

Вінницький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
Факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

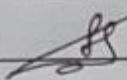
Кафедра теплоенергетики
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Бакалаврська дипломна робота

на тему: «Твердопаливна водогрійна котельня для теплостачання адміністративної будівлі у місті Бердичів»

Виконав: студент 2 курсу, групи ТЕ-21мс
спеціальності 144 - теплоенергетика

(шифр і назва спеціальності)

 Тацій О. О.

(прізвище та ініціали)

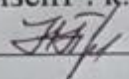
Керівник : к.т.н., доцент кафедри ТЕ

 Степанова Н.Д.

(прізвище та ініціали)

« 12 » 06 2023 року

Рецензент : к.т.н., доцент кафедри БМГА


 Попович М. М.

(прізвище та ініціали)

« 13 » 06 2023 року

Допущено до захисту

В. о. зав. кафедри ТЕ

 к.т.н., доц. Степанов Д. В.

(прізвище та ініціали)

« 12 » 06 2023 р.

Вінниця – 2023 рік

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



В. о. Завідувача кафедри ТЕ

Д. В. Степанов

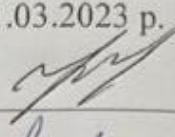
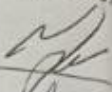
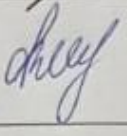
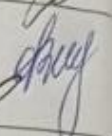


2023 року

ЗАВДАННЯ НА БАКАЛАВРСЬКУ ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Тацію Олександрю Олєговичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема роботи «Твердопаливна водогрійна котельня для теплопостачання адміністративної будівлі у місті Бердичів»
керівник роботи Степанова Наталія Дмитрівна, к. т. н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом ВНТУ від 20.03.2023 року №67
- Термін подання студентом роботи 12.06.2023 р.
- Вихідні дані до роботи : потужність системи опалення $Q_{оп} = 440$ кВт, потужність системи гарячого водопостачання $Q_{гвп} = 30$ кВт, максимальна теплова потужність системи вентиляції $Q_{вент} = 120$ кВт, графік мережної води 90/70 °С, температура сирої води 5°С, температура води на гаряче водопостачання 55 °С. Розрахункова зовнішня температура повітря для опалення -22 °С.
- Зміст текстової частини: аналіз варіантів заміщення природного газу для забезпечення потреб теплопостачання; дослідження режимів роботи системи підготовки гарячої води для адміністративної будівлі; розробка елементів теплової схеми твердопаливної водогрійної котельні; технологія монтажу теплообмінника для потреб гарячого водопостачання; охорона праці
- Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): схема теплова принципова; план котельні на відм. 0.000; теплообмінник ємнісний потужністю 30 кВт; схема підготовки гарячої води монтажна аксонометрична.

6. Консультанти розділів роботи

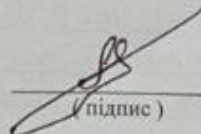
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділи 1 - 4	Степанова Н. Д., доцент кафедри ТЕ	21.03.2023 р. 	12.06.2023 р. 
Охорона праці	Віштак І.В., доцент кафедри БЖДПБ		
Нормоконтроль	Співак О. Ю., доцент кафедри ТЕ		

7. Дата видачі завдання 21.03.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання		Примітка
		початок	закінчення	
1.	Аналіз варіантів заміщення природного газу для забезпечення потреб тепlopостачання	21.03.2023	04.04.2023	<i>вик</i>
2.	Дослідження режимів роботи системи підготовки гарячої води для адміністративної будівлі	05.04.2023	14.04.2023	<i>вик</i>
3.	Розробка елементів теплової схеми твердопаливної водогрійної котельні	15.04.2023	30.04.2023	<i>вик</i>
4.	Технологія монтажу теплообмінника для потреб гарячого водopостачання	1.05.2023	13.05.2023	<i>вик</i>
5.	Охорона праці	14.05.2023	31.05.2023	<i>вик</i>
6.	Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	1.06.2023	12.06.2023	<i>вик</i>

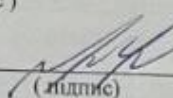
Студент


(підпис)

Тацій О.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Степанова Н.Д.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

УДК 697.32

Тацій О.О. Твердопаливна водогрійна котельня для теплопостачання адміністративної будівлі у місті Бердичів. Бакалаврська дипломна робота зі спеціальності 144 – Теплоенергетика, освітня програма – Теплоенергетика. Вінниця: ВНТУ, 2023. 89 с.

Бібліогр. :41 назв; табл. 9.

У бакалаврській дипломній роботі виконано багатоваріантний аналіз та техніко-економічне обґрунтування вибору джерела енергії для твердопаливної водогрійної котельні для теплопостачання адміністративної будівлі у місті Бердичів. Розроблено та розраховано теплову схему котельні для максимального, середньоопалювального та міжопалювального режимів. Виконано розрахунок та підбір основного і допоміжного обладнання котельні. Проведено тепловий, конструктивний та гідравлічний розрахунок ємнісного водо-водяного теплообмінника для потреб гарячого водопостачання потужністю 30 кВт. Розроблено технологію монтажу та монтажну схему ємнісного теплообмінника для потреб гарячого водопостачання. Розроблені схеми прокладання трубопроводів, враховані відомості на виконання робіт. У розділі з охорони праці розроблено рекомендації щодо поліпшення умов праці, а також рекомендовані заходи із освітлення робочої зони. Графічна частина складається з 4 креслень.

Ключові слова: водогрійна котельня, паливні гранули з деревини, ємнісний теплообмінник, монтажна схема.

ABSTRACT

Tatsii O.O. Solid fuel water heating boiler room for heat supply of an administrative building in the city of Berdychiv. Bachelor's degree in specialty 144 – Heat power engineering, educational program – Heat power engineering. Vinnytsia: VNTU, 2023. 89 p.

Bibliogr. : 41 titles; table 9.

In the bachelor's thesis, a multivariate analysis and technical-economic justification of the choice of an energy source for a solid-fuel water-fired boiler room for heat supply of an administrative building in the city of Berdychiv was performed. The thermal scheme of the boiler room for the maximum, medium-heating and inter-heating modes has been developed and calculated. The calculation and selection of the main and auxiliary equipment of the boiler room was carried out. The thermal, constructive and hydraulic calculations of the capacitive water-water heat exchanger for the needs of hot water supply with a capacity of 30 kW were carried out. The installation technology and assembly diagram of the capacitive heat exchanger for the needs of hot water supply have been developed. Pipeline laying schemes have been developed, information on the performance of works has been taken into account. The section on labor protection has developed recommendations for improving working conditions, as well as recommended measures for lighting the work area. The graphic part consists of 4 drawings.

Key words: hot water boiler room, wood fuel pellets, capacitive heat exchanger, assembly scheme.

ЗМІСТ

ВСТУП.	7
1 АНАЛІЗ ВАРІАНТІВ ЗАМІЩЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОТРЕБ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	9
1.1 Багатоваріантний аналіз альтернативних джерел теплоти для котельні	9
1.2 Техніко-економічне обґрунтування вибору палива для котельні адміністративної будівлі.	15
1.3 Вибір оптимального варіанту джерела теплоти.	25
1.4 Висновки до розділу 1.	26
2 ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ ГАРЯЧОЇ ВОДИ ДЛЯ АДМІНІСТРАТИВНОЇ БУДІВЛІ	23
2.1 Розробка математичної моделі тепломасообмінних та гідродинамічних процесів у ємнісному теплообміннику	27
2.2 Дослідження роботи ємнісного теплообмінника у різних температурних та швидкісних режимах грійного теплоносія	33
2.3 Висновки до розділу 2.	36
3 РОЗРОБКА ЕЛЕМЕНТІВ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТВЕРДОПАЛИВНОЇ ВОДОГРІЙНОЇ КОТЕЛЬНІ	38
3.1 Аналіз теплової схеми котельні	38
3.2 Розрахунок теплової схеми для максимального опалювального режиму	39
3.3 Розрахунок теплової схеми середньо-опалювального та міжопалювального режимів	43
3.4 Вибір основного та допоміжного обладнання твердопаливної водогрійної котельні	46
3.5 Розрахунок ємнісного теплообмінника для потреб гарячого водопостачання	55

3.6 Висновки до розділу 3.	61
4 ТЕХНОЛОГІЯ МОНТАЖУ ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ПОТРЕБ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ.	62
4.1 Аналіз об'єкту монтажу.	62
4.2 Розрахунок та комплектування основних і допоміжних матеріалів та виробів, складання відомостей.	63
4.3 Визначення об'ємів робіт з монтажу системи підготовки гарячої води.	66
4.4 Вибір засобів механізації праці для монтажних робіт.	68
4.5 Висновки до розділу 4.	69
5 ОХОРОНА ПРАЦІ.	70
5.1 Аналіз умов праці.	70
5.2 Технічні рішення з безпечного проведення досліджень.	71
5.3 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії.	73
5.4 Технічні рішення з пожежної безпеки.	78
5.5 Висновки до розділу 5.	81
ВИСНОВКИ.	82
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.	84
ДОДАТОК А (обов'язковий) Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.	90
ДОДАТОК Б (обов'язковий) Технічне завдання.	91
ДОДАТОК В (обов'язковий) Відомість БДР.	95
ДОДАТОК Г (обов'язковий) Графічна частина.	96

ВСТУП

Теплопостачання адміністративних будівель включає в себе системи теплопостачання, які забезпечують оптимальну температуру у приміщеннях для комфорту людей, а також для збереження працездатності технологічного обладнання. Основні компоненти системи теплопостачання адміністративних будівель можуть включати наступне: генератори теплоти, системи транспортування, розподіл і регулювання, контроль та управління.

Найпоширенішими джерелами теплоти для адміністративних будівель є котли, що використовують різні види палива, такі як природний газ, нафта, дрова або електричні системи опалення.

Використання вторинних джерел енергії над первинними, а саме викопними паливами, має значний потенціал у забезпеченні сталого розвитку [1] та зменшенні негативного впливу на навколишнє середовище.

Паливні гранули з деревини, також відомі як пелети, є одним з видів вторинних джерел енергії, що набувають все більшої популярності. Вони виготовляються шляхом компресування деревної стружки, опилків або інших відходів деревообробної промисловості [2]. Декілька причин, чому доцільне використання аливних гранул: екологічність, оскільки вони виготовляються з відновлюваного сировини – деревини; висока енергетична вартість; легке транспортування та зберігання; автоматизоване живлення. Крім того, виготовлення паливних гранул з деревини може сприяти розвитку місцевих промислових галузей та створенню додаткових робочих місць.

Метою роботи є зменшення споживання викопних енергоресурсів для теплопостачання адміністративної будівлі шляхом впровадження технології спалювання паливних гранул з деревини.

Завдання бакалаврської дипломної роботи:

- виконати багатоваріантний аналіз та техніко-економічне обґрунтування вибору джерела теплоти для котельні;

- виконати розрахунки теплової схеми котельні та підібрати основне та допоміжне її обладнання;
- виконати дослідження режимів роботи системи підготовки гарячої води для адміністративної будівлі та розрахунки ємнісного теплообмінника потужністю 30 кВт;
- розробити технологію монтажу теплообмінника для потреб гарячого водопостачання;
- розробити заходи з охорони праці на котельні адміністративної будівлі.

1 АНАЛІЗ ВАРІАНТІВ ЗАМІЩЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПОТРЕБ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

1.1 Багатоваріантний аналіз альтернативних джерел теплоти для котельні

Джерела енергії для котельні можуть бути різними, залежно від доступності та потреб котельні. Ось кілька типових джерел енергії, які використовуються для котельних: природний газ, паливні гранули з деревини; вугілля (кам'яне та буре); біомаса; електрична енергія.

1.1.1 Прородний газ

Використання природного газу як палива для котельні має декілька переваг. Передусім – чисте згорання, його спалювання призводить до низького рівня викидів шкідливих речовин, таких як вуглекислий газ, оксиди азоту і сірки. Це дозволяє зменшити негативний вплив на довкілля та поліпшити якість навколишнього середовища. По-друге – енергетична ефективність: природний газ має високу теплотворну здатність, це дозволяє досягти високої енергетичної ефективності і забезпечити ефективне теплопостачання. По-третє – доступність та надійність: природний газ є широко поширеним ресурсом і має добре розвинену інфраструктуру для постачання. Крім того, природний газ має гнучкість використання і може бути використаний в різних типах котельних систем. Природний газ має низький рівень забруднення, що сприяє зменшенню накопичення відкладень, сажі та засмічення системи опалення, що знижує витрати на утримання котельні. Швидкий запуск і реагування є ще однією із переваг природного газу. Природний газ легко займається під час запуску теплогенераторів. Він також дозволяє швидко реагувати на зміну потреби у теплі, дозволяючи котельні ефективно пристосовуватись до змінних умов. Низькі втрати енергії також характерні під час спалювання природного газу.

