

Вінницький національний технічний університет
Факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії
Кафедра теплоенергетики
Рівень вищої освіти I (бакалаврський)
Галузь знань 14 – Електрична інженерія
Спеціальність 144 – Теплоенергетика
Освітньо-кваліфікаційна програма Теплоенергетика



ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕ

Степанов Д.В.

21 березня 2023 року

З А В Д А Н Н Я **НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Дуднику Владиславу Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи «Модернізація однобарабанної сушарки СБМ-20»

керівник роботи Співак Олександр Юрійович, к. т. н., доцент

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 20 березня 2023 р. № 67

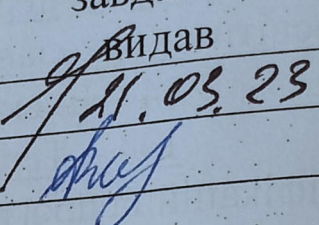
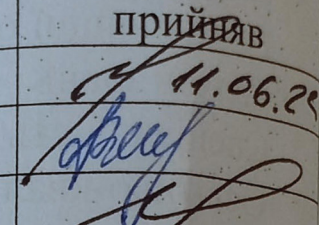
2. Термін подання студентом роботи 10.06.2023

3. Вхідні дані до роботи: видатність сушарки $G_1 = 5$ т/год; початкова вологість цукру $u_1 = 3,5$ %; кінцева вологість цукру $u_2 = 0,12$ %; температура цукру до сушіння $\Theta_1 = 50$ °С; температура цукру після сушіння $\Theta_2 = 60$ °С; температура зовнішнього повітря $t_0 = 10$ °С; температура повітря на виході з підігрівника $t_1 = 110$ °С; температура повітря на виході з сушарки $t_2 = 60$ °С; відносна вологість повітря до підігріву $\varphi_0 = 70$ %.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки: аналіз літературних та патентних джерел; багатоваріантний аналіз; розрахунок барабанної сушарки СБМ-20; розрахунки допоміжного обладнання; розробка математичної моделі і числовий експеримент; охорона праці; висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): сушарка барабанна СБМ-20; схема теплова принципова; кожухотрубний пароповітряний теплообмінник; конденсаційний теплообмінник; конденсатовідвідник; графічні залежності.

6. Консультанти розділів роботи

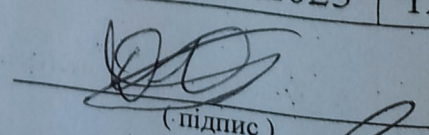
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-4	к.т.н., доц. Співак О.Ю.	 21.03.23	 11.06.23
Охорона праці	к.т.н., доц. Віштак І.В.		
Нормоконтроль	к.т.н., доц. Співак О.Ю.		

7. Дата видачі завдання 21.03.2023

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання		Прим
		початок	закінчення	
1.	Аналіз літературних та патентних джерел	12.03.2023	22.03.2023	
2.	Багатоваріантний аналіз	22.03.2023	05.04.2023	
3.	Розрахунок барабанної сушарки СБМ-20	05.04.2023	10.04.2023	
4.	Розрахунки допоміжного обладнання	11.04.2023	25.05.2023	
	Горизонтальний пароповітряний теплообмінник	11.04.2023	20.04.2023	
	Конденсаційний теплообмінник	21.04.2023	15.05.2023	
5.	Розробка математичної моделі сушарки та числовий експеримент	16.05.2023	25.05.2023	
6.	Охорона праці	25.05.2023	01.06.2023	
7.	Оформлення висновків по роботі	02.06.2023	04.06.2023	
8.	Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу.	02.06.2023	04.06.2023	
9.	Перевірка на антиплагіат	05.05.2023	06.06.2023	
10.	Нормоконтроль	07.06.2023	08.06.2023	
11.	Попередній захист БДР, доопрацювання, рецензування БДР	08.06.23	11.06.23	
12.	Захист БДР ЕК	12.06.2023	12.06.2023	

Студент


(підпис)

Керівник роботи

Дудник В.В.
(прізвище та ініціали)

Співак О.Ю.

АНОТАЦІЯ

УДК 621.33.221

Дудник В.В. Модернізація однобарабанної сушарки СБМ-20. Бакалаврська кваліфікаційна робота зі спеціальності 144 – Теплоенергетика, освітня програма - Теплоенергетика. Вінниця: ВНТУ, 2023. 81 с.

Бібліогр.: 44 назв; рис.: 5; табл. 12.

У бакалаврській кваліфікаційній роботі здійснено переведення барабанної сушарки «СБМ-20» на альтернативний вид палива з метою зниження енерговитрат і собівартості готового продукту. Запропоновані рішення спрямовані на заміщення пічного рідкого палива та природного газу в теплогенераторі сушарки.

Виконано багатоваріантний аналіз модернізації.

Розрахована модернізована теплова схема, здійснено розрахунок та підбір допоміжного обладнання, такого як пароповітряний теплообмінник для підігрівання сушильного агента та конденсаційний теплообмінник для осушення відпрацьованого теплоносія.

Розробка математичної моделі і реалізація її у вигляді розрахункової програми дозволила виконати розрахунок пароповітряного калорифера в якості джерела теплоти для підігріву сушильного агента перед подачею його в барабан сушарки, дослідити режими його роботи і отримати графіки залежності основних характеристик теплообмінника, таких як потужність і площа теплообміну від різних режимів руху теплоносіїв.

Графічна частина складається з 5 креслень і 5 плакатів із результатами математичного моделювання.

У розділі охорони праці опрацьовано такі питання, як причини виникнення, дії на організм людини та нормування шкідливих та небезпечних виробничих факторів у виробничому приміщенні; карта умов праці (обґрунтування вибору нормованих значень шкідливих та небезпечних виробничих факторів, оцінка факторів виробничого і трудового процесів, гігієнічна оцінка умов праці, оцінка технічного і організаційного рівня, атестація робочого місця); рекомендації щодо покращення умов праці, а також розглянуто норми пожежної безпеки.

Ключові слова: сушіння, барабанна сушарка, альтернативне паливо, сушильний процес.

ABSTRACT

Dudnyk V.V. Modernization of the SBM-20 single-drum dryer. Bachelor's qualification thesis on specialty 144 - Heat and power engineering, educational program - Heat and power engineering. Vinnytsia: VNTU, 2023. 81 p.

Bibliogr. : 44 titles; fig.: 5; table 12.

In the bachelor's qualification work, the conversion of the drum dryer "SBM-20" to an alternative type of fuel was carried out in order to reduce energy consumption and the cost of the finished product. The proposed solutions are aimed at replacing furnace liquid fuel and natural gas in the heat generator of the dryer.

A multivariate analysis of modernization was performed.

The modernized thermal scheme was calculated, the calculation and selection of auxiliary equipment was carried out, such as a steam-air heat exchanger for heating the drying agent and a condensation heat exchanger for drying the spent coolant.

The development of a mathematical model and its implementation in the form of a calculation program made it possible to calculate the steam-air heater as a heat source for heating the drying agent before feeding it to the drum of the dryer, to study the modes of its operation and obtain graphs of the dependence of the main characteristics of the heat exchanger, such as power and area of heat exchange from different modes of movement of heat carriers.

The graphic part consists of 5 drawings and 5 posters with the results of mathematical modeling.

In the section on labor protection, such issues as the causes of occurrence, effects on the human body, and regulation of harmful and dangerous production factors in the production premises are elaborated; map of working conditions (justification of the choice of standard values of harmful and dangerous production factors, assessment of factors of production and labor processes, hygienic assessment of working conditions, assessment of technical and organizational level, certification of the workplace); recommendations for improving working conditions, as well as fire safety regulations were considered.

Key words: drying, drum dryer, alternative fuel, drying process.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ТА ПАТЕНТНИХ ДЖЕРЕЛ	8
1.1 Переваги і недоліки барабанних сушарок.....	8
1.2 Сушарка СБМ-20.....	10
1.3 Багатоваріантний аналіз.....	11
2 РОЗРАХУНОК БАРАБАННОЇ СУШАРКИ «СБМ-20»	13
2.1 Масовий баланс.....	13
2.2 Тепловий розрахунок.....	14
2.3 Розрахунок теплової ізоляції.....	17
2.4 Теплові втрати через барабан.....	20
2.5 Розрахунки на міцність.....	21
3 РОЗРАХУНКИ ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ	29
3.1 Горизонтальний пароповітряний теплообмінник.....	29
3.2 Конденсаційний теплообмінник.....	41
4 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ І ЧИСЛОВИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ ...	58
4.1 Опис математичної моделі.....	58
4.2 Результати числового експерименту та їх обговорення.....	59
5 ОХОРОНА ПРАЦІ	63
5.1 Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта.....	63
5.2 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії.....	67
5.3 Технічні рішення з пожежної безпеки.....	71
ВИСНОВКИ	73
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ	75
ДОДАТКИ	80
Додаток А (обов'язковий) Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.....	81
Додаток Б (обов'язковий) ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ	82
Додаток В (обов'язковий) ГРАФІЧНА ЧАСТИНА	85
Додаток Г (обов'язковий) ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА	94
Додаток Д (довідниковий) Лістинг програми та результати числового експерименту.....	98

ВСТУП

Процес видалення рідини з поверхні або з внутрішніх шарів матеріалів досить широко використовується в різних галузях промисловості. В якості рідини можуть бути: вода, бензин, ацетон, метанол тощо. Для реалізації цього процесу існує декілька способів. Це центрифугування, віджимання, фільтрування, відсмоктування, поглинання вологи абсорберами тощо. Але особливе місце займає такий вид виведення вологи, як сушіння [1].

Під сушінням розуміють такий процес виведення вологи, який би забезпечувався її випаровуванням і відведенням пари, яка при цьому утворилася. Для цього в різних галузях народного господарства використовують різноманітні установки, як найпростіші і малогабаритні – для висушування невеликих партій сировини, так і досить громіздкі і потужні, котрі дозволяють висушувати великі об'єми сировини. Найбільш поширеними серед такого обладнання є сушильні барабани.

Такі агрегати, в основному, застосовуються для висушування зернистих, а також шматкових матеріалів. Залежно від якості сировини, що переробляється, її виду, повинна бути підібрана найбільш оптимальна конструкція сушильного барабана, його розмір, проведені необхідні теплотехнічні розрахунки. Барабани можуть мати продуктивність від 150 кг до 100 т на годину, від чого залежатимуть розміри завантажувальної камери, камери вивантаження, потужність теплогенератора, особливості механізму пилогазоочищення, а також подачі та видалення теплоносія. Це обладнання може відрізнитися за способом подачі матеріалу (механічний або пневматичний), а також за кількістю барабанів в установці (максимум три) [2].

Барабанні сушарки оснащені частотним приводом та сучасними системами автоматики. Це дає можливість регулювати автоматично швидкість обертання барабана, температуру та вологість. Також з'являється можливість встановлювати параметри сушіння. Завдяки таким функціям, сушильне обладнання барабанного типу має оптимальні характеристики, що дозволяє застосовувати його в промисловості, а також сільському господарстві.

Сушіння сировини виконується в однопрохідному барабані, який знахо-

диться в постійному русі і переміщує матеріал під впливом нагрітого повітря. Безперервне обертання барабана розбиває сировину на частини та перетворює на однорідну масу. Такі дії дозволяють рівномірно та якісно просушити сировину.

Барабан, як і потік гарячого повітря, рухається за рахунок розрідження яке створює тягодувна машина. Вентилятор з'єднаний з ним корозійностійким повітропроводом. Залежно від кількості сировини буде змінюватися температура, вологість і об'єм газоповітряної суміші.

Основними перевагами сушильних барабанів є [3-6]:

- можливість автоматизації всіх процесів;
- відсутність складностей при монтажі і запуску сушарки в роботу;
- універсальність машини, яка дозволяє висушувати як будівельні матеріали, так і харчову сировину.

Разом з тим, барабанні сушарки мають ряд недоліків:

- великі габарити і значні капітальні затрати;
- низький рівень якості готової продукції, особливо коли необхідно зберегти біологічно активні речовини. Наприклад, втрати корисних біоактивних речовин при сушінні рослинної сировини можуть складати 40% [2];
- високі експлуатаційні витрати внаслідок значних теплових втрат як від внутрішньої, так і зовнішньої оболонки барабана. В середньому, на тонну випаруваної вологи в барабанній сушарці необхідно від 1,2 до 1,3 МВт теплової енергії [3].

За умов енергетичної кризи в Україні застосування різних конструкцій теплогенераторів, що працюють на різноманітних видах альтернативного палива є **актуальним**.

Метою даної роботи є здешевлення процесу сушіння і готового продукту за рахунок використання альтернативних відновлювальних видів палива.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- модернізувати теплову схему сушарки шляхом введення в неї елементів;
- виконати розрахунок джерела теплоти на альтернативному виді палива;
- розробити теплообмінне обладнання для утилізації теплоти відпрацьованого сушильного агента.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ТА ПАТЕНТНИХ ДЖЕРЕЛ

1.1 Переваги і недоліки барабанних сушарок

Сушарки барабанного типу - ефективний спосіб сушіння сипучих матеріалів, який застосовується у різних галузях промисловості. Сипучі матеріали мають зернисту, порошкову чи кристалічну структуру. Барабанні сушарки використовуються на виробництві сухих сумішей, для сушіння тирси та тріски, широке застосування в сільському господарстві отримали барабанні сушарки для зерна, цукру тощо.

Принцип роботи барабанних сушильних установок досить простий. Основна конструкція складається з теплового агрегату, який може бути газогенератором, котлом на дровах, дизельним котлом або газовою установкою, що працює на природному газі, сушильного барабана, який може бути різних розмірів, вентилятора і циклона. Сушарки барабанного типу можуть бути автоматизовані та напівавтоматизовані. Це означає, що виробники барабанних сушарок можуть автоматизувати процеси завантаження та вивантаження матеріалів, регулювання параметрів сушіння, температуру сушіння, тривалість процесу сушіння [1-3].

Сушильний барабан містить герметичну циліндричну камеру, що складається з однієї або кількох ланок. Камера розташовується під невеликим кутом, щоб сипкий матеріал міг пересуватися за інерцією за рахунок власної маси, вона утеплена, забезпечена системою лопастей, які забезпечують примусове перемішування матеріалу, що збільшує швидкість сушіння. Сушіння – процес видалення надлишкової вологи з метою покращити технологічні характеристики сипких матеріалів, уникнути поширення плісняви та грибка, які швидко розвиваються у вологому середовищі, підвищити термін зберігання та якість матеріалів, як кінцевого продукту, так і компонентів для виробництва сухих сумішей [4]. Сушіння матеріалу в сушильних установках барабанного типу відбувається за рахунок нагрівання за допомогою теплих газів, а також за рахунок контакту матеріалу з нагрітою поверхнею всередині сушильної камери [5].

Барабанні сушарки типу в порівнянні з іншими типами сушарок займають менше місця, не потребують міцного фундаменту, маса розрахована так, щоб він не чинив великого тиску на опори. Додаткову міцність конструкції забезпечують кріплення у вигляді бандажів. Барабан встановлений на опори. Найбільш економічний варіант теплового агрегату для барабанних сушарок – це газогенераторний котел, який може працювати на відходах деревини, що дозволяє вирішити проблему утилізації відходів на підприємствах лісопромислового комплексу та забезпечити сушіння сипких матеріалів. Газогенераторний котел економічний, обладнаний допалювачем піролізних газів, що робить конструкцію безпечною для екології. Нагріті газу розповсюджуються по всьому об'єму сушильного барабана за рахунок примусової вентиляції. На виході встановлюється циклон, що дозволяє відокремити матеріал від газу, після чого надлишкові газу відводяться через трубу, а сухий матеріал збирається в бункер через вихідний отвір циклону. У процесі сушіння сипучі матеріали отримують додаткову рухливість за рахунок сильного потоку теплоносія, що виключає налипання на лопатки перемішувального пристрою [6].

Барабанні сушарки для тирси та тріски можуть використовуватися на виробництві будівельних матеріалів, арболіту, деревинно-стружкових плит, паливних пелет, тріски для копчення тощо. За рахунок барабанного сушіння деревини значно підвищується якість готового продукту, прискорюється процес затвердіння матеріалів, зменшується кількість сполучних компонентів.

Барабанні сушарки для піску застосовують на виробництві сумішей кладок, піщано-цементних розчинів, штукатурних сумішей, для виготовлення бетонних виробів, скла, дорожніх робіт, будівництва фундаментів. Пісок не можна використовувати у виробництві таким, яким він є, перед застосуванням його необхідно просіяти, промити і просушити. Для цих цілей чудово підходять сушильні барабани для піску, тому що вони працюють швидко, сушарки економічні, універсальні, залежно від розміру їх легко підібрати під будь-який тип виробництва [7].

Барабанні сушарки мають ряд переваг перед шахтними, ромбічними або іншими сушарками. Такі сушарки універсальні, надійні в роботі та прийнятні за ці-

ною, споживають мало електроенергії та просто монтуються, тому що для їх запуску не потрібні капітальні споруди. Вони рівномірно нагрівають та сушать частинки продукту за рахунок посиленого перемішування матеріалу. З їх допомогою можна виконувати сушіння дуже вологого та засміченого матеріалу. Головна відмінність сушарок барабанного типу полягає в тому, що відрізняються високою продуктивністю, сушіння в них відбувається набагато швидше, ніж у сушарках інших типів [8].

Вони можуть бути оснащені автоматичною або напівавтоматичною системою подачі сировини.

Напівавтоматична система передбачає ручне регулювання об'єму проходження через барабан осушуваного матеріалу, ручне регулювання об'єму повітря, що проходить через барабан, завдяки чому значно покращуються експлуатаційні властивості барабанних сушарок. Коли відбувається зниження температури всередині сушильного барабана, спрацьовує звукове попередження, а при підвищенні температури в барабані, пальники автоматично відключаються.

Їх ефективність характеризується витратами газу (8–50кг) та теплоти (3000–5000 кДж) на видалення 1 кг вологи; коефіцієнт корисної дії 20–60% [6].

До основних недоліків барабанних сушарок можна віднести їх велику металоемність, масивність, а також значні капітальні та експлуатаційні витрати.

1.2 Сушарка СБМ-20

Сушарка барабанна СБМ-20 призначена для сушіння сипучих матеріалів, таких як пісок, глина, тріски, тирса, цукор, сіль, топковими газами або підігрітим повітрям і подачею висушеного матеріалу для подальшої обробки.

Сушильний барабан є основною комплектуючою частиною сушильних агрегатів.

Характеристики сушарки барабанної СБМ-20 [9]:

– вологість продукту:

початкова - 35 ... 40%,

кінцева - 2 ... 7%;

- температура сушильного агента (можлива):
 - на вході в сушарку - 700...750 °С;
 - на виході із сушарки - 50...100 °С;
- коефіцієнт заповнення корпусу продуктом 0,2;
- частота обертання корпусу – 8,1 об/хв;
- продуктивність за випаруваною вологою – 310 кг/год;
- рекомендований кут нахилу корпусу до горизонталі – 1...4°;
- допустимі температури стінки корпусу:
 - мінімальна – мінус 15 °С;
 - максимальна – плюс 350 °С.
- допустиме навантаження на кожну опорну станцію –16т.
- привід:
 - потужність двигуна – 7,5 кВт;
 - частота обертання валу двигуна – 1500 об/хв;
 - передавальне число редуктора – 31,5;
 - передавальне число зубчастої пари – 5,7.

1.3 Багатоваріантний аналіз

Барабанна сушарка СБМ-20 працює на пічному рідкому паливі, що значно підвищує собівартість готового продукту, а при використанні теплообмінного обладнання для підігріву чистого повітря топковими газами ця собівартість зростає ще більше. Крім того, сушарка викидає значну кількість теплоти разом з відпрацьованим теплоносієм, є морально застарілою і потребує модернізації.

Огляд і аналіз літературних джерел [1-12] показав кілька шляхів удосконалення сушарки і її модернізації.

1. Заміна джерела теплоти для підігріву сушильного агента на більш дешевий та екологічно чистіший варіант:

- використання в якості джерела теплоти електричних калориферів на базі ТЕНів;

– застосування різного роду малогабаритних котельних установок, що працюють на відновлювальному і відносно дешевому паливі, такому як пелети з соняшникового лушпиння чи тирси, відходах деревини, соломі, енергетичній вербі;

– використання в якості джерела теплоти парові калорифери, що працюють на парі з котельні цукрового заводу. Останній варіант є найбільш привабливим, але потребує розрахунку і розробки нестандартного парового калорифера-теплообмінника та прокладання паропроводів і конденсатовідвідників із котельні заводу до сушильного відділення.

2. Утилізація теплоти відпрацьованого сушильного агенту з можливістю його багаторазового використання: це дозволить підвищити екологічну безпеку на підприємстві, спростити автоматизацію сушильної установки, оскільки сушильний агент для підігрівання буде подаватися із стабільними параметрами. Підігріта вода може використовуватися для технологічних потреб.

Висновки до розділу 1.

Сушарки барабанного типу універсальні, надійні в роботі та прийнятні за ціною, споживають небагато електроенергії та просто монтуються. Вони рівномірно нагрівають та сушать сировину за рахунок посиленого перемішування матеріалу. З їх допомогою можна сушити дуже вологу та засмічену сировину. Головна відмінність сушарок барабанного типу в тому, що вони мають високу продуктивність сушіння.

До основних недоліків барабанних сушарок відносяться їх велика металомісткість, масивність, а також значні капітальні та експлуатаційні витрати.

Як правило, такі сушарки є застарілими технічно і морально і потребують часткової, а подекуди і повної модернізації теплової схеми.

2 РОЗРАХУНОК БАРАБАННОЇ СУШАРКИ «СБМ-20»

2.1 Масовий баланс

Витрата (масова) видаленої вологи

$$W = G_1 \cdot \frac{u_1 - u_2}{100 - u_2}, \quad (2.1)$$

$$W = 5000 / 3600 \cdot \frac{3,5 - 0,12}{100 - 0,12} = 0,047 \text{ (кг / с)}.$$

Видатність сушарки за сухим цукром

$$G_2 = G_1 \cdot \frac{100 - u_1}{100 - u_2}, \quad (2.2)$$

$$G_2 = 20000 / 3600 \cdot \frac{100 - 3,5}{100 - 0,12} = 1,342 \text{ (кг / с)}.$$

Перевірка за витратою видаленої вологи

$$W = G_1 - G_2, \quad (2.3)$$

$$W = 5000 / 3600 - 1,342 = 0,047 \text{ (кг / с)}.$$

Визначаємо характерні ентальпії та початковий d_0 і кінцевий d_2 вологовміст у повітрі, використовуючи для цього h - d діаграму вологого повітря. Знаходимо точку А на перетині ліній t_0 і ϕ_0 , яка характеризує початковий стан зовнішнього повітря. Опустивши перпендикуляр на вісь x з точки А знаходимо значення $d_0 = 0,0056$ кг/кг. Через точку А проходить ізоентальпа (лінія постійної ентальпії) $h_0 = 23$ кДж/кг. Піднявшись по перпендикуляру з точки А, до перетину з ізотермою $t_1 = 110$ °С, знаходимо точку В, яка описує стан повітря на виході з підігрівника перед подачею в барабан. До перетину з ізотермою $t_2 = 60$ °С рухаємося вниз за ізоентальпою $h_1 = 124$ кДж/кг від точки В, отримавши точку С.

Опустивши перпендикуляр на вісь x з точки C , знаходимо значення вологовмісту $d_2 = 0,0243$ кг/кг. Побудову процесу показано на рисунку 2.1.

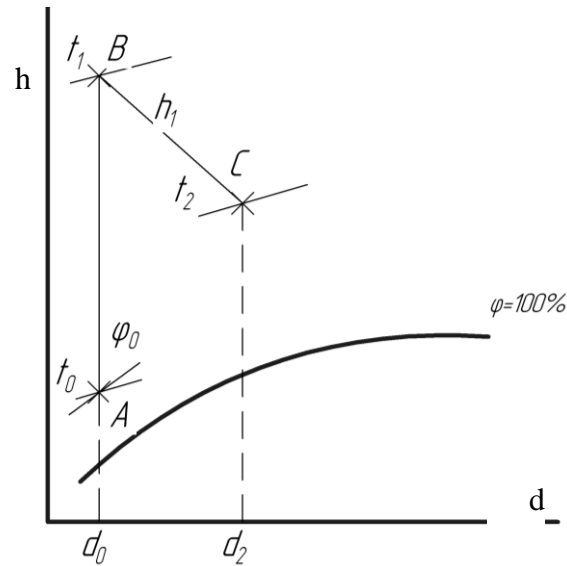


Рисунок 2.1 – Н-d діаграма процесу сушіння цукру.

Теоретична питома витрата повітря в сушарці

$$\ell_0 = \frac{1}{d_2 - d_0}, \quad (2.4)$$

$$\ell_0 = \frac{1}{0,0243 - 0,0056} = 53,5 \text{ (кг / кг)}.$$

Теоретична абсолютна витрата повітря в сушарці

$$L = \ell_0 \cdot W, \quad (2.5)$$

$$L = 53,5 \cdot 0,047 = 2,513 \text{ (кг / год)}.$$

2.2 Тепловий розрахунок

Рівняння теплового балансу для сушильної камери

$$L \cdot h_1 + G_1 \cdot c_1 \cdot \Theta_1 = L \cdot h_2 + G_2 \cdot c_2 \cdot \Theta_2 + Q_{\text{п}}, \quad (2.6)$$

де $Q_{\text{п}}$ – теплові втрати, приймаємо 5% від теплоти, що надійшла з теплоносієм [3].

$$Q_{\text{п}} = 0,05 \cdot L \cdot h_1, \quad (2.7)$$

$$Q_{\text{п}} = 0,05 \cdot 2,513 \cdot 124 = 15,58 \text{ (кВт)}.$$

Теплоємність цукру на вході і виході з сушарки [4]:

$$c_1 = 1160 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}; \quad c_2 = 1000 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

З рівняння теплового балансу визначаємо витрати теплоти на сушіння і поправку на дійсний процес.

Оскільки

$$\Delta = \Sigma Q / W, \quad (2.8)$$

тоді

$$L \cdot (h_2 - h_1) = G_2 \cdot c_2 \cdot \Theta_2 - G_1 \cdot c_1 \cdot \Theta_1 + Q_{\text{п}}, \quad (2.9)$$

$$\frac{L \cdot (h_2 - h_1)}{W} = \frac{G_2 \cdot c_2 \cdot \Theta_2 - G_1 \cdot c_1 \cdot \Theta_1 + Q_{\text{п}}}{W} = \frac{\Sigma Q}{W},$$

$$\ell \cdot (h_2 - h_1) = \Delta, \quad (2.10)$$

де ΣQ – алгебраїчна сума теплоти в сушильній камері, Вт;

Δ – тепла поправка на дійсний сушильний процес, кДж/кг.

$$\Sigma Q = 1,342 \cdot 1,60 - 1,388 \cdot 1,1650 + 15,58 = 15,54 \text{ (кВт)}.$$

Теплова поправка

$$\Delta = 1554 / 0,047 = 330,6 \text{ (кДж / кг)}.$$

Дійсна ентальпія точки C_1

$$h_2 = h_1 + \frac{\Delta}{\ell}, \quad (2.11)$$

$$h_2 = 124 + 330,6 / 53,5 = 130,2 \text{ (кДж / кг)}.$$

Коригуємо витрату повітря на дійсний сушильний процес.

На перетині ізоентальпи h_2 і ізотерми t_2 знаходимо точку C_1 . точки B і C_1 з'єднуємо прямою. отримаємо ламану лінію ABC_1 , яка характеризує дійсний сушильний процес. Опустивши перпендикуляр на вісь x з точки C_1 , визначаємо дійсний вологовміст повітря на виході з сушильної камери $d_2 = 0,034$ кг/кг.

