МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
ім. Ю.М. ПОТЕБНІ
КАФЕДРА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ ТА КІБЕРФІЗИЧНИХ СИСТЕМ

Кваліфікаційна робота

другий магістерський
(рівень вищої освіти)

на тему: «Підвищення енергетичної ефективності за рахунок структурно-технологічної модернізації Придніпровської ТЕС»

Виконав: студент II курсу,
групи 8.1443
спеціальності 144 «Теплоенергетика»
(код і назва освітньої програми)
освітньої програми «Теплоенергетика»
(код і назва спеціальності)
О. В. Возний
(ініціали та прізвище)

Керівник доц., к.т.н. Башлій С.В.
(вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)
Рецензент доц., к.т.н. Воляр Р.М.
(вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Запоріжжя
2024

ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
ім. Ю.М. ПОТЕБНІ

Кафедра Електричної інженерії та кіберфізичних систем

Рівень вищої освіти другий магістерський

Спеціальність 144 Теплоенергетика

Освітня програма Теплоенергетика

Спеціалізація

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
«____» _____ 20____ року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Возному Олександру Вікторовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи (проекту) Підвищення енергетичної ефективності за рахунок структурно-технологічної модернізації Придніпровської ТЕС
керівник роботи Башлій Сергій Вікторович к.т.н. доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом ЗНУ від «30» вересня 2024 року № 1483-с

1 Строк подання студентом роботи 09. 12. 2024 р.

2 Вихідні дані до роботи: об'єкт дослідження – Придніпровська ТЕС; температура повітря зимового періоду – -21 °С; початкова температура води зимового періоду – +5 °С; паливо – природний газ; параметри теплоносія: вода – 130/70 °С; пара – 0,6 МПа.

3 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): огляд структури ТЕС та її загальної характеристики, констуктивний розрахунок обладнання для реалізації виробничого технічного рішення, економічий розрахунок науково-дослідної роботи, охорона праці та техногенна безпека, 3D-моделювання компонування компонування основного обладнання ОЦР-модуля.

4 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Перший розділ	Башлій С.В., зав. каф.	28.02.2024	10.04.2024
Другий розділ	Башлій С.В., зав. каф.	12.04.2024	31.06.2024
Третій розділ	Башлій С.В., зав. каф.	01.07.2024	15.08.2024
Четвертий розділ	Башлій С.В., зав. каф.	01.09.2024	25.11.2024

5 Дата видачі завдання 28.02.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
1	Огляд структури ПЕС та її загальна характеристика	28.02.24	
2	Конструктивний розрахунок обладнання для реалізації виробничого технічного рішення	15.04.24	
3	Економічний розрахунок науково-дослідної роботи	10.06.24	
4	Відомі конструктивні рішення модернізації	16.08.24	
5	Використанням ОРЦ циклу для отримання електроенергії	09.10.24	
6	Заходи щодо забезпечення техніки безпеки вдосконаленого виробництва	01.11.24	
7	Оформлення пояснювальної записки	02.12.24	

Студент _____ О. В. Возний
(підпис) (ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту) _____ С.В. Башлій
(підпис) (ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер _____ С.В. Башлій
(підпис) (ініціали та прізвище)

АНОТАЦІЯ

Возний О.В. «Підвищення енергетичної ефективності за рахунок структурно-технологічної модернізації Придніпровської ТЕС».

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 «Теплоенергетика». Науковий керівник – доц., к.т.н. Башлій С.В. Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні Запорізького національного університету. Кафедра електричної інженерії та кіберфізичних систем, 2024 р.

В дипломній роботі проведено літературний огляд наявних технологій з утилізації низькопотенційного тепла. Зокрема, було виділено наявні компанії, що займаються виробництвом готових технічних рішень, згідно з параметрами джерела, що цікавить. Проведено розрахунки теплових схем основного обладнання, для визначення кількості енергії, що скидається з потоками. Після чого проведено порівняльний аналіз, що дає змогу визначити найбільш підходяще джерело низькопотенційного тепла.

Проведено дослідження оптимального вибору робочого тіла для використання органічного циклу Ренкіна, що утилізує тепло теплофікаційної пари. Виконано конструкторський розрахунок основного обладнання, що дозволив виконати 3D-модель, яка дає змогу отримати наочне уявлення про розташування ОЦР-модуля в турбінному цеху «Придніпровська ТЕС».

Економічий розрахунок науково-дослідної роботи. Охорона праці та техногенна безпека на підприємстві.

Ключові слова: ОРГАНІЧНИЙ ЦИКЛ РЕНКІНА, ТЕС, НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНЕ ТЕПЛО, НИЗЬКОКИПЛЯЧІ РОБОЧІ ТІЛА, МОДЕРНІЗАЦІЯ, ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ, 3D-МОДЕЛЬ

ABSTRACT

Voznyi O.V. “Improving energy efficiency through structural and technological modernization of Prydniprovska TPP”.

Qualifying final work for obtaining a master's degree in specialty 144 “Heat and Power Engineering”. Supervisor - Associate Professor, Candidate of Technical Sciences Bashliy S.V. Potebnyi Engineering Education and Research Institute of Zaporizhzhia National University. Department of Electrical Engineering and Cyberphysical Systems, 2024.

In this thesis, a literature review of existing technologies for the utilization of low-potential heat was conducted. In particular, the existing companies engaged in the production of ready-made technical solutions were identified according to the parameters of the source of interest. The thermal schemes of the main equipment were calculated to determine the amount of energy discharged with the flows. After that, a comparative analysis was conducted to determine the most suitable source of low-potential heat.

The study of the optimal choice of working fluid for the use of the organic Rankine cycle, which utilizes the heat of the heating steam, was carried out. The design calculation of the main equipment was performed, which allowed to make a 3D model that gives a visual representation of the location of the OCR module in the turbine shop of Prydniprovska TPP. Economic calculation of the research work. Occupational health and safety at the enterprise.

Keywords: ORGANIC RANKINE CYCLE, TPP, LOW-POTENTIAL HEAT, LOW-BOILING WORKING FLUIDS, MODERNIZATION, EFFICIENCY IMPROVEMENT, 3D MODEL

ЗМІСТ

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ…… 8
ВСТУП……. 9
1 ОГЛЯД СТРУКТУРИ ТЕС ТА ЇЇ ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА... 12
1.1 Загальні технічні відомості……..……. 12
1.2 Потенціал джерел тепла…..……. 16
1.2.1 Теплонасосні установки……..……. 17
1.2.2 Абсорбційні теплові машини в режимі роботи теплових насосів… 18
1.2.3 Установки з використанням ОРЦ циклу для отримання електроенергі...…….. 19
1.3 Характеристика об'єкту……...…… 21
1.3.1 Загальні відомості про підприємство…….. 21
1.3.2 Фізико-географічна та кліматична оцінка території…….. 25
1.4 Принцип роботи теплової електростанції…….. 25
1.4.1 Обладнання енергоблоків та їх технічні характеристики……. 28
1.5 Відомі конструктивні рішення…… 33
1.5.1 ОЦР модулі…… 33
1.5.2 Промислові теплові насоси…….. 36
2 КОНСТУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧОГО ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ……... 39
2.1 Визначення технологій для джерел……..……. 39
2.2 Розрахунок теплової схеми Р-100-130/15..…… 41
2.3 Порівняння потенціалів турбін……...…… 62
2.4 Розрахунок ОЦР блока на виробничому парі…..……...….. 64
2.5 Розрахунок ОЦР блоку на теплофікаційній парі……..… 68
2.6 Розрахунок котельних агрегатів ПК-10Ш, ПК-10Ш2, БКЗ-320/140... 71
2.6.1 Характеристика палива. Розрахунок об’ємів й ентальпій повітря і продуктів згоряння……. 71
2.6.2 Тепловий баланс котельного агрегату…… 76
2.6.3 Розрахунок теплообміну в топковій камері…… 78
2.6.4 Розрахунок теплообміну в конвективній поверхні нагріву…….. 79

2.6.5 Розрахунок нев'язки теплового балансу……..…… 83
2.7 Розрахунок ОЦР блоку на вихідних газах……..… 83
2.8 Вибір технічного рішення……..…… 86
2.9 Дослідження вибору робочого тіла……..…….. 87
2.10 3D-моделювання компонування основного обладнання ОЦР-модуля…….. 93
3 ЕКОНОМІЧИЙ РОЗРАХУНОК НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ... 97
3.1 Організація виконання науково-дослідної роботи…… 97
3.1.1 Планування етапів науково-дослідної роботи…… 97
3.1.2 Визначення трудомісткості виконання науково-дослідної роботи.. 98
3.1.3 Визначення числа виконавців науково-дослідної роботи……. 100
3.1.4 Розрахунок тривалості етапів науково-дослідної роботи……. 100
3.1.5 Побудова стрічкового графіка проведення науково-дослідної роботи……..... 101
3.2 Розрахунок кошторису витрат на проведення дослідження технологічних факторів……. 102
3.2.1 Розрахунок витрат на амортизацію устаткування……. 104
3.2.2 Розрахунок затрат на електроенергію……. 105
3.2.3 Розрахунок заробітної плати і відрахувань…… 105
3.2.4 Накладні витрати……... 108
3.2.5 Зведений кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи……..... 108
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА……. 110
4.1 Заходи щодо забезпечення техніки безпеки вдосконаленого виробництва……..... 110
4.2 Аналіз шкідливих факторі……... 111
4.3 Заходи щодо усунення шкідливостей…… 114
4.4 Вентиляція виробничих приміщень……... 115
4.5 Розрахунок вентиляції……. 117
ВИСНОВКИ…… 122
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ……. 123

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

ТЕС – теплова електростанція;

ОРЦ – турбіна органічного циклу Ренкіна;

НМТ – нижня межа температури;

ТНУ – теплонасосні установки;

НРТ – низькокиплячими робочими тілами;

КА – котельний агрегат;

ПВТ – підігрівач високого тиску;

ЖЕН – живильний електронасос;

Д – деаератор;

ДА – деаератор атмосферний;

ХОВ – хімічно очищена вода;

ПЗК – підігрів зворотного конденсату;

КН – конденсаційний насос;

ПНТ – підігрівач низького тиску;

КНМ – конденсаційний насос метанолу;

ПТУ – паротурбінна установка;

НДР – науково-дослідницька робота.

ВСТУП

Актуальність роботи. Актуальність даної теми полягає в необхідності підвищення ефективності виробництва електричної та теплової енергії, зменшення викидів у навколишнє середовище та економії палива на енергетичних і промислових об’єктах за рахунок використання енергії низькопотенційних джерел теплових електростанцій. Тепло, що залишається в результаті процесу згоряння або будь-якого хімічного або термічного процесу, є відпрацьованим теплом, оскільки воно зазвичай виділяється в навколишнє середовище. Тепло, що споживається після виробничого процесу, становить приблизно 20-50% від поставленого тепла. У деяких випадках рекуперація відпрацьованого тепла може збільшити енергоефективність системи приблизно на 10-50%.

Генеруючі підприємства повинні модернізувати свої мережі та обладнання, вживати заходів щодо ефективного та раціонального використання енергії, підвищення ефективності використання енергії, комплексно враховувати ресурси, технологію виробництва, екологічні та соціальні умови.

Розв'язати проблему забруднення довкілля та економії палива можна тільки шляхом збільшення енергоефективності виробництва та енергозбереження споживання енергії, оскільки попит на енергію зростає у зв'язку зі складною ситуацією в країні.

Метою роботи є удосконалення і підвищення енергетичної ефективності генерації електричної та теплової енергії, зниження екологічних викидів а також економії палива на Придніпровській ТЕС за рахунок структурно-технологічної модернізації та використання енергії низькопотенційних джерел ТЕС.

Задачі дослідження. Для досягнення зазначеної мети дослідження в магістерській роботі вирішуються такі завдання:

- провести літературний огляд за наявними технологіями, що дають змогу утилізувати низькопотенційне тепло, а також виділено потоки «Придніпровської ТЕС» для їх утилізації;
- визначити технології для подальшого дослідження на предмет можливості використання їх на ТЕС;
- виконати розрахунки спроектованих схем утилізації тепла, виділених потоків;
- оцінити енергетичний потенціал виділених потоків з подальшим ранжуванням їх за ККД і отриманою додатково електроенергією;
- провести детальний розрахунок із дослідженням вибору робочого тіла для найефективнішого технічного рішення;
- провести конструкторський розрахунок основного обладнання для реалізації обраного технічного рішення;
- провести техніко-економічну оцінку реалізації запропонованого рішення;
- виконати наочну 3D-модель, що дає змогу отримати уявлення про майбутнє розташування основного обладнання в будівлях і спорудах «Придніпровської ТЕС».

Об'єктом дослідження є Придніпровська ТЕС.

Методи та способи дослідження. Поставлені задачі вирішувались за допомогою проведення теоретичних та експериментальних досліджень, спільного застосування розрахункових і інженерних методик дослідження. В роботі застосовувалися основні положення підвищення ефективності генерації електричної та теплової енергії ТЕС.

Наукова новизна отриманих результатів. Переважно дана робота спрямована на розробку способу утилізації тепла за допомогою ОЦР-модулів, а також на дослідження, що визначають найкраще робоче тіло для них. Дане дослідження дає змогу порівнювати між собою абсолютно різні за агрегатним станом потоки тепла та виділяти з них найбільш ефективні.

Практична цінність роботи. Експериментальні дослідження показали доцільність удосконалення і підвищення енергетичної ефективності генерації електричної та теплової енергії, зниження екологічних викидів а також економії палива на ТЕС за рахунок структурно-технологічної модернізації за рахунок використання енергії низькопотенційних джерел ТЕС.

Апробація результатів роботи. Основні положення і результати магістерської роботи доповідалися і обговорювалися на XVII Університетській науково-практичній конференції студентів, аспірантів, докторантів і молодих вчених «Молода наука - 2024» 17-22 квітня, [39]; Всеукраїнській науково-практичній конференції за участю молодих учених та здобувачів вищої освіти «Актуальні питання суспільства у сферах екологічної та цивільної безпеки, енергозбереження, менеджменту та економіки» 16-18 жовтня 2024 р. [40]; опубліковано наукову статтю Brynza, . A., Vozniy , A., & Karpenko , A. Contemporary development trends of the heat energy in Ukraine. Nauka i studia, 2024. №9 [41].

Структура та обсяг магістерської роботи. Кваліфікаційна робота магістра складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, переліку джерел посилання з 40 найменувань, викладена на 127 сторінках машинописного тексту, включаючи 46 рисунків, 42 таблиць.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД СТРУКТУРИ ТЕС ТА ЇЇ ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА

1.1 Загальні технічні відомості

Розвиток енергетики України в умовах ринкової економіки супроводжується посиленням вимог до втрат під час виробництва і споживання енергії, а також екологічних викидів у навколишнє середовище. Відповідно до закону України «Про енергетичну ефективність» від 21.10.2021 № 1818-IX (ред. від 18.09.2024) який визначає правові, економічні та організаційні засади відносин, що виникають у сфері забезпечення енергетичної ефективності [2].

Тобто генеруючі підприємства повинні вжити заходів щодо ефективного та раціонального використання енергетичних ресурсів, підвищення енергетичної ефективності та використання енергетичних ресурсів під час виробництва, транспортування, передачі, розподілу, постачання та споживання енергії.

За даними міжнародного енергетичного агентства (IEA), особливо з 2021 року велика кількість загального споживання енергії припадає на промисловість. Більша частина споживаної енергії 2664 млн. тне. припадає на промисловість. Загальний коефіцієнт генерації тепло- та електроенергії з первинної становить близько 46 %. При цьому основні втрати енергії відбуваються в навколишнє середовище з газами, що йдуть, нагріванням охолоджувальної води, охолоджувального повітря [2].

Вирішити проблему забруднення довкілля та економії палива можна лише шляхом збільшення енергоефективності виробництва та енергозбереження споживання енергії, оскільки попит на енергію постійно зростає у зв'язку з індустріалізацією та зростанням населення.

Енергозберігаючі технології виробництва з утилізацією скидної енергії широко використовуються у великих технологічних країнах - США, Японії,

Італії, Німеччині та ін.

У зв'язку з цим вдосконалення методів генерації енергії за рахунок утилізації скидного тепла є актуальним завданням, вирішення якого дасть змогу не тільки виконати вимоги федерального закону, а також виробляти енергію без первинних енергоресурсів [3].

На рисунку 1.1 видно, що загалом на всі потреби за рік було витрачено 13559 млн тонн нафтового еквівалента первинної енергії.

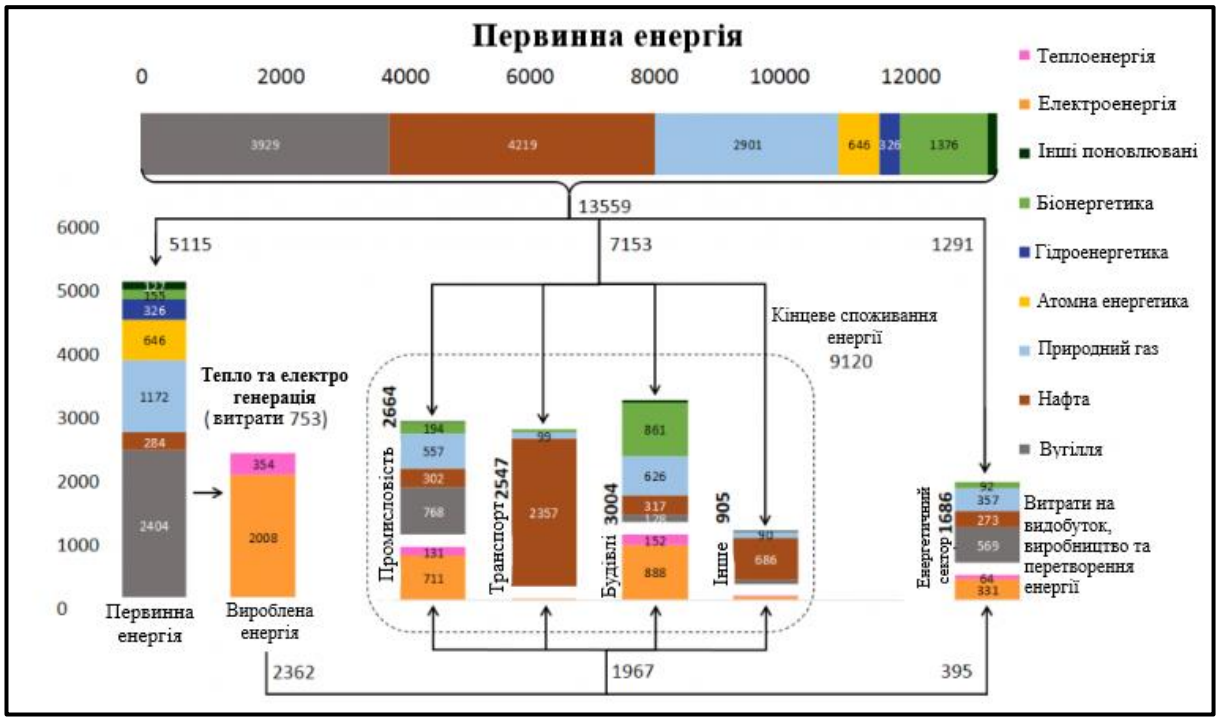


Рисунок 1.1 – Приблизна схема світового споживання первинної енергії

У промисловості до низькопотенційних зазвичай відносять вторинні енергетичні ресурси, що являють собою рідини з температурою менш як 100°С і гази з температурою нижче 300°С. На практиці за верхню межу температури для конкретного споживача можна прийняти температуру джерела, яка дає змогу використовувати його тепло на корисні цілі за допомогою простих, давно відомих і відносно дешевих пристроїв - теплообмінників.

Нижня межа температури джерел НМТ може здатися дивовижною, але сучасні компресійні теплові насоси можуть витягувати тепло з атмосферного повітря в зимовий час аж до температур -30°С. Зовсім не «тепло», але може

використовуватися для опалення житлових будинків і навіть промислових цілей (наприклад, опалення віддалених промислових об'єктів, що мають надійне електропостачання і проблеми з опаленням).

На промисловому підприємстві джерела НМТ бувають «звичайні», характерні для практично будь-якого виробництва (теплота промислових стоків, відпрацьована пара технологічних агрегатів, теплота конденсату пари після технологічного обладнання або того, що надійшло до конденсаторів теплових двигунів із турбоприводом, теплота, що передається системі оборотного водопостачання в результаті охолодження обладнання і зазвичай скидається в атмосферу через градирні чи напряму до ставків-охолоджувачів) та «специфічні», характерні для підприємств певного виду промисловості (нафтохімічних і нафтохімічних підприємств, а також нафтохімічних підприємств) [1].

Так, для нафтохімічних і газопереробних підприємств, наприклад, характерні втрати димових газів технологічних печей, що відходять від відпрацьованої пари і від ректифікаційних колон, вакуумних систем, нагрівачів і теплоти продуктових потоків.

Діапазони температур використання низькопотенційного тепла та робочий діапазон для теплових насосів представлено на рисунку 1.2 та 1.3.

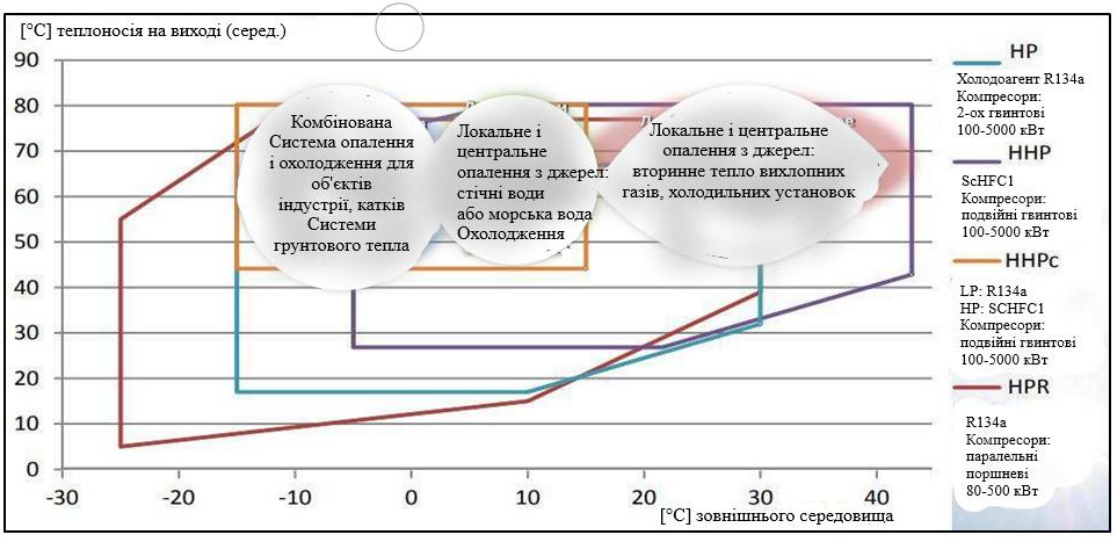


Рисунок 1.2 – Діаграма ефективності та застосовності технологій

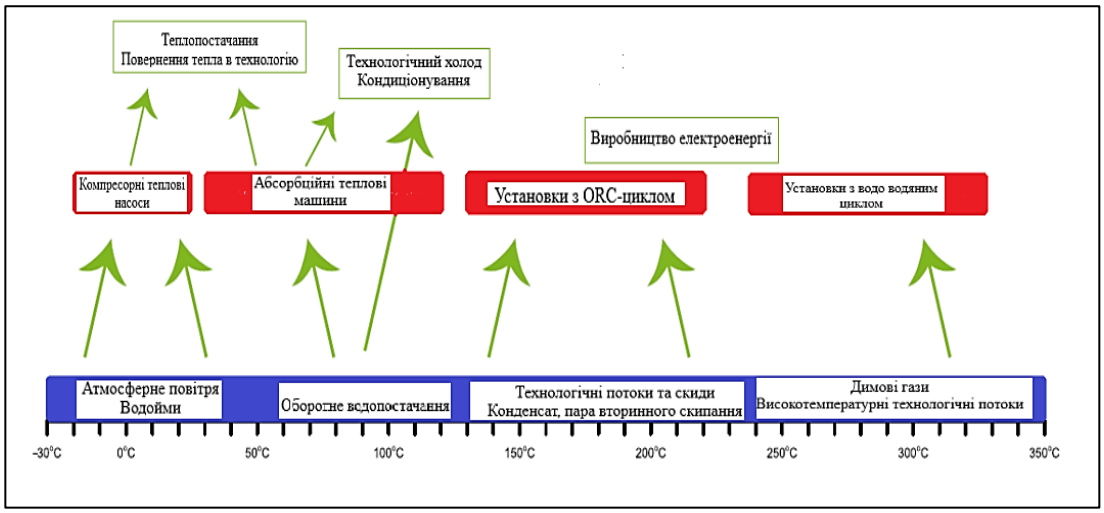


Рисунок 1.3 – Робочий діапазон для теплових насосів

Використання утилізованої теплоти можуть бути наступними [8]:

1) для опалення, підігріву води для підживлення технологічних систем або її попередньої деаерації;

2) використання для теплопостачання об'єктів, віддалених від джерел дешевого палива;

3) вироблення електроенергії з метою зниження витрат на її купівлю у стороннього постачальника або резервування живлення власних потреб.

Позитивні ефекти від впровадження:

1) скорочення витрат на паливо і, відповідно, первинне вироблення тепла або електроенергії;

2) зниження витрат на підготовку води для підживлення технологічних циклів, її обробку в системах водопідготовки і підігрів її до температур, необхідних за технологічними вимогами;

3) зниження витрат на підживлювальну воду оборотного водопостачання (випаровується в градирнях);

4) зниження викидів CO_2 і оксидів азоту за рахунок зменшення кількості спалюваного палива.

1.2 Потенціал джерел тепла

Тепло, що залишається після процесу згоряння або будь-якого хімічного чи термічного процесу, є відпрацьованим теплом, оскільки воно зазвичай виділяється в навколишнє середовище. Тепло, що споживається після виробничих процесів, становить приблизно 20-50% тепла, що постачається.

Основні джерела відхідного тепла та відповідні технології утилізації наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Температурний розподіл технологій утилізації

Потенціал	Джерело енергії	Температура вихідних газів, °С	Технологія відновлення тепла
Високий, > 650 °С	Нікелева піч Сталева електродугова піч Водневі установки Піч для переробки міді Основна киснева піч Сталева нагрівальна піч	1370 – 1650 1370 – 1650 1300 – 1540 1200 – 1250 930 – 1040 760 – 820 650 – 980	1. Попередній підігрів повітря для горіння 2. Генерація пари для технологічного нагріву або для механічних, електричних робіт 3. Перенесення в середні-низькотемпературні процеси
Середній, 230 – 650°С	Термічна піч Цементна піч Сушильні та пекарні печі Вихлоп поршневого двигуна Вихлоп газової турбіни Котел утилізатор	430 – 650 450 – 620 230 – 590 320 – 590 370 – 540 230 – 480	1. Попередній підігрів повітря 2. Виробництво пари для електроенергії 3. Органічний цикл Ренкіна 4. Підігрів печі 5. Попередній підігрів живильної води
Низький, 30 – 230°С	Печі випалювання Гази, що йдуть, з газових котлів, етиленових печей Охолоджувальна вода, що конденсує технологічну пару від вихлопу печей Повітряні компресори Двигун внутрішнього згоряння	90 – 230 70 – 230 30 – 50 70 – 250 30 – 50 70 – 120 30 – 40 30 – 230	1. Просторове опалення 2. Нагрівання води за допомогою теплового насоса для збільшення температури 3. Органічний цикл Ренкіна 4. Цикл Калини 5. Термоелектричні генератори 6. Двигун Стірлінга

У деяких випадках рекуперація відпрацьованого тепла може збільшити енергоефективність системи приблизно на 10-50%.

Промислові процеси, теплові двигуни та механічне обладнання є основними джерелами відпрацьованого тепла. Технологія рекуперації тепла низького рівня та відпрацьованого тепла не тільки підвищує ефективність системи, але й зменшує вплив зміни клімату та знижує витрати на енергію.

Ключовими факторами, які визначають, чи можна використовувати теплову енергію низького рівня, є швидкість потоку, температура, тиск, хімічний склад, допустима температура та допустимий перепад тиску джерела тепла.

1.2.1 Теплонасосні установки

Теплонасосні установки використовують енергію повітря, води або ґрунту та передають її з більшим потенціалом за допомогою низькотемпературних рідин – фреонів, аміаку, азоту тощо. Використання ТНУ в системах теплопостачання є важливою частиною енергозбереження.

При цьому зменшується викид шкідливих газів в атмосферу та зменшуються витрати палива на отримання 1 кВт теплової енергії. Тому, теплонасосні установки доцільно використовувати разом з іншими джерелами тепла.

Теплонасосні системи використовують низьку потенціальну енергію з навколишнього середовища шляхом термодинамічного перетворення відповідно до циклу Карно, підвищуючи потенціальну енергію основного теплоносія до вищого рівня та знижуючи споживання енергії в 2–5 рази.

Залежно від принципу роботи теплові насоси підрозділяються на компресійні та абсорбційні (рис. 1.4.).

