

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

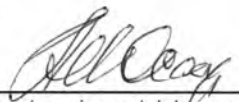
**ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ**

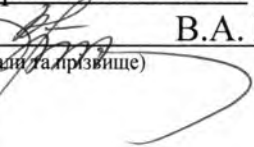
Кваліфікаційна робота
другий магістерський
(рівень вищої освіти)

на тему Аналіз та моделювання режимів роботи регенеративних підігрівачів ТЕС

Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1449з
спеціальності 144 Теплоенергетика
(код і назва спеціальності)
освітньої програми «Теплоенергетика»
(код і назва освітньої програми)
спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)

Гусев Роман Віталійович
(ініціали та прізвище)

Керівник доцент, к.т.н.  О.І. Осаул
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент професор кафедри промислового та
цивільного будівництва, д.т.н.  В.А. Банах
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя
2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики
Рівень вищої освіти другий магістерський
Спеціальність 144 Теплоенергетика
(код та назва)
Освітня програма Теплоенергетика
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

« 04 » грудня 20 20 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Гусеву Роману Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) Аналіз та моделювання режимів роботи регенеративних підігрівачів ТЕС

керівник роботи Осаул Олександр Іванович к.т.н., доцент

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

затверджені наказом ЗНУ від «25» травня 2020 року № 601-с

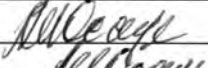
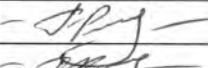
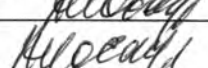

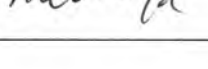
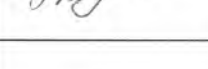
2 Строк подання студентом роботи 01 грудня 2020 р.

3 Вихідні дані до роботи Параметри пари: тиск $P_{п}=3,89$ МПа; температура $t_{п} = 295$ °С. Тиск пари у підігрівачі $P'_{п}=3,84$ МПа. Тиск живильної води $P_{пв}=32$ МПа. Температура конденсату на виході з охолоджувача конденсату $t_{др} = 210,1$ °С. Витрата конденсату ПВД9 $D = 28,841$ кг/с.

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна характеристика об'єкту дослідження. 2. Тепловий розрахунок регенеративного підігрівача. 3. Тепловий розрахунок підігрівачів високого та низького тиску. 4. Розробка заходів з охорони праці і техніка безпеки.

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Підігрівач низького тиску. 2. Охолоджувач дренажу. 3. Підігрівач високого тиску. 4. Схема руху живильної води у підігрівачі. 5. Схема руху пари та конденсату у підігрівачі високого тиску. 6. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від швидкості теплоносія.

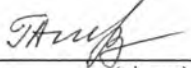
6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1 розділ	Осаул О.І. доцент ТГЕ		
1 розділ	Осаул О.І. доцент ТГЕ		
Охорона праці	Осаул О.І. доцент ТГЕ		

7 Дата видачі завдання 1.06. 2020 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика об'єкту дослідження.	1.06.2020- 1.08.2020	
2	Тепловий розрахунок регенеративного підігрівача.	1.08.2020- 1.09.2020	
3	Тепловий розрахунок підігрівачів високого та низького тиску.	1.09.2020- 1.10.2020	
4	Розробка заходів з охорони праці і техніка безпеки	1.10.2020- 1.11.2020	
5	Розробка графічного матеріалу	1.11.2020- 1.12.2020	

Студент 
(підпис)

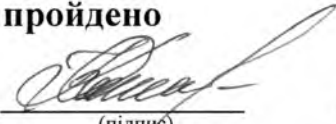
Гусєв Р.В.
(ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)


(підпис)

Осаул О.І.
(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер 
(підпис)

Ю.М. Каюков
(ініціали та прізвище)

АНОТАЦІЯ

Гусев Р.В. Аналіз та моделювання режимів роботи регенеративних підігрівачів ТЕС.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник О.І. Осаул. Запорізький національний університет. Інженерний науково – навчальний інститут. Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2020.

Виконано аналіз режимів роботи регенеративних підігрівачів ТЕС та АЕС. Виконано тепловий розрахунок теплообмінника. Отримано залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості теплоносія. З застосування графоаналітичного методу отримано значення щільності теплового потоку для підігрівачів високого тиску.

Ключові слова: коефіцієнт теплопередачі, підігрівач високого тиску, охолоджувач конденсату, теплоносій, тепловий потік, температурний напір.

ABSTRACT

Gusev R. Analysis and modeling of operating modes of regenerative heaters of thermal power plants.

Qualification final work for obtaining a master's degree in the specialty 144 - Heat Power Engineering, supervisor O. Osaul. Zaporizhzhya National University. Engineering educational and scientific institute. Department of Heat Power Engineering and Hydropower Engineering, 2020.

The analysis of operating modes of regenerative heaters of TPPs and NPPs is performed. The heat calculation of the heat exchanger is performed. The dependence of the heat transfer coefficient on the coolant velocity is obtained. Using the graph-analytical method, the values of heat flux density for high-pressure heaters are obtained.

Keywords: heat transfer coefficient, high pressure heater, condensate cooler, heat carrier, heat flow, temperature pressure.

АННОТАЦИЯ

Гусев Р. В. Анализ и моделирование режимов работы регенеративных подогревателей ТЭС.

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 144 - Теплоэнергетика, научный руководитель О.И. Осаул. Запорожский национальный университет. Инженерный учебно – научный институт. Кафедра теплоэнергетики и гидроэнергетики, 2020.

Выполнен анализ режимов работы регенеративных подогревателей ТЭС и АЭС. Выполнен тепловой расчет теплообменника. Получена зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости теплоносителя. С применением графоаналитического метода получено значение плотности теплового потока для подогревателей высокого давления.

Ключевые слова: коэффициент теплопередачи, подогреватель высокого давления, охладитель конденсата, теплоноситель, тепловой поток, температурный напор.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ПРОЕКТУВАННЯ.....	9
1.1 Призначення ТЕС та її роль в енергосистемі	9
1.2 Основне обладнання станції.....	10
1.3 Забезпечення паливом та водою	12
1.4 Основи експлуатації парових турбін	14
1.5 Основні компоненти системи регенеративного підігріву.....	27
1.6 Технічні характеристики обладнання	34
1.7 Перспективи розвитку теплової енергетики	36
2 АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ РЕГЕНЕРАТИВНИХ ПІДІГРІВАЧІВ.....	45
2.1 Тепловий розрахунок регенеративних підігрівачів.....	45
2.2 Вихідні дані до теплового розрахунку підігрівача високого тиску.....	50
2.3 Тепловий розрахунок підігрівача високого тиску	52
2.4 Тепловий розрахунок охолоджувача пари	58
2.5 Розрахунок охолоджувача конденсату	60
2.6 Тепловий розрахунок підігрівача низького тиску	62
3 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА.....	67
3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....	67
3.2 Заходи з поліпшення умов праці	71
3.3 Виробнича санітарія.....	73
3.4 Електробезпека.....	75
3.5 Пожежна безпека.....	77
ВИСНОВКИ.....	80
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	82

ВСТУП

Актуальність роботи. Теплові електричні станції (ТЕС) на органічному паливі багато десятиліть залишаються основним промисловим джерелом електроенергії, що забезпечує позитивну динаміку зростання світової економіки. Підігрівання живильної води та конденсату парою з відборів турбіни здійснюється у регенеративних підігрівачах. Ефективність регенеративного підігрівання залежить від правильності вибору параметрів пари регенеративних відборів, числа регенеративних підігрівачів, їх системи включення та типу. За місцем включення в теплову схему турбоустановки поділяються на регенеративні підігрівачі високого та низького типу.

Об'єкт дослідження – підвищення енергетичної ефективності роботи регенеративних підігрівачів за рахунок моделювання їх режимів роботи

Предмет дослідження – регенеративні підігрівачі ТЕС та АЕС.

Мета роботи – на основі виконаного аналізу літературних джерел виявити перспективні шляхи вдосконалення режимів роботи регенеративних підігрівачів. Виконати теплові розрахунки теплообмінного обладнання та отримати залежності показників його роботи на інтенсивність теплообміну.

Задачі дослідження. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні задачі:

- провести аналіз літературних джерел щодо класифікації, принципів роботи та конструктивного виконання регенеративних підігрівачів ТЕС та АЕС;
- провести дослідження режимів роботи регенеративних підігрівачів;
- розробка рекомендацій для досягнення економічної роботи теплообмінного обладнання.

Методи та засоби дослідження. Використано розрахунково – дослідний метод у поєднанні з використанням нормативних методик, заснованих на результатах дослідження і експлуатаційних даних. Результати дослідження

представляються у вигляді таблиць та графіків залежностей різних показників роботи обладнання.

Практична цінність роботи полягає у тому, що результати роботи є основою для розробки рекомендацій з удосконалення режимів роботи регенеративних підігрівачів.

Апробація роботи. Результати роботи представлені на загальноуніверситетській конференції «Молода наука» 2020.

Структура та обсяг роботи. магістерська кваліфікаційна робота включає анотацію, вступ, три розділи, висновки та перелік джерел посилань. Загальний обсяг складає 85 сторінок.

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ПРОЕКТУВАННЯ

1.1 Призначення ТЕС та її роль в енергосистемі

Запорізька ТЕС введена в експлуатацію у 1972 році, як структурна одиниця з 1995 р входить до складу ВАТ «Дніпроенерго» Мінпаливенерго України та Об'єднаної Енергосистеми України.

Запорізька ТЕС працює у базисній частині графіку навантажень ОЕС та регулює перемінну його частину. Відпуск електроенергії з шин електростанції здійснюється з ОРК 150 кВ (енергоблоки №1,2), шістьма лініями у енергосистему України і ОВК 330 кВ (енергоблоки №3,4) – також шістьма лініями.

Запорізька ТЕС – електростанція блочного типу, без поперечних зв'язків по основним паропроводам та підживлюючої води. Станція має сім енергоблоків. Будівництво станції здійснювалось в два етапи: 1 – 1200МВт (4 енергоблоки по 300МВт); 2 – 2400 МВт (3 енергоблоки по 800МВт). Загальна проектна потужність станції – 3600МВт. Енергоблоки другої черги переведені на спалювання природного газу з використання мазуту і на теперішній час законсервовані.

Експлуатація блоків №№1-4 проводиться до майже повної виробітки ресурсу обладнання, а також експлуатація в непроектних умовах з використанням палив гіршої якості, з низькою калорійністю, високою зольністю та вологістю. На енергоблоках проводяться капітальні середні та поточні ремонти обладнання, які підвищують його надійність та довговічність.

Встановлена електрична потужність станції на 2010 р – 3600МВт, тепла – 3302 ГДж/год. У 2010 р. виробіток електроенергії – 5033422 тис. кВт/год, відпуск споживачам – 4640046 тис. кВт/год.

Запорізька ТЕС забезпечує відпуск тепла на опалення та ГВП зовнішніх споживачів (2 райони м. Енергодар) Інші споживачі м. Енергодар забезпечуються від Запорізької АЕС.

Число годин наробітки енергоблоків 1 черги будівництва з початку експлуатації наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Число годин наробітки енергоблоків

Енергоблоки			
Ст. №	Дата вводу в експлуатацію	Встановлена потужність	Напрацювання на 01.01.2011р.
1	25.11.1972	300	251353
2	17.12.1972	300	237852
3	31.12.1973	300	245449
4	27.03.1973	300	226981

Режим роботи енергоблоків Запорізької ТЕС – зміна навантаження в регулюючому діапазоні, число годин використання установленної потужності енергоблоку ст. №4 до реконструкції – 4756 годин.

1.2 Основне обладнання станції

На енергоблоках ст. №№ 1-2 встановлені однокорпусні прямоточні парові котли типу ТПП-312, на енергоблоках ст. №№ 3-4 котли типу ТПП-312А. Котли спроектовані та виготовлені ВАТ «Красный котельщик», розраховані на спалення Донецького вугілля марки ГСШ при рідкому шлаковидаленні та призначені для отримання пари високого тиску. На енергоблоках ст. №№ 1- 4 встановлені парові конденсаційні турбіни типу К-300-240-2 виробництва НПВ «Турбоатом» м. Харків, які представляють собою одновальний трьохциліндровий агрегат з проміжним перегрівом пари та трьома вихлопами в конденсатор.

Існуюча турбіна призначена для приводу електрогенератору змінного струму типу ТГВ-300 Харківського НПО «Електромаш».

На енергоблоках ст. №№ 5-7 встановлені однокорпусні прямоточні парові котли типу ТГМП-204 паропродуктивністю 2650т/год. Котли спроектовані та виготовлені ВАТ «Красный котельщик». На енергоблоках встановлені парові конденсаційні турбіни типу К-800-240-3 з генератором ТГВ-800.

Характеристика основного енергетичного обладнання Запорізької ТЕС представлена у таблицях 1.2 та 1.3.

Таблиця 1.2 – Характеристика існуючих котлоагрегатів

№ станції	Тип	Проектні показники номінальної проектної потужності		
		Паропродуктивність т/год	Тиск пари на виході з котла, МПа	Температура пари на виході з котла, °С
№1-2	ТПП-312	1000	25,0	545
№3-4	ТПП-312А	1000	25,0	545
№5-7	ТГМП-204	2650	25,0	545

Таблиця 1.3 – Характеристика існуючих турбоагрегатів

№ станції	Тип	Проектні показники номінальної проектної потужності	
		Тиск гострої пари, МПа	Температура гострої пари, °С
№1-4	К-300-240-2	23,5	540
№5-7	К-800-240-3	23,5	540

Тягодуттьове обладнання енергоблоку ст.№1-4:

- по 2 дуттьових вентилятори типу ВДН-32-Б, продуктивністю 456 тис. м³/год;
- по 2 димососи типу ДОД-31,5-Ф, продуктивністю 967 тис. м³/год.

Характеристика газоочисного обладнання блоків ст. №1-4 представлена в таблиці № 1.4.

Таблиця 1.4 – Характеристика газоочисного обладнання

№ блоку, корпусу	Тип газоочисного обладнання	Кількість на блок	Ефективність, %	
			Проект	Факт
1	ЕГЗ-3-177-03	2	98,0	98,20
2	ЕГБМ-2-50-12-6-3У	2	99,0	98,18
3А	ЕГЗМ-180-50-12-11-3	1	98,8	98,58
3Б	ЕГЗ-3-177-03	1	98,0	98,72
4	ЕГБМ-2-50-12-6-3У	2	99,0	98,18

Уловлена в електрофільтрах зола і видалений з котлів шлак, сумісно транспортується гідравлічним засобом на золовідвал. Для викидів димових газів в атмосферу на ТЕС є дві димові труби: одна – для 4 блоків 300 МВт висотою 320м, одна – для трьох блоків 800МВт висотою 330м, виконані в монолітному залізобетоні з внутрішнім газовідвідним стволом з кремнійбетонних царг.

Основним паливом для пиловугільних блоків №№1-4 електростанції є вугілля марки ГСШ Донецького вугільного басейну. Ємність вугільного складу – 325 т. Для підтримки стабільності процесу горіння при знижених навантаженнях котлів, а також у якості растопочного палива використовується мазут марки М-100. На складі мазуту встановлено 3 металічних резервуарів ємністю 2000 м³.

Газопостачання енергоблоків ст.№1-4 йде від ГРП блоків 800 МВт. По газопроводу $d=1120$ мм газ поступає до розподільного колектору блоків 300 МВт, відкілья по газопроводу $d=720$ мм подається до котла.

1.3 Забезпечення паливом та водою

Проектним паливом для котлоагрегатів 1 черги є вугілля марки ГСШ Донецького вугільного басейну з теплотворною здатністю 20950 кДж/кг, зольністю – 22,3 %, вологістю – 11,0 %. Зміст сірки на робочу масу – 3,07 %, зміст летючих на горючу масу – 40,94 %. Основним видом палива, що використовується на даний час на Запорізької ТЕС є вугілля марки Г, Д та їх суміші. Якісна характеристика та види вугілля, використані на Запорізької ТЕС у 2010 р представлені у таблиці 1.5.

Витрати основного твердого палива та розпалювального палива для котла типу ТПП-312А після технічного переоснащення та їх характеристика наведені у таблиці 1.6.

Таблиця №1.5 – Якісна характеристика твердого палива

Марка вугілля	Кількість, т	Середньодинамічна якість вугілля			
		Зольність (A ^p), %	Вологість (W ^p), %	Нижча теплотворна здатність, кДЖ/кг	Вихід летючих, %
Г-концентрат	836 610			22751,1	
ДГ 0-100	1 346 677			21448,6	
ДГР	82 284			19739	
ГР	13 673			21352	
	22 794 92	19,92	11,5	21825,7	40,94

Таблиця № 1.6 - Витрати основного твердого палива на котел ТПП-312А та його характеристика

Найменування	Характеристика		Витрати, т	
	Параметри	Величина	Годинні	Річні
	Натуральне паливо			
Вугілля марки Г, Д (основне паливо)	Зольність A ^p , %	22,3	138,06	800748
	Вологість(W ^p), %	11,0		
	Летючі на горючу масу, %	40,94		
	Нижча теплотворна здатність, кДЖ/кг	20950		
Природний газ (пускові операції до 255 МВт), тис.нм ³	Нижча теплотворна здатність (при нормальних умовах), кДЖ/кг	34194,6	-	4129,6
Умовне паливо (нижча теплотворна здатність, 29330 кДж/кг), т.у.п				
Вугілля марки Г, Д			98,61	571938
Природний газ				3452

Питома витрата умовного палива на котел типу ТПП-312А до технічного переоснащення 366,7 т.у.п/кВт·год, після – 340,07 т.у.п/кВт·год.

Для виробничого водопостачання Запорізької ТЕС використовується свіжа вода і вода повторного використання. Джерело свіжої води і технічного водопостачання Запорізької ТЕС – Каховське водосховище. Водосховище входить до складу водогосподарського комплексу Дніпровського каскаду водосховищ.

1.4 Основи експлуатації парових турбін

Конструктивно сучасна парова турбіна складається з одного або декількох циліндрів, в яких відбувається процес перетворення енергії пари, й ряду пристроїв, що забезпечують організацію її робочого процесу.