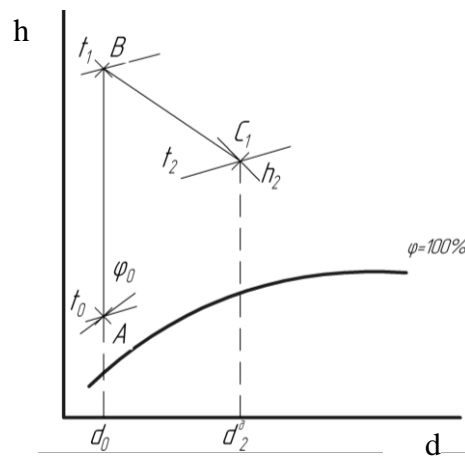


Рисунок 2.2 – Дійсний процес сушіння

Дійсна питома витрата повітря

$$\ell = \frac{1}{d_2 - d_0}, \quad (2.12)$$

$$\ell = \frac{1}{0,0265 - 0,0056} = 47,8 \left(\frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right).$$

Дійсна абсолютна витрата повітря в сушарці

$$L = \ell \cdot W, \quad (2.13)$$

$$L = 47,8 \cdot 0,047 = 2,248 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

2.3 Розрахунок теплової ізоляції

За правилами протипожежної безпеки температура зовнішньої поверхні корпусу не повинна перевищувати $t_2 = 40$ °С. За нормами БЖД температура повітря в цеху в середньому повинна складати $t_{\text{пов}} = 22$ °С [15].

Товщина шару теплової ізоляції повинна бути такою, щоб втрати теплоти, що виникають в результаті випромінювання і конвекції, були мінімальними та не перевищували 5% від теплоти, що надходить з гріючою парою, це відповідає техніко-економічним вимогам до теплового обладнання [16].

Як ізоляційний матеріал виберемо совеліт, який має теплопровідність $\lambda_2 = 0,098$ Вт/(м·К). Зовнішня поверхня ізоляції пофарбована олійною фарбою світлих тонів шаром товщиною $\delta_{\text{із}} = 1$ мм з $\lambda_3 = 0,233$ Вт/(м·К) [6].

2.3.1 Коефіцієнт тепловіддачі природного руху повітря від зовнішньої поверхні ізоляції до повітря в цеху.

Критерій Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \ell^3 \cdot \Delta t \cdot \beta}{\nu^2}, \quad (2.14)$$

де ℓ – визначальний лінійний розмір для потоку повітря. Для горизонтальної труби, якою є барабан сушарки $\ell = D_6$;

$\nu = 15,1 \cdot 10^{-6}$ м²/с - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря за $t_{\text{пов}} = 22$ °С;

β – коефіцієнт температурного розширення

$$\beta = \frac{1}{273 + t_{\text{пов}}}, \quad (2.15)$$

$$\beta = \frac{1}{273 + 22} = 0,0034 \left(\frac{1}{\text{К}} \right).$$

Середній температурний напір між поверхнею і повітрям.

$$\Delta t = t_2 - t_{\text{пов}}, \quad (2.16)$$

$$\Delta t = 40 - 22 = 18^\circ\text{C}.$$

Тоді

$$\text{Gr} = \frac{9,81 \cdot 2,4^3 \cdot 18 \cdot 0,0034}{15,1^2 \cdot 10^{-12}} = 363 \cdot 10^8.$$

За таблицею властивостей повітря за $t_{\text{пов}} = 22^\circ\text{C}$, $\text{Pr} = 0,722$ [6].

Добуток $\text{Gr} \cdot \text{Pr} = 363 \cdot 10^8 \cdot 0,722 = 363 \cdot 10^8 < 1 \cdot 10^9$, тож має місце ламінарний режим руху.

Критеріальне рівняння

$$\text{Nu} = 0,54 \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{0,25}, \quad (2.17)$$

$$\text{Nu} = 0,54 \cdot (363 \cdot 10^8 \cdot 0,722)^{0,25} = 217.$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією

$$\alpha_k = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{D_n}, \quad (2.18)$$

$$\alpha_k = \frac{217 \cdot 0,026}{2,4} = 2,35 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

2.3.2 Тепловіддача випромінюванням від зовнішньої поверхні барабана.

Дійсна константа випромінювання

$$c = 4,96 \cdot \varepsilon, \quad (2.19)$$

$$c = 4,96 \cdot 0,86 = 4,26.$$

Температурний коефіцієнт

$$\beta = \frac{\left(\frac{273 + t_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_{\text{ст}}}{100} \right)^4}{t_2 - t_{\text{ст}}}, \quad (2.20)$$

$$\beta = \frac{\left(\frac{273+40}{100}\right)^4 - \left(\frac{273+22}{100}\right)^4}{40-22} = 1,128.$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_b = c \cdot \beta, \quad (2.21)$$

$$\alpha_b = 4,26 \cdot 1,128 = 4,81 (\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})).$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_b, \quad (2.22)$$

$$\alpha = 1,177 + 4,81 = 5,98 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Середня різниця температур гріючої пари і повітря в цеху

$$\Delta t_{cp} = t_n - t_b, \quad (2.23)$$

$$\Delta t_{cp} = 133 - 22 = 111 (\text{°C}).$$

Питомі втрати теплоти в навколишнє середовище

$$q = \alpha_2 \cdot (t_2 - t_b), \quad (2.24)$$

$$q = 5,98 \cdot (40 - 22) = 107,8 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right).$$

Коефіцієнт теплопередачі від пари до повітря

$$K = \frac{q}{t_{cp}}, \quad (2.25)$$

$$K = \frac{107,8}{111} = 0,971 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Товщина ізоляційного шару

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_2 \cdot \left(\frac{1}{K} - \frac{1}{\alpha_2} - \frac{\delta}{\lambda_3} \right), \quad (2.26)$$

$$\delta_{\text{із}} = 0,098 \cdot \left(\frac{1}{0,971} - \frac{1}{5,98} - \frac{0,001}{0,233} \right) = 0,084 \text{ (м)}.$$

Приймаємо $\delta_{\text{із}} = 80 \text{ мм}$.

2.4 Теплові втрати через барабан

Ізольована сумарна бічна площа поверхні барабанна

$$F_{\text{бок}} = 2 \cdot \pi \cdot (D_{\text{б}} + 2\delta_{\text{із}}) L, \quad (2.27)$$

$$F_{\text{бок}} = 2 \cdot 3,14 \cdot (2,4 + 2 \cdot 0,08) \cdot 8 = 128,6 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Ізольована сумарна торцева поверхня барабана

$$F_{\text{із}} = \pi \cdot D_{\text{б}} L_{\text{б}} + 2 \pi \cdot D_{\text{б}} \cdot 0,5, \quad (2.28)$$

$$F_{\text{із}} = 3,14 \cdot 2,4 \cdot 8 + 2 \cdot 3,14 \cdot 2,4 \cdot 0,5 = 67,8 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Втрати теплоти з ізолюваної поверхні барабана

$$Q_{\text{пот}}^{\text{із}} = q \cdot F_{\text{із}}, \quad (2.29)$$

$$Q_{\text{пот}}^{\text{із}} = 107,8 \cdot 67,8 = 7311 \text{ (Вт)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від неізолюваної поверхні

$$\alpha_{\text{н}} = 9,74 + 0,07 \cdot \Delta t, \quad (2.30)$$

$$\alpha_{\text{н}} = 9,74 + 0,07 \cdot 18 = 11 \text{ (Вт / м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Втрати теплоти з неізольованої поверхні барабана

$$Q_{\text{пот}}^{\text{н}} = \alpha_{\text{н}} \cdot F_{\text{н}} \cdot (t_2 - t_{\text{в}}), \quad (2.31)$$

$$Q_{\text{пот}}^{\text{н}} = 11 \cdot 0,063 \cdot (40 - 22) = 12,474 \text{ (Вт)}.$$

Сумарні втрати теплоти

$$Q_{\text{пот}} = Q_{\text{пот}}^{\text{із}} + Q_{\text{пот}}^{\text{н}}, \quad (2.32)$$

$$Q_{\text{пот}} = 7311 + 12,474 = 7323 \text{ (Вт)}.$$

Відносні втрати теплоти складають

$$Q_{\text{відн}} = \frac{Q_{\text{пот}}}{Q_{\text{т}}}, \quad (2.33)$$

де теоретична втрата теплоти

$$Q = L \cdot h_1, \quad (2.34)$$

$$Q = 2,248 \cdot 124 = 278,8 \text{ (кВт)}.$$

$$Q_{\text{відн}} = \frac{7323}{278,8 \cdot 10^3} \cdot 100\% = 0,026 \cdot 100\% = 2,6 \text{ \%}.$$

Оскільки $Q_{\text{відн}} < 5\%$, теплову ізоляцію можна вважати ефективною.

2.5 Розрахунки на міцність

2.5.1 Конструктивний розрахунок

Вибираємо підіймально-лопатеву насадку з $\beta = 0,2$ [4].

Час сушіння цукру

$$\tau = 120 \cdot \frac{\beta \cdot \rho_1}{A} \cdot \frac{u_1 - u_2}{200 - (u_1 + u_2)}, \quad (2.35)$$

де β – коефіцієнт заповнення барабана матеріалом;

ρ_1 – насипна густина вологого цукру за $u_1 = 3\%$, $\rho_1 = 815 \text{ кг/м}^3$ [14];

A – напруження барабана за вологою.

$$\tau = 120 \cdot \frac{0,2 \cdot 815}{8,5} \cdot \frac{3,5 - 0,12}{200 - (3,5 + 0,12)} = 39,6 \text{ (хв)}.$$

Попередній розрахунок об'єму сушильного барабана

$$V_6' = \frac{W}{A}, \quad (2.36)$$

$$V_6' = \frac{169,2}{8,5} = 19,9 \text{ (м}^3\text{)}.$$

Рівняння нерозривності для барабана при русі гарячого повітря

$$V_c = (1 - \beta) \cdot v_{\pi} \cdot \pi \cdot (D_6^2 / 4), \quad (2.37)$$

де v_{π} – середня швидкість повітря м/с, приймаємо $v_{\pi} = 0,75 \text{ м/с}$ [14];

D_6 – внутрішній діаметр барабана, м;

$(1 - \beta)$ – величина, яка показує, що не весь переріз барабана є пропускним для повітря, оскільки частина повітряного потоку затримується масою цукру;

V_c – об'ємна витрата повітря;

$$V_c = \frac{L}{\rho_{\pi}}, \quad (2.38)$$

де ρ_{π} – густина повітря, за [3]:

$$\rho_{\text{п}} = 0,5 \cdot 353 \cdot \left(\frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_2} \right), \quad (2.39)$$

$$\rho_{\text{п}} = 0,5 \cdot 353 \cdot \left(\frac{1}{373} + \frac{1}{333} \right) = 0,99 \left(\frac{\text{М}^3}{\text{КГ}} \right),$$

$$V_c = \frac{2,248}{0,99} = 2,27 \left(\frac{\text{М}^3}{\text{с}} \right).$$

Внутрішній діаметр барабана

$$D_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot v_B (1 - \beta)}}, \quad (2.40)$$

$$D_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,27}{3,14 \cdot 0,75 (1 - 0,5)}} = 2,409 \text{ (м)}.$$

Приймаємо з стандартного ряду $D_6 = 2,4$ м [16].

Визначаємо довжину барабана, виходячи з конструктивного співвідношення $L_6 / D_6 = 3,5 - 7,0$ [5]

$$L_6 = 3,5 \cdot D_6, \quad (2.41)$$

$$L_6 = 3,5 \cdot 2,4 = 8,4 \text{ (м)}.$$

Приймаємо довжину барабана із стандартного ряду $L_6 = 8$ м [16].

Об'єм барабана за стандартними D_6 і L_6

$$V_6 = \frac{\pi \cdot D_6^2 \cdot L_6}{4}, \quad (2.42)$$

$$V_6 = \frac{\pi \cdot D_6^2 \cdot L_6}{4} = \frac{3,14 \cdot 2,4^2 \cdot 8}{4} = 36,17 \text{ (м}^3\text{)}.$$

Приймаємо $V_6=36 \text{ м}^3$ [5].

Об'ємна маса вологого цукру

$$V_{\text{вол}} = \frac{G_1}{60 \cdot \rho_1}, \quad (2.43)$$

$$V_{\text{вол}} = \frac{5000}{60 \cdot 815} = 0,102 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{хв}} \right).$$

Уточнюємо час сушіння цукру

$$\tau = \frac{V_6 \cdot \beta}{V_{\text{вл}}}, \quad (2.44)$$

$$\tau = \frac{36,2 \cdot 0,2}{0,102} = 70,98 \text{ (хв)}.$$

Приймаємо час сушіння $\tau = 71 \text{ хв}$.

2.5.2 Динамічний розрахунок

Визначаємо число обертів барабана за хвилину

$$n = \frac{m \cdot k \cdot L_6}{\tau \cdot D_6 \cdot \text{tg}\alpha}, \quad (2.45)$$

де m – коефіцієнт типу насадки, для вибраного типу насадки $m = 0,6$ [5];

k – коефіцієнт характеру руху матеріалу і повітря, приймаємо $k = 2,0$ [5];

$$\text{tg}\alpha = \text{tg } 5^\circ = 0,0875;$$

$$n = \frac{0,6 \cdot 2 \cdot 8}{71 \cdot 2,4 \cdot 0,0875} = 0,644 \left(\frac{\text{об}}{\text{хв}} \right).$$

Потужність, необхідна для обертання барабана

$$N = 0,078 \cdot D_6^3 \cdot L_6 \cdot \rho_H \cdot \sigma \cdot n, \quad (2.46)$$

де $\sigma = 0,071$ – коефіцієнт потужності.

$$N = 0,078 \cdot 2,4^3 \cdot 8 \cdot 815 \cdot 0,071 \cdot 0,644 = 32,1 \text{ (кВт)}.$$

Розглянемо барабан як балку, яка лежить на двох опорах. Масу барабана, насадки, бандажів, завантаженого матеріалу і теплової ізоляції вважаємо рівномірно розподіленим навантаженням, масу вінцевої шестерні – зосередженою силою.

Товщина стінки барабана

$$\delta = 0,0021 \cdot D_6, \quad (2.47)$$

$$\delta = 0,0021 \cdot 2,4 = 0,005 \text{ (м)}.$$

Приймаємо $\delta = 5$ мм.

Маса барабана

$$G_6 = \rho \cdot g \cdot \pi \cdot D_6 \cdot L_6 \cdot \delta, \quad (2.48)$$

$$G_6 = 7800 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot 2,4 \cdot 8 \cdot 0,005 = 88571,85 \text{ Н} = 8,85 \text{ (т)}.$$

Маса теплової ізоляції

$$G_{13} = \rho_{13} \cdot g \cdot \pi \cdot D_6 \cdot L_6 \cdot \delta_{13}, \quad (2.49)$$

де $\delta_{із}$ – товщина ізоляції $\delta_{із} = 0,08$ м;

$\rho_{із}$ – густина ізоляційного матеріалу $\rho_{із} = 450$ кг/м³ [6];

$$G_{із} = 450 \cdot 9,81 \cdot 3,15 \cdot 2,48 \cdot 0,08 = 9314,95 \text{ Н} = 0,93 \text{ (т)}.$$

Маса вологого матеріалу

$$G_{вл} = 0,785 \cdot D_6 \cdot \rho_1 \cdot g \cdot \pi \cdot L_6 \cdot \beta, \quad (2.50)$$

$$G_{вл} = 0,785 \cdot 2,4 \cdot 815 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot 80,2 = 94594,8 \text{ Н} = 9,46 \text{ (т)}.$$

Сумарне навантаження

$$G = G_6 + G_{із} + G_{вл}, \quad (2.51)$$

$$G = 23250 + 9315 + 94595 = 117845,82 \text{ Н} = 11,78 \text{ (т)}.$$

Питоме навантаження на барабан

$$q = G/L, \quad (2.52)$$

$$q = 117846 / 8 = 14731 \text{ (Н)}.$$

Згинальний момент від зосередженого навантаження вінцевої шестерні

$$M_2 = \frac{G_{він} \cdot L_6}{4}, \quad (2.53)$$

де $G_{він}$ – маса зубчастого вінця $G_{він} = 950$ кг;

$$M_2 = \frac{950 \cdot 8}{4} = 1900 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Згинальний момент від рівномірно розподіленого навантаження

$$M_1 = \frac{q \cdot L_6^2}{8}, \quad (2.54)$$

$$M_1 = \frac{14731 \cdot 8^2}{8} = 117846 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Сумарний згинальний момент

$$M_{3r} = M_1 + M_2, \quad (2.55)$$

$$M_{3r} = 117846 + 1900 = 119746 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Крутний момент

$$M_{кр} = \frac{N}{D \cdot g \cdot n}, \quad (2.56)$$

$$M_{кр} = \frac{321}{2,4 \cdot 9,81 \cdot 0,644} = 4866 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Розрахунковий приведений момент

$$M_{роз} = 0,35 \cdot M_{3r} + 0,65 \cdot \sqrt{M_{3r}^2 + M_{кр}^2}, \quad (2.57)$$

$$M_{роз} = 0,35 \cdot 119746 + 0,65 \cdot \sqrt{119746^2 + 4866^2} = 119810 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Момент опору перерізу кільцевої стінки барабана

$$W = \frac{\pi \cdot D_6^2 \cdot \delta}{4}, \quad (2.58)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 2,4^2 \cdot 0,005}{4} = 0,0228 \text{ (м}^3\text{)}.$$

Напруження в стінці барабана

$$\sigma = \frac{M_{\text{роз}}}{W}, \quad (2.59)$$

$$\sigma = \frac{119810}{0,0228} = 5257395 \text{ Па} = 5,6 \text{ (МПа)}.$$

Перевіряємо дотримання умови міцності на спільну деформацію згину та кручення барабанної сушарки при роботі. За довідковими таблицями знаходимо для сталі 35Х (ДСТУ 7809 : 2015), допустиме напруження при деформації згином та крученням $[\sigma]=736 \text{ МПа}$ [8].

$\sigma = 5,6 \text{ МПа} < [\sigma] = 736 \text{ МПа}$ – умову міцності дотримано.

Висновки до Розділу 2.

В Розділі 2 виконаний розрахунок сушарки для визначення кількості видаленої вологи з вологого матеріалу (0,047 кг/с), побудований теоретичний процес сушіння цукрового піску на h-d діаграмі, а також визначена абсолютна витрата повітря в сушарці ($L = 2,248 \text{ кг/с}$).

В конструктивному розрахунку сушарки визначено геометричні розміри барабана сушарки ($D = 2,4 \text{ м}$, $L = 8 \text{ м}$), об'єм барабана, а також загальний час сушіння цукру в сушильній камері, який склав 71 хв.

3 РОЗРАХУНКИ ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

3.1 Горизонтальний пароповітряний теплообмінник

3.1.1 Вихідні дані для розрахунку горизонтального пароповітряного теплообмінника

- температура повітря до підігріву $t_{пв}' = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура повітря після підігріву $t_{пв}'' = 110 \text{ }^\circ\text{C}$;
- тиск пари $P = 0,3 \text{ МПа}$;
- витрата повітря $V=8000 \text{ м}^3/\text{год}$;
- температура гріючої пари на вході $t_{г} = 133 \text{ }^\circ\text{C}$.

Середня температура повітря

$$\bar{t}_{cp} = \frac{t_{пв}' + t_{пв}''}{2}, \quad (3.1)$$

$$\bar{t}_{cp} = \frac{10 + 110}{2} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

Теплофізичні властивості повітря [6]:

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{пв} = 0,029 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- густина повітря $\rho_{пв} = 1,060 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- критерій Прандтля $Pr = 0,696$;
- кінематична в'язкість $\nu_{пв} = 18,97 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Масова витрата повітря, що нагрівається

$$G_{пв} = (V \cdot \rho_{пв}) / \tau,$$

де τ – час, с

$$G_{\text{пв}} = (8000 \cdot 1,06) / 3600 = 2,35 \text{ (кг/с)}. \quad (3.2)$$

Теплова потужність пароповітряного підігрівника

$$Q = G_{\text{пв}} \cdot C_{\text{пв}} \cdot (t''_{\text{пв}} - t'_{\text{пв}}), \quad (3.3)$$

де $C_{\text{пв}}$ – ізобарна теплоємність повітря, Дж/(кг·К),

$$Q = 2,35 \cdot 1,005 \cdot (110 - 10) = 236 \text{ (кВт)}.$$

За таблицям водяної пари знаходимо ентальпію пари за $P = 300$ кПа, $h_{\text{п}} = 2725$ кДж/кг; температуру насичення $t_{\text{н}} = 133^{\circ}\text{C}$ і ентальпію конденсату за $P = 3000$ кПа, $h_{\text{к}} = 561,4$ кДж/кг.

Теплофізичні властивості конденсату [6]:

- густина конденсату $\rho_{\text{к}} = 932$ (кг/м³);
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{к}} = 0,685$ (Вт/(м·К));
- теплоємність конденсату $C_{\text{рк}} = 4,274$ (кДж/(кг·К));
- кінематична в'язкість конденсату $\nu_{\text{к}} = 0,229 \cdot 10^{-6}$ (м²/с);
- критерій Прандтля $Pr_{\text{к}} = 1,3$.

Витрата грійної пари

$$G_{\text{пр}} = \frac{Q}{(h'' - h') \cdot \eta_{\text{то}}}, \quad (3.4)$$

де $\eta_{\text{то}}$ - ККД теплообмінника,

$$G_{\text{пр}} = \frac{236}{(2725 - 561,4) \cdot 0,98} = 0,111 \text{ (кг/с)}.$$

Різниця температур

- більша

$$\Delta t_{\bar{c}} = t_H - t'_{\text{ПВ}}, \quad (3.5)$$

$$\Delta t_{\bar{c}} = 133 - 10 = 123 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

- менша

$$\Delta t_M = t_H - t''_{\text{ПВ}}, \quad (3.6)$$

$$\Delta t_M = 133 - 110 = 23 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{c}} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{c}}}{\Delta t_M}\right)}, \quad (3.7)$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{123 - 23}{\ln\left(\frac{123}{23}\right)} = 59,6 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Середня температура стінки апарата

$$\Delta t_{\text{ст}} = \frac{\bar{t}_{\text{сп}} + t_{\text{к}}}{2}, \quad (3.8)$$

$$\Delta t_{\text{ст}} = \frac{60 + 133}{2} = 96,5 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Критерій Прандтля при температурі стінки для води $Pr_{\text{св}} = 1,83$ [6].

Безрозмірний комплекс

$$l_d = \left(\frac{v^2}{g} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho' - \rho''} \right) \right)^{1/3}, \quad (3.9)$$

$$l_d = \left(\frac{0,229 \cdot 10^{-62}}{9,8} \cdot \left(\frac{932}{932 - 1,651} \right) \right)^{1/3} = 1,952 \cdot 10^{-5}.$$

Приведена довжина труб

$$Z = \Delta t_1 \cdot H \cdot A, \quad (3.10)$$

де H – середня довжина труби, задаємо $H=2,2$ м ,

A – безрозмірний комплекс [6]

$$Z = 29,8 \cdot 2,2 \cdot 85,6 = 5612 \text{ м}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки труби

$$\alpha_1 = \frac{400 \cdot \lambda}{Z \cdot l_d} \cdot \left[1 + 0,625 \cdot \sqrt{\text{Pr}}^{0.25} \cdot \left(\frac{Z}{Z_{\text{кр}}} - 1 \right) \right]^{4/3}, \quad (3.11)$$

де $Z_{\text{кр}}$ – критичне значення приведеної довжини труб, м

$$\alpha_1 = \frac{400 \cdot 0,685}{5612 \cdot 1,952 \cdot 10^{-5}} \cdot \left[1 + 0,625 \cdot \sqrt{1,33} \cdot \left(\frac{5612}{2300} - 1 \right) \right]^{4/3} = 7646 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{W \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (3.12)$$

де W – швидкість повітря, приймаємо $W=7$ м/с;

$d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубки,

$$Re = \frac{7 \cdot 0.021}{18,97 \cdot 10^{-6}} = 7749.$$

Критерій Нуссельта [6]

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0.9} \cdot Pr^{0.43}, \quad (3.13)$$

$$Nu = 0,008 \cdot 7749^{0.9} \cdot 0,696^{0.43} = 21,66.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до повітря

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}}, \quad (3.14)$$

$$\alpha_2 = \frac{21,66 \cdot 0,029}{0,021} = 29,91 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.15)$$

де $\delta_{\text{ст}}$ - товщина стінки труби, мм;

$\lambda_{ст}$ - коефіцієнт теплопровідності сталевих нержавіючих труб, Вт/(м²·К),

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7646} + \frac{0,002}{18} + \frac{1}{29,91}} = 29,69 \text{ (Вт/(м·К))}.$$

3.1.2 Компонувальний розрахунок

Площа поверхні нагріву теплообмінника

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}, \quad (3.16)$$

$$F = \frac{236000}{29,69 \cdot 59,6} = 133,5 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Площа перерізу однієї труби для проходу повітря

$$f_{тр} = 0,785 \cdot d_{вн}^2, \quad (3.17)$$

$$f_{тр} = 0,785 \cdot 0,021^2 = 3,642 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Кількість труб в апараті

$$n = \frac{G}{\rho \cdot f_{тр} \cdot W}, \quad (3.18)$$

$$n = \frac{2,35}{1,06 \cdot 3,642 \cdot 10^{-4} \cdot 7} = 914.$$

Кількість шестикутників для розміщення труб

$$m = (\sqrt{12 \cdot n - 3} - 3) / 6, \quad (3.19)$$

$$m = (\sqrt{12 \cdot 914 - 3} - 3) / 6 = 17.$$

Внутрішній діаметр корпусу апарата

$$D = 1,13 \cdot S \cdot \sqrt{n}, \quad (3.20)$$

де S - крок трубної решітки в апараті $S=0,035$ м ;

$$D = 1,13 \cdot 0,035 \cdot \sqrt{914} = 1200 \text{ (мм)}.$$

Приймаємо внутрішній діаметр оболонки апарата 1200 мм у відповідності до ГОСТ 9617-76 [7].

Довжина циліндричної оболонки 2200 мм.

Розміри повітряного і парового штуцерів визначимо за формулою

$$D_{шт} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}}, \quad (3.21)$$

Діаметр повітряного штуцера

$$D_{шт1}^{пв} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,35}{3,14 \cdot 1,06 \cdot 15}} \cdot 10^3 = 434 \text{ (мм)}.$$

Приймаємо діаметр штуцера $D_{шт} = 500$ мм з товщиною стінки $\delta_{ст} = 12$ мм.

Діаметр парового штуцера

$$D_{шт2}^п = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,111}{3,14 \cdot 1,651 \cdot 20}} \cdot 10^3 = 66 \text{ (мм)}.$$

Приймаємо діаметр штуцера $D_{шт} = 80$ мм з товщиною стінки $\delta_{ст} = 5$ мм

Діаметр конденсатного штуцера

$$D_{шт3}^к = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,111}{3,14 \cdot 932 \cdot 1,5}} \cdot 10^3 = 10 \text{ (мм)}.$$

Приймаємо діаметр штуцера $D_{шт} = 15$ мм з товщиною стінки $\delta_{ст} = 3,5$ мм

Площа міжтрубного простору

$$F_{мтр} = 0,785 \cdot (D_{вн}^2 - n \cdot d_3^2), \quad (3.22)$$

$$F_{мтр} = 0,785 \cdot (1,2^2 - 914 \cdot 0,025^2) = 0,682 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Апарат приймаємо одноходовий.

3.1.3 Аеродинамічний розрахунок

Значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ [6]:

- вхід в трубний простір $\xi=1$,
- вихід з трубного простору $\xi=1$,
- засувка $\xi=0,125$.

