінесцентними лампами, які розташовані неподалік робочих місць [15]. Освітленість цеху від люмінесцентних джерел становить 200 люксів [21].

В цеху встановлено аварійне освітлення з метою забезпечення безпечного перебування персоналу і здійснення евакуації у випадку вимкнення основного освітлення [21]. Світильники аварійного освітлення позначені відповідним символом згідно з Правилами улаштування

електроустановок (ПУЕ) [23]. Стандартна освітленість для аварійного освітлення складає 75 люксів [22]. Для забезпечення безпеки при ремонтних роботах в цеху встановлено мережу ремонтного освітлення з напругою 36 Вольт [21].

У цеху виробництва хлібобулочної продукції теплове випромінювання надходить від печі через огорожувальні пристрої та завантажувальний та вивантажувальний отвори пекарської камери [21].

Інтенсивність теплового обдавання працівників не повинна перевищувати [21]:

35 Вт/м<sup>2</sup> при опроміненні 50% і більше поверхні тіла;

70 Вт/м<sup>2</sup> при опроміненні від 20% до 50% поверхні тіла;

100 Вт/м<sup>2</sup> при опроміненні менше 25% поверхні тіла.

Для захисту працівників від теплового випромінювання можна використовувати наступні методи [22]:

- Усунення високотемпературних джерел теплоти.
- Теплоізоляція та охолодження гарячих поверхонь.
- Застосування вентиляції, повітряних оазисів та засобів індивідуального захисту.
- Організація раціонального режиму праці та відпочинку.

### **7.7. Електробезпека.**

Електротравматизм, хоча становить невеликий відсоток серед усіх виробничих травм [21], але за кількістю випадків із летальним наслідком посідає одне з провідних місць [23]. Нормативні вимоги до електроустановок встановлені відповідно до ГОСТ 12.1.019–76 "ССБТ "Електробезпека. Загальні вимоги" [23].

В залежності від умов виробничого середовища, цех, де виготовляють маленькі штучні булочні вироби, відноситься до категорії з підвищеною небезпекою згідно з "Правилами улаштування електроустановок" (ПУЕ) [21].

Вживаються такі заходи з електробезпеки, як відокремлення мереж, ізоляція проводів, забезпечення недоступності до проводів, захист від статичної електрики, використання попереджувальних табличок та захисне заземлення [23].

Стан ізоляції проводів визначає великою мірою рівень безпеки експлуатації електроустановок [21]. Необхідно регулярно перевіряти стан ізоляції проводів не рідше одного разу на три роки [23]. Профілактичні випробування ізоляції проводяться у терміни [21], встановлені відповідальним за електрогосподарство на підприємстві [21, 22]. Доступ до струмоведучих частин електроустановок обмежується за допомогою огороження або розміщення їх на недоступній висоті [23].

Ідентифікація в електроустановках забезпечує чітку інформацію для персоналу під час виконання робіт і запобігає можливим помилкам [21]. Це досягається за допомогою спеціального позначення електрообладнання або його складових, використання систем сигналізації безпеки, фарбування незаізольованих проводів та елементів ізоляції, які виділяються зафарбованими елементами управління та світловою сигналізацією [23].

Також, для попередження про можливі небезпеки, варто використовувати попереджувальні знаки та плакати [23].

З метою запобігання потраплянню людини під дію напруги внаслідок помилкових дій при роботі використовують спеціальні засоби [22], такі як пристрої блокування безпеки [23]. Використання блокувальних контактів електричного блокування гарантує відключення напруги під час відчинення дверей огорожувальних пристроїв [21]. Електромагнітне блокування реалізується за допомогою спеціальних електромагнітних замків, які відключають напругу зі струмопровідної частини електроустановки під час проникнення до неї [22].

Вимкнення з захистом - це система швидкої реакції, яка автоматично відключає електроустановку [21], якщо виникає загроза ураження людини електричним струмом [23]. Такий ризик виникає внаслідок короткого

замикання фази на корпус [21], падіння опору в ізоляції мережі нижче встановленого рівня або при дотику людини безпосередньо до напруженої струмопровідної частини [23].

Вимоги до обладнання для захисного відімкнення включають в себе чутливість, швидкість відключення, селективність дії, можливість автоматичного самоконтролю справності та надійність [22]. Для забезпечення безпечного використання цього обладнання обов'язково використовується заземлення [21], яке працює за принципом зниження напруги дотику до мінімального значення [22].

Засобами індивідуального захисту є рукавиці, діелектричні рукавиці, захисні окуляри, діелектричні калоші та килимки [21]. Один з основних методів захисту від ураження блискавкою - це використання блискавковідводів, розташованих на даху, які перехоплюють удар блискавки та спрямовують струм в ґрунт [22].

### **7.8. Пожежна безпека.**

Для уникнення виникнення пожеж та вибухів важливо систематично контролювати всі місця та процеси [21], що можуть бути пожежо- та вибухонебезпечними, враховуючи основні фактори, які сприяють цим явищам у різних умовах [22]. Згідно з вимогами НАПББ. 03.002-07, приміщення хлібозаводу відносяться до категорії Г за ступенем вибухопожежної небезпеки [23].