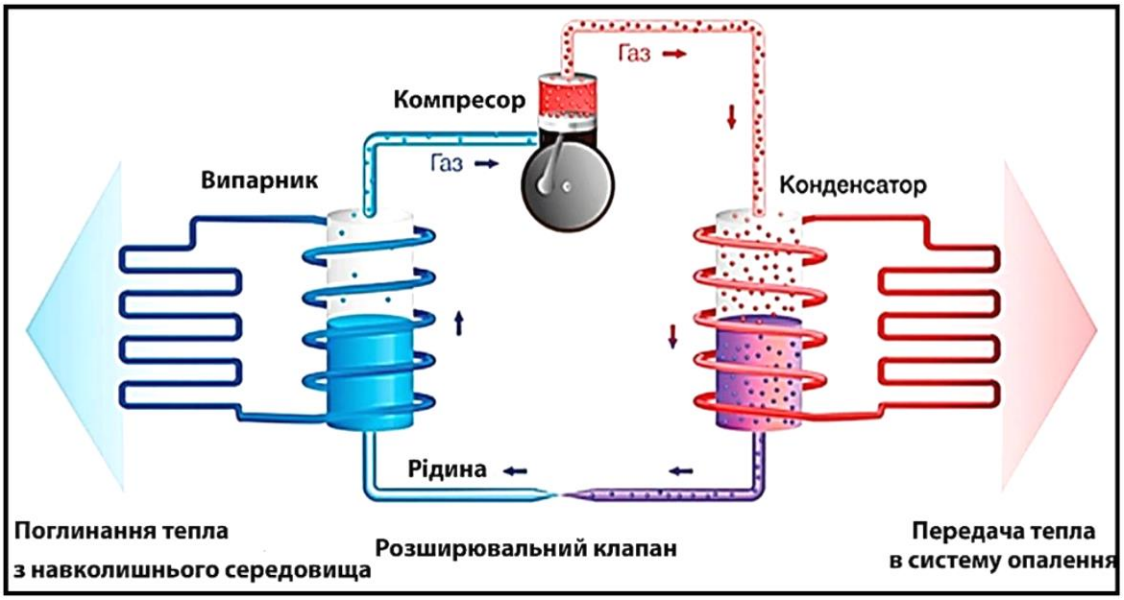


Рисунок 1.4 – Принцип дії компресійної теплонасосної установки

Принцип роботи заснований на здатності кріогенного охолодження відбирати тепло від джерела тепла з низькою температурою, коли воно кипить в умовах низького тиску. Діапазон робочих температур вибирається на основі вибору конкретної робочої рідини та діапазону робочого тиску [20].

Для спеціальних промислових систем максимальна температура приблизно в 120–140 °C може бути досягнута за допомогою каскадних з’єднань і відповідних холодоагентів.

1.2.2 Абсорбційні теплові машини в режимі роботи теплових насосів

Принцип роботи абсорбційної теплової машини, заснований на здатності абсорбційного розчину поглинати водяну пару при нижчій температурі, ніж самий розчин.

Найбільш поширеною є теплоабсорбційна машина, яка використовує розчин броміду літію (LiBr) як абсорбент. Ця система нагріває воду до температури від 60 до 90 °C (рис.1.5)

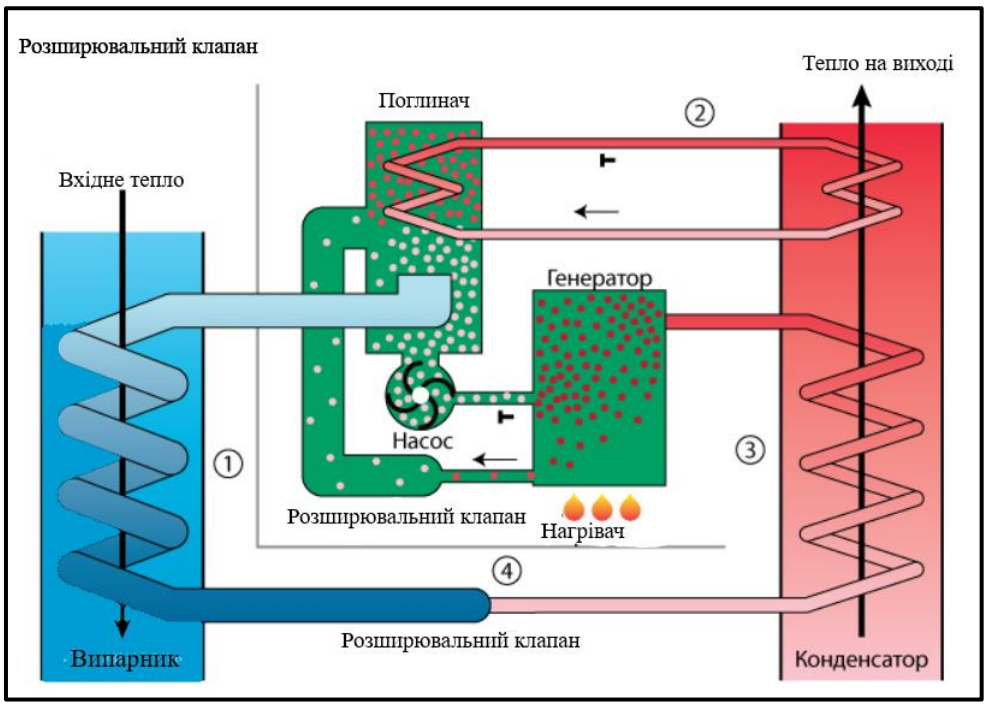


Рисунок 1.5 - Принцип дії абсорбційної теплової машини

Також такі системи можна використовувати в режимі холодної машини, охолоджуючи воду (наприклад, технічну) до температури від 5 до 15 °C, незалежно від температури навколишнього середовища.

1.2.3 Установки з використанням ОРЦ циклу для отримання електроенергії

Одним із таких прикладів є використання турбін, що працюють за органічним циклом Ренкіна (ОРЦ).

Органічний цикл Ренкіна відрізняється від традиційної термодинаміки, яка лежить в основі роботи парових турбін, тим, що в якості робочого середовища теплового циклу замість води і водяної пари використовується органічний матеріал із нижчими температурами кипіння та випаровування, ніж у пари. Такі речовини називаються низькокиплячими робочими тілами. Це, наприклад, сполуки на основі фреону, пентану, бутану.

Це підвищує загальний ККД теплового циклу на малих потужностях і при низькій температурі джерела тепла порівняно з класичними паровими циклами, оскільки температура кипіння органічної речовини менша, ніж у

води, а з іншого боку, обмежує їх використання на середніх і великих потужностях.

Установки ОРЦ утилізують теплові відходи промислових підприємств. Бо як ми знаємо, промислові підприємства разом із продуктами згоряння та потоками теплоносія виділяють велику кількість теплової енергії в навколишнє середовище. Це не лише призводить до зниження енергоефективності підприємства та збільшення собівартості виробленої продукції, а й негативно впливає на стан навколишнього середовища, що призводить до теплового забруднення та зміни клімату [8].

Системи ОРЦ, які зараз діють, мають здебільшого прості конструкції, які використовують чисті матеріали як робочі середовища, і лише в рідкісних випадках відбувається регенерація теплової енергії.

Зараз ведеться пошук матеріалів, які можуть підвищити ефективність термодинамічних циклів, знизити експлуатаційні витрати системи та розширити спектр її застосування.

Крім того, установки ОРЦ мають дуже широкий спектр застосувань, як з відновлюваними джерелами енергії (геотермальна енергія, сонячна енергія, біокотельні), так і як засіб енергозбереження та енергоефективності на різних підприємствах (утилізація низькопотенційного тепла продуктів згорання та стічних вод).

Перевагами органічного циклу Ренкіна є:

- робота при відносно низьких температурах (від 65 °С);
- висока щільність робочої рідини, що дозволяє зробити систему більш компактною;
- можливість утилізації низькопотенційної теплової енергії.

1.3 Характеристика об'єкту

1.3.1 Загальні відомості про підприємство

Придніпровська ТЕС введена в експлуатацію 1954 року в грудні з проектною потужністю 2400 МВт, була призначена для вироблення електроенергії в базовому режимі і включена в Єдину енергосистему України. З 1995 року Придніпровська ТЕС входить до складу ПАТ «Дніпроенерго», яке є одним з енергогенеруючих об'єднань України, і бере участь в регулюванні частоти і потужності об'єднаної енергосистеми України. Промисловий майданчик Відокремленого підрозділу «Придніпровська теплова електрична станція» Публічного Акціонерного Товариства «ДТЕК ДНІПРОЕНЕРГО» розташований в місті Дніпро, в Самарському районі, Придніпровському житловому масиві, по вулиці Гаванська, 1 (рис. 1.6, 1.7).



Рисунок 1.6 – Придніпровська ТЕС

У 1959 році на Придніпровській ТЕС ввели в експлуатацію перший блок зі збільшеною потужністю. Енергоблок №7 став першим, що був здатним видавати 150 МВт. Слідом заробили аналогічні блоки №8 і №9 (1960), №10 (1961). Турбіна блоку №11 (1963) мала рекордної потужністю

300 МВт. За 1964- 1966 роки введено два об'єкти по 300 МВт, що довело загальну потужність станції до 2400 МВт. Це в чотири рази перевищувало можливості ДніпроГЕСу. У період з 1979 по 1983 роки через незадовільний технічний стан обладнання вивели з експлуатації перші шість блоків.

Також в подальшому через зношування турбін потужність блоків № 11-14 знижена з 300 до 285 МВт. У проміжку між 1980 і 1986 роками на Придніпровській ТЕС проведено реконструкцію блоків №7 - 10. У них реалізована можливість роботи в теплофікаційному режимі, завдяки чому станція стала постачальником тепла на мікрорайон Придніпровський і лівий берег Дніпра. У 2011 році завершено модернізацію блоку №11 з установкою нової теплофікаційної турбіни К-310, здатної видавати 310 МВт. Станом на початок 2010-х років блоки № 12 і № 14 знаходилися в консерваці [4].



Рисунок 1.7 – Придніпровська ТЕС (1765 МВт)

Придніпровська ТЕС була піонером в галузі освоєння блочного обладнання. Вона стала також і єдиної станцією, на якій в 2001 році на блоці 300 МВт ст. № 11 замість турбіни К-300 була встановлена головна сучасна турбіна К - 310-23,5 Харківського заводу «Турбоатом».

На сьогоднішній день підприємство призначене для вироблення електричної енергії та є найбільшим джерелом теплопостачання лівобережної частини м. Дніпро. Придніпровська ТЕС за характером обслуговування споживачів є районною [2].

Видача теплової потужності здійснюється по магістральних трубопроводах від чотирьох вузлів підключення (ВД-1; ВД-2; ВД-3; ВД-4) методом прямих продажів на житловому масиві Придніпровськ по власних магістральних мережах. Станція виробляє таку кількість електроенергії, якої вистачило б для 22% населення Дніпропетровська.

Згідно з планом, Придніпровська ТЕС виробляє 400 млн кВт/год на місяць. Загальна характеристика ВП «Придніпровська ТЕС» наведена в таблиці 1.2 [2].

Таблиця 1.2 – Загальні відомості про ВП «Придніпровська ТЕС»

Розташування	49112, м. Дніпро, Самарський район, вул. Гаванська, 1
Встановлена електрична потужність	1765 МВт
Енергоблоки	4х150 МВт 3х285 МВт 1х310 МВт
Турбіни	К-150-130, К-300-240, К-310-23,5
Котельні агрегати	ТП-90, ТП-110, ТП-210
Встановлена теплова потужність	845 Гкал/год
Материнська компанія	ПАТ «Дніпроенерго»

На сьогоднішній день на підприємстві працює близько 1000 працівників. Придніпровська ТЕС здійснює:

- виробництво, постачання, передачу, придбання, продаж електричної і теплової енергії в Україні та за її межами;

- експлуатацію електростанцій, дамб, підстанцій, ліній передач і різних споруд;

- організацію і проведення науково-прикладних досліджень та дослідноконструкторських робіт, впровадження технічних, технологічних розробок;

- розробку родовищ корисних копалин, їх переробку, буріння свердловин, рекультивацію землі і проектні роботи [3].

Підприємство межує з:

– північного заходу – приватними земельними угіддями, які відведені під садівництво; мінімальна відстань від джерела викидів в атмосферу №1 до межі земельних угідь становить 750 м, джерел викидів №37, №38) – 70 м;

– заходу та півдня – акваторією річки Дніпро;

– південного сходу та сходу – територіями промислових підприємств. Мінімальна відстань до житлової забудови від джерела викидів в атмосферу №1 – 910 м, джерел викидів в атмосферу №138, №139 – 310 м;

– північного сходу – приватними земельним угіддями, які відведені під садівництво.

Територія автотранспортного цеху межує з:

– півночі – зеленою зоною;

– сходу та заходу – територіями промислових підприємств;

– півдня – житловими будівлями; мінімальна відстань до житла від найближчого джерела викидів в атмосферу № 136 – 78 м.

До складу підприємства входять основні потужності (КТЦ, ПТЦ, мазутне господарство, ДЕПО, електроцех, хімцех), автотранспортний цех, насоснофільтрувальна станція та АЗС.

Всі основні і допоміжні підрозділи, споруди розміщені на території з необхідними протипожежними розривами. До них передбачені внутрішньомайданчикові автомобільні дороги з твердим покриттям, що виконують функції як технологічного, так і пожежного під'їздів. Підприємство обслуговується пожежним ДЕПО з охорони м. Дніпро [3].

1.3.2 Фізико-географічна та кліматична оцінка території

У зоні розташування основного проммайданчика Придніпровської ТЕС клімат помірно - континентальний. Район досліджень за фізико-географічним районуванням належить до степової зони, за ґрунтово-кліматичним – до типового степу. Коефіцієнт зволоження становить близько 0,8, річна кількість опадів від 410 до 480 мм. Ґрунти представлені чорноземами звичайними малота середньогумусними різної потужності. Гідротермічні умови періоду досліджень (2019-2023 рр.) були несприятливими для рослин. Середньомісячні температури перевищували норму на +0,4°С – +5,4°С [4].

Протягом періоду вегетації, найбільше – у липні серпні, кількість опаді була меншою за норму на 30-70 %, що обумовило настання глибокої посухи. Опади є найнижчими в березень, в середньому 33 мм. В червні, кількість опадів досягає свого піку, в середньому 59 мм.

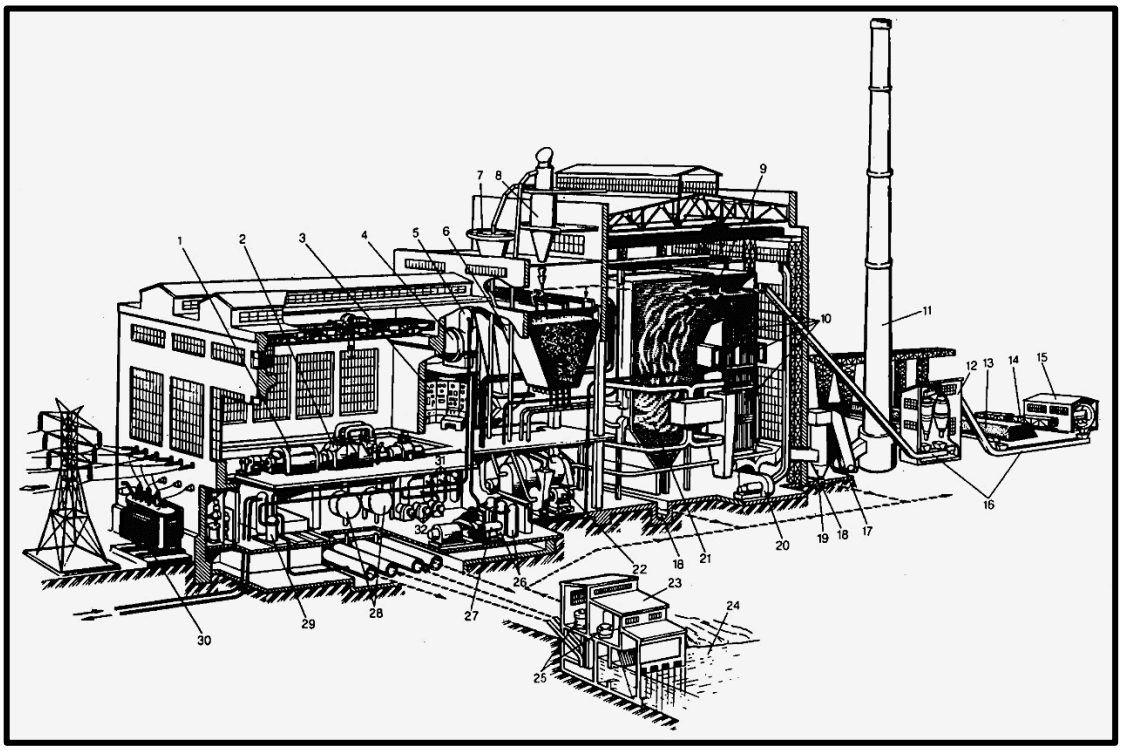
На мікроклімат сильний вплив має річка Дніпро, збільшуючи вологість повітря у весняно-осінній період. Зима порівняно м’яка, з похмурої погодою і частими туманами. Середня температура в січні -4…-6 °С. Часті відлиги до +5…+10 °С. В нічний час температура повітря може опускатися до - 25 °С і навіть нижче. Частота переходу температур на поверхні ґрунту через 0^{o}С досягає 10 – 15 разів на рік. Літо тепле, в окремі роки посушливе. Середня температура в липні + 22…23°С. Середні денні температури можуть досягати 30-33°С, а максимальні 37- 40 °С.

Ландшафт у районі розташування відноситься до водного типу, який формують річки, водосховища. Характер рельєфу місцевості - рівнинний.

1.4 Принцип роботи теплової електростанції

Придніпровська ТЕС є виконавцем послуг з теплопостачання споживачів лівого берегу м. Дніпро. Діє згідно ліцензії на транспортування теплової енергії, виданої Національною комісією, що здійснює державне регулювання у сфері комунальних послуг. Технологічна схема теплової

електростанції відображає склад та взаємозв'язок її технологічних систем, загальну послідовність процесів (рис. 1.8) [6].



1– електричний генератор; 2 – парова турбіна; 3 – пульт керування; 4 і 5 – даератори; 6 – пиловий бункер; 7 – сепаратор; 8 – циклон; 9 – котел; 10 – поверхні нагрівання (теплообмінники); 11 – димова труба; 12 – дробильне приміщення; 13 – склад резервного палива; 14 – вагон; 15 – розвантажувальний пристрій; 16 – конвеєр; 17 – димосос; 18 – канал; 19 – золоуловлювач; 20 – вентилятор; 21 – топка; 22 – млин; 23 – насосна станція; 24 – джерело води; 25 – циркуляційний насос; 26 – регенеративний підігрівник високого тиску; 27 – живильний насос; 28 – конденсатор; 29 – установка хімічної очистки води; 30 – трансформатор; 31 – регенеративний підігрівник низького тиску; 32 – коненсатний насос

Рисунок 1.8 – Технологічна схема ТЕС

Теплова потужність ТЕС складає 845 Гкал годину (982,7 МВт).

Основне проектне паливо - вугілля марки «АШ», резервне – мазут та газ.

До складу Придніпровської ТЕС входять:

- паливне господарство та система підготовки палива до спалювання;
- котельне обладнання – котлоагрегат та його допоміжне обладнання;
- установки водопідготовки та конденсатоочистки;
- система технічного водопостачання;

- система золошлаковидалення;

- електротехнічне господарство;

- система управління енергетичним обладнанням.

Тверде органічне паливо поставляють залізничним транспортом на паливний склад. Вугілля вивантажують в бункер за допомогою двох вагоноперекидачів і потім стрічковими конвеєрами подається на склад [7].

Перемелення та сушка палива відбувається в кулькових барабанних млинах. Паливо у вигляді вугільного пилу подається на пальники з одночасною подачею підігрітого повітря для забезпечення повноцінного горіння. Тверде органічне паливо поставляють залізничним транспортом на паливний склад. Вугілля вивантажують в бункер за допомогою двох вагоноперекидачів і потім стрічковими конвеєрами подається на склад [6].

Мазут або природний газ використовують для розпалювання. В результаті горіння хімічна енергія паливна перетворюється в теплову енергію продуктів горіння, яка передається теплоносію. На поверхнях нагріву котла відбувається нагрів теплоносія (води), перетворення води в пару та перегрів пари. Перегріта пара подається у турбоустановку, на робочих елементах якої потенційна енергія пари перетворюється на кінетичну енергію парового струменя, а далі в механічну енергію обертання роторів турбіни.

Механічна енергія обертання передається на ротор генератора, де вона і перетворюється в електричну. Вироблений в генераторі змінний електричний струм через підвищувальний трансформатор йде на збірні шини 110 і 330 кВ відкритого розподільчого пристрою. Турбоустановка складається з 3-х циліндрів: високого, середнього та низького тиску. Установка обладнана системою регенерації, яка складається з підігрівачів низького та високого тиску в якій відбувається підігрів основного конденсату і живильної води для котлоагрегату.

Відпрацьована пара після циліндра низького тиску турбіні потрапляє в конденсатор, де відбувається перетворення пари у воду (конденсат). Конденсат після конденсатора проходить хімочищення на блочній

знесолюючій установці і далі конденсаційними насосами подається в регенеративну установку підігрівачів низького тиску. Підігрітий конденсат подається в живильні насоси, де стискається до необхідних параметрів. Далі під високим тиском подається в регенеративну установку високого тиску, догрівається та поступає в котел, де знову повторюється процес переходу живильної води в гостру пару [23].

При згоранні твердого палива утворюється летка зола та шлак. Рідкий (розплавлений) шлак видаляється з котла через льотки, охолоджується в ваннах, кристалізується, подрібнюється. Летка зола виноситься з котла разом з вихідними газами. В фільтрах відбувається очищення відхідних газів від золи, яка потрапляє або у систему гідрозоловидалення і далі на золошлаковідвал. Суха зола відпускається споживачам, якими є будівельні організації та виробники будматеріалів.

Очищені від золи відхідні гази за допомогою димососів подаються до димової труби, звідки викидаються в атмосферу [7].

Проектна потужність Придніпровської ТЕС складає 2400 МВт. На даний час фактична потужність Придніпровської ТЕС складає 1765 МВт, з яких:

- чотири енергоблоки потужністю по 150 МВт;
- три енергоблоки потужністю по 285 МВт;
- один енергоблок потужністю 310 МВт.

1.4.1 Обладнання енергоблоків та їх технічні характеристики

Кожний енергоблок Придніпровької ТЕС складається з:

– котлоагрегату ТП-90;

– парової турбіни К160-130 з електричним генератором;

– блочних трансформаторів ТДЦ-250000/150-74;

– трансформаторів власних потреб: ТРДНС-32000/35-72;

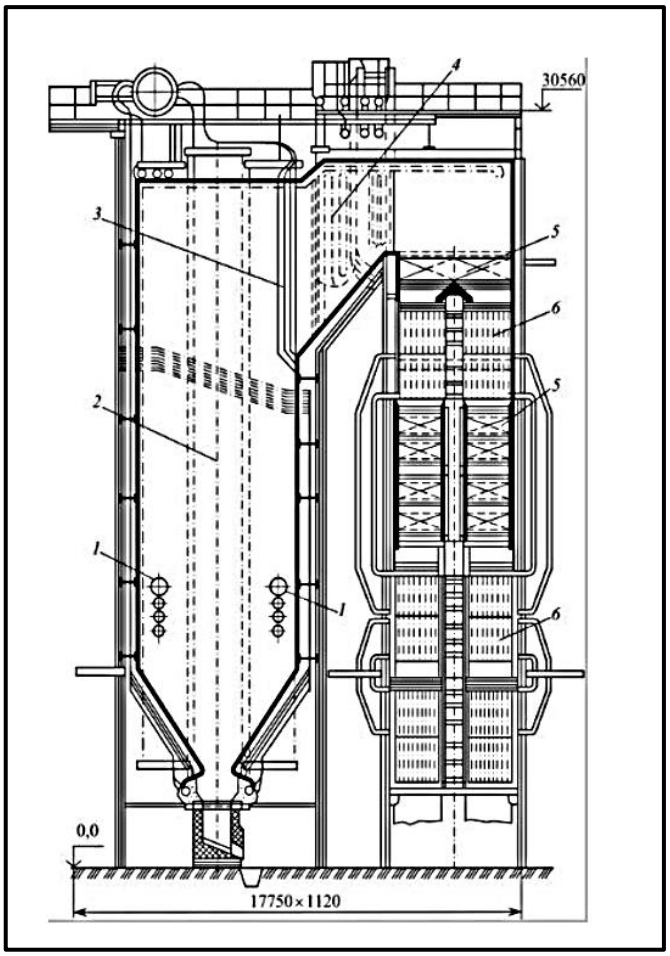
– золоуловлюючої установки;

– тяго-дуттьового обладнання;

– обладнання пилоприготування [8].

Сам котельний агрегат - однобарабанний з природною циркуляцією, призначений для отримання пари високого тиску та розрахований на пиловугільне спалювання вугілля марки АШ, природного газу і мазуту.

Схема барабанного енергетичного котла виконується П-образною компоновкою, з утворенням двох ходів димових газів (рис 1.9).



1 - пальники; 2 – топкова камера; 3 - фестони; 4 - пароперегрівач; 5 - економайзер; 6 - підігрівач повітря лику і складається у котлів ТП-90 з труб стельового перекриття топки та з горизонтального пояса

Рисунок 1.9 – Схема котлоагрегату ТП-90

Технічна характеристика котельного агрегату ТП-90 при роботі на вугіллі марки АШ наведена у таблиці 1.3[8].

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика котельного агрегату ТП-90

Параметри	Значення
Номінальна паропродуктивність гострої пари	500 т/год
Тиск гострої пари за котлом	545 °С
Температура гострої пари	13,8 МПа
Витрата пари за вторинним пароперегрівачем	545 т/год
Температура пари за вторинним пароперегрівачем	545 °С
Тиск вторинної пари на вход	3,0 (2,8) МПа
Температура живильної води на вході в котел	230 °С

Технічна характеристика котельного агрегату ТП-110 представлена в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Технічна характеристика котельного агрегату ТП-110

Параметри	Значення
Номінальна паропродуктивність гострої пари	500 т/год
Тиск гострої пари за котлом	545 °С
Температура гострої пари	13,8 МПа
Витрата пари за вторинним пароперегрівачем	545 т/год
Температура пари за вторинним пароперегрівачем	545 °С
Тиск вторинної пари на вход	3,0 (2,8) МПа
Температура живильної води на вході в котел	230 °С

Загальний вид парова турбіна К-150-130, основні її параметри та хараетристики наведені на рис.1.10 та табл. 1.5 відповідно.

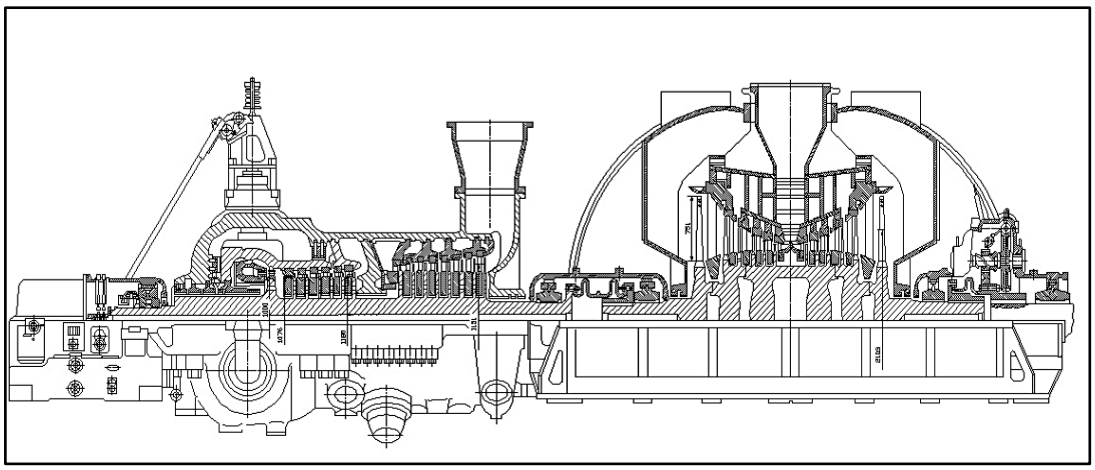


Рисунок 1.10 – Парова турбіна К-150-130

Таблиця 1.5 – Основні параметри парової турбіни К-150-130

Параметр	Значення
Номінальна електрична потужність	150 МВт
Тиск пари перед турбіною	13,0 МПа
Температура пари перед турбіною	565 °С
Кінцевий тиск пари	3,43 МПа
Максимальна потужність	155 МВт
Кількість відборів	7

Загальний вид парова турбіна К-300-240, основні її параметри та хараетристики наведені на рис.1.11 та табл. 1.6 відповідно.

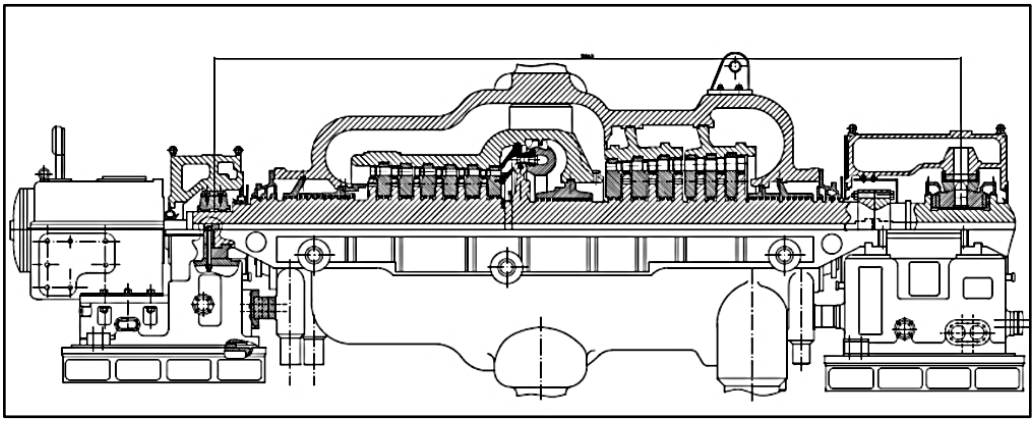


Рисунок 1.11 – Парова турбіна К-300-240

Таблиця 1.6 – Основні параметри парової турбіни К-300-240

Параметр	Значення
Номінальна електрична потужність	300 МВт
Тиск пари перед турбіною	24,0 МПа
Температура пари перед турбіною	560 °С
Кінцевий тиск пари	3,43 МПа
Максимальна потужність	305 МВт
Кількість відборів	8

Загальний вид парова турбіна К-310-23,5, основні її параметри та хараетристики наведені на рис.1.12 та табл. 1.7 відповідно.