Сумарне значення місцевих опорів

$$\Sigma\xi=1+1+0,125=2,125.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_{\text{BH}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (3.23)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0005}{0,021} + \frac{68}{7749} \right)^{0,25} = 0,0467.$$

Аеродинамічний опір по трубі

$$\Delta h_{\text{H}} = \Sigma \xi \cdot \frac{l_{\text{TP}}}{d_{\text{BH}}} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}, \quad (3.24)$$

$$\Delta h_{\text{H}} = 2,125 \cdot \frac{2,2}{0,021} \cdot \frac{7^2}{2 \cdot 9,8} = 556,5 \text{ (м. вод. ст.)}.$$

Аеродинамічний опір повітря

$$\Delta h_{\text{пв}} = \Sigma \xi \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot g}, \quad (3.25)$$

$$\Delta h_{\text{пв}} = 2,125 \cdot \frac{7^2}{2 \cdot 9,8} = 5,31 \text{ (м. вод. ст.)}.$$

Загальні втрати тиску

$$\Delta h = \Delta h_{\text{H}} + \Delta h_{\text{пв}}, \quad (3.26)$$

$$\Delta h = 5,31 + 556,5 = 562 \text{ (м. вод. ст.)}.$$

Втрати тиску

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta h \cdot 10^3, \quad (3.27)$$

$$\Delta P = 1,06 \cdot 9,8 \cdot 562 \cdot 10^3 = 5,83 \text{ (кПа)}.$$

3.1.4 Розрахунки на міцність

Товщина циліндричної частини кожуха з врахуванням корозії і технологічних прибавок [8]

$$\delta_k = \frac{P \cdot D_B}{2 \cdot [\sigma] \cdot \phi - P} + C, \quad (3.28)$$

де $[\sigma]$ – нормативно допустиме навантаження, МПа;

ϕ – коефіцієнт міцності зварного поздовжнього шва приймаємо 0,7 [8],

$$\delta_k = \frac{0,3 \cdot 1200}{2 \cdot 131 \cdot 0,7 - 0,3} + 2 = 3,96 \text{ (мм)}.$$

Отже, товщину стінки приймаємо $\delta_{ст} = 4$ мм.

Радіус кривизни еліптичного днища

$$R = \frac{D_{BH}^2}{4 \cdot h_B}, \quad (3.29)$$

де h_B - висота днища, мм;

$$R = \frac{1200^2}{4 \cdot 300} = 1200 \text{ (мм)}.$$

Товщина стінки еліптичного днища

$$\delta_d = \frac{P \cdot D_B}{2 \cdot [\sigma] \cdot \phi - P} + C, \quad (3.30)$$

$$\delta_d = \frac{0,3 \cdot 1200}{2 \cdot 131 \cdot 0,7 - 0,3} + 2 = 3,96 \text{ (мм)}.$$

Товщину днища приймаємо $\delta_d = 4$ мм.

Допустимий тиск

$$P = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \delta}{D_{\text{вн}}}, \quad (3.31)$$

$$P = \frac{2 \cdot 131 \cdot 4}{1200} = 0,87 \text{ (МПа)}.$$

Піддатливість частини прокладки

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{l_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}} \cdot F_{\text{пр}}}, \text{ (мм)} \quad (3.32)$$

де $E_{\text{пр}} = 3 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}$, - модуль пружності матеріалу прокладки [8],

Площа прокладки

$$F_{\text{пр}} = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4 \cdot z}, \quad (3.33)$$

де D_1 - внутрішній діаметр прокладки ;

D_2 - зовнішній діаметр прокладки;

Z - кількість болтів,

$$F_{\text{пр}} = \frac{3,14(1264^2 - 1234^2)}{4 \cdot 44} = 1336 \text{ (мм}^2\text{)},$$

$$\lambda_{\text{пр}} = \frac{2}{3000 \cdot 1336} = 0,499 \cdot 10^{-6} \text{ (мм/Н)}.$$

Перевіряємо міцність болтів.

Довжина болта

$$l_{\text{б}} = 2 \cdot b + a, \quad (3.34)$$

де b – товщина фланця, мм;

a – товщина прокладки, мм,

$$l_{\sigma} = 2 \cdot 32 + 2 = 66 \text{ (мм)}.$$

Тоді

$$\lambda_{\sigma} = \frac{l_{\sigma}}{F_{\sigma} \cdot E_{\sigma}}, \quad (3.35)$$

де $E_{\sigma} = 212 \cdot 10^3$ МПа – модуль пружності для матеріалу болта [8],

$$\lambda_{\sigma} = \frac{66 \cdot 4}{20^2 \cdot 215000} = 3,07 \cdot 10^{-6} \text{ (МПа)}.$$

Коефіцієнт основного навантаження

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{пр}}}{\lambda_{\text{пр}} + \lambda_{\sigma}}, \quad (3.36)$$

$$\chi = \frac{0,499 \cdot 10^{-6}}{0,499 \cdot 10^{-6} + 3,07 \cdot 10^{-6}} = 0,139.$$

Навантаження на один болт

$$Q = \frac{\pi \cdot D_{\text{пр}}^2}{4 \cdot z} \cdot p, \quad (3.37)$$

де $D_{\text{пр}}$ – середній діаметр прокладки, мм,

$$Q = \frac{3,14 \cdot 1249^2}{4 \cdot 44} \cdot 0,3 = 8,35 \text{ (кН)}.$$

Сумарне навантаження на болт

$$P = Q \cdot [k_{\text{ст}} \cdot (1 - \chi) + \chi], \quad (3.38)$$

де $k_{ст} = 1,4$ – коефіцієнт запасу затяжки [8],

$$P = 8,35 \cdot [1,4 \cdot (1 - 0,139) + 0,139] = 11,22 (\text{кН}).$$

3.2 Конденсаційний теплообмінник

3.2.1 Початкові дані

- температура відпрацьованого повітря на вході в ТА, $t'_1 = 27,2$ °С;
- температура води на вході в ТА, $t'_2 = 10$ °С;
- температура повітря на виході з ТА, $t''_1 = 11$ °С;
- витрата відпрацьованого повітря, $G_1 = 3$ кг/с;
- швидкість відпрацьованого повітря на вході в ТА, $w_1 = 5,5$ м/с

Таблиця 3.1 – Параметри повітря на вході в ТА [17]

Параметри	t_c , °С	d , г/кг	h , кДж/кг	ϕ , %
Вхід	27,2	20,9	67	70

На h - d діаграмі вологого повітря будуємо теоретичний процес охолодження відпрацьованого повітря (Рис. 3.1). Знайдемо точку В за параметрами d_1 і t'_1 , потім по $\phi = \text{const}$ рухаємося по лінії насичення, знаходимо точку С.

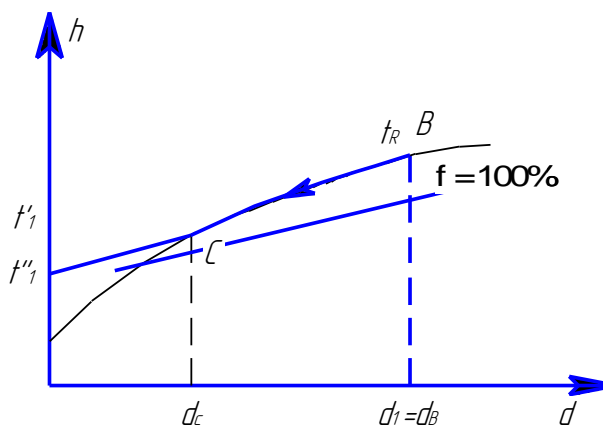


Рисунок 3.1 – Процес охолодження повітря в конденсаційному ТА

Згідно з h - d діаграмою, параметри повітря на виході з ТА:

$$d_1'' = d_c = 7,62 \left(\frac{\Gamma}{\text{кг}} \right); \quad h_1'' = h_c = 29 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right);$$

$$W = \Delta d = d_b - d_c = 20,09 - 7,62 = 12,47 \left(\frac{\Gamma}{\text{с}} \right) = 44,8 \left(\frac{\text{кг}}{\text{год}} \right).$$

3.2.2 Теплова потужність ТА

Середня температура відпрацьованого теплоносія

$$t_{\text{сп1}} = \frac{t_1' + t_1''}{2}, \quad (3.39)$$

де t_1'' – температура відпрацьованого повітря на виході з ТА, приймаємо 11 °С [13]

$$t_{\text{сп1}} = \frac{27+11}{2} = 19 (\text{°С}).$$

Для середньої температури відпрацьованого повітря з таблиці теплофізичних властивостей сухого повітря знаходимо теплоємність, $C_{p1} = 1,005$, кДж/(кг·К) [14].

Теплова потужність теплообмінника

$$Q = (G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') + Q_k) \cdot \eta, \quad (3.40)$$

де η – ККД теплообмінника, приймаємо 0,98 [15];

Q_k – теплота, що надходить через конденсацію водяної пари

$$Q_k = G_1 \frac{1}{(d_b - d_c) \cdot 3600} \cdot r, \quad (3.41)$$

де r – теплота пароутворення, визначимо з таблиць теплофізичних властивостей сухої насиченої пари при $t_{\text{сп1}}$, $r = 2430$, кДж/кг [14];

$$Q_k = 3 \cdot \frac{1000}{(20,08 - 7,62) \cdot 3600} \cdot 2430 = 162,6 (\text{кВт}),$$

$$Q = (3 \cdot 1,005 \cdot (25 - 11) + 162,6) \cdot 0,98 = 200 \text{ (кВт)}.$$

Приймаємо температуру охолодної води на виході з теплообмінника 20 °С.

Тоді середня температура води

$$t_{2cp} = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad (3.42)$$

$$t_{2cp} = \frac{10 + 20}{2} = 15 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Витрата води

$$G_2 = \frac{Q}{C_{p2}(t''_2 - t'_2)}, \quad (3.43)$$

де C_{p2} – теплоємність мережної води, визначаємо за t_{2cp} з теплофізичних характеристик води [4] $C_{p2} = 4,187$, кДж/(кг·К);

$$G_2 = \frac{200}{4,187 \cdot (20 - 10)} = 4,78 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

3.2.3 Тепловий розрахунок ТА

3.2.3.1 Геометричні розміри поверхонь теплопередачі

Задаємося необхідними параметрами:

- загальна кількість труб, $n = 24$.
- довжина труб, $L = 2$ м;

Площа поперечного перерізу труби для охолодної води

$$f_B = \frac{G_2}{n \cdot \rho_2 \cdot w_2}, \quad (3.44)$$

де ρ_2 – густина охолодної води, визначаємо за t_{2cp} з таблиць теплофізичних властивостей води $\rho_2 = 995,5 \text{ кг/м}^3$;

w_2 – швидкість мережної води в трубі, яку приймаємо 1, м/с;

$$f_B = \frac{4,78}{24 \cdot 995,5 \cdot 1} = 2,0 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)}.$$

Внутрішній діаметр труб в ТА

$$d_B = \sqrt{\frac{f_B \cdot 4}{\pi}}, \quad (3.45)$$

$$d_B = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{3,14}} = 0,016 \text{ (м)}.$$

Підбираємо труби сталеві з діаметрами 22/16, мм.

Коефіцієнт тепловіддачі для суміші пари і газу

$$\alpha_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 + \alpha_k + r \cdot \beta_p \frac{P_n - P_{n0}}{t_{n0} - t_n}}}, \quad (3.46)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі без конденсації парогазової суміші;

α_k – коефіцієнт тепловіддачі для конденсації водяної пари;

P_{n0} – парціальний тиск водяної пари на початку конденсації, 3,2 кПа;

β_p – коефіцієнт масовіддачі віднесений до різниці парціальних тисків;

t_{n0} – температура для водяної пари на початку конденсації 25 °С;

P_n – парціальний тиск водяної пари в кінці конденсації 1,2 кПа;

t_n – температура водяної пари в кінці конденсації 10 °С;

3.2.3.2 Тепловіддача при конденсації водяної пари

Коефіцієнт тепловіддачі за конденсації водяної пари

$$\alpha_k = \frac{Re}{\pi \cdot L \cdot (t_n - t_{ct}) \cdot B} \cdot \varepsilon_n, \quad (3.47)$$

де ε_n – поправковий коефіцієнт, що враховує кількість рядів труб $\varepsilon_n = 0,9$ [17];

B – число, що визначається з таблиць [14] $B = 2,42 \cdot 10^3$, (м/Вт);

Re – критерій Рейнольдса для чистої пари

t_{ct} – температура стінки труби, яку приймаємо 20 °С;

$$Re = 3,25 \cdot Z^{0,75}, \quad (3.48)$$

де Z – число Григуля (приведена довжина поверхні) для чистої пари

$$Z = \pi \cdot (t_n - t_{ct}) \cdot L \cdot A, \quad (3.49)$$

де A – число, що визначається з таблиць [14] $A = 8,76$, 1/(м·К);;

$$Z = 3,14 \cdot (25 - 20) \cdot 2 \cdot 8,76 = 275.$$

$$Re = 3,25 \cdot 275^{0,75} = 219,$$

$$\alpha_k = \frac{570}{3,14 \cdot 2 \cdot (25 - 20) \cdot 2,42 \cdot 10^3} \cdot 0,9 = 6751 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right),$$

3.2.3.3 Тепловіддача за відсутності конденсації з парогазової суміші

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_3}{\nu_1}, \quad (3.50)$$

де w_k – швидкість руху парогазової суміші, яку приймаємо $0,5$ м/с;

ν_1 – кінематична в'язкість, яку визначаємо за t_{1cp} з таблиць теплофізичних властивостей повітря $\nu_1 = 15,06 \cdot 10^{-6}$, м²/с;

$$\text{Re}_k = \frac{0,5 \cdot 0,022}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 730.$$

Так як критерій Рейнольдса $\text{Re} < 10^3$ течія є ламінарною. В цьому випадку, для шахових трубних пучків

$$\text{Nu}_1 = 0,52 \cdot \text{Re}_1^{0,5} \cdot \text{Pr}_1^{0,33} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_z \cdot \varepsilon_\varphi, \quad (3.51)$$

де $\varepsilon_c = 1,12$ – поправка на шаховий пучок, [7];

Pr_1 – критерій Прандтля, який визначається для $t_{\text{ср}}$ з таблиць теплофізичних властивостей повітря $\text{Pr}_1 = 0,7$;

Приймаємо кут атаки середовища на пучок $\varphi = 10^\circ$. Тоді поправка $\varepsilon_\varphi = 0,42$ [7].

Приймаємо кількість рядів $z = 4$. Поправка для перших рядів шахового пучка $\varepsilon_{z1} = 0,6$, $\varepsilon_{z2} = 0,7$.

Середнє значення ε_z

$$\varepsilon_z = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + (z - 2)}{z}, \quad (3.52)$$

$$\varepsilon_z = \frac{0,6 + 0,7 + (4 - 2)}{4} = 0,825.$$

$$\text{Nu}_1 = 0,52 \cdot 730^{0,5} \cdot 0,7^{0,33} \cdot 1,12 \cdot 0,42 \cdot 0,825 = 5,1.$$

Коефіцієнт тепловіддачі за відсутності конденсації

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{l_1^*}, \quad (3.53)$$

де λ_1 – коефіцієнт теплопровідності визначаємо за t_{1cp} з теплофізичних властивостей повітря $\lambda_1 = 2,55 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right)$;

$$\alpha_1 = \frac{5,1 \cdot 2,55 \cdot 10^{-2}}{0,022} = 5,9 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

3.2.3.4 Тепловіддача від охолодної води

Швидкість води в трубах

$$w_2 = \frac{G_2}{f_{жп} \cdot \rho_2}, \quad (3.54)$$

де $\rho_2 = 980 \text{ кг/м}^3$ [11].

$$w_2 = \frac{4,78 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 24 \cdot 980} = 1,0 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Критерій Рейнольдса для руху води в трубах

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_y}{\nu_2}, \quad (3.55)$$

де ν_2 – кінематична в'язкість, визначаємо за t_{2cp} з таблиць теплофізичних властивостей води $\nu_2 = 1,001 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Re}_2 = \frac{1 \cdot 0,016}{1,001 \cdot 10^{-6}} = 15984.$$

Оскільки $\text{Re} > 10^4$ то течія турбулентна.

Число Прандтля, Pr_2 визначається для t_{2cp} з таблиць теплофізичних властивостей води $\text{Pr}_2 = 7,02$.

Число Нуссельта для турбулентної течії в трубах

$$\text{Nu}_2 = 0,023 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43}, \quad (3.56)$$

$$\text{Nu}_2 = 0,023 \cdot 15984^{0,8} \cdot 7,02^{0,43} = 112.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до внутрішньої стінки труби

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{l_2^*}, \quad (3.57)$$

де λ_2 – коефіцієнт теплопровідності визначаємо за t_{2cp} з таблиць теплофізичних властивостей води, $\lambda_2 = 0,599 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$

$$\alpha_2 = \frac{112 \cdot 0,599}{0,016} = 4193 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

3.2.4 Площа теплообміну в конденсаційному теплообміннику

Кінематична в'язкість вологого повітря

$$\nu_{\text{ВП}} = \frac{\mu_{\text{см}}}{\rho_{\text{ВП}}}, \quad (3.58)$$

де $\rho_{\text{ВП}}$ – густина вологого повітря.

$\mu_{\text{см}}$ – динамічна в'язкість суміші;

$$\mu_{\text{см}} = \frac{(1-\varepsilon)\mu_{\text{п}} + 1,6 \cdot \varepsilon \cdot \mu_{\text{пов}}}{1 + 0,61\varepsilon}, \quad (3.59)$$

де $\mu_{\text{п}}$ – динамічна в'язкість пари за $t_{\text{н}}$ з таблиць теплофізичних властивостей сухої насиченої пари на лінії насичення, $\mu_{\text{п}} = 0,98 \cdot 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$ [7];

ε – об'ємний вміст повітря в парі, 0,2 [7];

$\mu_{\text{пов}}$ – динамічна в'язкість повітря за $t_{\text{н}}$ з таблиць теплофізичних властивостей сухого повітря, $\mu_{\text{пов}} = 18,35 \cdot 10^{-6}$, Н·с/м² [7].

$$\rho_{\text{вп}} = \left(\frac{P}{RT} \right) \cdot \left(\frac{1+d_{\text{н}}}{1+1,61 \cdot d_{\text{н}}} \right), \quad (3.60)$$

де $d_{\text{н}}$ – вологовміст вологого повітря за температури $t_{\text{н}}$, $d_{\text{н}} = d_1 = 20,08$ г/кг.

P – тиск вологого повітря, Па;

$$\rho_{\text{вп}} = \left(\frac{100000}{287 \cdot 298} \right) \cdot \left(\frac{1+0,02}{1+1,61 \cdot 0,02} \right) = 1,15 \text{ (кг/м}^3\text{)},$$

$$\mu_{\text{см}} = \frac{(1-0,2) \cdot 0,98 \cdot 10^{-6} + 1,6 \cdot 0,2 \cdot 18,35 \cdot 10^{-6}}{1+0,61 \cdot 0,2} = 5,9 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right),$$

Тоді, кінематична в'язкість

$$\nu_{\text{вп}} = \frac{5,9 \cdot 10^{-6}}{1,15} = 5,13 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}.$$

Число Рейнольдса для вологого повітря

$$\text{Re}_{\text{вп}} = \frac{w_{\text{вп}} \cdot d_3}{\nu_{\text{вп}}}, \quad (3.61)$$

де $w_{\text{вп}}$ – швидкість руху вологого повітря, приймаємо 0,5, м/с;

$$\text{Re}_{\text{вп}} = \frac{0,5 \cdot 0,02}{5,13 \cdot 10^{-6}} = 1949.$$

Дифузійне число Нуссельта

$$\text{Nu}_D = 0,82 \text{Re}_{\text{вп}}^{0,5} \cdot \pi^{\frac{1}{3}} \cdot \epsilon^{-0,6}, \quad (3.62)$$

$$\text{Nu}_D = 0,82 \cdot 1949^{0,5} \cdot 3,14^{\frac{1}{3}} \cdot 0,2^{-0,6} = 139.$$

Коефіцієнт дифузії пари в повітрі

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} \left(\frac{98000}{P_{\text{см}}} \right) \left(\frac{T_{\text{см}}}{T_0} \right)^{1,81}, \quad (3.63)$$

де $P_{\text{см}}$ – тиск парогазової суміші, Па;

$T_0 = 273\text{К}$.

$$D = 2,31 \cdot 10^{-5} \left(\frac{98000}{100000} \right) \left(\frac{273 + 25}{273} \right)^{1,81} = 2,65 \cdot 10^{-5} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right)$$

Коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці концентрацій

$$\beta = \frac{\text{Nu}_D \cdot D}{l^*}, \quad (3.64)$$

$$\beta = \frac{139 \cdot 2,65 \cdot 10^{-5}}{0,022} = 0,184 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт масовіддачі, що віднесений до різниці парціальних тисків

$$\beta_p = \frac{\beta}{RT_{\text{см}}}, \quad (3.65)$$

$$\beta_p = \frac{0,184}{287 \cdot (25 + 273)} = 2,15 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{К} \cdot \text{с} \cdot \text{Па}} \right).$$

За (3.46) знаходимо коефіцієнт тепловіддачі від вологого повітря з конденсацією пари

$$\alpha_{cm} = \frac{1}{\frac{1}{5,9 + 6751 + 2280 \cdot 10^3 \cdot 2,15 \cdot 10^{-6} \frac{4,5 - 4,2}{25 - 10}}} = 6756 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right),$$

Коефіцієнт теплопередачі в ТА

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_{cm}} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (3.66)$$

де λ_{ct} – коефіцієнт теплопровідності сталі, $\lambda_{ct} = 45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

δ_{ct} – товщина стінок труб, $0,0025$, м;

$$K = \left(\frac{1}{6756} + \frac{0,0025}{45} + \frac{1}{4193} \right)^{-1} = 2270 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Складаємо температурний графік руху теплоносіїв (Рис. 3.2):

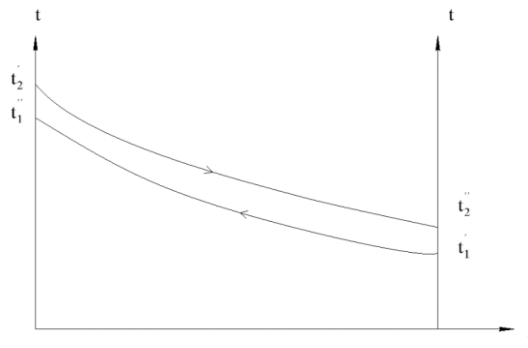


Рисунок 3.2 – Графік руху теплоносіїв

Температурні навантаження на боках ТА:

– більше $\Delta t_{\bar{c}} = t_1' - t_2''$,

$$\Delta t_{\bar{c}} = 27 - 20 = 7 (\text{°C}),$$

– менше $\Delta t_M = t_1'' - t_2'$,

$$\Delta t_M = 11 - 10 = 1 (\text{°C}).$$

Середній температурний напір, за (3.7)

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{7-1}{\ln\left(\frac{7}{1}\right)} = 3,1 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Питомий тепловий потік

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{cp}} \cdot 10^{-3}, \quad (3.67)$$

$$q = 2270 \cdot 3,1 \cdot 10^{-3} = 70,2 \text{ (кВт/м}^2\text{)}.$$

Площа поверхні нагріву в конденсаційному теплообміннику

$$F = \frac{Q}{q}, \quad (3.68)$$

$$F = \frac{200}{70,2} = 2,85 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Довжина труб в конденсаційному теплообміннику

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_3 \cdot n}, \quad (3.70)$$

де d_3 – зовнішній діаметр труб який дорівнює 0,022, м;

$$L = \frac{2,85}{3,14 \cdot 0,022 \cdot 24} = 2,12 \text{ (м)}.$$

Приймаємо довжину труб $L = 2,15$ м.

Загальна кількість труб для конденсаційного теплообмінника

$$n = \frac{F}{L \cdot \pi \cdot d_3}, \quad (3.71)$$

$$n = \frac{2,85}{2,15 \cdot 3,14 \cdot 0,022} = 23,7 \text{ (шт)} \approx 24 \text{ (шт)}.$$

Похибка для раніше прийнятих значень n і L , і розрахованими складає менше 3%, тож перерахунок проводити не потрібно.

3.2.5 Аеродинамічний розрахунок конденсаційного теплообмінника

Аеродинамічні втрати в міжтрубному просторі

Коефіцієнт тертя в міжтрубному просторі, оскільки $Re_1 < 2300$

$$\lambda_{T_r} = \frac{64}{Re_1}, \quad (3.72)$$

$$\lambda_{T_r} = \frac{64}{730} = 0,088.$$

Втрати напору на тертя в міжтрубному просторі

$$\Delta P_{T_m} = \left(\lambda_{T_m} \cdot \frac{L}{d_3} \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2}, \quad (3.73)$$

$$\Delta P_{T_m} = \left(0,088 \cdot \frac{2,15}{0,022} \right) \cdot \frac{1,119 \cdot 0,5^2}{2} = 0,12 \text{ (кПа)}.$$

Значення місцевих опорів для міжтрубного простору подано в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Значення місцевих опорів для міжтрубного простору

Характер місцевих опорів	ξ
Вхід в міжтрубний простір та вихід із нього	1,5
Вхідна і вихідна камери	1,5
Поворот на 90° в міжтрубному просторі	1
Поворот на 180° в міжтрубному просторі	1,5

$$\sum \xi_M = \xi_{\text{ВХ}} + \xi_{\text{ВНХ}} + 2 \cdot \xi_{\text{ВХ.М}} + 2 \cdot \xi_{\text{ВНХ.М}} + 3 \cdot \xi_{\text{П}} + 2 \cdot \xi_{\text{П.90}}, \quad (3.74)$$

де $\xi_{\text{ВНХ}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вихід із камери;

$\xi_{\text{ВХ}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вхід в камеру;

$\xi_{\text{ВХ.М}}$ – коефіцієнт місцевого опору у вході в міжтрубний простір;

$\xi_{\text{ВНХ.М}}$ – коефіцієнт місцевого опору на виході з міжтрубного простору;

$\xi_{\text{П.90}}$ – коефіцієнт місцевого опору на поворот 90° в міжтрубному просторі;

$\xi_{\text{П}}$ – коефіцієнт місцевого опору на поворот 180° в міжтрубному просторі;

$$\sum \xi_M = 1,5 + 1,5 + 1,5 + 1,5 + 3 \cdot 1,5 + 2 \cdot 1 = 12,5.$$

Втрати напору в місцевих опорах

$$\Delta P_{M_M} = \sum \xi_M \cdot \frac{\rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (3.75)$$

де $\sum \xi_M$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів для міжтрубного простору

ρ_2 – густина повітря після конденсації водяної пари, визначаємо за $t_{\text{ср}}$ з таблиць теплофізичних властивостей сухого повітря $\rho_1 = 1,119 \text{ кг/м}^3$.

$$\Delta P_{M_M} = 12,5 \cdot \frac{1,119 \cdot 0,5^2}{2} = 1,748 \text{ (кПа)},$$

Аеродинамічні втрати в міжтрубному просторі [21]

$$\Delta P_M = (\Delta P_{T_M} + \Delta P_{M_M}), \quad (3.76)$$

$$\Delta P_M = (120 + 1748) = 1868 \text{ (Па)}.$$

Аеродинамічні втрати в трубах, для $Re_2 > 2300$

$$\lambda_{T_M} = 0,11 \left(\frac{68}{Re_2} + \frac{k_c}{d_3} \right)^{0,25}, \quad (3.77)$$

де k_e – коефіцієнт шорсткості, м, приймаємо $k_e = 0,0005$ [4]

$$\lambda_{\tau_m} = 0,11 \left(\frac{68}{15984} + \frac{0,0005}{0,022} \right)^{0,25} = 0,044,$$

Втрати напору на тертя в трубах

$$\Delta P_{\tau} = \left(\lambda_{\tau} \times \frac{L}{d_B} \right) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2}, \quad (3.78)$$

де ρ_2 – густина води, визначаємо за t_{2cp} , $\rho_2 = 980$ кг/м³.