Щодо вогнестійкості будівель для основних цехів, вимоги визначають [21], що вони повинні відповідати не менше II класу відповідно до СНиП 2.01.02-85 [23]. Це, наприклад, стосується пилу з нижньою концентраційною межею поширення полум'я від 15 г/м<sup>3</sup> до 65 г/м<sup>3</sup>, такого як пил кави, чаю, борошна, вугілля, сіна, гороху [23].

У цеху передбачено автоматичну сигналізацію для сповіщення про пожежу, де застосовуються теплові пожежні оповіщувачі ДСП-038 [18]. Крім того, цех оснащений первинними засобами пожежогасіння відповідно до стандартів ISO № 3941-77 [23], включаючи вогнегасники, пожежний інвентар

(покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати) і пожежний інструмент (гаки, ломи, сокири тощо) [21]. Для вогнегасіння використовуються ОУБ-3А і ОУБ-7А, ОП-1 та ОП-10. В разі пожежі у цеху передбачені два шляхи евакуації [22]. В разі потреби одним із шляхів евакуації може бути вікно із пожежною драбиною, що веде на подвір'я [23].

Розрахунок потрібної кількості води задля тригодинного пожежогасіння, м<sup>3</sup> [23]:

$$Q = \frac{3 \cdot 3600 \cdot (n_1 + n_2)}{1000}$$

де  $n_1$  – витрати води на внутрішнє пожежогасіння, ( $n_1=5$  л/с) [21];

$n_2$  – витрати води на зовнішнє пожежогасіння ( $n_2=15$  л/с) [21].

Об'єм приміщення рівний [21]:

$$V_{\text{пр}} = L \times S \times H$$

де  $L$  – довжина;  $S$  – ширина;  $H$  – висота цеху;

$$V_{\text{пр}} = 64,5 \times 30 \times 4,3 = 8320 \text{ м}^3.$$

$$Q = \frac{3 \cdot 3600 \cdot (5 + 15)}{1000} = 216 \text{ м}^3$$

Беремо об'єм резервуара з водою 300 м<sup>3</sup>.

### 7.9. Техніка безпеки при обслуговуванні обладнання

Заборонено включати в обслуговування осіб, які не ознайомлені з будовою та правилами експлуатації установки та не пройшли інструктаж з техніки безпеки.

Використання несправної печі, яка може призвести до порушень у її роботі або аварії, заборонено.

Ділянки обслуговування обладнання та всі її системи повинні мати достатнє освітлення, бути вільними від сторонніх предметів і забезпечувати вільний доступ для обслуговування.

Огородження обертаючихся частин та інших робочих елементів повинні бути надійно закріплені.

Заборонено проводити демонтаж, ремонт чи будь-які інші операції, які можуть призвести до травмування персоналу або аварії під час роботи обладнання.

При зупинці електродвигуна, рухливі органи, які ним керують, не миттєво зупиняються, тому для уникнення травм необхідно зачекати принаймні одну хвилину перед відкриттям захисних огорожень та переконатися в їхній повній зупинці.

Електрообладнання та установку необхідно заземлювати відповідно до "Правил підпорядкування електроустановок". Місця для під'єднання заземлюючого провода до машин обладнання позначені знаком "заземлення". Опір заземлення повинен бути більший за 4 Ом.

Заборонено виконувати ремонт або налаштування електроапаратів під напругою під час їхньої роботи. Усунення несправностей повинно здійснюватися лише при вимкненому електрообладнанні.

Перед початком роботи слід:

- а) здійснити зовнішній огляд обладнання і видалити сторонні предмети з місць обслуговування;
- б) переконатися в відсутності сторонніх предметів в агрегатах установки;
- в) змастити всі тертя елементи;
- г) перевірити надійність з'єднань комунікацій та відсутність протікання пари, газу і мастила;
- д) перевірити справність контрольно-вимірювальних приладів;
- е) перевірити наявність і надійність заземлення обладнання установки;
- є) короткочасно вмикання

## ВИСНОВКИ

У магістерській роботі було розроблено технічний комплекс для обробки вторинної пари, яка утворюється у середовищі пекарської камери хлібопекарської печі площею 25 м<sup>2</sup>. В роботі обґрунтовано використання вторинних енергоресурсів для опалення печі та підсилення парових процесів.

Унікальність розробленого обладнання полягає у використанні самовипаровування конденсату гріючої пари при збільшенні тиску для отримання пари з більшим енергетичним потенціалом. Це дозволяє значно зменшити витрати пари під час випікання хлібних виробів, що в результаті призводить до економії пального.

Отже, результат полягає в виділенні вологи із парового повітря, яке виходить з пекарської камери, шляхом його стискання до температури насичення з наступною конденсацією та відокремленням повітря. Подальше випаровування утвореного конденсату за атмосферним тиском, використовуючи тепло попередньої конденсації, надає можливість отримувати пару для зволоження пекарської камери.