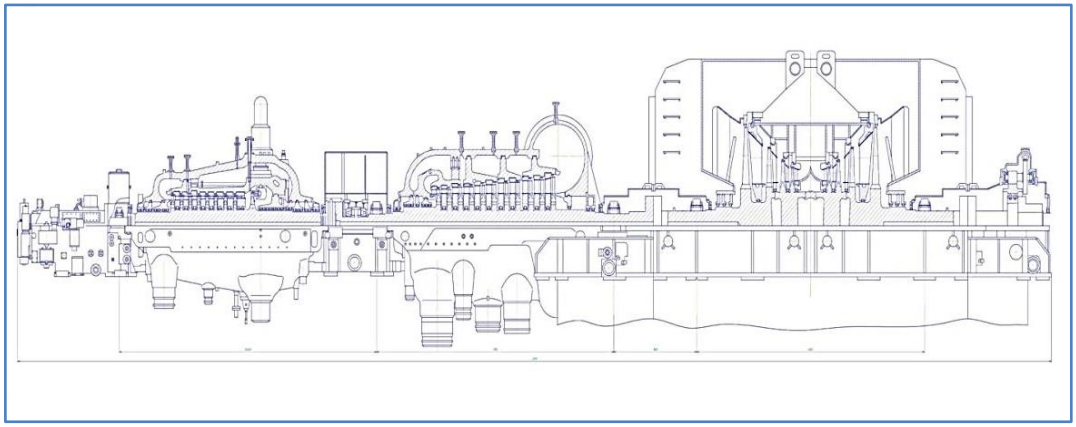


Рисунок 1.12 – Парова турбіна К-310-23,5

Таблиця 1.7 – Основні параметри парової турбіни К-310-23,5

Параметр	Значення
Номінальна електрична потужність	310 МВт
Тиск пари перед турбіною	23,5 МПа
Температура пари перед турбіною	565 °С
Кінцевий тиск пари	3,43 МПа
Максимальна потужність	315 МВт
Кількість відборів	8

1.5 Відомі конструктивні рішення

1.5.1 ОЦР модулі

Серед тих, хто зацікавився цією технологією, є кілька компаній-виробників, які працюють над розробкою як окремих пристроїв, таких як ОЦР-турбін, так і готових рішень, таких як ОЦР-модулів «під ключ».

Іспанська компанія Rank розробляє повну систему, здатну виробляти як теплову, так і електричну енергію. Загальний вигляд модулів наведений на рис. 1.13.



Рисунок 1.13 – ОЦР-модулі компанії Rank

Асортимент включає три типи розроблених ОРЦ-установок:

1) перший, який виробляє електроенергію з природних відпрацьованих джерел тепла при 80 °C і має вихідну потужність до 50 кВт;
2) другий, використовує джерело тепла від 140 °C і має вихідну потужність до 100 кВт;
3) третій, спроєктований для виробництва електроенергії та нагріву гарячої води до 85 °C (для систем опалення, підігріву басейнів, побутового використання та промислових процесів) використовуючи джерело тепла від 140 °C.

Цей тип системи ОЦР може бути широко використаний як система електро- та теплопостачання. Приклади включають компанію Keros

Ceramica, яка використовує у своїх процесорах Rank-HT-модулі для виробництва електроенергії з відпрацьованого тепла диму зі своїх керамічних печей, в рамках енергоефективності працює Rank-HT-C-модуль. Характеристики наведені у таблиці 1.8 та рис. 1.14.

Таблиця 1.8 – Характеристики системи

Робоче тіло ОЦР системи	R245fa
Отримувана потужність	31 кВт
Термічний ККД	9%



Рисунок 1.14 – Rank-HT-C-модуль

Було досліджено можливість отримання електричної енергії за допомогою установки, що працює на органічному циклі Ренкіна, який використовує теплову енергію сонця, одержувану за допомогою сонячних колекторів (рис. 1.15).

Колектори мають параболічну форму, що вимагає більших капіталів порівняно з пластинчастими їхня перевага в тому, що загальний обсяг виробленої енергії протягом усього терміну служби вищий. Загалом використовували два колектори загальною площею поверхні 100 м³.

ОЦР система призначена для рекуперації низькопотенційного тепла з номінальною вихідною потужністю 2 кВт. Як робочу рідину використовується фреон R245fa.

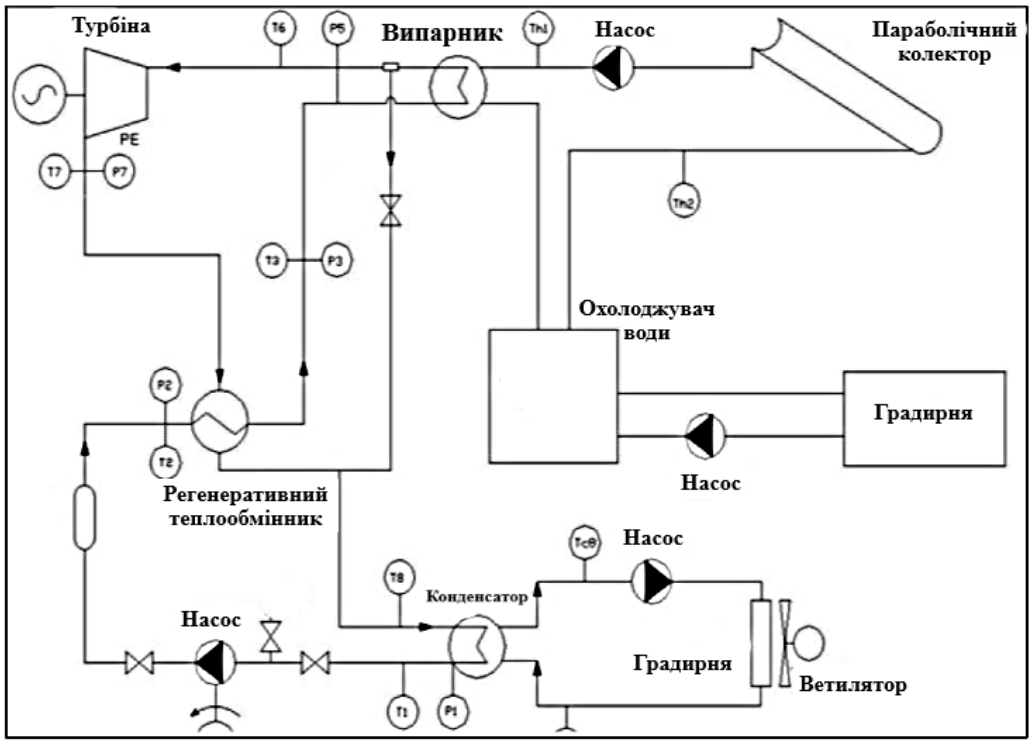


Рисунок 1.15 – Схема установки

Установка має: турбіну, спіральний компенсатор, який працює за зворотнім принципом; живильний насос, що зазвичай застосовують у разі роботи з легкими мастилами та іншими рідинами з низькою в'язкістю; теплообмінники - випарник, конденсатор і регенератор - усі пластинчастого типу. В систему також вбудований повітряний сухий охолоджувальний блок для відводу тепла з охолоджувальною водою [12].

Як турбіну використовували спіральний компресор, який застосовують в системах кондиціювання повітря. Різниця лише в тому, що під час роботи такого компресора як розширювача робоча рідина надходить у центральну камеру, переміщується до зовнішніх кінців спіралі та виходить.

Одним із найпотужніших одиничних рішень надають італійська компанія «EXERGY» представлений на рис. 1.16. Заявлений діапазон виробленого обладнання за потужністю становить від 100 кВт до 50 МВт.



Рисунок 1.16 – ОРЦ блок EXERGY

Органічний цикл Рінкіна дає змогу використовувати низькопотенційну енергію вихлопних газів, геотермальних джерел, сонячну енергію та інші теплові потоки зі співвідносно невисокою температурою. Використані на цей час ОРЦ-установки зазвичай мають невеликі габарити, відносно прості в конструкцію та експлуатації, а також безпечні завдяки тому, що працюють у критичному діапазоні температур і тиску робочого тіла [13].

1.5.2 Промислові теплові насоси

ТНУ призначені для теплопостачання будівель і споруд різного типу з використанням як поновлюваних джерел енергії, так і енергії тепловиділяючих середовищ.

Як джерело низькопотенційного тепла здебільшого застосовується вода техногенного характеру, що має температуру не нижче 8...10°С.

Охолоджувальні установки можуть застосовуватися для охолодження приміщень і теплоносіїв замкнутих технологічних циклів (рис. 1.17 та рис. 1.18, табл.1.9, 1.10).



Рисунок 1.17 - Тепловий насос ТН-1500



Рисунок 1.18 - Тепловий насос Scancool Heat

Таблиця 1.9 – Модельний ряд теплових теплових насосів

Модель теплового Насоса	Опис
ТН-400	Тепловий насос ТН-400 призначений для нагрівання води з +50°С до +65°С. Джерело низькопотенційного тепла - вода з температурою +12°С.
ТН-500	Тепловий насос ТН-400 призначений для нагрівання води з +50°С до +65°С. Джерело низькопотенційного тепла - вода з температурою +12°С.
ТН-750	Тепловий насос ТН-750 призначений для нагрівання води з +35°С до +61°С. Джерело низькопотенційного тепла - вода з температурою +13°С.
ТН-1000	Тепловий насос ТН-1000 призначений для нагрівання води з +10°С до +54°С. Джерело низькопотенційного тепла - вода з температурою +17,5°С.

Завершені проєкти Scancool, моделі HP і HHP представлені в таблиці 1.10

Таблиця 1.10 - Завершені проєкти Scancool, моделі HP і HHP

Місце впровадження	Температура Гарячої вода ˚C	Потужність, МВт	Джерело тепла
Fortum, Nokia, Pitkäniemi централізоване теплопостачання 2010 Рік	74	0,3	Ґрунт 3/-2˚C
Valio, Joensuu год 2010	65	0,6	Стічні води 19˚C
Valio, Vaarala год 2010	75	0,5	Охолоджувальна вода 5˚C
Центральне опалення,	65	1,7	Очищені стічні води 17˚C
Fortum, Ruokasaarioinen Sahalahti год 2009	63	1,4	Конденсація аміаку 0˚C

1.6 Висновок до розділу

Виконано літературний огляд наявних технологій з утилізації низькопотенційного тепла. Зокрема було виділено наявні компанії, що займаються виробництвом готових технічних рішень, згідно з параметрами джерела.

Розглянуто загальні відомості про підприємство і сам принцип роботи теплової електростанції. Наведено основне обладнання енергоблоків та їхні технічні характеристики.

Було досліджено можливість отримання електричної енергії за допомогою установки, що працює на органічному циклі Ренкіна.

РОЗДІЛ 2

КОНСТУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧОГО ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ

Для оцінки потенціалу потоків основного обладнання необхідно провести тепловий розрахунок схем турбін, за результатами якого буде визначено витрату пари, яка використовується для утилізації з подальшим розрахунком оптимальної технології, і котельних агрегатів для визначення витрат палива і витрат газу.

2.1 Визначення технологій для джерел

Для розрахунку необхідно проаналізувати оптимальні технології для утилізації тепла джерел. Зведені дані наведено у таблицях 2.1, 2.2, 2.3, 2.4 які покажуть діапазон температур потоків, а також кількість енергії.

Таблиця 2.1 - Порівняння потенціалу турбін

Турбогенератор	Витрата пари на виробництво, т/год	Температура пара,°С	Тиск пром. пара, МПа	Тепло пром. пара, МВт
ПТ-25/90	102	293-250	0,98	58,45
ПТ-60/90	200			114,608
ПТ-65/90	155			88,82
Р-100/130	600			309,55

Таблиця 2.2 - Порівняння потенціалу циркуляційної води турбін

Турбогенератор	Витрата цирк. води на конденсатор, т/год	Температура цирк. води на виході, °С	Тепло сприйняте цирк. водою, МВт
ПТ-25/90	4500	20-30	92
ПТ-60/90	8000	20-30	165
ПТ-65/90	8000	20-30	165

Таблиця 2.3 - Порівняння потенціалів котельних агрегатів

Котельний агрегат	Витрата палива, т/год	Витрата газів, т/год	Температура газів, °С
ПК-10 Ш	42	272	168
ПК-10 Ш2	43,8	283	168
БКЗ-320/140	67,84	439	140

Таблиця 2.4 - Порівняння потенціалів котельних агрегатів

Турбогенератор	Витрата пари в теплофікаційному колекторі, т/год	Тепло теплофікаційного пара, МВт
ПТ-25/90	100	59,9
ПТ-60/90	120	63,2
ПТ-65/90	130	65,16

Як видно з результату порівняння, добре підходять технології ОЦР для газів, що йдуть, виробничої пари та теплофікаційної. А для циркуляційної води підходить утилізація за допомогою теплових насосів і подальшим використанням цього тепла для регенерації, або для теплопостачання.

Однак, з відомих готових технічних рішень у галузі теплових насосів не існує установок, здатних використовувати таку кількість енергії. Це накладає суттєві обмеження на використання цього рішення. Навіть якщо використовувати кілька теплових насосів, то і цього буде недостатньо для повної утилізації.

З усіх представлених установок, найпотужнішою є - Scancool Heat, встановлена у Фінляндії, з потужністю 1,7 МВт. Для використання всього тепла цирк. води, необхідно від 54 до 94 таких модулів, що не є раціональним рішенням в рамках такої кількості тепла.

Подальші розрахунки з утилізації будуть проведені для решти потоків на основі ОЦР технології.

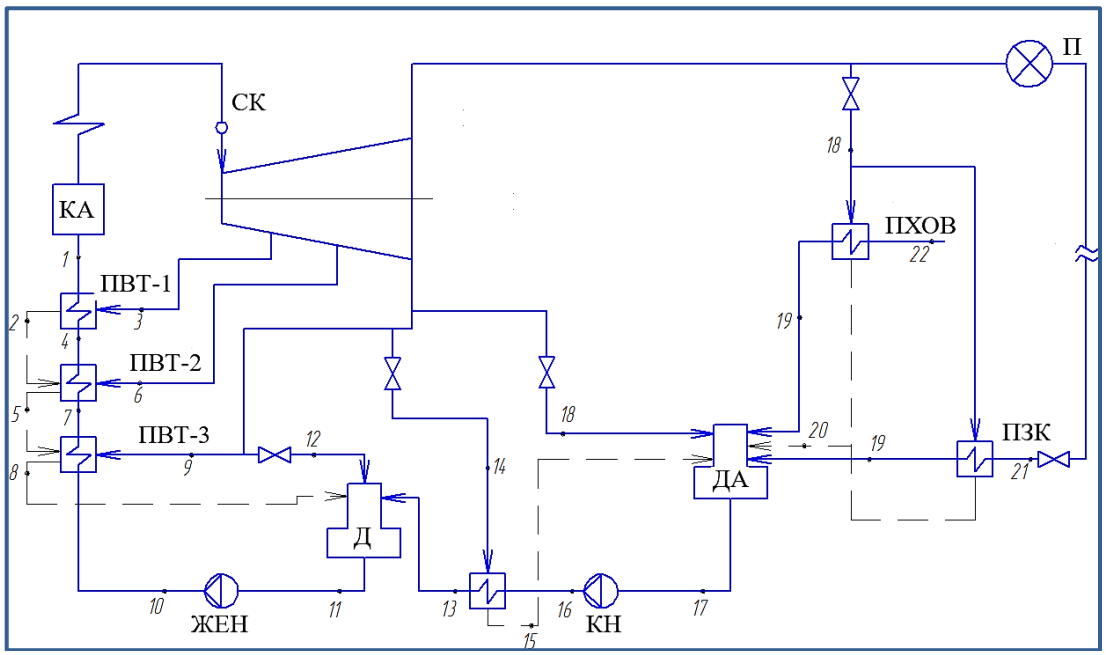
2.2 Розрахунок теплової схеми Р-100-130/15

Таблиця 2.5 - Технічні характеристики та вихідні дані

Найменування	Значення
Тип	Р-100-130/15
Завод-виробник	КТЗ
Потужність номінальна, МВт	100
Потужність максимальна, МВт	107
Тиск свіжої пари, Мпа	12,75
Температура свежего пара, ℃	555
Максимальна витрата свіжої пари, кг/с	225
Номінальний тиск виробничого відбору, Мпа	1,18-2,06
Номінальний виробничий відбір, кг/с	191,6
Кількість регенеративних відборів	3
Температура живильної води, ℃	240
Кінцевий тиск, Мпа	1,45
Тип пароросподілу	Соплове
Тип регулювального ступеня	Однорічна
Кількість ступенів	12
Довжина останньої лопатки, мм	127
Середній діаметр останньої лопатки, мм	1127

Турбіна Р-100-130 - це одноциліндровий агрегат із сопловим пароросподілом, одновеченим регулювальним ступенем і дванадцятьма послідовно розташованими ступенями, розділеними на два потоки протилежного напряму. Підведення пари здійснюється в середню частину турбіни через два стопорних і чотири регулювальні клапани.

Останні розташовані в парових коробках, приварених до корпусу циліндра. Цільнокований ротор турбіни з'єднується з ротором генератора напівгнучкою муфтою. Фікс-пункт турбіни розташований на рамі заднього підшипника. До турбіни під'єднано три підігрівача високого тиску, що живляться парою з відборів і вихідного патрубка. У турбоустановці передбачено також деаератор. Принципова теплова схема зображена на рисунку 2.1



КА - котельний агрегат, ПВТ - підігрівач високого тиску, ЖЕН - живильний електронасос, Д - деаератор, КН – конденсатний насос, ДА - деаератор атмосферний, ПХОВ - підігрів хім. очищеної води, ПЗК - підігрів зворотного конденсату.

Рисунок 2.1 – Принципова теплова схема ПТУ Р-100-130/15

Температура води в деаераторі за тиском:

$$t_{д} = f(P_{д}) = 158{,}8\ ^{\circ}\text{C} \tag{2.1}$$

де $P_{д} = 0{,}6$ МПа, тиск у деаераторі.

Нагрівання води в деаераторі приймемо рівним $\Delta t_{д} = 10\ ^{\circ}\text{C}$.

Температура води перед деаератором дорівнюватиме, °С:

$$t_{д.вх} = t_{д} - \Delta t_{д} = 158{,}8 - 10 = 148{,}8 \tag{2.2}$$

Визначимо нагрівання води в живильному насосі:

$$\Delta t_{жн} = \frac{\left(p_{пн}^{вих} - p_{пн}^{вх}\right) \cdot \upsilon_{ср} \cdot 1000}{\eta_{пн} \cdot C_{pv}} \tag{2.3}$$

де $P_{вих}$ - тиск води на виході з ПН, МПа;

$P_{вх}$ - тиск води на вході в ПН, МПа;

$\upsilon_{ср}$ - середній питомий об'єм, м^3/кг;

$\eta_{пн}$ = 0,75 - ККД ПН;

C_{pv} - середня теплоємність води при стисненні, кДж/кг·К;

Тиск води на вході в ПН дорівнюватиме тиску води в деаераторі плюс підпір води, який приймемо 2,5 атм:

$$p_{пн}^{вх} = P + 0{,}25 \qquad (2.4)$$

$$p_{пн}^{вх} = 0{,}6 + 0{,}25 = 0{,}85 \text{ МПа}$$

Тиск води на виході з ПН, МПа:

$$p_{пн}^{вх} = P_0 \cdot 1{,}33 \qquad (2.5)$$

$$p_{пн}^{вх} = P_0 \cdot 1{,}33 = 12{,}75 \cdot 1{,}33 = 17$$

де P_0 = 12,75 МПа, тиск гострого пара;

Середній питомий об'єм при заданих значеннях тисків становитиме, м^3/кг:

$$\upsilon_{ср} = \frac{\upsilon_1 + \upsilon_2}{2} \qquad (2.6)$$

$$\upsilon_{ср} = \frac{0{,}001118 + 0{,}001769}{2} = 0{,}00144$$

Середня теплоємність води під час стиснення за цих значень тисків становитиме, кДж/кг·К:

$$C_{\rho\upsilon} = \frac{C_{\rho\upsilon 1} + C_{\rho\upsilon 2}}{2} \qquad (2.7)$$

$$C_{\rho\upsilon} = \frac{4{,}3796 + 10{,}818}{2} = 7{,}6$$

Таким чином нагрівання води в ПН складе, °С:

$$\Delta t_{пн} = \frac{(17 - 0{,}85) \cdot 0{,}00144 \cdot 1000}{0{,}75 \cdot 7{,}6} = 4{,}1°C$$

Визначимо температуру води на виході з ПН, °С:

$$\Delta t_{пв}^{пн} = t_{д} + \Delta t_{пн} \qquad (2.8)$$

$$\Delta t_{пв}^{пн} = 158{,}8 + 4{,}1 = 162{,}9$$

Визначимо загальний нагрів живильної води в усіх ПВТ.

$$\Delta t_{пвт}^{заг} = t_{пвт1} - t_{пв}^{пн} \qquad (2.9)$$

де $t_{\text{пвт1}}$ = 240 °С,

Температура живильної води після ПВТ-1 за технічними характеристиками турбіни;

$$\Delta t_{пвт}^{общ} = 240 - 162{,}9 = 77{,}1.$$

Розрахуємо температуру на виході з кожного ПВТ.

Нагрівання води в кожному ПВТ приймемо однаковим, °С:

$$\Delta t_{пвт} = \frac{\Delta t_{пвт}^{заг}}{n_{пвт}} \qquad (2.10)$$

де $n_{\text{пвт}}$ = 3, кількість підігрівачів високого тиску;

$$\Delta t_{пвт} = \frac{77,1}{3} = 25,7$$

Для ПВТ-2 температура дорівнюватиме, °С:

$$t_{пвт2} = t_{пвт1} - \Delta t_{пвт} \quad (2.11)$$
$$t_{пвт2} = 240 - 25,7 = 214,3$$

Для ПВТ-3 температура дорівнюватиме, °С:

$$t_{пвт3} = t_{пвт2} - \Delta t_{пвт} \quad (2.12)$$
$$t_{пвт3} = 214,3 - 25,7 = 188,6$$

Визначимо температуру насичення в ПВТ, прийнявши недогрів до температури насичення 4°С.

Для ПВТ-1 температура дорівнюватиме, °С:

$$t_{н1} = t_{пвт1} + \delta t \quad (2.13)$$
$$t_{н1} = 240 + 4 = 244.$$

Для ПВТ-2 температура дорівнюватиме, °С:

$$t_{н2} = t_{пвт2} + \delta t \quad (2.14)$$
$$t_{н2} = 214,3 + 4 = 218,3.$$

Для ПВТ-3 температура дорівнюватиме, °С:

$$t_{н3} = t_{пвт3} + \delta t \quad (2.15)$$
$$t_{н3} = 188,6 + 4 = 192,6.$$

Визначимо тиск насичення в ПВТ за температурою насичення. Для ПВТ-1 тиск насичення дорівнюватиме, МПа:

$$P_{\text{н.пвт1}} = f(t_{\text{н1}}) = 3{,}59 \tag{2.16}$$

Для ПВТ-2 тиск насичення дорівнюватиме, МПа:

$$P_{\text{н.пвт2}} = f(t_{\text{н2}}) = 2{,}24 \tag{2.17}$$

Для ПВТ-3 тиск насичення дорівнюватиме, МПа:

$$P_{\text{н.пвт3}} = f(t_{\text{н3}}) = 1{,}33 \tag{2.18}$$

Визначимо тиск відборів з урахуванням втрат тиску 10%. Тиск першого відбору, МПа:

$$P_{\text{від1}} = P_{\text{н.пвт1}} \cdot 1{,}1 \tag{2.19}$$

$$P_{\text{від1}} = 3{,}59 \cdot 1{,}1 = 3{,}949$$

Тиск другого відбору, МПа:

$$P_{\text{від2}} = P_{\text{н.пвт2}} \cdot 1{,}1 \tag{2.20}$$

$$P_{\text{від2}} = 2{,}24 \cdot 1{,}1 = 2{,}464$$

Тиск третього відбору приймемо рівним тиску на вихлопі турбіни, МПа:

$$P_{\text{від3}} = 1{,}45 \tag{2.21}$$

Зробимо розрахунок тиску в живильному тракті, попередньо прийнявши розподіл гідравлічних втрат таким чином: 6% від різниці $P_{вх}$ і P у кожному ПВТ, решта - 82% у котельному агрегаті.

$$\mathrm{P_{пот}} = (\mathrm{P_{пн}^{вх}} - \mathrm{P_0}) \cdot 0{,}06 \tag{2.22}$$

$$P_{пот} = (17 - 12{,}75) \cdot 0{,}06 = 0{,}255 \text{ МПа}$$

Для ПВТ-3 тиск дорівнюватиме, МПа:

$$\mathrm{P_{пвт3}} = \mathrm{P_{пн}^{вх}} - \mathrm{P_{пот}} \tag{2.23}$$

$$\mathrm{P_{пвт3}} = (17 - 0{,}255) = 16{,}745$$

Для ПВТ-2 тиск дорівнюватиме, МПа:

$$\mathrm{P_{пвт2}} = \mathrm{P_{пвт3}} - \mathrm{P_{пот}} \tag{2.24}$$

$$\mathrm{P_{пвт2}} = (16{,}745 - 0{,}255) = 16{,}49$$

Для ПВТ-1 тиск дорівнюватиме, МПа:

$$P_{пвт1} = P_{пвт2} - P_{пот} \tag{2.25}$$

$$P_{пвт1} = 16{,}49 - 0{,}255 = 16{,}235$$

Для розрахунку атмосферного деаератора необхідно визначити температуру води за тиском у ньому, який приймаємо 0,12 МПа:

$$t_{да} = f(P_{да}) = 104{,}8 \text{ °C} \tag{2.26}$$

Нагрівання води в деаераторі приймемо рівним $\Delta t_{да} = 10$ °C.

Температура води перед деаератором дорівнюватиме, °С:

$$t_{\text{да.вх}} = t_{\text{да}} - \Delta t_{\text{да}} \tag{2.27}$$

$$t_{\text{да.вх}} = 104{,}8 - 10 = 94{,}8$$

Визначимо нагрівання води в конденсатному насосі:

$$\Delta t_{\text{кн}} = \frac{\left(P_{кн}^{вих} - P_{кн}^{вих}\right) \cdot \upsilon_{ср} \cdot 1000}{\eta_{кн} \cdot C_{pv}} \tag{2.28}$$

де $P_{\text{вих}}$ - тиск води на виході з КН, МПа;

$P_{\text{вх}}$ - тиск води на вході в КН, МПа;

$\upsilon_{\text{ср}}$ - середній питомий об'єм, м^3/кг;

$\eta_{\text{кн}} = 0{,}75$ - ККД КН;

C_{pv} - середня теплоємність води при стисненні, кДж/кг·К.

Тиск води на вході в КН дорівнюватиме тиску води в деаераторі плюс підпір води, який приймемо 2,5 атм:

$$P_{кн}^{вх} = P_{да} + 0{,}25 \tag{2.29}$$

$$P_{кн}^{вх} = 0{,}12 + 0{,}25 = 0{,}37 \text{ МПа.}$$

Тиск води на виході з КН, МПа:

$$P_{кн}^{вх} = P_{д} \cdot 1{,}1 \tag{2.30}$$

$$P_{кн}^{вх} = 0{,}6 \cdot 1{,}1 = 0{,}66$$

Середній питомий об'єм за заданих значень тисків становитиме, м^3/кг :

$$\upsilon_{ср} = \frac{\upsilon_1 - \upsilon_2}{2} \tag{2.31}$$

$$\upsilon_{ср} = \frac{0{,}001047 - 0{,}001105}{2} = 0{,}001076$$

Середня теплоємність води під час стиснення за цих значень тисків становитиме, кДж/кг·К:

$$C_{\rho\upsilon} = \frac{C_{\rho\upsilon 1} - C_{\rho\upsilon 2}}{2} \tag{2.32}$$

$$C_{\rho\upsilon} = \frac{4{,}2229 - 4{,}3457}{2} = 4{,}28$$

Таким чином, нагрівання води в КН складе, °С:

$$\Delta t_{кн} = \frac{(0{,}66 - 0{,}37) \cdot 0{,}001076 \cdot 1000}{0{,}75 \cdot 4{,}28} = 0{,}1$$

Для розрахунку ПНТ визначимо температуру води на вході, яка дорівнює температурі води на виході з атмосферного деаератора плюс нагрівання в КН,°С:

$$t^{вх}_{пнт} = t_{да} + \Delta t_{кн} \tag{2.33}$$

$$t^{вх}_{пнт} = 104{,}8 \cdot 0{,}1 = 104{,}9$$

Гідравлічні втрати в ПНТ слід прийняти, МПа:

$$P_{пот} = P^{вих}_{кн} - P_{д} \tag{2.34}$$

$$P_{\text{пот}} = 0{,}66 - 0{,}6 = 0{,}06$$

Температура на виході з ПНТ дорівнюватиме температурі $t_{\text{д.вх}}$. З урахуванням недогріву температура насичення в ПНТ дорівнюватиме, °С:

$$t_{\text{н.пнд}} = t_{\text{д.вх}} + \delta t \quad (2.35)$$

$$t_{\text{н.пнд}} = 148{,}8 + 4 = 152{,}8$$

Зробимо розрахунок ентальпій, отримані дані занесемо в таблиці 2.6 та 2.7.