λ_{τ} – коефіцієнт тертя труб;

$$\Delta P_{\tau} = \left(0,044 \cdot \frac{2}{0,016} \right) \cdot \frac{980 \cdot 0,5^2}{2} = 25 \text{ (Па)}.$$

Втрати напору в місцевих опорах в трубах

$$\Delta P_{M_T} = \sum \xi_{\tau} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2}, \quad (3.79)$$

де $\sum \xi_{\tau}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів в трубах

Значення місцевих опорів для труб представлено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Значення місцевих опорів в трубах

Характер місцевих опорів	ξ
Вхід в труби і вихід із них	1
Вхідна і вихідна камери	1,5
Поворот між секціями на 180°	2,5

$$\sum \xi_{\tau} = (\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} + 4 \cdot \xi_{\text{вх.т}} + 4 \cdot \xi_{\text{вих.т}}) \cdot n + 3 \cdot \xi_c, \quad (3.80)$$

де $\xi_{\text{вх}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вході в камеру;

$\xi_{\text{вих}}$ – коефіцієнт місцевого опору на виході із камери;

$\xi_{\text{вх.т}}$ – коефіцієнт місцевого опору на вході в труби;

$\xi_{\text{вих.т}}$ – коефіцієнт місцевого опору на виході з труб

ξ_c – коефіцієнт місцевого опору на поворот 180° між секціями.

$$\Sigma \xi_t = (1,5 + 1,5 + 4 \cdot 1 + 4 \cdot 1) \cdot 24 + 3 \cdot 2,5 = 269.$$

$$\Delta P_{M_t} = 269 \cdot \frac{980 \cdot 1,0^2}{2} = 2729,7 \text{ (Па)}.$$

Аеродинамічні втрати в трубах [11]

$$\Delta P_t = (\Delta P_{t_r} \cdot n) + P_{M_t}, \quad (3.81)$$

$$\Delta P_t = (25 \cdot 24) + 2729,7 = 3223,7 \text{ (Па)}.$$

3.2.6 Підбір вентилятора та насоса

Подача вентиляторів відпрацьованого повітря та насоса для води

$$Q_c = k \cdot \frac{G \cdot 3600}{\rho}, \quad (3.82)$$

де k – коефіцієнт запасу, що дорівнює 1,1 [21]

$$Q_c = 1,1 \cdot \frac{3 \cdot 3600}{1,1105} = 10697 \text{ (м}^3\text{/год)},$$

$$Q_b = 1,1 \cdot \frac{4,78 \cdot 3600}{980} = 19 \text{ (м}^3\text{/год)},$$

Напір вентиляторів відпрацьованого повітря та водяного насоса

$$H_c = k_n \cdot \Delta P_m, \quad (3.83)$$

де k_n – коефіцієнт запасу, що дорівнює 1,2 [21]

$$H_c = 1,2 \cdot 1868 = 2241,6 \text{ (Па)},$$

$$H_b = 1,2 \cdot 3223,7 = 3868,2 \text{ (Па)}.$$

Виберемо один вентилятор для відпрацьованого повітря ВЦ 4-75 №4 з подачею 4000 м³/год, повним напором 1800 Па, максимальний ККД якого 67%, та електричною потужністю в 5 кВт [26].

Виберемо насос для мережної води 40QY-6 SS з подачею 8 м³/год, повним напором 0,7 МПа, максимальний ККД якого 86%, та електричною потужністю в 3 кВт [27].

Висновки до Розділу 3

Спроековано і розраховано кожухотрубний пароповітряний теплообмінник потужністю 232 кВт для підігріву повітря в сушарці СБМ-20. Площа теплообміну для такої потужності з температурою сушильного агента на виході з ТА 110 °С складе 133,5 м².

Діаметр труб прийнято $\frac{25}{21} \left(\frac{\text{мм}}{\text{мм}} \right)$, розрахована кількість труб склала 914 штук при довжині пучка 2200 мм. Розрахований діаметр апарата 1200 мм.

Аеродинамічний розрахунок показав, що втрати тиску з боку нагріваного теплоносія не перевищують 5,83 кПа.

Розраховано діаметри повітряного, парового і конденсатного штуцерів.

Спроековано і розраховано конденсаційний газоповітряний теплообмінник для осушення відпрацьованого теплоносія. Потужність ТА $Q = 200$ кВт, що дозволяє осушити 3 кг/с вологого повітря і при цьому відвести 44,8 кг/год вологи.

Площа теплообміну рівна 2,85 м², а число труб діаметром $\frac{22}{16} \left(\frac{\text{мм}}{\text{мм}} \right)$ і довжиною 2,15 м складає 24 шт.

Виконано аеродинамічний розрахунок конденсаційного ТА і підібрано нагнітальний вентилятор для тракту повітря ВЦ 4-75, №4 і насос для тракту води 40QY-6 SS.

4 РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ І ЧИСЛОВИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ

4.1 Опис математичної моделі

В роботі планується розробити математичну модель конденсаційного теплообмінника і числовими методами дослідити його роботу за різних режимів.

Оскільки розрахунок конденсаційного теплообмінника виконаний у Розділі 3, використаємо його як контрольний приклад.

Повна математична модель повинна включати як статичну, так і динамічну моделі, котрі відображають поведінку об'єкта в статиці і динаміці. Матмодель повинна адекватно відображати суть явищ, що протікають в об'єкті моделювання при його роботі, а за певним алгоритмом дозволяти прогнозувати поведінку об'єкта за зміни як вхідних так і керуючих параметрів.

Розробка статичної математичної моделі зводиться до знаходження регресійних та кореляційних співвідношень між вихідними і вхідними параметрами об'єкта.

Динамічна модель є описом об'єкта з допомогою системи передавальних функцій і диференційних рівнянь.

Оптимізація технологічного процесу зводиться до знаходження екстремуму (максимуму або мінімуму) цільової функції.

Відомо [24], що теплообмінник є об'єктом з розподіленими параметрами, тобто значення величини, яку потрібно регулювати (як правило, температури) в різних точках об'єкта буде різним. Тому такі об'єкти необхідно описувати диференційними рівняннями в часткових похідних.

Запропонована математична модель складається з 28 лінійних та нелінійних рівнянь. Модель побудована на відомих рівняннях теплових балансів та критеріальних рівняннях теплообміну.

Вхідними даними є:

- температура відпрацьованого теплоносія на входів теплообмінник, 27,2 °С;

- температура відпрацьованого теплоносія після осушення, 11 °С;
- температура охолодної води на вході в ТА, 10 °С;
- швидкість відпрацьованого теплоносія, 5,5 м/с;
- масова витрата відпрацьованого теплоносія, 3 кг/с;
- вологовміст відпрацьованого теплоносія на вході 20,8 кг/кг і виході 7,62 кг/кг;
- ентальпія відпрацьованого теплоносія на вході 67 кДж/кг, і виході 29 кДж/кг;
- відносна вологість відпрацьованого теплоносія на вході 70%.

Розрахунковими величинами є:

- коефіцієнти тепловіддачі грійного і нагріваного теплоносія;
- потужність теплообмінного апарата;
- коефіцієнт теплопередачі;
- площа теплообміну;

При створенні моделі прийняті такі спрощення та допущення:

- замість диференційних застосовуються критеріальні рівняння теплообміну, тобто зміну параметрів в приграничному шарі в ТА врахуємо застосувавши безрозмірний симплекс – множник Міхеєва;
- приймемо, що ККД теплообмінника рівний 1,0;
- теплофізичні властивості теплоносіїв будемо визначати за апроксимованими залежностями, які отримані за табличними даними із похибкою до 2%.

4.2 Результати числового експерименту та їх обговорення

Математична модель складена в середовищі MathCad, а результати числового експерименту представлені у вигляді графічних залежностей на рисунках 4.1-4.5.

Лістинг програми подано в Додатку Д.

На Рис. 4.1 представлено взаємну залежність витрат теплоносіїв в конденсаційному ТА. Як видно з графіка, залежність має лінійний характер з кутом нахилу близько 40°, що можна пояснити різними теплоємностями вологого повітря і охолодної води.

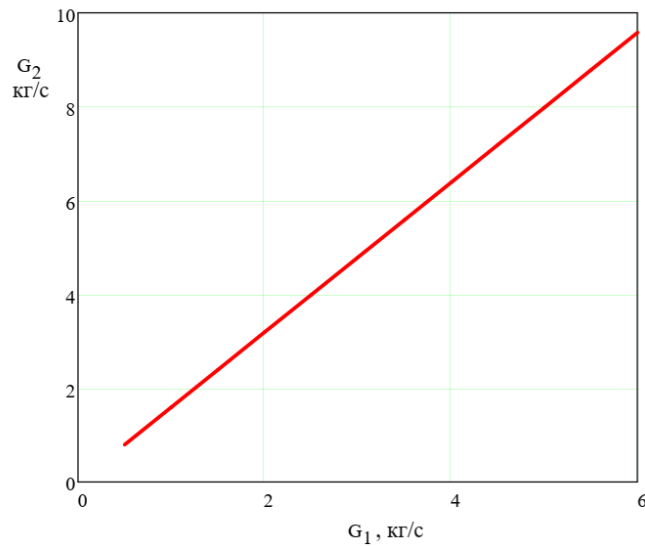


Рисунок 4.1 – Взаємозалежність витрат теплоносіїв в ТА

Рис. 4.2 показує вплив витрати охолодного теплоносія, що рухається в трубах ТА, на його коефіцієнт тепловіддачі. Досліджувався коефіцієнт тепловіддачі в діапазоні витрат охолодного теплоносія від 1 до 10 кг/с, що забезпечувало швидкість води в трубах від 0,5 до 1,2 м/с. Збільшення витрати, а отже і швидкості теплоносія призводить до монотонного зростання коефіцієнта тепловіддачі, але в діапазоні витрат 2-3 кг/с монотонність порушується, що пояснюється зміною характеру течії ламінарна-перехідна-турбулентна.

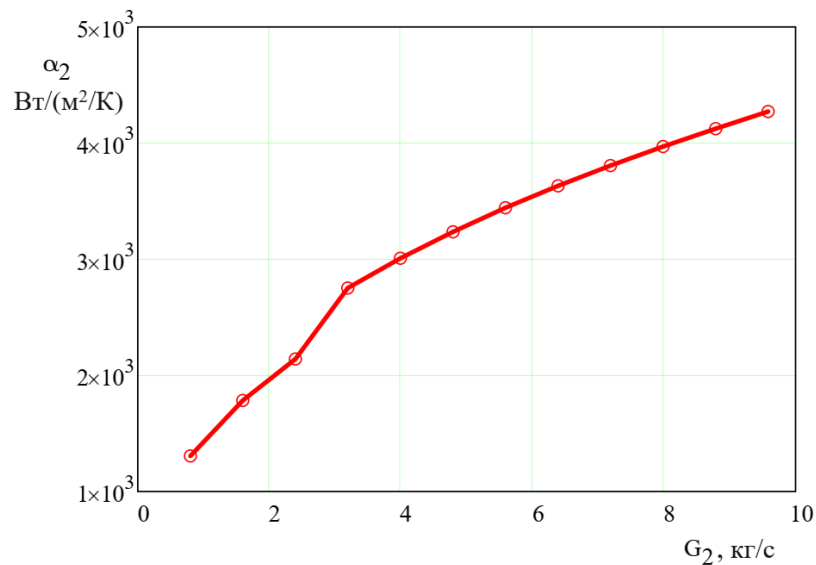


Рисунок 4.2 – Вплив витрати охолодного теплоносія на його коефіцієнт тепловіддачі

Максимальне значення коефіцієнта тепловіддачі, якого вдалось досягти: $4300 \text{ Вт}/(\text{м}^2/\text{К})$.

На Рис. 4.3 показаний вплив витрат теплоносіїв на загальний коефіцієнт теплопередачі в ТА. Як видно з рисунка, зростання витрати грійного теплоносія більш інтенсивно збільшує коефіцієнт тепловіддачі в ТА. Перелом на кривих можна також пояснити зміною режиму руху теплоносіїв через зміну їх швидкості.

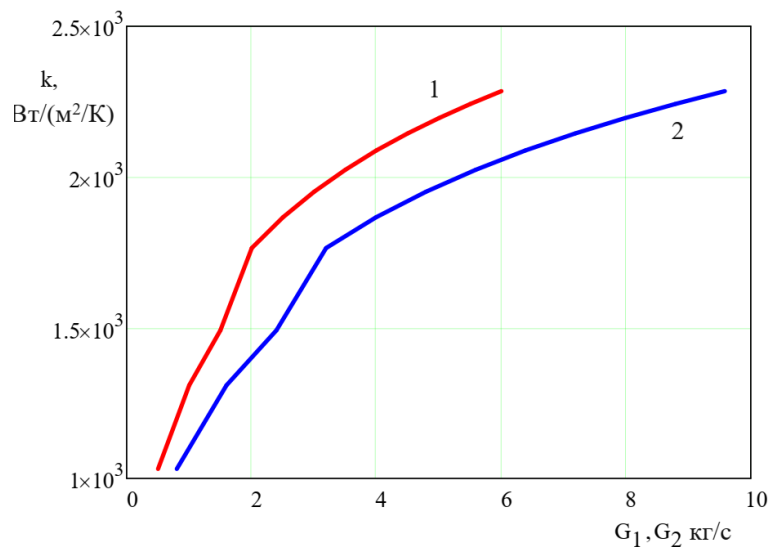


Рисунок 4.3 – Вплив витрат теплоносіїв на коефіцієнт теплопередачі в ТА

На Рис.4.4 показано залежність площі теплообміну в ТА і його потужності від коефіцієнта теплопередачі.

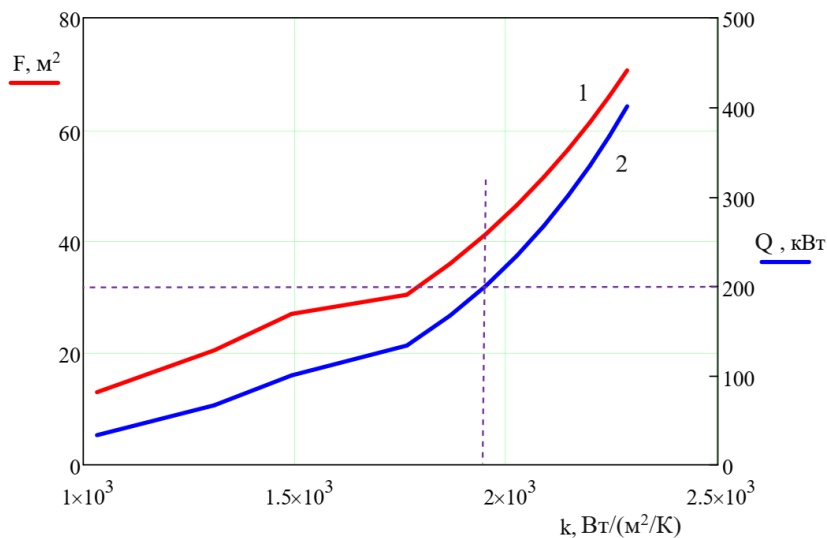


Рисунок 4.4 – Залежність площі теплообміну в ТА і його потужності від коефіцієнта теплопередачі

З графіка видно, що необхідної потужності в 200 кВт можна досягти з пло-

щею теплообміну 40 м^2 , а коефіцієнт теплопередачі при цьому може не перевищувати $2000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Хоча в ТА грійним теплоносієм є відпрацьоване в сушарці вологе повітря, значний коефіцієнт тепловіддачі при його охолодженні виходить внаслідок конденсації значної частини вологи, що міститься в вологому повітрі. Це підтверджує і залежність потужності ТА від площі теплообміну, представлена на Рис. 4.5.

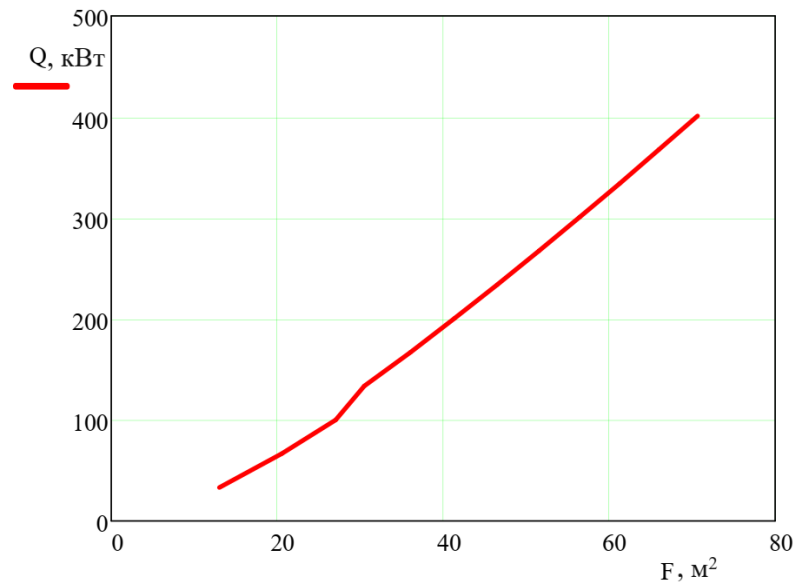


Рисунок 4.5 – Залежність потужності ТА від площі теплообміну

Висновки до розділу 4 : таким чином, розробка математичної моделі і реалізація її у вигляді розрахункової програми, дозволила дослідити вплив витрат теплоносіїв на основні характеристики ТА, такі як потужність і площа теплообміну, дослідити вплив на коефіцієнт теплопередачі зміну швидкостей теплоносіїв і визначити його граничне значення.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

У розділі розглянуто питання з охорони праці по процесу модернізації однобарабанної сушарки СБМ-20.

На персонал, що працює з сушарками та над процесом їх модернізації, можуть впливати такі небезпечні та шкідливі виробничі фактори :

фізичні: рухомі машини і механізми; вироби, заготовки, матеріали, що пересуваються; незахищені рухомі елементи виробничого обладнання; підвищена та понижена температура повітря робочої зони; підвищена та понижена рухливість повітря; підвищена та понижена вологість повітря; підвищена температура поверхонь обладнання, матеріалів; підвищена запиленість повітря робочої зони; недостатня освітленість робочої зони; недостатність природного освітлення; небезпечний рівень напруги в електричному колі; підвищений рівень шуму на робочому місці; підвищений рівень вібрації; розташування робочого місця на значній висоті відносно поверхні землі (підлоги);

психофізіологічні: фізичні перевантаження (динамічні); нервово– психічні перевантаження (монотонність праці, емоційні перевантаження, перенапруга аналізаторів).

5.1 Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта

5.1.1 Технічні рішення з безпечної організації робочих місць

Під час монтажу обладнання стикування та з'єднання отворів і перевіряння їх збігу в деталях, що монтуються, необхідно виконувати за допомогою спеціального інструменту (конусних оправок, складальних пробок тощо). Перевіряти збіг отворів у деталях, що монтуються, пальцями рук не допускається. Під час переміщення конструкцій чи обладнання відстань від них і до частин змонтованого обладнання, конструкцій, що виступають, повинна бути по горизонталі не менше ніж 1,0 м, а по вертикалі – не менше ніж 0,5 м. Під час перерви у роботі залишати підняті елементи конструкцій і обладнання у піднятому

стані заборонено.

Передбачаються наступні заходи щодо усунення потенціальних небезпек і шкідливостей:

- для усунення небезпеки отримання термічних опіків застосувати теплоізоляцію, щоб знизити температуру стінки до 45°C;
- для усунення небезпеки появи пилу у робочому середовищі в проектованому об'єкті передбачено: 1) застосування паронітових прокладок в місцях з'єднання сполучених поверхонь і фланців трубопроводів; 2) перевірка якості повітря в робочій зоні;
- для усунення небезпеки вибуху і пожежі виробничі приміщення забезпечити надійної загальнообмінною припливно-витяжною вентиляцією з застосуванням радіальних вентиляторів іскрозахищеного виконання;
- для усунення небезпеки падіння з висоти необхідно застосувати огорожі обслуговуючих майданчиків і стежити за їх чистотою.

Все виробниче обладнання повинно бути у справному стані, чистоті, порядку. Відповідальність за правильну експлуатацію технологічного обладнання, пристроїв і оснащення несуть начальник, технолог виробництва і особа, яка безпосередньо експлуатує обладнання.

Ремонт і контроль за станом обладнання повинен здійснюватися в терміни, передбачені графіком планово-попереджувального ремонту. За наявність і справність огорожувальних пристроїв до обладнання несе відповідальність механік виробництва, а за правильність їх використання - майстер зміни.

Все обладнання та ємності повинні бути доступні для внутрішнього огляду і очищення від залишків пожежонебезпечних матеріалів.

Конструкція і стан апаратів і окремих вузлів устаткування повинні виключати потрапляння пожежонебезпечних речовин продуктів в зазори між трутьє металевими або іншими твердими частинами обладнання.

Поверхня апаратів і комунікацій повинна бути гладкою, легко очищається від продукції.

Для очищення і промивання устаткування використовують, в основному,

воду. Повсякденне спостереження за роботою контрольно-виміральної апаратури (КВП) веде виробничий майстер, а метрологічний нагляд - майстер КВП. На шкалах контрольно-вимірвальних приладів або близько приладів повинні бути чітко позначені показники гранично допустимих значень заданих параметрів (червона риска, червона стрілка, цифрові показники і т.д.).

Всі транспортні пристрої повинні бути доступні і зручні для огляду і очищення від продукту. Звільнення засувки, вентилів, кранів повинно бути зручно і доступно з підлоги або зі спеціальних майданчиків.

Захисні пристрої і огорожі призначені для захисту працюючих від механічних пошкоджень, що рухаються. Знімати огороження в разі ремонту обладнання допускається після повної зупинки обладнання і тільки з дозволу виробничого майстра. За наявності захисних огорожень, їх утримання та експлуатацію несуть відповідальність майстер зміни і начальник виробництва.

Роботу вентиляційних установок (перевірку їх справності та відповідності проекту, перевірку ефективності дії з відбором проб для аналізу повітряного середовища, ефективності очищення повітря, що викидається в атмосферу, своєчасність очищення вентиляційної системи, чистоти подається в припливну систему повітря і відповідності його заданим температурним режимом) контролює служба головного механіка (енергетика).

Ремонт вентиляційних систем забороняється проводити без попереднього очищення, промивання, продування і оформлення відповідного акту про очищення системи.

Перед початком роботи повинні бути ретельно перевірені справність обладнання, комунікацій, пристосувань, контрольно-вимірвальних приладів, приладів автоматики дистанційного керування, мережі електричного освітлення, вентиляції, допоміжного обладнання, захисноогорожувальних та блокувальних пристроїв, засобів пожежогасіння і сигналізації, аварійних і запасних пристроїв для пуску і зупинки устаткування, наявність інструменту, а також наявність електроенергії, пара, води, стисненого повітря і підготовленість сировини і матеріалів, про що повинен бути зроблений відповідний запис в жур-

налі приймання та здавання змін. Все обладнання повинно бути оглянуто і перевірено пуском на холостому ході.

Забороняється залишати без безпосереднього нагляду або контролю з пульта працююче обладнання.

Забороняється вести роботу на несправному або забрудненому обладнанні і з несправними приладами, некондиційними або забрудненими матеріалами і невідповідним інструментом, а також при непрацюючій вентиляції, несправній системі пожежогасіння або при відсутності відповідних засобів пожежогасіння.

Для поточного обслуговування обладнання в розпорядження виробничого майстра виділяються спеціально навчені і проінструктовані слюсарі і електромонтери. Технічне керівництво ними здійснюють механік, енергетик і майстер КВП. На шкалах контрольно-вимірювальних приладів або близько приладів повинні бути чітко позначені показники гранично допустимих значень заданих параметрів (червона риска, червона стрілка, цифрові показники і т.д.). Все транспортують пристрої повинні бути доступні і зручні для огляду і очищення від продукту. Звільнення засувки, вентилів, кранів повинно бути зручно і доступно з підлоги або зі спеціальних майданчиків. Усі проведені види ремонту при поточному обслуговуванні обладнання слюсар і електромонтер заносять в журнал приймання і здавання зміни.

Ремонт, розбирання та складання технологічних транспортують коштів можна проводити тільки після повного очищення їх від продукції зі складанням акту про проведені роботи. Захисні пристрої і огорожі призначені для захисту працюючих від механічних пошкоджень, що рухаються. Знімати огороження в разі ремонту обладнання допускається після повної зупинки обладнання і тільки з дозволу виробничого майстра. За наявності захисних огорожень, їх утримання та експлуатацію несуть відповідальність майстер зміни і начальник виробництва.

5.1.2 Електробезпека

Все обладнання повинно бути заземлено. За справністю і надійністю заземлення повинен бути встановлений постійний контроль службою енергетика виробництва.

Захист від статичної електрики проводити відповідно до чинних "Правил захисту від статичної електрики в виробництвах хімічної промисловості": 1) освітлювальна та силова електропроводки виконуються з дотриманням правил вибухонебезпечності і містяться в справному стані; 2) установка електроприродів, пускачів і засобів автоматизації допускаються тільки у вибухонебезпечному виконанні; 3) опір струмовідводів і контуру не повинно перевищувати 100 Ом; 4) вся силова електропроводка, що розміщується у виробничому приміщенні повинна прокладатися в місцях, доступних для зовнішнього огляду і не полягають заливання її рідиною.

Застосування перерахованих вище заходів допоможе поліпшити умови праці і звести виробничий травматизм до мінімуму.

5.2 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії

5.2.1 Мікроклімат

Основними нормативними документами, що регламентують параметри мікроклімату виробничих приміщень, є [40]. Мікроклімат характеризується наступними чинниками: температурою повітря, відносною вологістю повітря, швидкістю руху повітря, інтенсивністю теплового випромінювання. Допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень наведені в таблиці 4.1. Робота відноситься до категорії Пб по важкості праці.

Таблиця 5.1 – Допустимі норми параметрів повітря на непостійних робочих місцях

Період року	Категорія робіт	Температура, °С	Відносна вологість	Швидкість руху, X
Холодний	Пб	13-23	75	не більше 0,4
Теплий		15-29	70 при 25 °С	0,2-0,5

5.2.2 Склад повітря робочої зони

При оцінці токсичної дії пилу необхідно враховувати такі фактори, як дисперсність, форма частинок, розчинність, хімічний склад. Найбільшу небезпеку становлять пилу з частинками розміром від 3 до 10 мкм. Частинки розміром більше 10 мкм. осідають у верхніх дихальних шляхах, а розміром менше 3 мкм видихаються, не затримуючись в легенях.

Розчинність пилу в воді і тканинних рідинах може мати і позитивне і негативне значення. Якщо пила не токсична і дію її на тканину зводиться до механічного подразнення, то хороша розчинність такого пилу є благодійним фактором, який сприяє швидкому видаленню її з легких. У разі токсичного пилу хороша розчинність є негативним фактором.

Однак і не отруйний пил при значних концентраціях виявляє на організм шкідливий вплив. Вона засмічує і подразнює слизові оболонки очей, шкіру, поверхні дихальні шляхи і викликає різні легеневі захворювання. Захворювання легенів, пов'язані з впливом на них пилу, називаються пневмокониозами. Для забезпечення допустимих показників мікроклімату та складу повітряробочої зони відповідно до ДБН проектом передбачені наступні рішення [45]:

- застосування пиловідсмоктуючих агрегатів з рукавними фільтрами, які встановлені безпосередньо на ділянках біля обладнання із яких очищене повітря поступає у виробниче приміщення;

- необхідно здійснювати контроль за ГДК шкідливих речовин у приміщенні;
- застосовувати природну вентиляцію: організовану та неорганізовану.

5.2.3 Виробниче освітлення

Для забезпечення найбільш сприятливих умов зорової праці нормують мінімальну освітленість на найбільш темній ділянці робочої поверхні. Рівень аварійного освітлення складає 15% освітленості основної роботи. Приміщення забезпечене природним освітленням в денний проміжок часу, але вечері постає проблема в штучному освітленні.

Характеристика зорових робіт – малої точності. Відповідно до [35] розряд зорової роботи V, підрозряд «в». Нормовані значення освітленості наведені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Вимоги до освітлення приміщень виробничих підприємств

Характер зорової роботи	Найменший або еквівалентний розмір об'єкта розрізнення, мм	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкта з фоном	Характеристика фону	Штучне при системі комбінованого освітлення		Природне Ен пр	Сумісне Е сум
						всього	у т. ч. від загального		
Малої точності	Від 1,0 до 5,0 включно	V	в	малий	світлий	-	200	3	1,8

В разі нестачі природного освітлення, використовують загальне штучне освітленням, що створюється за допомогою світлодіодних ламп E27 LED 15W NW A60 "SG". Висота підвісу світильників над робочою поверхнею 4,5 метра. При експлуатації здійснюється контроль за рівнем напруги освітлювальної мережі, своєчасна заміна перегорілих ламп, забезпечується чистота повітря у приміщенні.