Циліндр. Основним вузлом парової турбіни, в якому внутрішня енергія перетворюється в кінетичну енергію парового потоку і далі – в механічну енергію ротора, є циліндр. Він складається із нерухомого корпусу (*статора* турбіни із двох частин, розділених по горизонтальному роз'єму; направляючих (соплових) лопаток, лабіринтових ущільнень, впускного і вихлопного патрубків, опор підшипників та ін.) і ротора, що обертається в цьому корпусі (вал, диски, робочі лопатки та ін.). Основна задача соплових лопаток – перетворити потенціальну енергію пари, яка розширюється в соплових решітках зі зменшенням тиску і одночасним зниженням температури, в кінетичну енергію організованого теплового потоку і спрямувати її в робочі лопатки ротора [2].

Основне призначення робочих лопаток і ротора турбіни – перетворити кінетичну енергію парового потоку в механічну енергію ротора, що обертається, яка в свою чергу перетвориться в генераторі в електричну енергію. Ротор потужної парової турбіни представлений на рисунку 1.1.

Число вінців соплових лопаток в кожному циліндрі парової турбіни дорівнює числу вінців робочих лопаток відповідного ротора. У сучасних потужних парових турбінах розрізняють циліндри низького, середнього, високого і надвисокого тиску. Переважно циліндром надвисокого тиску

називається циліндр, тиск пари на вході в який перевищує 30,0 МПа, циліндром високого тиску – ділянка турбіни, тиск пари на вході в яку коливається в межах (23,5...9,0) МПа, циліндром середнього тиску – ділянка турбіни, тиск пари на вході в яку близько 3,0 МПа, циліндром низького тиску – ділянка, тиск пари на вході в яку не перевищує 0,2 МПа. У сучасних потужних турбоагрегатах число циліндрів низького тиску може досягати 4 з метою забезпечення допустимої за умовами міцності довжини робочих лопаток останніх ступенів турбіни [2].



Рисунок 1.1 - Ротор парової турбіни потужністю 220 МВт

Органи паророзподілу. Кількість пари, яка надходить в циліндр турбіни, обмежується відкриттям клапанів, які разом з регулюючим ступенем називаються органами паророзподілу. У практиці турбінобудування розрізняють два типи паророзподілу – дросельне і соплове. Дросельний паророзподіл передбачає підвід пари після відкриття клапану рівномірно по всій окружності вінця соплових лопаток. Це означає, що функцію зміни витрати виконує кільцева щілина між клапаном, який переміщується, і його сідлом, яке встановлене нерухомо. Процес зміни витрати в цій конструкції пов'язаний з дроселюванням. Чим менше відкритий клапан, тим більші втрати тиску пари від дроселювання і тим менша її витрата на циліндр.

Сопловий паророзподіл передбачає секціонування направляючих лопаток по окружності на декілька сегментів (груп сопел), в кожному з яких організоване окреме підведення пари, оснащене своїм клапаном, який або закритий, або повністю відкритий. При відкритому клапані втрати тиску на ньому мінімальні, а витрата пари пропорційна частці окружності, через яку ця пара надходить в турбіну. Таким чином, при сопловому паророзподілі процес дроселювання відсутній, а втрати тиску зводяться до мінімуму [2].

У випадку високого і надвисокого початкового тиску в системі паровпуску застосовуються так звані розвантажувальні пристрої, призначені для зменшення початкового перепаду тиску на клапані та зниження зусиль, які необхідно прикласти до клапану при його відкритті.

У деяких випадках дроселювання називають ще якісним регулюванням витрати пари на турбіну, а сопловий паророзподіл – кількісним.

Система регулювання. Ця система дозволяє здійснювати синхронізацію турбогенератора з мережею, встановлювати задане навантаження при роботі в загальну мережу, забезпечувати переведення турбіни на холостий хід при скиданні електричного навантаження.

Системи регулювання парових турбін, застосовуваних, наприклад, на АЕС, в якості робочої рідини використовують, як правило, турбінне масло. Відмінною особливістю систем регулювання турбін К-300-240-2 і К-500-240-2 є застосування в системі регулювання замість турбінного масла конденсату водяної пари. На всіх турбінах НВО «Турбоатом», крім традиційних гідравлічних систем регулювання, застосовують електрогідравлічні системи регулювання (ЕГСР) з більш високою швидкістю.

Валоповорот. У турбоагрегатах традиційно застосовується «тихохідний» – декілька обертів в хвилину – валоповорот. Валоповоротний пристрій призначений для повільного обертання ротора при пуску і зупинці турбіни для запобігання теплового викривлення ротора.

Підшипники і опори. Паротурбінні агрегати розташовані, як правило, у машинному залі електростанції горизонтально. Таке розташування обумовлює

застосування в турбіні нарівні з опорними також і упорних або опорно-упорних підшипників. Для опорних підшипників найбільш розповсюдженою в енергетиці є парна їх кількість – на кожний ротор припадають два опорних підшипника. Для тяжких роторів (роторів низького тиску швидкохідних турбін з числом обертів 3000 об/хв і всіх без винятку роторів «тихохідних» турбін з числом обертів 1500 об/хв) допустиме застосування традиційних для енергетичного турбобудування втулкових підшипників. У такому підшипнику нижня половина вкладки виконує роль несучої поверхні, а верхня половина – роль демпфера будь-яких збурень, які виникають при експлуатації. До таких збурень можна віднести залишкову динамічну неврівноваженість ротора, збурення, виникаючі при проходженні критичних чисел обертів, збурення за рахунок перемінних сил від дії парового потоку. Сила ваги тяжких роторів, направлена вниз, у змозі придушити, як правило, всі ці збурення, що забезпечує спокійний хід турбіни. А для відносно легких роторів (роторів високого і середнього тиску) всі перераховані збудження можуть виявитись значними в порівнянні з вагою ротора, особливо в паровому потоці високої густини. Для придушення цих збурень розроблені так звані сегментні підшипники. У цих підшипниках кожний сегмент володіє підвищеною в порівнянні з втулковим підшипником амортизаційною здатністю.

Звичайно, конструкція сегментного опорного підшипника, де кожний сегмент забезпечується маслом індивідуально, значно складніша, чим втулкового. Однак різко зростаюча надійність окупає цю складність.

Що стосується упорного підшипника, то його конструкція всесторонньо розглянута ще Стодолою і за минуле століття практично не зазнала ніяких змін. Опори, в яких розташовуються упорний і опорні підшипники, виготовляють такими, що ковзають, з «фікспунктом» в районі упорного підшипника. Це забезпечує мінімізацію осьових зазорів в області максимального тиску пари, тобто в області найкоротших лопаток, що в свою чергу дозволяє мінімізувати в цій зоні втрати від витоків.

Статор турбіни складається із корпусу, в який вварено соплові коробки, з'єднані за допомогою зварювання з клапанними коробками, встановлені обойми кінцевих ущільнень, обойми діафрагм, самі діафрагми і їх ущільнення. Корпус цієї турбіни, крім звичайного горизонтального роз'єму, має два вертикальних роз'єми, які розділяють його на передню частину, середню частину і вихідний патрубок. Передня частина корпусу виконана литою, середня частина корпусу і вихідний патрубок зроблені зварними.

У передньому картері розташований опорно-упорний підшипник, в задньому картері – опорні підшипники роторів турбіни і генератора. Передній картер встановлений на фундаментній плиті й при тепловому розширенні корпусу турбіни може вільно переміщуватись по цій плиті. Задній картер виконаний як одне ціле з вихлопним патрубком турбіни, який при теплових розширеннях залишається нерухомим завдяки його фіксації пересіченням поперечної і поздовжньої шпонок, які утворюють так званий *фікспункт* турбіни або мертву точку. У задньому картері турбіни розташований валоповоротний пристрій.

Конденсатор і вакуумна система. Переважна кількість турбін, яка використовується в світовій енергетиці для виробництва електричної енергії, є конденсаційними. Це означає, що процес розширення робочого тіла (водяної пари) продовжується до тисків, значно менших, ніж атмосферний. У результаті такого розширення додатково вироблена енергія може складати декілька десятків процентів від сумарного виробітку.

Конденсатор – теплообмінний апарат, призначений для перетворення відпрацьованої в турбіні пари в рідкий стан (конденсат). Конденсація пари відбувається при стиканні її з поверхнею тіла, яке має більш низьку температуру, ніж температура насичення пари при даному тиску в конденсаторі. Конденсація пари супроводжується виділенням теплоти, затраченої раніше на випаровування рідини, яка відводиться за допомогою охолоджуючого середовища. У залежності від виду охолоджуючого середовища конденсатори поділяються на *водяні* й *повітряні*. Сучасні

паротурбінні установки оснащені, як правило, водяними конденсаторами. Повітряні конденсатори мають в порівнянні з водяними більш складну конструкцію і не отримали в даний час широкого розповсюдження.

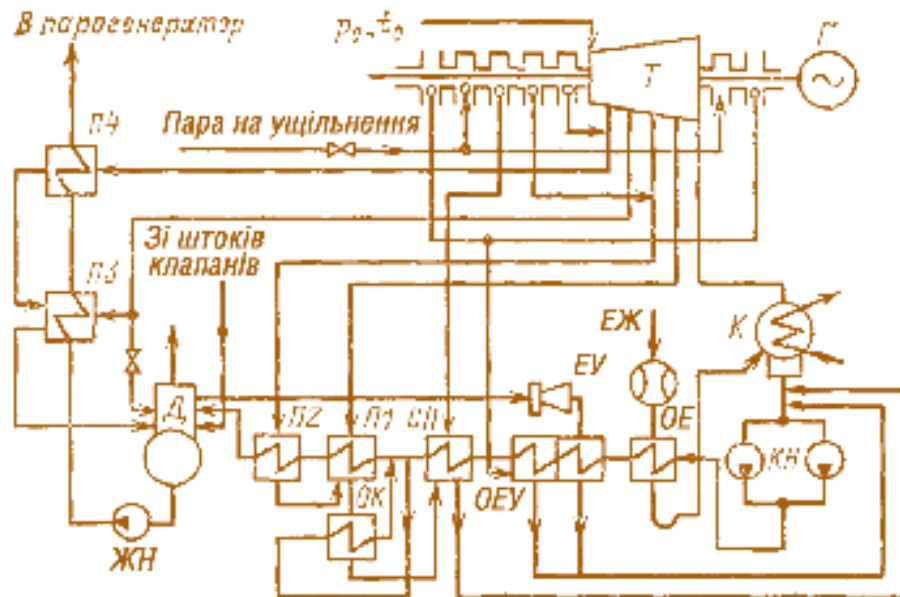
Конденсаційна установка парової турбіни складається із власне конденсатора і додаткових пристроїв, які забезпечують його роботу. Подача охолоджуючої води в конденсатор здійснюється циркуляційним насосом. Конденсатні насоси служать для відкачування з нижньої частини конденсатора конденсату і подачі його в систему регенеративного підігріву живильної води. Повітровідсмоктувальні пристрої призначені для видалення повітря, яке надходить в турбіну і конденсатор разом з паром, а також через нещільності фланцевих з'єднань, кінцеві ущільнення та інші місця.

Проміжний перегрів і регенерація в турбоустановках. У теплоенергетичній установці з проміжним перегрівом пара після розширення в циліндрі високого тиску (ЦВТ) турбіни направляється в котел для вторинного перегріву, де температура її підвищується практично до того ж рівня, що і перед ЦВТ. Після проміжного перегріву пара направляється в циліндр низького тиску, де розширюється до тиску в конденсаторі p_k .

Економічність ідеального теплового циклу з проміжним перегрівом залежить від параметрів пари, яка відводиться на проміжний перегрів. Оптимальну температуру пари $T_{10ПТ}$, за якої вона повинна відводитись на проміжний перегрів, можна приблизно оцінити як $1,02 \dots 1,04$ від температури живильної води. Тиск пари перед проміжним перегрівом зазвичай вибирають рівним $0,15 \dots 0,3$ тиску свіжої пари. У результаті проміжного перегріву загальна економічність циклу зростає. При цьому завдяки зменшенню вологості пари в останніх ступенях турбіни низького тиску зростуть відносні внутрішні к.к.д. цих ступенів, а відповідно, збільшиться і к.к.д. всієї турбіни. Втрати тиску в тракці проміжного перегріву (в паропроводі від турбіни до котла, перегрівнику і паропроводі від котла до турбіни) знижує ефект від застосування проміжного перегріву пари і тому допускається не більше 10 % втрати абсолютного тиску в проміжному перегрівнику.

Система регенерації в турбоустановках передбачає підігрів конденсату, утвореного в конденсаторі, парою, яка відібрана із проточної частини турбіни. Для цього основний потік конденсату пропускають через підігрівники, в трубну систему яких надходить конденсат, а в корпус подається пара із відборів турбіни. Для підігріву основного конденсату застосовують підігрівники низького тиску (ПНТ), підігрівники високого тиску (ПВТ) і між ними – деаератор (Д). Деаератор призначений для видалення з основного конденсату залишків повітря, розчиненого в конденсаті [2-6].

Ідея регенерації в ПТУ виникла в зв'язку з потребою зниження втрат теплоти в конденсаторі. Відомо, що втрати теплоти з охолоджуючою водою в конденсаторі турбіни прямо пропорційні кількості відпрацьованої пари, яка надходить в конденсатор. Витрату пари в конденсатор можна значно зменшити (на 30...40 %) шляхом відбору її для підігріву живильної води за ступенями турбіни після того, як вона здійснила роботу в попередніх ступенях. Такий процес називають регенеративним підігрівом живильної води. Регенеративний цикл в порівнянні зі звичайним має більш високу середню температуру підводу теплоти при незмінній температурі відводу і володіє тому більш високим термічним к.к.д. Підвищення економічності в циклі з регенерацією пропорційне потужності, що виробляється на тепловому споживанні, тобто на базі теплоти, переданій живильній воді в системі регенерації. Шляхом регенеративного підігріву температура живильної води могла б бути підвищена до температури, близької до температури насичення, яка відповідає тиску свіжої пари. Але при цьому сильно зросли б втрати теплоти з вихідними газами котла. Тому міжнародні норми типорозмірів парових турбін рекомендують вибирати температуру живильної води на вході в котел рівною 0,65...0,75 температури насичення, яка відповідає тиску в котлі. У відповідності з цим при надкритичних параметрах пари, а саме при початковому тиску $i_1 p_0 = 23,5$ МПа, температура живильної води приймається рівною (265...275) °С.



Т – турбіна; Г – генератор; К – конденсатор; КН – конденсатний насос; ЕЖ – основний ежектор; ОЕ – охолоджувач основного ежектора; ЕУ – ежектор ущільнень; ОЕУ – охолоджувач пари ежектора відсмоктування ущільнень; СП – сальниковий підігрівач; П1–П4 – підігрівачі; ОК – охолоджувач конденсату; Д – деаератор; ЖН – живильний насос

Рисунок 1.3 - Теплова схема турбінної установки з використанням витоків пари кінцевих ущільнень і ущільнень штоків клапанів турбіни в системі регенерації:

Регенерація позитивно впливає на відносний внутрішній к.к.д. перших ступенів завдяки підвищеній витраті пари через ЦВТ і відповідному збільшенню висоти лопаток. Об'ємний пропуск пари через останні ступені турбіни при регенерації зменшується, що знижує втрати з вихідною швидкістю в останніх ступенях турбіни.

У сучасних паротурбінних установках середньої і великої потужності в цілях підвищення їх економічності застосовують широко розвинену систему регенерації з використанням пари кінцевих лабіринтових ущільнень, ущільнень штоків регулюючих клапанів турбіни та ін.

Свіжа пара із котла надходить в турбіну по головному паропроводу з параметрами p_0, t_0 . Після розширення в проточній частині турбіни до тиску p_k вона направляється в конденсатор. Для підтримки глибокого вакууму із парового простору конденсатора основним ежектором (ЕЖ) відсмоктується пароповітряна суміш. Конденсат відпрацьованої пари стікає в збірник конденсату, потім конденсатними насосами (КН) подається через охолоджувач ежектора (ОЕ), охолоджувач пари ежектора відсмоктування ущільнень (ОЕУ), сальниковий підігрівач (СП) і регенеративні підігрівники низького тиску П1, П2 в деаератор (Д). Деаератор призначений для видалення розчинених в конденсаті агресивних газів (O_2 і CO_2), які визивають корозію металічних поверхонь. Кисень і вільна вуглекислота попадають в конденсат внаслідок присосів повітря через нещільності вакуумної системи турбінної установки і з додатковою водою. У деаераторі агресивні гази видаляються при нагріванні конденсату і додаткової води парою до температури насичення пари, що гріє. У сучасних паротурбінних установках встановлюють деаератори підвищеного тиску (0,6...0,7) МПа з температурою насичення (158...165) °С. Конденсат пари на ділянці від конденсатора до деаератора називають конденсатом, а на ділянці від деаератора до котла – живильною водою. Живильна вода із деаератора забирається живильним насосом (ЖН) і під високим тиском (на блоках із надкритичними і супернадкритичними параметрами пари до 35 МПа) подається через підігрівачі високого тиску П3, П4 в котел. Пара кінцевих лабіринтових ущільнень турбіни відсмоктується із крайніх камер ущільнень, де підтримується тиск (95...97) кПа, спеціальним ежектором і направляється в охолоджувач ежектора відсмоктування, через який прокачується основний конденсат. Частина пари підвищеного тиску із кінцевих лабіринтових ущільнень направляється в перший і третій регенеративні відбори. З метою запобігання присосу повітря в вакуумну систему через кінцеві ущільнення турбіни в кожній передостанній камері підтримується невеликий надлишковий (110...120) кПа тиск за допомогою спеціального регулятора, встановленого на підводі ущільнюючої пари до цієї камери із деаератора.

Живильна установка. Живильна установка турбоагрегату складається із головного живильного насосу з турбінним приводом, пускового резервного живильного насосу з електроприводом і бустерних насосів з електроприводом. Живильна установка призначена для подачі живильної води із деаератора через підігрівачі високого тиску в котел. Насос включається в роботу при навантаженні блоку (50...60) % і розрахований на роботу в діапазоні (30..10) %. Пусковий резервний живильний насос ЖЕН приводиться у рух асинхронним електродвигуном.

При експлуатації основна увага приділяється постійним і змінним режимам роботи парової турбіни.

Постійний режим роботи парової турбіни. Для сучасних потужних турбоустановок на теплових і атомних електростанціях одиничною потужністю від декількох сотень МВт до 1000–1500 МВт, які, як правило, експлуатуються в постійному режимі максимального навантаження, на перше місце виходять такі показники, як економічність, надійність, довговічність і ремонтпридатність.