Таблиця 2.6 - Параметри відбірної пари, пари в регенеративних підігрівачах і живильної води

Найменування	Параметри пари у відборах				Параметри пари в регенеративних підігрівачах				Параметри живильної води за рег. підігрівачами			Витрата пари
	$P_{\text{від}}$, МПа	t °С	$h_{\text{від}}$, кДж/кг	a	$P_{\text{п}}$, МПа	t_s, °С	h_s, кДж/кг	Δt°С	$t_{\text{ж}}$°С	$P_{\text{жв}}$, МПа	$h_{\text{жв}}$, кДж/кг	D, кг/с
Гострий пар	12,75	555	3487									
Гострий пар після дроселювання	12,11	552,5	3487									
Перший відбір	3,95	391,9	3196	0,054	3,59	244	2802,5	4	240	16,235	1039,4	11,43
Другий відбір	2,46	331,8	3086	0,0497	2,24	218,3	2800,5	4	214,3	16,49	922,4	10,39
Третій відбір	1,45	269	2970	0,046	1,33	192,6	2787,2	4	188,6	16,745	808,9	9,61
Відбір у Д	1,45	269	2970	0,0062					158,8	0,85	670,5	1,29
Відбір у ПНТ	1,45	269	2970	0,0678	0,51	152,8	2749	4	148,8	0,6	627,2	14,17
Відбір у ДА	1,45	269	2970	0,0097					104,8	0,37	439,6	1,46
Відбір у ПХОВ	1,45	269	2970	0,0181	0,12	104,8	2683,1	4	94,8	0,12	397,2	3,79
Відбір у ПЗК	1,45	269	2970	0,0289	0,12	104,8	2683,1	4	94,8	0,12	397,2	6,04

Таблиця 2.7 - Параметри робочого тіла в характерних точках

Номер п/п	Тиск, МПа	Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг
1	16,235	240	1039,4
2	3,59	244	1056,7
3	3,95	391,2	3196
4	16,49	214,3	922,4
5	2,24	218,3	935,8
6	2,46	331,8	3086
7	16,745	188,6	808,9
8	1,33	192,6	819,2
9	1,45	269	2970
10	17	162,9	697,8
11	0,85	158,8	670,5
12	1,45	269	2970
13	0,6	148,8	627,2
14	1,45	269	2970
15	0,51	152,8	644,4
16	0,66	104,9	440,2
17	0,37	104,8	439,6
18	1,45	269	2970
19	0,12	94,8	397,2
20	0,12	104,8	439,2
21	0,12	60	251,2
22	0,12	40	167,6

За отриманими тисками відборів і за початковими параметрами слід побудувати процес розширення пари в турбіні на h-S діаграмі (рисунок 2.2), виходячи з такого алгоритму:

1. Знайти точку перетину ізобари початкового тиску з ізотермою початкової температури.

2. Прийнявши процес адіабатним, необхідно знайти ентальпію теоретичної точки кінця процесу розширення, опустившись вертикально з початкової точки до ізобари кінцевого тиску.

3. Знаючи теоретичний теплоперепад, необхідно його помножити на внутрішній відносний ККД турбіни, що дорівнює 0,88, отримане значення відняти від початкової точки, що дасть змогу знайти ентальпію кінцевої точки дійсного процесу розширення.

4. Побудувати дійсний процес розширення, з'єднавши початкову та кінцеву точки.

5. Визначити точки відборів як перетин ізобар відборів з лінією дійсного процесу розширення.

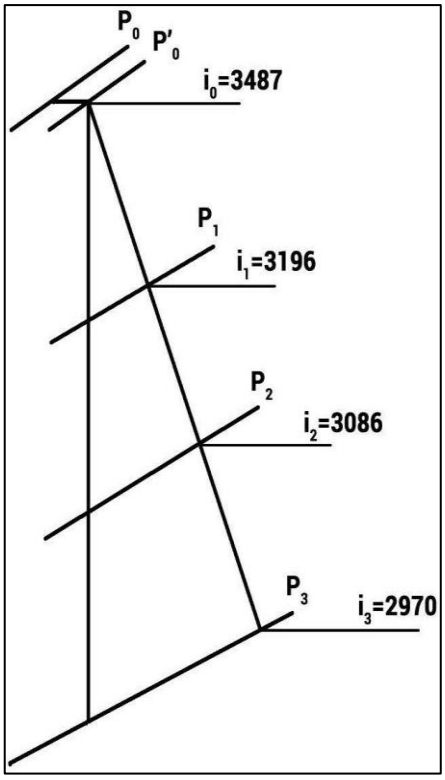


Рисунок 2.2 - Процес розширення пари в турбіні

Необхідно провести розрахунок відносних витрат пари у відборах.

Для ПВТ-1:

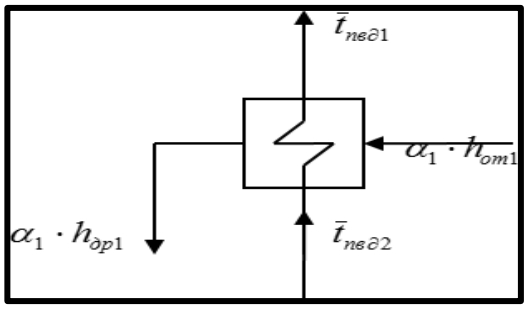


Рисунок 2.3 - Схема балансу для ПВТ-1

Відносна витрата для ПВТ-1 у такому разі дорівнюватиме:

$$\alpha_1 = \frac{t_{нвт1} - t_{нвт2}}{h_{від1} - h_{др1}} \qquad (2.36)$$

де $t_{\text{пвт1}}$- ентальпія живильної води на виході з ПВТ-1, кДж/кг;

$t_{\text{пвт2}}$ - ентальпія живильної води на вході в ПВТ-1, кДж/кг;

$h_{\text{від1}}$ - ентальпія пари першого відбору, кДж/кг;

$h_{\text{др1}}$ - ентальпія конденсату гріючої пари після ПВТ-1, кДж/кг;

$$\alpha_1 = \frac{1039{,}4 - 922{,}4}{3196 - 1056{,}7} = 0{,}0547$$

Для ПВТ-2:

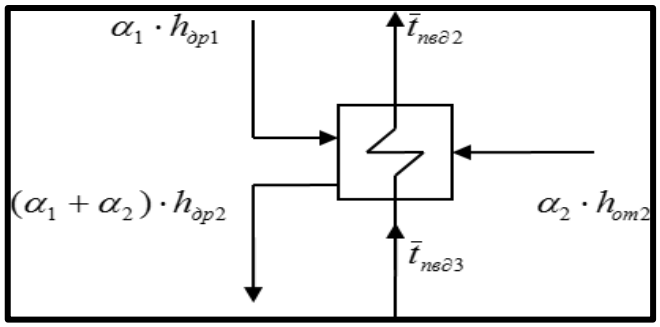


Рисунок 2.4 - Схема балансу для ПВТ-2

Відносна витрата для ПВТ-2 у такому разі дорівнюватиме:

$$\alpha_2 = \frac{t_{пвт2} - t_{пвт3} + \alpha_1 \cdot (h_{др2} - h_{др1})}{h_{від2} - h_{др2}} \qquad (2.37)$$

де $t_{\text{пвт2}}$ - ентальпія живильної води на виході з ПВТ-2, кДж/кг;

$t_{\text{пвд3}}$ - ентальпія живильної води на вході в ПВТ-2, кДж/кг;

$h_{\text{др2}}$ - ентальпія конденсату пари з ПВТ-2, кДж/кг;

$h_{\text{др1}}$ - ентальпія конденсату пари з ПВТ-1, кДж/кг;

$h_{\text{від2}}$ - ентальпія пари другого відбору, кДж/кг;

$$\alpha_2 = \frac{924{,}4 - 808{,}9 + 0{,}0547 \cdot (935{,}8 - 1056{,}7)}{3086 - 935{,}8} = 0{,}0497$$

Для ПВТ-3

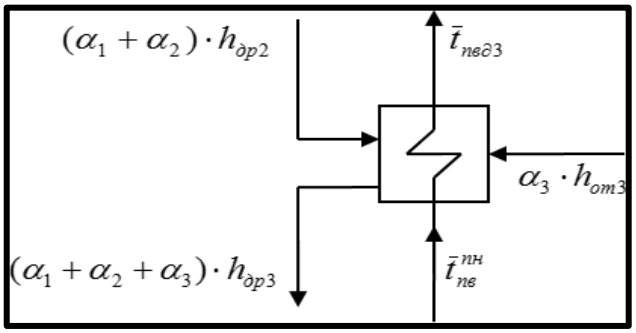


Рисунок 2.5 - Схема балансу для ПВТ-3

Відносна витрата для ПВТ-3 у такому разі дорівнюватиме:

$$\alpha_3 = \frac{t_{пвд3} - t_{жв}^{пн} + (\alpha_1+\alpha_2)\cdot(h_{др3} - h_{др3})}{h_{від3} - h_{др3}} \qquad (2.38)$$

де $t_{пвт3}$ - ентальпія живильної води після ПВТ-3, кДж/кг;

$\bar{t}_{пн}$ - ентальпія живильної води на вході в ПВТ-3, кДж/кг;

$h_{др3}$ - ентальпія конденсату пари з ПВТ-3, кДж/кг;

$h_{др2}$ - ентальпія конденсату пари з ПВТ-2, кДж/кг;

$h_{від3}$ - ентальпія пари третього відбору, кДж/кг;

$$\alpha_3 = \frac{808{,}9 - 697{,}8 + (0{,}0547 + 0{,}0497)\cdot(819{,}2 - 935{,}8)}{2970 - 819{,}2} = 0{,}046$$

Відносна витрата для деаератора в такому разі дорівнюватиме

$$\alpha_д = \frac{\bar{t}_{пв}^{д} - (\alpha_1+\alpha_2+\alpha_3)\cdot h_{др3} - (1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3)\cdot \bar{t}_{пв4}}{h_{від3} - \bar{t}_{пв4}} \qquad (2.39)$$

де $\bar{t}_д$ - ентальпія води після деаератора, кДж/кг;

$h_{др3}$ - ентальпія конденсату пари з ПВТ-3, кДж/кг;

$t_{пв4}$ - ентальпія води на вході в деаератор, кДж/кг;

$h_{від3}$ - ентальпія пари третього відбору, кДж/кг.

$$\alpha_д = \frac{607,5 - (0,0547 + 0,0497 + 0,046) \cdot 819,2 - (1 - 0,0547 - 0,0497 - 0.046) \cdot 627,2}{2970 - 627,2} = 0,00062$$

Для деаератора:

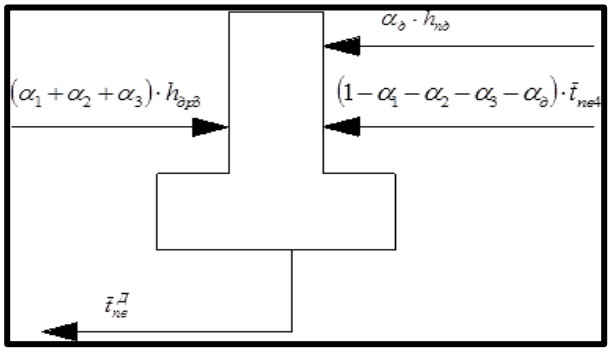


Рисунок 2.6 - Схема балансу для деаератора

Для ПНТ:

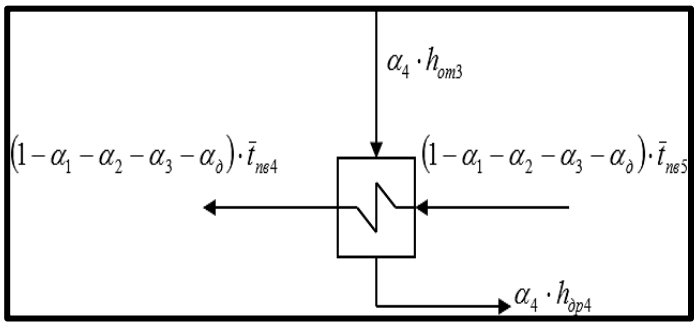


Рисунок 2.7 - Схема балансу для ПНТ

Відносна витрата для ПНТ у такому разі дорівнюватиме:

$$\alpha_4 = \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_д) \cdot \left(\bar{t}_{пв4} - \bar{t}_{пв5} \right)}{h_{від3} - h_{др4}} \qquad (2.40)$$

де $t_{пв4}$ - ентальпія води на виході з ПНТ, кДж/кг;

$t_{пв5}$ - ентальпія води на вході в ПНТ, кДж/кг;

$h_{від3}$ - ентальпія пари третього відбору, кДж/кг;

$h_{др4}$ - ентальпія конденсату пари з ПНТ, кДж/кг;

$$\alpha_4 = \frac{(1-0{,}0547-0{,}0497-0{,}046-0{,}0062)\cdot(627{,}2-440{,}2)\cdot 627{,}2}{2970-644{,}4} = 0{,}0678$$

Відносна витрата ХОВ, яка додається в цикл для поповнення втрат робочого тіла $a_{хов}$ = 0,2.

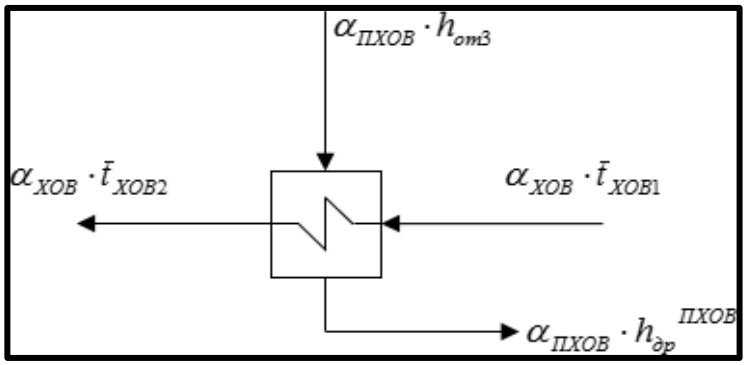


Рисунок 2.8 - Схема балансу для ПХОВ

Для ПХОВ:

Відносна витрата для ПХОВ у такому разі дорівнюватиме:

$$\alpha_{пхов} = \frac{\alpha_{хов} \cdot \left(\bar{t}_{хов} - \bar{t}_{хов1}\right)}{h_{від3} - h_{др}^{пхов}} \qquad (2.41)$$

де $t_{хов2}$ - ентальпія води після ПХОВ, кДж/кг;

$t_{хов1}$ - ентальпія води на вході в ПХОВ, кДж/кг;

$h_{від3}$ - ентальпія пари третього відбору, кДж/кг;

$h_{пхов}$ - ентальпія пари після ПХОВ, кДж/кг;

$$\alpha_{пхов} = \frac{0{,}2\cdot(397{,}2-167{,}6)}{2970-439{,}2} = 0{,}0181$$

Для ПЗК з огляду на те, що зворотний конденсат надходить у кількості 50% від пари, що відбирається на виробництво, то $a_{ок}$ = 0,5.

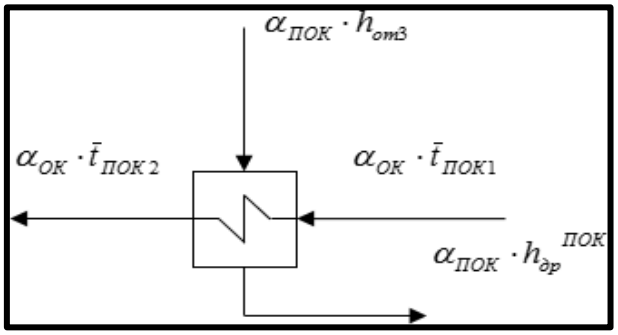


Рисунок 2.9 - Схема балансу для ПЗК

Відносна витрата для ПЗК у такому разі дорівнюватиме:

$$\alpha_{пзк} = \frac{\alpha_{ок} \cdot \left(\bar{t}_{пзк2} - \bar{t}_{пзк1}\right)}{h_{від3} - h_{др}^{пзк}} \qquad (2.42)$$

де $t_{пзк2}$ - ентальпія зворотного конденсату після ПЗК, кДж/кг;

$t_{пзк1}$ - ентальпія зворотного конденсату на вході в ПЗК, кДж/кг;

$h_{від3}$ - ентальпія пари третього відбору, кДж/кг;

$h_{пзк}$ - ентальпія пари після ПЗК, кДж/кг;

$$\alpha_{пзк} = \frac{0{,}5 \cdot (397{,}2 - 251{,}2)}{2970 - 439{,}2} = 0{,}0286$$

Для атмосферного деаератора:

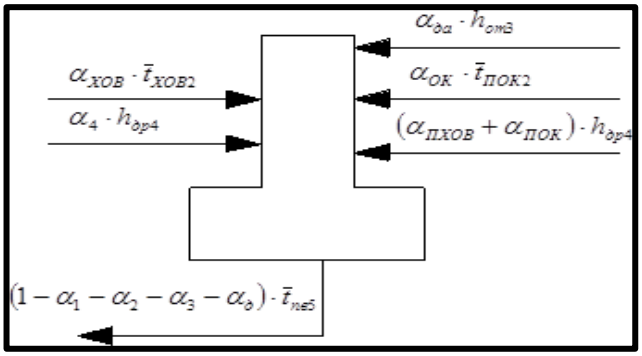


Рисунок 2.10 - Схема балансу для атмосферного деаератора

Відносна витрата для ДА в такому разі дорівнюватиме:

$$\alpha_{пзк} = \frac{(1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3-\alpha_д)\cdot \bar{t}_{пв5} - \alpha_{хов}\cdot \bar{t}_{хов2} - \alpha_4 \cdot h_{др4} - \alpha_{ок}\cdot \bar{t}_{пзк2} - (\alpha_{пхов}+\alpha_{пзк})\cdot \bar{t}_{др4}}{h_{від3}} \quad (2.43)$$

де $t_{пв5}$ - ентальпія води після ДА, кДж/кг;

$t_{хов2}$ - ентальпія води після ПХОВ, кДж/кг;

$h_{др4}$ - ентальпія конденсату пари з ПНД, кДж/кг;

$t_{пзк2}$ - ентальпія зворотного конденсату після ПЗК, кДж/кг;

$h_{від3}$ - ентальпія пари третього відбору, кДж/кг;

$$\alpha_{пзк} = \frac{(1-0{,}1566)\cdot 440{,}2 - 0{,}2\cdot 397{,}2 - 0{,}0678 - 644{,}4 - 0{,}5\cdot 397{,}2 - (0{,}047)}{2970} = 0{,}0097$$

Далі необхідно провести розрахунок роботи і витрати пари в турбіну.

Для цього знайдемо суму відносних відборів на вихлопі турбіни:

$$\alpha_{вих} = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_д + \alpha_{да} + \alpha_{пзк} + \alpha_{пхов} \quad (2.44)$$

$$\alpha_{вих} = 0{,}0547 + 0{,}0497 + 0{,}046 + 0{,}0678 + 0{,}0062 + 0{,}0097 + 0{,}0286 + 0{,}0181 = 0{,}1767$$

Робота розширення пари в турбіні, кДж/кг:

$$L = 1\cdot(h_0 - h_{від1}) + (1-\alpha_1)\cdot(h_{від1} - h_{від2}) + (1-\alpha_1-\alpha_2)\cdot(h_{від2} - h_{від3}) \quad (2.45)$$

$$L = 1\cdot(3487-3196) + (1-0{,}0547)\cdot(3196-3086) + (0{,}8956)\cdot(3086-2970) = 534{,}74$$

Витрата пари в турбіні, кг/с:

$$D_0 = \frac{N\cdot 10^3}{L\cdot \eta_{oi}} \quad (2.46)$$

$$D_0 = \frac{100000\cdot 10^3}{534{,}74\cdot 0{,}88} = 208{,}99$$

Похибка становить, %:

$$D_0 = \frac{D_0 - D_{ном}}{D_{ном}} \tag{2.47}$$

$$D_0 = \frac{209 - 211{,}1}{211{,}1} \cdot 100 = 0{,}9$$

Необхідно визначити витрату пари в кожному відборі. Витрата пари в першому відборі, кг/с:

$$D_1 = D_0 \cdot \alpha_1 \tag{2.48}$$

$$D_1 = 209 \cdot 0{,}0547 = 11{,}43$$

Витрата пари в другому відборі, кг/с:

$$D_2 = D_0 \cdot \alpha_2 \tag{2.49}$$

$$D_2 = 209 \cdot 0{,}0497 = 10{,}39$$

Витрата пари в третьому відборі, кг/с:

$$D_3 = D_0 \cdot \alpha_3 \tag{2.50}$$

$$D_3 = 209 \cdot 0{,}046 = 9{,}61$$

Витрата пари на ПНТ, кг/с:

$$D_{пнт} = D_0 \cdot \alpha_4 \tag{2.51}$$

$$D_3 = 209 \cdot 0{,}0678 = 14{,}17$$

Витрата пари на деаератор, кг/с:

$$D_д = D_0 \cdot \alpha_д \tag{2.52}$$

$$D_д = 209 \cdot 0{,}00616 = 1{,}29$$

Витрата пари на атмосферний деаератор, кг/с:

$$D_{да} = D_0 \cdot \alpha_{да} \tag{2.53}$$

$$D_д = 209 \cdot 0{,}0097 = 1{,}46$$

Витрата пари на підігрівач ХОВ, кг/с:

$$D_{пхов} = D_0 \cdot \alpha_{пхов} \tag{2.54}$$

$$D_д = 209 \cdot 0{,}01814 = 3{,}8$$

Витрата пари на підігрівач зворотного конденсату, кг/с:

$$D_{пзк} = D_0 \cdot \alpha_{пзк} \tag{2.55}$$

$$D_{пзк} = 209 \cdot 0{,}0288 = 6{,}04$$

Витрата пари на вихлопі турбіни, кг/с:

$$D_{вихлоп} = D_0 - D_1 - D_2 - D_3 - D_{пнт} - D_д - D_{да} - D_{пхов} - D_{пзк} \tag{2.56}$$

$$D_{пзк} = 209 \cdot 0{,}0288 = 6{,}04$$

Витрата тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{ту} = D_т \cdot \left(i_0 - \bar{t}_{жв}\right) \tag{2.57}$$

де $D_т$ - витрата пари на турбоустановку, кг/с;

i_0 - ентальпія пари на вході в турбіну, кДж/кг;

$t_{жв}$ - ентальпія живильної води, кДж/кг;

$$Q_{ту} = 209 \cdot (3487 - 1039) = 511523$$

Витрата тепла турбоустановкою на виробництво електроенергії приймається: $Q^{e}_{ту} = Q_{ту} = 511523\,кВт$

Теплове навантаження котла приймається рівним витраті тепла на турбоустановку: $Q_{пе} = Q_{ту} = 511523\,кВт$

Повна витрата натурального палива рахується за формулою, кг/с:

$$B = \frac{Q_{пе}}{Q^{н}_{р} \cdot \eta_{пг}} \qquad (2.58)$$

де $Q^{н}_{р}$ = 15280 кДж/кг - теплота згоряння вугілля;

$\eta_{пг}$ = 0,91 - ККД котла;

$$B = \frac{511523}{15280 \cdot 0{,}91} - 36{,}79$$

Повна витрата умовного палива рахується за формулою, кг/с:

$$B_{ум} = \frac{Q_{пе}}{Q^{н}_{р\,ум} \cdot \eta_{пг}} \qquad (2.59)$$

$$B_{ум} = \frac{511523}{29310 \cdot 0{,}91} = 19{,}18$$

де $Q^{н}_{р\ ум}$ = 29310 кДж/кг - теплота згоряння умовного палива;

Приймаючи потужність власних потреб блоку 4%, відпущена потужність становить, кВт:

$$W_{від} = W_e - e_{в.п.} \cdot W \tag{2.60}$$

де W_e - потужність, що знімається з шин генератора, кВт;

$e_{в.п.}$ - частка власних потреб блоку, %;

$$W_{від} = 100000 - 0{,}04 \cdot 100000 = 96000$$

Питома витрата палива на вироблення електроенергії, кг/(кВт·год):

$$b_m = \frac{B}{W_{еід}} \cdot 3600 \tag{2.61}$$

$$b_m = \frac{36{,}79}{96000} \cdot 3600 = 1{,}38$$

2.3 Порівняння потенціалів турбін

Із метою визначити витрати пари на виробництво та необхідну витрату циркуляційної води на конденсатори.

Для порівняльної оцінки потенціалів потоків необхідно провести аналогічний тепловий розрахунок турбін ПТ-25/90 (рис. 2.11); ПТ-60/90 (рис. 2.12); Р-85-8,8/0,2 (рис. 2.13); Р-100-140 (рис. 2.14).

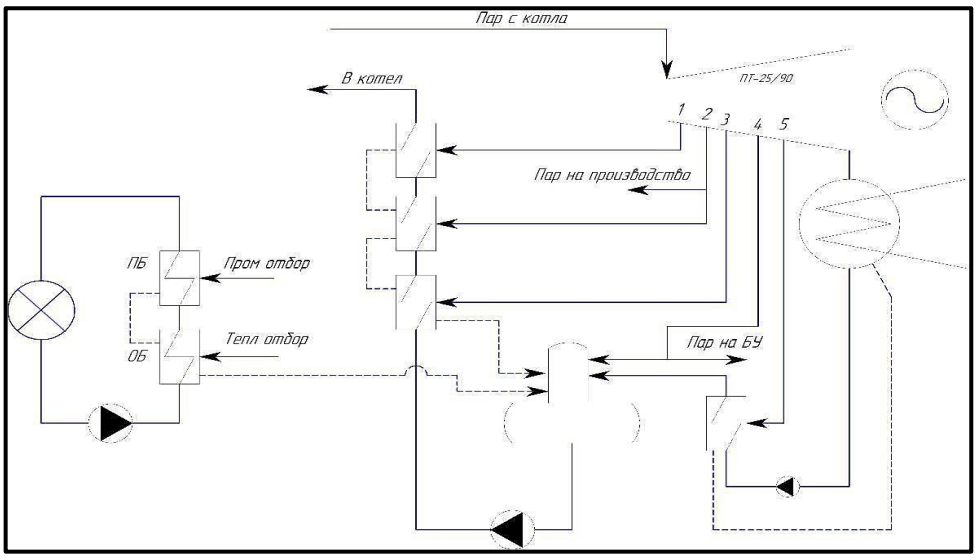


Рисунок 2.11 - Принципова теплова схема турбіни ПТ-25/90

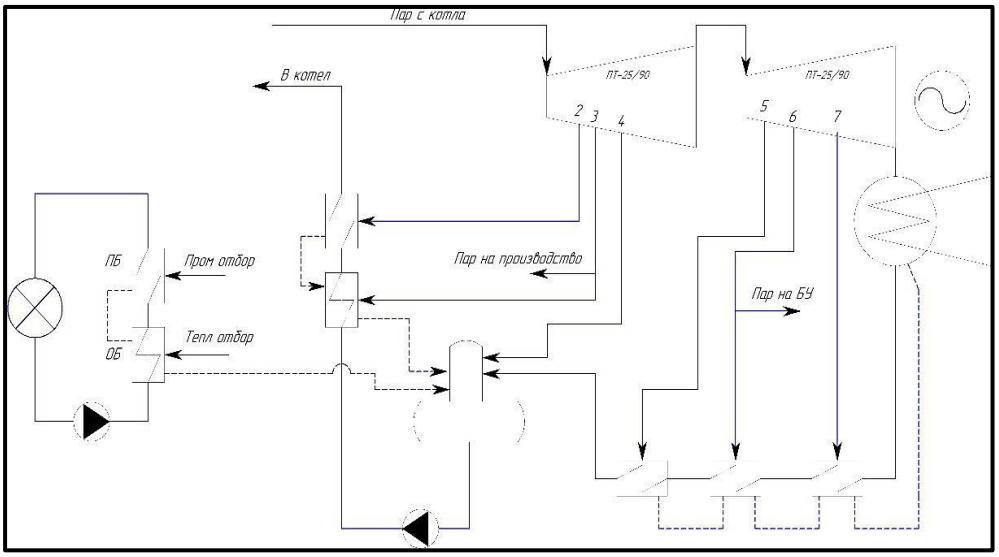


Рисунок 2.12 - Принципова теплова схема турбіни ПТ-60/90

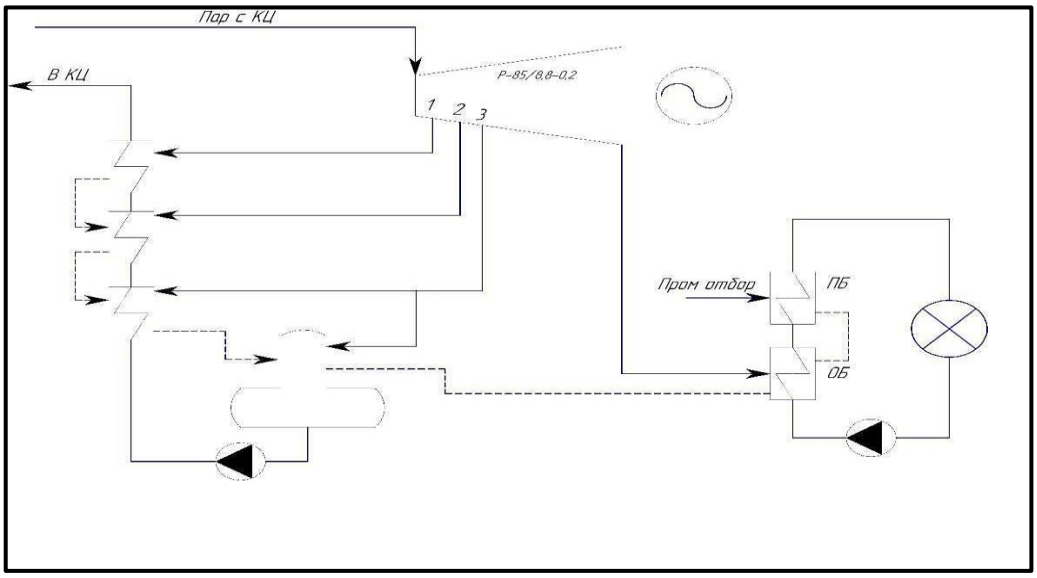


Рисунок 2.13 - Принципова теплова схема турбіни Р-85/8,8-0,2

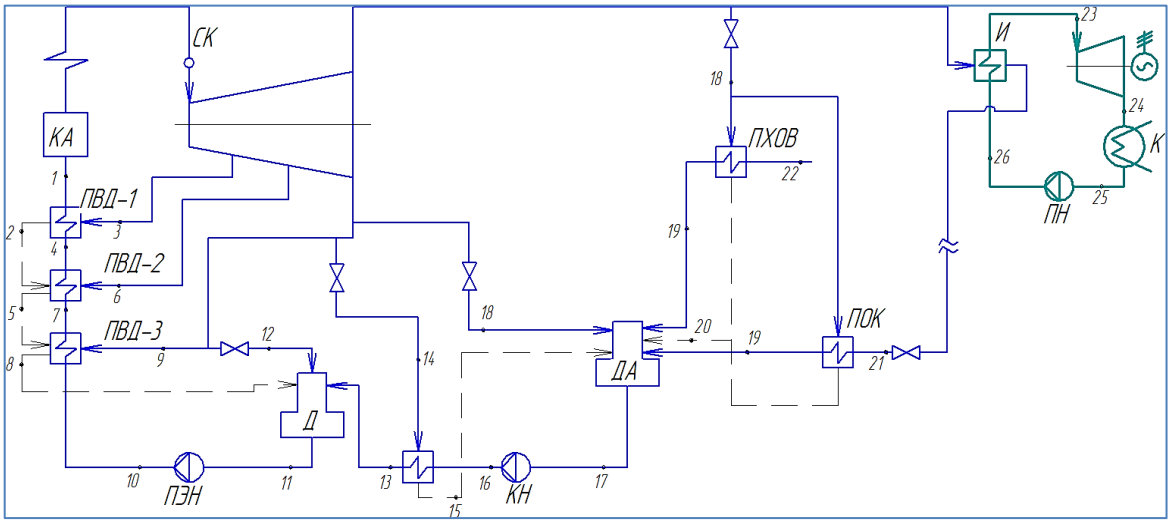
Результати розрахунку представлені в таблиці 2.8

Таблиця 2.8 - Визначені витрати пари

Турбіна	D ПВД-1, т/год	D ПВД-2, т/год	D ПВД-3, т/год	D Деаератор, т/год	D ПНД-1 т/год	D ПНД-2, т/год	D ПНД-3, т/год	D Пром, т/год	D Тепл, т/год
Пт-25	12,7	13	5,4	9,3	0,559	-	-	102	54
Пт-60	17,8	12,23	9,9	15,023	6,48	6,3	2,27	200	119
Пт-65	19	18,3	-	15,6	1,9	12,3	20,3	155	131
Р-85	22,12	19,3	13,33	16,74	-	-	-	-	300

2.4 Розрахунок ОЦР блока на виробничому парі

Параметри низькопотенційного джерела тепла, необхідні для розрахунків, наведено в таблиці 2.9 та розрахункову схему на малюнку 2.14.