5.2.4 Виробничий шум

Постійна дія сильного шуму може не лише негативно вплинути на слух, але й викликати інші шкідливі наслідки – дзвін у вухах, запаморочення, головний біль, підвищення втоми, зниження працездатності.

Допустимі рівні звукового тиску на робочих місцях приймаються за вимогами [36] і наведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Допустимі рівні звукового тиску

Робоче місце	Рівні звукового тиску в октавних смугах з середньгеометричними частотами, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
На постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях та на території підприємства	107	95	87	82	78	75	73	71	69

Для зменшення рівня шуму до допустимого двигуни розташовують в металевому кожусі, а також виконують змащення, застосовують пластмасові деталі, використовують протишумні навушники, які закривають вушну раковину.

5.2.5 Виробничі вібрації

Вібрацією називають механічні коливання пружних тіл або систем, коли відбувається переміщення центра їх ваги в просторі відносно статичного стану. Загальна вібрація передається на тіло через опорні поверхні людини, що стоїть чи сидить (підшви ніг або сідниці). Допустимі рівні загальної вібрації на робочих місцях приймаються за вимогами [44] і наведені в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Допустимі рівні вібрації на постійних місцях

Вид вібрації	Октавні смуги з середньгеометричними частотами, Гц									
	2	4	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
Загальна вібрація на постійних робочих місцях в виробничих приміщеннях	<u>1,3</u> 108	<u>0,45</u> 99	<u>0,22</u> 93	<u>0,2</u> 92	<u>0,2</u> 92	<u>0,2</u> 92	-	-	-	-

Основними методами колективного віброзахисту є зниження вібрації шляхом дії на джерело виникнення: відстрочка від режиму резонанс; динамічне гасіння коливань, заміна конструктивних елементів уставок і будівельних конструкцій. Засоби індивідуального захисту діляться на засоби для ніг, рук татіла працюючого.

5.3 Технічні рішення з пожежної безпеки

Суміш дрібнодисперсного пилу добрива з повітрям на підставі "Правил виготовлення вибухозахисного та рудникового обладнання" за класифікацією ПУЕ відноситься до четвертої категорії вибухонебезпечності.

Отже, приміщення, де встановлене обладнання, за вибухонебезпекою та пожежонебезпекою відноситься до категорії Г – негорючі речовини і/або матеріали у гарячому стані; горючі гази, рідини і/або тверді речовини, що спалюються або утилізуються як паливо з зонами П- III, де зберігаються тверді горючі речовини.

Пожежо- вибухонебезпечність речовин і матеріалів – сукупність властивостей, що характеризують їхню здатність до виникнення і поширення горіння. Наслідком горіння, залежно від його швидкості та умов протікання, можуть бути пожежа або вибух. Пожежо- вибухонебезпечність речовин і матеріалів визначають показниками, вибір яких залежить від агрегатного стану речовини

(матеріалу), та умов їхнього застосування.

Будівля, в якій розташовані ці приміщення, характеризується III ступенем вогнестійкості [44]. До III ступеня вогнестійкості відносяться будинки з несучими та огорожувальними конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону, залізобетону. Для перекриттів дозволяється застосовувати дерев'яні конструкції, захищені штукатуркою або негорючими листовими, плитними матеріалами, або матеріалами груп горючості Г1 (низької горючості), Г2 (помірної горючості). До елементів покриттів не висуваються вимоги щодо межі вогнестійкості, поширення вогню, при цьому елементи горищного покриття з деревини повинні мати вогнезахисну обробку. Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій (у хвиликах) та максимальні межі поширення вогню по них (см) за [11] наведено в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій та максимальні межі поширення вогню по них

Ступінь вогнестійкості і будинків	Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій (у хвиликах) і максимальні межі поширення вогню по них (см)								
	стіни				коло-ни	сходові площадки, костури, сходи, балки, марші сходових кліток	пере-криття між поверхів (у т.ч. горищні та над підвалами)	елементи суміщених покриттів	
	несучі та сходових кліток	само-несучі	зовнішні не-несучі	внутрішні не-несучі (перегородки)				пли-ти, насти-ли, прого-ни	балки, ферми, арки, рами
III	REI 120 M0	REI 60 M0	E 15 M0, E 30, M1	E1 15 M1	R 120 M0	R 60 M0	REI 45 M1	Не нормуються	

ВИСНОВКИ

Дана бакалаврська робота присвячена модернізації барабанної сушарки для сушіння цукру-піску з переведенням її від спалювання пічного рідкого палива на пару, якою сушильний цех може забезпечувати котельня заводу.

Виконано розрахунок сушарки для визначення кількості видаленої вологи з вологого матеріалу (0,047 кг/с), побудовано теоретичний процес сушіння цукрового піску на h-d діаграмі, а також визначена абсолютна витрата повітря в сушарці ($L = 2,248$ кг/с).

В конструктивному розрахунку визначено геометричні розміри барабана сушарки ($D = 2,4$ м, $L = 8$ м), об'єм барабана, а також загальний час сушіння цукру в сушильній камері, який склав 71 хв.

Спроектовано і розраховано кожухотрубний пароповітряний теплообмінник потужністю 232 кВт для підігріву повітря в сушарці СБМ-20. Площа теплообміну для такої потужності з температурою сушильного агента на виході з ТА 110 °С складе 133,5 м².

Діаметр труб прийнято $\frac{25}{21} \left(\frac{\text{мм}}{\text{мм}} \right)$, розрахована кількість труб склала 914

штук при довжині пучка 2200 мм. Розрахований діаметр апарата 1200 мм.

Аеродинамічний розрахунок показав, що втрати тиску з боку нагріваного теплоносія не перевищують 5,83 кПа.

Розраховано діаметри повітряного, парового і конденсатного штуцерів.

Спроектовано і розраховано конденсаційний газоповітряний теплообмінник для осушення відпрацьованого теплоносія. Потужність ТА $Q = 200$ кВт, що дозволяє осушити 3 кг/с вологого повітря і відвести 44,8 кг/год вологи.

Площа теплообміну рівна 2,85 м², а число труб діаметром $\frac{22}{16} \left(\frac{\text{мм}}{\text{мм}} \right)$ і довжиною 2,15 м складає 24 шт.

Виконано аеродинамічний розрахунок конденсаційного ТА і підібрано нагнітальний вентилятор для тракту повітря ВЦ 4-75, №4 і насос для тракту води

40QY-6 SS.

Розробка математичної моделі і реалізація її у вигляді розрахункової програми дозволила дослідити вплив витрат теплоносіїв на основні характеристики ТА, такі як потужність і площа теплообміну, дослідити вплив на коефіцієнт теплопередачі зміну швидкостей теплоносіїв і визначити його граничне значення.

Розглянуто питання охорони праці, зокрема електробезпеки, освітленості і шуму на робочих дільницях.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Співак О. Ю., Павлюк В. К. Кінетика сушіння кісточкових плодів в конвективних сушарках // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. 2013. № 1. С. 57-59.
2. Дударев І. Обґрунтування технологічних параметрів барабанної сушарки // Вісник ТДТУ. 2009. Том 14. №1, С. 77-81. (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).
3. Виробництво купажованого соку. URL : <https://ua-referat.com> (дата звернення 30.04.2023) .
4. Автоматизація виробничих процесів. Дифузійні процеси (обладнання для сушіння). Навчально-методичний посібник до практичних робіт для здобувачів освітнього ступеня «бакалавр» галузей знань 15 «Автоматизація та приладобудування» та 18 «Виробництво та технології» усіх форм навчання [Електронний ресурс] / [упоряд. В.В. Тичков, В.Я. Гальченко, Р.В. Трембовецька, З.В. Бондарчук]; М-во освіти і науки України, Черкас. держ. технол. ун-т. Черкаси: ЧДТУ, 2018. 179 с.
5. Процеси і апарати харчових виробництв: Підручник / За ред.. проф. І. Ф. Малежика. Київ: НУХТ, 2003. 400с.
6. Процеси і апарати харчових виробництв. Курсове проектування: Навч. посіб. / За ред. проф. І.Ф. Малежика. Київ: НУХТ, 2012. 543 с.
7. Осокіна Н. М., Гайдай Г. С. Технологія зберігання і переробки продукції рослинництва. Умань: 2005. 120 с.
8. Дацишин О. В., Гвоздев О. В., Ялпачик Ф. Ю. Рогач Ю. П. Механізація переробки і зберігання плодоовочевої продукції: Київ: Мета, 2003. 213 с.
9. Скрипников Ю. Г. Технологія переробки плодів і ягід. Київ: «Урожай», 1991. 178 с.
10. Машини та обладнання переробних виробництв. За редакцією проф. Дацишина О.В. Київ: Вища освіта. 2005. 319 с.

11. Сушіння в барабанних сушарках. URL : <https://sushilki.info/articles/archive3/sushka-v-barabannih-sushilkah.html> . (Дата звернення 30.04.2023) .
12. Методичні вказівки та завдання до виконання курсового проекту з дисципліни «Теплотехнологічні процеси і установки» для студентів напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» / В.В. Куба, В.В. Середа. Рівне: НУВГП, 2011р. 43 с. URL: <http://ep3.nuwm.edu.ua/673/>. (Дата звернення 02.05.2023) .
13. Бібліотека визначення фізичних властивостей речовин CoolProp. URL: <http://www.coolprop.org/>. (Дата звернення 02.05.2023) .
14. Мінаковський В. М. Теплотехнологічні процеси та установки, посібн. : Мін-во освіти і науки України, Київ: НТУУ «КПІ», 2009. 128 с.
15. Ткаченко С. Й., Співак О. Ю. Сушильні процеси та установки : навч. посібник. Вінниця : ВНТУ, 2007. 76 с.
16. Методичні вказівки до виконання комплексного курсового проекту з дисциплін спеціалізації для студентів спеціальності 7.090220, 8.090220 «Обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів» / Укл.: А.П. Врагов, Л.Г. Кірний. Суми: Вид-во СумДУ, 2003, 37 с.
17. Sugar Technology. Beet and Cane Sugar Manufacture// [P.W van der Poel, H. Schiweck, T. Shwartz ets all.]. Berlin: Bartens KG, 1998. 1102 s.
18. Гребенюк С. М. Технологічне обладнання цукрових заводів. Київ: Цукор України, 1983. 520 с.
19. Методики по визначенню нормативних показників питомих витрат паливно-енергетичних ресурсів в цукровій промисловості. Київ: Цукор України, 2006. 150 с.
20. Драганов Б. Х. Теплотехніка : підручник для студентів ВТНЗ. Київ, Інкос, 2005. 504 с.
21. С. Anandharamakrishnan. Introduction to Drying. URL : <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/epdf/10.1002/9781118930526.ch1> (Дата звернення 22.05.2023).
22. Пат. 29962 UA, МПК (2006) F26B9/06 1/00 // Сушильна шафа [Текст] / І. Г. Мельник, О. Ю. Співак, В. І. Соколов, М. І. Співак (Україна). – № u200704163, заявл. 16.04.2007, опубл. 11.02.2008. – Бюл. №2. 4 с. : кресл.

23. Пат. 47187UA МПК(2002) F26B 9/06 Сушильна шафа [Текст] / І.Г. Мельник, О. Ю. Співак, В. П. Оніщук, О. І. Гаганов, О. М. Лабунський (Україна), – № u2001085864, заявл. 21.08.2001, опубл. 17.06.2002. – Бюл. №6. 4с. : кресл.
24. Фізичні властивості води. Підручник для студентів онлайн. URL : https://stud.com.ua/177659/ekologiya/fizichni_vlastivosti_vodi . (Дата звернення 22.05.2023).
25. Сушильна електрошафа промислова "С-250" Керівництво з експлуатації : Вінниця : "Технопром", 2000. 34 с.
26. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й. Розрахунки тепломасообмінних апаратів : навч. посібник. Вінниця: ВНТУ, 2006. 120 с.
27. Як розрахувати пластинчастий теплообмінник. URL : <https://termoprom.com.ua/uk/chasto-zadavaemye-voprosy/kak-rasschitat-plastinchatyj-teploobmennik.php> . (Дата звернення 23.05.2023).
28. Wiesław Pudlik. Wymiana i wymienniki ciepła. Gdansk : 2012, 336 s.
29. Ціноутворення та конкуренція на ринку енергоносіїв. URL : http://www.ier.com.ua/ua/Ukraine_EU_project/materials/AA_title_4/energy_trading/pricing. (дата звернення 02.06.2021).
30. Чепурний М. М., Степанов Д. С. Корженко Є. С. Теплові розрахунки парогенераторів : навч. посібник. Вінниця: ВНТУ, 2005. 155 с.
31. Наказ від 08.04.2014 № 248 Про затвердження Державних санітарних норм та правил Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу - [Електронний ресурс]. URL: http://online.budstandart.com.ua/catalog/topiccatalogua/labor-protection/14_nakazy_ta_rozpor_183575/248+58074-detail.html. (Дата звернення 07.06.2023).
32. ДСТУ ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. - [Електронний ресурс]. URL: <http://vsegost.com/Catalog/41/41131.shtml>. (Дата звернення 07.06.2023).
33. ДСТУ 8604:2015 Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги - [Електронний ресурс]. URL:

- http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=71028. (Дата звернення 07.06.2023).
34. ДСТУ Б В.2.5-82:2016 Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом- [Електронний ресурс]. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=65395. (Дата звернення 07.06.2023).
35. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення - [Електронний ресурс]. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885. (Дата звернення 07.06.2023).
36. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. - [Електронний ресурс]. URL: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infrazvuku-nor4878.html>. (Дата звернення 07.06.2023).
37. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. - [Електронний ресурс] . URL: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972>. (Дата звернення 07.06.2023).
38. НПАОП 0.00-7.15-18 Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями. - [Електронний ресурс]. URL: <http://sop.zp.ua/normnpraop000-715-1801ua.php>. (Дата звернення 07.06.2023).
39. Правила улаштування електроустановок - [Електронний ресурс]. URL: <http://www.energiy.com.ua/PUE.html> . (Дата звернення 07.06.2023).
40. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги- [Електронний ресурс]. URL: http://www.poliplast.ua/doc/dbn_v.1.1-7-2002..pdf. (Дата звернення 07.06.2023).
- ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпек [Електронний ресурс]. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_36/5-1-0-1759 (Дата звернення 07.06.2023).
42. Наказ міністерства внутрішніх справ України «Про затвердження Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників» [Електронний ре-

сурс]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0225-18#Text>. (Дата звернення 07.06.2023).

43. ДБНВ.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Київ : Мінрегіонбуд України, 2013. 149 с
44. ДСНЗ.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/rada/show/va039282-99> . (Дата звернення 07.06.2023).

ДОДАТКИ

Додаток А
(обов'язковий)

ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Модернізація однобарабанної сушарки СБМ-20

Тип роботи: бакалаврська дипломна робота
(БДР, МКР)

Підрозділ кафедра теплоенергетики, факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії
(кафедра, факультет)

Показники звіту подібності Unicheck

Оригінальність 87,6 Схожість 12,4

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.

3. Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Особа, відповідальна за перевірку _____

(підпис)

Співак О.Ю.

(прізвище, ініціали)

Ознайомлені з повним звітом подібності, який був згенерований системою Unicheck щодо роботи.

Автор роботи _____

(підпис)

Дудник В.В.

(прізвище, ініціали)

Керівник роботи _____

(підпис)

Співак О.Ю.

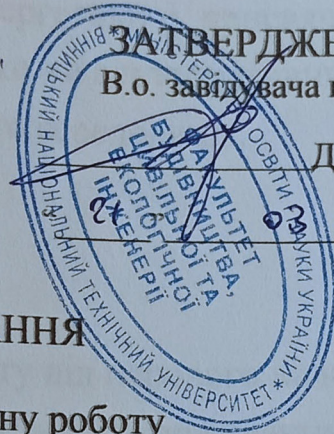
(прізвище, ініціали)

Додаток А
(обов'язковий)

УЗГОДЖЕНО



ДПЗ «Деражляський ЦПО»
Назва підприємства або установи
І.О. Коваленко
Ініціали та прізвище
20 р.



ЗАТВЕРДЖЕНО
В.о. завдявача кафедри ТЕ
Д. В. Степанов
2023 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на бакалаврську дипломну роботу
Модернізація однобарабанної сушарки СБМ-20
08-15.БДР.003.00.000 ТЗ

- Тема роботи «Модернізація однобарабанної сушарки СБМ-20»
- Керівник роботи Співак Олександр Юрійович, к. т. н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 21 березня 2023 р. № 68-А
- Строк подання студентом роботи 05.06.23.
3. Вхідні дані до роботи
 - видатність сушарки $G_1 = 5$ т/год;
 - початкова вологість цукру $u_1 = 3,5$ %; кінцева вологість цукру $u_2 = 0,12$ %;
 - температура цукру до сушки $\Theta_1 = 50$ °С; після сушки $\Theta_2 = 60$ °С;
 - температура зовнішнього повітря $t_0 = 10$ °С;
 - температура повітря на виході з підігрівника $t_1 = 110$ °С;
 - температура повітря на виході з сушарки $t_2 = 60$ °С;
 - відносна вологість повітря до підігріву $\phi_0 = 70$ %.
- Зміст розрахунково-пояснювальної записки: *аналіз літературних та патентних джерел; розрахунок сушарки «СБМ-20»; багатоваріантний аналіз; розрахунок теплообмінного обладнання; розробка монтажної схеми додаткового обладнання; охорона праці; висновки.*
- Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): *сушарка барабанна СБМ-20; багатоваріантний аналіз; схема теплова функціональна; теплообмінник спіральний; план цеху 1; схема аксонометрична; вигляд А.*

Керівник роботи:
к.т.н., доц. кафедри ТЕ
Співак О. Ю.
Виконавець:
Студент гр. ТЕ-21мс
Дудник В.В.

1 Тематика розробки та галузь її застосування

Розробка стосується промислової теплоенергетики і присвячена питанню енергозбереження і переробки барабанної сушарки на альтернативний вид палива та підвищення екологічної чистоти навколишнього середовища.

2 Мета і призначення розробки

Переведення барабанної сушарки з на роботу від парового калорифера з метою підвищення її енергоефективності, зниження енергоспоживання, підвищення екологічної чистоти сушильної установки, забезпечення високоякісної сушеної продукції стабільно високої якості з мінімізацією вимог щодо кваліфікації обслуговуючого персоналу, розрахунок необхідного допоміжного обладнання.

3 Основа для виконання робіт

Основою для виконання робіт є наказ ректора ВНТУ № 65 від 09.03.2021 р., документація на барабанну сушарку, розробки і патентна документація фірми «ТЕХНОПРОМ » та матеріали роботи інституту технічної теплофізики НАН України, потреба знаходження нових альтернативних відновлювальних джерел теплоти, зниження енергетичних витрат. Це дає можливість отримати в результаті використання ефективної сушильної техніки високоякісні сушені продукти найвищого гатунку, котрі користуються великим попитом на внутрішньому і міжнародному ринках. Для підвищення енергоефективності сушарки і зменшення втрат корисної теплової енергії в атмосферу використовується додаткове теплоенергетичне та теплообмінне обладнання.

4 Технічні вимоги

4.1 Використання водяної пари для одержання теплоти у теплогенераторі. Визначення температури повітря на всіх етапах підігріву та сушіння, витрати повітря для основного технологічного процесу та для рециркуляції. Схематичне зображення сушарки на плакатах, креслення теплообмінних апаратів. Дотримання стандартів щодо виготовлення готової продукції та її якості.

4.2 Основні технічні показники:

- видатність сушарки $G_1 = 5$ т/год;

- початкова вологість цукру $u_1 = 3,5 \%$;
- кінцева вологість цукру $u_2 = 0,12 \%$;
- температура цукру до сушки $\Theta_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура цукру після сушки $\Theta_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура зовнішнього повітря $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура повітря на виході з підігрівника $t_1 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура повітря на виході з сушарки $t_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$;
- відносна вологість повітря до підігріву $\varphi_0 = 70 \%$.

5 Стадії і етапи роботи

- 5.1 Аналіз літературних та патентних джерел
- 5.2 Багатоваріантний аналіз
- 5.3 Розрахунок барабанної сушарки потужністю СБМ-20
- 5.4 Розрахунок джерела теплоти для підігріву сушильного агента
- 5.5 Розрахунок осушувача сушильного агента
- 5.6 Розробка математичної моделі сушарки
- 5.7 Охорона праці та безпека життєдіяльності

6 Перелік графічного матеріалу

- 6.1 Сушарка барабанна СБМ-20
- 6.2 Схема теплова принципова
- 6.3 Кожухотрубний пароповітряний теплообмінник
- 6.4 Конденсаційний теплообмінник
- 6.5 Конденсатовідвідник
- 6.6 Результати числового експерименту.

7 Порядок контролю та прийняття бакалаврської роботи

Виконання етапів графічної та розрахункової документації бакалаврської роботи контролюється керівником згідно з графіком виконання БДР.

Прийняття роботи здійснюється комісією затвердженою зав. кафедри згідно з графіком захисту.

Корегування технічного завдання допускається з дозволу керівника роботи.

Технічне завдання розроблено на підставі джерел розробки і може уточнюватись протягом виконання бакалаврської роботи.

Додаток В
(обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ОДНОБАРАБАННОЇ СУШАРКИ СБМ-20

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание																																																																													
Справ. №	А3			Документація																																																																															
			08-15.БДР.004.01.00.000СК	Складальне креслення																																																																															
				Складальні одиниці																																																																															
			1	08-15.БДР.004.01.01.000	Барабан	1																																																																													
			2	08-15.БДР.004.02.00.000	Ролики опорні	2																																																																													
			3	08-15.БДР.004.03.00.000	Вінець зубчастий	1																																																																													
			4	08-15.БДР.004.04.00.000	Опори	2																																																																													
			5	08-15.БДР.004.05.00.000	Бункер завантажувальний	1																																																																													
			6	08-15.БДР.004.06.00.000	Вікно вивантаження	1																																																																													
			7	08-15.БДР.004.07.00.000	Електродвигун	1																																																																													
	8	08-15.БДР.004.08.00.000	Редуктор	1																																																																															
	9	08-15.БДР.004.09.00.000	Опори завантажувального бункера	2																																																																															
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;"></td> <td style="width: 15%;"></td> <td style="width: 15%;"></td> <td style="width: 15%;"></td> <td style="width: 15%;"></td> <td style="width: 15%;"></td> <td style="width: 15%;"></td> </tr> <tr> <td colspan="4" style="text-align: center;">08-15.БДР.004.01.00.000</td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Изм. Лист</td> <td>№ докум.</td> <td>Подп.</td> <td>Дата</td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Разрад.</td> <td>Дудник В.В.</td> <td></td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Пров.</td> <td>Слівак О.Ю.</td> <td></td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Рецензент</td> <td>Попович М.М.</td> <td></td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Н.контр.</td> <td>Слівак О.Ю.</td> <td></td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td>Утв.</td> <td>Степанов Д.В.</td> <td></td> <td></td> <td colspan="3"></td> </tr> <tr> <td colspan="4" style="text-align: center;">Сушарка барабанна СБМ-20</td> <td>Лит.</td> <td>Лист</td> <td>Листов</td> </tr> <tr> <td colspan="4"></td> <td></td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td colspan="4"></td> <td colspan="3" style="text-align: center;">ВНТУ, ст.гр. ТЕ-21мс</td> </tr> </table>														08-15.БДР.004.01.00.000							Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата				Разрад.	Дудник В.В.						Пров.	Слівак О.Ю.						Рецензент	Попович М.М.						Н.контр.	Слівак О.Ю.						Утв.	Степанов Д.В.						Сушарка барабанна СБМ-20				Лит.	Лист	Листов						1	1					ВНТУ, ст.гр. ТЕ-21мс		
08-15.БДР.004.01.00.000																																																																																			
Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата																																																																																
Разрад.	Дудник В.В.																																																																																		
Пров.	Слівак О.Ю.																																																																																		
Рецензент	Попович М.М.																																																																																		
Н.контр.	Слівак О.Ю.																																																																																		
Утв.	Степанов Д.В.																																																																																		
Сушарка барабанна СБМ-20				Лит.	Лист	Листов																																																																													
					1	1																																																																													
				ВНТУ, ст.гр. ТЕ-21мс																																																																															

08-15.БДР.004.01.00.000СК

Перв. примен.

Справ. №

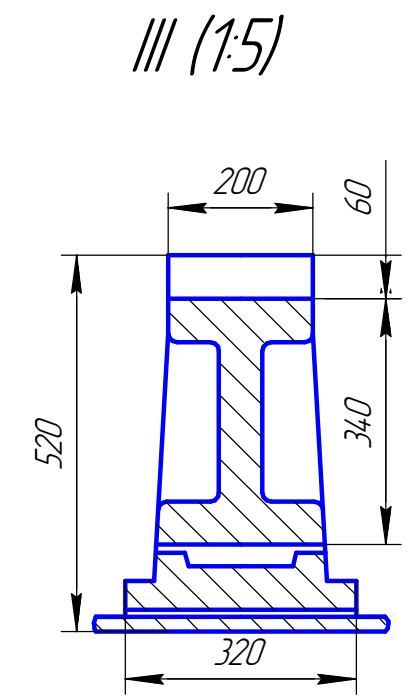
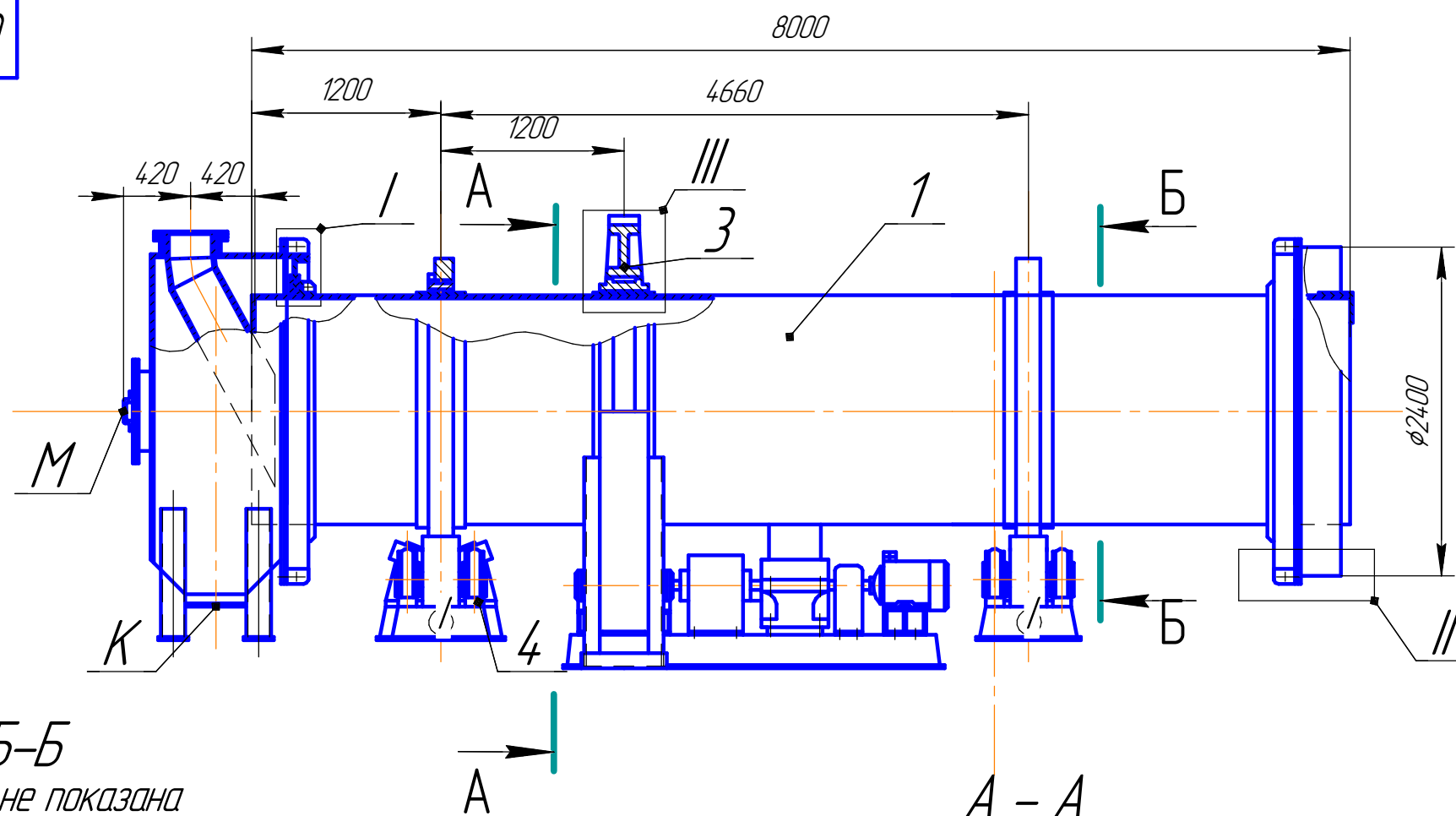
Подп. и дата

Инд. № дробл.