Економічність ПТУ характеризується як коефіцієнтом корисної дії (к.к.д.) турбоустановки (ТУ), так і питомою витратою теплоти брутто (тобто без врахування затрат енергії на власні потреби ТУ). Показниками економічності для теплофікаційних турбоустановок з регульованими відборами на опалення і гаряче водопостачання є питома витрата пари на теплофікаційному режимі, питома витрата теплоти на конденсаційному режимі, питома витрата теплоти на виробіток електроенергії та ін. Питома витрата теплоти брутто для конденсаційних турбін великої потужності знаходиться на рівні 7640–7725 кДж/(кВт·год); для ТЕС – 10200 кДж/(кВт·год) і 11500 кДж/(кВт·год) для АЕС. Питома витрата теплоти брутто для теплофікаційних турбоустановок при температурі охолоджуючої води 20°C на конденсаційному режимі складає близько 8145–9080 кДж/(кВт·год), а питома витрата пари на теплофікаційному режимі – не більше 3,6–4,3 кг/(кВт·год).

Надійність і довговічність характеризуються рядом кількісних показників, таких як середній наробіток на відмову, повний призначений

термін служби, повний призначений ресурс елементів, середній термін служби між капітальними ремонтами, коефіцієнт технічного використання, коефіцієнт готовності й іншими. Повний призначений термін служби енергоблоку випуску до 1991 року складає не менше 30 років, обладнання випуску після 1991 року – не менше 40 років. Повний призначений ресурс (парковий ресурс) основних елементів, працюючих при температурах вище 450°C, складає 220 тис. годин експлуатації. Для турбін великої потужності встановлений наробіток на відмову не менше 5500 годин і коефіцієнт готовності не менше 97%.

Змінний режим роботи парової турбіни передбачає перш за все зміну витрати пари через проточну частину – в сторону зменшення від номінальної. При цьому мінімальні втрати при змінній, тобто «частковій», витраті пари досягаються при сопловому регулюванні, коли повністю відкриті клапани (клапан), обслуговуючі одну визначену групу сопел. Теплоперепади суттєво змінюються тільки на регулюючому і останньому ступенях проточної частини. Теплоперепади проміжних ступенів залишаються майже постійними при зменшенні витрати пари через турбіну. Умови роботи проміжних ступенів і, відповідно, к.к.д. всіх ступенів високого тиску (крім першого ступеня), середнього тиску і низького тиску (крім останнього ступеня) практично не змінюються.

Чим більший підйом клапана, обслуговуючого будь-яку групу сопел, тим менший приріст витрати припадає на «одиницю» його підйому. При досягненні $h/d \approx 0,28$ (де h – лінійне зміщення клапана при його відкритті, а d – діаметр клапана) приріст витрати пари через клапан практично припиняється. Тому для забезпечення плавності процесу навантаження передбачається відкриття клапану, обслуговуючого наступну групу сопел, тобто дещо раніше, ніж повністю відкриється попередній клапан.

Для останнього ступеня циліндра низького тиску зменшення відносної об'ємної витрати пари до величини нижче 0,4 GV2 призводить до утворення вихорів в основному потоці як у корені робочих лопаток наступного ступеня,

так і в їх периферії, що небезпечно з точки зору динамічних нерозрахункових напружень в цих лопатках, які і без того навантажені до межі.

Вимоги до маневреності й надійності сучасних парових турбін в процесі їх експлуатації пов'язані із загальними умовами роботи енергосистем, добовими, річними графіками енергоспоживання, структурою генерованих потужностей в енергосистемах, їх станом і технічними можливостями. У даний час графіки електричних навантажень енергосистем характеризуються великою нерівномірністю: різкі піки навантажень в ранкові й вечірні години, провали в нічні години і вихідні дні при необхідності забезпечення швидкого підвищення і зниження навантажень. Під *маневреністю* розуміють здатність енергоблоку змінювати потужність впродовж доби для покриття графіка навантажень енергосистеми. Важливими в цьому зв'язку є періоди навантаження і розвантаження турбоагрегату, а також пуску із різних теплових станів (гарячого – після попереднього простою менше 6...10 год, неостиглого – після попереднього простою від 10 до 70...90 год, холодного – після попереднього простою більше 70..90 год). Також враховують кількість зупинок-пусків за весь термін служби, нижню границю регульовального діапазону, тобто нижню границю інтервалу навантаження, коли потужність змінюється автоматично без зміни складу допоміжного обладнання, і можливість роботи на навантаженні власних потреб після скидання навантаження.

Надійність роботи енергоблоку значною мірою залежить від того, наскільки власне турбіна і її допоміжне обладнання захищені від небезпечного впливу нестационарних процесів. Статистика пошкодження обладнання показує, що переважна більшість відмов відбувається саме в момент здійснення перехідних режимів експлуатації, коли змінюється та чи інша сукупність параметрів. Для того, щоб уникнути розвитку аварійної ситуації, застосовують аварійну зупинку турбіни: зі зривом вакууму або без зриву вакууму.

Зі зривом вакууму турбіну (для турбін з частотою обертання ротора 3000 об/хв) слід негайно зупинити в таких випадках: при збільшенні числа обертів понад 3360 об/хв; при раптовому підвищенні вібрації на величину 20 мкм

(віброшвидкість 1 мм/с) і більше на кожному із підшипників; при раптовому підвищенні температури масла на зливі будь-якого підшипника вище 70°C; при падінні тиску масла на підшипниках нижче 0,15 МПа; при підвищенні температури бабіту будь-якого із підшипників вище 100°C.

Раптова примусова зупинка необхідна також при будь-яких ударах в проточній частині турбіни, при розриві паропроводів, будь-якому загорянні на турбіні або генераторі.

Зупинка без зриву вакууму передбачена при таких відхиленнях від нормального режиму експлуатації: при відхиленні параметрів свіжої пари або пари проміжного перегріву на величину: до $\pm 20^\circ\text{C}$ – по температурі й до +0,5 МПа – щодо тиску свіжої пари; при різкій, зі швидкістю більше 2°C на хвилину зміні температури свіжої пари або пари проміжного перегріву; після 2 хвилин роботи генератора в моторному режимі; при пошкодженні атмосферних мембран в вихлопному патрубку циліндра низького тиску; при виявленні витоків масла.

Системи захисту турбіни для потужних парових турбін передбачають зупинку при досягненні наступних величин: при досягненні осьового зсуву ротора на $- 1,5$ мм в сторону регулятора або $+1,0$ мм в сторону генератора (захист спрацьовує зі зривом вакууму в конденсаторах); при досягненні відносного розширення РНТ-2 (ротора низького тиску) – 3,0 мм (ротор коротший корпуса) або $+13,0$ мм (ротор довший корпуса); при підвищенні температур вихлопних патрубків ЦНТ до 90°C і вище; при падінні рівня масла в масляному баку на величину 50 мм (необхідна негайна зупинка турбіни).

Робота турбін при повному або частковому постійному навантаженні передбачена у відповідності із заводською інструкцією по експлуатації. Пуск турбіни також регламентується докладною заводською інструкцією і не допускає відхилень від заданих графіків пуску [2].

1.5 Основні компоненти системи регенеративного підігріву

Підігрівачі низького тиску (ПНД) призначені для підігріву основного конденсату турбоустановки, що подається КН 1-й і 2-й ступенів з конденсатора в деаератори.

ПНД є вертикальний кожухотрубний циліндричний апарат звареної конструкції (див. рис.1.4).

Для компенсації температурних подовжень трубної системи, перепускна камера виконана "плаваючою". З метою забезпечення рівномірного підведення пари до трубного пучка на корпусі кожного апарату встановлений кільцевий короб (зовнішній кожух). Пара до трубного пучка підводиться рівномірно по кільцевому коробу і через отвори у внутрішній сітківці по колу подається в кільцевий зазор між трубою системою і корпусом. Для організації спрямованого руху пара в трубному пучку, останній на 3/4 довжини окружності по всій висоті укладений в кожух [7].

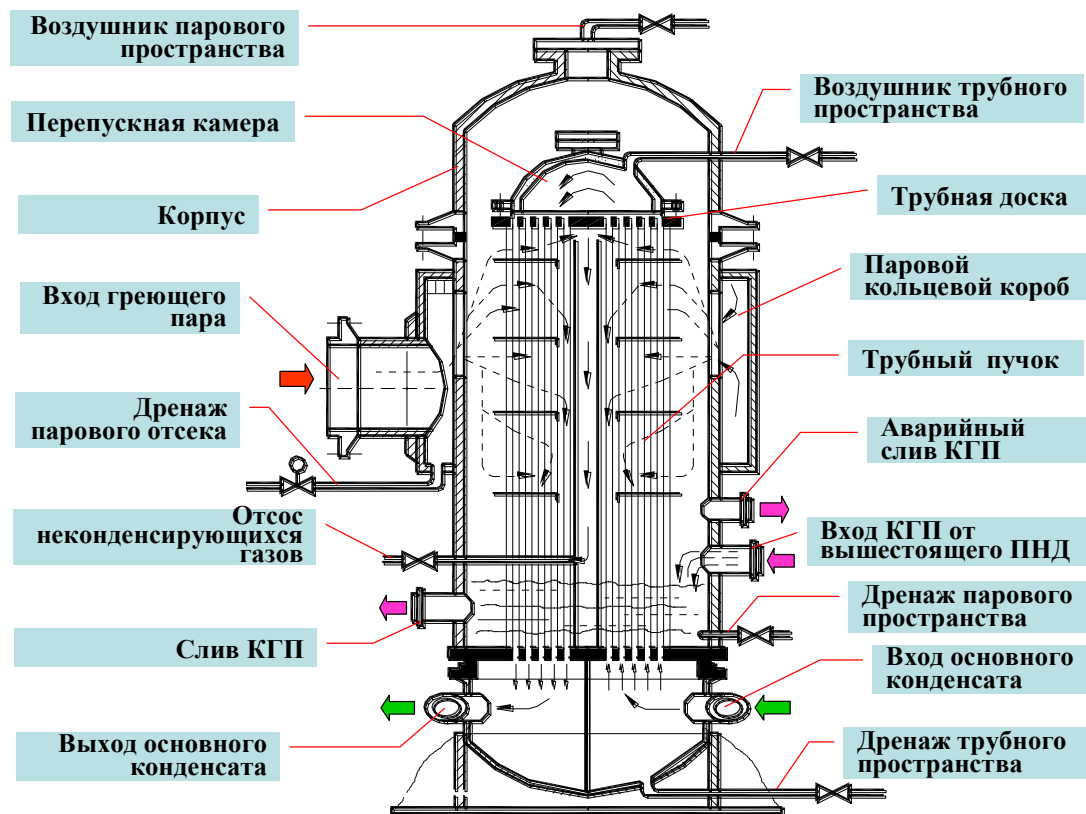


Рисунок 1.4 – Підігрівач низького тиску

Основними вузлами підігрівача є корпус, трубний пучок, знімна кришка, розподільна і перепускна камери. Підігрівачі виконані двоходові за основним конденсату. Трубний пучок підігрівача являє собою єдиний конструктивний вузол, що складається з каркаса (двох трубних дощок), центральної труби і перегородок, призначених для дистанціювання теплообмінних труб. Гріюча пара подається в трубну систему ПНД по всій її висоті з боку другого ходу основного конденсату і рухається паралельними потоками в сторону пристрою відсмоктування газів, що поперечно омиваючи трубний пучок. Підведення і відведення основного конденсату виконано в нижній частині підігрівача. Підведення граючої пари і відведення конденсату бічне. Для виходу повітря з корпусу при заповненні його водою у верхній кришці лазів люка передбачено штуцер з повітряним вентилям. Вихід повітря при заповненні трубної системи здійснюється по трубі, виведеної в нижній частині корпусу. Для видалення газів, передбачено спеціальний пристрій, виконане у вигляді двох каналів прямокутного перерізу, розташованих з боку першого ходу трубного пучка по всій його висоті. Пароповітряна суміш відсмоктується з кожного відсіку трубної системи через перфоровані стінки каналів [8].

При каскадному зливі дренажів ПНД конденсат гріючої пари з більш високим тиском зливається у корпус з меншим тиском. У зв'язку з цим відбувається часткове пароутворення цього конденсату і відповідне зменшення витрат добірної пари з турбіни, що знижує економічність регенеративного циклу. Для запобігання цього явища в додаток до підігрівачів застосовують установку винесених охолоджувачів дренажів. Охолоджувач ПНД-2 встановлюється між ПНД-1 і ПНД-2 і розрахований на пропуск половини сумарної витрати основного конденсату, друга половина пропускається через байпасну лінію з дросельної шайбою. Між ПНД-3 і ПНД-4 встановлений охолоджувач ПНД-4. Охолоджувачі дренажу (див. рис. 1.5) конструктивно представляють собою горизонтальний кожухотрубний циліндричний апарат звареної конструкції з U-образними закріпленими в трубній решітці на вальцюванні трубками зі сплаву МНЖ.

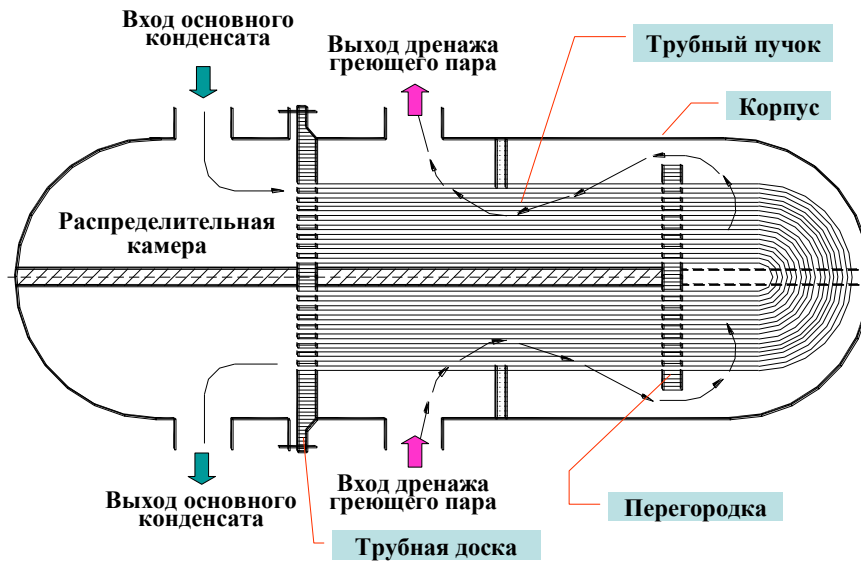


Рисунок 1.5 – Охолоджувач дренажу ПНД

Основними вузлами охолоджувача дренажу є: корпус, трубна система і розподільна камера. Корпус охолоджувача складається з циліндричної обичайки і штампованого днища. На циліндричній обичайки розташовані патрубки підведення і відведення дренажу греючої пари, штуцери відведення повітря і дренажу. Охолоджувачі дренажу виконані 2-ходовими. Трубна система складається з трубної дошки і перегородок, які служать для дистанціювання теплообмінних труб і організації потоку середовища в міжтрубному просторі. Розподільна камера призначена для розподілу потоку основного конденсату по ходам в трубному пучку. На розподільній камері розташовані патрубки підведення і відведення основного конденсату, штуцери відведення повітря і дренажу.

Підігрівач високого тиску являє собою вертикальний апарат поверхневого типу (див. рис 1.6).

Основними вузлами підігрівача є корпус і трубна система. Корпус складається з верхньої знімної частини і нижньої нерухомої частини. Трубна частина складається з шести спіральних колон: трьох роздають і трьох збираючих колекторів, до яких приєднані горизонтальні змійовики, виконані у

вигляді зварних спіралей. У нижній частині підігрівача до цих колекторів приєднані патрубки для підведення і отводу живильної води.

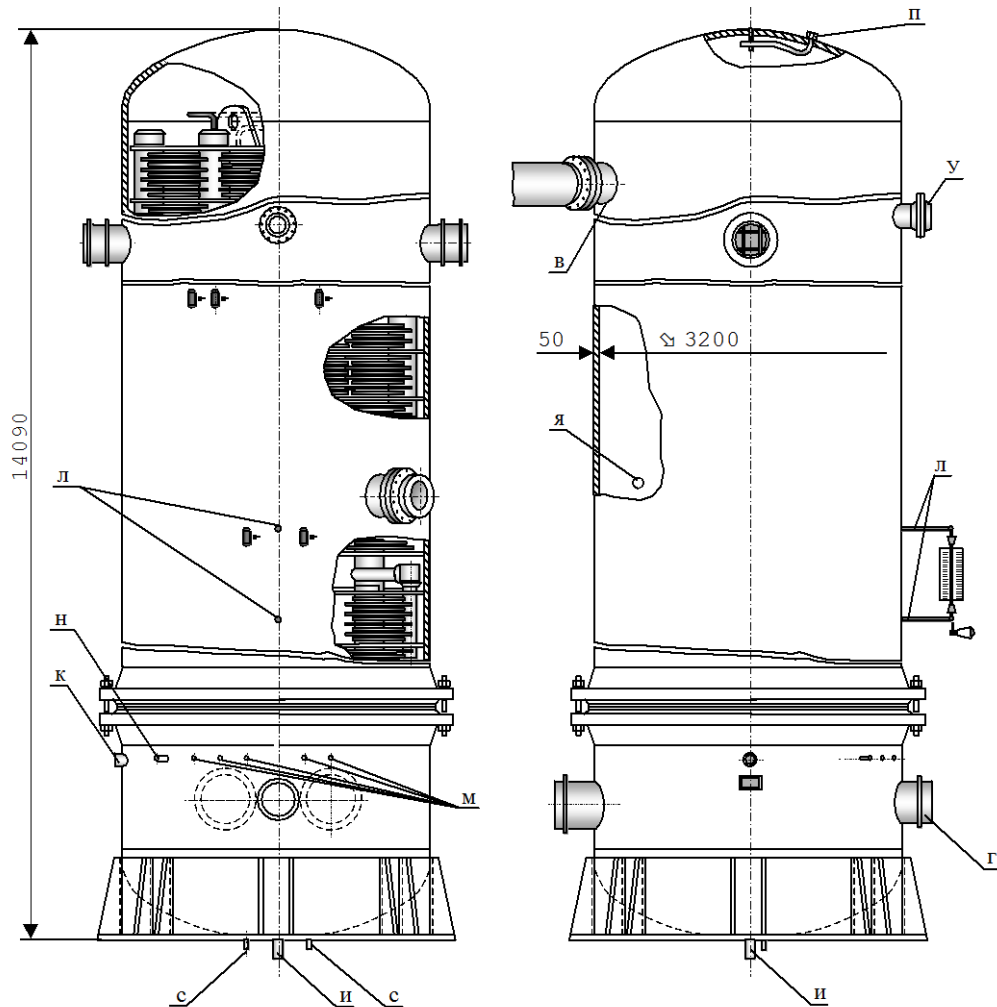


Рисунок 1.6 – Підігрівач високого тиску

Уся змійовико-колекторна система закріплена внизу корпусу. Змійовики поділяються на ліві і праві по розташуванню їх щодо роздають колекторних труб і встановлені в трубній системі так, що створюють безперервний потік живильної води. Спиральний змійовик являє собою трубу діаметром 32x4 мм навіту в два яруси з кроком витків 36 мм і відстанню між ярусами 36 мм. Змійовики виконані зі сталі марки Ст.20, входні ділянки змійовиків охолоджувача дренажу і 420 змійовиків зони конденсації пари виконані з нержавіючої сталі. Підігрівач має дві зони нагріву живильної води: зону конденсації пари (КП) і охолоджувач конденсату (ОК) (див. рис.1.7).