КА - котельний агрегат, ПВТ - підігрівач високого тиску, ЖЕН - живильний електронасос, Д - деаератор, ДА - деаератор атмосферний, ПХОВ - підігрівання хім. очищеної води, ПЗК - підігрівання зворотного конденсату, В – випарник фреону, К - конденсатор, КН – конденсатний насос, ЖН - живильний насос.

Рисунок 2.14 - Принципова теплова схема ПТУ Р-100-130/15 з ОЦР модулем.

Було проведено розрахунок і знайдено оптимальне робоче тіло, а саме метанол з температурою випаровування 192 °С, недогрів склав 4 °С.

ККД ОЦР установки знаходиться за такою формулою:

$$\eta_{оцр} = \frac{h_{23} - h_{24}}{h_{23} - h_{26}} \qquad (2.62)$$

де h_{23}- ентальпія насиченої пари, кДж/кг;

h_{24} - ентальпія пари після на виході ОЦР турбіни, кДж/кг;

h_{26} - ентальпія рідини на вході у випарник, кДж/кг;

Ентальпія насиченої пари, кДж/кг, визначається за температурою випаровування робочого тіла і ступенем сухості 1.

$$h_{23} = f\ (t_{вип},\ x_1) \tag{2.63}$$

де $t_{вип}$ = 192 °С - температура випаровування робочого тіла, приймається як різниця температур конденсації пари за тиску P = 1,45 МПа і недогрів, що приймається δ = 4°С;

x_1 = 1 - ступінь сухості робочого тіла;

Таблиця 2.9 - Параметри низькопотенційного джерела тепла

Витрата пари, кг/с	Тиск пари на вихлопі турбіни, МПа	Температура конденсації на вході, °С	Температура конденсату на виході, °С
150,81	1,45	196	60

Ентальпія пари на виході ОЦР турбіни, кДж/кг, визначається за формулою:

$$h_{24} = h_{23} - (h_{23} - h_{24ад}) \cdot \eta_{oi} \tag{2.64}$$

де $h_{24ад}$ - ентальпія пари на виході ОЦР турбіни при теоретичному процесі розширення;

η_{oi} = 0,9 - ККД ОЦР турбіни;

При теоретичному розширенні ентальпія знаходиться як функція:

$$h_{24ад} = f(s_1,\ P_{конд}) = 469{,}382 \tag{2.65}$$

де s_{23} = 1,87 кДж/кг · К - ентропія теоретичного процесу розширення;

$P_{конд}$ = 0,1329 МПа - тиск робочого тіла в конденсаторі.

За підсумком ентальпія пари на виході ОЦР турбіни, кДж/кг:

$$h_{24} = 541,84 - (541,84 - 469,382) \cdot 0,9 = 477,40$$

Ентальпія рідини на вході у випарник, кДж/кг, визначається як функція:

$$h_{26} = f(P_{23}, s_{25}) = 245,98 \quad (2.66)$$

де P_{23} = 1,3529 МПа - тиск робочого тіла після насоса, визначається як функція $f(t_{вип}, x_0)$;

s_{25} = 1,16 кДж/кг · К - ентропія робочої рідини після конденсації, визначається як функція $f(P_{конд}, x_0)$.

У результаті ККД ОЦР вийшов:

$$\eta_{оцр} = \frac{541,84 - 477,40}{541,84 - 245,98} = 0,21$$

Потужність ОЦР установки знаходиться за формулою, МВт:

$$N_{оцр} = Q_{вип} \cdot \eta_{оцр} \quad (2.67)$$

де $Q_{вип}$ - потужність теплового потоку у випарнику ОЦР контуру, МВт;

Потужність теплового потоку у випарнику ОЦР контуру, МВт, визначається за формулою:

$$Q_{вип} = D_{вих} \cdot (t_{вх.тепл} - t_{вих.тепл}) \cdot \eta_{вип} \quad (2.68)$$

де $D_{вих}$ = 150,81 кг/с - витрата теплоносія;

$t_{вх.тепл}$ = 834,41 кДж/кг - ентальпія теплоносія на вході у випарник, визначається як функція $f(P_{вх.тепл}, t_{вх.тепл})$, де $P_{вх.тепл}$ = 1,45 МПа, $t_{вх.тепл}$ = 196 °С;

$t_{\text{вих.тепл}}$ = 252,355 кДж/кг - ентальпія теплоносія на виході з випарника, визначається як функція $f(P_{\text{вих.тепл}}, t_{\text{вих.тепл}})$, де $P_{\text{вих.тепл}}$ = 1,45 МПа, $t_{\text{вих.тепл}}$ = 60 °С;

$\eta_{\text{вип}}$ = 0,98 - ККД випарника;

Зрештою, потужність теплового потоку у випарнику ОЦР контуру, МВт:

$$Q_{\text{вип}} = 150{,}81 \cdot (834{,}414 - 252{,}355) \cdot 0{,}98 = 86$$

Потужність ОЦР установки, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = 86 \cdot 0{,}21 = 18{,}06$$

Значення параметрів робочого тіла в ОЦР контурі наведено в таблиці 2.10.

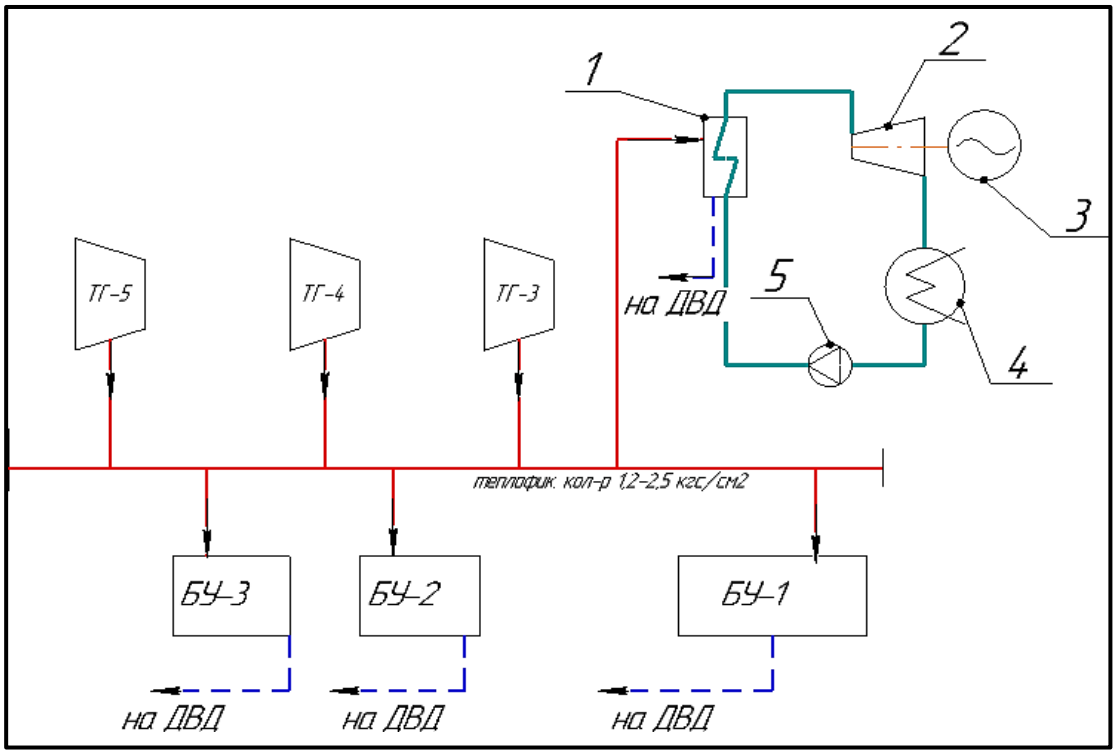
Таблиця 2.10 - Параметри робочого тіла в ОЦР контурі

Номер точки	Температура, °С	Тиск, МПа	Ентальпія, кДж/кг	Ентропія, кДж/(кг · К)
23	192	3,508	541,84	1,87
24	55,14	0,133	477,4	1,89
25	40	0,133	245,98	1,16
26	40	3,508	248,77	1,16

Таблиця 2.11 - Порівняння потенціалів турбін і питомих витрат палива

Турбіна	Витрата пари у виробництво, т/год	Тепло пром. пари, МВт	Потенціал для ОЦР МВт	Питома витрата до	Питома витрата після	Δ,%
Пт-25	102	58,45	3,41	1,086	0,956	11,97
Пт-60	200	114,608	6,69	0,267	0,237	11,24
Пт-65	155	88,82	5,18	0,215	0,189	12,09
Р-100	600	309,55	18,06	1,38	1,162	15,80

2.5 Розрахунок ОЦР блоку на теплофікаційній парі



1 - Випарник, 2 - ОЦР-турбіна, 3 - Електрогенератор,4 - Конденсатор, 5 - Живильний насос.

Рисунок 2.15 - ОЦР на теплофікаційній парі

Таблиця 2.12 - Параметри теплофікаційного колектора

Параметр	Значення
Тиск	1,2-2,5 кгс/см^2
Температура	120-140
Кількість турбін на колектор	8
Сумарна витрата пари на колектор	1200 т/год

Було проведено розрахунок і знайдено оптимальне робоче метанол з температурою випаровування 140 °С, недогрів склав 1 °С.

ККД ОЦР установки знаходиться за такою формулою:

$$\eta_{оцр} = \frac{h_{23} - h_{24}}{h_{23} - h_{26}} \quad (2.69)$$

де h_{23}- ентальпія насиченої пари, кДж/кг;

h_{24} - ентальпія пари після на виході ОЦР турбіни, кДж/кг;

h_{26} - ентальпія рідини на вході у випарник, кДж/кг;

Ентальпія насиченої пари, кДж/кг, визначається за температурою випаровування робочого тіла і ступеня сухості 1.

$$h_{23} = f(t_{вип}, x_1) = 589 \quad (2.70)$$

де $t_{вип}$ = 140 °С - температура випаровування робочого тіла, приймається як різниця температур конденсації пари за тиску P = 1,2 кгс/см^2 і недогрів, який приймають δ = 1°С;

x_1 = 1 - ступінь сухості робочого тіла;

Ентальпія пари на виході ОЦР турбіни, кДж/кг, визначається за формулою:

$$h_{24} = h_{23} - (h_{23} - h_{24ад}) \cdot \eta_{oi} \quad (2.71)$$

де $h_{24ад}$ - ентальпія пари на виході ОЦР турбіни за теоретичного процесу розширення;

η_{oi} = 0,9 – ККД ОЦР турбіни;

При теоретичному розширенні ентальпія перебуває як функція:

$$h_{24ад} = f(s_1, P_{конд}) = 529 \quad (2.72)$$

де s_{23} = 1,88 кДж/кг · К– ентропія теоретичного процесу розширення;

$P_{конд}$ = 0,94 бар – тиск робочого тіла в конденсаторі;

За підсумком ентальпія пари на виході ОЦР турбіни, кДж/кг:

$$h_{24} = 589 - (589 - 529) \cdot 0{,}9 = 476{,}1$$

Ентальпія рідини на вході у випарник, кДж/кг, визначається як функція:

$$h_{26} = f(P_{23}, s_{25}) = 234{,}2 \quad (2.73)$$

де P_{23} = 15,1 бар - тиск робочого тіла після насоса, визначається як функція $f(t_{\text{вип}}, x_0)$;

s_{25} = 1,12 кДж/кг · К – ентропія робочої рідини після конденсації, визначається як функція $f(P_{\text{конд}}, x_0)$;

У результаті ККД ОЦР вийшов:

Потужність ОЦР установки знаходиться за формулою, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = Q_{\text{вип}} \cdot \eta_{\text{оцр}} \quad (2.74)$$

де $Q_{\text{вип}}$ - потужність теплового потоку у випарнику ОЦР контуру, МВт;

Потужність теплового потоку у випарнику ОЦР контуру, МВт, визначається за формулою:

$$Q_{\text{вип}} = D_{\text{вих}} \cdot (t_{\text{вх.тепл}} t_{\text{вих.тепл}}) \cdot \eta_{\text{вит}} \quad (2.75)$$

де $D_{\text{вих}}$ = 100 кг/с - витрата теплоносія;

$t_{\text{вх.тепл}}$ = 2755,2 кДж/кг – ентальпія теплоносія на вході у випарник, визначається як функція $f(P_{\text{вх.тепл}}, t_{\text{вх.тепл}})$, где $P_{\text{вх.тепл}}$ = 1,2 кгс/см^2, $t_{\text{вх.тепл}}$ = 140 °С;

$t_{\text{вих.тепл}}$ = 589,2 кДж/кг – ентальпія теплоносія на виході з випарника, визначається як функція $f(P_{\text{вих.тепл}}, \text{t}_{\text{вих.тепл}})$, де $P_{\text{вих.тепл}}$ = 1,2 кгс/см^2, $t_{\text{вих.тепл}}$ = 104 °С;

$\eta_{\text{вих}}$ = 0,98 – ККД випарника;

У кінцевому рахунку, потужність теплового потоку у випарнику ОЦР контуру, МВт:

$$Q_{\text{вип}} = 27{,}7 \cdot (2755{,}2 - 589{,}2) \cdot 0{,}98 = 59{,}9$$

Потужність ОЦР установки, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = 59{,}9 \cdot 0{,}193 = 11{,}5$$

2.6 Розрахунок котельних агрегатів ПК-10Ш, ПК-10Ш2, БКЗ-320/140

2.6.1 Характеристика палива. Розрахунок об'ємів й ентальпій повітря і продуктів згоряння

Паливо - природний газ компанії – Укргазвидобування. Склад палива є наступним:

CH_4 = 92,8 %;

C_2H_6 = 3,9 %;

C_3H_8 = 1,1 %;

C_4H_{10} = 0,4 %;

C_5H_{12} = 0,1%;

N_2 = 1,6 %;

CO_2 = 0,1%.

Нижча теплота згоряння $Q_н^c$ = 37300 кДж/м^3.

Продувку приймають рівною p = 2,5 %.

Паропродуктивність котла $D_{нп}$ = 1,81 кг/с=6,5 т/год.

Тиск в барабані $P_б$ = 1,4 МПа.

Температура відхідних газів $v_{відх}$ = 183 °С.

Тиск живильної води $P_{жв}$ = 1,56 МПа.

Температура живильної води $t_{жв} = 100\ ^{o}$C.

Теоретичний об'єм повітря, необхідний для повного згоряння V_n^o, м^3 повітря/м^3 палива, визначено по формулі:

$$V_n^o = 0{,}0476 \cdot [0{,}5CO + 0{,}5 \cdot H_2 + 1{,}5H_2S + \sum (m + n/4) C_m H_m - O_2], \quad (2.76)$$

$$V_n^o = 0{,}0476 \cdot [2 \cdot 92{,}8 + 3{,}5 \cdot 3{,}9 + 5 \cdot 1{,}1 + 6{,}5 \cdot 0{,}4 + 8 \cdot 0{,}1] = 9{,}91 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретичний об'єм азоту в продуктах згоряння $V_{N_2}^o$, м^3/м^3, визначено по формулі:

$$V_{N_2}^o = 0{,}79 \cdot V_n^o + \frac{N_2}{100}, \quad (2.77)$$

$$V_{N_2}^o = 0{,}79 \cdot 9{,}91 + 1{,}6 = 7{,}84 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретичний об'єм трьохатомних газів V_{RO_2} м^3/м^3, визначено по формулі:

$$V_{RO_2} = 0{,}01 \cdot (CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n), \quad (2.78)$$

$$V_{RO_2} = 0{,}01(92{,}8 + 2 \cdot 3{,}9 + 3 \cdot 1{,}1 + 4 \cdot 0{,}4 + 5 \cdot 0{,}1) = 1{,}06 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретичний об'єм водяної пари $V_{H_2O}^o$ м^3/м^3, визначено по формулі:

$$V_{H_2O}^o = 0{,}01 \cdot (H_2S + H_2 + \sum n/2 \cdot C_m H_n + 0{,}124 \cdot d_{г \cdot тл}) + 0{,}0161 \cdot V_n^o, \quad (2.79)$$

$$V_{H_2O}^o = 0{,}01 \cdot (2 \cdot 92{,}8 + 3 \cdot 3{,}9 + 4 \cdot 1{,}1 + 5 \cdot 0{,}4 + 6 \cdot 0{,}1 + 0124 \cdot 10) + 0{,}0161 \cdot 9{,}91 =$$

$$= 2{,}21 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

де $d_{г \cdot тл}$ - вологовміст природного газу, г/м^3. В розрахунках прийнято $d_{г \cdot тл}$=10 г/м^3;

Коефіцієнт надлишку повітря за кожною поверхнею нагріву після топкової камери α_i^{II} підраховано додаванням до α_m^{II} відповідного присосу повітря $\Delta\alpha_i$ по формулі:

$$\alpha_i^{II} = \alpha_m^{II} + \Delta\alpha_i, \qquad (2.80)$$

де i - номер поверхні нагріву після топки по ходу продуктів згоряння;

α_m^{II} - коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки, вибирається по [1, с.37, таблиця 3.2];

$\Delta\alpha_i$ - присос повітря для парових котлів, який зазначений у [1, с.35, таблиця 3.1].

В топці:

$$\alpha_m^{II} = 1{,}1; \quad \alpha_m^{I} = \alpha_m^{II} - \Delta\alpha_m$$

$$\alpha_m^{I} = 1{,}1 - 0{,}05 = 1{,}05.$$

В конвективному пучку:

$$\alpha_{кп}^{I} = \alpha_m^{II} = 1{,}1; \quad \alpha_{кп}^{II} = \alpha_{кп}^{I} + \Delta\alpha_{кп}$$

$$\alpha_{кп}^{II} = 1{,}1 + 0{,}05 = 1{,}15.$$

В водяному економайзері:

$$\alpha_{ве}^{I} = \alpha_{кп}^{II} = 1{,}15; \quad \alpha_{відх} = \alpha_{ве}^{II} = \alpha_{ве}^{I} + \Delta\alpha_{ве}$$

$$\alpha_{ве}^{II} = 1{,}15 + 0{,}1 = 1{,}25.$$

Середній коефіцієнт надлишку повітря у газоході для кожної поверхні нагріву $\alpha_{сер}$ визначено по формулі

$$\alpha_{сер} = \frac{\alpha^{I} + \alpha^{II}}{2}, \quad (2.81)$$

де α^{I} - коефіцієнт надлишку повітря перед газоходом;

α^{II} - коефіцієнт надлишку повітря після газоходу.

Для топки:

$$\alpha_{сер} = \frac{1{,}05 + 1{,}1}{2} = 1{,}08.$$

Для конвективного пучка:

$$\alpha_{сер} = \frac{1{,}1 + 1{,}15}{2} = 1{,}125.$$

Для водяного економайзеру:

$$\alpha_{сер} = \frac{1{,}15 + 1{,}25}{2} = 1{,}2.$$

Кількість надлишку повітря для кожного газоходу $V_n^{надл}$ м^3/м^3, визначено по формулі:

$$V_n^{надл} = V_n^o \cdot (\alpha_{сер} - 1). \quad (2.82)$$

Дійсний об’єм водяної пари V_{H_2O} м^3/м^3, визначено по формулі:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0.0161 \cdot (\alpha_{сер} - 1) \cdot V_n^o. \quad (2.83)$$

Сумарний об’єм продуктів згоряння $V_г$ м^3/м^3, визначено по формулі:

$$V_г = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + (\alpha_{сер} - 1) \cdot V_n^o + V_{H_2O}^o + 0.0161 \cdot (\alpha_{сер} - 1) \cdot V_n^o. \quad (2.84)$$

Об’ємні частки трьохатомних газів r_{RO_2} і водяної пари r_{H_2O}, а також сумарна об’ємна частка r_n визначено по формулах:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_г}, \quad (2.85)$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_г}, \quad (2.86)$$

$$r_п = r_{RO_2} + r_{H_2O}. \quad (2.87)$$

Так для топки:

$$V_п^{надл} = 9{,}91 \cdot (1{,}08\text{-}1) = 0{,}79 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

$$V_{H_2O} = 2{,}21 + 0{,}0161 \cdot (1{,}08 - 1) \cdot 9{,}91 = 2{,}22 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

$$V_г = 1{,}06 + 7{,}84 + (1{,}08 - 1) \cdot 9{,}91 + 2{,}21 + 0{,}0161 \cdot (1{,}08 - 1) \cdot 9{,}91 = 11{,}91 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

$$r_{RO_2} = \frac{1{,}06}{11{,}99} = 0{,}089.$$

$$r_{H_2O} = \frac{2{,}22}{11{,}91} = 0{,}186.$$

$$r_п = 0{,}089 + 0{,}186 = 0{,}275.$$

Розрахунки об’ємів продуктів згоряння, продуктів згоряння, об’ємних часток по інших поверхнях нагріву котла виконані аналогічно, їх результати занесені до таблиці 2.13.

Ентальпії теоретичного об’єму повітря $I_п^o$, кДж/м^3, для всього обраного діапа-зону температур визначено по формулі:

$$I_п^o = V_п^o \cdot (cv)_п, \quad (2.88)$$

де $(cv)_п$ - ентальпія 1м^3 повітря, кДж/м^3. Прийнята для кожної вибраної температури по [1, с.41, таблиця 3.4].

Ентальпії теоретичного об’єму продуктів згоряння $I_г^o$, кДж/м^3, для всього обраного діапазону температур визначено по формулі:

$$I_г^o = V_{RO_2} \cdot (cv)_{RO_2} + V_{N_2}^o \cdot (cv)_{N_2} + V_{H_2O}^o \cdot (cv)_{H_2O}, \quad (2.89)$$

де $(cv)_{RO_2}$, $(cv)_{N_2}$, $(cv)_{H_2O}$ - ентальпії 1м^3 трьохатомних газів, теоретичного об'єму азоту, теоретичного об'єму водяної пари, кДж/м^3. Прийняті по [1, с. 41, таблиця 3.4].

Так для $\underline{700}\ ^oC$ $I_n^o = 9{,}91 \cdot 982 = 9731{,}62$ кДж/м^3.

$$I_г^o = 1{,}06 \cdot 7019{,}02 + 7{,}84 \cdot 198{,}21 + 2{,}21 \cdot 1151 = 11537{,}84 \text{ кДж/м}^3.$$

Розрахунки ентальпій теоретичного об'єму повітря, продуктів згоряння палива для всіх інших температур виконані аналогічно і їх результати занесені до таблиці 2.2.

Ентальпії продуктів згоряння при коефіцієнту надлишку повітря α більше $I_г$, кДж/м^3, визначено по формулі:

$$I_г = I_г^o + (\alpha^{II} - 1) \cdot I_n^o. \quad (2.90)$$

Так для топки при $\underline{700}\,^oC$

$$I_г = 11537{,}83 + (1{,}1 - 1) \cdot 9731{,}62 = 12510{,}99 \text{ кДж/м}^3.$$

Розрахунки ентальпій продуктів згоряння по газоходах котла для інших температур виконані аналогічно. їх результати занесені до таблиці 2.13.

2.6.2 Тепловий баланс котельного агрегату

При тепловому розрахунку парового котла тепловий баланс складають для визначення ККД брутто і розрахункової витрати палива.

ККД брутто $\eta_{бр}$, %, парового котла визначено по рівнянню зворотного балансу, тобто через знайдені раніше втрати теплоти:

$$\eta_{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (2.91)$$

де q_2 - втрати теплоти з відхідними газами, %;

q_3 - втрати теплоти з хімічною неповнотою згоряння, %;

q_4 - втрати теплоти з механічною неповнотою згоряння, %;

q_5 - втрати теплоти в навколишнє середовище, %;

q_6 - втрати з фізичною теплотою шлаків, %.

Корисну потужність парового котла $Q_{пг}$, кВт, визначено по рівнянню:

$$Q_{пг} = D_{пп} \cdot (i_{пп} - i_{жв}) + D_{нп} \cdot (i_{нп} - i_{жв}) + 0{,}01 \cdot p \cdot (D_{пп} + D_{нп}) \cdot (i_{кип} - i_{жв}), \quad (2.92)$$

де $D_{пп}$ - витрата перегрітої пари, кг/с;

$D_{нп}$ - витрата насиченої пари, кг/с;

$i_{пп}$, $i_{нп}$, $i_{кип}$, $i_{жв}$ - ентальпії перегрітої пари, насиченої пари, киплячої води в барабані, живильної води на вході в водяний економайзер, кДж/кг;

p - безперервна продувка парового котла, %.

Витрату палива B, м^3/с, визначено з рівняння теплового балансу котельної установки по формулі:

$$B = \frac{Q_{пг}}{Q_p^p \cdot \eta_{бр}} \cdot 100, \quad (2.93)$$

де Q_p^p - теплота, яка вноситься в топку котельної установки, кДж/м^3.

Таким чином, задача зі складання теплового балансу зводиться до визначення всіх величин, які входять в рівняння (2.91)-(2.93).

2.6.3 Розрахунок теплообміну в топковій камері

Розрахунок теплообміну в топках котлів полягає в застосуванні теорії подібності до топкових процесів. Був розроблений нормативний метод теплового розрахунку котельних агрегатів.

Розрахунок теплообміну в топці зводиться до визначення дійсної температури димових газів на виході з топкової камери ν_m^{II}, ^oC, на підставі попередньо прийнятої:

$$\nu_m^{II} = \frac{T_a}{M \cdot \left(\frac{5{,}67 \cdot \psi_{сер} \cdot F_{ст} \cdot a_m \cdot T_a^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_p \cdot VC_{сер}} \right)^{0,6} + 1} - 273, \qquad (2.94)$$

де M - параметр;

$\psi_{сер}$ - середній коефіцієнт теплової ефективності екранів;

$F_{ст}$ - поверхня стін топкової камери, м^2;

a_m - степінь чорноти топки;

T_a - теоретична (адіабатна) температура горіння, К;

φ - коефіцієнт збереження теплоти;

B_p - розрахункова витрата палива, м^3/с;

$VC_{сер}$ - середня сумарна теплоємність продуктів згоряння на одиницю палива, яке згоряє, кДж/(м^3 К) і кількості теплоти, що передається випромінюванням топці, $Q_m^л$, кДж/м^3

$$Q_m^л = \varphi \cdot (Q_m - I_m^{II}), \qquad (2.95)$$

де Q_m - корисне тепловиділення в топці, кДж/м^3;

I_m^{II} - ентальпія димових газів на виході з топки, кДж/м^3, яка знайдена по дійсній температурі продуктів згоряння ν_m^{II}.