Взам. инв. №

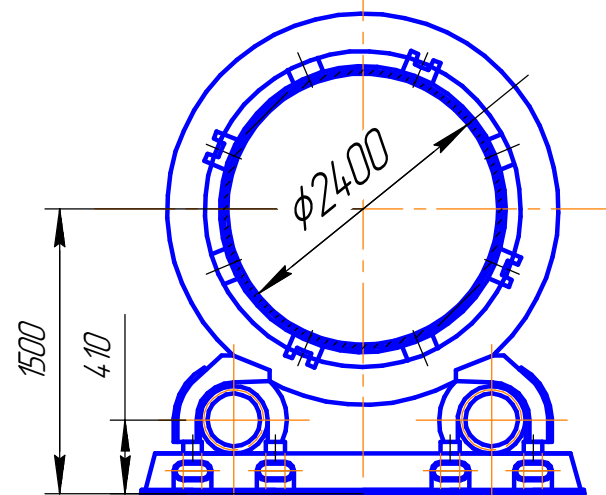
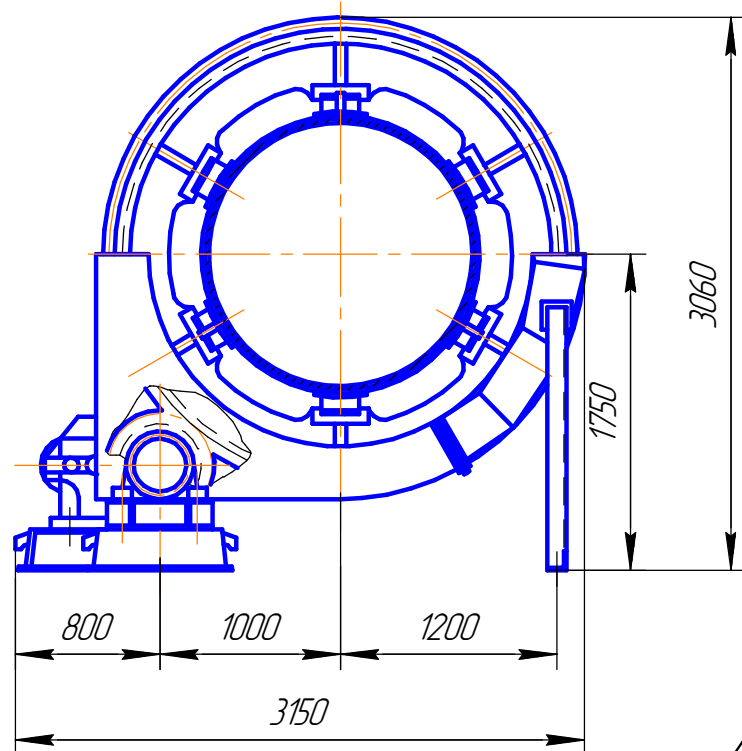
Подп. и дата

Инд. № подл.



Б-Б
насадка не показана

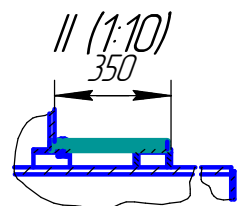
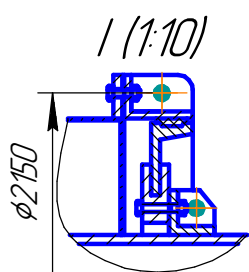
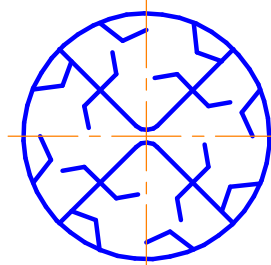
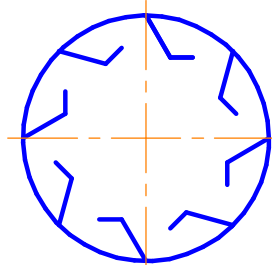
А-А
насадка не показана



Вид насадок

Лопатковая

Секційна



Технічна характеристика

1. Внутрішній діаметр барабана 2,4 м
2. Довжина барабана 8 м.
3. Об'єм сушильної камери 36,6 м³

08-15.БДР.004.01.00.000СК				Лист	Масса	Масштаб
Сушарка барабанна СБМ-20					4500	1:40
Складальне креслення				Лист	Листов	1
Изм. Лист				№ докум.	Подп.	Дата
Разраб. Дудник В.В.						
Проб. Співак О.Ю.						
Т.контр. Співак О.Ю.						
Рецензент Попович М.М.						
Н.контр. Співак О.Ю.						
Утв. Степанов Д.В.						
				ТЕ-21МС		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
<i>Складальні одиниці</i>							
A1		1	08-15.БДР.004.02.01.000	Днище	2		
A4		2	08-15.БДР.004.02.02.000	Обличайка	1		
		3	08-15.БДР.004.02.03.000	Опори	2		
		4	08-15.БДР.004.02.04.000	Трубка $\phi 25 \times 2$	914		
		5	08-15.БДР.004.02.05.000	Штуцер 500-0,6-1-2-230	2		
		6	08-15.БДР.004.02.06.000	Штуцер 80-0,6-1-2-230	2		
		7	08-15.БДР.004.02.07.000	Штуцер 15-0,6-1-230	2		
		8	08-15.БДР.004.02.08.000	Фланець	4		
<i>Стандартні вироби</i>							
		9		Болт M20 x 105 ГОСТ 7798-70	88		
		10		Гайка M20 ГОСТ 5927-70	88		
		11		Шайба 20 ГОСТ 9649-78	88		
08-15.БДР.004.02.00.000							
Изм. Лист		№ докум.		Подп.	Дата		
Разрад.		Дудник В.В.		<i>[Signature]</i>			
Пров.		Слівак О.Ю.					
Рецензент		Попович М.М.					
Н.контр.		Слівак О.Ю.					
Утв.		Степанов Д.В.					
Кожухотрубний пароповітряний теплообмінник					Лит.	Лист	Листов
							1
					ВНТУ, гр. ТЕ-21мс		

08-15.БДР.004.02.00.000СК

Перв. примен.

Справ. №

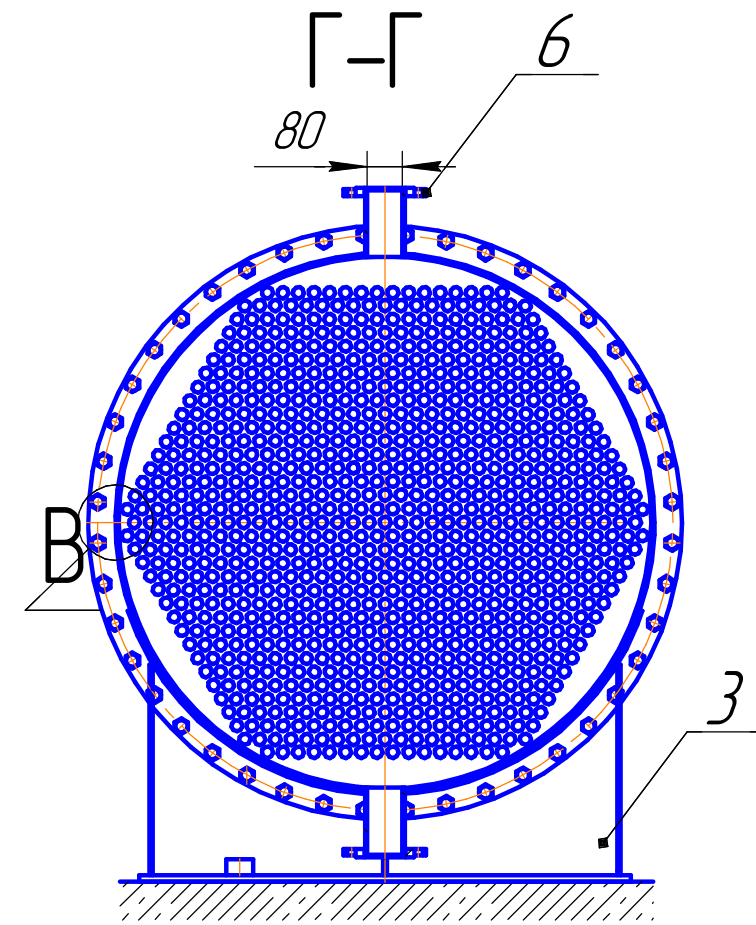
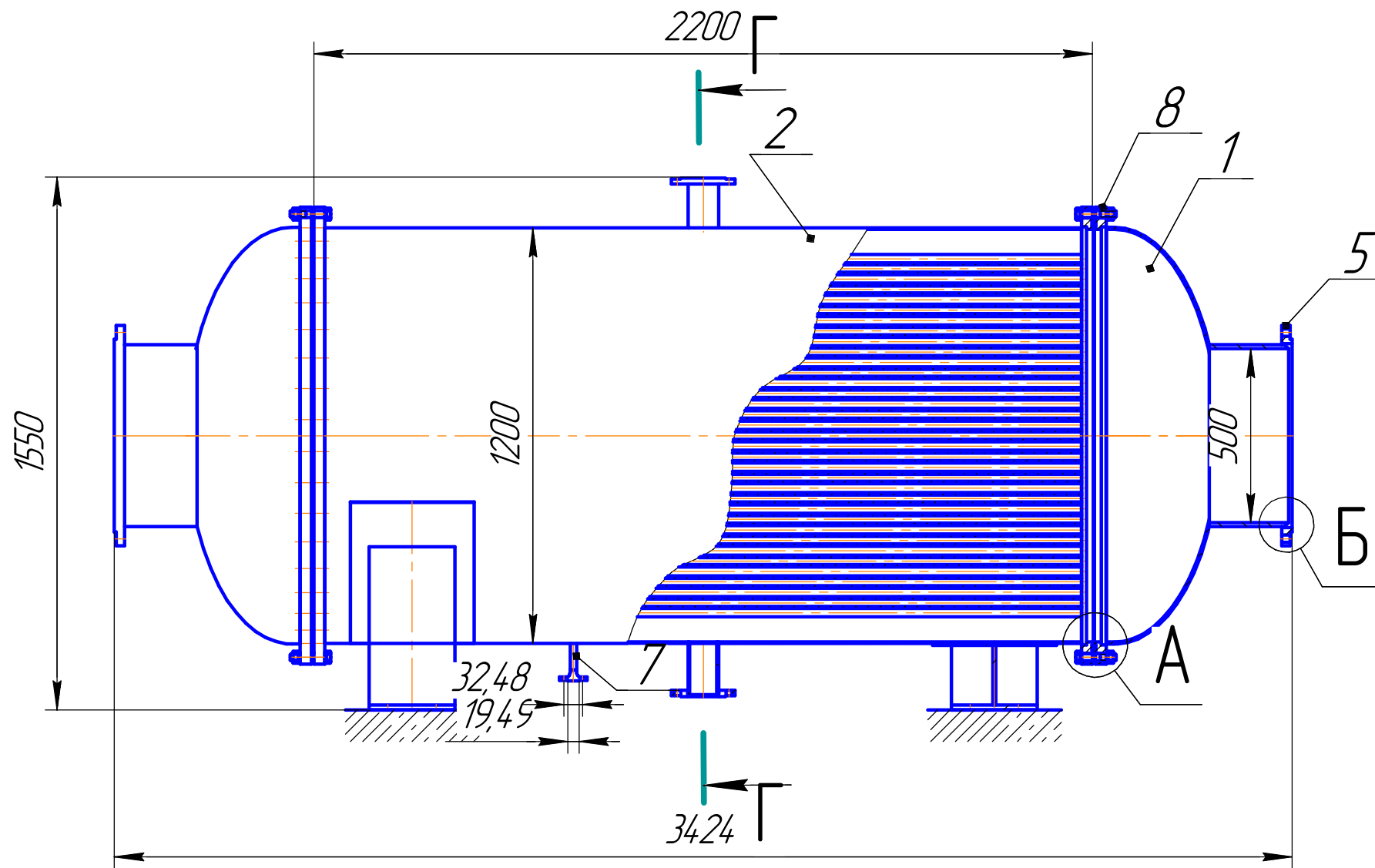
Подп. и дата

Инд. № дробл.

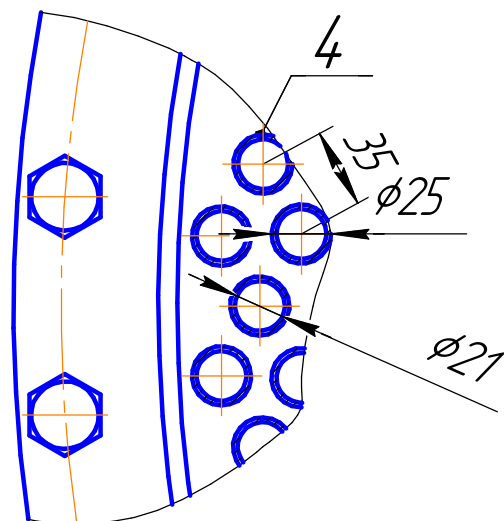
Взам. инв. №

Подп. и дата

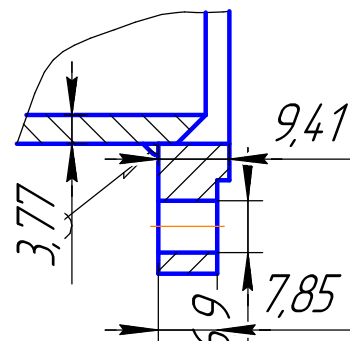
Инд. № подл.



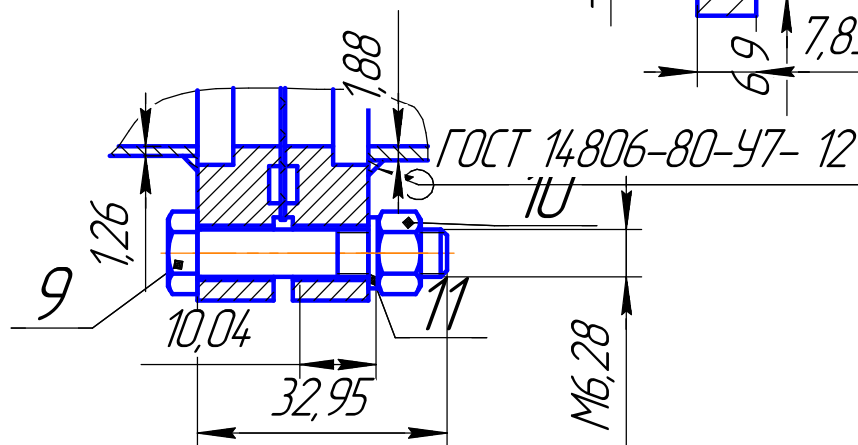
B(1:1)



Б(1:1)



A(1:1)



Технічні характеристики

Теплова потужність апарата $Q=236,2$ кВт
 Температура зріного теплоносія (пару) $t_n=133^\circ\text{C}$
 Температура нагріваного теплоносія (повітря) на вході $t_{ов1}=10^\circ\text{C}$
 Температура нагріваного теплоносія (повітря) на виході $t_{ов2}=110^\circ\text{C}$
 Витрата повітря $G=2,35$ кг/с
 Витрата пари $G_p=0,111$ кг/с

				08-15.БДР.004.02.00.000СК				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Кожухотрубний пароповітряний теплообмінник Складальне креслення	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.		Дудник В.В.					400	1:1
Проб.		Співак О.Ю.				Лист	Листов	1
Т.контр.		Співак О.Ю.				ТЕ-21МС		
Рецензент		Попович М.М.				Формат А3		
Н.контр.		Співак О.Ю.						
Утв.		Степанов Д.В.						

Копировал

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
Справ. №			<i>Сборочные единицы</i>					
			1	08-15.БДР.004.03.01.000	Корпус	1		
			<i>Детали</i>					
			2	08-15.БДР.004.03.00.002	Конденсатовідвідник	1		
			3	08-15.БДР.004.03.00.003	Труба стальна 15/20 мм	24		
			4	08-15.БДР.004.03.00.004	Фланець для відпрацьованого повітря	2		
			5	08-15.БДР.004.03.00.005	Фланець для конденсатовідвідника	1		
6	08-15.БДР.004.03.00.006	Фланець для мережної води	2					
<i>Материалы</i>								
		7		Мінеральна вата	5 кг			
08-15.БДР.004.03.00.000								
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
	Разраб.	Дудник В.В.						
	Пров.	Співак О.Ю.						
	Реценз.	Попович М.М.						
	Н.контр.	Співак О.Ю.						
Утв.	Степанов Д.В.							
				Конденсаційний теплообмінник				
				ВНТУ ТЕ-21мс				
				Лит.	Лист	Листов		
						1		

08-15.БДР.004.03.00.000 СК

Перв. примен.

Справ. №

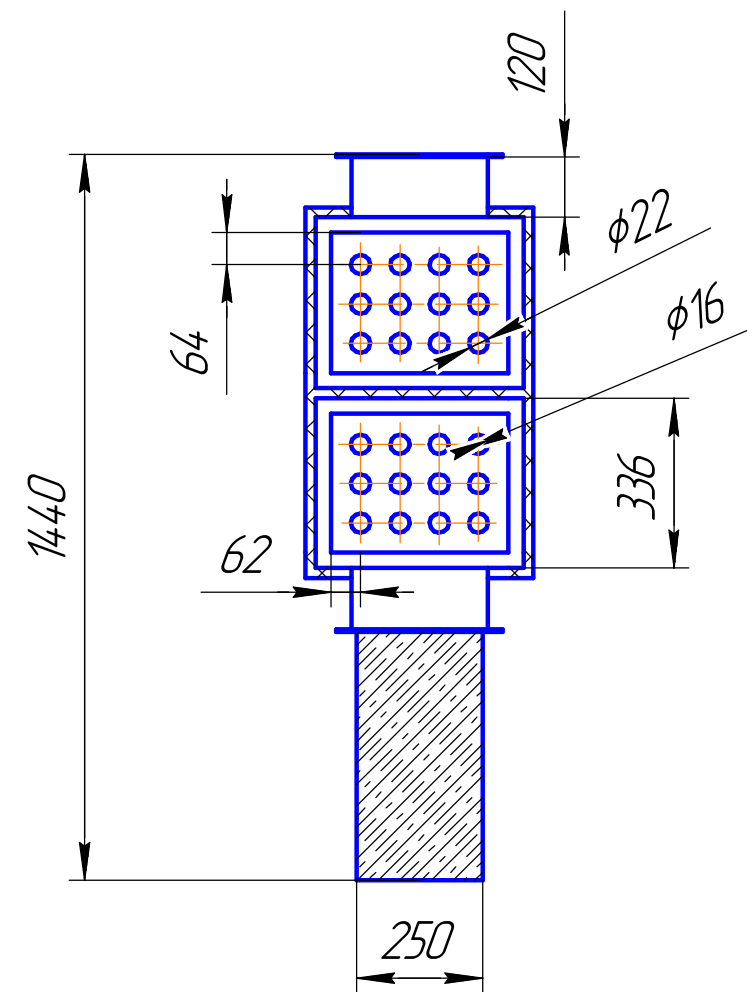
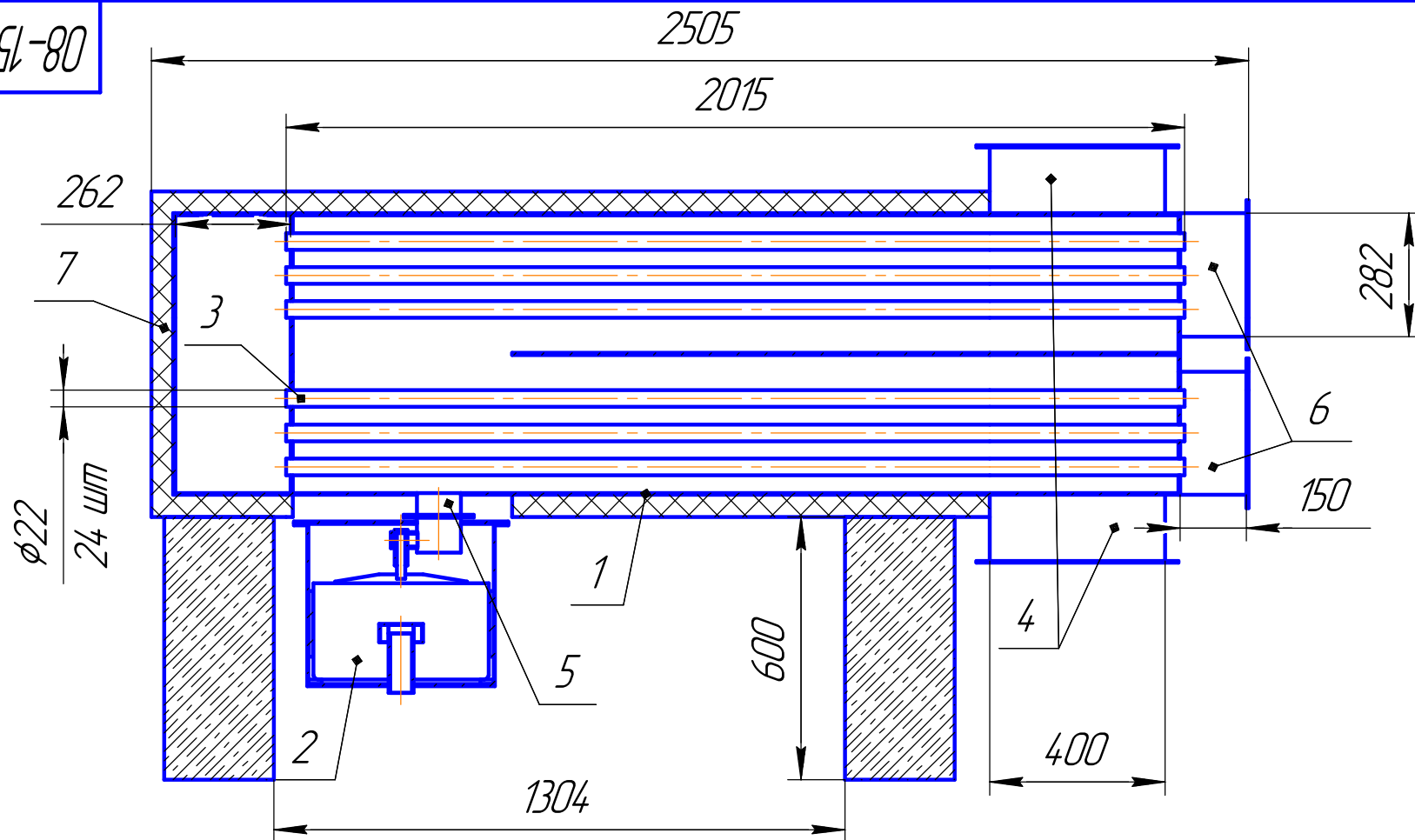
Подп. и дата

Инд. № дробл.

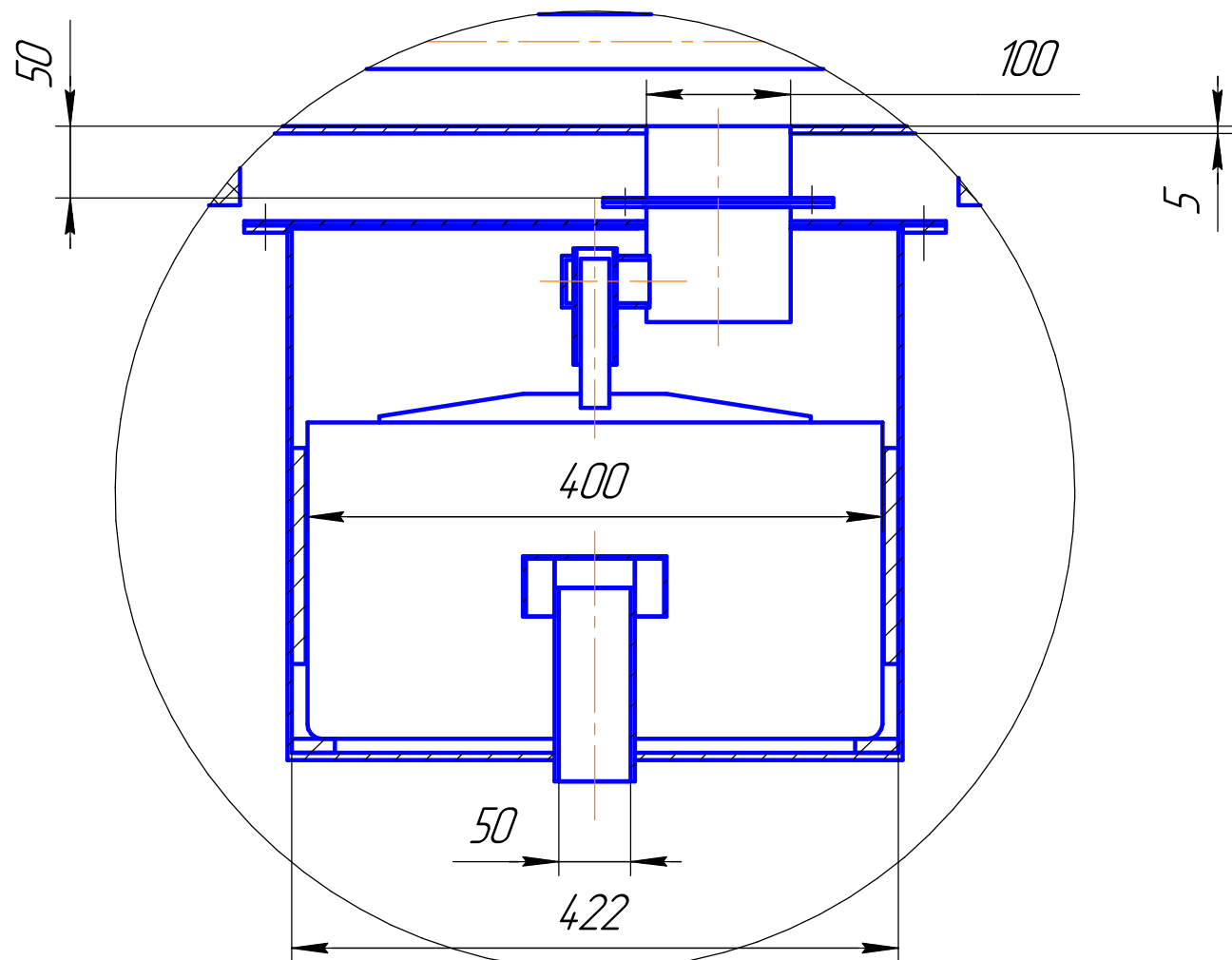
Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.



Б(1:5)



Технічна характеристика

1. Теплова потужність, кВт. 200
2. Температура відпрацьованого повітря на виході з теплообмінника, °С .. 11
3. Температура відпрацьованого повітря на вході в теплообмінник, °С. 25
4. Температура мережної води на виході з теплообмінника, °С. 20
5. Температура мережної води на вході в теплообмінника, °С. 10
6. Витрата мережної води, кг/с 4,68
7. Витрата відпрацьованого повітря, кг/с 3,0

				08-15.БДР.004.03.00.000 СК				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Конденсаційний теплообмінник складальне креслення	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.		Дудник В.В.						1:10
Проб.		Співак О.Ю.				Лист	Листов	1
Т.контр.		Співак О.Ю.				ВНТУ ТЕ-21МС		
Реценз.		Попович М.М.						
Н.контр.		Співак О.Ю.						
Утв.		Степанов Д.В.						