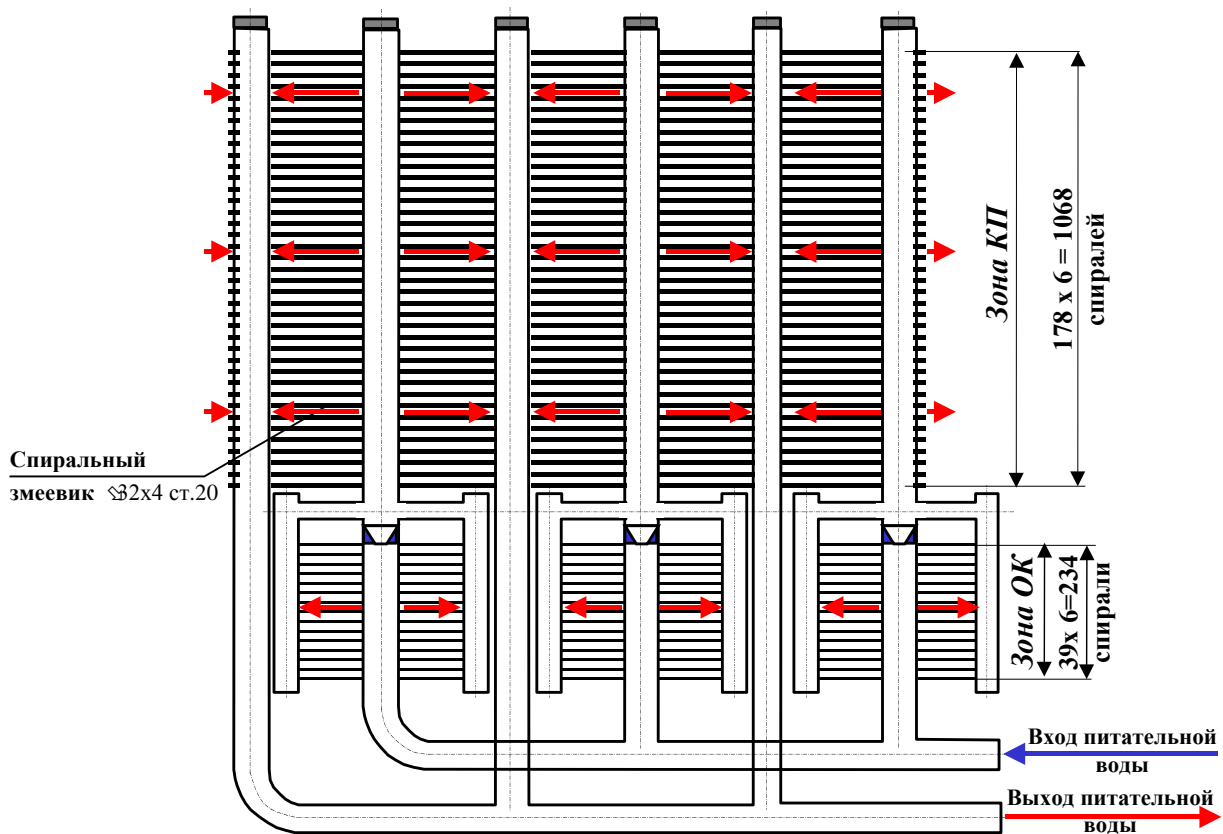


Рисунок 1.7 – Схема руху живильної води в підігрівачі

У вхідних колекторах по живильній воді уварені дросельні шайби. За допомогою дросельних шайб регулюється витрата живильної води по зонам. Зона охолодження конденсату укладена в спеціальний кожух, в якому за допомогою перегородок створюється організований рух конденсату в міжтрубному просторі. Гріюча пара подається в верхню частину ПВД, в зону КП, де в кілька ходів омиває трубний пучок, віддає теплоту перегріву живильній воді та надходить в зону ОК (див. рис. 1.8).

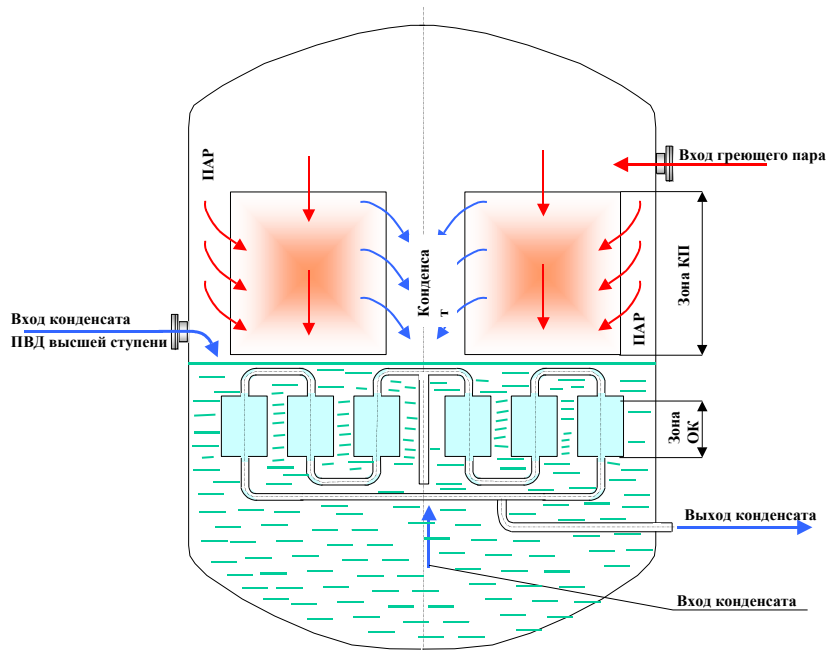


Рисунок 1.8 – Схема руху пари та конденсату греючої пари у ПВДС

Пара рухається зверху в низ, проходячи через отвори в горизонтальних перегородках, конденсується на поверхні змійовиків; конденсат відводиться від центру до стінки корпусу і стікає в нижню частину підігрівача. У нижній частині трубно-об'ємної системи розташований охолоджувач конденсату, який утворює частина першого ходу води. Тут організовано доохолодження конденсату нижче температури кипіння, що відповідає тиску пари, що гріє. У зв'язку з цим неможливо закипання конденсату греючої пари при його зливі в попередній ПВД. Відведення газів, проводиться через трубопровід з отворами, встановлений над охолоджувачами дренажу. Відсмоктування газів виконаний окремими трубопроводами в конденсатор або розширювач дренажів. Для запобігання корпусів ПВД-6, 7 від неприпустимого підвищення тиску в паровій частині на кожному з підігрівачів встановлені по чотири запобіжних клапана пружинного типу. Рівень конденсату в корпусі ПВД підтримується за допомогою регулюючого клапана. Запірна засувка на трубопроводі живильної води після ПВД обладнана байпасом Ду 28 з двома зворотними клапанами і вентиляем, які захищають трубно-об'ємну систему ПВД від надмірного підвищення тиску в аварійних ситуаціях, коли в відключення і заповнені водою підігрівачі

можуть мати місце протікання пари від роботи турбіни. Вентиль на байпасі є ремонтним, і в робочому стані повинен бути відкритий і опломбований [11,12].

На з'ємній частині корпусу розташовані штуцери різного призначення (див. рис. 1.11). На верхній частині - штуцери запобіжних клапанів (приєднання У), гільзи для термометрів, штуцер приєднання повітряного вентиля (П) і штуцер для підведення пари (В). На циліндричній частині корпусу - штуцер підведення конденсату з по-наступного по ходу живильної води підігрівача, штуцери приєднання водовказівного приладу (Л), приєднання конденсатних бачків і відбору імпульсів для захисту від підвищення рівня, монтажні штуцери для підйому корпусу і всього апарату. У нижній частині корпусу розташовані патрубки початку та вкінці трубопроводу живильної води (А, Б), патрубок відводу конденсату (Г).

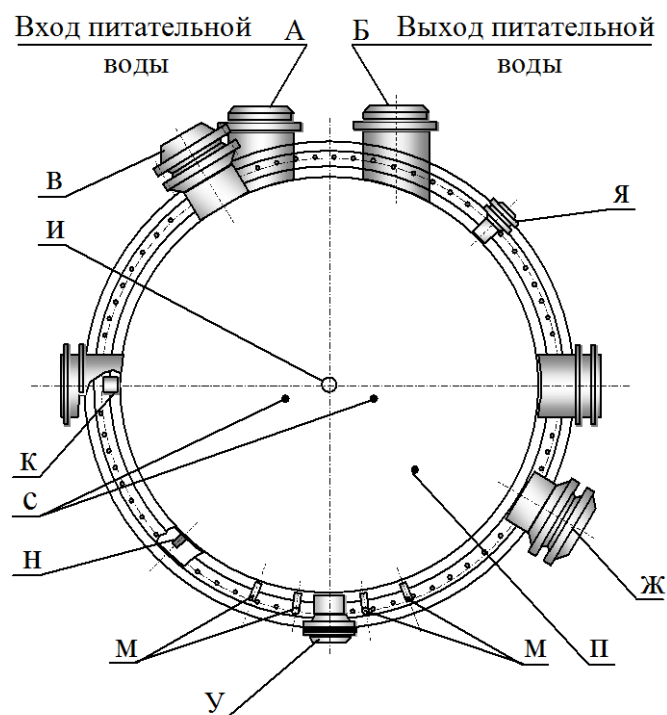


Рисунок 1.9 – З'ємна частина корпусу підігрівача високого тиску

1.6 Технічні характеристики обладнання

Технічні характеристики основного обладнання системи регенерації турбіни наведені в таблицях 1.7 – 1.10.

Таблиця 1.7 – Технічні характеристики підігрівачів низького тиску

Показники	Розмірність	ПНД-1	ПНД-2	ПНД-3	ПНД-4
Тип	-	ПН 1200-25-6-1А	ПН 1200-25-6-ІА	ПН 3000-25-16-ІІА	ПН 3000-25-16-ІІІА
Витрата ОК	т/год	3737,6	4032,6	4037,6	4750
Витрата пари	т/год	56,9	72,4	293	171,2
$P_{расч}$ в трубній частині	кгс/см ²	25	25	25	25
$P_{расч}$ в паровій частині	кгс/см ²	5	5	15	15
$P_{раб}$ в трубній частині	кгс/см ²	15	13	12	11
$P_{раб}$ в корпусі	кгс/см ²	0,69	0,79	3,02	5,61
$P_{ги}$ трубній частині	кгс/см ²	33,6	33,6	34,2	34,2
$P_{ги}$ паровій частині	кгс/см ²	9	9	20	20
$T_{расч}$ по воді	°С	110	110	130	160
$T_{расч}$ по пару	°С	155	155	200	200
$T_{ок}$ на вході	°С	31,3	61,2	89,2	128,1
$T_{ок}$ на виході	°С	58	89,2	126,5	150,7
Об'єм водного простору	м ³	10,7	10,7	25,7	25,7
Об'єм парового простору	м ³	17,3	17,3	37	37
Швидкість прогріву корпусу	°С/год	30	30	30	30
Поверхня нагріву	м ²	1200	1200	3000	3000
Число ходів по воді		2	2	2	2
Число труб		4050	4050	10630	10630

Таблиця 1.8 – Технічні характеристики охолоджувачів дренажу

Показники	Розмірність	ОД-2 (RN60W01)	ОД-4 (RN40W01)
Тип	-	ОДП 500-25-16-ІА	ОДП-500-25-16-ІVА
Витрата конденсату гріючої пари	т/год	230	383
Витрата конденсату гріючої ОК	т/год	2600	2600
Температура ОК на вході	°C	124,3	128,1
Температура ОК на виході	°C	129,3	132,1
$R_{\text{ти}}$ трубного простору	кгс/см ²	32,5	32,5
$R_{\text{ти}}$ міжтрубного простору	кгс/см ²	22	22
Об'єм трубного простору	м ³	5,9	5,9
Об'єм міжтрубного простору	м ³	4,7	4,7
Число труб	штук	2624	2624
$R_{\text{расч}}$ трубного простору	кгс/см ²	26	26
$R_{\text{расч}}$ міжтрубного простору	кгс/см ²	16	16
$T_{\text{расч}}$ трубного простору	°C	130	130
$T_{\text{расч}}$ міжтрубного простору	°C	200	200
Поверхня нагріву	м ²	505	505

Таблиця 1.9 – Технічні характеристики зливних насосів ПНД

Показники	Розмірність	СН ПНД-1	СН ПНД-3
Тип	-	КсВА-360-160	КсВА-630-125
Продуктивність	т/год	360	630
Напір	м вод.ст.	160	125
Частота обертання	об/хв	1480	1480
Тиск на вході	кгс/см ²	1,5	2,7
Температура рідини	°С	не более 125	не более 135
Температура підшипників	°С	не более 65	не более 65
Потужність електродвигуна	кВт	315	500

Таблиця 1.10 – Технічні характеристики підігрівачів високого тиску

Показники	Розмірність	ПВД-6	ПВД-7
Тип	-	ПВ-2500-97-18А	ПВ-2500-97-28А
Поверхня нагріву	м ²	2500	2500
Номінальна витрата живильної води	т/год	3265	3265
Розрахунковий тиск в паровій частині	кгс/см ²	21	36
Розрахунковий тиск в водяній частині	кгс/см ²	120	120
Об'єм водного простору	м ³	79	79
Об'єм парового простору	м ³	16	16
Швидкість прогріву корпусу	°С/год	55	55

1.7 Перспективи розвитку теплової енергетики

Основними джерелами первинної енергії для ТЕС є викопні види органічного палива – вугілля, природний газ і нафта. Головним з них служить вугілля, що забезпечує 40,3 % сучасного світового виробництва електроенергії.

На частку природного газу припадає 19,7 % світового виробництва електроенергії, нафти – 6,6%. За прогнозами МЕА («World Energy Outlook 2006», ІЕА) світова потреба в електроенергії до 2030 року більш ніж у 2 рази перевищить сучасний рівень і досягне 30116 млрд. кВт·год. При збереженні існуючих тенденцій помірному розвитку атомної енергетики, передбаченого в прогнозі МЕА, частка ТЕС у загальному виробництві електроенергії дещо перевищить сучасний рівень. ТЕС забезпечать покриття більше половини потреб людства в електричній енергії [2].

Розвідані запаси викопної органіки достатні для сталої роботи теплової енергетики протягом багатьох десятиліть. За сучасними даними забезпеченість потреб світу в нафті й природному газі, виходячи з доведених видобувних ресурсів, оцінюється у 50–70 років, вугілля – більш ніж у 200 років. В останні 20–30 років ці терміни постійно коригуються у бік збільшення у результаті випереджаючих темпів геологорозвідки, вдосконалення технологій вилучення розвіданих запасів.

Найбільш важливими проблемами перспективного розвитку теплової енергетики світу залишається, як і колись, подальше технологічне вдосконалення ТЕС з метою підвищення економічності, надійності та екологічної чистоти виробництва електричної та теплової енергії.

Підвищення ефективності ТЕС являє собою природний процес, що диктується необхідністю компенсації постійно зростаючих витрат паливного циклу. Розвідка, освоєння та експлуатація нових родовищ нафти, газу і вугілля, як і доробка існуючих, обходяться все більш високою ціною, і підтримка прийнятних цін на електричну енергію вимагає адекватного випереджального підвищення к.к.д. ТЕС. Крім цього, необхідність підвищення ефективності диктується й екологічними міркуваннями.

Безпосередню екологічну небезпеку на локальному й регіональному рівнях створюють атмосферні викиди шкідливих речовин з продуктами згорання органічних палив – газоподібні оксиди сірки та азоту, тверді частинки (зола), леткі органічні сполуки (зокрема бензопірен), леткі сполуки важких

металів (ртуті, ванадію, нікелю). Певну екологічну небезпеку становлять ТЕС і як масштабні забруднювачі водних басейнів. На частку сучасних ТЕС припадає до 70 % промислового забору води з природних джерел, що складає значну частину водних ресурсів багатьох країн, які відчувають проблеми забезпечення прісною водою. Не можна не відзначити також істотного впливу теплової енергетики на прямі й непрямі зміни місцевих ландшафтів у процесах поховання золи та шлаків, видобутку, транспортування і зберігання палива [2].

Практично всі перераховані впливи ТЕС можуть і повинні бути знижені до екологічно безпечного рівня як за рахунок підвищення к.к.д., так і в результаті здійснення відомих та нових природоохоронних технологій, зокрема технологій уловлювання шкідливих речовин в технологічних процесах підготовки палива, його спалювання та видалення газових і твердих продуктів згорання, безреагентних технологій підготовки води та ін. Зазначені заходи вимагають істотних витрат. Однак, як показують прогнози дослідження, правильна організація послідовного впровадження усе більш ефективних, хоча і більш дорогих природоохоронних заходів зі зростанням можливостей світової економіки дозволить уникнути надмірних впливів цих витрат на ціну електричної енергії.

Поряд з локальними впливами ТЕС світу все збільшує свій внесок в глобальні екологічні процеси, що ведуть, зокрема, до зміни клімату планети. Теплова енергетика служить одним з основних джерел викиду в атмосферу водяної пари, вуглекислого газу, пилу та інших компонент – поглиначів довгохвильового інфрачервоного випромінювання земної поверхні. Підвищення концентрації поглинаючих компонент атмосфери викликає так званий парниковий ефект – розігрів поверхні Землі короткохвильовим сонячним випромінюванням внаслідок погіршення умов її радіаційного охолодження через екрануючу дію поглинаючих компонентів атмосфери.