Ентальпія димових газів на виході з топки I_m^{II} визначена по температурі димо-вих газів на виході з топки ν_m^{II}. Тому розрахунок теплообміну в топковій камері при перевірочному розрахунку котельної установки полягає в визначенні температури на виході з топки ν_m^{II}.

Таким чином, розрахунок теплообміну в топці полягає в визначенні параметрів, котрі входять до вказаних рівнянь. Розрахунок теплообміну в топці зведено до таблиці 2.13.

2.6.4 Розрахунок теплообміну в конвективній поверхні нагріву

Конвективні поверхні нагріву парових котлів відіграють важливу роль в процесі отримання пари, а також використанні теплоти продуктів згоряння, що покидають топкову камеру. Ефективність роботи конвективних поверхонь нагріву в знач-ній мірі залежить від інтенсивності передачі теплоти продуктами згоряння воді і парі.

Продукти згоряння передають теплоту зовнішній поверхні труб шляхом кон-векції і випромінювання. Від зовнішньої поверхні труб до внутрішньої теплота передається через стінку теплопровідністю, а від внутрішньої поверхні до води і пари - конвекцією. Таким чином, передача теплоти від продуктів згоряння до води і пари здійснюється теплопередачею.

Кількість теплоти, віддану димовими газами при охолодженні в конвективних поверхнях нагріву, $Q_{кп}^{б}$, кДж/м^3, визначено за рівнянням теплового балансу по формулі:

$$Q_{кп}^{б} = \varphi \cdot \left(I_{кп}^{I} - I_{кп}^{II} + \Delta\alpha_{кп} \cdot I_{хп}^{o} \right), \qquad (2.96)$$

де $I_{кп}^{I}$ - ентальпія димових газів на вході в конвективні поверхні нагріву, кДж/м^3. Приймається рівною ентальпії димових газів на виході з топкової камер;

$I_{кп}^{II}$ - ентальпія димових газів на виході з конвективних поверхонь нагріву, кДж/м^3.

Кількість теплоти, сприйнята пароводяною сумішшю, $Q_{кп}^{т}$, кДж/м^3, визначено по рівнянню теплопередачі по формулі:

$$Q_{кп}^{т} = \frac{\kappa \cdot H \cdot \Delta t}{B_р \cdot 1000}, \qquad (2.97)$$

де κ - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м^2·К).

Кількість теплоти $Q_{кп}^{б}$, віддана продуктами згоряння, прирівнюється до теплоти, сприйнятої пароводяною сумішшю $Q_{кп}^{т}$. Для розрахунку задаються температурою продуктів згоряння після цієї поверхні і потім її уточнюють шляхом послідовних наближень.

Результати розрахунку теплообміну в конвективній поверхні нагріву занесені до таблиці 2.13.

Таблиця 2.13 - Середні характеристики продуктів згоряння по газоходах поверхонь нагріву

Величина	Розрахункова Формула	Розмірність	Теоретичні об'єми V_n^o = 9,91$м^3/м^3$; $V_{N_2}^o$ = 7,84$м^3/м$ $V_{H_2O}^o$ = 1,06 $м^3/м^3$; V_{RO_2} = 2,21 $м^3/м^3$		
			Газохід		
			Топка	Конвектв-ний пучок	Водяний економайзер
1 Коефіцієнт надлишку повітря після поверхні нагріву - α^{II}	(2.80)	-	1,1	1,15	1,25
2 Середній коефіцієнт надлишку повітря в газоході поверхні нагріву - $\alpha_{сер}$	(2.81)	-	1,08	1,125	1,2
3 Надлишкова кількість повітря - $V_n^{надл}$	(2.82)	$м^3/м^3$	0,79	1,24	1,98
4 Дійсний об'єм водяної пари -V_{H_2O}	(2.83)	$м^3/м^3$	2,22	2,23	2,24
5 Об'ємна частка трьохатомних газів - r_{RO_2}	(2.85)	-	0,089	0,086	0,081
6 Об'ємна частка водяної пари - r_{H_2O}	(2.86)	-	0,186	0,180	0,171
7 Сумарна об'ємна частка - r_n	(2.87)	-	0,275	0,266	0,252
8 Повний об'єм продуктів згоряння - $I_г$	(2.89)	$м^3/м^3$	11,91	12,37	13,12

Таблиця 2.14 - Дані за результатами розрахунку ПК-10ш2

Параметр	Значення
Паропродуктивність	D = 230 т/год
Тиск гострої пари	P = 9,8 Мпа
Температура гострої пари	t = 550 ˚С
Температура живильної води	$t_{жв}$ = 210 ˚С
Температура вихідних газів	$t_{віх.г.}$ = 168 ˚С
Температура холодного повітря	$t_{х.п.}$ = 20 ˚С
Ентальпія вихідних газів	$H_{віх.г.}$ =1725,9 кДж/кг
Ентальпія холодного повітря	$H_{х.п.}0$=193,28 кДж/кг
Теплота згоряння палива	Q =15280 кДж/кг
Q_2	9,5%
Q_3	0%
Q_4	0.5
Q_5	0,587%
Q_6	0,149%
Коефіцієнт корисної дії	89,3%
Ентальпія перегрітої пари	3503,942 кДж/кг
Ентальпія живильної води	901,487 кДж/кг
Тиск живильної води	12,25 Мпа
Тиск у барабані котла	10,976 Мпа
Повна витрата палива	12,22 кг/с
Розрахункова витрата палива	12,161 кг/с
Ентальпія вихідних газів	1725,94 кДж/кг
Ентальпія холодного повітря	193,28 кДж/кг
Температура зниження відхід газів	110 ˚С
Об'ємна витрата вихідних газів	60,5 м3/с
Масова витрата відхідних газів	283,39 т/год
Отримана теплота від зниження температури вихідних до 110	47,5 МВт

Таблиця 2.15 - Дані за результатами розрахунку ПК-10ш

Параметр	Значення
Паропродуктивність	D = 230 т/год
Тиск гострої пари	P = 9,8 Мпа
Температура гострої пари	t = 510 ˚С
Температура живильної води	$t_{жв}$ = 210 ˚С
Температура вихідних газів	$t_{вих.г.}$ = 168 ˚С
Температура холодного повітря	$t_{х.п.}$ = 20 ˚С
Ентальпія вихідних газів	$H_{вих\ г.}$=1725,9 кДж/кг
Ентальпія холодного повітря	$H_{х.п.}$=193,28 кДж/кг
Теплота згоряння палива	Q =15280 кДж/кг
Q_2	9,5%
Q_3	0%
Q_4	0,5
Q_5	0,587%
Q_6	0,149%
Коефіцієнт корисної дії	89,3%
Ентальпія перегрітої пари	3403,143кДж/кг
Ентальпія живильної води	901,487 кДж/кг
Тиск живильної води	12,25 Мпа
Тиск у барабані котла	10,976 Мпа
Повна витрата палива	11,75 кг/с
Розрахункова витрата палива	11,692 кг/с
Ентальпія вихідних газів	1725,94 кДж/кг
Ентальпія холодного повітря	193,28 кДж/кг
Температура зниження відхід газів	110 ˚С
Ентальпія відхідних газів після зниження	1122,45 кДж/кг
Об'ємна витрата вихідних газів	58,216 м3/с
Масова витрата відхідних газів	272,451 т/год
Отримана теплота від зниження температури вихідних до 110	45,673 МВт

2.6.5 Розрахунок нев'язки теплового балансу

Нев'язку теплового балансу ΔQ, кДж/м^3, визначено по формулі

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta_{бр} - (Q_m^л + Q_{кп}^б + Q_{ве}^б) \cdot (1 - \frac{q_4}{100}), \quad (2.98)$$

де $Q_m^л$, $Q_{кп}^б$, $Q_{ве}^б$ - кількості теплоти, сприйняті поверхнями – топковою камерою, конвективними пучками, водяним економайзером, кДж/м^3;

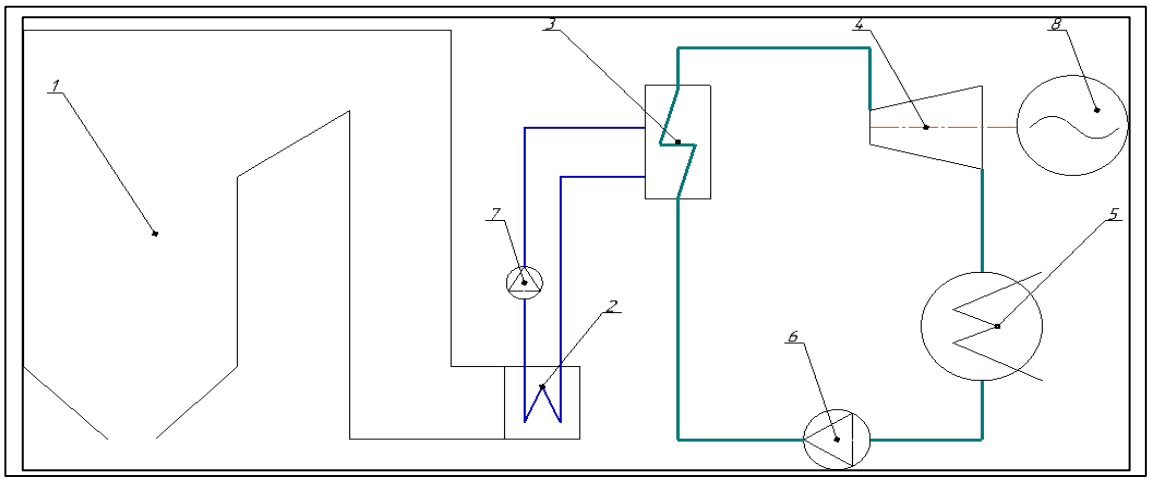
$$\Delta Q = 37300 \cdot 89{,}76 - (16628{,}60 + 14850{,}74 + 1598{,}61) \cdot (1 - \frac{0}{100}) = 402{,}53 \text{ кДж/м}^3 .$$

$$A = \frac{\Delta Q_m}{Q_p^p} \cdot 100, \quad (2.99)$$

$$A = \frac{402{,}53}{37300} \cdot 100 = 1{,}08\% .$$

Через те що нев'язка не перевищує ± 1 %, розрахунок вважається закінченим.

2.7 Розрахунок ОЦР блоку на вихідних газах



1 -котельний агрегат, 2 - рекуператор, 3 - випарник, 4 - ОРЦ-турбіна, 5 - конденсатор, 6 - живильний насос, 7 - Циркуляційний насос.

Рисунок 2.16 - ОЦР блоку на вихідних газах

За аналогічною методикою, як і в розрахунку ВЦР на виробничій парі, проведемо розрахунок ВЦР на вихідних газах, на прикладі котла БКЗ-320/140.

Таблиця 2.16 - Параметри низькопотенційного джерела тепла

Витрата вихідних газів котла, кг/с	Температура конденсації на вході, ℃	Температура конденсату на виході, ℃
121,96	168	30

Було проведено розрахунок на попередньому робочому тілі метанол з температурою випаровування 168 ℃.

ККД ОЦР установки знаходиться за такою формулою:

$$\eta_{оцр} = \frac{h_{23} - h_{24}}{h_{23} - h_{26}} \quad (2.100)$$

де h_{23}- ентальпія відхідних газів, кДж/кг;

h_{24} - ентальпія вихідних газів на виході ОЦР турбіни, кДж/кг;

h_{26} - ентальпія рідини на вході у випарник, кДж/кг;

Ентальпія вихідних газів, кДж/кг, визначається лінійною інтерполяцією.

$$h_{23} = 1434 \quad (2.101)$$

де $t_{вип}$ = 168 ℃ – температура випаровування робочого тіла.

Ентальпія вихідних газів на виході ОЦР турбіни, кДж/кг, визначається лінійною інтерполяцією за формулою:

$$h_{24} = 1122 \quad (2.102)$$

де $h_{24ад}$ - ентальпія вихідних газів на виході ОЦР турбіни за теоретичного процесу розширення;

η_{oi} = 0,9 – ККД ОЦР турбіни;

При теоретичному розширенні ентальпія перебуває як функція:

$$h_{24ад} = f(s_1, P_{конд}) = 270{,}3 \quad (103)$$

де s_{23} = 1,24 кДж/кг · К - ентропія теоретичного процесу розширення;

$P_{конд}$ = 29 бар - тиск робочого тіла в конденсаторі;

За підсумком ентальпія пари на виході ОЦР турбіни, кДж/кг:

$$h_{24} = 268{,}38$$

Ентальпія рідини на вході у випарник, кДж/кг, визначається як функція:

$$h_{26} = f(P_{23}, s_{25}) = 268{,}38 \quad (2.104)$$

де P_{23} = 15,17 бар – тиск робочого тіла після насоса, визначається як функція $f(t_{вип}, x_0)$;

s_{25} = 1,24 кДж/кг · К – ентропія робочої рідини після конденсації, визначається як функція $f(P_{конд}, x_0)$;

У результаті ККД ОЦР вийшов:

$$\eta_{оцр} = \frac{1432 - 1122}{1434 - 268{,}38} = 0{,}23$$

Потужність ОЦР установки знаходиться за формулою, МВт:

$$N_{оцр} = Q_{вип} \cdot \eta_{оцр} \quad (2.105)$$

де $Q_{\text{вип}}$ – потужність теплового потоку у випарнику ОЦР контуру, МВт;

Потужність теплового потоку у випарнику ОЦР контуру, МВт, визначається за формулою:

$$Q_{\text{вип}} = D_{\text{вих}} \cdot (t_{\text{вх.тепл}} - t_{\text{вих.тепл}}) \cdot \eta_{\text{вип.}} \quad (2.106)$$

де $D_{\text{вих}}$ = 121,98 кг/с – витрата теплоносія;

$t_{\text{вх.тепл}}$ = 1434 кДж/кг - ентальпія теплоносія на вході у випарник

$t_{\text{вих.тепл}}$ = 1122 кДж/кг - ентальпія теплоносія на виході з випарника,

$\eta_{\text{вип}}$ = 0,98 - ККД випарника;

Зрештою, потужність теплового потоку у випарнику ОЦР контуру, МВт:

$$Q_{\text{вип}} = 121{,}98 \cdot (1434 - 1122) \cdot 0{,}98 = 45{,}6$$

Потужність ОЦР установки, МВт:

$$N_{\text{оцр}} = 45{,}6 \cdot 0{,}23 = 10{,}4$$

2.8 Вибір технічного рішення

Таблиця 2.17 - Порівняння технологій

Основне обладнання	Потік тепла	Температура потоку	Зняте тепло, МВт	ККД циклу,%	Електрична потужність, МВт
ПТ-25/90	Теплофіка-ційна пара	140	59,9	19,5	11,5
Р-100/140	Виробничий пар	293	86	21	18
ПК-10Ш	Вихідні гази	168	45,6	23	10,4
ПК-10Ш2		168	47,5	23	10,9
БКЗ-320/140		140	38,078	19,5	7,4

За проведеними розрахунками можна зробити висновок, що виробнича пара турбін Р-100/140 має максимальний ефект з виробництва електроенергії порівняно з іншими потоками. Однак під час роботи значущість потенціалу збільшилася, оскільки за цих параметрів ККД циклу на парі вищий за ККД на фреоні, що свідчить про недоцільність його використання в ОЦР. Логічніше було використовувати цю пару, крім теплопостачання, для роботи приключеної турбіни.

Далі за розглядом можна звернути увагу на гази, що йдуть, та їхній високий ККД і можливість знизити температуру газів, що йдуть, що зі свого боку збільшить ККД котельного агрегату. Але одним впровадженням ОЦР-модуля не обійтися, оскільки доведеться ще врахувати способи боротьби з низькотемпературною сірчанокислотною корозією поверхонь нагріву, що, своєю чергою, призведе до істотного здорожчання всієї модернізації загалом.

З усіх потоків найдоцільнішим рішенням буде використання теплофікаційної пари турбін. Оскільки її параметри у вигляді температури 140-180˚С та тиску 1,2-2,5 кгс/см^2, унеможливлюють її для виробництва електроенергії з високим ККД. Однак для ОЦР циклу є з усіх представлених потоків найефективнішим.

Подальший розрахунок дасть змогу виокремити з усіх робочих тіл ті, що мають максимально високий ККД для обраного теплоносія, а також здатні не чинити токсичного впливу на оточуючих.

2.9 Дослідження вибору робочого тіла

Згідно з нахилом кривої насичення, у T-S діаграмі (рисунок 2.16), органічні робочі рідини можна розділити на три типи [10]: сухі, вологі та ізоентропічні.

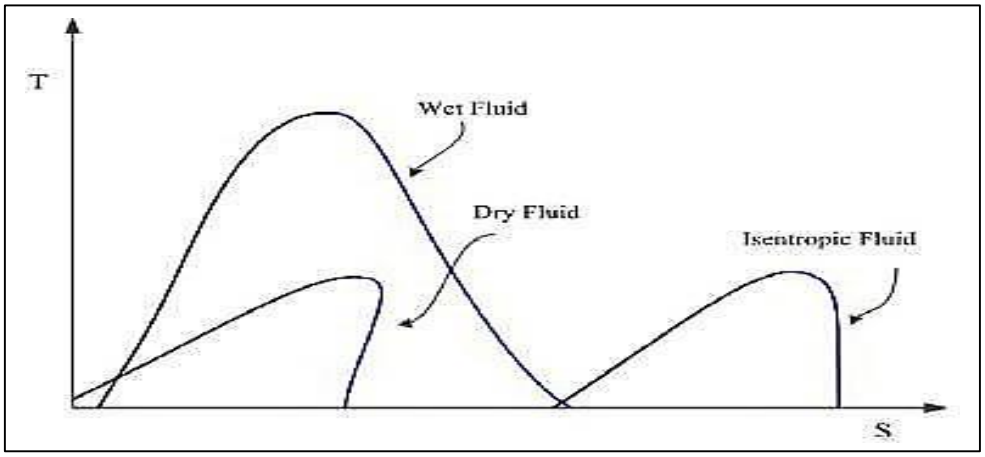


Рисунок 2.17 - T-S діаграма для різних типів робочих рідин

На малюнку 2.17 показано діаграму T-S трьох вищевказаних типів робочої рідини. Вологі рідини можуть утворювати краплі на виході з турбіни [11], наявність крапель може пошкодити лопать турбіни і зменшити ізоентропічну ефективність турбіни. Загалом, мінімальний ступінь сухості на виході з турбіни має бути меншим за 85% [12].

Для того щоб під час розширення волога робоча рідина мала достатній ступінь сухості, вона повинна бути перегріта на вході в турбіну. Автори. [15] виявили, що перегрів сухих робочих рідин не збільшує тепловий ККД циклу, але збільшує незворотність. Крім того, через зменшення коефіцієнта теплопередачі в паровій фазі перегрів призводить до значно більшої площі теплообмінника, і вартість перегріву значно зростає [12].

Тому, в цій дисертації досліджуються системи ОЦР з використанням сухої або ізоентропічної робочої рідини без перегріву.

Для системи ОЦР без перегріву температура випаровування має бути меншою за критичну температуру робочої рідини. Критична температура

обмежує сферу застосування робочої рідини. Системи ОЦР з використанням робочих рідин з низькими критичними температурами можуть стати надкритичним циклом Ренкіна [15], в якому процес конденсації може викликати експлуатаційні проблеми [13]. Тому критична (а саме, температурою входу робочої рідини). Щоб уникнути утворення вакууму під час конденсації, тиск насиченої пари робочої рідини за 40 °C має бути вищим за атмосферний. Для робочих рідин із критичною температурою, вищою за 200 °C, тиск насичених парів при 40°C зазвичай менший за атмосферний. Такі робочі рідини в цій дисертації не розглядаються. Що стосується теплової ефективності, то різні робочі рідини мають однакову теплову ефективність, хоча вона незначно збільшуються з критичною температурою робочих рідин [10].

Температура кипіння робочого тіла знаходиться між температурою джерела тепла і температурою довкілля і впливає на кількість тепла, що утилізується. Значення температури випаровування впливає на тип утилізації. При значенні температури випаровування нижче граничної відбувається повне поглинання теплоти джерела.

На малюнку 2.18 показано діаграму Т-Н із температурою кипіння в різних положеннях.

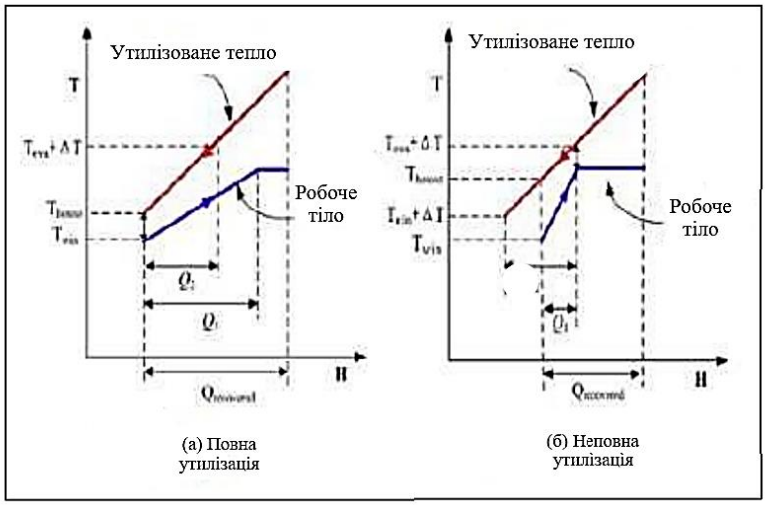


Рисунок 2.18 - Т-Н діаграми для температури кипіння за повної та неповної утилізації

Коли температура кипіння більша за граничну, відпрацьоване тепло не повністю відновлюється, а температура на виході теплоносія відносно висока.

Для подальшого дослідження використовується методика, розроблена в дисертації [5]. У ній автор вивчив і розробив математичну модель, що дає змогу підібрати робоче тіло з максимально ефективним використанням тепла, що утилізується.

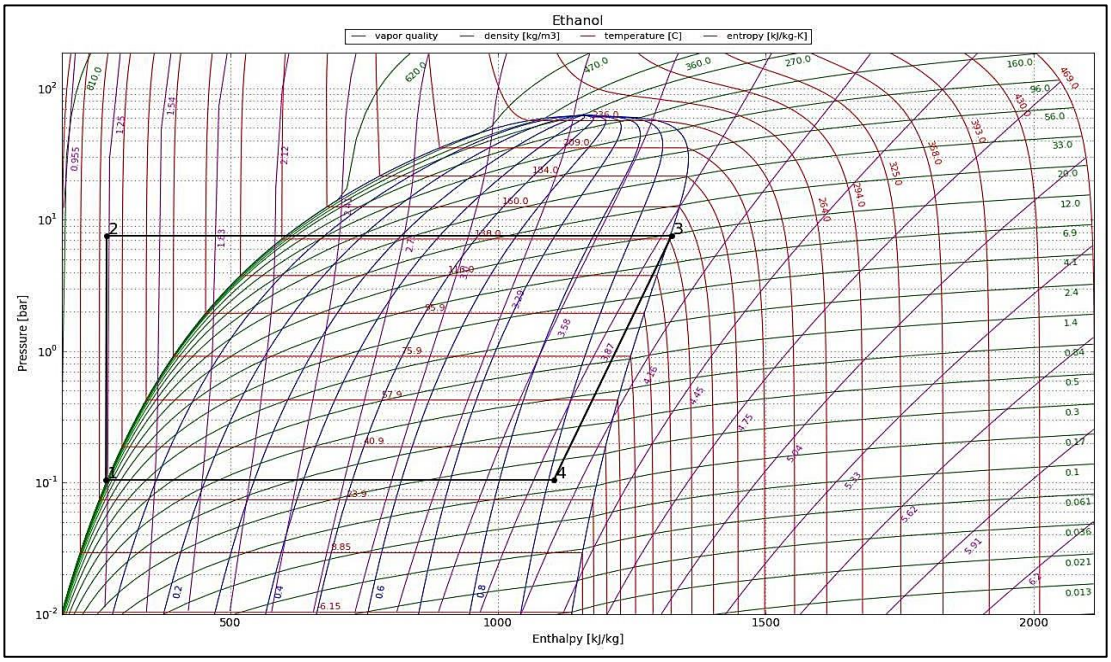


Рисунок 2.19 - P-S діаграма органічного циклу Ренкіна на етанолі за температури випаровування 130˚С

Таблиця 2.18 - Результати підбору робочого тіла

h`3	h`4	h`1	Робоче тіло	T.вип	Rs	Rl	PREDICTOR	ККД, %
1099,9	1333,3	268,4	Етанол	150	233,4	831,5	-156,5	21,9
1104,3	1324,2	268,4		140	219,9	835,9	-141,6	20,8
1108,8	1314,2	268,4		130	205,4	840,4	-126,9	19,6
1113,5	1303,4	268,4		120	189,9	845,1	-112,5	18,3
1118,6	1292,0	268,4		110	173,4	850,2	-98,4	16,9
1124,2	1280,0	268,4		100	155,9	855,8	-84,6	15,4

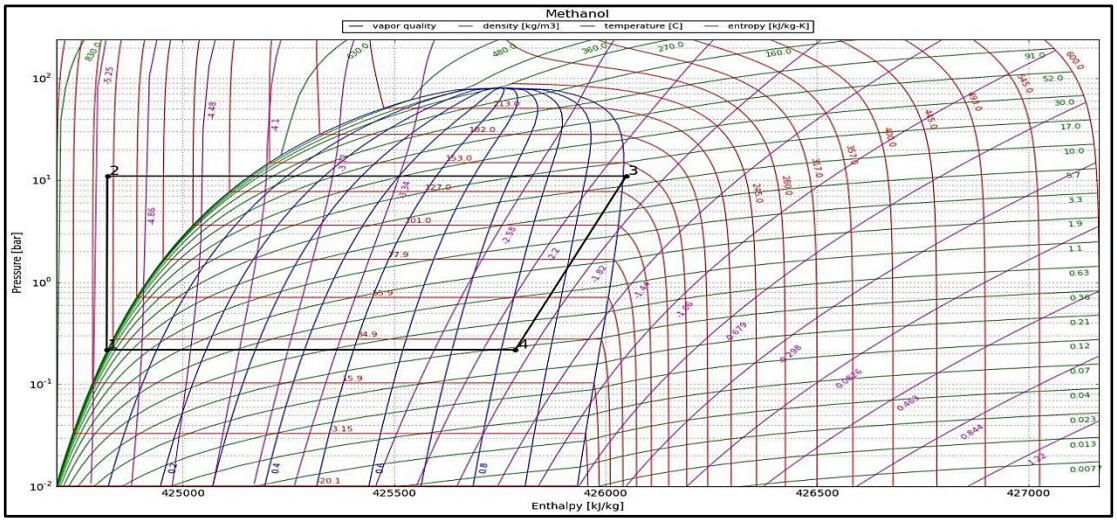


Рисунок 2.20 - P-S діаграма органічного циклу Ренкіна на метанолі за температури випаровування 130˚С

Таблиця 2.19 - Результати підбору робочого тіла

h`3	h`4	h`1	Робоче Тіло	$T._{вип}$	Rs	Rl	PREDICTOR	ККД, %
426050	425775	424820	Метанол	150	-276	1230	-91	22,4
426049	425787	424820		140	-261	1228	-84	21,3
426046	425801	424820		130	-245	1226	-78	20,0
426043	425815	424820		120	-228	1223	-71	18,7
426039	425829	424820		110	-210	1219	-64	17,2
426035	425845	424820		100	-190	1215	-57	15,6

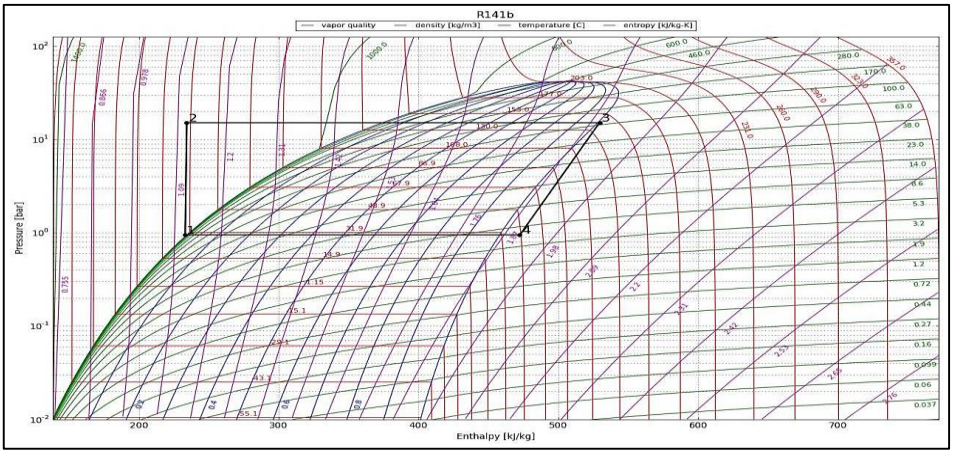


Рисунок 2.21 - P-S діаграма органічного циклу Ренкіна на фреоні R141B за температури випаровування 130˚С

Таблиця 2.20 - Результати підбору робочого тіла

h`3	h`4	h`1	Робоче тіло	$T._{вип}$	Rs	Rl	PREDICTOR	ККД,%
534,5	473,7	233,1	R141B	150	-60,9	301,4	-93,7	20,2
529,5	472,4	233,1		140	-57,1	296,4	-86,9	19,3
524,0	471,0	233,1		130	-53,1	290,9	-79,9	18,2
518,2	469,4	233,1		120	-48,8	285,1	-72,9	17,1
512,1	467,8	233,1		110	-44,3	279,0	-65,7	15,9
505,8	466,2	233,1		100	-39,6	272,7	-58,4	14,5