Копировал

Формат А3

08-15.БДР.004.04.00.0000СК

Перв. примен.

Справ. №

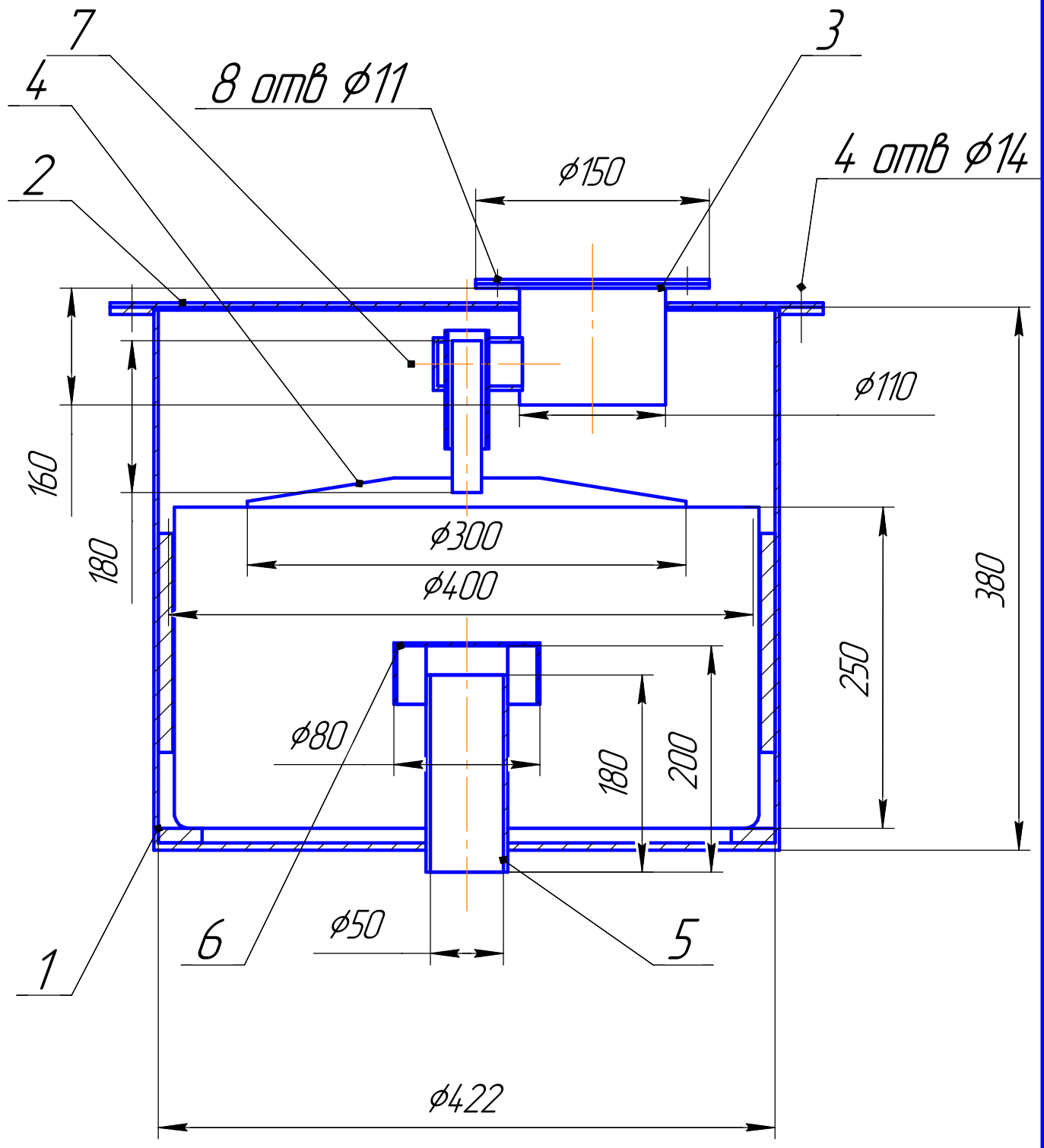
Подп. и дата

Инв. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.



08-15.БДР.004.04.00.0000СК

Конденсатовідвідник
складальне креслення

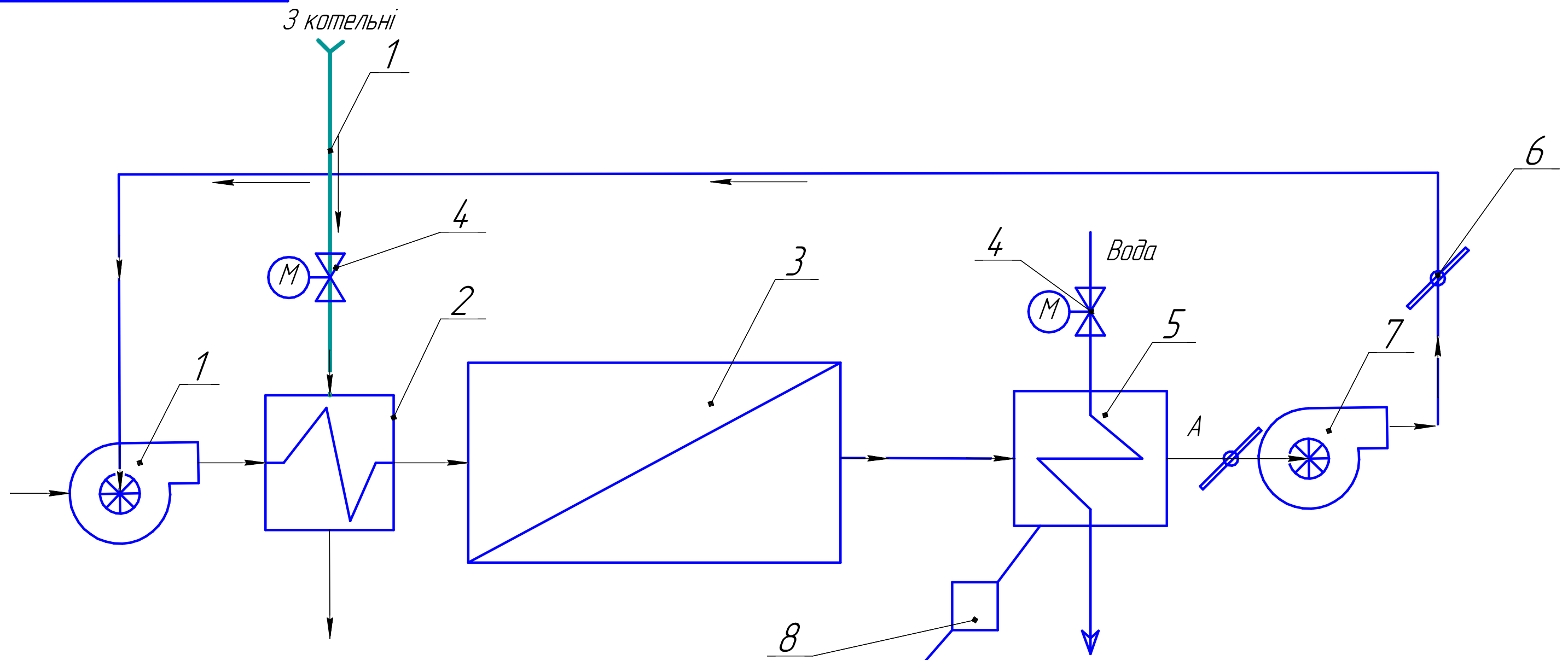
Лист	Масса	Масштаб
	11	1:5
Лист	Листов	1

ТЕ-21МС

Изм. Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Дудник В.В.		
Пров.	Співак О.Ю.		
Т.контр.	Співак О.Ю.		
Рецензент	Попович М.М.		
Н.контр.	Співак О.Ю.		
Утв.	Степанов Д.В.		

08-15.БКР.004.05.00.000 ТЗ

Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Инв. № дубл.
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инв. № подл.



№	Експлікація обладнання	шт
1	Вентилятори нагнітальні	2
2	Пароповітряний теплообмінник	1
3	Робоча камера (барабан)	1
4	Вентиль	1
5	Конденсаційний теплообмінник	1
6	Дросельні заслонки	2
7	Вентилятор витяжний	1
8	Конденсатовідвідник	1

Конденсат

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Дудник В.В.		
Пров.		Співак О.Ю.		
Т.контр.		Співак О.Ю.		
Рецензент		Попович М.М.		
Н.контр.		Співак О.Ю.		
Утв.		Степанов Д.В.		

08-15.БКР.004.05.00.000 ТЗ

Схема теплова
принципова

Лит.	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1

ВНТУ, гр. ТЕ-21мс

Додаток Г
(обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ОДНОБАРАБАННОЇ СУШАРКИ СБМ-20

Студент _____ Дудник В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Співак О.Ю.
(підпис) (прізвище та ініціали)

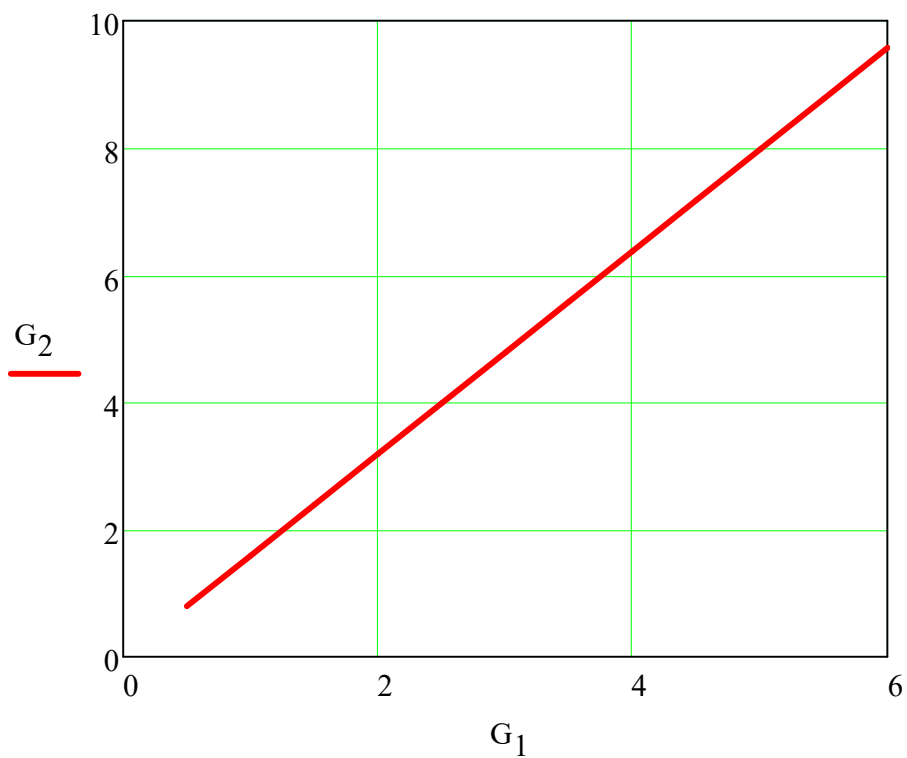


Рисунок 1 - Взаємозалежність витрат теплоносіїв в конденсаційному ТА

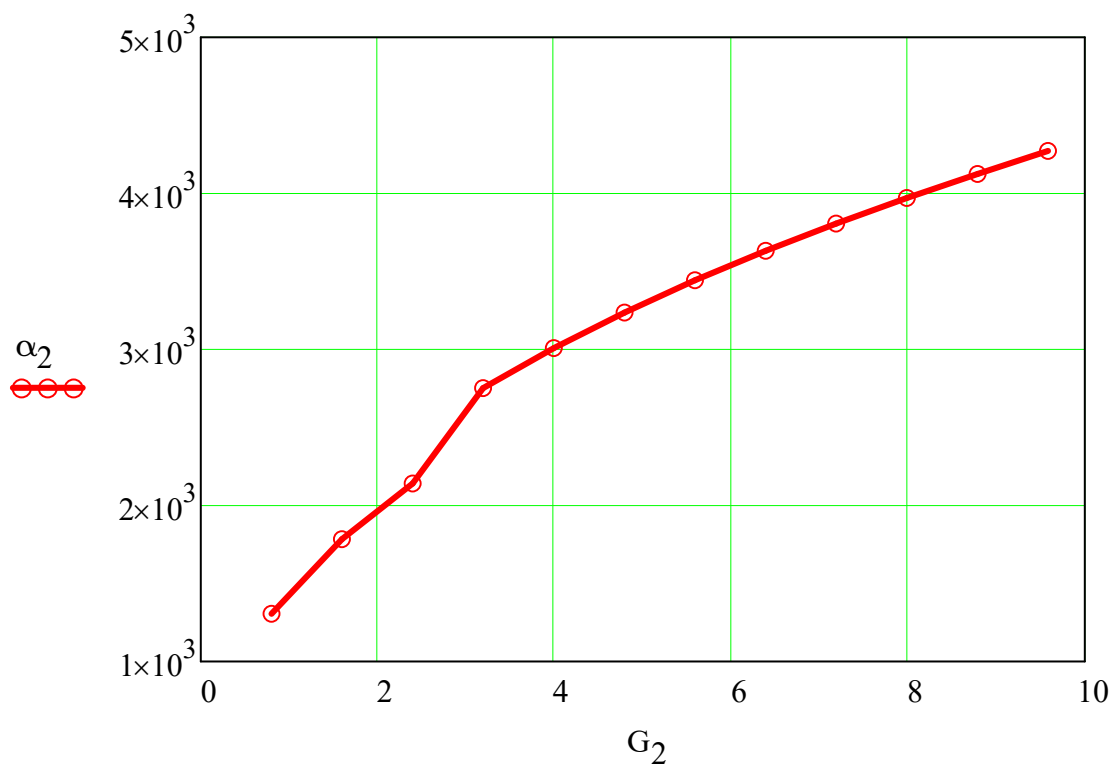


Рисунок 2 - Вплив витрати охолодного теплоносія на коефіцієнт тепловіддачі

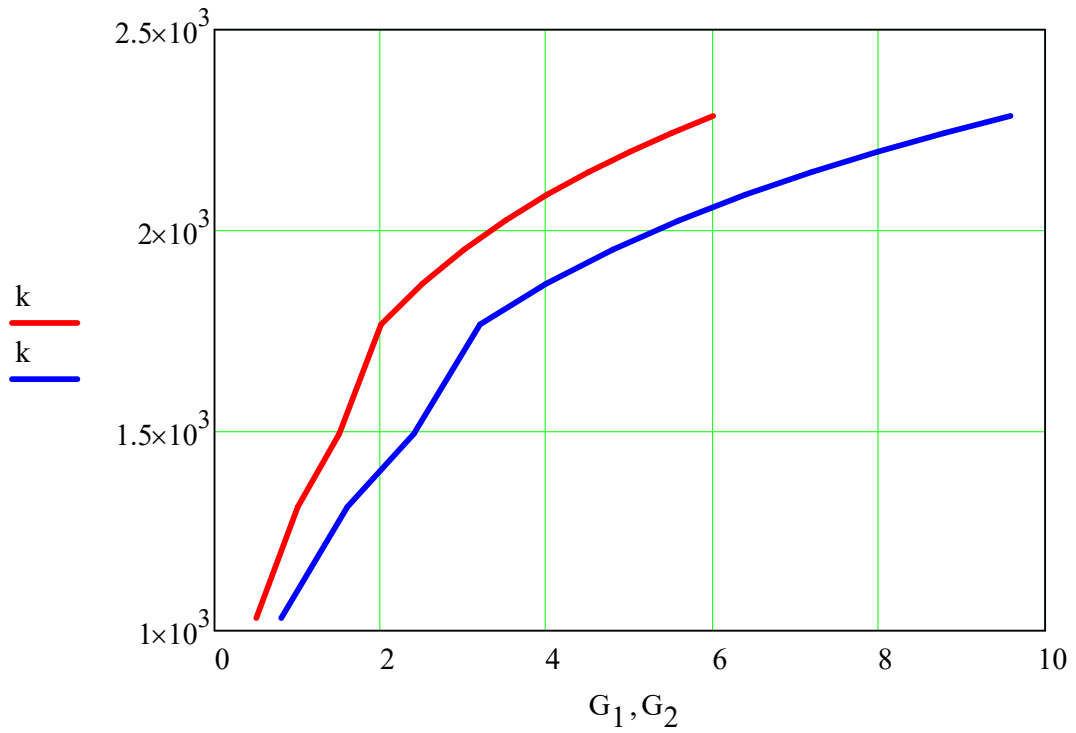


Рисунок 3 - Вплив витрат теплоносіїв на коефіцієнт теплопередачі в ТА

- 1 - витрата грійного теплоносія
2 - витрата охолодного теплоносія

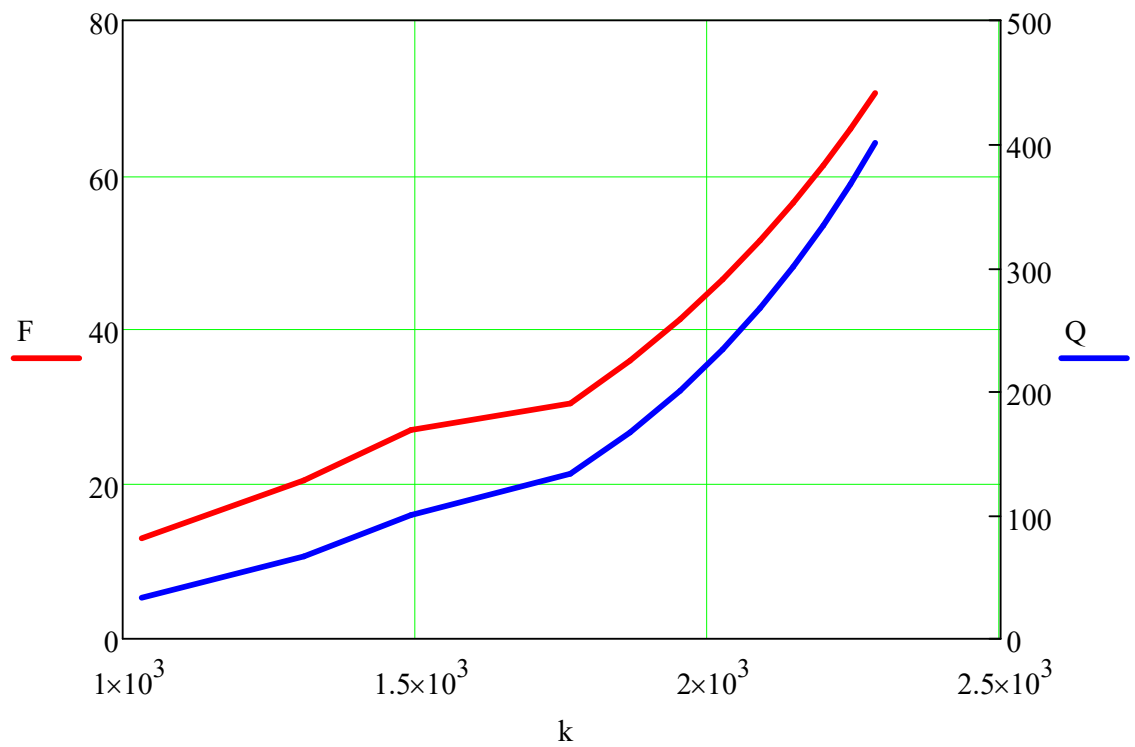


Рисунок 4 - Залежність площі теплообміну і потужності ТА від коефіцієнта теплопередачі

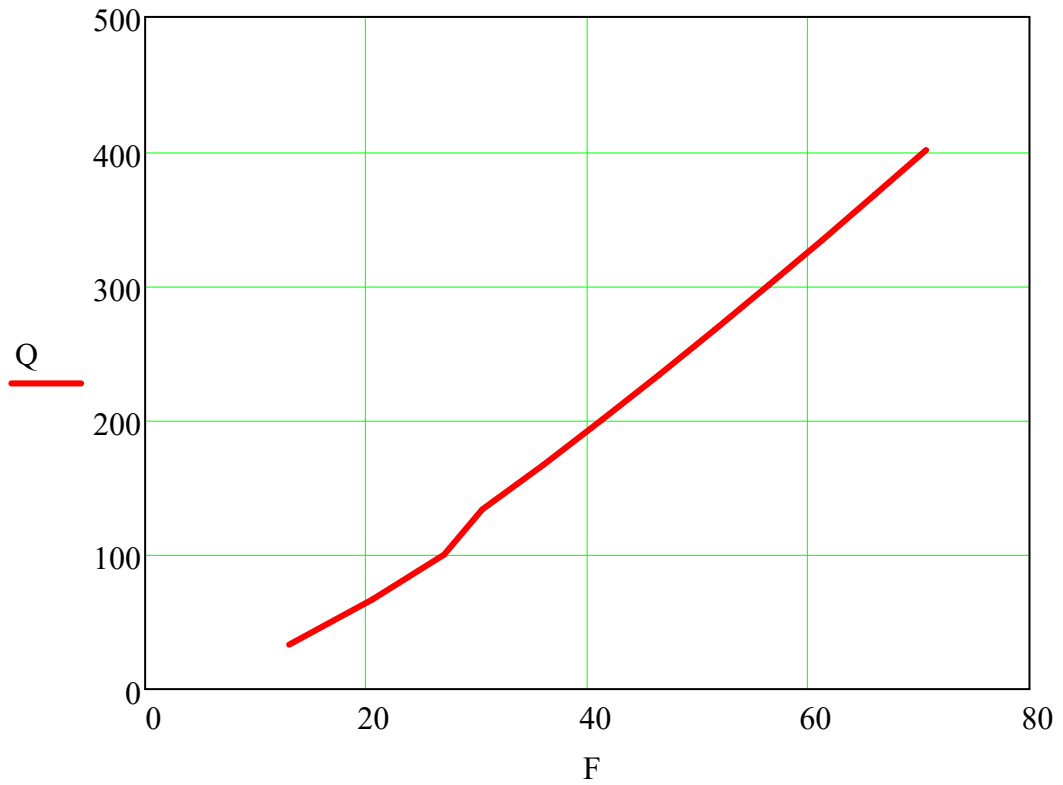


Рисунок 5 - Залежність потужності ТА від площі теплообміну

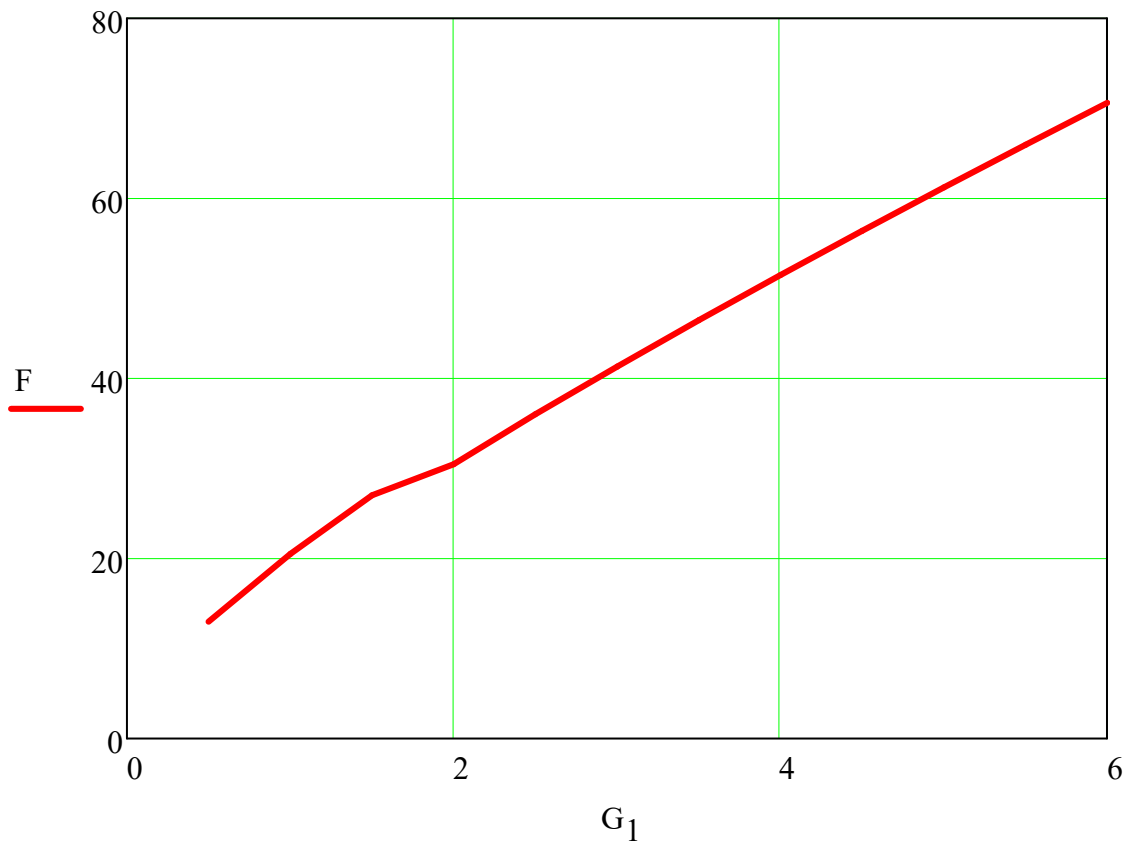


Рисунок 6 - Залежність площі теплообміну від витрати грійного теплоносія

Додаток Д
(довідниковий)

Лістинг програми та результати числового експерименту

Початкові дані для розрахунків

$$\begin{array}{lllll}
 t_{11} := 25 & \text{ORIGIN} := 1 & d_{b1} := 0.02008 & h_1 := 67 & L := 2 \\
 t_{12} := 11 & w_1 := 5.5 & d_{b2} := 0.00762 & h_2 := 29 & n := 24 \\
 t_{21} := 10 & \varphi := 70 & \eta := 0.98 & r := 2430 & w_2 := 1 \\
 d_2 := 0.022 & w_k := 0.5 & \varepsilon_c := 1.12 & \varepsilon_\varphi := 0.42 & t_c := 20
 \end{array}$$

$$\begin{array}{lll}
 \varepsilon_{z1} := 0.6 & \varepsilon_{z2} := 0.7 & z := 4 \\
 \text{Температура охолодної води на виході приймемо} & t_{22} := 20 &
 \end{array}$$

РОЗРАХУНОК

Кількість зконденсованої вологи

$$W := d_{b1} - d_{b2} = 0.0125$$

Середня температура грійного теплоносія (повітря)

$$t_1 := \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = 18$$

Теплофізичні характеристики грійного теплоносія (повітря)

$$G_1 := \begin{pmatrix} 0.5 \\ 1 \\ 1.5 \\ 2 \\ 2.5 \\ 3 \\ 3.5 \\ 4 \\ 4.5 \\ 5 \\ 5.5 \\ 6 \end{pmatrix}$$

$$\begin{array}{c}
 \text{tt} := \begin{pmatrix} 0 \\ 20 \\ 40 \\ 60 \\ 80 \\ 100 \\ 120 \\ 140 \\ 160 \\ 180 \end{pmatrix}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{c}
 \lambda := \begin{pmatrix} 2.44 \\ 2.59 \\ 2.76 \\ 2.9 \\ 3.05 \\ 3.21 \\ 3.34 \\ 3.49 \\ 3.64 \\ 3.78 \end{pmatrix}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{c}
 \nu := \begin{pmatrix} 13.28 \\ 15.06 \\ 16.96 \\ 18.97 \\ 21.09 \\ 23.13 \\ 25.45 \\ 27.80 \\ 30.09 \\ 32.49 \end{pmatrix}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{c}
 \text{Pr} := \begin{pmatrix} 0.707 \\ 0.703 \\ 0.699 \\ 0.696 \\ 0.692 \\ 0.688 \\ 0.686 \\ 0.684 \\ 0.682 \\ 0.681 \end{pmatrix}
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{c}
 \text{Cp} := \begin{pmatrix} 1.005 \\ 1.005 \\ 1.005 \\ 1.005 \\ 1.009 \\ 1.009 \\ 1.009 \\ 1.013 \\ 1.017 \\ 1.022 \end{pmatrix}
 \end{array}$$

$$\lambda := \lambda \cdot 10^{-2} \qquad \nu := \nu \cdot 10^{-6}$$

Для визначення теплофізичних характеристик за заданої температури застосуємо кубічну сплайн-інтерполяцію

$$\lambda(t_1) := \text{interp}(\text{cspline}(\text{tt}, \lambda), \text{tt}, \lambda, t_1)$$

$$\nu(t_1) := \text{interp}(\text{cspline}(\text{tt}, \nu), \text{tt}, \nu, t_1)$$

$$\text{Pr}(t_1) := \text{interp}(\text{cspline}(\text{tt}, \text{Pr}), \text{tt}, \text{Pr}, t_1)$$

$$\text{Cp}(t_1) := \text{interp}(\text{cspline}(\text{tt}, \text{Cp}), \text{tt}, \text{Cp}, t_1)$$