Незважаючи на переваги, використання природного газу як палива для котельні також має свої недоліки:

- залежність від імпорту: Україна має обмежені власні резерви природного газу і повинна імпортувати його;

- вартість: В деяких регіонах природний газ може бути дорогим паливом, особливо у порівнянні з іншими доступними джерелами енергії, такими як вугілля або деревина;

- екологічні проблеми: Хоча спалювання природного газу має меншу емісію забруднюючих речовин порівняно з іншими паливами, воно все ще призводить до викиду CO₂. Враховуючи зростаючу проблему зміни клімату, зменшення споживання викопних палив, включаючи природний газ, є важливим;

- інфраструктура: Використання природного газу вимагає наявності відповідної інфраструктури, такої як газопроводи та сховища для зберігання;

- ризики безпеки: Природний газ є горючим матеріалом і може становити ризик пожежі та вибуху, якщо не використовується належним чином.

1.1.2 Буре вугілля

Використання бурого вугілля як палива для котельні має деякі переваги:

- висока енергетична вартість: Буре вугілля має високий вміст вуглецю і, відповідно, високу теплотворну здатність;

- широке поширення та доступність: Буре вугілля є одним з найширше поширених видів кам'яного вугілля і є достатньою кількістю запасів цього виду палива;

- економічність: Буре вугілля є відносно дешевим джерелом палива порівняно з іншими альтернативними джерелами енергії, такими як природний газ або нафта;

- підтримка економіки: Видобуток, транспортування та використання бурого вугілля можуть сприяти розвитку місцевої економіки та створенню робочих місць у галузі вугледобувної промисловості;

- низька залежність від погодних умов: У порівнянні з деякими відновлювальними джерелами енергії, такими як сонячна або вітрова енергія, використання бурого вугілля не обмежується погодними умовами.

Незважаючи на переваги, використання бурого вугілля як палива для котельні має кілька недоліків:

- викиди забруднюючих речовин: Спалювання бурого вугілля призводить до викиду значної кількості шкідливих речовин, включаючи сірковуглецеві сполуки, оксиди азоту та пил;

- екологічні наслідки видобутку: Видобуток бурого вугілля може мати серйозні наслідки для довкілля. Він супроводжується видаленням лісів, зсувами ґрунту, забрудненням водних ресурсів та втратою біорізноманіття;

- здоров'я та безпека: Робота в галузі видобутку та використання бурого вугілля може бути шкідливою для здоров'я людей;

- вугільна зола та відходи: Спалювання бурого вугілля залишає за собою значну кількість вугільного золи та відходів. Ці матеріали потребують спеціальної обробки та утилізації, щоб запобігти їх негативному впливу на навколишнє середовище.

1.1.3 Тріска деревини

Як і паливні гранули з соломи, тріска деревини є відновлюваним джерелом енергії, оскільки може бути отримана зі збільшенням лісових ресурсів і вирощуванням деревних культур, використання відходів деревообробної промисловості. Це забезпечує більш сталу та екологічно чисту альтернативу іншим видам палива та досдоляє зменшити залежність від імпортованих видів палива.

При згорянні тріски викидаються менше парникових газів та інших шкідливих речовин, сприяючи зменшенню негативного впливу на зміну клімату.

Використання тріски деревини для палива може сприяти розвитку локальної економіки та зайнятості. Збирання, обробка та постачання тріски можуть створювати нові робочі місця та підтримувати місцеву промисловість.

Незважаючи на переваги, використання тріски деревини як палива на котельнях також має свої недоліки:

- вплив на лісові ресурси: Збільшене використання тріски деревини може призводити до зниження лісових ресурсів, особливо якщо вирощування деревних культур для цієї цілі не здійснюється відповідально;

- викиди шкідливих речовин: При неконтрольованому спалюванні тріски можуть випускатися в атмосферу шкідливі речовини, такі як пил, діоксид сірки та діоксид азоту;

- потенційні проблеми зі зберіганням і транспортуванням: Тріска деревини може вимагати великих обсягів зберігання та транспортування. Вона може бути вологою та вимагати додаткової обробки для забезпечення ефективного згоряння. Крім того, потрібні спеціальні умови зберігання для запобігання розкладанню та втраті енергетичної цінності;

- вплив на довкілля: Використання тріски деревини може мати вплив на довкілля, особливо якщо використовуються хімічні засоби для обробки та промислової підготовки тріски;

- вимоги до обладнання: Використання тріски деревини вимагає використання спеціального обладнання для транспортування палива у топку котла.

1.1.4 Паливні гранули із соломи та деревини

Використання паливних гранул із соломи як палива для котельні має кілька переваг:

- використання відновлювального джерела: Солома є відходом сільськогосподарського виробництва, що робить її відновлюваним джерелом енергії, що сприяє зменшенню використання невідновлюваних джерел енергії, таких як природний газ або нафта;

- екологічна стійкість: Використання паливних гранул із соломи має низький вуглецевий відбиток і зменшує викиди парникових газів. Солома, як біомаса, має малу кількість сірки, що робить її менш шкідливою для довкілля порівняно зі спалюванням вугілля або нафти;

- використання вторинного джерела: Солома є вторинним продуктом сільськогосподарського виробництва, який може бути використаний як паливо. Використання соломи для виробництва паливних гранул сприяє її утилізації і зменшує потребу у видаленні відходів;

- локальне джерело палива: Солома є місцевим джерелом палива, що зменшує залежність від імпорту енергетичних ресурсів. Це сприяє енергетичній незалежності та зниженню витрат на транспортування палива;

- економічність: Використання соломи як палива може бути економічно вигідним, особливо в аграрних регіонах, де солома є великим відходом виробництва;

- стимулювання розвитку сільського господарства: Використання соломи як палива стимулює розвиток сільського господарства, оскільки забезпечує новий ринок для сільськогосподарських виробників;

- мінімальна обробка та транспортування: Солома як паливні гранули не вимагає складної обробки або додаткових процесів, що знижує витрати на підготовку палива;

- користь для ґрунту: Використання соломи як палива допомагає повернути поживні речовини у ґрунт. Після використання соломи в якості палива, її залишки можуть бути використані як органічне добриво або повернуті на поле для поліпшення якості ґрунту.

Незважаючи на переваги, використання паливних гранул із соломи як палива на котельнях має деякі недоліки:

- низьша енергетична щільність: Солома має меншу енергетичну щільність порівняно з іншими видами палива, такими як вугілля або природний газ. Це означає, що для забезпечення потрібної енергії може бути потрібно більше об'єму паливних гранул із соломи;

- потреба у великих обсягах соломи: Використання паливних гранул із соломи вимагає великих обсягів соломи;

- потенційні проблеми з постачанням: Надійне постачання соломи як палива може стати проблемою, оскільки доступність соломи залежить від врожаю та збирання сільськогосподарських культур;

- потреба у спеціальному обладнанні: Для ефективного використання паливних гранул із соломи на котельнях може бути потрібне спеціальне обладнання;

- вплив на якість повітря: При неправильному згоранні соломи можуть утворюватись викиди пилу, диму та інших шкідливих речовин;

- при спалюванні паливних гранул з соломи може виникати утворення смоли. Смола є результатом неповного згорання палива і може утворюватись, коли процес згорання не оптимальний або недостатньо контролюється. Тому може виникнути потреба у регулярному очищенні котла та системи подачі палива. Це може збільшити трудомісткість та витрати на обслуговування системи.

Щодо використання паливних гранул із деревини, то можна сказати що переваги такого палива поєднують собі переваги паливних гранул із соломи та переваги тріски деревини. Те ж стосується і недоліків за виключенням утворення смоли і диму. В загальному ж відходи деревини, з яких можна виготовляти паливні гранули є більш доступним паливом, ніж солома.

1.1.5 Електрична енергія

Серед переваг використання електрокотлів для теплопостачання можна відзначити висока ефективність: Електрокотли є дуже ефективними, оскільки перетворюють електричну енергію в теплову без значних втрат. Вони можуть мати коефіцієнт перетворення енергії навіть близько 99%. Електрокотли не спалюють паливо у місці їх використання, тому і не викидають продукти згорання, що робить їх екологічно чистими. Простота у використанні та обслуговуванні також надають перевагу у використанні електрокотлів перед іншими видами палива, вони не потребують складних систем зберігання палива або додаткових систем очищення та обробки вихлопних газів. Вони прості в експлуатації та не вимагають постійного контролю чи підтримки. Крім того електрокотли можуть бути встановлені майже в будь-якому місці, де є доступ до електромережі, а також вони здатні швидко реагувати на зміни температури та забезпечувати високу точність регулювання.

До недоліків використання електрокотлів для теплопостачання можна віднести:

- високі витрати на електроенергію: Це може призвести до значних витрат на опалення, особливо в областях з високими тарифами на електроенергію;

- залежність від електричної мережі: Електрокотлі потребують безперебійного живлення електричною енергією для своєї роботи. В разі відключення електропостачання, теплопостачання буде припинено;

- обмежена потужність;
- вплив на мережу електропостачання: Велика кількість електродкотлів, які працюють одночасно в одній мережі, може призвести до перевантаження електричної системи. Це може спричинити проблеми з напругою та навантаженням на мережу, особливо в старих або слабких системах;
- виробництво електроенергії: Виробництво електроенергії може бути пов'язане зі спалюванням вугілля або інших нестійких джерел енергії, що може мати негативний вплив на довкілля.

1.2 Техніко-економічне обґрунтування вибору палива для котельні адміністративної будівлі

1.2.1 Загальні капіталовкладення в будівництво котельні для системи теплопостачання

Для визначення капіталовкладень у будівництво водогрійної котельні враховувалися лише затрати коштів на придбання та монтаж основного та допоміжного теплоенергетичного обладнання.

Загальні капіталовкладення з котлами на природному газі $K = 1112894$ грн.

Загальні капіталовкладення з котлами на трісці деревини, паливних гранулах із соломи та деревини $K = 1439700$ грн.

Загальні капіталовкладення з котлами на бурому вугіллі $K = 792900$ грн.

Загальні капіталовкладення з електричним котлом $K = 262350$ грн.

1.2.2 Витрати коштів на паливо та електроенергію

Річне виробництво теплоти на водогрійній котельні для потреб теплопостачання

$$Q_{\text{рік}} = (Q_{\text{кот}} \cdot \tau_{\text{макс}} + Q_{\text{сер}} \cdot \tau_{\text{сер}} + Q_{\text{між}} \cdot \tau_{\text{між}}) \cdot 3600, \quad (1.1)$$

$$Q_{\text{рік}} = (628,4 \cdot 27 + 327,9 \cdot 4581 + 30,4 \cdot 4152) \cdot 3600 \cdot 10^{-6} = 5923,07 \text{ (ГДж/рік)}.$$

Річна витрата палива на водогрійній котельні

$$V_p^{\text{річ}} = \frac{Q_{\text{річ}}}{Q_H^p \cdot \eta_k}, \quad (1.2)$$

- для теплогенераторів на природному газі

$$V_p^{\text{річ}} = \frac{5923,07 \cdot 10^3}{34,5 \cdot 0,915} = 187631,93 \text{ (м}^3\text{/рік)}.$$

- для теплогенераторів на трісці деревини

$$V_p^{\text{річ}} = \frac{5923,07 \cdot 10^3}{10,2 \cdot 0,85} = 683168,51 \text{ (кг/рік)}.$$

- для теплогенераторів на бурому вугіллі

$$V_p^{\text{річ}} = \frac{5923,07 \cdot 10^3}{14,7 \cdot 0,85} = 474035 \text{ (кг/рік)}.$$

- для теплогенераторів на паливних гранулах з деревини

$$V_p^{\text{річ}} = \frac{5923,07 \cdot 10^3}{16,6 \cdot 0,85} = 419778,24 \text{ (кг/рік)}.$$

- для теплогенераторів на паливних гранулах з соломи

$$V_p^{\text{річ}} = \frac{5923,07 \cdot 10^3}{14,5 \cdot 0,85} = 480573,7 \text{ (кг/рік)}.$$

Річні витрати коштів на придбання палива

$$C_{\text{п}} = C_{\text{п}} \cdot V_p^{\text{річ}} \cdot k_{\text{вп}}, \quad (1.3)$$

де $C_{\text{п}} = 37,5 \text{ грн/м}^3$ – ціна газу [3];

$C_{\text{п}} = 5,6 \text{ грн/кг}$ – ціна тріски деревини;

$C_{\text{п}} = 6,5 \text{ грн/кг}$ – ціна бурого вугілля;

$C_{\text{п}} = 8,7 \text{ грн/кг}$ – ціна паливних гранул з деревини;

$C_{\text{п}} = 6,5 \text{ грн/кг}$ – ціна паливних гранул з соломи;

$V_p^{\text{річ}}$ – загальна річна витрата палива;

$k_{\text{вп}}$ – коефіцієнт, яким враховують втрати палива.