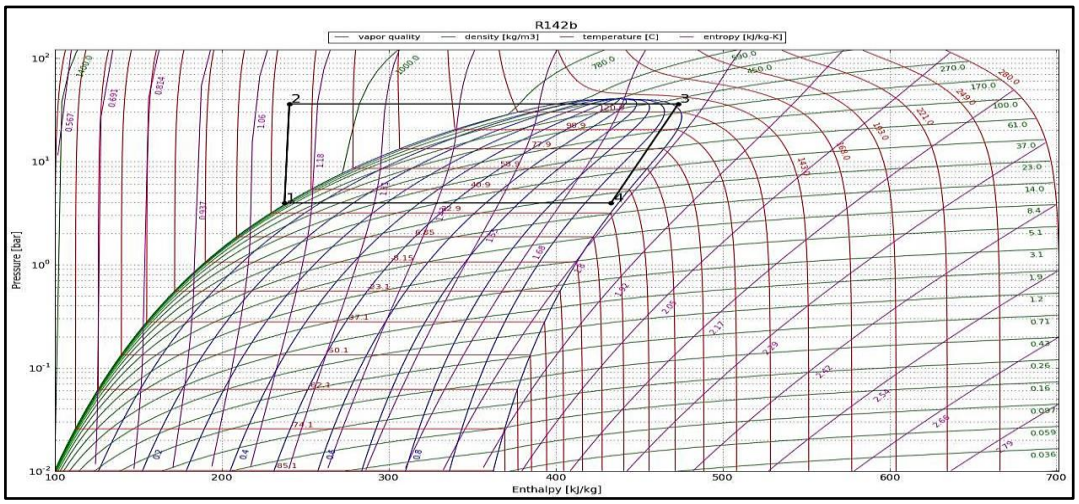


Рисунок 2.22 - P-S діаграма органічного циклу Ренкіна на фреоні R142B за температури випаровування 130˚C

Таблиця 2.21 - Результати підбору робочого тіла

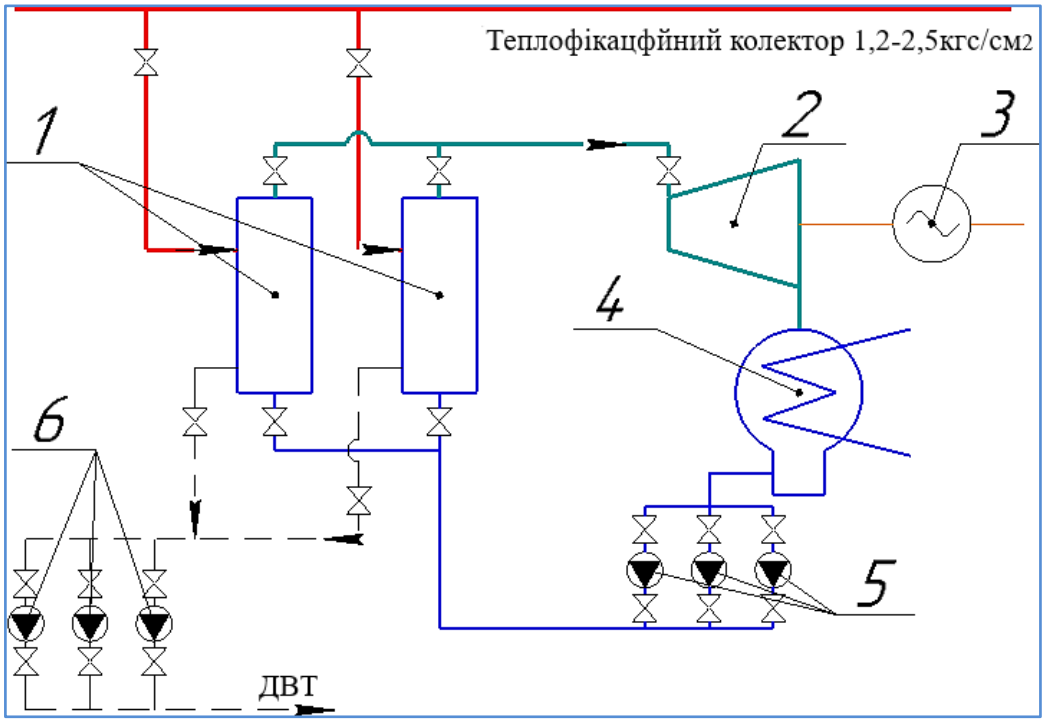
h`3	h`4	h`1	Робоче тіло	$T._{вип}$	Rs	Rl	PREDICTOR	ККД,%
473,33	433,02	237,4	R142B	130	-40,3	235,9	-81,2	17,09
477,16	438,08	237,4		120	-39,1	239,8	-73,7	16,30
476,96	440,33	237,4		110	-36,6	239,6	-66,2	15,29
474,72	441,26	237,4		100	-33,5	237,3	-58,7	14,10

За результатами розрахунків можна виділити метанол, оскільки він має найбільший ККД у діапазоні температур теплофікаційної пари.

2.10 3D-моделювання компонування основного обладнання ОЦР-модуля

За результатами проведеної роботи вийшло створити 3D-модель розробленого технічного рішення.

Так само для спрощення подальшого компонування було розроблено теплову схему роботи ОЦР-модуля, представлену на малюнку 2.23.



1 - Випарники метанолу, 2 - ОЦР-турбіна (прототип Siemens SST-200), 3 - Електрогенератор (ТГП-6,3 (10,5) -12000-2У3), 4 - Конденсатор метанолу, 5 - Насоси конденсату метанолу, 6 -Дренажні насоси конденсату випарників.

Рисунок 2.23 - Теплова схема роботи ОЦР-модуля

В якості обраного місця обрано фундамент колишнього турбогенератора ст.№2 з невеликими змінами.

Як видно з отриманої моделі, всі елементи схеми, розраховані раніше в роботі, можливо розмістити на території «Придніпровської ТЕС» у базі фундаменту колишнього ТГ-2 без масштабних реконструкцій у цеху.

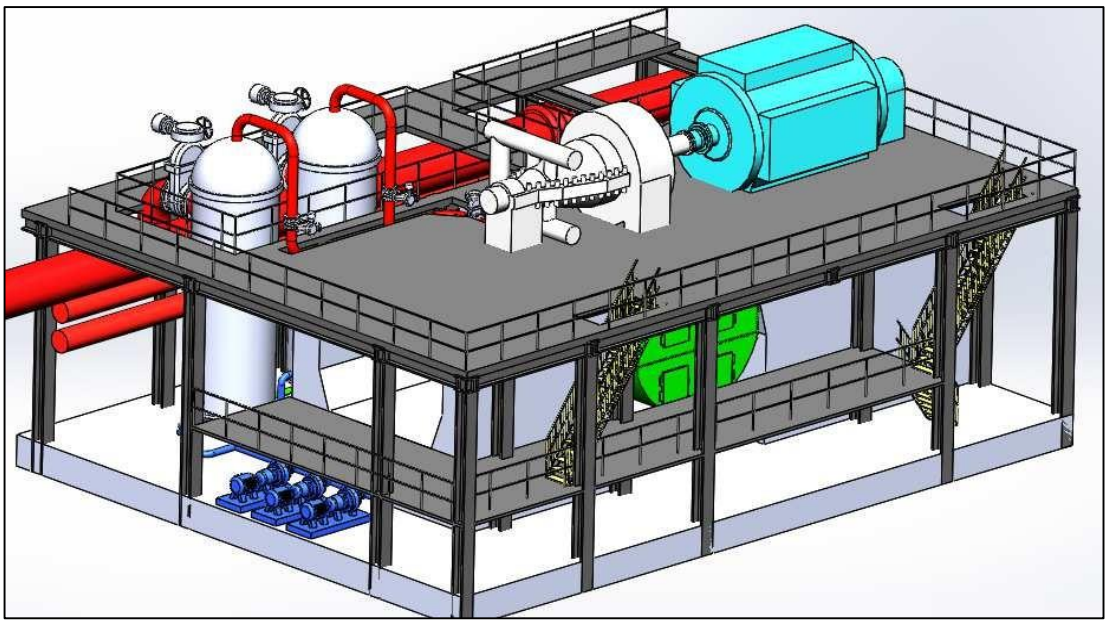


Рисунок 2.24 – Загальний вид ОЦР-модуля.

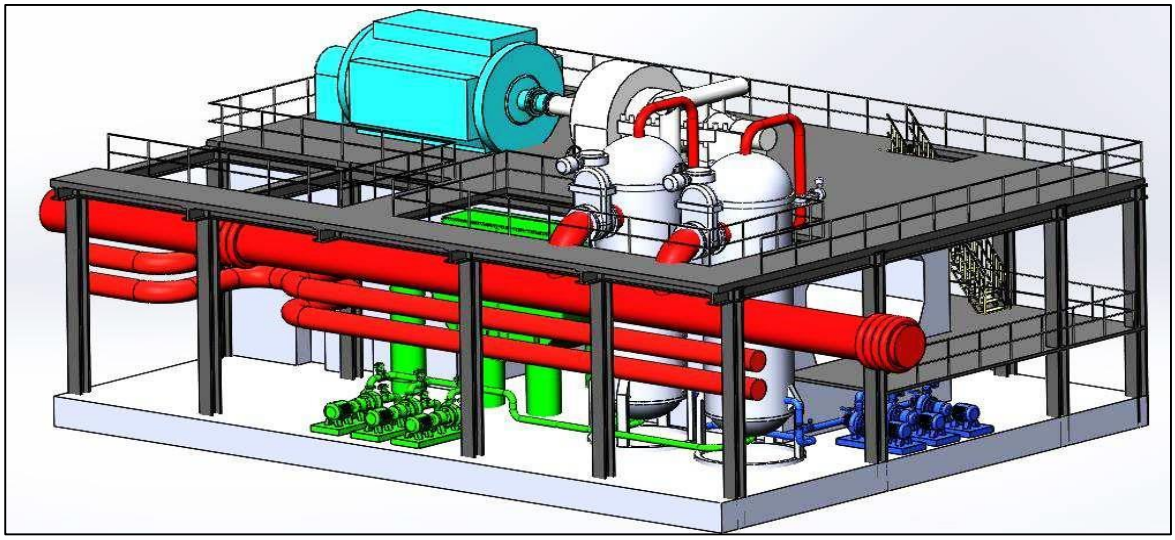


Рисунок 2.25 - Загальний вигляд ОЦР-модуля

На моделі представлені такі великі вузлові збірки:

1. Турбогенератор;
2. Група випарників;
3. Група конденсатних насосів метанолу;
4. Група дренажних насосів конденсату випарників.

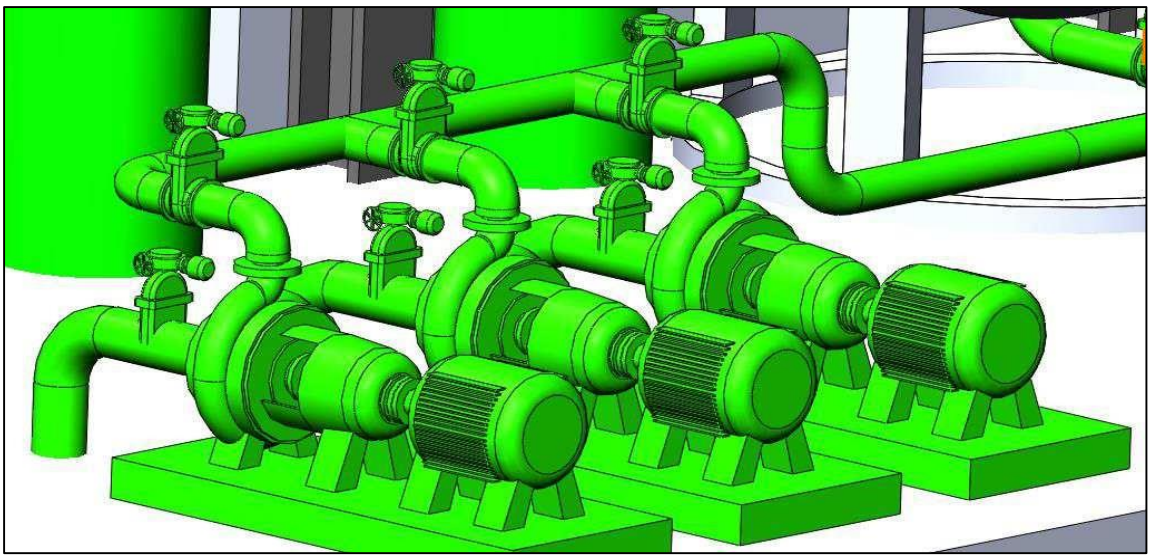


Рисунок 2.26 - Конденсатні насоси метанолу

В якості КНМ були обрані насоси фірми ENCE. Відцентровий одноступеневий насос для спиртів. Насос горизонтальний за стандартом ISO 5199 & ISO 2858.

Таблиця 2.22 - Характеристики КНМ.

Параметр	Значення
Продуктивність	170 $м^3$/год
Напір	113 м
ККД	70%
Частота обертання вала	2900 об/хв.
Ущільнення вала	Механічне, AIP plaan 11

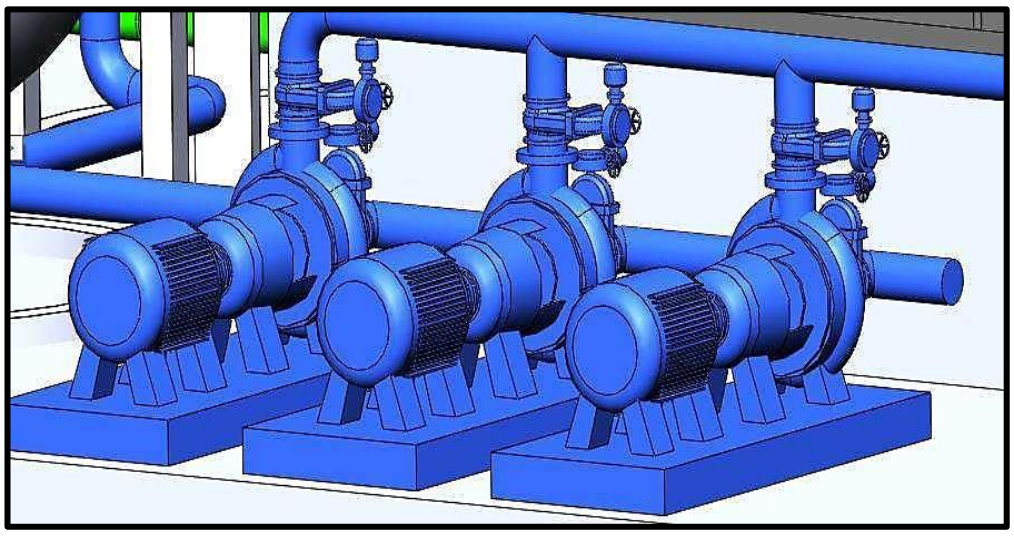


Рисунок 2.27 - Дренажні насоси випарників

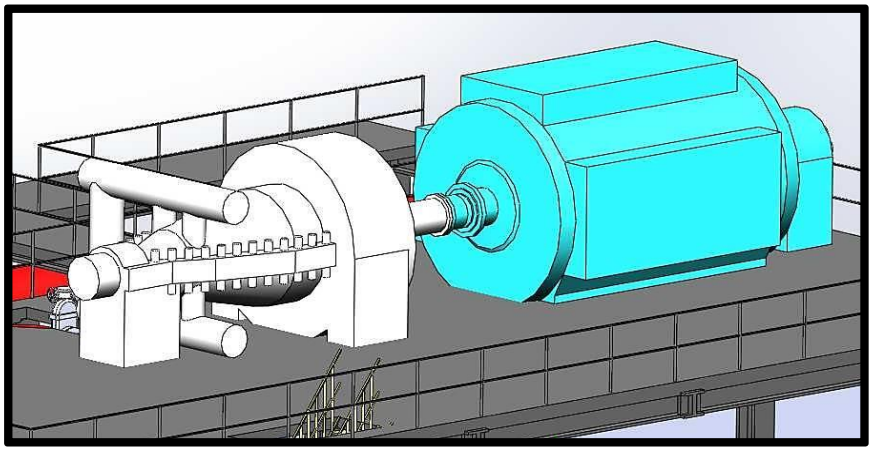


Рисунок 2.28 – Турбогенератор

Зв'язка турбогенератора являє собою взяту за основу парову турбіну Siemens SST-200, перероблену під роботу на метанолі, з електричною системою регулювання.

Таблиця 2.23 – Характеристики генератора.

Параметр	Значення
Активна потужність	12000 кВт
Повна потужність	15000 кВт
Напруга статора	10,5 кВ (зірка)/6,3 кВ(трикутник)
Струм статора	825 А (зірка) / 794 А (трикутник)
Коефіцієнт потужності	0,8
ККД	97,7
Тип охолодження	Повітряний

2.11 Висновок до дозділу

Проведено розрахунки теплових схем основного обладнання, для визначення кількості енергії, що скидається з потоками. Після чого проведено порівняльний аналіз, що дає змогу визначити найбільш підходяще джерело низькопотенційного тепла.

Проведено дослідження оптимального вибору робочого тіла для використання органічного циклу Ренкіна, що утилізує тепло теплофікаційної пари. Виконано конструкторський розрахунок основного обладнання, що дозволив виконати 3D-модель, яка дає змогу отримати наочне уявлення про розташування ОЦР-модуля в турбінному цеху «Придніпровської ТЕС»

РОЗДІЛ 3

ЕКОНОМІЧИЙ РОЗРАХУНОК НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ

3.1 Організація виконання науково-дослідної роботи

3.1.1 Планування етапів науково-дослідної роботи

Планування науково-дослідної роботи (НДР) включає визначення складу і послідовності виконання етапів і робіт по ним, їх трудомісткості, тривалості і календарних термінів виконання.

Дослідження з підвищення енергетичної ефективності за рахунок структурно-технологічної модернізації ТЕС яке дозволить зменшити екологічні викиди а також економію палива електроенергії. При проведенні дослідження можна виділити наступні етапи, приведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Перелік етапів НДР по дослідженню підвищення енергетичної ефективності за рахунок модернізації

Номер етапу	Етап НДР	Зміст етапу
1	2	3
1	Літературний огляд і постановка завдання дослідження	1.1 Видача завдання. 1.2 Збір, вивчення, аналіз інформації по вітчизняним і зарубіжним джерелам. 1.3 Узгодження і затвердження мети і завдання дослідження. 1.4 Виявлення можливих напрямів дослідження. 1.5 Затвердження програми дослідження. 1.6 Підбір складу виконавців.
2	Теоретичні Дослідження	2.1 Визначено технології для подальшого дослідження на предмет можливості використання їх на ТЕС; 2.2 Виконано розрахунки спроектованих схем утилізації тепла, виділених потоків; 2.3 Оцінено енергетичний потенціал виділених потоків з подальшим ранжуванням їх за ККД і отриманою додатково електроенергією; 2.4 Проведено детальний розрахунок із дослідженням вибору робочого тіла для найефективнішого технічного рішення; 2.5 Проведено конструкторський розрахунок основного обладнання для реалізації обраного технічного рішення;

Продовження таблиці 3.1

1	2	3
3	Експериментальні дослідження	3.1 Проведено розрахунки теплових схем основного обладнання, для визначення кількості енергії, що скидається з потоками. Після чого проведено порівняльний аналіз, що дає змогу визначити найбільш підходяще джерело низькопотенційного тепла. 3.2 Проведено дослідження оптимального вибору робочого тіла для використання органічного циклу Ренкіна, що утилізує тепло теплофікаційної пари. 3.3 Виконано конструкторський розрахунок основного обладнання, що дозволив виконати 3D-модель, яка дає змогу отримати наочне уявлення про розташування ОЦР-модуля в турбінному цеху «Придніпровської ТЕС».
4	Узагальнення і оцінка результатів дослідження	4.1 Аналіз і обробка отриманих даних проведеного дослідження. 4.2 Техніко-економічна оцінка отриманих результатів. 4.3 Розробка пропозицій і рекомендацій по подальших дослідженнях. 4.4 Оформлення звіту досліджень.
5	Заключний	5.1 Приймання науково-дослідної роботи. 5.2 Захист науково-дослідної роботи.

3.1.2 Визначення трудомісткості виконання НДР

Для визначення трудомісткості запланованих робіт найчастіше застосовується метод ймовірнісних оцінок. Його суть полягає в тому, що безпосередній виконавець робіт оцінює максимальну $T_{max,i}$ і мінімальну $T_{min,i}$ трудомісткість роботи. На основі цих оцінок визначається очікувана трудомісткість $T_{оч,i}$ (чол-діб) робіт по формулі (3.1)

$$T_{оч,i} = \frac{3T_{min,i} + 2T_{max,i}}{5}, \qquad (3.1)$$

При визначенні трудомісткість роботи, згідно таблиці 3.2, приймаємо наступну оцінку.

Таблиця 3.2 – Трудомісткість науково-дослідної роботи

Номер етапу	T_{max}	T_{min}
1	10	6
2	9	5
3	29	22
4	11	8
5	7	5

Визначаємо трудомісткість першого етапу:

$$T_{оч,1} = \frac{3 \cdot 6 + 2 \cdot 10}{5} = \frac{38}{5} = 7,8;$$ приймаємо $T_{оч,1}$ = 8 чол-діб.

Визначаємо трудомісткість другого етапу:

$$T_{оч,2} = \frac{3 \cdot 5 + 2 \cdot 9}{5} = \frac{33}{5} = 6,6;$$ приймаємо $T_{оч,2}$ = 7 чол-діб.

Визначаємо трудомісткість третього етапу:

$$T_{оч,3} = \frac{3 \cdot 22 + 2 \cdot 29}{5} = \frac{124}{5} = 24,8;$$ приймаємо $T_{оч,3}$ = 25 чол-діб.

Визначаємо трудомісткість четвертого етапу:

$$T_{оч,4} = \frac{3 \cdot 8 + 2 \cdot 11}{5} = \frac{46}{5} = 9,1;$$ приймаємо $T_{оч,4}$ = 9 чол-діб.

Визначаємо трудомісткість п'ятого етапу:

$$T_{оч,5} = \frac{3 \cdot 5 + 2 \cdot 7}{5} = \frac{29}{5} = 5,8;$$ приймаємо $T_{оч,5}$ = 6 чол-діб.

3.1.3 Визначення числа виконавців науково-дослідної роботи

Для виконання дослідницької роботи приймається наступний склад виконавців. У таблиці 3.3 наведена кількість виконавців необхідних для виконання НДР.

Таблиця 3.3 – Кількість виконавців науково-дослідної роботи

Номер Етапу	Виконавець НДР	Кількість виконавців, P_i , чол.
1	Керівник	1
2	Інженер-дослідник	1

Таким чином, для виконання дослідницької роботи потрібно:

– для першого етапу потрібно 1 спеціалист, $P_1 = 1$;

– для другого етапу потрібно 2 спеціаліста, $P_2 = 2$;

– для третього етапу потрібно 2 спеціаліста, $P_3 = 2$;

– для четвертого етапу потрібно 1 спеціаліста, $P_4 = 1$;

– для п’ятого етапу потрібно 1 спеціаліста, $P_5 = 1$.

3.1.4 Розрахунок тривалості етапів НДР

Тривалість етапів дослідження $t_{оч,і}$ розраховується по формулі (3.2)

$$t_{оч,і} = \frac{T_{оч,і}}{P_і \cdot K_{вні}}, \qquad (3.2)$$

де $T_{оч,і}$ – очікувана трудомісткість виконання даної роботи, чол-діб; величина $T_{оч,і}$ обирається згідно розрахунку за рівнянням (3.1)

$P_і$ – кількість виконавців, чол.; величина $P_і$ обирається згідно таблиці 3.2;

$K_{вн}$ – коефіцієнт виконання норми (приймається $K_{вн} = 0,97$)

Тривалість 1 етапу:

$$t_{оч,1} = \frac{8}{1 \cdot 0,97} = 8,25;$$ приймаємо $t_{оч,1}$ = 8 діб;

Тривалість 2 етапу:

$$t_{оч,2} = \frac{7}{2 \cdot 0,97} = 3,6,$$ приймаємо $t_{оч.2}$ = 4 доби;

Тривалість 3 етапу:

$$t_{оч.3} = \frac{25}{2 \cdot 0,97} = 12,8,$$ приймаємо $t_{оч,3}$ = 12 діб;

Тривалість 4 етапу:

$$t_{оч.3} = \frac{9}{1 \cdot 0,97} = 9,27,$$ приймаємо $t_{оч,3}$ = 9 діб;

Тривалість 5 етапу:

$$t_{оч.3} = \frac{6}{1 \cdot 0,97} = 6,18,$$ приймаємо $t_{оч.5}$ = 6 діб;

3.1.5 Побудова стрічкового графіка проведення науково-дослідної роботи

При невеликій кількості робіт по етапах і виконавців, основним документом планування виконання НДР є стрічковий графік.

Відрізком горизонтальної прямої показується тривалість етапу роботи від першого до останнього дня роботи.

Згідно розрахункам, виконаним у розділі 3.1.4, загальна тривалість робіт склала 39 днів. За розрахованими даними будуємо стрічковий графік, який наведено у таблиці 3.3.

3.2 Розрахунок кошторису витрат на проведення дослідження технологічних факторів

Кошторисну калькуляцію складають на весь об'єм робіт по темі. Для визначення витрат для проведення дослідження необхідно розрахувати:

– витрати на заробітну плату;

– витрати на амортизацію використаного устаткування;

– витрати на електроенергію;

– накладні витрати.

Таблиця 3.4 – Стрічковий графік проведення науково-дослідної роботи

Етапи	Трудомісткість, чол-діб	Кількість виконавців, чіол.	Тривалість етапів, діб	Виконання робіт по робочих днях																																					
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
1	8	1	8																																							
2	7	2	4																																							
3	25	2	12																																							
4	9	1	9																																							
5	6	1	6																																							

3.2.1 Розрахунок витрат на амортизацію устаткування

Витрати на амортизацію ($S_{ам}$) використаного при дослідженнях устаткування визначаються по формулі:

$$S_{ам} = \sum_{i=1}^{N} \frac{\alpha_{ам,i}}{100} \cdot K_{уст,i} \cdot \frac{T_{вик,i}}{T_{можл,i}} \ , \qquad (3.3)$$

де $\alpha_{ам,i}/100$ - норма амортизаційних відрахувань для даного виду устаткування або приладу;

$K_{уст,i}$ - вартість устаткування або приладу і-го вигляду, грн;

$T_{вик,i}$ - тривалість використання даного і-го виду устаткування або приладу в дослідницькій роботі, год.;

$T_{можл,i}$ - можливе число годин використання і-го виду устаткування або приладів на протязі року;

N – кількість устаткування, шт.

При однозмінній роботі $T_{можл,i}$ приймається 2000 годин.

Розрахунок витрат на амортизацію устаткування і приладів приведений у таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Витрат на амортизацію устаткування

Найменування устаткування	К-ть одиниць	Ціна за одиницю, грн.	Норма амортизації, %	Тривалість використання, год.	$S_{ам}$, грн.
Персональный компьютер	1	12000	15	82	73,8
Разом					73,8

3.2.2 Розрахунок затрат на електроенергію

Вартість електроенергії (S_e) витраченої на проведення дослідження визначають по формулі:

$$S_e = \sum_{i=1}^{N} T_e \cdot N_{a,i} \cdot T_{вик,i} \cdot m_i, \quad (3.4)$$

де T_e - тариф за кожен споживаний кВт·год., грн;

$N_{a,i}$ - середня споживана потужність і-го виду устаткування, кВт;

$T_{вик,i}$ - тривалість використання і-го виду устаткування або приладу, год.;

m_i - кількість устаткування і-го вигляду, шт.

Тариф за 1 кВт електроенергії з урахуванням ПДВ складає 6,15 грн.

Розрахунок витрат на електроенергію наведено у таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Витрати на електроенергію

Найменування устаткування	К-ть одиниць	Середня потужність, кВт	Кількість годин використання, год.	Тариф за 1кВт·год., грн.	Усього витрат, грн.
Персональный компьютер	1	0,500	82	6,15	252,15
Разом					

3.2.3 Розрахунок заробітної плати і відрахувань

В розрахунок заробітної плати входять наступні статті: основна заробітна плата наукових, інженерно-технічних і допоміжних працівників, зайнятих виконанням робіт по темі; додаткова заробітна плата, що включає виплати по оплаті чергових і додаткових відпусток, на виконання державних і суспільних доручень, винагороди.

Заробітна плата ($З_{вик,i}$) виконавців НДР розраховується по формулі:

$$З_{вик,і} = \frac{З_{окл,і}}{Т_{місяць}} \cdot Т_{етапу}, \quad (3.5)$$

де $З_{окл,і}$ – посадовий оклад, грн;

$Т_{місяць}$ – кількість робочих днів в місяці, днів;

$Т_{етапу}$ – тривалість певного етапу, днів.