Робота ТЕС супроводжується викидами багатьох парникових газів, основними з яких є водяна пара і вуглекислий газ, що утворюються при горінні всіх органічних палив. Викид водяної пари ТЕС не призводить до помітного

зростання його концентрації в атмосфері, оскільки він дуже малий у порівнянні з природним випаровуванням води. Крім того, значна частина викидів ТЕС конденсується і видаляється з опадами. У той же час антропогенний викид вуглекислого газу, на відміну від пари, накопичується в атмосфері, сприяючи розвитку парникового ефекту. Щорічний викид CO₂ усіма ТЕС світу наближається до 10 млрд. т вуглекислого газу, складаючи близько 30% всіх антропогенних викидів парникових газів в атмосферу планети. Викиди водяної пари стають помітними при роботі ТЕС на природному газі, однак при цьому зменшуються питомі викиди CO₂.

Прийнято вважати, що посилення парникового ефекту, зумовленого підвищенням концентрації вуглекислого газу в атмосфері, призводить до все більш помітного зростання температури планети, яке може мати глобальні катастрофічні наслідки вже в найближчому майбутньому. Дане твердження підтримується не всіма, але в силу значущості загрози воно вважається офіційно прийнятим.

16 лютого 2005 року набув чинності Кіотський протокол до Рамкової конвенції ООН про зміну клімату, який має на меті скорочення викидів газів, що сприяють глобальному потеплінню. Протоколом, підписаним у 1997 році 159 країнами на міжнародному саміті, який відбувся в Кіото під егідою ООН, визначено, що 39 промислово розвинених країн світу зобов'язуються скорочувати викиди вуглекислого газу і п'яти інших речовин, присутність яких в атмосфері впливає на зміну клімату на планеті. Країни, що підписали протокол, зобов'язалися до 2012 року скоротити на 5,2 % викиди шкідливих газів в атмосферу у порівнянні з показниками 1990 року. Документ ратифікований 125 країнами світу, на частку яких припадає понад 55 % сумарних викидів парникових газів. Здійснення угоди стало можливим після ратифікації протоколу в Росії, на частку якої припадає 17,4 % викидів парникових газів. Разом з тим найбільші країни світу – США, що дають 36 % світового викиду вуглецю, а також Індія і Китай – до протоколу не приєдналися, хоча в цих країнах також проводяться роботи зі скорочення

викидів парникових газів. Зокрема, в США встановлений п'ятирічний період пільгового оподаткування поновлюваних джерел енергії та енергозберігаючих технологій на суму 3,6 млрд. дол. Плановий обсяг щорічного фінансування заходів, спрямованих на запобігання змін клімату, склав у США 5,8 млрд. дол., у тому числі 3 млрд. дол. на розвиток нових технологій і ще 2 млрд. на наукові дослідження в цій області.

Проте зусилля, зроблені в рамках Кіотського протоколу, поки не дали потрібного ефекту. За даними МЕА протягом останнього десятиріччя рівень викидів парникових газів не тільки не знизився, але і зріс більш ніж на 20%. При збереженні сучасних тенденцій світового розвитку викиди парникових газів зростуть до 2050 року ще у 2,5 рази.

Результати прогнозних досліджень показують, що зростання виробництва електричної енергії в країнах, що розвиваються, буде відбуватися в основному за рахунок переважного використання власних запасів вугілля – первинного енергоносія, що дає найбільший викид CO₂ на одиницю отриманої енергії. Для країн, що не мають достатніх його запасів, прогнозується зростання теплової енергетики на базі місцевих видів органічного палива, рослинної біомаси, промислових і побутових відходів [2,15].

Прогнозовані зовнішні умови майбутнього розвитку теплоенергетики світу визначають наступні довгострокові пріоритети її технологічного росту:

- суттєве підвищення ефективності та екологічної безпеки теплової енергетики на твердому паливі із забезпеченням в перспективі близьких до нуля викидів шкідливих речовин;
- суттєве підвищення ефективності електроенергетики на природному газі;
- розвиток комбінованого виробництва електричної енергії та інших видів енергії;
- розвиток економічно ефективних технологій отримання енергії з некондиційної та відновлювальної органіки;
- розвиток технологій уловлювання та зберігання парникових газів.

Для забезпечення прогнозних рівнів вироблення електричної енергії сумарна встановлена потужність ТЕС повинна бути збільшена до 2030 р. до 4352 ГВт. У відповідності з прогнозними сценарієм МЕА це потребує введення потужності 1761 ГВт на нових ТЕС та реконструкції понад 2000 ГВт існуючої потужності.

Відповідно до сучасних прогнозів, що враховують економічні наслідки зростання викидів забруднюючих речовин, найбільш швидкими темпами будуть розвиватися в найближчі десятиліття потужності ТЕС на вугіллі, а також на природному газі.

Тому вдосконаленню і впровадженню нових ефективних технологій для ТЕС на твердому і газоподібному паливі приділяється найбільша увага. Поряд з цим отримують розвиток науково-дослідні роботи, спрямовані на розробку перспективних технологій максимального уловлювання шкідливих речовин, у тому числі парникових газів, з продуктів згорання палива, забезпечення екологічної безпеки ТЕС.

Перспективні технології ТЕС на природному газі, орієнтовані на застосування у великій енергетиці, найбільш інтенсивно розвиваються за такими основними напрямками:

- високотемпературні газотурбінні установки (ГТУ);
- комбіновані або парогазові установки (ПГУ), що поєднують газотурбінний і паротурбінний цикли;
- високотемпературні паливні елементи;
- гібридні установки на основі поєднання ПГУ з високотемпературними паливними елементами.

Більш віддалені перспективи підвищення к.к.д. ТЕС на природному газі пов'язані зі створенням гібридних установок, що являють собою поєднання високотемпературних електрохімічних джерел струму (паливних елементів) з парогазовою установкою.

Високотемпературні паливні елементи (ПЕ) – твердооксидні (SOFC) або на основі розплавлених карбонатів (MCFC), що працюють при температурі 850

й 650°C , служать джерелами тепла для ПГУ. До теперішнього часу створено зразки високотемпературних енергетичних паливних елементів одиничною потужністю від 200 кВт до 10 МВт, придатні для цієї мети. Високотемпературні паливні елементи можуть працювати на водні та або синтез-газі (суміш водню із чадним газом). Для отримання відповідного палива використовується процес риформінгу (парової конверсії) природного газу з отриманням синтез-газу. Для отримання водню із синтез-газу застосовується процес каталітичного окиснення чадного газу з подальшим видаленням CO_2 . Дані процеси широко застосовують в азотній промисловості.

Швидке зростання потреб в електроенергії в ХХІ столітті, кризовий стан навколишнього середовища, технологічні проблеми, які треба вирішувати для задоволення цих потреб, виходячи із сучасних критеріїв різкого підвищення енергоефективності, зниження витрат та мінімізації впливу на навколишнє середовище, вимагають суттєвого розширення наукових досліджень і розробок в теплоенергетиці. Науково-дослідні, конструкторські та проектні роботи в теплоенергетиці повинні бути націлені на створення вискоелективних і екологічно безпечних ТЕС з використанням прогресивних технологій та енергетичного обладнання, забезпечуючи вирішення наступних завдань: підвищення ефективності енергопостачання шляхом збільшення його надійності та зниження витрат на виробництво електроенергії; максимальне скорочення шкідливих викидів ТЕС в навколишнє середовище; збільшення продуктивності й поліпшення умов праці, зниження витрат на ремонтно-відновлювальні роботи [16].

Важливими напрямками науково-технічного прогресу в теплоенергетиці є:

- створення нових поколінь енергоустаткування;
- реконструкція і модернізація діючого обладнання;
- перехід від концепції продовження терміну служби обладнання до концепції управління ресурсом на базі сучасних комбінованих методів і критеріїв зі спільним урахуванням показників його надійності та ефективності;

- забезпечення необхідного рівня промислової безпеки енергетичного обладнання;
- високоефективне виробництво електроенергії і тепла на основі застосування парогазових і газотурбінних установок, технічне переозброєння і подальший розвиток теплових електростанцій для підвищення їх економічної та екологічної ефективності, надійності, маневреності та керованості;
- розробка екологічно чистих вугільних технологій на основі застосування котлів з циркулюючим киплячим шаром, використання водовугільних суспензій, різних схем газифікації вугілля і т. п.;
- створення ефективних газоочисних систем;
- комплексна автоматизація устаткування блоків і електростанцій;
- вирішення науково-технічних проблем, пов'язаних з розробкою обладнання на суперкритичні параметри пари, технологій отримання дешевого обладнання для паливних елементів, систем акумулювання електричної енергії;
- створення невеликих установок з комбінованого виробництва електричної енергії і тепла (когенерація) з використанням поршневих двигунів, газових турбін (ТЕЦ малої та середньої потужності, міні-ТЕЦ).

Зростання технічного рівня теплоенергетики, освоєння надкритичних і супернадкритичних параметрів пари, збільшення одиничних потужностей агрегатів і енергоблоків супроводжувалися підвищенням розрахункових густин теплових потоків, які сприймаються як радіаційними, так і конвективними поверхнями нагріву, і обумовлюють необхідність інтенсифікації топкових процесів, а також процесів генерації і перегріву пари. Необхідно інтенсифікувати тепловіддачу з тим, щоб при зростанні одиничної потужності установок зберігалися прийнятні масогабаритні характеристики обладнання. Тому, як і раніше, актуальні питання дослідження радіаційного теплообміну в топках і випромінювання газів, інтенсифікації конвективного теплообміну у пучках труб, а також теплового стану поверхонь нагріву в умовах шлакування та інтенсивного занесення відкладеннями золи, роботи по тепловіддачі при

кипінні води в трубах, дослідження теплообміну теплоносія надкритичних параметрів, критичних теплових потоків.

Стратегічні напрями розвитку вітчизняної теплоенергетики пов'язані з вирішенням цілого комплексу завдань, у тому числі в області енергомашинобудування. До них відносяться:

- створення вітчизняних високоефективних газотурбінних установок потужністю до 180 МВт на високі початкові температури газу з метою широкого впровадження парогазових технологій при будівництві нових та реконструкції діючих електростанцій;
- розробка та виробництво високоефективних паротурбінних установок нових поколінь на супернадкритичних параметрах пари і на температури 600°C і вище зі збільшенням к.к.д. до 55% і більше;
- виробництво енергетичних котлів з удосконаленою організацією топкових процесів, застосуванням нових палинкових та інших пристроїв, що забезпечують зниження шкідливих викидів в атмосферу;
- створення та освоєння котельних агрегатів з топками з циркулюючим киплячим шаром для енергоблоків потужністю 200–300 МВт;
- створення обладнання для екологічно чистих парогазових установок з котлами з киплячим шаром під тиском;
- розробка та освоєння передових технологій спалювання твердого палива;
- створення систем газифікації твердого палива з метою розвитку екологічно чистих парогазових установок на вугіллі та для технічного переозброєння пиловугільних електростанцій.

2 АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ РЕГЕНЕРАТИВНИХ ПІДІГРІВАЧІВ

2.1 Тепловий розрахунок регенеративних підігрівачів

Теплові розрахунки регенеративних підігрівачів можуть виконуватися як повірочні так і конструкторські. В результаті конструкторського розрахунку визначається площа поверхні та конструктивні розміри підігрівача. Метою повірочного розрахунку є визначення температури одного з теплоносіїв [1].

Вихідні дані приймаються із розрахунку теплової схеми або за даними випробувань. До них відноситься: витрата та параметри граючої пари, витрата середовища, що нагрівається, його тиск та температура на вході у підігрівач.

В основі теплового розрахунку лежать рівняння теплового балансу та теплопередачі. Для умов, коли один з теплоносіїв є водяна пара, а іншим вода, рівняння теплового балансу має вид

$$Q = G \cdot (h'_B - h''_B) = D \cdot (h_{\Pi} - h_{др}) \cdot \eta,$$

де Q – потік теплоти, що передається воді у підігрівачі, Вт;

G, D – витрати води та пари, кг/с;

h'_B, h''_B – питомі ентальпії води на вході та на виході з підігрівача, кДж/кг;

$h_{\Pi}, h_{др}$ – питомі ентальпії пари та конденсату (дренажа) на виході з підігрівача, кДж/кг;

η – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти у зовнішнє середовище.

Для підігрівача у якому передбачені охолоджувач пари та охолоджувач конденсату, потік теплоти, Вт

$$Q = Q_{оп} + Q_{сп} + Q_{ок}.$$

Кількість теплоти, що передається у охолоджувачі пари, Вт

$$Q_{оп} = G_{оп} \cdot (h'_B - h''_B)_{оп} = D_{\Pi} \cdot (h_{\Pi} - h_{оп}) \cdot \eta.$$

Кількість теплоти, що передається у підігрівачі, Вт

$$Q_{\text{оп}} = G \cdot (h'_B - h''_B)_{\text{п}} = D_{\text{п}} \cdot (h_{\text{сп}} - h_{\text{п}}) \cdot \eta.$$

Кількість теплоти, що передається у охолоджувачі конденсату, Вт

$$Q_{\text{ок}} = G_{\text{ок}} \cdot (h'_B - h''_B)_{\text{ок}} = D_{\text{п}} \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{др}}) \cdot \eta.$$

При проведенні теплових розрахунків кількість теплоти, яка передається в окремих елементах підігрівачів, оцінюється за температурою холодного та гарячого теплоносіїв. Так, температура води на виході з охолоджувача пари може прийматися за температурою насичення, °С

$$t_{\text{оп}} = t_s + (10 \div 15).$$

Температура теплоносія на виході з охолоджувача конденсату, °С

$$t_{\text{др}} = t'_B + (5 \div 10).$$

Для підігрівача температуру граючої пари приймаємо постійною та рівною температурі насичення при тиску граючої пари.

Для зменшення габаритів охолоджувача конденсату та охолоджувача пари через них пропускається тільки частина води, яка поступає до підігрівача (10...20) %. Після змішування потоків води за охолоджувачем конденсату температура води на вході у підігрівач стає нижче.

Недогрівання води до температури насичення у підігрівачі та мінімальні температурні натиски у охолоджувачі пари та конденсату обирається на основі техніко – економічного розрахунку.

Зменшення температурних натисків приводить до підвищення теплової економічності блока (за рахунок більш повного використання теплоти

відбірної пари), але приводить до зростання витрат металу та капітальних вкладень при спорудженні підігрівачів.

Середній температурний напір для поверхонь нагріву окремих елементів та підігрівача в цілому визначається як середньологаріфмічний, °С

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}} \right)}$$

Для підігрівача: $\Delta t_{\delta} = t_s - t'_{п}$, $\Delta t_{m} = t_s - t''_{п}$.

Для охолоджувача пари при протитечії: $\Delta t_{\delta} = t_s - t''_{в}$, $\Delta t_{m} = t''_{оп} - t''_{п}$.

Для охолоджувача конденсату $\Delta t_{\delta} = t_s - t'_{п}$, $\Delta t_{m} = t''_{ок} - t'_{в}$.

Для тонкостінних труб, що застосовуються у регенеративних підігрівачах, з достатньою ступеню точності можна визначити коефіцієнт теплопередачі за формулою для плоскої стінки, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{н}}{\lambda_{н}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

де α_1 , α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки труб та від стінки труб до холодного теплоносія, Вт/(м²·К);

$\delta_{ст}$, $\delta_{н}$ – товщина стінки труб та шару накипу, м;

$\lambda_{ст}$, $\lambda_{н}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб та шару накипу, м.

При розрахунках регенеративних підігрівачів термічним опором стінок можна знехтувати, а накип на стінках практично завжди відсутня.

Площа поверхні теплообмінника, м²

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \frac{d_3}{d_p}$$

При розрахунку коефіцієнту теплопередачі важливим є визначення коефіцієнтів тепловіддачі і усвідомлення умов протікання теплообміну. Так, наприклад, у охолоджувачах пари та конденсату теплообмін протікає без зміни агрегатного стану речовини. У підігрівачі агрегатний стан пари змінюється. Для усіх елементів регенеративних підігрівачів характерний вимушений рух теплоносіїв, при цьому режим руху переважно турбулентний.

Теплообмін з однофазним середовищем при русі теплоносія всередині труб при турбулентному режимі руху характеризується рівнянням

$$Nu = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25},$$

де Nu – число Нуссельта;

Re – число Рейнольдса;

$Pr_{ж}, Pr_{ст}$ – Число Прандтля при температурах рідини та стінки відповідно.

При нагріванні води та пари температура стінки труб близька до температури рідини і у такому випадку співвідношення $Pr_{ж}$ до $Pr_{ст}$ приймають рівними до 1.

При розвинутому турбулентному русі з достатнім ступенем точності можна використовувати рівняння виду

$$Nu = 0,023 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4} \cdot \varepsilon_l,$$

де ε_l – коефіцієнт, який враховує зміну коефіцієнту тепловіддачі за довжиною труби. Якщо $l/d > 50$, то $\varepsilon_l = 1$.

Теплофізичні параметри середовищ, які входять до чисел подоби визначаються при середній розрахунковій температурі теплоносія.

В умовах ламінарного руху теплоносія, коефіцієнт тепловіддачі визначається з рівняння

$$Nu = 0,17 \cdot Re_{ж}^{0,33} \cdot Gr^{0,1} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l,$$

де Gr – число Грасгофа.

Для розрахунку теплообміну у елементах підігрівачів, де зміни агрегатного стану теплоносія не відбувається, необхідно обрати швидкість руху теплоносія. Швидкість руху теплоносія обирається на основі техніко – економічного розрахунку. Збільшення швидкості теплоносія підвищує умови теплообміну, що призводить до зменшення площі нагріву. Тобто до зниження собівартості регенеративних підігрівачів. В той же час зі збільшенням швидкості збільшується гідравлічний опір руху рідини, що призводить до збільшення потужності, яка витрачається на перекачування теплоносіїв. Оптимальні значення швидкості в значній мірі залежать від вартості палива та тиску у трубній системі. В елементах підігрівачів, де відбувається зміна агрегатного стану пари (конденсація), швидкість пари мала, і можна вважати, що теплообмін відбувається при нерухливій парі. В таких умовах основними факторами, що визначають інтенсивність теплообміну, є швидкість руху та товщина плівки конденсату, що виникає на трубах.

Режим руху плівки конденсату визначається числом Рейнольдса

$$Re = \frac{4ql}{r\mu_k} = \frac{4\alpha\Delta tl}{r\mu_k},$$

де q – середня щільність теплового потоку через поверхню нагрівання, Вт/м²;

l – висота ділянки труб, по якому відбувається рух плівки конденсату, м;

μ_k – динамічна в'язкість конденсату, Па·с;

r – теплота конденсації пари, Дж/кг;

Δt – середній температурний перепад у шарі плівки конденсату зі сторони пари.