Річні витрати коштів на придбання природного газу

$$C_{\text{п}} = 37,5 \cdot 1,006 \cdot 187631,93 = 7078414,62 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні витрати коштів на придбання бурого вугілля

$$C_{\text{п}} = 6,5 \cdot 1,006 \cdot 474035 = 3127448 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні витрати коштів на придбання тріски деревини

$$C_{\text{п}} = 3,15 \cdot 1,006 \cdot 683168,51 = 3883129,8 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні витрати коштів на придбання паливних гранул із деревини

$$C_{\Pi} = 8,7 \cdot 1,006 \cdot 419778,24 = 3706851,77 \text{ (грн/рік)}.$$

Річні витрати на придбання паливних гранул ли із соломи

$$C_{\Pi} = 6,5 \cdot 1,006 \cdot 480573,7 = 3170585 \text{ (грн/рік)}.$$

Річна витрата електроенергії для роботи електрочотла

$$N_{\text{еесист}}^{\text{річ}} = Q_{\text{кот}} \cdot \tau_{\text{макс}} + Q_{\text{сер}} \cdot \tau_{\text{сер}} + Q_{\text{між}} \cdot \tau_{\text{між}}, \quad (1.4)$$

$$N_{\text{еесист}}^{\text{річ}} = (628,4 \cdot 27 + 327,9 \cdot 4581 + 30,4 \cdot 4152) / 0,95 = 1731892,11 \text{ (кВт·год)},$$

$$C_{\text{еесист}}^{\text{сист}} = N_{\text{еесист}}^{\text{річ}} \cdot \text{Ц}_{\text{еесист}}, \quad (1.5)$$

$$C_{\text{еесист}}^{\text{сист}} = 1731892,11 \cdot 3,2 = 5542054,74 \text{ (грн./рік)}.$$

Річна витрата електричної енергії на функціонування котельні

$$EE^{\text{річ}} = N_{\text{ВП}}^{\text{макс}} \cdot \tau_{\text{макс}} + N_{\text{ВП}}^{\text{сер}} \cdot \tau_{\text{сер}} + N_{\text{ВП}}^{\text{міжопал}} \cdot \tau_{\text{між}}, \quad (1.6)$$

$$EE_{\text{річ}} = 10,18 \cdot 27 + 7,63 \cdot 4581 + 2,63 \cdot 4152 = 46147,65 \text{ (кВт·год/рік)}.$$

$$C_{\text{еесист}} = EE_{\text{річ}} \cdot \text{Ц}_{\text{еесист}}, \quad (1.7)$$

$$C_{\text{еесист}} = 46147,65 \cdot 3,2 = 147672,48 \text{ (грн./рік)}.$$

1.2.3 Річна витрата коштів на воду

Витоки із теплової мережі в тепловій схемі водогрійної котельні компенсуються сирою водою, яку постачають переважно із міського водогону.

Витрати коштів на доставку води [4]

$$C_B = G_{\text{річ}} \cdot \text{Ц}_B, \quad (1.8)$$

$$C_B = 579,3 \cdot 24,17 = 14002,3 \text{ (грн./рік)}.$$

1.2.4 Амортизаційні відрахування

Амортизаційні відрахування відшкодовують затрати на зношені частини основних фондів, встановлюються як частка від загальних капталовкладень [5]

$$C_a = k_a \cdot K, \quad (1.9)$$

- для системи з теплогенераторами на природному газі

$$C_a = 0,07 \cdot 1112893,6 = 83467 \text{ (грн/рік)};$$

- для системи з теплогенераторами на трісці деревини

$$C_a = 0,07 \cdot 2291785,6 = 171883,92 \text{ (грн/рік)};$$

- для системи з теплогенераторами на бурому вугіллі

$$C_a = 0,07 \cdot 1450946 = 108821 \text{ (грн/рік)};$$

- для системи з теплогенераторами на паливних гранулах з деревини

$$C_a=0,07 \cdot 2291785,6 = 171883,92 \text{ (грн/рік);}$$

- для котла на паливних гранулах з соломи

$$C_a=0,07 \cdot 2291785,6 = 171883,92 \text{ (грн/рік);}$$

- для системи з електрокотлом

$$C_a=0,07 \cdot 761230,6 = 57092,3 \text{ (грн/рік).}$$

1.2.5 Витрати коштів на поточний ремонт

Затрати коштів на поточний ремонт визначають як 20% від амортизаційних відрахувань [6]

$$C_{\text{пр}}=0,2 \cdot C_a, \quad (1.10)$$

- для системи з теплогенераторами на природному газі

$$C_{\text{пр}}=0,2 \cdot 834067 = 16693,4 \text{ (грн/рік);}$$

- для системи з теплогенераторами на трісці деревини

$$C_{\text{пр}}=0,2 \cdot 171833,92 = 34376,78 \text{ (грн/рік);}$$

- для системи з теплогенераторами на бурому вугіллі

$$C_{\text{пр}}=0,2 \cdot 108821 = 21764,2 \text{ (грн/рік);}$$

- для системи з теплогенераторами на паливних гранулах з деревини

$$C_{\text{пр}}=0,2 \cdot 171833,92 = 34376,78 \text{ (грн/рік);}$$

- для системи з теплогенераторами на паливних гранулах із соломи

$$C_{\text{пр}}=0,2 \cdot 171833,92 = 34376,78 \text{ (грн/рік);}$$

- для системи з електрокотлами

$$C_{\text{пр}}=0,2 \cdot 57092,3 = 11418,46 \text{ (грн/рік).}$$

1.2.6 Витрати коштів на заробітну плату

Фонд заробітної плати обслуговуючого персоналу котельні включає пряму заробітну плату у розмірі $\Phi = 10200$ грн та всі доплати до неї.

Законодавством встановлені норми відрахувань із заробітної плати у розмірі: 33,2% - до пенсійного фонду ; 2,9% – до фонду соціального страхування у зв'язку із тимчасовою втратою працездатності; 1,6% – до фонду соціального страхування на випадок безробіття ; 2,42% – до фонду соціального страхування внаслідок нещасного випадку.

Загальна кількість працівників на котельні із міркувань зручності експлуатації приймемо $Z = 4$.

Річні витрати коштів на оплату праці робітників котельні [5, 6]

$$C_{\text{зп}}= Z \cdot \Phi \cdot 12 \cdot (1+0,332+0,029+0,016+0,0242) , \quad (1.11)$$

$$C_{зп} = 4 \cdot 10200 \cdot 12 \cdot (1 + 0,332 + 0,029 + 0,016 + 0,0242) = 686027,52 \text{ (грн/рік)}.$$

Інші витрати

$$C_{ін} = 0,06 \cdot (C_a + C_{зп} + C_{пр} + C_{сє} + C_v + C_{пал}), \quad (1.12)$$

- для системи з теплогенераторами на природному газі

$$C_{ін} = 0,06 \cdot (83476 + 686027,5 + 16693,4 + 147672,48 + 14002,3 + 7078414,62) = 481576,64 \text{ (грн./рік)};$$

- для системи з теплогенераторами на трісці деревини

$$C_{ін} = 0,06 \cdot (171833,92 + 686027,5 + 34376,78 + 147672,48 + 14002,3 + 3883129,8) = 296225,57 \text{ (грн./рік)};$$

- для системи з теплогенераторами на бурому вугіллі

$$C_{ін} = 0,06 \cdot (108821 + 686027,5 + 21764,2 + 147672,48 + 14002,3 + 3127448) = 246344 \text{ (грн./рік)};$$

- для системи з теплогенераторами на паливних гранулах з деревини

$$C_{ін} = 0,06 \cdot (171833,92 + 686027,5 + 34376,78 + 147672,48 + 14002,3 + 3706851,77) = 285648,89 \text{ (грн./рік)};$$

- для системи з теплогенераторами на паливних гранулах із соломи

$$C_{ін} = 0,06 \cdot (171833,92 + 686027,5 + 34376,78 + 147672,48 + 14002,3 + 3170585) = 253472,9 \text{ (грн./рік)};$$

- для системи з електрокотлами

$$C_{\text{ін}} = 0,06 \cdot (57092,3 + 686027,5 + 14622,27 + 147672,48 + 14002,3 + 5542054,74) \\ = 387496,07 \text{ (грн./рік).}$$

1.2.7 Річні витрати коштів на експлуатацію обладнання котельні

Загальні річні витрати коштів на експлуатацію обладнання котельні [5, 6]

$$C_{\text{річ}} = C_a + C_{\text{зп}} + C_{\text{пр}} + C_{\text{еє}}^c + C_v + C_{\text{ін}} + C_{\text{п}}, \quad (1.13)$$

- для системи з теплогенераторами на природному газі

$$C_{\text{річ}} = 83476 + 686027,5 + 16693,4 + 147672,48 + 14002,3 + 7078414,62 + \\ + 481576,64 = 8507854 \text{ (грн./рік);}$$

- для системи з теплогенераторами на трісці деревини

$$C_{\text{річ}} = 171833,92 + 686027,5 + 34376,78 + 147672,48 + 14002,3 + 3883129,8 + \\ + 296225,57 = 5233318,4 \text{ (грн./рік);}$$

- для системи з теплогенераторами на бурому вугіллі

$$C_{\text{річ}} = 108821 + 686027,5 + 21764,2 + 147672,48 + 14002,3 + 3127448 + \\ + 246344 = 4352079 \text{ (грн./рік);}$$

- для системи з теплогенераторами на паливних гранулах з деревини

$$C_{\text{річ}} = 171833,92 + 686027,5 + 34376,78 + 147672,48 + 14002,3 + 3706851,77 +$$

$$+285648,89= 5046463,67 \text{ (грн./рік);}$$

- для системи з теплогенераторами на паливних гранулах із соломи

$$C_{\text{річ}} = 171833,92 + 686027,5 + 34376,78 + 147672,48 + 14002,3 + 3170585 + \\ + 253472,9 = 4478021 \text{ (грн./рік);}$$

- для системи з електрокотлами

$$C_{\text{річ}} = 57092,3 + 686027,5 + 14622,27 + 147672,48 + 14002,3 + 5542054,74 + \\ + 387496,07 = 6845763,87 \text{ (грн./рік).}$$

1.2.8 Собівартість виробництва теплоти на водогрійній котельні

У подальших розрахунках теплової схеми водогрійної котельні її річне виробництво теплоти складе $Q_{\text{річ}} = 5923,07 \cdot 10^3$ ГДж.

Собівартість теплової енергії на котельні [5, 6]

$$СВ_{\text{тепл}} = C_{\text{річ}} / Q_{\text{річ}} , \quad (1.14)$$

- для системи з теплогенераторами на природному газі

$$СВ_{\text{тепл}} = 8507854 / (5923,07 \cdot 10^3) = 1436,4 \text{ (грн./ГДж);}$$

- для системи з теплогенераторами на трісці деревини

$$СВ_{\text{тепл}} = 5233318,4 / (5923,07 \cdot 10^3) = 883,55 \text{ (грн./ГДж);}$$

- для системи з теплогенераторами на бурому вугіллі

$$СВ_{\text{тепл}}=4352079/(5923,07 \cdot 10^3) =734,77 \text{ (грн./ГДж)};$$

- для системи з теплогенераторами на паливних гранулах з деревини

$$СВ_{\text{тепл}}=5046463,67 / (5923,07 \cdot 10^3) =852 \text{ (грн./ГДж)};$$

- для системи з теплогенераторами на паливних гранулах із соломи

$$СВ_{\text{тепл}}=4478021/(5923,07 \cdot 10^3) =756 \text{ (грн./ГДж)};$$

- для системи з електрокотлами

$$СВ_{\text{тепл}}=6845763,87/(5923,07 \cdot 10^3) =1155,78 \text{ (грн./кДж)}.$$

1.3 Вибір оптимального варіанту джерела теплоти

Аналізуючи результати наведених вище розрахунків можна зробити наступні

ВИСНОВКИ:

- найнижчі капіталовкладення в основне та допоміжне теплотехнічне обладнання котельні має котельня з електрокотлами;
- найнижчі за трати на експлуатацію обладнання котельні має варіант – теплогенератор на бурому вугіллі;
- найвищу собівартість відпущеної споживачам теплоти має варіант - котел на природному газі, а найнижчу – котел на бурому вугіллі.

Приймаючи до уваги вище сказане найбільш оптимальним джерелом теплоти для котельні потужністю 750 кВт є буре вугілля. Але, якщо врахувати екологічні

показники та економічні одночасно, то найбільш доцільним варіантом і перелічених вище є варіант котельні на паливних гранулах з деревини (деревних пелетах).

Враховуючи те, що під час спалювання паливних гранул з деревини у значних кількостях утворюється зола, необхідно вжити заходів із зменшення вмісту золи у відхідних газах після теплогенератора.

1.4 Висновки до розділу 1

В даному розділі проаналізовані варіанти можливих видів палива для котельні та проведено розрахунки техніко-економічних показників водогрійної котельні потужністю 750 кВт.

Розглянуті варіанти будівництва водогрійної котельні з теплогенераторами на природному газі, паливних гранулах із соломи та деревини, бурому вугіллі, трісці деревини та електрокотельні.