Величина заробітної плати по темі може бути представленою за формою, яка наведена у таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 Величина заробітної плати

Виконавець	К-ть, чол.	Оклад, грн.	Тривалість, дні	Оплата праці, грн.
Інженер-дослідник	1	9000	39	15954,54
Керівник	1	11 000	16	8000
			Разом	23954,54

Заробітна плата інженера $З^{інж}_{вик}$:

$$З^{інж}_{вик} = \frac{9000}{22} \cdot 39 = 15954{,}54, \text{ грн.}$$

Заробітна плата керівника $З^{кер}_{вик}$:

$$З^{кер}_{вик} = \frac{11000}{22} \cdot 16 = 8000, \text{ грн.}$$

Премія складає 25 % від основної заробітної плати і розраховується за формулою

$$З^{і}_{прем} = З^{і}_{вик} \cdot \frac{25}{100}.$$

Премія інженера $З^{інж}_{прем}$:

$$З^{інн}_{прем} = \frac{9000 \cdot 25}{100} = 2250 \text{ грн.}$$

Премія керівника $З^{кер}_{вик}$:

$$З^{пров.інн}_{прем} = \frac{11000 \cdot 25}{100} = 2750 \text{ грн.}$$

Загальний фонд заробітної плати розраховується з урахуванням фонду заробітної плати, преміального фонду і додаткової заробітної плати виконавців. Додаткова заробітна плата $З^{дод}_{вик}$ виконавців розраховується у розмірі 10 % від фонду заробітної плати

$$З^{дод}_{вик} = \frac{23954,54 \cdot 10}{100} = 2395,45 \text{ грн.}$$

Таким чином загальний фонд заробітної плати $З_{заг}$ складає

$$З_{заг} = З^{вик}_{заг} + З^{дод}_{вик} + З^{і}_{прем} = 23954,54 + 2395,45 + 5000 = 31349,99 \text{ грн.} \quad (3.6)$$

Нарахування на фонд оплати праці $З^{фот}_{нарах}$ складає 37,5 % (або 0,375) від загального фонду заробітної плати $З_{заг}$:

$$З^{фот}_{нарах} = \frac{З_{заг} \cdot 37,5}{100} = \frac{31349,99 \cdot 37,5}{100} = 11756,24 \text{грн}$$

З них:

- нарахування до фонду державного соціального страхування $З^{ФДСС}_{нарах}$ складає 2,5 %:

$$З^{ФДСС}_{нарах} = З_{заг.} \cdot 0,025 = 31349,99 \cdot 0,025 = 783,75 \text{ , грн.} \quad (3.7)$$

- нарахування до пенсійного фонду $З^{ПФ}_{нарах}$ складає 32 %:

$$З^{ПФ}_{нарах} = З_{заг} \cdot 0,32 = 31349,99 \cdot 0,32 = 10032 \text{ , грн.} \quad (3.8)$$

- нарахування до фонду безробіття $З^{ФБ}_{нарах}$ складає 1,5 %:

$$З^{ФБ}_{нарах} = З_{заг} \cdot 0,015 = 31349,99 \cdot 0,015 = 470,24 \text{ , грн.} \quad (3.9)$$

- до фонду соціального страхування від нещасного випадку $З^{ФНС}_{нарах}$ складає 1,5 %:

$$З^{ФНС}_{нарах} = З_{заг} \cdot 0,015 = 31349,99 \cdot 0,015 = 470,24 \text{ , грн.} \quad (3.10)$$

3.2.4 Накладні витрати

Накладні витрати $Н_{витр}$ складають 40 % від фонду оплати праці:

$$Н_{витр} = З_{заг} \cdot 0,4 = 31349,99 \cdot 0,4 = 12540 \text{ , грн.} \quad (3.11)$$

3.2.5 Зведений кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи

Кошторис витрат на науково-дослідну роботу визначається на весь об'єм виконуваних робіт. Кошторис витрат наведено у таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 – Кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи

№ з/п	Статті витрат	Всього витрат	
		грн.	%
1	Основна заробітна плата	23954,54	47
2	Додаткова заробітна плата	2395,45	4,7
3	Нарахування на фонд оплати праці (37,5 %):	11756,24	23
	- на державне соціального страхування (2,5%)	783,75	–
	- до пенсійного фонду (32%)	10032	–
	- до фонду безробіття (1,5%)	470,24	–
	- до фонду соціального страхування від нещасного випадку (1,5%)	470,24	–
4	Амортизаційні відрахування	73,8	0,2
5	Витрати на електроенергію	252,15	0,5
6	Накладні витрати	12540	24,6
Разом		62728,41	100

3.3 Висновок до дозділу

Для проведення науково-дослідної роботи був побудований стрічковий календарний план. Загальна тривалість виконання науково-дослідної роботи склала 39 днів.

В економічній частині розрахований звідний кошторис витрат на проведення науково-дослідної роботи. Загальні витрати на проведення роботи склали 62728,41 грн. По результатах роботи досягнуто підвищення продуктивності 0,50 %.

Це забезпечить підвищення випуску готової продукції і підвищення прибутку. Виходячи з цього витрати на дослідження сроку окупності через півроку.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Заходи щодо забезпечення техніки безпеки вдосконаленого виробництва.

Одне з провідних місць в енергетиці України займають теплові електричні станції (ТЕС) на яких, як первинне джерело енергії, використовують органічне паливо. Вплив ТЕС на навколишнє середовище залежить від кількісних та якісних характеристик відходів, що утворюються у послідовному технологічному ланцюгу роботи станції.

На сьогоднішній час використання електроенергії зростає, а це в свою чергу призводить до подальшого інтенсивного збільшення різноманітних впливів шкідливих викидів ТЕС на всі компоненти навколишнього середовища у глобальних масштабах [23].

Охорона праці дослідників, що є однією з умов раціональної організації дослідницького процесу, являє собою систему різнобічних заходів зі створення та забезпечення безпечної обстановки на виробництві.

Охорона праці охоплює законодавство про працю, санітарно-гігієнічні вимоги до виробничого середовища і заходи з техніки безпеки в процесі досліджень.

Для створення нормальних умов праці необхідно забезпечити необхідну чистоту повітря. Унаслідок виробничої діяльності в повітряне середовище приміщень можуть надходити різноманітні шкідливі речовини, які використовуються в технологічних процесах. Шкідливими заведено вважати речовини, які під час контакту з організмом людини в разі порушення вимог безпеки можуть спричинити виробничі травми, професійні захворювання або відхилення у стані здоров'я, які виявляють сучасні методи як у процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь (ГОСТ 12.1.007-76).

Взаємодія енергетичного підприємства з навколишнім середовищем відбувається на всіх стадіях добування та використання палива, перетворення та передачі енергії. На частку ТЕС припадає біля 30 % всіх викидів, а це пов’язано, здебільшого, з екологічними аспектами спалювання органічного палива.

Вплив енергетики на довкілля має двоякий характер: по–перше, енергетика - споживач природних ресурсів (кисень, вода, викопне паливо, земельні площі); по–друге, енергетика - джерело шкідливих відходів, радіаційного і електромагнітного випромінювання, одна з причин парникового ефекту.

На сьогодні усі шкідливі викиди є регламентовані за показниками гранично допустимих концентрацій у вигляді максимально разових і середньодобових значень.

4.2 Аналіз шкідливих факторів

ТЕС слід розглядати не лише як забруднювачі атмосферного повітря оксидами сірки, азоту і твердими частинками, але також і елементами-домішками, в числі яких є дуже токсичні - берилій, миш'як, селен, ванадій, кадмій, ртуть, важкі метали і природні радіонукліди. Значна частина елементів-домішок при спалюванні вугілля надходить в атмосферу у вигляді твердих частинок, аерозолів та газоподібних сполук. У всіх цих формах вони здатні надавати негативний вплив на життєдіяльність людини та інші живі організми.

Серед хімічних канцерогенів у викидах ТЕС провідне місце займають поліциклічні ароматичні вуглеводні, що утворюються при спалюванні палива, і його термічній переробці.

Знаючи склад шкідливих компонентів палива, коротко охарактеризуємо їхній негативний вплив на здоров’я людини та стан

довкілля. У процесі спалювання рідкого палива (мазуту) до атмосфери разом з викидами надходять: оксиди сірки й азоту, газоподібні та тверді продукти неповного згоряння палива, сполуки ванадію.

Під час спалювання природного газу в атмосферу також потрапляють оксиди азоту, але їх утворюється значно менше, ніж під час спалювання мазуту. Це пояснюється не тільки властивостями самого палива, а й особливостями процесів спалювання. Очевидно, що природний газ сьогодні — найчистіший вид енергетичного палива.

Оксиди азоту є токсичними. Навіть короткочасна дія (до 1 год) NO_2 в концентрації 47–140 мг/м^3 може викликати запалення легень і бронхів, а за концентрації 560–940 мг/м^3 існує велика загроза смерті.

Підвищені концентрації оксидів азоту в повітрі діють не тільки на людей, але й на тваринний і рослинний світ. Двооксид азоту в концентрації 4–6 мг/м^3 зумовлює значні пошкодження рослин. Тривала дія NO_2 за концентрації, меншої, ніж 2 мг/м^3 , призводить до хлорозу рослин. Менші концентрації хоч і не завдають рослинам помітної шкоди, проте гальмують їхній ріст. З’єднуючись з атмосферною вологою, оксиди азоту утворюють слабкі розчини азотистої і азотної кислот. Це призводить до випадання кислотних опадів [25].

Атмосферне забруднення негативно впливає не тільки на людину, але і на тваринний світ. Більшість тварин гинуть внаслідок тривалого перебування на повітрі, де міститься 2000 мг/м^3 SO_2. Установлено негативний вплив SO_2 на рослинний світ. Токсична дія SO_2 проявляється ушкодженням поверхні листя або хвої шляхом руйнування в них хлорофілу. Рослинність, яка щорічно скидає листя, менше піддається впливу SO_2, ніж хвойна. За умови вмісту SO_2 в повітрі 0,23–0,32 мг/м^3 відбувається порушення процесів фотосинтезу, що призводить до загибелі рослинності. Поступлення SO_2 в атмосферне повітря спричинює кислотні опади і призводить до значних матеріальних збитків.

Двооксид сірки також негативно впливає на стан будівельних матеріалів, викликаючи їхню корозію і руйнування. На теплових електростанціях, особливо в котлах, що працюють під тиском, внаслідок попадання SO_2 через нещільності паливні спостерігається корозія сталевих конструкцій каркасів котельних агрегатів, а також димових труб.

Дисперсність та хімічний склад твердих частинок негативно впливає на здоров'я людей, тваринний і рослинний світ. Доведено, що частинки розпиленого в повітрі оксиду кремнію, які є розміром меньше 5 мкм, в кількості понад 10 %, проникаючи в легені під час дихання, стають небезпечними для здоров'я людини.

Виходячи з вище сказаного, авторами роботи було виділено основні причини, що призводять до загрожуючого стану довкілля:

- використання низькосортного палива;
- застаріла технологія виробництва та обладнання;
- висока енерго- та матеріаломісткість;
- високий рівень концентрації промислових об'єктів;
- несприятлива структура промислового виробництва з високою концентрацією екологічно небезпечних технологій виробництва;
- відсутність належних природоохоронних систем (очисних споруд, оборотних систем водозабезпечення тощо), низький рівень експлуатації існуючих природоохоронних об'єктів;
- відсутність належного правового та економічного механізмів, які стимулювали б розвиток екологічно безпечних технологій та природоохоронних систем;
- відсутність належного контролю за охороною довкілля.

Отже, для зменшення шкідливих викидів ТЕС України в навколишнє середовище необхідно:

- провести заміну твердого палива на газ;
- підвищити якість палива (збагачення вугілля);

- розробити план утилізації відходів ТЕС;
- збільшити ефективність виробництва;
- запровадити сучасні газоочисні технології;
- розробити стратегію виведення застарілих енергоблоків з експлуатації;
- поширювати використання альтернативних джерел енергії;
- провести реформування паливно-енергетичної галузі.

Отже, проблема подолання енерго-екологічної кризи повинна стати одним з пріоритетних завдань нашого суспільства та його зобов'язанням перед європейським та світовим співтовариством.

На основі проведеного аналізу і оцінки впливу шкідливих викидів ТЕС України на навколишнє середовище, можна дійти висновку, що нинішня енерго-екологічна ситуація в Україні є складною і потребує докорінних змін у паливно-енергетичному комплексі.

4.3 Заходи щодо усунення шкідливостей

Загальні заходи та засоби запобігання забрудненню повітряного середовища на виробництві та захисту працюючих включають:

- вилучення шкідливих речовин з технологічних процесів, заміна шкідливих речовин менш шкідливими тощо;
- удосконалення технологічних процесів і обладнання;
- автоматизація та дистанційне керування технологічними процесами й устаткуванням, що унеможливлюють безпосередній контакт працюючих зі шкідливими речовинами;
- герметизація виробничого обладнання, робота технологічного обладнання у вентильованих укриттях, локалізація шкідливих виділень за рахунок місцевої вентиляції, аспіраційних установок;
- нормальне функціонування систем опалення, вентиляції, кондиціонування повітря, очищення викидів в атмосферу;

- попередні та періодичні медичні огляди тих, хто працює у шкідливих умовах, профілактичне харчування, дотримання правил особистої гігієни;

- контроль за вмістом шкідливих речовин у повітрі робочої зони;

- використання засобів індивідуального захисту.

4.4 Вентиляція виробничих приміщень

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на постійних робочих місцях, у робочій і обслуговуваній зонах приміщень, метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища, що відповідають гігієнічним і технічним вимогам. Основне завдання вентиляції - видалити з приміщення забруднене або нагріте повітря і подати свіже.

Вентиляція класифікується за такими ознаками:

- за способом переміщення повітря: природна, штучна (механічна) і поєднана (природна і штучна одночасно);

- за напрямком потоку повітря: припливна, витяжна, припливно-витяжна;

- за місцем дії: загальнообмінна, місцева, комбінована.

Природна вентиляція

Природна вентиляція в приміщеннях відбувається внаслідок теплового та вітрового напорів. Тепловий напір зумовлений різницею температур, а отже, і густини внутрішнього і зовнішнього повітря. Вітровий натиск зумовлений тим, що під час обдування вітром будівлі, з її навітряного боку утворюється підвищений тиск, а з підвітряного - розрідження.

Природна вентиляція може бути неорганізованою та організованою. Організована природна вентиляція називається аерацією. Для аерації в стінах будівлі роблять отвори для надходження зовнішнього повітря, а на даху або у верхній частині будівлі встановлюють спеціальні пристрої (ліхтарі) для видалення відпрацьованого повітря.

Перевагою природної вентиляції є її дешевизна і простота експлуатації. Основний її недолік у тому, що повітря надходить у приміщення без попереднього очищення, а відпрацьоване повітря, що видаляється, також не очищається і забруднює навколишнє середовище.

Штучна вентиляція

Штучна (механічна) вентиляція, на відміну від природної, надає можливість очищати повітря перед його викидом в атмосферу, вловлювати шкідливі речовини безпосередньо біля місць їхнього утворення, обробляти припливне повітря (очищати, підігрівати, зволожувати), більш цілеспрямовано давати повітря в робочу зону. Крім того, механічна вентиляція дає змогу організувати повітрозабір у найчистішій зоні території підприємства і навіть за її межами.

Місцева вентиляція

Місцева вентиляція може бути припливною і витяжною. Місцева припливна вентиляція, за якої здійснюється концентрована подача припливного повітря заданих параметрів (температури, вологості, швидкості руху), виконується у вигляді повітряних душів, повітряних і повітряно-теплових завіс.

Повітряні душі використовуються для запобігання перегріву робітників у гарячих цехах, а також для утворення так званих повітряних оазисів (ділянок виробничої зони, які різко відрізняються своїми фізико-хімічними характеристиками від решти приміщення),

Повітряні та повітряно-теплові завіси призначені для запобігання проникненню в приміщення значних мас холодного зовнішнього повітря за необхідності частого відкривання дверей або воріт. Повітряна завіса створюється струменем повітря, що спрямовується з вузької довгої щілини, під деяким кутом назустріч потоку холодного повітря.

Місцева витяжна вентиляція здійснюється за допомогою місцевих витяжних парасольок, всмоктувальних панелей, витяжних шаф, бортових відсмоктувачів та інших пристроїв.

Конструкція місцевого відсмоктувача повинна забезпечити максимальне уловлювання шкідливих виділень за мінімальної кількості повітря, що видаляється. Крім того, вона не повинна бути громіздкою і заважати обслуговуючому персоналу працювати і стежити за технологічним процесом. Основними факторами під час вибору типу місцевого відсмоктування є характеристика шкідливих виділень (температура, густина парів, токсичність), положення робітника під час виконання роботи, особливості технологічного процесу та обладнання.

Природна і штучна вентиляції повинні відповідати таким санітарно-гігієнічним вимогам:

- створювати в робочій зоні приміщень відповідні нормам метеорологічні умови праці (температуру, вологість і швидкість руху повітря);

- повністю видаляти з приміщень шкідливі гази, пари, пил та аерозолі або розчиняти їх до гранично допустимих концентрацій;

- не вносити в приміщення забруднене повітря зовні або шляхом засмоктування із суміжних приміщень;

- не створювати на робочих місцях протягів або різкого охолодження;

- бути доступними для управління і ремонту в процесі експлуатації;

- не створювати в процесі експлуатації додаткових незручностей (наприклад, шуму, вібрацій, потрапляння дощу, снігу)[15].

4.5 Розрахунок вентиляції

Системи опалення та системи кондиціонування слід встановлювати так, щоб ні тепле, ні холодне повітря не спрямовувалося на людей. На виробництві рекомендується створювати динамічний клімат із певними перепадами показників. Температура повітря біля поверхні підлоги і на рівні голови не повинна відрізнятися більш ніж на 5 градусів. У виробничих

приміщеннях крім природної вентиляції передбачають припливно-витяжну вентиляцію.

Основним параметром, що визначає характеристики вентиляційної системи, є кратність обміну, тобто скільки разів на годину зміниться повітря в приміщенні [16].

Розрахунок для приміщення

$V_{вент}$ - об'єм повітря, необхідний для обміну;

$V_{прим}$ - об'єм робочого приміщення.

Для розрахунку приймемо такі розміри робочого приміщення:

- довжина В = 7,0 м;
- ширина А = 4,5 м;
- висота Н = 4,2 м.

Відповідно об'єм приміщення дорівнює:

$$V_{прим} = A - B - H = 4,5 - 7,0 - 4,2 = 132,3 \text{ м}^3 \quad (4.1)$$

Необхідний для обміну об'єм повітря $V_{вент}$ визначимо виходячи з рівняння теплового балансу:

$$V_{вент} \cdot C \cdot (t_{вих} - t_{припл}) \cdot Y = 3600 \cdot Q_{надл} \quad (4.2)$$

де $Q_{надл}$ - надлишкова теплота (Вт);

С = 1000 - питома теплопровідність повітря (Дж/кг · К);

Y = 1,2 - щільність повітря (мг/см^3).

Температура вихідного повітря, визначається за формулою:

$$t_{вих} = t_{р.м.} + (H - 2) \cdot t, \quad (4.3)$$

де t = 1 - 5 градусів - перевищення t на 1м висоти приміщення;

$t_{р.м.}$ = 25 градусів - температура на робочому місці;

H = 4,2 м - висота приміщення;

$t_{припл}$ = 18 градусів.

$$t_{уход} = 25 + (4.2 - 2) \cdot 2 = 29,4 \quad (4.4)$$

$$Q_{надл} = Q_{надл.1} + Q_{надл.2} + Q_{надл.3} ,$$

де $Q_{надл}$ - надлишок тепла від електрообладнання та освітлення.

$$Q_{надл.1} = E \cdot p, \quad (4.5)$$

де E - коефіцієнт втрат електроенергії на тепловідведення (E = 0,55 для освітлення);

p - потужність, p = 100 Вт · 6 = 600 Вт.

$$Q_{надл1} = 0.55 \cdot 600=330 \text{ Вт}$$

$Q_{надл2}$ - теплонадходження від сонячної радіації,

$$Q_{надл2} = m \cdot S \cdot k \cdot Q_c , \quad (4.6)$$

де m - число вікон, приймемо m = 4;

S - площа вікна, S = 1,97 - 1,16 = 2,28 $м^2$;

k - коефіцієнт, що враховує скління. Для подвійного скління k = 0,6;

$Q_в$ = 127 Вт - теплонадходження від вікон.

$$Q_{надл2} = 2,28 \cdot 4 \cdot 0,6 \cdot 127 = 694,944 \text{ Вт}$$

$Q_{надл3}$ - тепловиділення людей;

$$Q_{надлЗ} = n \cdot q, \quad (4.7)$$

де q = 80 Вт/чол. ,

n - кількість людей, наприклад, n = 3

$$Q_{надлЗ} = 3 \cdot 80 = 240 \text{ Вт}$$

$$Q_{надл} = 330 + 694{,}944 + 240 = 1264{,}944 \text{ Вт}$$

З рівняння теплового балансу випливає:

$$V_{вент} = \frac{3600 \cdot 1264{,}944}{1000 \cdot (29.4 - 18)} = 399{,}456 \text{ м}^3/\text{год}$$

Результат розрахунку внесено в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 - Об'єм повітря, що забезпечується вентиляцією

Обсяг приміщення, м^3	Теплота вихідного повітря, ^{0}C	Теплота вхідного повітря, ^{0}C	Надлишок тепла, Вт	Обсяг повітря, що забезпечується вентиляцією м^3/рік
132,3	29,4	18	1264,944	399,456

Оптимальним варіантом є використання припливно-витяжної вентиляції. Влаштування вентиляції відповідно до вимог санітарних норм дає змогу забезпечити видалення шкідливостей від місця їхнього утворення і створити необхідний спрямований рух повітря в приміщенні.

Для забезпечення нормальної роботи припливно-витяжної вентиляції використовують вентилятор Ц4-70 № 4.

4.6 Висновок до дозділу

У цій частині диплома наведено основні шкідливі фактори у вогнетривкому виробництві, їхній вплив на організм людини, а також наведено основні шляхи захисту людини від виробничих шкідливостей.

Наведено заходи щодо усунення шкідливостей. Дано характеристику вентиляції виробничих приміщень і зроблено розрахунок необхідної кількості повітря для забезпечення нормальних умов для роботи в приміщенні.

Як показує практика, там, де питанням охорони праці та техніки безпеки приділяється належна увага, там продуктивність праці значно вища, менші людські та тимчасові втрати, кращий стан здоров'я працівників, здоровіший психологічний клімат у колективі і, як підсумок, високі фінансові результати.

ВИСНОВКИ

У рамках теми магістерської дисертації на тему «Підвищення енергетичної ефективності за рахунок структурно-технологічної модернізації ТЕС», було проведено:

Літературний огляд наявних технологій з утилізації низькопотенційного тепла. Зокрема було виділено наявні компанії, що займаються виробництвом готових технічних рішень, згідно з параметрами джерела.

Проведено розрахунки теплових схем основного обладнання, для визначення кількості енергії, що скидається з потоками. Після чого проведено порівняльний аналіз, що дає змогу визначити найбільш підходяще джерело низькопотенційного тепла.

Проведено дослідження оптимального вибору робочого тіла для використання органічного циклу Ренкіна, що утилізує тепло теплофікаційної пари.

Виконано конструкторський розрахунок основного обладнання, що дозволив виконати 3D-модель, яка дає змогу отримати наочне уявлення про розташування ОЦР-модуля в турбінному цеху «Придніпровської ТЕС».

Проведено економічий розрахунок науково-дослідної роботи. Наведено заходи щодо усунення шкідливостей. Дано характеристику вентиляції виробничих приміщень і зроблено розрахунок необхідної кількості повітря для забезпечення нормальних умов для роботи в приміщенні.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Аналіз стану котельного господарства України з метою модернізації, продовження ресурсу чи заміни котлів малої і середньої потужності. І.Я. Сігал, Е.П. Домбровська, А.В. Смухіна та ін. /Экотехнологии и ресурсосбережение. 2003. №6. С.76–79.

2. Перехід України на відновлювану енергетику до 2050 року» / за заг. ред. Ю. Огаренко та О. Алієвої / Пред-во Фонду ім. Г. Бьолля в Україні. Київ : Вид-во ТОВ «АРТ КНИГА», 2017. 88 с.

3. Борисов М.А. Реабілітація ТЕС. Забеспечення сталої роботи об'єднаної енергосистеми України /Энергетика и электрификация. 2004. № 3. С. 2–3.

4. Теплотехніка Б.Х. Драганов, А.А. Долінський, А.В. Міщенко, Є.М. Письменний; За ред. Б.Х. Драганова. Київ : ТОВ «Астра Пол», 2005. 503 с.

5. Використання технологій циркулюючого киплячого шару для спалювання відходів вуглезбагачення Ю.П.Корчевой, М.А. Борисов, О.Ю. Майстренко, М.В. Чернявський, А. Еспель, Ж. Наке /Энергетика и электрификация. 2002. № 1. С.8–11.

6. Довідник показників якості, обсягу видобутку вугілля та випуску продуктів збагачення у 2004 р. Луганськ: ТК-92 «Вугілля та продукти його перероблення», 2004. 40 с.

7. Паливно-енергетичний комплекс України у цифрах і фактах. За ред. М.П.Ковалка. Київ: УЕЗ, 2000. 152 с.

8. Енергетична стратегія України. Погляд громадськості. За матеріалами міжнародної науково-технічної конференції «Основні положення Енергетичної стратегії України та науково-технічне забезпечення її реалізації (16–18.09.2003., АК Крим). К.: ЦТІ «Енергетика та електрифікація», 2003. 260 с.

9. Ткаченко, С. Й. Котельні установки: Навч. посіб. / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Л. А. Боднар / Вінниця : ВНТУ, 2016. 185 с.

10. НПАОП 0.00-1.81-18. Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском. Чинний від 2018.05.25. Київ : Міністерство соціальної політики України, 2018. 44 с.

11. Експлуатація теплоенергетичних установок і систем / Б. Х. Драганов, В. В. Іщенко, О. В. Шеліманова / підручник. Київ : Вид-во ЦП Компринт, 2017. 338 с.

12. ДБН В.2.5-56:2014 Системи протипожежного захисту [Чинні від 2015–07– 01]. Київ : 2015. 134 с.

13. Розрахунок теплообмінних апаратів: навч. посіб. Для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика», освітньо-професійної програми «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження», освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр». / Укл.: І. О. Назарова, Н. О. Притула; КПІ ім. Ігоря Сікорського / Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 51 с.

14. Навчально-методичний посібник для студентів спеціальності 7.090510 «Теплоенергетика», 7000008 «Енергетичний менеджмент». / Укл.: Є. М. Крючков / Запоріжжя : Вид-во ЗДІА, 2010. 303 с.

15. Єнін П. М., Швачко Н. А. Теплопостачання : навч. посібник для внз. Київ : Кондор, 2007. 242 с.

16. ДСТУ-Н Б.В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. Київ : Мінрегіонбуд, 2010. 127 с.

17. Борисов М.А. Реабілітація ТЕС. Забезпечення сталої роботи об`єднаної енергосистеми України /Энергетика и электрификация. 2004. № 3. С. 2–3.

18. Варламов Г.В., Любчик Г.М., Маляренко В.А. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії. К.: Політехніка, 2003. 228 с.

19. Тауд Р. Перспективи розвитку теплових електростанцій на органічному паливі /Теплоенергетика. 2009. № 2. С. 68-72.

20. Ольховський Г.Г. Газотурбінні та парогазові установки за кордоном /Теплоенергетика. 2007. № 1. С.71-80.

21. Ольховський Г.Г. Газові турбіни для енергетики /Теплоенергетика. 2004. № 1. С. 33-43.

22. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель: навч. посіб. для студентів спеціальності 144«Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського / Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 380 с.

23. Водогрійні котельні для систем децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф. Боженко; КПІ ім. Ігоря Сікорського / Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 170 с.

24. Боженко М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: навч. посіб. / М. Ф. Боженко, В. П. Сало. Київ : ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. 192 с.

25. Виноградов Ю. І. Промислове теплопостачання. Київ : Техніка, 1995.

26. International Energy Agency. – Energy Technology at the Cutting Edge. – International Energy Technology Collaboration IEA Implementing Agreements, 2005.

27. International Energy Agency /International Energy Outlook 2006. Chapter 6: Electricity

28. Севастьянов Р. В. Енергоефективність промислових підприємств України та бар'єри з її впровадження / Р. В. Севастьянов // Економічний вісник Запорізької державної інженерної академії. 2016. Вип. 1. С. 28-35.

29. Маслікевич М.Р. Сутність оцінки енергоефективності підприємства / Маслікевич М.Р., Сердюк Б.М. // Актуальні проблеми економіки та управління. 2011. Вип. 5

30. Методичні рекомендації визначення технологічних витрат електричної енергії в трансформаторах і лініях електропередавання. 21.06.2013 № 399.

31. Gurjar BR, Molina LT, Ойха Ch.SP Air Pollution: Health and Environmental Impacts. CRC Press, 2010. 518 p.

32. Горобець В.Г. Теплоенергетичні установки і системи : навчальний посібник. Київ : ЦП «Компринт», 2018. 380 с.

33. Закладний О.М., Праховник А.В., Соловей О.І. Енергозбереження. засобами промислового. електропривода: Навч. пос. Київ: Кондор, 2005. 408 с.

34. Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Боднар Л.А. Котельні установки. Вінниця : ВНТУ 2016. 218 с.

35. Ткаченко С. Й., Чепурний М. М., Степанов Д. В. Розрахунки теплових схем і основи проєктування джерел теплопостачання: навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2005. 137 с.

36. Трояновський Б.М., Філіппов Г.А., Булкін А.Є. Парові турбіни атомних електростанцій. Київ: Вища школа, 1985. 254 с.

37. Стерман Л.С., Тевлін С.А., Шарков А.Т. Теплові та атомні електростанції. Київ: Вища школа, 1982. 145 с.

38. Управління ефективністю енерговикористання. Збірник наукових праць студентів, аспірантів, докторантів і молодих вчених «Молода наука-2024»: у 5 т. / Запорізький національний університет. – Запоріжжя : ЗНУ, 2024. Т.5. 569 с. С 67-69.

39. Підвищення енергетичної ефективності за рахунок структурнотехнологічної модернізації ТЕС. Збірник наукових праць студентів, аспірантів, докторантів і молодих вчених «Молода наука-2024»: у 5 т. / Запорізький національний університет. Запоріжжя : ЗНУ, 2024. Т.5. 569 с. С 66-67.

40. Brynza, . A., Vozniy , A., & Karpenko , A. (2024). CONTEMPORARY DEVELOPMENT TRENDS OF THE HEAT ENERGY IN

UKRAINE. Nauka I Studia, (9). Retrieved from https:// nauka-i-studia.eu/pdf/306979.pd