При плівковій конденсації чистої пари, що рухається повільно, коефіцієнт тепловіддачі може бути визначений за формулою Нусельта

$$\alpha = C \cdot A \cdot \left(\frac{1}{\Delta t} \right)^{0.25} \varepsilon_t,$$

де для вертикальних труб $C=0,943$, а для горизонтальних $C=0,728$.

$$A = \left[\frac{\lambda_k \cdot r \cdot g \cdot (\rho_k - \rho_{\text{п}})}{\nu_k \cdot l} \right]^{0.25}.$$

При визначенні коефіцієнту тепловіддачі важливим є визначення температури стінки поверхні нагрівання. Визначення її проводиться методом послідовного приближення або графоаналітичним методом. Останній зводиться до визначення щільності теплового потоку через стінку труби.

Виконаємо розрахунок регенеративного підігрівача високого тиску.

2.2 Вихідні дані до теплового розрахунку підігрівача високого тиску

Параметри пари:

- тиск $P_{\text{п}}=3,89$ МПа;
- температура $t_{\text{п}} = 295$ °С;
- ентальпія $h_{\text{п}}=2945$ кДж/кг;

- тиск пари у підігрівачі $P'_n=3,84$ МПа;
- температура насичення $t_s = 295$ °С;
- ентальпія пари за підігрівачем $h_{пс}=1076,1$ кДж/кг;
- ентальпія пари, що поступає у підігрівач $h'_n=2802$ кДж/кг;
- температура пари $t'_n = 262$ °С.

Параметри живильної води:

- тиск $P_{пв}=32$ МПа;
- температура на вході у охолоджувач конденсату $t_b = 195,6$ °С;
- ентальпія води на вході у охолоджувач конденсату $h_b = 834,4$ кДж/кг;
- температура конденсату на виході з охолоджувача конденсату $t_{др} = 210,1$ °С;
- ентальпія конденсату на виході з охолоджувача конденсату $h_{др} = 897,7$ кДж/кг;
- ентальпія конденсату ПВД 9 $h_{др9} = 1065,9$ кДж/кг;
- витрата конденсату ПВД9 $D = 28,841$ кг/с.

Розрахункова схема підігрівача показана на рисунку 2.1.

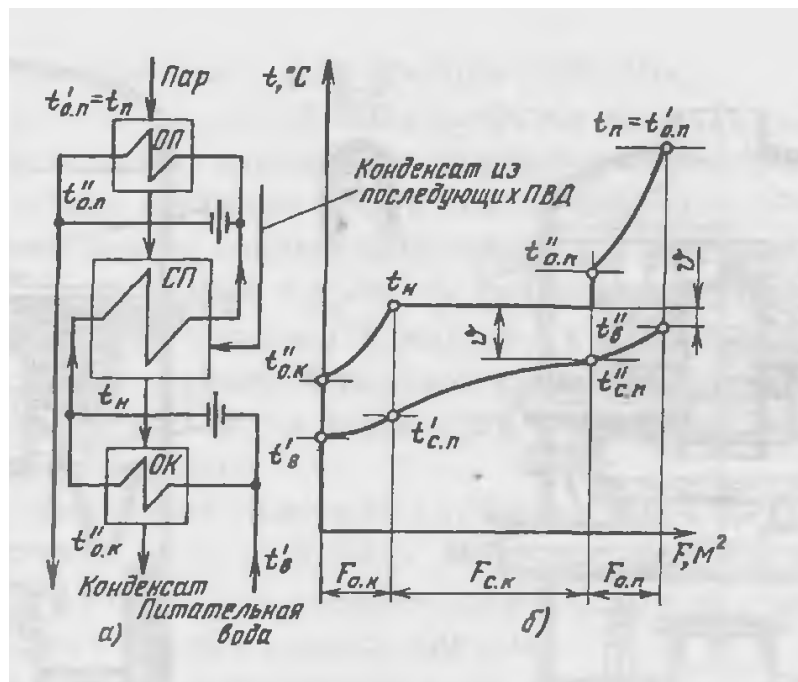


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема підігрівача високого тиску

2.3 Тепловий розрахунок підігрівача високого тиску

До охолоджувача конденсату потрапляє частина живильної води з витратою 60 кг/с (14,3 %). Через підігрівач проходить 420 кг/с води. Витрата води через пароохолоджувач приймається рівною 70 % витрати пари, що поступає до підігрівача. Витрата пари, що поступає до підігрівача визначається з рівняння теплового балансу

$$D_{\text{п}}(h_{\text{п}} - h_{\text{др}})\eta_{\text{п}} = G_{\text{пв}}(h_{\text{п}} - h_{\text{в}}).$$

Ентальпія води на виході з підігрівача визначається при $P_{\text{пв}}=32$ МПа та температурі 245 °С і становить $h_{\text{п}}=1052$ кДж/кг.

Витрата пари, що поступає до підігрівача, кг/с

$$D_{\text{п}} = \frac{420(1052 - 834,4)}{(2802 - 897,7) \cdot 0,99} = 47,5.$$

Використовуючи визначену витрату пари, визначаємо температури води на виході з охолоджувача конденсату, на вході до підігрівача та на виході з охолоджувача пари.

Рівняння теплового балансу для охолоджувача конденсату (дренажу)

$$D_{\text{п}}(h_{\text{пс}} - h_{\text{др}}) + D_{\text{п9}}(h_{\text{др9}} - h_{\text{др}}) = \frac{G_{\text{од}}(h_{\text{од}} - h_{\text{в}})}{\eta_{\text{п}}}.$$

З цієї формули

$$h_{\text{од}} = h_{\text{в}} + \frac{D_{\text{п}}(h_{\text{пс}} - h_{\text{др}}) + D_{\text{п9}}(h_{\text{др9}} - h_{\text{др}})}{G_{\text{од}}}\eta_{\text{п}},$$

$$h_{од} = 834,4 + \frac{47,5(1076,1 - 897,7) + 28,841(1065,9 - 897,7)}{60} 0,99 = 1056,5.$$

Температура $t_{од} = 244$ °С.

Ентальпія води на вході у підігрівач, кДж/кг

$$h_{п} = h_{в} + \frac{G_{од}(h_{од} - h_{в})}{G_{пв}},$$

$$h_{п} = 834,4 + \frac{60(1056,5 - 834,4)}{420} = 866,1.$$

Температура $t''_{п} = 203$ °С.

Ентальпія води на виході з охолоджувача пари (при витраті 33,24 кг/с), кДж/кг

$$h''_{оп} = h''_{п} + \frac{D_{п}(h_{п} - h''_{п})}{G_{оп}} \eta,$$

$$h''_{оп} = 1051,9 + \frac{47,5(2945 - 2802)}{33,24} 0,99 = 1254,17.$$

Температура $t''_{оп} = 283,5$ °С.

За тепловим балансом теплове навантаження охолоджувача конденсату складає 13326 кВт, охолоджувача пари 6723,5 кВт і підігрівача 81965 кВт.

Середньологаріфмічна різниця температур у підігрівачі, °С

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}} \right)},$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{(248 - 203) - (248 - 244)}{\ln\left(\frac{248 - 203}{248 - 244}\right)} = 17,6.$$

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі від стінок труб до води необхідно встановити режим її руху. Швидкість води у трубах підігрівача приймається у межах (1,3...1,8) м/с.

Для швидкості 1,5 м/с та відповідних при середній температурі води $t = 0,5 (244+203) = 223,5$ °С параметрах $\nu = 0,147 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\lambda = 64,147 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $Pr=0,885$ значення числа Рейнольдса складає

$$Re = \frac{w \cdot d_e}{\nu},$$

$$Re = \frac{1,5 \cdot 0,032}{0,147 \cdot 10^{-6}} = 32,65 \cdot 10^4.$$

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К)

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4},$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{64,147 \cdot 10^{-2}}{0,032} (32,65 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot (0,885)^{0,4} = 17632.$$

Термічний опір стінки труби $R_{ст} = 5,36 \cdot 10^{-5}$.

Для визначення щільності теплового потоку необхідно застосувати графоаналітичний метод. Для цього застосовуючи рівняння наведені у пункті 2.2 та отриманні значення α_2 будемо залежність щільності теплового потоку від середнього температурного напору. Результати представлено на рисунку 2.2.

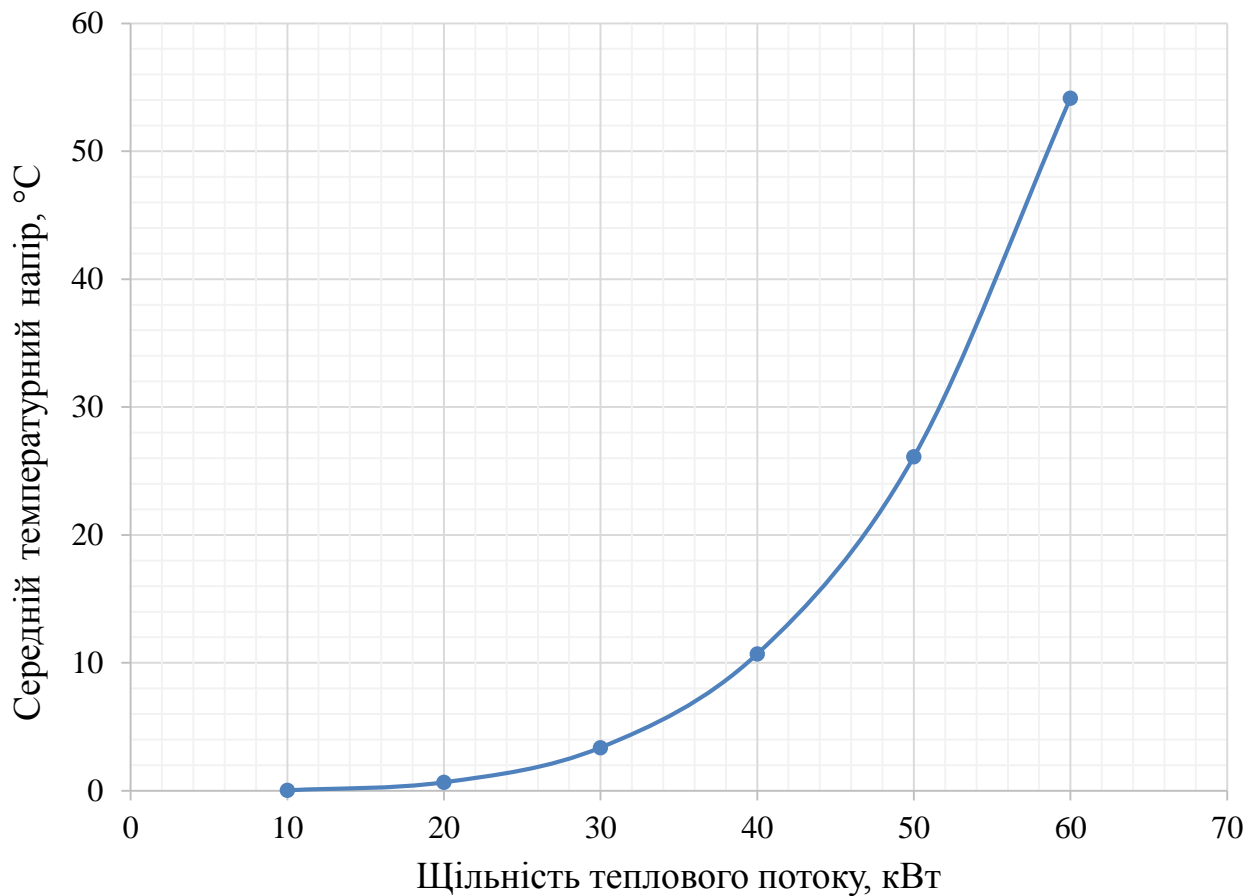


Рисунок 2.2 – Графоаналітичне визначення щільності теплового потоку в залежності від температурного напору.

З рисунку 2.2 видно, що при розрахунковому температурному напорі щільність теплового потоку складає 52 кВт.

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{q}{\Delta t} = \frac{52 \cdot 10^3}{17,6} = 2954.$$

Площа поверхні, м²

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{81965 \cdot 10^3}{2954 \cdot 17,6} = 1576.$$

Практично площа поверхні нагрівання повинна бути більшою за рахунок можливості забруднення поверхонь. Приймаємо $F = 1584 \text{ м}^2$.

Визначаємо залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості теплоносія у діапазоні від 1,0 м/с до 1,8 м/с. Результати представлені на рисунку 2.3.

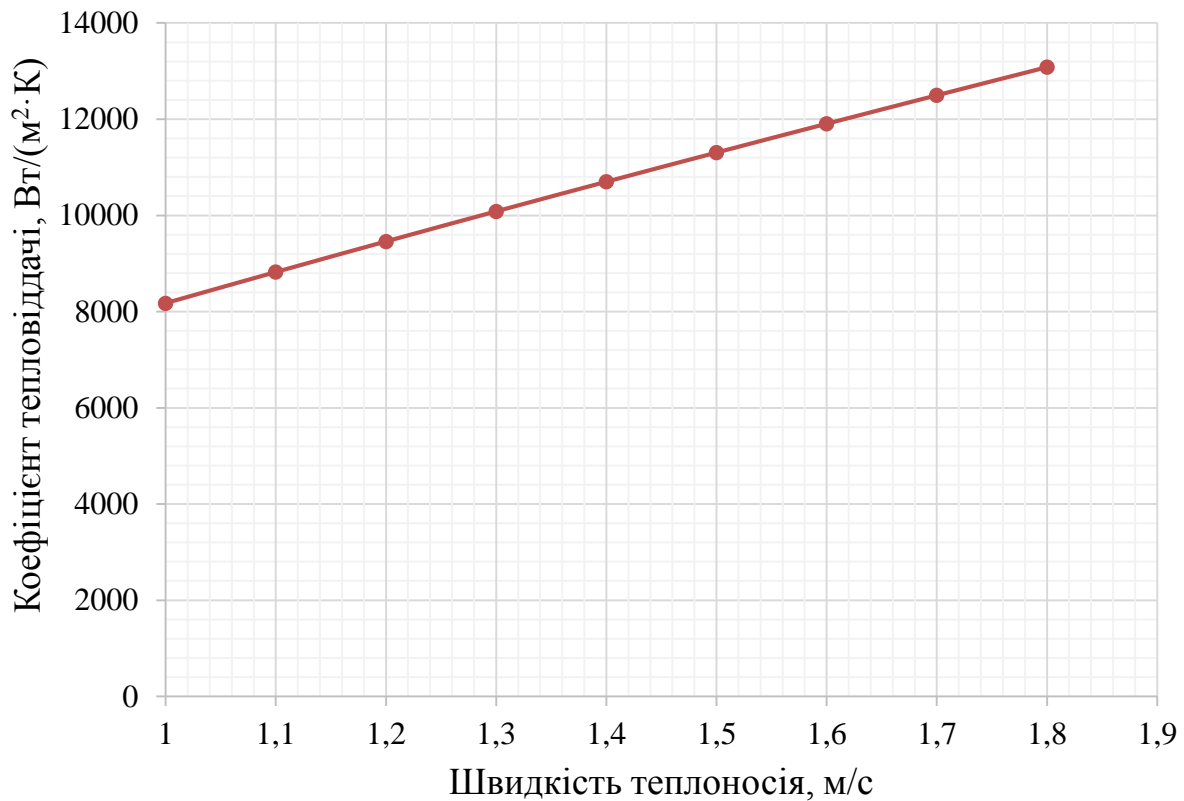


Рисунок 2.3 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості теплоносія

З рисунку видно, що залежність представляє собою монотонне підвищення коефіцієнту тепловіддачі від швидкості теплоносія. Однак, залежність має практичну значимість для теплових розрахунків регенеративних підігрівачів та дозволяє оцінити значення коефіцієнту тепловіддачі при різних варіантах швидкості теплоносія.

При прийнятій швидкості води у трубах число спіралей підігрівача, од

$$N = \frac{G_{\text{ПВ}} \cdot \nu}{0,785 \cdot w \cdot d_{\text{ВН}}^2},$$

$$N = \frac{420 \cdot 0,001215}{0,785 \cdot 1,5 \cdot 0,0222^2} = 895.$$

Практично число спіралей приймається кратним добутку числа секцій та числа рядів у кожній секції, тобто $6 \cdot 12 = 72$. Тоді $N = 864$.

Довжина кожної спіралі, м

$$l = \frac{F}{N \cdot \pi \cdot d'}$$

$$l = \frac{1584}{864 \cdot 3,14 \cdot 0,032} = 18.$$

З наведених вище розрахунків видно, що зменшення температурних напорів приведе до підвищення теплової економічності блоку, але буде супроводжуватися зростанням металоємності та капітальних вкладень при спорудженні регенеративних теплообмінних апаратів.

В залежності від вартості палива, яке використовується на електростанції можна рекомендувати наступні мінімальні температурні напори.

Таблиця 2.1 - Рекомендовані мінімальні температурні напори

Мінімальний температурний напір	Підігрівачі високого тиску		Підігрівачі високого тиску	
	газ	мазут	газ	мазут
Охолоджувач пари	10	15	7	12
Підігрівач	3	5	2	4
Охолоджувач конденсату	6	10	3	6

2.4 Тепловий розрахунок охолоджувача пари

Теплове навантаження охолоджувача пари 6723,5 кВт. Витрата пари $D=47,491$ кг/с, витрата живильної води 33,24 кг/с.

Приймаємо, що розміри спіралей охолоджувача пари такі ж як і у підігрівачі, отже площа перетину для проходження пари, m^2

$$F = l \cdot 0,004\beta,$$

де $\beta = 0,98$ враховує частину довжини труб, яка приймає участь у теплообміні;

0,004 – відстань між трубами.

$$F = 18 \cdot 0,004 \cdot 0,98 = 0,071.$$

При двох потоках швидкість пари у охолоджувачі, м/с

$$w_{\Pi} = \frac{D_{\Pi} \cdot \nu}{2F},$$

де ν – середній питомий об'єм пари при його середній температурі.

$$w_{\Pi} = \frac{47,491 \cdot 0,05889}{2 \cdot 0,071} = 19,7.$$

Еквівалентний діаметр, м

$$d_{\text{екв}} = \frac{4F}{P},$$

$$d_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot 0,071}{2 \cdot 18} = 0,008.$$

Число Рейнольдса для пари

$$Re_1 = \frac{w \cdot d_{\text{екв}}}{\nu},$$

$$Re_1 = \frac{19,7 \cdot 0,008}{8,34 \cdot 10^{-7}} = 0,19 \cdot 10^6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,4},$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{5,48 \cdot 10^{-2}}{0,008} (0,19 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot (1,157)^{0,4} = 5260.$$

Швидкість води у трубах при двопоточній схемі приймаємо рівною 1,5 м/с. Діаметр трубок 32*6 мм.