В результаті аналізу розрахованих показників виявлено, що найменшу собівартість теплоти має варіант теплопостачання від твердопаливної котельні на бурому вугіллі 734,77 грн./ГДж.

Електрокотельню вважаємо економічно недоцільною, що пов'язано із високою вартістю електроенергії. Собівартість відпущеної споживачам теплоти для такого варіанту склала 1155,78 грн./ГДж.

Собівартість теплоти від котельні, що працює на трісці деревини складає 883,55 грн./ГДж.

Котельня на природному газі має ряд переваг у експлуатації у порівнянні з іншими варіантами, але через високу вартість палива є нерентабельною. Собівартість теплоти 1436,4 грн./ГДж.

Котельня на паливних гранулах із деревини з автоматизованим подаванням палива вимагає вагомих капітальних витрат, що підвищує її собівартість 852 грн./ГДж. Але з врахуванням ще і екологічних показників, цей варіант прийнято до реалізації.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ ГАРЯЧОЇ ВОДИ ДЛЯ АДМІНІСТРАТИВНОЇ БУДІВЛІ

2.1 Розробка математичної моделі тепломасообмінних та гідродинамічних процесів у ємнісному теплообміннику

Програма для реалізації дослідження була створена в середовищі Excel та призначена для виконання теплового, гідравлічного та конструктивного розрахунків ємнісного теплообмінника. Об'єктом моделювання був взятий ємнісний теплообмінник. Грійне та нагріване середовище – вода.

Для реалізації розрахунків необхідно ввести відповідні початкові дані у позначених клітинках. Далі програма виконає відповідні розрахунки, а отримані результати моделювання можна записати або скопіювати у інші прикладні програми. За результатами варіантних обчислень проводять аналіз та за необхідності виконують графічну інтерпретацію результатів.

Дана модель є нелінійною, статичною у часі, функціональною, дискретною відносно змін параметрів [7]. За допомогою створеної програми можна виконувати оптимізацію. Розв'язується задача за алгоритмом. Дана модель містить 30 лінійних рівнянь. Кінцевим результатом програму є: режим течії теплоносія, його температури, швидкість протікання теплоносія в трубках, довжину змійовика, гідравлічні втрати під час течії теплоносія у змійовику, затрату електроенергію на транспортування теплоносія.

Початковими даними є:

- витрата холодного теплоносія, кг/с;
- холодний теплоносій – вода для потреб гарячого водопостачання (ГВ);
- температура холодного теплоносія на вході в теплообмінник, °С;
- температура холодного теплоносія на виході з теплообмінника, °С;
- гарячий теплоносій – мережна вода від твердопаливних теплогенераторів (МВ);
- температури МВ на вході у теплообмінник, °С ;
- температури МВ на виході з теплообмінника, °С;

- швидкість МВ в першому наближенні, м/с;
- діаметр теплообмінної трубки, мм;
- діаметр вигину змійовика, м;
- коефіцієнт теплопровідності металу змійовика, Вт/(м·К));
- критеріальні рівняння теплообміну для вільної конвекції у великому об'ємі в міжтрубному просторі теплообмінника;
- критеріальні рівняння теплообміну для вимушеної конвекції в трубному просторі змійовикового теплообмінника;
- ККД насосів для транспортування теплоносія;
- критеріальні рівняння гідродинамічного опору;
- ціни металу та електроенергії на підприємстві.

Розрахунковими величинами є:

- потужність ємнісного теплообмінника, кВт;
- середні температури МВ і ГВ, °С;
- теплофізичні характеристики МВ і ГВ;
- критерії Re потоку гарячого теплоносія;
- критерії Nu потоків МВ і ГВ;
- коефіцієнти тепловіддачі для МВ і ГВ, Вт/(м²·К);
- коефіцієнт теплопередачі змійовикового теплообмінника, Вт/(м²·К);
- площа поверхні нагріву змійовика, м²;
- загальна довжина грійної труби змійовика;
- кількість витків змійовикового теплообмінника;
- уточнена швидкість МВ, м/с
- гідродинамічні опори теплообмінника з боку МВ, Па;
- затрати електроенергії на прокачування теплоносія у теплообміннику, кВт·год;
- економічні витрати на метал та електроенергію.

При створенні моделі прийняті такі спрощення та допущення:

- в теплообміннику встановлюються стаціонарні температурні поля, температури теплоносіїв не змінні з часом;

- теплофізичні властивості МВ і ГВ визначаються за апроксимованими залежностями, що отримані з таблиць із похибкою до 1%;
- розподіл швидкостей МВ в перерізі труби приймаємо рівномірний;
- температурне розширення елементів теплообмінника не враховуємо.

Дана математична модель реалізована в середовищі Excel.

Розроблена програма в середовищі Microsoft Excel дає можливість співставляти розрахунки в табличній формі за різних початкових даних, що дозволяє швидко виконати аналіз розрахункових характеристик теплообмінника за зміни основних величин, співставити результати, побудувати графіки залежностей та зробити відповідні висновки про роботу системи підготовки гарячої води. Також можливо визначити оптимальні значення параметрів.

Математичний опис моделі тепломасообмінних та гідродинамічних процесів у ємкісному теплообміннику

Середня температура МВ, °С

$$\bar{t}_1 = 0,5 \cdot (t'_1 + t''_1). \quad (2.1)$$

Масова витрата МВ, кг/с

$$G_1 = \frac{Q + Q_{\text{втр}}}{C_{\text{рв1}} \cdot (t'_1 - t''_1)}. \quad (2.2)$$

Середня температура ГВ, °С

$$\bar{t}_2 = 0,5 \cdot (t'_2 + t''_2). \quad (2.3)$$

Більша різниця температур між МВ і ГВ, °С [8]

$$\Delta t_6 = t''_1 - t'_2. \quad (2.4)$$

Менша різниця температур між МВ і ГВ, °С

$$\Delta t_m = t'_1 - t''_2. \quad (2.5)$$

Середньологарифмічний температурний напір, °C [8]

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / (\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)). \quad (2.6)$$

Об'ємна витрата МВ, м³/с

$$V_1 = G_1 / \rho_1. \quad (2.7)$$

Площа поперечного перерізу труби для проходження МВ, м²

$$f_{тр} = 0,785 \cdot d_{вн}^2. \quad (2.8)$$

Швидкість МВ у теплообміннику змійовикового типу, м/с

$$w_1 = V_1 / f_{тр}. \quad (2.9)$$

Критерій Рейнольдса для МВ [8]

$$Re_1 = w_1 \cdot d_{вн} / \nu_1. \quad (2.10)$$

Поправковий коефіцієнт до критеріального рівняння теплообміну [8]

$$\varepsilon_{зм} = 1 + \frac{1,77 \cdot d_{вн}}{R}. \quad (2.11)$$

Критерій Нусельта для МВ [9]

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}_1^{0,8} \cdot \text{Pr}_1^{0,43} \cdot (\text{Pr}_1 / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} \cdot \varepsilon_{\text{зм}}. \quad (2.12)$$

Коефіцієнт тепловіддачі від МВ до стінки труби, Вт/ (м²·К) [9]

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \cdot \lambda_1 / d_{\text{вн}}. \quad (2.13)$$

Критерій Грасгофа для міжтрубного простору [10]

$$\text{Gr}_2 = \frac{g \cdot \Delta t \cdot d_{\text{зн}} \cdot \beta}{\nu_2^2}. \quad (2.14)$$

Критерій Релея для міжтрубного простору

$$\text{Ra}_2 = \text{Gr}_2 \cdot \text{Pr}_2. \quad (2.15)$$

Критерій Нусельта для міжтрубного простору [9]

$$\text{Nu}_2 = 0,5 \cdot \text{Ra}_2^{0,25} \cdot (\text{Pr}_2 / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}. \quad (2.16)$$

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

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{зн}}}. \quad (2.17)$$

Коефіцієнт теплопередачі ємнісного теплообмінника, Вт/ (м²·К) [10]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.18)$$

Питомий тепловий потік, Вт/м² [8]

$$q = k \cdot \Delta t_{cp}. \quad (2.19)$$

Температура стінки труби з боку МВ, °С

$$t_{cr} = \bar{t}_1 - q/\alpha_1. \quad (2.20)$$

Площа поверхні нагріву змійовика, м² [10]

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (2.21)$$

Довжина змійовика, м

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d}. \quad (2.22)$$

Довжина кола змійовика, м

$$L = \pi \cdot D. \quad (2.23)$$

Кількість витків в змійовику

$$n_b = \frac{l}{L}. \quad (2.24)$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя для МВ [11]

$$\lambda_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_e}{d} \right)^{0,25}. \quad (2.25)$$

Сума коефіцієнтів місцевих опорів

$$\sum \xi = \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} + n \cdot \xi_{\text{зм}}. \quad (2.26)$$

Втрати напору на тертя за формулою Дарсі-Вейсбаха, Па [11]

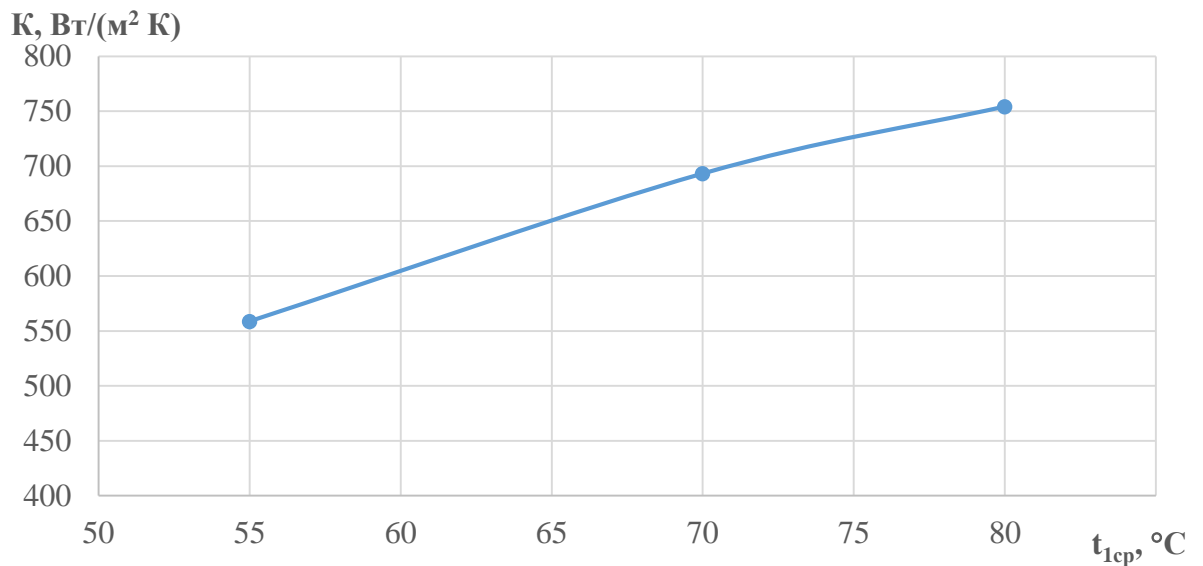
$$\Delta P = \left(\lambda_T \cdot \frac{1}{d_{\text{ек}}} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2}. \quad (2.27)$$

Затрати електроенергії на прокачування теплоносія у теплообміннику,
кВт·год

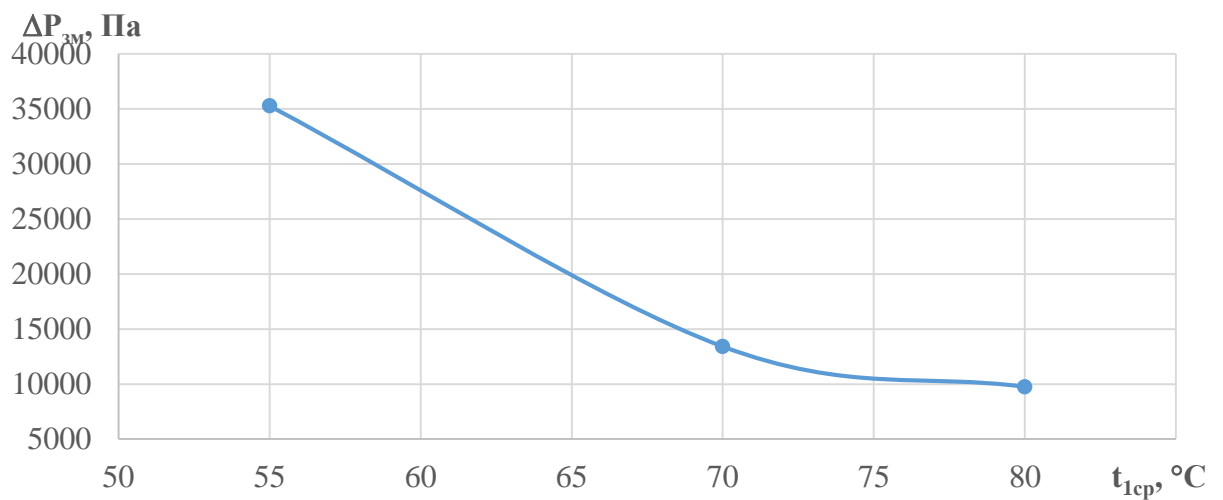
$$N_{\text{еє}} = \Delta P \cdot V_1 / (\eta_H \cdot 10^3). \quad (2.28)$$

2.2 Дослідження роботи ємкісного теплообмінника у різних температурних та швидкісних режимах грійного теплоносія

Для визначення оптимального режиму роботи ємкісного теплообмінника за допомогою розробленої математичної моделі проведено дослідження впливу температурних параметрів грійного теплоносія (рис. 4.1) та швидкісного режиму (рис. 4.2) на коефіцієнт теплопередачі та гідравлічний опір теплообмінника.