Перевагою запропонованого обладнання є його компактне розташування в цеху випікання, що максимально раціонально використовує корисну площу цеху. Екоблок також призведе до суттєвої економії на обігріванні виробничих приміщень взимку або підігріві води.

Магістерська робота включає розрахунки, які підтверджують доцільність та ефективність обробки вторинної пари з пекарської камери хлібопекарської печі.

Отже, розроблене обладнання має низку переваг, які обґрунтовують його доцільність для впровадження в виробництво.

### Список використаної літератури

1. Долінський, А. А. Енергозбереження та екологічні проблеми енергетики / А. А. Долінський // Наука та інновації. – 2006. – № 2. – С. 19–29. – Бібліогр.: с. 29
2. Эффективное использование электроэнергии /Пер. С англ.под ред. Д.Б.Вольфберга – М.:Энергоиздат, 1981. – 400с.
3. Михелев А.А., Ицкович Н.М. Расчет и проектирование хлебопекарных печей. – М.: Пищевая промышленность, 1964. – 568с.
4. Михелев А.А., Ицкович Н.М. Расчет и проектирование печей хлебопекарного и кондитерського производства . – М.: Пищевая промышленность, 1968. – 487с
5. Котлы-утилизаторы и энерготехнологические агрегаты / А.П. Воинов, В.А. Зайцев, Л.И. Куперман, Л.Н. Сидельников. - М.: Энергоатомиздат, 1989. – 275с.
6. В.Г. Мирончук, В.М. Таран, С.І. Блаженко. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи освітньо-кваліфікаційного рівня «Бакалавр». – К.: НУХТ, 2010. -46с.
7. Стабников В.Н. Расчет и конструирование устройств ректификационных и абсорбционных аппаратов.” Техника”, 1970, 208с.
8. Лунин О.Г., Вельтищев В.Н Теплообменные аппараты пищевых производств.-М.Агропромиздат,1987-239 с.:
9. Є.В. Штефан, О.А. Литвиненко, Ю.І. Бойко. Методичні вказівки до виконання розділу з технології машинобудування кваліфікаційної роботи бакалавра. –К.: НУХТ, 2010. -9с.

10. Боженко Л.І., Технологія машинобудування. Проектування та виробництво заготовок. Л.: Світ, 1996., - 367 с
11. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя: В 3-х т. Т.1. 5-е изд., перераб. й доп.— М.: Машиностроение, 1979.—557с.,ил.
12. Технологічне обладнання хлібопекарських і макаронних виробництв/За ред О.Т. Лісовенка. - : Наукова думка , 2000- 282 с.
13. Шульга В. Г., Коробко Б. П., Жовмір М. М. Основні результати та завдання впровадження нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії в Україні.// Энергетика и
14. Аналіз дисбалансу ринку енергоресурсів в Україні.  
<http://www.economy.nayka.com.ua/index.php?operation=1&iid=963>
15. Політика енергозбереження в Україні, проблеми і перспективи.,  
<http://www.qclub.org.ua/energy-issues/energoberezhenie/politika-energoberezhennya-v-ukraine-problemi-i-perspektivi/>
16. Сидоренко С.І. Промислові печі. Курс лекцій задля студентів спец. 7.090221 «Обладнання переробних і харчових виробництв» дн., заоч., та скор. Форм навчання, спеціалізації 7.09022102 «Хлібопекарське виробництво» - К.:НУХТ,2009.-140с.
17. Стабников В.Н.,Лысянский В.М.,Попов В.Д. Процессы и аппараты пищевых производств.- М.:Агропромиздат, 1985-503 с.
18. Лисовенко А.Т. Технологическое оборудование хлебозаводов и пути его совершенства.- М.: Легкая промышленность. 1982-208с.
19. Киркач Н.Ф., Баласанян Г.А. Расчет и проектирование деталей машин- Х.: Высшая школа. Издательство при ХГУ. 1988-142с.

- 20.А.В. Володарский, М.Н.Сигал, И.М.Ничиков. Промышленные печи пищевых производств.- К.: Техніка, 1986. - 136с.
- 21.Середа Д.Г., Домашевский В.И. Охрана труда в пищевой промышленности – М., Пищевая промышленность 1993 – 344 с
- 22.Мирончук В.Г., Гулий І.С., Пушанко М.М. Обладнання підприємств переробної та харчової промисловості/ В.Г. Мирончук, І.С. Гулий, М.М. Пушанко; за ред. В.Г. Мирончука. Підручник. – Вінниця: Нова книга, 2007. – 648 с.
- 23.Мирончук В.Г., Люлька Д.М., Єщенко О.А., Свідерська О.І. Монтаж та технічний сервіс обладнання/ В.Г. Мирончук, Д.М. Люлька, О.А. Єщенко, О.І. Свідерська. Практикум: навч.посіб. / За ред. В.Г.Мирончука. – К.: НУХТ, 2017. – 162 с.