Число Рейнольдса для води

$$Re_2 = \frac{1,5 \cdot 0,02}{0,63 \cdot 10^{-5}} = 1,84 \cdot 10^5.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, Вт/(м²·К)

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,599}{0,02} (1,84 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot (1,032)^{0,4} = 11580.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

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

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5260} + \frac{0,032}{246,6} \cdot \frac{32}{20} + \frac{1}{11580} \cdot \frac{32}{20}} = 1336.$$

де 32/20 – враховує кривизну циліндрової стінки.

Середній температурний напір у охолоджувачі, °С

$$\Delta t_{cp} = \frac{(262,2 - 239,2) - (295 - 238,5)}{\ln\left(\frac{262,2 - 239,2}{295 - 238,5}\right)} = 18,1.$$

Площа поверхні охолоджувача пари, м²

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{6723,5 \cdot 10^3}{1336 \cdot 18,1} = 278.$$

Число зміювиків, од.

$$N = \frac{F}{\beta l \pi d_3},$$

$$N = \frac{278}{0,98 \cdot 18 \cdot 3,14 \cdot 0,032} = 182.$$

2.5 Розрахунок охолоджувача конденсату

Теплове навантаження охолоджувача конденсату 13326 кВт. Середня температура конденсату у між трубному просторі 229 °С.

Площу перетину для проходження конденсату приймаємо такою ж як і у охолоджувачі пари 0,071 м². Тоді швидкість конденсату у між трубному просторі буде дорівнювати 1,4 м/с.

Число Рейнольдса при даній швидкості $Re = 84859$.

Коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/(м^2 \cdot К)$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,596}{0,008} (84859)^{0,8} \cdot (0,87)^{0,4} = 11460.$$

Середня різниця температур води у трубах охолоджувача

$$t_{cp} = \frac{195,6 + 203}{2} = 199,3.$$

Значення коефіцієнту тепловіддачі від стінки до води визначаємо при швидкості 2 м/с, $Вт/(м^2 \cdot К)$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,601}{0,022} \left(\frac{2 \cdot 0,002}{0,158 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot (0,93)^{0,4} = 13828.$$

З урахуванням $\varepsilon_l = 1,132$.

$$\alpha_2 = 1,132 \cdot 13828 = 15654.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2 \cdot К)$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{11460} + \frac{0,032}{246,6} \cdot \frac{32}{22} + \frac{1}{15654} \cdot \frac{32}{20}} = 3152.$$

Середній температурний напір у охолоджувачі конденсату, $^{\circ}С$

$$\Delta t_{cp} = \frac{(247,15 - 195,6) - (210 - 203)}{\ln \left(\frac{247,15 - 195,6}{210 - 203} \right)} = 22,3.$$

Площа поверхні охолоджувача конденсату, м²

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{13326 \cdot 10^3}{3152 \cdot 22,3} = 189,5.$$

2.6 Тепловий розрахунок підігрівача низького тиску

Вихідні дані для розрахунку:

- тиск гріючої пари $P_{\text{п}} = 0,089$ МПа;
- температура пари $t_{\text{п}} = 138$ °С;
- температура насичення $t_{\text{с}} = 96$ °С;
- ентальпія гріючої пари $h_{\text{п}} = 2760$ кДж/кг;
- тиск конденсату, що нагрівається $P_{\text{к}} = 2,35$ МПа;
- температура на вході у підігрівач $t_{\text{вх}} = 55$ °С;
- ентальпія води на вході у підігрівач $h_{\text{вх}} = 235$ кДж/кг;
- витрата конденсату $G_{\text{к}} = 151$ кг/с.

Приймаємо недогрівання води у підігрівачі до температури насичення гріючої пари 2 °С. Тоді температура конденсату на виході з підігрівача, °С

$$t_{\text{вих}} = t_{\text{с}} - \vartheta = 96 - 2 = 96.$$

Ентальпія на виході $h_{\text{вих}} = 398$ кДж/кг.

Витрата пари, що поступає до підігрівача, кг/с

$$D_{\text{п}} = \frac{G_{\text{к}}(h_{\text{вих}} - h_{\text{вх}})}{(h_{\text{п}} - h_{\text{с}})\eta_{\text{п}}}.$$

$$D_{\text{п}} = \frac{151(398 - 235)}{(2760 - 402) \cdot 0,98} = 10,65.$$

Кількість теплоти, що передається з парою у підігрівачі, МВт

$$Q = D_{\text{п}} \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{с}}) \eta_{\text{п}},$$

$$Q = 10,65 \cdot (2760 - 402) \cdot 0,98 = 24,7.$$

Середній температурний напір, °С

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(96 - 55) - (96 - 94)}{\ln\left(\frac{96 - 55}{96 - 94}\right)} = 10,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі для таких підігрівачів приймається у діапазоні (2,5...3) кВт/(м²·К). Приймаємо 2,7 кВт/(м²·К).

Площа поверхні теплообміну, м²

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{24,7 \cdot 10^3}{2,7 \cdot 10,6} = 863.$$

З урахуванням площі поверхні приймаємо основні розміри підігрівача. Діаметр труб 16*0,75 мм. Шахматне розташування труб. S₁ = 22 мм, S₂ = 19 мм. Швидкість руху води у трубках 0,8 м/с.

Число паралельних труб по ходу води, од.

$$z_1 = \frac{4G_k \nu_k}{\omega_k \pi d_{\text{вн}}^2},$$

$$z_1 = \frac{4 \cdot 151 \cdot 0,00103}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 0,0145^2} = 1230.$$

При чотирьохходовому русі загальна кількість трубних кінців, що розвальцьовані у трубній дощці, од.

$$z = 4z_1 = 4 \cdot 1230 = 4920.$$

Площа трубної дошки, яка зайнята трубами, м²

$$F_{\text{тр}} = z \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \frac{1}{\eta_{\text{тр}}},$$

$$F_{\text{тр}} = 4920 \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \frac{1}{0,48} = 2,05.$$

Середня довжина труб, м

$$l = \frac{F}{2z_1 \cdot \pi \cdot d_3},$$

$$l = \frac{863}{2 \cdot 1230 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 6,89.$$

Середня активна довжина труб для окремих відсіків підігрівача, м

$$H = \frac{\sum H_i^2}{\sum H_i},$$

$$H = \frac{\sum 1^2 + 1,75^2 + 1,5^2 + 1,79^2 + 1,04^2}{\sum 1 + 1,75 + 1,5 + 1,79 + 1,04} = 1,5.$$

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі від пари до стінок труб необхідно спочатку визначити режим руху плівки конденсату.

Число Рейнольдса для плівки конденсату на нижній кромці поверхні

$$Re_1 = \frac{Q \cdot H}{r \cdot \rho \cdot \nu},$$

$$Re = \frac{24,7 \cdot 10^6 \cdot 1,5}{2265 \cdot 961 \cdot 0,307} = 53,8.$$

Оскільки $Re < Re_{кр} = 100$, то середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К) визначається за формулою

$$\alpha_1 = 1,01 \cdot \lambda \left(\frac{g}{\nu^2} \right)^{1/3} Re_{ж}^{-1/3},$$

$$\alpha_1 = 1,01 \cdot 0,683 \left(\frac{9,81}{0,307 \cdot 10^{-12}} \right)^{1/3} 53,8^{-1/3} = 5786.$$

Фізичні параметри конденсату, який рухається в середині труб, приймаються при середній його температурі, °С

$$t = \frac{t_{вх} + t_{вих}}{2} = \frac{55 + 94}{2} = 75.$$

Число Рейнольдса

$$Re_2 = \frac{w_B \cdot d_B}{\nu},$$

$$Re_2 = \frac{0,8 \cdot 0,0145}{0,392 \cdot 10^{-6}} = 29591.$$

Оскільки $Re > Re_{кр} = 100$, то середній коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К) визначається за формулою

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,4},$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 29591^{0,8} \cdot 2,37^{0,43} = 114,88.$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda}{d} = \frac{114,88 \cdot 0,672}{0,0145} = 5324.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5768} + \frac{0,0075}{107} + \frac{1}{5324}} = 2732.$$

Похибка отриманого розрахункового значення коефіцієнту теплопередачі складає 1 %, що допустимо.

3 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

3.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів

АЕС відносяться до виробництв з підвищеною безпекою у зв'язку з тим, що процес отримання теплової та електричної енергії на них супроводжується потужними потоками іонізуючих випромінювань, а також утворенням значної кількості радіоактивних речовин. Так як вплив небезпечних і шкідливих виробничих факторів на персонал АЕС, населення і навколишнє середовище призводить до небезпеки втрати життя, здоров'я і зниження працездатності персоналу - звідси і потрібна охорона праці.

Охорона праці - це система законодавчих соціально-економічних, технічних, санітарно-гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці включає в себе організаційно-правові питання, техніку безпеки, виробничу санітарію та пожежну профілактику, а для АЕС ще і радіаційну безпеку.

Основними законодавчими соціально-економічними актами є: Конституція, Кодекс законів про працю України, ДБН, ДСТУ та інші, де визначені права громадян на охорону здоров'я і праці.

Техніка безпеки - це система організаційних і технічних заходів і засобів, що запобігають вплив на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Виробнича санітарія - це система організаційних, гігієнічних і санітарно-технічних заходів і засобів, що запобігають вплив на працюючих шкідливих виробничих факторів.

Пожежна профілактика - комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, на запобігання пожежі, обмеження її поширення, а також створення умов для успішного гасіння пожежі.

В цілому на здоров'я і працездатність людини впливають умови праці: санітарно-гігієнічна обстановка на виробництві, рівень технічної оснащеності, характер технологічного процесу, прийоми і методи праці, організація трудового процесу і робочих місць, режим праці та відпочинку і взаємини людей у колективі.

При цьому виробничі травми викликаються, як правило, недотриманням вимог техніки безпеки на виробництві, а нещасні випадки пов'язані з впливом на нього небезпечних виробничих факторів.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори поділяються на: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

Основними причинами травматизму та нещасних випадків на АЕС є: організаційні, проектно-конструкторські, технологічні та психофізіологічні, а основними травмуючими факторами є: вплив електричного струму, теплові опіки, удари, падіння людей і предметів на них, дорожньо-транспортні пригоди.

Загальне керівництво по охороні праці покладається на керівника - генерального директора АЕС, а безпосередню організацію роботи з охорони праці здійснює головний інженер АЕС. В цехах, відділах, лабораторіях безпосередню організацію робіт з охорони праці здійснюють начальники цехів, відділів і лабораторій та несуть персональну відповідальність за стан роботи з охорони праці.

На кожній АЕС у відповідності з Законом України про охорону праці розробляються «Положення про систему управління охороною праці і техніці безпеки на АЕС».

Дію «Положення...» поширюються на всі підрозділи АЕС і базуються на основних принципах державної політики в галузі охорони праці:

- пріоритет життя і здоров'я працівників по відношенню до результатів виробничої діяльності АЕС;
- повної відповідальності керівників за створення безпечних і нешкідливих умов праці;

- соціального захисту працівників, повного відшкодування шкоди особам, які потерпіли від нещасних випадків на виробництві;
- використання економічних методів управління охороною праці, що сприяє створенню безпечних і нешкідливих умов праці;
- створення умов праці на робочих місцях у повній відповідності з вимогами;
- у всіх працівників АЕС перевіряються знання з охорони праці. Допуск до роботи осіб, які не пройшли навчання і перевірку знань з охорони праці не допускаються;
- на АЕС існує триступеневий контроль з охорони праці:
 - перший ступінь контролю стану охорони праці проводиться щоденно безпосередньо керівниками робіт оформлюється в журналі першого ступеня;
 - друга ступінь контролю стану охорони праці проводиться щодня начальником дільниці, цеху, служби з метою оцінки ефективності;
 - роботи першого ступеня, ролі безпосередніх керівників у забезпеченні безпеки праці і оформляється в журналі другої ступені;
 - третій ступінь контролю стану охорони праці проводиться щомісячно в день техніки безпеки, очолюється керівником підприємства.

За результатами стану охорони праці видається наказ.

Спеціальний контроль за забезпечення безпечних умов праці, безпечної експлуатації обладнання на АЕС здійснюють органи державного нагляду, які не залежать у своїй діяльності від адміністрації станції. Громадський контроль здійснює профком підприємства.

Під умовами праці розуміють сукупність факторів виробничого середовища, що роблять вплив на здоров'я і працездатність людей. Безпека праці характеризується таким станом умов праці, при якому виключено вплив на працюючих небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Зведена інформація про умови праці на ЗАЕС наведена у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Зведена таблиця умов праці

Нормативні ознаки	Категорія приміщень		Документ
	Машзал	БЦУ	
1	2	3	4
1. Характеристика приміщень			
За ступенем електричної небезпеки	Особо небезпечні	Без підвищеної небезпеки	ПУЕ-86
По пожежонебезпеки	В	Д	ДБН П-20-80
По вибухонебезпечності	В-16	невибухонебезпечні	ПУЕ-86
За наявності джерел надлишкового тепла	Зі значним надлишком	Без значних надлишків	ДСТУ-12.1.005-88
2. Характеристика основних робіт			
За ступенем тяжкості	Середньої тяжкості П-б	Легка-1	ДСТУ-12.1.005-88
За ступенем точності зорових робіт	V	III	ДБН П-4-88
3. Характеристики санітарно-гігієнічних умов праці			
Метео умови: - температура, t °С. - відносна вологість φ %. - швидкість руху повітря, V, м/с.	17÷23 до 75 0,3	22÷25 40÷60 0,2	ДСТУ-12.1.005-88
Шкідливі домішки в повітрі: - пари нафтопродуктів ГДК мг/м ³ .	300	—	ДСТУ-12.1.005-88
Вібрація: - основні частоти, f Гц. - виброемкість, V м/с.	2÷16 (1,3±0,2)·10 ⁻²	2÷16 (1,1±0,15)·10 ⁻²	ДСТУ-12.1.005-88

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4
Шум: - основні частоти, f Гц. - рівень звуку, V Дб.	250÷1000 80	250÷1000 50	ДСТУ- 12.1.005-88
Освітлення: - вид джерела світла - вид освітлення - основна освітленість, лк - аварійна освітленість, лк	Лампи розжарювання Комбіноване 150 50	Галлогенні Загальний 250 50	ДБН II-4-88
Шкідливі випромінювання: - потужність дози, мбер/год. - річна одиночна доза, бер.	0,06 0,174	0,06 0,174	НРБ-76/87

3.2 Заходи з поліпшення умов праці

3.2.1 Захист від шуму та вібрації

Джерелом виникнення шуму і вібрації є обертові машини, технологічні установки і апарати, в яких відбувається переміщення з великою швидкістю рідин і газів, електротехнічне обладнання з змінними електромагнітними полями. З фізіологічної точки зору шум і вібрація погіршують умови праці, надають шкідливу дію на організм людини.

Для попередження шкідливого впливу шуму застосовується цілий комплекс захисних заходів. Основний захід для захисту від шуму - зниження його в джерелі, висока якість виготовлення і правильна експлуатація. Для захисту від шуму застосовуються будівельно-акустичні заходи: звукоізоляція огорожувальних конструкцій; звуковбирні конструкції і екрани; глушники шуму; правильне планування і забудова.

Розрахунок шуму в машинному залі.

Основним джерелом шуму в машинному залі є турбогенератор.

Рівень звукової потужності в машинному залі вимірюється за формулою

$$L_p = L_a + 10 \lg [\Phi/4\pi r^2 + 4/v],$$

де L_a - рівень звукової потужності джерел шуму;

$\Phi = 1$ - фактор спрямованості;

r - відстань від геометричного центра джерела до розрахункової точки, м;

v - постійна приміщення, м²;

$v = A/(1-a_{cp})$, де A - еквівалентна площа приміщення;

$A = a_{cp} \cdot S$, де a_{cp} - середній коефіцієнт звукопоглинання всередині поверхні приміщення;

S - площа, приймаюча випромінювану енергію, м²

Розрахунок шуму в машинному залі зведено у таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 - Розрахунок шуму в машинному залі

Показник	Розмірність	Частота							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_1	Дб	98	97	92	94	90	89	85	80
$L_2=L_1+10 \cdot \ln 2$	Дб	104,89	103,93	98,93	100,93	96,93	95,93	91,93	86,93
$r_1=r_2=r$	м	68,8	68,8	68,8	68,8	68,8	68,8	68,8	68,8
S	м ²	52728	52728	52728	52728	52728	52728	52728	52728
α_{cp}	–	0,07	0,1	0,13	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27
A	м ²	3690,9	5272,8	6854,6	7909,2	9491,1	11073	12655	14237
B	м ²	3968,8	5858,7	7878,9	9304,9	11574	14016	16651	19502
Φ	–	1	1	1	1	1	1	1	1
L_p		75,04	72,38	66,13	67,43	62,52	60,73	56,03	50,39
$L_{доп}^{сан}$		101,5	95	89	84,5	80	76,5	74	71

З наведених розрахунків видно, що рівень шуму в машинному залі не перевищує допустимих норм.

3.3 Виробнича санітарія

Забезпечення радіаційної безпеки на АЕС здійснюється згідно з вимогами "Правил радіаційної безпеки при експлуатації атомних станцій" (ПРБ АС - 84), які містять: організаційні заходи при проведенні радіаційно-небезпечних робіт, включаючи роботи за нарядами-допусками, розпорядженнями та оперативне обслуговування обладнання в зоні строго режиму; умови та порядок застосування засобів індивідуального захисту; порядок користування приладами індивідуального дозиметричного контролю та санітарно-гігієнічними пристроями; рекомендації по поведінки персоналу при роботі у зоні суворого режиму та особистої гігієни; основні положення з дезактивації приміщень і обладнання; порядок збирання, транспортування і поховання радіоактивних відходів.