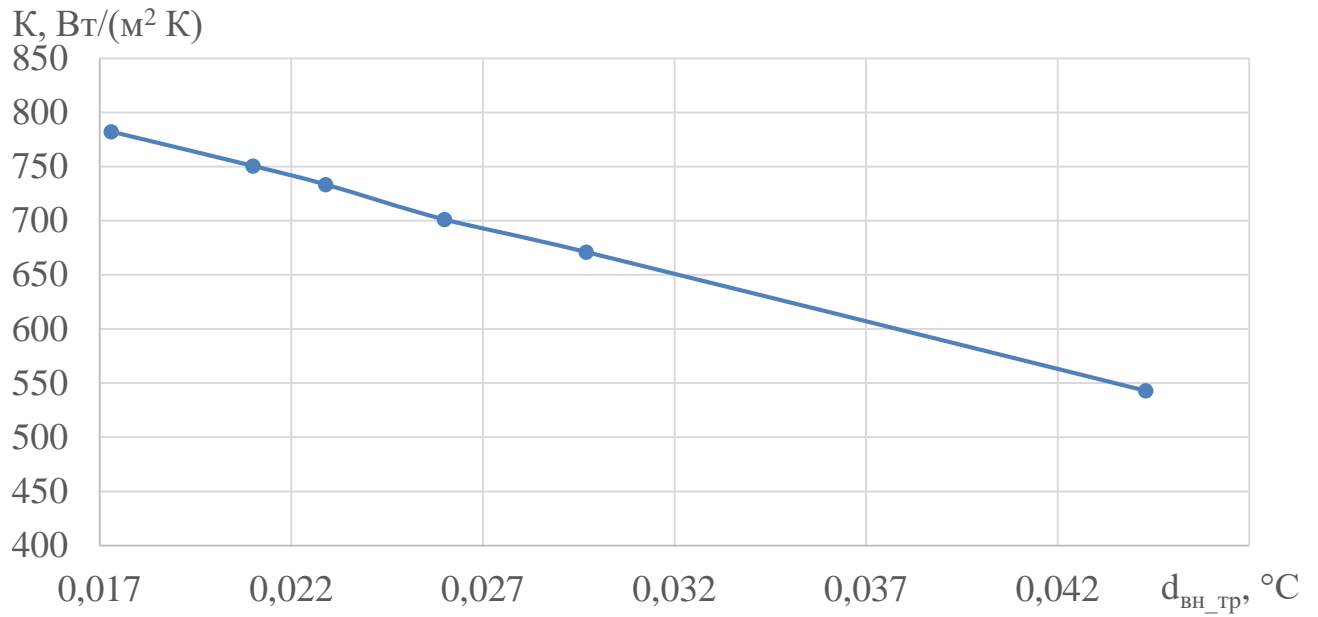
а)



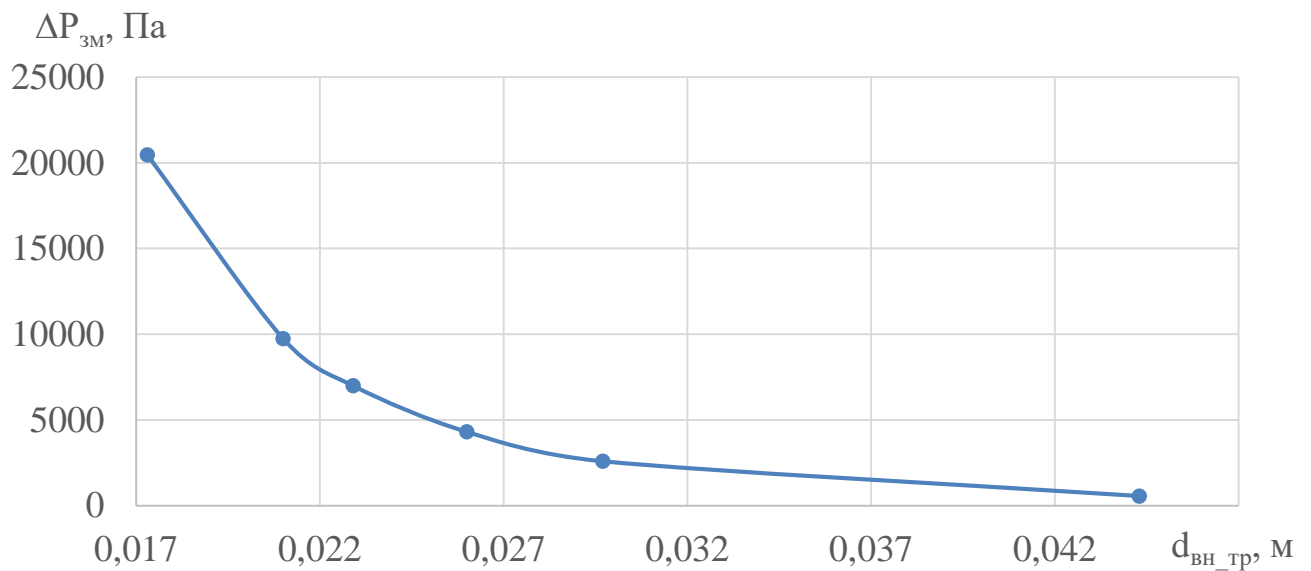
б)

Рисунок 4.1 – вплив середньої температури грійного теплоносія t_{1cp} на коефіцієнт теплопередачі теплообмінника K та його гідравлічний опір $\Delta P_{зм}$

Додатково проведено оцінку впливу швидкості грійного теплоносія в трубці зміщовика на капітальні затрати на влаштування теплообмінної поверхні та експлуатаційні витрати протягом терміну роботи у 10 років. Результати наведені на рис. 4.3.



а)



б)

Рисунок 4.2 – Вплив діаметра теплообмінної трубки $d_{\text{вн_тр}}$ на коефіцієнт теплопередачі теплообмінника K та його гідравлічний опір $\Delta P_{\text{зм}}$

Аналізуючи отримані результати встановлено, що збільшення середньої температури грійного теплоносія з 55 до 80 $^\circ\text{C}$ призводить до збільшення коефіцієнта теплопередачі на 35 % і до зменшення гідравлічного опору на 72 %.

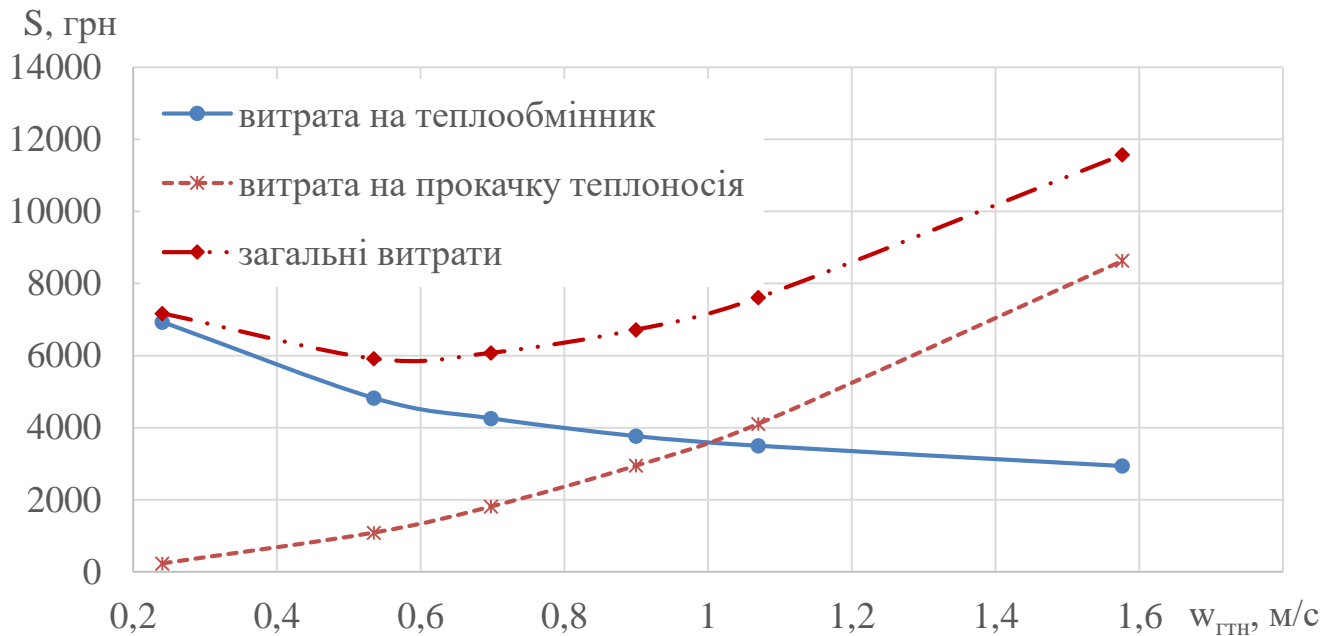


Рисунок 4.4 – Вплив швидкості грійного теплоносія $w_{ггн}$ на капітальні затрати на теплообмінну поверхню, експлуатаційні витрати протягом 10 років та загальні витрати

Зростання швидкості грійного теплоносія за сталого температурного режиму призводить до зменшення діаметра трубки теплообмінника, що в свою чергу призводить до зростання коефіцієнта теплопередачі на 7,7% і зростання гідравлічного опору у 3,1 рази.

Із рис. 4.3 видно, що економічно доцільним є варіант швидкості теплоносія 0,53 м/с, що відповідає діаметру теплообмінної трубки $33,7 \times 2$ мм.

2.3 Висновки до розділу 2

У даному розділі розроблено математичну модель тепломасообмінних та гідродинамічних процесів у ємнісному теплообміннику для підігріву води на потреби гарячого водопостачання, що враховує температурні параметри гарячого та холодного теплоносіїв, геометричні характеристики грійного змійовика.

За допомогою розробленої математичної моделі досліджено зміну коефіцієнта теплопередачі та гідравлічного опору ємкісного теплообмінника у змінних температурних та швидкісних режимах грійного теплоносія. Встановлено, що найвищого коефіцієнта тепловіддачі і найменшого гідравлічного опору можна досягти за найвищих температурних параметрів $t_{1cp} = 80$ °С. Найвищий коефіцієнт теплопередачі досягається також і при найбільшій швидкості грійного теплоносія, але при цьому втрати тиску у змійовику також найвищі. Оптимальна швидкість грійного теплоносія у трубках змійовика складає 0,53 м/с.

3 РОЗРОБКА ЕЛЕМЕНТІВ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТВЕРДОПАЛИВНОЇ ВОДОГРІЙНОЇ КОТЕЛЬНОЇ

3.1 Аналіз теплової схеми котельні

Теплопостачання адміністративних будівель, в даному випадку адміністративна будівля у м. Бердичів, забезпечується переважно водогрійними котельнями, які проектуються виходячи з кількості теплоти, що відпускається на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання. Нагрівання мережної води здійснюється безпосередньо у водогрійних теплогенераторах.

Пропонується замкнена схема водогрійної опалювальної котельні, що працює на паливних гранулах з деревини, з автоматичним подаванням палива. Котельня призначена для теплопостачання систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання адміністративної будівлі у м. Бердичів. В котельні встановлені три сталевих водогрійних котла на деревинних гранулах потужністю по 250 кВт, які працюють з механізованим подаванням паливних гранул.

Котельня забезпечує відпуск води з температурою 90°C для потреб системи опалення і вентиляції в максимальному опалювальному режимі та з температурою 55°C для гарячого водопостачання адміністративної будівлі. Котловий насос забирає зворотну мережну воду з розподільної гребінки і подає на нагрівання в теплогенератор. Нагріта вода з верхньої частини теплогенератора по подавальному трубопроводу надходить в розподільну гребінку, звідки у системи опалення, вентиляції та підготовки гарячого водопостачання.

Кожен теплогенератор для зменшення можливості низькотемпературної корозії обладнаний лініями рециркуляції з триходовими клапанами. Температуру води на вході в теплогенератор необхідно підтримувати вище величини, вказаної в паспорті теплогенератора, тобто не менше 60 °C. Задана температура підтримується за рахунок рециркуляції мережної води із прямого в зворотний трубопровід [12].