Отримані значення теплофізичних характеристик за визначальної температури

$$\lambda_1 := \lambda(t_1) \quad \nu_1 := \nu(t_1) \quad \text{Pr}_1 := \text{Pr}(t_1) \quad \text{Cp}_1 := \text{Cp}(t_1)$$

Теплота конденсації водяної пари з повітря

$$Q_k := G_1 \cdot \frac{1}{d_{b1} - d_{b2}} \cdot \frac{r}{3600}$$

Потужність теплообмінника

$$Q := [G_1 \cdot \text{Cp}_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) + Q_k] \cdot \eta$$

Середня температура води

$$t_2 := \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = 15$$

Теплофізичні характеристики охолодного теплоносія (води)

$$tt_2 := \begin{pmatrix} 0 \\ 20 \\ 40 \\ 60 \\ 80 \\ 100 \\ 120 \\ 140 \\ 160 \\ 180 \end{pmatrix} \quad \lambda_2 := \begin{pmatrix} 0.551 \\ 0.599 \\ 0.634 \\ 0.659 \\ 0.674 \\ 0.683 \\ 0.686 \\ 0.685 \\ 0.683 \\ 0.674 \end{pmatrix} \quad \nu_2 := \begin{pmatrix} 1.789 \\ 1.000 \\ 0.659 \\ 0.478 \\ 0.635 \\ 0.295 \\ 0.252 \\ 0.217 \\ 0.191 \\ 0.173 \end{pmatrix} \quad Pr_2 := \begin{pmatrix} 13.67 \\ 7.02 \\ 4.31 \\ 2.98 \\ 2.21 \\ 1.75 \\ 1.47 \\ 1.26 \\ 1.10 \\ 1.00 \end{pmatrix}$$

$$\rho_2 := \begin{pmatrix} 999.9 \\ 998.2 \\ 992.2 \\ 983.2 \\ 971.8 \\ 958.4 \\ 943.1 \\ 926.1 \\ 907.4 \\ 886.9 \end{pmatrix} \quad c_{p2} := \begin{pmatrix} 4.212 \\ 4.183 \\ 4.174 \\ 4.178 \\ 4.195 \\ 4.220 \\ 4.25 \\ 4.287 \\ 4.346 \\ 4.417 \end{pmatrix} \quad Pr_{c2} := \begin{pmatrix} 13.67 \\ 7.02 \\ 4.31 \\ 2.98 \\ 2.21 \\ 1.75 \\ 1.47 \\ 1.26 \\ 1.10 \\ 1.00 \end{pmatrix}$$

$$\nu_2 := \nu_2 \cdot 10^{-6}$$

Для визначення теплофізичних характеристик за заданої температури застосуємо кубічну сплайн-інтерполяцію

$$\lambda_2(t_2) := \text{interp}(\text{cspline}(tt_2, \lambda_2), tt_2, \lambda_2, t_2)$$

$$\underline{\nu}_2(t_2) := \text{interp}(\text{cspline}(tt_2, \nu_2), tt_2, \nu_2, t_2)$$

$$\text{Pr}_2(t_2) := \text{interp}(\text{cspline}(tt_2, \text{Pr}_2), tt_2, \text{Pr}_2, t_2)$$

$$\rho_2(t_2) := \text{interp}(\text{cspline}(tt_2, \rho_2), tt_2, \rho_2, t_2)$$

$$\text{Cp}_2(t_2) := \text{interp}(\text{cspline}(tt_2, \text{Cp}_2), tt_2, \text{Cp}_2, t_2)$$

$$\text{Pr}_{c2}(t_1) := \text{interp}(\text{cspline}(tt_2, \text{Pr}_{c2}), tt_2, \text{Pr}_{c2}, t_1)$$

Отримані значення теплофізичних характеристик за визначальної температури

$$\underline{\lambda}_2 := \lambda_2(t_2) \quad \underline{\nu}_2 := \nu_2(t_2) \quad \underline{\text{Pr}}_2 := \text{Pr}_2(t_2) \quad \underline{\rho}_2 := \rho_2(t_2) \quad \underline{\text{Cp}}_2 := \text{Cp}_2(t_2)$$

$$\text{Pr}_c := \text{Pr}_{c2}(t_1)$$

Витрата охолодної води

$$G_2 := \frac{Q}{\text{Cp}_2 \cdot (t_{22} - t_{21})}$$

Площа поперечного переізу труби

$$f_t := \frac{G_2}{n \cdot \rho_2 \cdot w_2}$$

Внутрішній діаметр труб

$$dt_1 := \sqrt{\frac{4f_t}{\pi}}$$

Тепловіддачі від грійного теплоносія

Комплекс А

$$\underline{A} := \left(\frac{9.8}{\nu_2^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\lambda_2}{2288 \cdot 10^3 \cdot \rho_2 \cdot \nu_2} \right) = 4.461$$

Число Григуля

$$Z := \pi \cdot (t_{11} - t_c) \cdot L \cdot A = 140.2$$

Критерій Рейнольдса для конденсації

$$\text{Re} := 3.8 \cdot Z^{0.75} = 154.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі грійного теплоносія за рахунок конденсації

$$B := 2.245 \cdot 10^{-3} \quad \epsilon_p := 0.98$$

$$\alpha_k := \frac{3.25 A^{0.75}}{[0.5 \pi \cdot d_2 \cdot (t_{11} - t_c)]^{0.25} \cdot B} \cdot \epsilon_p = 6755$$

Критерій Рейнольдса без врахування конденсації

$$\text{Re}_1 := \frac{w_k \cdot d_2}{\nu_1} = 739.449$$

Поправка для перших рядів шахового пучка

$$\epsilon_z := \frac{\epsilon_{z1} + \epsilon_{z2} + (z - 2)}{z} = 0.825$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu}_1 := 0.52 \cdot \text{Re}^{0.5} \cdot \text{Pr}_1^{0.33} \cdot \epsilon_c \cdot \epsilon_z \cdot \epsilon_\varphi = 2.236$$

Коефіцієнт тепловіддачі без конденсації

$$\alpha_1 := \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_1}$$

Кінематична в'язкість вологого повітря

прийmemo об'ємний вміст повітря в парі $\epsilon_0 := 0.22$

$$\nu_{cm} := \left[\frac{(1 - \epsilon_0) \cdot \frac{0.98 \cdot 10^{-6}}{1.2} + 1.6 \cdot \epsilon_0 \cdot \nu_1}{1 + 0.61 \cdot \epsilon_0} \right] = 5.178 \times 10^{-6}$$

Критерій Рейнольдса для вологого повітря

$$Re_{vp} := \frac{w_k \cdot d_2}{\nu_{cm}} = 2.124 \times 10^3$$

Дифузійний критерій Нуссельта

$$Nu_D := 0.82 \cdot Re_{vp}^{0.5} \cdot \pi^{\frac{-1}{3}} \cdot \epsilon_o^{-0.6} = 64$$

Коефіцієнт дифузії

$$D := 2.31 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{98000}{100000} \right) \cdot \left(\frac{273 + t_{11}}{273} \right)^{1.81} = 2.653 \times 10^{-5}$$

Коефіцієнт масовіддачі

$$\beta := \frac{Nu_D \cdot D}{d_2 \cdot 287 \cdot (t_{11} + 273)} = 9.025 \times 10^{-7}$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від повітря, з врахуванням конденсації

$$\alpha_{cm} := \left(\frac{1}{\alpha_1 + \alpha_k + r \cdot \beta \cdot \frac{4.5 - 4.2}{t_{11} - t_{21}}} \right)^{-1}$$

Тепловіддача від охолодної води

Площа живого перерізу пучка

$$f_g := \frac{\pi \cdot d t_1^2 \cdot n}{4}$$

Швидкість води в трубах

$$w_2 := \frac{G_2}{f_g \cdot \rho_2}$$

Критерій Рейнольдса для води

$$Re_2 := \frac{\overrightarrow{(w_2 \cdot dt_1)}}{\nu_2}$$

приймемо $\beta_2 := 1.82 \cdot 10^{-4}$

Критерій Релея

$$Ra_2 := \frac{9.8 \cdot \beta_2 \cdot (t_1 - t_2) \cdot dt_1^3}{\nu_2^2} \cdot Pr_2$$

Коефіцієнт тепловіддачі до води

$$N := 12$$

$$\alpha_2 := \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 1..N \\ \quad Nu_i \leftarrow 0.037 \cdot (Re_{2_i})^{0.33} \cdot Pr_2^{0.33} \cdot Ra_2^{0.1} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_c}\right)^{0.25} \quad \text{if } Re_{2_i} < 2300 \\ \quad Nu_i \leftarrow 0.008 \cdot (Re_{2_i})^{0.9} \cdot Pr_2^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_c}\right)^{0.25} \quad \text{if } 2300 < Re_{2_i} < 10^4 \\ \quad Nu_i \leftarrow 0.023 \cdot (Re_{2_i})^{0.8} \cdot Pr_2^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_c}\right)^{0.25} \quad \text{otherwise} \\ \quad \alpha_{2_i} \leftarrow \frac{Nu_i \cdot \lambda_2}{d_2} \end{array} \right|_{\alpha_2}$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k := \left(\frac{1}{\alpha_{cm}} + \frac{0.0025}{45} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$$

Температурний напір

$$\Delta t := \begin{cases} \Delta t_b \leftarrow t_{11} - t_{22} \\ \Delta t_m \leftarrow t_{12} - t_{21} \\ \Delta t \leftarrow \frac{\Delta t_b + \Delta t_m}{2} & \text{if } \frac{\Delta t_b}{\Delta t_m} < 1.7 \\ \Delta t \leftarrow \frac{\Delta t_b - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_b}{\Delta t_m}\right)} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Площа теплообміну

$$F := \frac{Q \cdot 10^3}{k \cdot \Delta t}$$

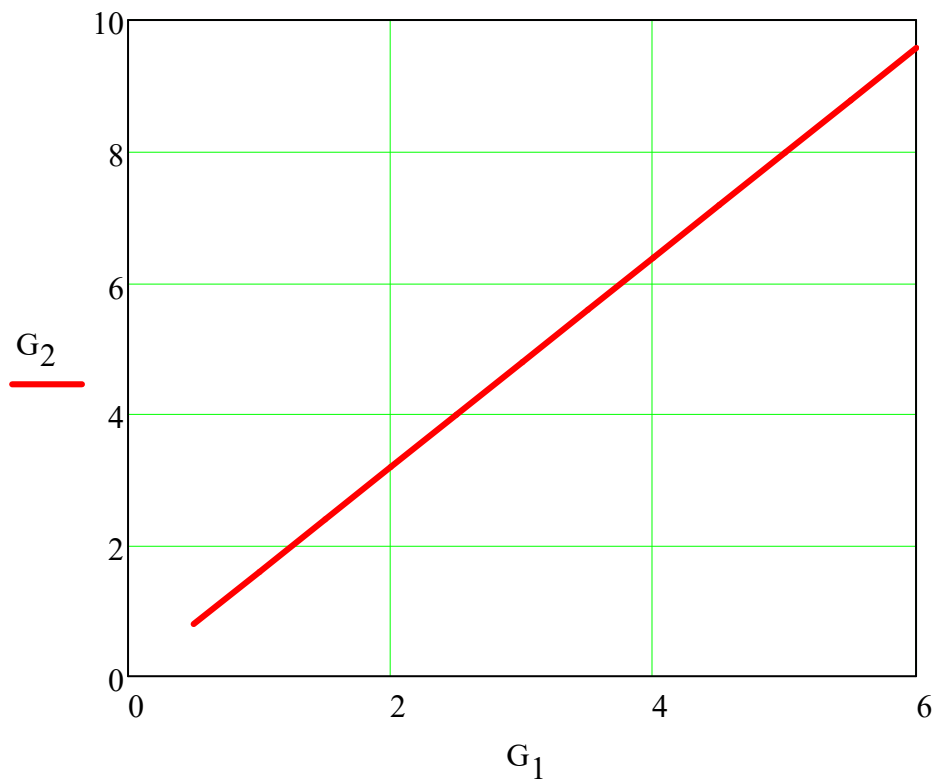


Рисунок Д.1 - Взаємозалежність витрат теплоносіїв в конденсаційному ТА

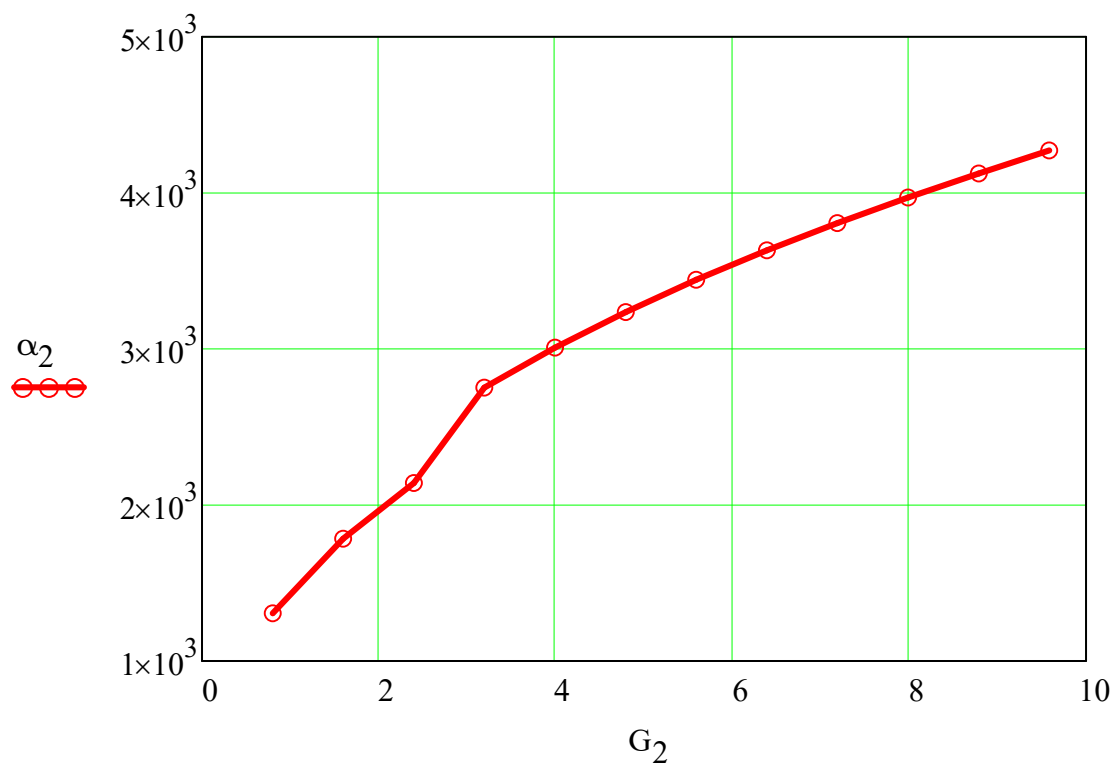


Рисунок Д.2 - Вплив витрати охолодного теплоносія на коефіцієнт тепловіддачі

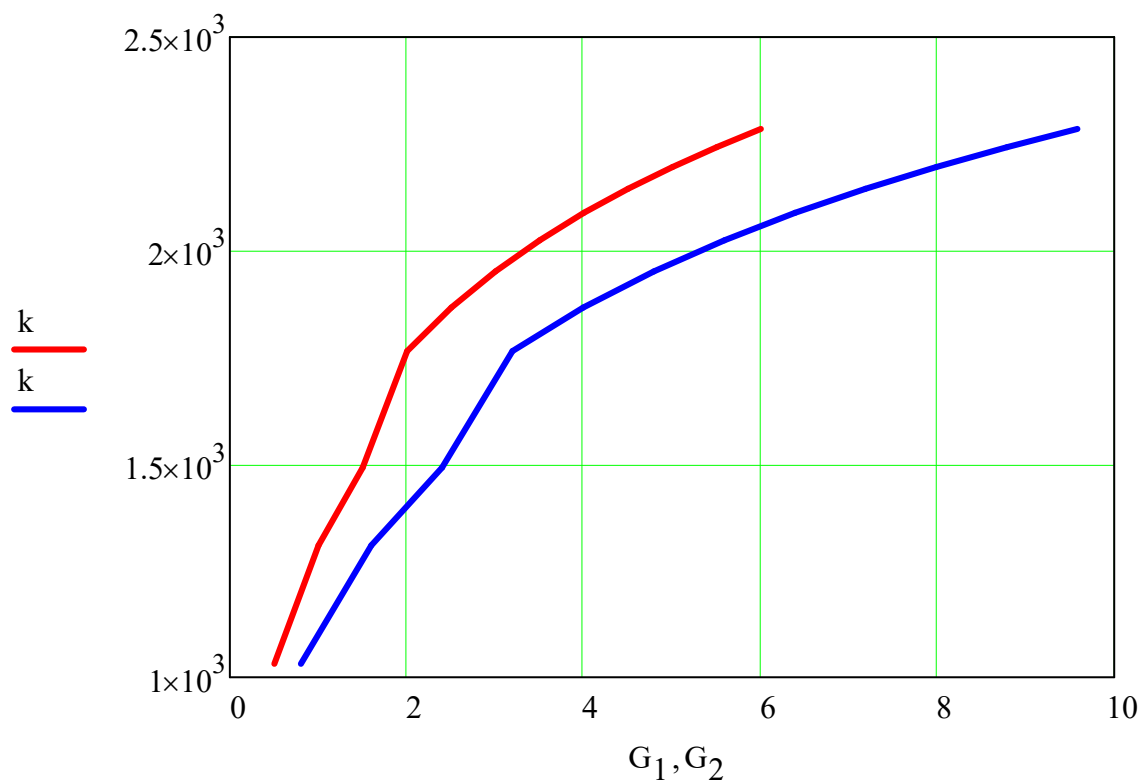


Рисунок Д.3 - Вплив витрат теплоносіїв на коефіцієнт теплопередачі в ТА
 1 - витрата грійного теплоносія
 2 - витрата охолодного теплоносія

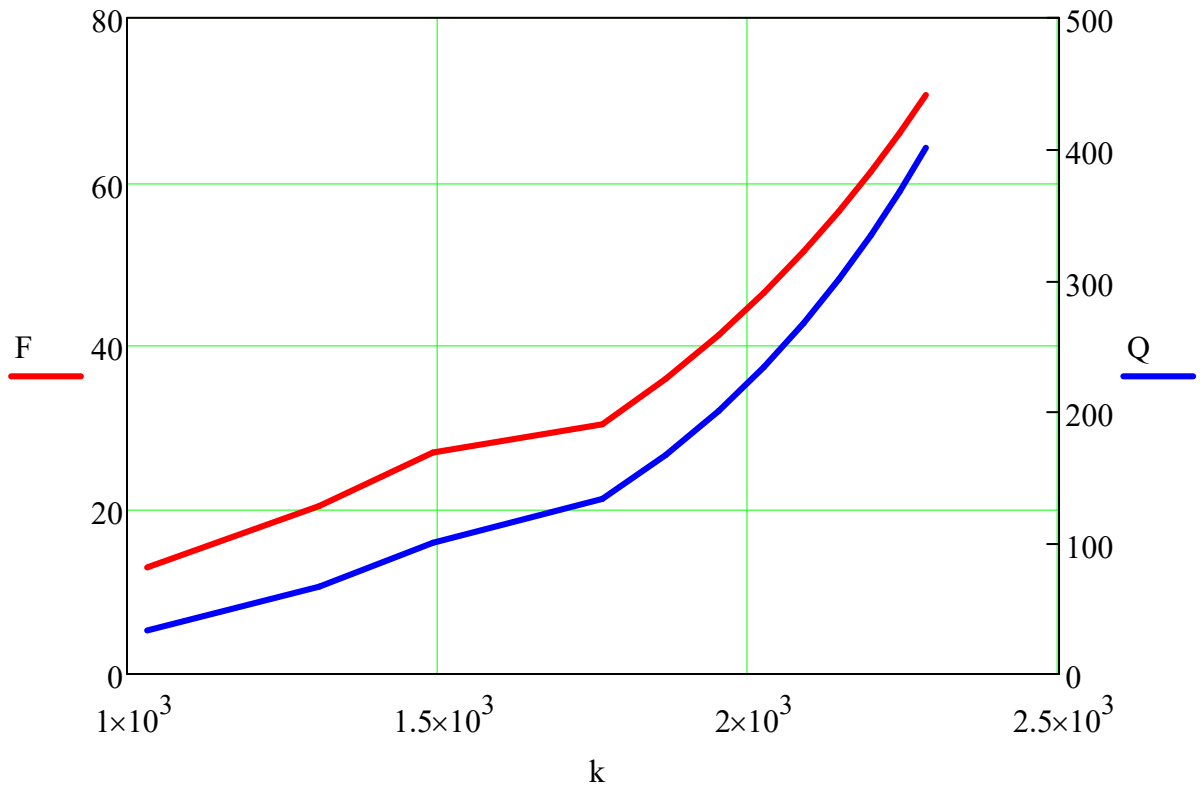


Рисунок Д.4 - Залежність площі теплообміну і потужності ТА від коефіцієнта теплопередачі

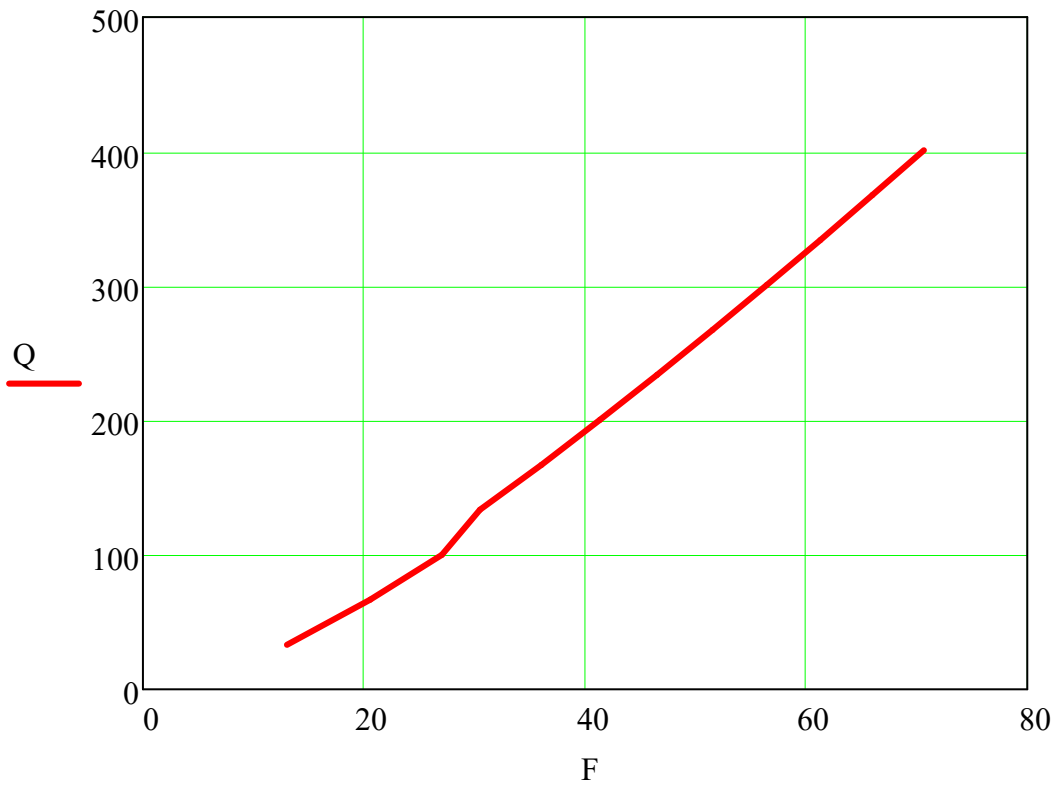


Рисунок Д.5 - Залежність потужності ТА від площі теплообміну

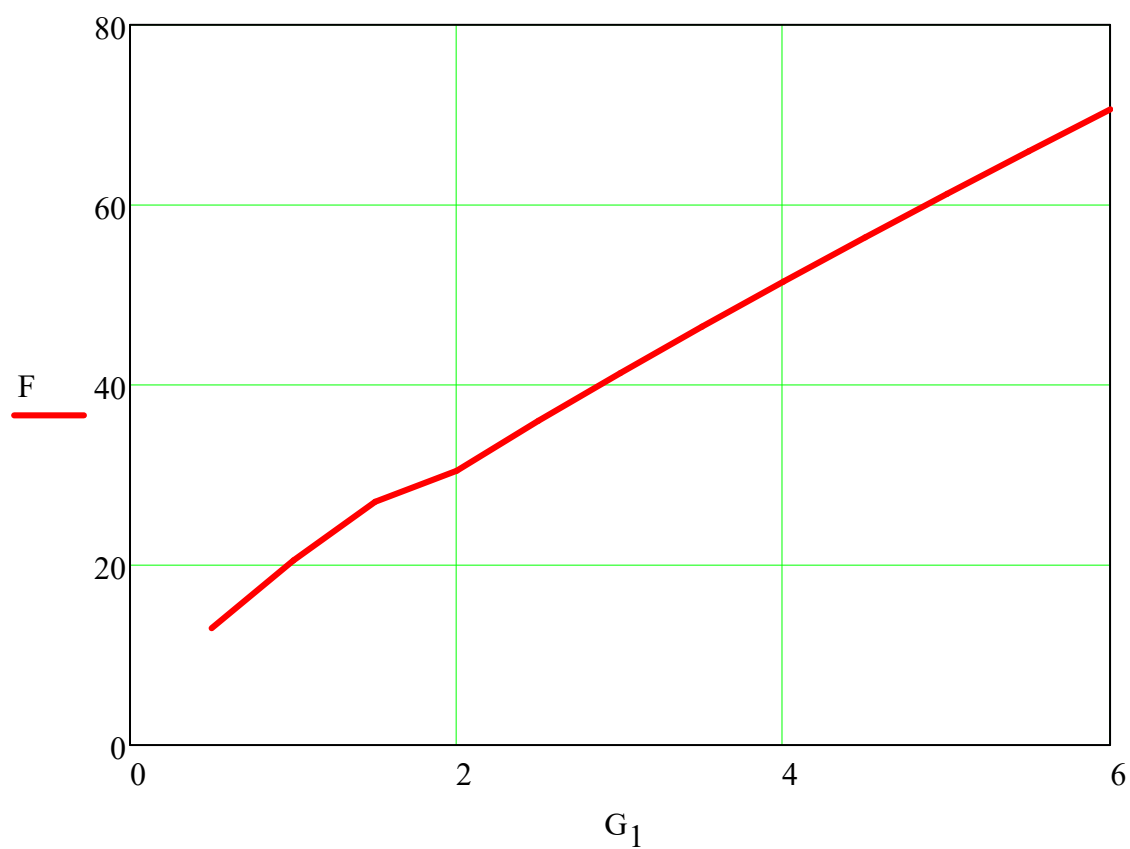


Рисунок Д.6 - Залежність площі теплообміну від витрати грійного теплоносія