Виробничі приміщення АЕС розділені на зони вільного і суворого режимів. Обладнання та системи АЕС, що належать до зони суворого режиму знаходяться в приміщеннях з біологічної захистом. Для своєчасного виявлення підвищення рівня радіації на АЕС передбачена служба радіаційної безпеки, в завдання якої, крім контролю всіх видів випромінювань на робочих місцях, а також вимірювання індивідуальних доз для персоналу, зайнятого з джерелами випромінювань, входить також контроль виходу активності з технічними скидами - водою, газами і повітрям і періодичний контроль за інтенсивністю гамма і нейтронного випромінювань на ділянках, прилеглих до АЕС.

Документом, що визначає граничні рівні впливу іонізуючих випромінювань на людину, є "Норми радіаційної безпеки НРБ-76". В ньому регламентовані категорії опромінюваних осіб, групи критичних органів та основні дозові межі. Персонал, який безпосередньо працює з джерелами іонізуючих випромінювань, відноситься до категорії «А», а особи, які

безпосередньо з джерелами іонізуючих випромінювань не працюють, але за умовами розміщення робочих місць можуть піддаватися впливу випромінювання, що відносяться до категорії «Б». Для категорії «А» основним дозовою межею встановлена гранично допустима доза ГДД за рік, а для категорії «Б» - межа дози ПД за рік. З урахуванням ролі окремих органів або частин тіла в життєзабезпеченні людини та їх відносної радіочутливості встановлені три групи критичних органів:

I група - все тіло, і кістковий мозок;

II група - м'язи, щитовидна залоза, жирова тканина, печінка, нирки, селезінка, шлунково-кишковий тракт, легені, кришталік очей і інші, крім тих, що віднесені до I і III груп;

III група - шкіряний покрив, кісткова тканина, кисті рук, передпліччя, щиколотки і стопи.

Радіаційна обстановка в приміщеннях АЕС визначається не тільки потужностями доз γ - та нейтронного випромінювання, але і радіоактивними газами та аерозолями в повітрі виробничих приміщень і радіоактивними забрудненнями поверхонь устаткування і будівельних конструкцій.

Основними завданнями забезпечення радіаційної безпеки АЕС є: надійне утримання утворюються в процесі розподілу продуктів поділу ядерного палива; зниження потоку нейтронного і γ - випромінювання у виробничих приміщеннях АЕС до проектних значень потужності еквівалентної дози. Рішення цих завдань вирішується комплексом технічних засобів і організаційних заходів. Для запобігання виходу продуктів розподілу у виробничі приміщення АЕС і за її межі створюється система водно-хімічних режимів, що сприяють зменшенню швидкості корозії; підвищення очищення теплоносія від активних продуктів корозії і ділення; проведення дезактивації окремих видів обладнання або всього контуру. Крім того, в конструкцію ядерної енергетичної установки АЕС закладено застосування фізичних бар'єрів безпеки і локалізуючі системи, призначені для локалізації або запобігання поширенню радіоактивних продуктів за межі гермо-зони і території АЕС.

На АЕС при роботі з джерелами радіоактивного забруднення вводиться санітарно-пропускний режим для запобігання розповсюдження радіоактивного забруднення шляхом створення комплексу технічних і організаційних заходів. До санітарно-гігієнічних пристроїв відносяться санітарні пропускники, санітарні шлюзи, спец-пральні та ін. До складу приміщень санпропускника входять: гардеробні для зберігання верхнього одягу, окремі приміщення для зберігання і одягання особистого одягу і спецодягу, пункти контролю рівнів забруднення, душові, умивальні та ін.

3.4 Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Випускається промисловістю електрообладнання та перебувають в експлуатації електроустановки, а також технологічне обладнання, що обумовлює утворення електромагнітних полів і зарядів статичної електрики, що забезпечують безпеку обслуговуючого персоналу при умові дотримання правил і норм з техніки безпеки і виробничої санітарії. Виконання правил і норм з охорони праці забезпечує необхідну електробезпеку, пожежобезпечність і вибухобезпечність електроустановок, комфортне середовище на робочих місцях операторів, ведучих виробничий процес і працівників, які обслуговують виробничі електроустановки.

Основні нормативні документи для персоналу, який обслуговує діючі електроустановки на АЕС:

1) "Правила безпечної експлуатації електроустановок". ДНАОП 1.1.10-1.01-97. Додержання вимог цих Правил є обов'язковим при виконанні робіт з монтажу, налагодження, ремонту, реконструкції та експлуатації електроустановок електричних станцій, електричних і теплових мереж, районних котелень, енергоремонтних та інших підприємств. Правила мають на

меті забезпечити безпеку працюючих при виконанні будь-яких видів робіт в діючих електроустановках;

2) "Правила технічної експлуатації електричних станцій і мереж". Викладено основних організаційні й технічні вимоги до експлуатації енергетичних об'єктів, неухильне виконання яких забезпечить економічну, надійну і злагоджену роботу всіх ланок енергетичних систем;

3) "Правила експлуатації електрозахистних засобів". ДНАОП 1.1.10-1.07-01. Електрозахистні засоби і засоби індивідуального захисту, що використовуються в електроустановках, а так само правила і прийоми їх застосування, повинні повністю відповідати вимогам цих Правил, державних стандартів, а також ДНАОП 1.1.10-1.01-97. "Правила безпечної експлуатації електроустановок";

4) "Правила безпечної роботи з інструментом та пристроями". ДНАОП 1.1.10-1.04 -01. Застосовуються при роботах механізми, вантажопідйомні машини, пристосування і інструмент повинні бути випробувані і повинні експлуатуватися відповідно до вимог безпеки праці, Правилами, інструкціями заводів-виготовлювачів;

5) "Правила будови електроустановок". Правила поширюються на всі знову з-оружаемые та реконструйовані електроустановки. Розроблені з урахуванням обов'язковості проведення в умовах експлуатації планово-попереджувальних робіт та профілактиче-ських випробувань, ремонтів електроустановок і їх електрообладнання.

При виконанні робіт в електроустановках поряд з цими Правилами слід керуватись також державними галузевими актами з ох-рани праці, стандартами безпеки праці, нормами та інструкціями заводів виготовлювачів обладнання.

Приміщення на АЕС характеризуються великою кількістю електричних приладів, обладнання різної напруги від 12В до 6кВ і більше. Це пред'являє підвищену увагу до питань електробезпеки. Технічні та організаційні заходи захисту здійснюються з урахуванням класу приміщення, напруги і призначення електроустановок.

Для забезпечення безпечних умов роботи виконуються наступні технічні захисні заходи: занулення; захисне відключення; застосування малих напруг; захист від небезпеки при переході напруги з високою сторони на нижчу; захист від випадкового дотику до струмоведучих частин; застосування електрозахистних засобів і т. д. Будівлі і споруди, а також люди на АЕС, захищаються і від атмосферної електрики блискавковідводами.

До організаційних заходів по забезпеченню безпеки робіт: виконуються на електроустановках, відносяться: видача нарядів і розпоряджень, видача дозволів на підготовку робочих місць і допуску; виробництво допуску до роботи; нагляд під час роботи; організація перерв у роботі і т. д.

До технічних заходів, що забезпечують безпеку проведення робіт у діючих електроустановках, належать: виконання необхідних відключень та вжиття заходів, що перешкоджають помилковому або мимовільного включення комутаційної апаратури; вивішування заборонних плакатів на приводах ручного і на ключах дистанційного керування; перевірка відсутності напруги на струмоведучих частинах, на яких повинно бути накладено заземлення для захисту людей від ураження електричним струмом; вивішування застережних та дозвільних плакатів, огороження при необхідності робочі місця і залишилися під напругою струмоведучих частин.

До роботи на електроустановках допускаються особи не молодше 18 років. Створення безпечних умов при експлуатації електроустановок здійснюється їх конструктивними елементами (постійними огороженнями, стаціонарними заземлювальними ножами і т. п.), що виконують захисні функції, а також колективними і індивідуальними електрозахистними засобами.

3.5 Пожежна безпека

Виробничий процес на ділянці турбінного відділення згідно ДБН 2.09.02-85 по вибухонебезпечності відноситься до категорії «Б», а по вогнестійкості згідно ДБН 2.01.02-85 відноситься до другого ступеня вогнестійкості.

Причинами пожеж або вибухів на ділянці є можливість займання турбінного масла в системі змащування та ущільнення підшипників турбогенератора, витік водню в системі охолодження генератора, необережне і недбале поводження персоналу з вогнем, несправність технологічного обладнання, несправність електроустановок, електродвигунів, вибухи газоповітряних і пароповітряних сумішей, що утворюються при проведенні технологічних процесів.

Крім того, на ділянці передбачається встановлення первинних засобів пожежогасіння. Первинні засоби пожежогасіння розташовуються в машинному залі на освітлених легкодоступних місцях, але так щоб не перекривати проходи і проїзди. Забороняється перекривати доступ до первинних засобів пожежогасіння та пожежних гідрантів.

Первинні засоби пожежогасіння передаються оперативним персоналом по зміні в повному комплекті, про що робиться запис в оперативному журналі.

Широка автоматизація та електрифікація виробничих процесів на АЕС обумовлює застосування великої кількості електротехнічного обладнання, електродвигунів і відповідний розвиток електричних мереж (силових, керуючих і сигнальних), що в значній мірі підвищує пожежну небезпеку. Пожежна профілактика АЕС складається з комплексу організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, збереження ядерної енергетичної установки, систем зупинки і розхолодження реактора, функціонування систем безпеки, збереження працездатності енергоблоку запобігання пожежі, обмеження її поширення, а також створення умов для успішного гасіння пожежі.

Організаційні та технічні заходи з пожежної профілактики на АЕС включають:

- систематичні перевірки стану пожежної безпеки у виробничих будівлях і приміщеннях АЕС;
- постійний контроль за веденням зварювальних та інших вогневих робіт;
- організацію служби чергових караулів особового складу воєнізованих пожежних частин (ВПЛ);

- впровадження сучасних засобів і методів активної і пасивної пожежної захисту;
 - організацію постійного технічного контролю за станом пожежних резервуарів, водойм, водогінної мережі та гідрантів, спринклерних, дренажних і насосних установок;
 - перевірку справності і правильного утримання автоматичних установок пожежогасіння та сигналізації, первинних засобів пожежогасіння, пожежної техніки і зв'язку;
 - проведення інструктажів, бесід, занять з пожежно-технічного мінімуму з працівниками АЕС і широкої протипожежної пропаганди та агітації;
 - організацію протипожежних тренувань і пожежно-технічних навчань.
- Одним з основних вимог пожежної профілактики є обов'язкове виконання усіма працівниками АЕС пожежного режиму.

ВИСНОВКИ

Виробництво електроенергії є одним з головних показників економічного рівня країни. Розвиток енергетики на сучасному етапі повсюдно здійснюється в основному на базі великих теплових ТЕС і атомних АЕС електростанцій з реакторами великої одиничної потужності. Теплові і атомні електростанції об'єднуються у відповідні енергетичні системи в які крім електростанцій входять лінії електропередач, підстанції, теплові мережі, які пов'язані між собою спільністю режим і розподілу енергії.

За величиною встановленої потужності та електроенергії провідна роль належить теплової та атомної енергетики, так як на їх частку припадає понад 80% усього виробництва електроенергії. Інша електроенергія виробляється на гідравлічних ЕС. Роль геотермальних, сонячних, інших альтернативних джерел виробництва електроенергії поки що досить незначна. Характерною тенденцією розвитку промислового виробництва в сучасному світі є все зростаюча роль енергетики як провідної галузі народного господарства при одночасному посиленні проблем економії і впровадження енерго - і ресурсозберігаючих технологій. У реальних умовах роботи енергосистем потрібно особливо жорсткі умови організації виробництва. Перебої в енергопостачанні наносять народному господарству значних економічних збитків, тому забезпечення високої надійності електропостачання є надзвичайно важливим завданням.

Тому у першому розділі кваліфікаційної роботи було виконано літературний огляд джерел щодо конструкції та принципів роботи регенеративних підігрівачів ТЕС. Наведено їх переваги та недоліки, специфіку роботи.

У другому розділі виконано аналіз режимів роботи регенеративних підігрівачів ТЕС. Розроблено розрахункову схему для виконання теплового розрахунку. Розраховано підігрівач високого тиску, охолоджувач пари та охолоджувач конденсату при ефективній швидкості теплоносія 1,5 м/с. Отримано залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості теплоносія. З

застосуванням графоаналітичного методу отримано значення щільності теплового потоку для підігрівача високого тиску. Знайдено площі поверхонь підігрівача то охолоджувачів пари та конденсату.

Показано, що зменшення температурних напорів приведе до підвищення теплової економічності блоку, але буде супроводжуватися зростанням металоємності та капітальних вкладень при спорудженні регенеративних теплообмінних апаратів.

У розділі охорона праці виконано аналіз шкідливих факторів на ТЕС та розроблені заходи для їх усунення. Виконано розрахунок шуму у машинному залі.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. Москва: МЭИ, 2005. 260с.
2. <http://energetika.in.ua/ru/>
3. Кутателадзе С.С. Теплоотдача при конденсации и кипении. Москва : Машгиз, 1952. 458с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Москва : Энергия, 1977. 265с.
5. Хаузен Хельмут. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. Москва : Энергоиздат, 1981. 185с.
6. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. – 264с.
7. Стерман Л.С., Лавыгин В.М., Тишин С.Г. Тепловые и атомные электрические станции. Москва : Энергоатомиздат, 1996. 354с.
8. Теплообменное оборудование паротурбинных установок: отраслевой каталог. М.: НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ, 1984. 155с.
9. Кутепов А.М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. Москва: Высшая школа, 1983. 278с.
10. Рихтер Л.А. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. Москва : Энергоатомиздат, 1987. 412с.
11. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976. 447 с.
12. Подогреватели высокого давления / Я. Л. Польшовский, М.Л. Шварцман, В.М. Марушкин, Т.Я. Кульмухаметов. - В кн.: Котельные и турбинные установки энергетических блоков. М.: Энергия, 1971, с.248-254.
13. Рубинштейн Я.М., Едигарев Л.В. Две схемы включения питательных насосов. - В кн.: Усовершенствование конструкций и эксплуатации турбинных установок. М.: Госэнергоиздат, 1959, с. 230-235.

14. Марушкин В.М., Иващенко С.С., Вакуленко Б.Ф. Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС. -М.: Энергоатомиздат, 1985, 136 с.
15. Эксплуатация объектов котлонадзора. Справочник. Антикайн П.А., Зыков А.К., НПО ОБТ, 1996г.
16. Артамонов В.В., Горбенко В.В., Алиферов В.П. др. Диагностика эксплуатационных разрушений подогревателей высокого давления. Часть 1. Спирали ПВД. // Контроль. Диагностика, 2011 № 1.
17. Артамонов В.В., Горбенко В.В., Алиферов В.П. др. Диагностика эксплуатационных разрушений подогревателей высокого давления. Часть 2. Коллекторы ПВД. // Контроль. Диагностика, 2011 № 2.
18. Гофман Ю.М., Филиппов А.М. О повышении надежности трубной системы подогревателей высокого давления. // Энергетик, 2012, № 6.
19. Аронсоп К.Э., Бродов Ю.М., др. Статистическое моделирование отказов теплообменных аппаратов при реализации комплексной системы мониторинга состояния паротурбинных установок. // Теплоэнергетика, 2007, № 8.
20. П.Кутателадзе С.С. Теплопередача при конденсации и кипении. М.-Л.: Машгиз, 1952. -231 с.
21. Цветков Ф.Ф., Керимов Р.В, Величко В.И. Задачник по теплообмену. Москва : МЭИ, 1987. 235с.
22. Справочник по теплообменникам/ под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. Москва : Энергоатомиздат, 1983. 488с.
23. Пермяков В.А. Теплообменники вязких жидкостей, применяемые на электростанциях. Ленинград: Энергоатомиздат, 1983. 245с.
24. Белосельский, В.С. Топочные мазуты. Москва: Энергия, 1978. 316с.
25. Сжигание высокосернистого мазута на электростанциях / Н.И. Верховский, Г.К. Красноселов, Е.В. Машилов. Москва: Энергия, 1970. – 420с.
26. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. Москва : Машиностроение, 1989. 358с.

27. Основные процессы и аппараты химической промышленности / под ред. Ю.И. Дытнерского. Москва : Химия, 1991. 289с.
28. Андрющенко, А. И. Методика расчета энергетической эффективности технологических процессов. Методические указания к изучению курса «Методы термодинамического анализа установок и систем» / А. И. Андрющенко. -Саратов : Изд-во СарГТУ, 1989. - 31 с.
29. Андрющенко, А. И. Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций / А. И. Андрющенко. - М. : Высшая школа, 1963. -275 с.
30. Андрющенко, А. И. Теплофикационные установки и их использование / А. И. Андрющенко, Р. З. Аминов, Ю. М. Хлебалин. - М. : Высшая школа, 1989. -256 с.
31. Баженов, М. И. Промышленные тепловые электростанции / М. И. Баженов, А. С. Богородский, Б. В. Сазанов и др. - М. : Энергия, 1979. - 296 с.
32. Теплообменники с интенсификацией теплопередачи / Л.М Коваленко, А.Ф. Глушков. Москва: Энергоатомиздат, 1986. 97с.
33. Лыков, А.В. Тепломассообмен: справ. Москва : Энергия, 1978. 480с.
34. Термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для вузов /А.В Болгарский, Г.А. Мухачев, В.К. Щукин. - Изд. 2-е, перераб. и доп. Москва : Высшая школа, 1975. 495 с.
35. Исаченко, В.П. Теплопередача : учеб. для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. - 3-е - изд. перераб. и доп. – Москва : «Энергия», 1975. 488с.
36. Андреев, М.М. Теплообменная аппаратура энергетических установок. Москва : Машгиз, 1963. 240 с.
37. Нормы радиационной безопасности. М.: Энергоатомиздат, 1988.
38. Основные санитарные правила работы с радиоактивными веществами и другими источниками ионизирующих излучений. М.: Энергоатомиздат, 1988.

39. Попов И.А. и другие. Информационная система сбора и обработки информации от теплофизического стенда, моделирующего теплофизические процессы в ядерном реакторе. В сб. "3-я Украинская конференция по автоматическому управлению Автоматика-96" Т.2. Севастополь: СевГТУ, 1996.

40. Техническое описание БД "Архив" УВС "Комплекс Титан-2". Энергодар: ПО ЗАЭС, 1997.

41. Трофимов А.И. Приборы контроля ядерных энергетических установок. Обнинск, 1991. 254 с.

42. В.А. Герлига и др. Основы безопасности АЭС с водо-водяными реакторами. Киев, 1993. 133 с.