Для знеповітряння системи на трубопроводах у верхніх крапках встановлюються повітровипускні вентилялі.

Комплектація теплогенератора включає манометр, термометр та запобіжний клапан та зливний трубопровід від запобіжного клапана, який виведений окремою лінією.

Для запобігання протитоку теплоносія на лініях передбачено встановлення зворотних клапанів. Для зливання теплоносія із теплогенераторів передбачений дренажний трубопровід.

Водопостачання котельні здійснюється з центрального водогону. Гаряче водопостачання здійснюється за незалежною схемою. Вода на гаряче водопостачання безпосередньо із водогону нагрівається від котлової води в рекуперативному ємнісному теплообміннику [13].

3.2 Розрахунок теплової схеми для максимального опалювального режиму

Згідно завдання пікова розрахункова потужність системи опалення $Q_{оп} = 440$ кВт, системи вентиляції $Q_{вент} = 120$ кВт, пікова потужність системи гарячого водопостачання $Q_{гвп} = 30$ кВт, система закрита, графік мережної води 90/70°C, температура сирієї води 5°C, температура води на гаряче водопостачання 55°C. Температура зовнішнього повітря для м. Бердичів -22°C.

Втрати теплоти води в трубопроводах подавання теплоти в систему опалення та вентиляції по 0,5 °C.

Витрата мережної води від теплогенераторів на систему опалення [12]

$$G_{ТМ}^{оп} = \frac{Q_{оп}}{C_p(t_{п} - t_{зв})}, \quad (3.1)$$

$$G_{ТМ}^{оп} = \frac{440}{4,2(89,5 - 70,5)} = 5,51 \text{ (кг/с)}.$$

Витрата мережної води від теплогенераторів на систему вентиляції [12]

$$G_{\text{ТМ}}^{\text{ВЕНТ}} = \frac{Q_{\text{ВЕНТ}}}{C_p(t_{\text{П}} - t_{\text{ЗВ}})}, \quad (3.2)$$

$$G_{\text{ТМ}}^{\text{ВЕНТ}} = \frac{120}{4,2(89,5 - 70,5)} = 1,50 \text{ (кг/с)}.$$

Витрата мережної води на ємнісний теплообмінник системи гарячого водопостачання [12]

$$G_{\text{ТМ}}^{\text{ГВП}} = \frac{Q_{\text{ГВП}}}{C_p(t_{\text{П}} - t_{\text{ЗВ}})}, \quad (3.3)$$

$$G_{\text{ТМ}}^{\text{ГВП}} = \frac{30}{4,2(90 - 70)} = 0,357 \text{ (кг/с)}.$$

Загальна масова витрата мережної води на потреби теплопостачання

$$G_{\text{ТМ}} = G_{\text{оп}} + G_{\text{ТМ}}^{\text{ВЕНТ}} + G_{\text{ТМ}}^{\text{ГВП}}, \quad (3.4)$$

$$G_{\text{ТМ}} = 5,51 + 1,50 + 0,357 = 7,37 \text{ (кг/с)}.$$

Витрата води в лінії перепустки системи опалення [12]

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{оп}} - G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}}, \quad (3.5)$$

$$G_{\text{пер}} = 5,51 - 5,51 = 0 \text{ (кг/с)}.$$

Витрата води в системі опалення

$$G_{оп} = G_{ТМ}^{оп} + G_{пер}, \quad (3.6)$$

$$G_{оп} = 5,51 + 0 = 5,51 \text{ (кг/с)}.$$

Масова витрата води на підживлення мережі для компенсуввання втрат, що складають $\alpha_{втр} = 0,005$

$$G_{підж} = (G_{оп} + G_{ГВП}^{ТМ} + G_{ВЕНТ}^{ТМ}) \cdot \alpha_{втр}, \quad (3.7)$$

$$G_{підж} = (5,51 + 1,5 + 0,357) \cdot 0,005 = 0,0369 \text{ (кг/с)}.$$

Температура теплоносія в розподільній гребінці зворотної води [12]

$$t_{зв.гр.} = \frac{G_{оп}^{ТМ} (1 - \alpha_{втр}) \cdot t_{зв.оп} + G_{ВЕНТ}^{ТМ} (1 - \alpha_{втр}) \cdot t_{зв.ВЕНТ} + G_{ГВП}^{ТМ} \cdot t_{зв.ГВП} + G_{підж} \cdot t_{св}}{G_{ТМ}}, \quad (3.8)$$

$$t_{зв.гр.} = \frac{5,51(1 - 0,005) \cdot 70 + 1,5(1 - 0,005) \cdot 70 + 0,357 \cdot 70 + 0,0369 \cdot 5}{7,37} = 69,7 \text{ (}^{\circ}\text{C)}.$$

Масова витрата води в лінії рециркуляції [12]

$$G_{рец} = G_{ТМ} \frac{t'_{кот} - t_{зв.гр.}}{t''_{кот} - t'_{кот}}, \quad (3.9)$$

$$G_{рец} = 7,37 \frac{60 - 69,7}{90 - 70} \text{ приймаємо, що } G_{рец} = 0 \text{ (кг/с)}.$$

Витрата води через теплогенератори

$$G_{к} = G_{рец} + G_{ТМ}, \quad (3.10)$$

$$G_k = 7,37 + 0 = 7,37 \text{ (кг/с)}.$$

Потужність котельні у максимальному режимі

$$Q_k = G_k \cdot C_p \cdot (t''_{\text{кот}} - t_{\text{зв.гр.}}), \quad (3.11)$$

$$Q_{\text{кот}} = 7,37 \cdot 4,2 \cdot (90 - 69,7) = 628,4 \text{ (кВт)}.$$

Розрахункова витрата палива на твердопаливній котельні у максимальному режимі [13]

$$B_p = \frac{Q_{\text{кот}}}{Q_H^p \cdot \eta_{\text{кот}}}, \quad (3.12)$$

де Q_H^p – наявна теплота палива, яка для паливних гранул складає 15,51 МДж/кг;

$\eta_{\text{кот}}$ – ККД котла, який дорівнює 92%.

$$B_p = \frac{628,4}{15,51 \cdot 0,92} = 0,0440 \text{ (кг/с)} = 158,5 \text{ (кг/год)}.$$

Витрата умовного палива на котельні

$$B_y = \frac{Q_{\text{кот}}}{Q_{\text{ну}}^p \cdot \eta_{\text{кот}}}, \quad (3.13)$$

$$B_y = \frac{628,4}{29,3 \cdot 0,92} = 0,0233 \text{ (кг/с)} = 83,92 \text{ (кг/год)} [12].$$

Коефіцієнт корисної дії твердипаливної котельні

$$\eta_{\text{кот}} = \frac{\Sigma Q_{\text{сп}}}{B_y \cdot Q_{\text{Hy}}^p}, \quad (3.14)$$

$$\eta = \frac{440 + 120 + 30}{0,0233 \cdot 29,3} = 0,864.$$

3.3 Розрахунок теплової схеми середньо-опалювального та міжопалювального режимів

Оскільки протягом опалювального сезону температура навколишнього середовища змінюється, то і теплота необхідна для систем опалення та вентиляції також змінюється. Підвищення температури зовнішнього повітря м. Бердичів викликає зменшення витрати теплоти, похолодання – збільшення. Для забезпечення необхідних параметрів мікроклімату використовують методи регулювання: якісні, кількісні, якісно-кількісні.

У даній тепловій схемі використано центральне якісне регулювання – тобто регулювання подачі теплоти на котельні, при цьому подача теплоти регулюється зміною температури теплоносія за сталої витрати [14].

За кліматичними даними для міста Бердичів: середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період $t_3 = -0,2$ °C, розрахункова температура навколишнього повітря для опалення $t_{3,0} = -22$ °C, а для вентиляції $t_{3,\text{вент}} = -10$ °C. Розрахунковий температурний графік мережної води в максимальному режимі 90/70 °C. Прийнята розрахункова внутрішня температура в приміщеннях адміністративної будівлі $t_{в,р} = 20$ °C [14].

Відносне теплове навантаження для опалення при t_3 [14]

$$\frac{Q'_o}{Q_o} = \frac{t_{в.п} - t_3}{t_{в.п} - t_{3.о}}, \quad (3.15)$$

$$\frac{Q'_o}{Q_o} = \frac{20 - (-0,2)}{20 - (-22)} = 0,48, \quad \frac{Q'_{вент}}{Q_{вент}} = \frac{20 - (-0,2)}{20 - (-10)} = 0,673.$$

Температурний напір опалювального приладу в режимі 90/70°C [15]

$$\Delta t_o = \frac{t'' + t'}{2} - t_{в.п}, \quad (3.16)$$

$$\Delta t_o = \frac{90 + 70}{2} - 20 = 60 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Перепад температур мережної води для режиму 90/70°C [15]

$$\Delta \tau_o = t'' - t', \quad (3.17)$$

$$\Delta \tau_o = 90 - 70 = 20 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Перепад температур води в опалювальній системі для режиму 90/70°C [15]

$$\Theta_o = \Delta \tau_o = 20 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Температура в подавальному трубопроводі при t_3 [15]

$$\tau_1 = t_{в.п} + \Delta t_o \cdot \left(\frac{Q'_o}{Q_o} \right)_{оп}^{0,8} + (\Delta \tau_o - 0,5 \cdot \Theta_o) \cdot \left(\frac{Q'_o}{Q_o} \right), \quad (3.18)$$

$$\tau_1 = 20 + 60 \cdot 0,48^{0,8} + (20 - 0,5 \cdot 20) \cdot 0,48 = 58,2 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Температура в зворотному трубопроводі при t_3 [15]

$$\tau_2 = t_{в,п} + \Delta t_o \cdot \left(\frac{Q'_o}{Q_o} \right)_{оп}^{0,8} - 0,5 \cdot \Theta_o \cdot \left(\frac{Q'_o}{Q_o} \right), \quad (3.19)$$

$$\tau_2 = 20 + 60 \cdot 0,48^{0,8} - 0,5 \cdot 20 \cdot 0,48 = 48,6 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Отже розрахунок теплової схеми в середньо-опалювальному режимі виконується при температурному графіку мережної води 60/50 $^\circ\text{C}$. Охолодження води в мережних трубопроводах системи опалення прийємо по 0,3 $^\circ\text{C}$. Температура сирії води 10 $^\circ\text{C}$. Результати розрахунку показані у табл. 3.1.

У міжопалювальному режимі котельня працює лише на потреби гарячого водопостачання. Результати розрахунку показані у табл. 3.1

Таблиця 3.1 – Розрахунок теплової схеми водогрійної котельні в максимальному, середньо-опалювальному та міжопалювальному режимах роботи

Розрахункова величина	Позначення	Розмірність	Режими котельні		
			Максимальний	Середньо-опалювальний	Міжопалювальний
1	2	3	4	5	6
Температура води в прямому трубопроводі на виході з котельні	$t_{пр}$	$^\circ\text{C}$	90	60	90
Температура води в зворотному трубопроводі на вході в котельню	$t_{зв}$	$^\circ\text{C}$	70	50	70
Температура води в прямому трубопроводі теплової мережів тепловому пункті	$t'_{пр}$	$^\circ\text{C}$	89,5	59,7	89,5
Температура води в зворотному трубопроводі теплової мережі в тепловому пункті	$t'_{зв}$	$^\circ\text{C}$	70,5	50,3	70,5

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6
Витрата мережної води через ємнісний підігрівник ГВП	$G_{\text{ГВП}}^{\text{ТМ}}$	кг/с	0,357	0,357	0,357
Витрата мережної води на систему вентиляції	$G_{\text{вент}}^{\text{ТМ}}$	кг/с	1,5	0,991	-
Витрата мережної води через опалення	$G_{\text{ТМ}}^{\text{оп}}$	кг/с	5,51	1,276	-
Витрата мережної води на потреби усіх систем теплопостачання	$G_{\text{ТМ}}$	кг/с	7,37	2,62	0,357
Витрата води для підживлення мережі	$G_{\text{ДВ}}$	кг/с	0,0369	0,0333	0,0017
Температура води перед мережним насосом	$t_{\text{МН}}$	°C	69,7	60,2	69,7
Витрата води в лінії перепустки	$G_{\text{пер}}$	кг/с	0	4,07	0
Витрата води в лінії рециркуляції	$G_{\text{рец}}$	кг/с	0	0	0
Витрата мережної води в теплогенераторі	$G_{\text{к}}$	кг/с	7,37	2,62	0,357
Розрахункова теплова потужність котельні	$Q_{\text{к}}$	кВт	628,4	327,9	30,4
Витрата умовного палива в теплогенераторах	$B_{\text{у}}$	кг/с	0,0233	0,0122	0,00122
Витрата робочого палива в теплогенераторах	$B_{\text{р}}$	кг/с	0,044	0,02298	0,0023
Коефіцієнт корисної дії котельні	η	%	86,4	90	83,9

3.4 Вибір основного та допоміжного обладнання твердопаливної водогрійної котельні

3.4.1 Вибір котлоагрегатів

Розрахункова потужність котельні для максимально-опалювального режиму складає $Q_{\text{кот}} = 628,4$ кВт.

До встановлення приймаємо три сталеві водогрійні теплогенератори на деревинних гранулах з механізованим подаванням палива MARTEN INDUSTRIAL T 250 кВт потужністю по 250 кВт [16].

3.4.2 Вибір насосів

В тепловій схемі розглянутої котельні встановлені насоси котлової води (3 шт), циркуляційні насоси системи опалення (1 шт), вентиляції (1 шт.), підігрівника гарячого водопостачання (1 шт.), циркуляційного контуру гарячого водопостачання (1 шт.).

Подача насосу котлової води

$$V_{\text{кн}} = \frac{1,1 \cdot G_{\text{к}} \cdot 3600}{\rho_{\text{к}}}, \quad (3.20)$$

де $G_{\text{к}}$ – масова витрата води через котли в максимальному режимі $G = 250 / (4,2 \cdot (90-70)) = 2,98$ кг/с;

$\rho_{\text{к}}$ – густина мережної води на вході в котели, яка дорівнює 980 кг/м³ при температурі 70°C .

$$V_{\text{кн}} = \frac{1,1 \cdot 2,98 \cdot 3600}{980} = 12,04 \text{ (м}^3\text{/год)}.$$

На котельні встановлюємо три двонасосні системи марки DPL 40/115-0,55/2, характеристики якого: подача $V=13$ м³/год, напір $H=11,5$ м, потужність електродвигуна $N_{\text{кн}} = 0,55$ кВт [17].

Подача насоса мережної води на підігрівник гарячого водопостачання

$$V_{\text{ГВП}} = \frac{1,1 \cdot G_{\text{ГМ}}^{\text{ГВП}} \cdot 3600}{\rho_{\text{МВ}}}, \quad (3.21)$$

де $G_{\text{ГМ}}^{\text{ГВП}}$ – масова витрата води на підігрівник гарячого водопостачання, кг/с;

$\rho_{\text{МВ}}$ – густина мережної води на вході в насос, яка дорівнює 970 кг/м^3 за температури 90°C .

Подача насоса грійного теплоносія для теплообмінника ГВП

$$V_{\text{ГВП}} = \frac{1,1 \cdot 0,357 \cdot 3600}{970} = 1,46 \text{ (м}^3\text{/год)}.$$

На котельні встановлюємо два насоси марки Stratos Pico 25/1-6 та UPS 25\60B, (один для подавання грійної води і другий для рециркуляційного контуру системи ГВП) характеристики якого: подача $V = 2 \text{ м}^3\text{/год}$, напір $H = 3 \text{ м}$, потужність електродвигуна $N_{\text{ГВП}} = 0,04 \text{ кВт}$ [18].

Подача циркуляційного насоса грійного теплоносія системи опалення

$$V_{\text{оп}} = \frac{1,1 \cdot 5,51 \cdot 3600}{970} = 22,5 \text{ (м}^3\text{/год)}.$$

На котельні встановлюємо циркуляційний насос системи опалення DPL 50/130-2,2/2, характеристики якого: подача $V = 24 \text{ м}^3\text{/год}$, напір $H = 17,5 \text{ м}$, потужність електродвигуна $N_{\text{оп}} = 2,2 \text{ кВт}$ [18].

Подача циркуляційного насоса грійного теплоносія системи вентиляції

$$V_{\text{вент}} = \frac{1,1 \cdot 1,5 \cdot 3600}{970} = 6,12 \text{ (м}^3\text{/год)}.$$

На котельні встановлюємо циркуляційний насос системи вентиляції DPL 32/135-0,25/4, характеристики якого: подача $V = 8 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 5,5 \text{ м}$, потужність електродвигуна $N_{\text{оп}} = 0,25 \text{ кВт}$ [18].

Розрахункова електрична потужність котельні складається із суми активних потужностей обладнання, що функціонує на котельні, а саме насосів котлової води, підживлювального насосу, циркуляційного насосу системи опалення, вентиляції, гарячого водопостачання та дуттєвих вентиляторів теплогенераторів

$$N_{\text{ВП}} = N_{\text{кн}} \cdot n_{\text{кн}} + N_{\text{ГВП}} \cdot n_{\text{ГВП}} + N_{\text{оп}} \cdot n_{\text{оп}} + N_{\text{вент}} \cdot n_{\text{вент}} + N_{\text{вент-дим}} \cdot n_{\text{вент-дим}}, \quad (3.22)$$

$$N_{\text{ВП}}^{\text{макс}} = 0,55 \cdot 3 + 0,04 \cdot 2 + 2,2 \cdot 1 + 0,25 \cdot 1 + 2 \cdot 3 = 10,18 \text{ (кВт)};$$

$$N_{\text{ВП}}^{\text{ср}} = 0,55 \cdot 2 + 0,04 \cdot 2 + 2,2 \cdot 1 + 0,25 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 7,63 \text{ (кВт)};$$

$$N_{\text{ВП}}^{\text{міжопал}} = 0,55 \cdot 1 + 0,04 \cdot 2 + 2,2 \cdot 0 + 0,25 \cdot 0 + 2 \cdot 1 = 2,63 \text{ (кВт)}.$$

3.4.3 Розрахунок та підбір мембранного розширювального бака

Для компенсування надлишкового тиску, викликаного зміною температури теплоносія в системі тепlopостачання встановлюють розширювальний бак.

Необхідний об'єм бака-розширника [12]

$$V_{\text{бака}} = \frac{V_{\text{рас}}}{f}, \quad (3.23)$$

де $V_{\text{рас}}$ – надлишковий об'єм теплоносія викликаний нагріванням води;

f – коефіцієнт заповнення розширювального бака.

Надлишковий обсяг теплоносія, викликаний зміною температури

$$V_{\text{рас}} = V_{\text{сист}} \cdot \beta, \quad (3.24)$$

де $V_{\text{сист}}$ – повний обсяг системи теплопостачання, л;

β – коефіцієнт об'ємного розширення теплоносія, який дорівнює 0,05 для водяних систем теплопостачання з максимальною температурою теплоносія до 90°C.

Обсяг системи теплопостачання включає обсяг усіх трубопроводів, радіаторів опалення, калориферів та теплогенераторів. Цей об'єм можна визначити за потужністю системи з розрахунку 14 л/кВт, тоді повний обсяг системи теплопостачання

$$V_{\text{сист}} = 628,4 \cdot 14 = 8798 \text{ (л)}.$$

Надлишковий обсяг теплоносія, викликаний зміною його температури

$$V_{\text{рас}} = 8798 \cdot 0,05 = 440 \text{ (л)}.$$

Коефіцієнт заповнення бака

$$f = \frac{P_{\text{max}} - P_{\text{газ}}}{P_{\text{max}} + 1}, \quad (3.25)$$

де P_{max} – максимальний тиск мережної в системі теплопостачання, приймаємо за тиск спрацювання запобіжного клапана, що дорівнює 1,6 МПа;

$P_{\text{газ}}$ – тиск газу над мембраною в баку.

Тиск газу над мембраною в баку

$$P_{\text{газ}} = P_{\text{г}} + 0,3, \quad (3.26)$$

де $P_{\text{г}}$ – гідростатичний тиск системи опалення;

$$P_r = 0,1 \cdot \rho \cdot h_r, \quad (3.27)$$

де ρ – густина теплоносія, для води дорівнює 1 г/см^3 ;

h_r – відстань по вертикалі від найнижчої до найвищої точки системи теплопостачання, $h_r = 18 \text{ м}$.

Гідростатичний тиск системи теплопостачання

$$P_r = 0,1 \cdot 1 \cdot 18 = 1,8 \text{ (бар)}.$$

Тиск газу над мембраною в баку

$$P_{\text{газ}} = 18 + 0,3 = 2,1 \text{ (бар)}.$$

Коефіцієнт заповнення бака-розширника

$$f = \frac{2,1 - 0,0828}{1,6 + 1} = 0,775.$$

Необхідний об'єм бака-розширника

$$V_{\text{бака}} = \frac{440}{0,775} = 567 \text{ (л)}.$$

Підбираємо 2 мембранних розширювальних баки “Zilmet CAL-PRO” об'ємом 300 л, що мають характеристики: максимальний робочий тиск 6 бар, діапазон робочих температур системи $-10 \dots +99 \text{ }^\circ\text{C}$, розміри : $D = 630 \text{ мм}$, $H = 1105 \text{ мм}$ [19].

3.4.4 Розрахунок висоти димової труби на розсіювання золи в атмосфері

Розрахункова висота димової труби для розсіювання золи [13]

$$H = \sqrt{\frac{0,001 \cdot A \cdot M \cdot F \cdot m}{C - 2C_{\phi}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{V_{\Gamma}^{д.г} \cdot \Delta t}}}, \quad (3.28)$$

де $A = 120$ – коефіцієнт стратифікації атмосфери, $C^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$;

M – маса золи, яка міститься у димових газах, що видаляються із труби, кг/с;

$F = 1$ – коефіцієнт, що враховує інтенсивність осідання забруднюючих речовин в атмосфері;

$m = 0,9$ – коефіцієнт, який враховує умови виходу із димової труби продуктів згорання;

$V_{\Gamma}^{д.г}$ – об'єм продуктів згорання, що видаляються через димову трубу, $\text{м}^3/\text{с}$;

C – концентрація забруднень біля поверхні землі, $\text{кг}/\text{м}^3$;

C_{ϕ} – фонові концентрації забруднень в атмосфері, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Маса золи, яка з димовими газами викидається в атмосферу із димової труби

$$M = 0,01 \cdot n \cdot B_p \cdot \alpha_{\text{вин}} \cdot A^p, \quad (3.29)$$

де n – кількість теплогенераторів;

B_p – витрата палива на теплогенератор, кг/с;

$\alpha_{\text{вин}}$ – частка винесення золи;

A^p – масовий вміст золи в паливі, %.

$$M = 0,01 \cdot 3 \cdot 0,0173 \cdot 0,6 \cdot 3,65 = 0,00114 \text{ (кг/с)}.$$

Об'єм продуктів згорання, що видаляються через димову трубу

$$V_{\Gamma}^{\text{д.г}} = n \cdot B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot \frac{\vartheta_{\text{д.г}} + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{h_{\text{г}}}, \quad (3.30)$$

$$V_{\Gamma}^{\text{д.г}} = 3 \cdot 0,0173 \cdot 5,405 \cdot \frac{130 + 273}{273} \cdot \frac{1,01 \cdot 10^5}{98000} = 0,427 \text{ (м}^3\text{/с)},$$

де V_{Γ} – витрата димових газів після теплогенераторів, м³/кг;

$\vartheta_{\text{д.г}}$ – температура відхідних газів, °С.

Різниця температур відхідних газів і навколишнього середовища

$$\Delta t = \vartheta_{\text{д.г}} - t_{\text{в}}, \quad (3.31)$$

де $t_{\text{в}}$ – температура зовнішнього повітря.

$$\Delta t = 130 - 24 = 106 \text{ (}^{\circ}\text{С)}.$$

$$H = \sqrt{\frac{0,001 \cdot 120 \cdot 0,00114 \cdot 1 \cdot 0,9}{0,5 \cdot 10^{-6} - 2 \cdot 0,04 \cdot 10^{-6}}} = 9,07 \text{ (м)}.$$

Діаметр димової труби із умови забезпечення прийнятої швидкості руху димових газів $\omega = 4$ м/с

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{V_{\Gamma}}{3600 \cdot \pi \cdot \omega}}, \quad (3.32)$$

де $V_{\Gamma} = 1537,2$ м³/год – витрата димових газів після теплогенератора.

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{1537,2}{3600 \cdot 3,14 \cdot 4}} = 0,369 \text{ (м)}.$$

Приймаємо діаметр димової труби для розсіювання димових газів 0,400 м.

Приймаємо висоту димової труби $H = 9,07$ м, діаметр труби $D = 400$ мм. З метою зменшення тепловтрат з поверхні труби і запобігання конденсації водяної пари та смоли в трубі до встановлення рекомендується металева теплоізольована труба [7].

3.4.5 Розрахунок діаметрів основних трубопроводів

Розрахунку діаметрів основних трубопроводів у тепловій схемі котельні виконуємо за залежністю [20]

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot w \cdot \rho}}, \quad (3.33)$$

де G – витрата теплоносія, кг/с;

w – розрахункова швидкість теплоносія, м/с;

ρ – густина теплоносія при середній температурі, кг/м³.

Результати розрахунку діаметрів трубопроводів показано в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Розрахунок та вибір діаметрів трубопроводів котельні

Назва трубопроводу	Витрата, кг/с	Швидкість, м/с	Густина, кг/м ³	Розрахунко- вий діаметр, м	Підбір діаметра
1	2	3	4	5	6
Трубопровід до одного котла	2,98	1,0	975	0,0623	89×3,5
Трубопровід до двох теплогенераторів	5,96	1,0	975	0,0882	108×4,0

Продовження табл. 3.2

1	2	3	4	5	6
Трубопровід до трьох теплогенераторів	8,94	1,0	975	0,108	133×4,5
Трубопровід системи опалення	5,51	1,0	975	0,0848	108×4,0
Трубопровід системи вентиляції	1,5	1,0	975	0,0442	57×3,0
Трубопровід грійної води до теплообмінника ГВП	0,357	1,0	975	0,02159	dy25
Трубопровід гарячої та холодної води на ГВП	0,143	1,0	980	0,0136	dy15
Трубопровід підживлення	0,0369	1,0	995	0,00687	dy15

3.5 Розрахунок ємнісного теплообмінника для потреб гарячого водопостачання

Початкові дані для розрахунку:

- теплообмінник – ємнісний;
- гарячий теплоносій – вода від теплогенератора (МВ);
- холодний теплоносій – вода на потреби гарячого водопостачання (ГВ);
- температура МВ на вході в теплообмінник – $t'_1 = 90(^{\circ}\text{C})$;
- температура МВ на виході з теплообмінника – $t''_1 = 70(^{\circ}\text{C})$;
- температура ГВ на вході – $t'_2 = 10(^{\circ}\text{C})$;
- температура ГВ на виході – $t''_2 = 60(^{\circ}\text{C})$;
- потужність теплообмінного апарату – 30 кВт;
- швидкість води у теплообмінних трубках – $w_1 = 1 \text{ м/с}$.

Математична модель теплогідродинамічних процесів у ємнісному теплообміннику наведено у розділі 2.

Середня температура МВ за (2.1)

$$\bar{t}_1 = 0,5 \cdot (90 + 70) = 80 (^{\circ}\text{C}).$$

Теплофізичні властивості МВ за середньої температури [11]:

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_1 = 0,656 \text{ Вт/(м·К)}$;
- густина $\rho_1 = 971,8 \text{ (кг/м}^3\text{)}$;
- кінематична в'язкість $\nu_1 = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}$;
- теплоємність $C_{pвв} = 4,195 \text{ (кДж/(кг·К))}$;
- критерій Прандтля $Pr_1 = 2,21$.

Масова витрата МВ у теплообміннику за (2.2)

$$G_1 = \frac{30 + 200 \cdot 10^{-3}}{4,195 \cdot (90 - 70)} = 0,36 \text{ (кг/с)}.$$

де $Q_{втр} = q_{втр} \cdot l$ – теплові втрати, які становлять 200 Вт;

l – висота баку, м.

Середня температура ГВ за (2.3)

$$\bar{t}_2 = 0,5 \cdot (10 + 60) = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Теплофізичні ГВ при середній температурі [11]:

- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_2 = 0,6265 \text{ Вт/(м·К)}$;
- густина $\rho_2 = 994 \text{ (кг/м}^3\text{)}$;
- кінематична в'язкість $\nu_2 = 0,732 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}$;
- теплоємність $C_{pв2} = 4,174 \text{ (кДж/(кг·К))}$;
- критерій Прандтля $Pr_2 = 4,865$;
- температурне розширення $\beta = 3,704 \cdot 10^{-4} \text{ К}^{-1}$.

Більша різниця температур між теплоносіями за (2.4)

$$\Delta t_6 = 70 - 10 = 60 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Менша різниця температур між теплоносіями за (2.5)

$$\Delta t_{\text{м}} = 90 - 60 = 30 \text{ (}^{\circ}\text{C)}.$$

Середньологарифмічний температурний напір за (2.6)

$$\Delta t_{\text{ср}} = (60 - 30) / (\ln(60/30)) = 43,28 \text{ (}^{\circ}\text{C)}.$$

Об'ємна витрата МВ у теплообміннику за (2.7)

$$V_1 = 0,36 / 971,8 = 3,704 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

Площа поперечного перерізу труби для проходження МВ і забезпечення її швидкості $w_1 = 1 \text{ м/с}$ за (2.8)

$$f_{\text{тр}} = 3,704 \cdot 10^{-4} / 1 = 3,704 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2\text{)},$$

Розрахунковий діаметр труби із нержавіючої сталі у змійовику за (2.9)

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{(4 \cdot 3,704 \cdot 10^{-4} / 3,14)} = 0,0217 \text{ (м)}.$$

Приймаємо трубу із нержавіючої сталі з $d_{\text{вн}} = 21 \text{ мм}$ та товщиною стінки 2 мм .

Швидкість МВ в змійовику теплообмінника за (2.10)

$$w_1 = 4 \cdot 3,704 \cdot 10^{-4} / (3,14 \cdot 0,021^2) = 1,007 \text{ (м/с)}.$$

Критерій Рейнольдса під час руху МВ у теплообміннику за (2.11)

$$Re_1 = 1,007 \cdot 0,021 / (0,365 \cdot 10^{-6}) = 61558,25.$$

Поправковий коефіцієнт, що враховує вигин трубок зміювика, до критеріального рівняння теплообміну за (2.12)

$$\varepsilon_{зм} = 1 + \frac{1,77 \cdot 0,021}{0,25} = 1,149.$$

У першому наближенні приймаємо температуру стінки $t_{ст} = 70$ (°C).

Критерій Прандтля для даної температури $Pr_{ст} = 2,55$ [11].

Критерій Нуссельта для МВ за (2.13)

$$Nu = 0,021 \cdot 29686,75^{0,8} \cdot 3,08^{0,43} \cdot (3,08/2,55)^{0,25} \cdot 1,149 = 222,09.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від МВ до стінки трубки зміювика за (2.14)

$$\alpha_1 = 222,09 \cdot 0,656 / 0,021 = 6625,6 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

Критерій Грасгофа для міжтрубного простору ємнісного теплообмінника за (2.15)

$$Gr_2 = \frac{9,81 \cdot (70 - 35) \cdot 0,025^3 \cdot 3,358 \cdot 10^{-4}}{(0,732 \cdot 10^{-6})^2} = 3361638.$$

Критерій Релея для міжтрубного простору за (2.16)

$$Ra_2 = 3361638 \cdot 4,865 = 163543686.$$

Критерій Нуссельта для міжтрубного простору за (2.17)

$$Nu_2 = 0,5 \cdot 163543686^{0,25} \cdot (4,865/2,55)^{0,25} = 37,4.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від ГВ до стінки зміювика за (2.18)

$$\alpha_2 = \frac{37,4 \cdot 0,6265}{0,025} = 936,5 \text{ (Вт/(м}^2\text{·К))}.$$

Оскільки $\frac{d_2}{d_1} = \frac{25}{21} = 1,19 < 1,4$, то коефіцієнт теплопередачі теплообмінника визначатимемо за залежністю для плоскої стінки за (2.19) [8]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{6625,6} + \frac{0,002}{17} + \frac{1}{936,5}} = 748,3 \text{ (Вт/(м}^2\text{·К))}.$$

Питомий тепловий потік за (2.20)

$$q = 748,3 \cdot 43,28 = 32385,8 \text{ (Вт/м}^2\text{)}.$$

Температура внутрішньої стінки трубки зміювика за (2.21)

$$t_{ст} = 35 + 32385,8/936,5 = 69,6 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Площа поверхні нагріву зміювика із нержавіючої сталі за (2.22)

$$F = \frac{30 \cdot 10^3 + 200}{748,3 \cdot 43,28} = 0,933(\text{м}^2).$$

Довжина змійовика із нержавіючої сталі за (2.23)

$$l = \frac{0,933}{3,14 \cdot 0,025} = 11,88 \text{ (м)}.$$

Довжина кола змійовика (для теплогенератора) за (2.24)

$$L = 3,14 \cdot 0,5 = 1,57 \text{ (м)}.$$

Приймаємо діаметр змійовика $D = 0,5$ м із конструктивних міркувань.

Кількість витків в змійовику за (2.25)

$$n_{\text{в}} = \frac{11,88}{1,57} = 7,57 \text{ (шт.)}.$$

Приймаємо кількість витків $n_{\text{в}} = 8$.

Розрахунок гідравлічного опору під час руху гарячого теплоносія у змійовику

Коефіцієнт гідравлічного тертя для МВ за (2.26)

$$\lambda_1 = 0,3164 / 61558,3^{0,25} = 0,020.$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- вхід в трубу $\xi_{\text{вх}}=1;$
- вихід з труби $\xi_{\text{вих}}=0,5;$

– поворот в круглому змійовику $\xi_{3M}=0,5$.

Сума коефіцієнтів місцевих опорів за (2.27)

$$\sum \xi = 1 + 0,5 + 8 \cdot 0,5 = 5,5.$$

Втрати тиску на тертя за формулою Дарсі-Вейсбаха (2.28) [11]

$$\Delta P = \left(0,020 \cdot \frac{8 \cdot 1,57}{0,025} + 5,5 \right) \cdot \frac{971,8 \cdot 1,07^2}{2} = 9742,05 \text{ (Па)}.$$

3.6 Висновки до розділу 3

В даному розділі проведено розрахунок теплової схеми твердопаливної водогрійної котельні на паливних гранулах із деревини для трьох режимів роботи: максимального, середнього та міжопалювального. Для наведених режимів роботи визначено коефіцієнт корисної дії котельні та витрату паливних гранул із деревини, яка склала 158,5 кг/год, 82,7 кг/год і 8,28 кг/год відповідно.

Підібрано основне та допоміжне обладнання котельні, а саме сталеві водогрійні котли на деревинних гранулах з механізованим подаванням палива потужністю 250 кВт, котлові насоси, насос мережної води на підігрівник ГВП та насос рециркуляції гарячої води, циркуляційний насос системи опалення, циркуляційний насос системи вентиляції, розширювальні баки об'ємом по 300 л, а також ізолювану димову трубу висотою 9,07 м, діаметром 400 мм.

Виконано тепловий та гідравлічних розрахунок ємнісного водо-водяного теплообмінника для потреб гарячого водопостачання адміністративної будівлі. Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі склав 748,3 Вт/(м² К). Прийнято змійовик із восьми витків нержавіючої труби 25 × 2 мм.

4 ТЕХНОЛОГІЯ МОНТАЖУ ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ ПОТРЕБ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

4.1 Аналіз об'єкту монтажу

У даній роботі розробляється варіант встановлення ємнісного теплообмінника для потреб гарячого водопостачання з піковою потужністю 30 кВт. Теплообмінник встановлюється в тепловій схемі котельні потужністю 750 кВт у м. Бердичів Житомирської області.

Підігрів води здійснюється за рахунок охолодження мережної води від твердопаливних теплогенераторів MARTEN INDUSTRIAL T 250 кВт [16], що працює на паливних гранулах з деревини.

Теплообмінник є вертикальним апаратом, всередині якого вмонтовано один зміювиковий теплообмінник, що призначений для використання переважно в системах з водою питної якості. Максимальна потужність зміювикового нагрівника складає 30 кВт (площа теплообміну 0,986 м²). Ємність підігрівника складає 0,452 м³. Габаритні розміри водопідігрівача: внутрішній діаметр 600 мм, зовнішній діаметр з тепловою ізоляцією 700 мм, висота 1960 мм. Ємнісний нагрівник вкритий шаром теплової ізоляції товщиною 50 мм.

У теплообміннику грійний теплоносій (мережна вода від твердопаливних теплогенераторів) рухається всередині трубок із нержавіючої сталі, а нагріваний теплоносій – всередині ємності. Об'єм теплообмінного апарату дозволяє використовувати його в якості акумулятора теплоти.

Необхідний напір для циркуляції грійного теплоносія у трубках теплообмінника забезпечується циркуляційним насосом Wilo Stratos Pico 25/1-6, що має такі характеристики: подача $V = 2$ м³/год, напір $H = 3$ м, потужність електродвигуна 0,04 кВт [21].

Рециркуляційна лінія системи гарячого водопостачання містить циркуляційний насос Grundfos UPS 25\60B з характеристиками: подача $V = 4,3 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 6 \text{ м}$, потужність електродвигуна $N_{\text{гвп}} = 0,06 \text{ кВт}$ [22].

Теплоносії у межах системи підготовки гарячої води переміщуються сталевими водогазопровідними трубопроводами (ДСТУ 8936:2019) [23]. З метою забезпечення можливості ремонту обладнання встановлені запірні крани (шарові) з муфтовим з'єднанням.

4.2 Розрахунок та комплектування основних і допоміжних матеріалів та виробів, складання відомостей

Виконано комплектування та розрахунок необхідних для монтажу системи підготовки гарячої води основних та допоміжних матеріалів та виробів (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 Комплектувальна відомість матеріалів для монтажу теплообмінника для потреб гарячого водопостачання

№ п\п	Найменування робіт та витрат, одиниця вимірювання	Одиниці вимірювання	Кількість	Вага	
				Одиниця	Всього
1	2	3	4	5	6
Основні матеріали					
1	Ємкісний теплообмінник потужністю 30 кВт ($V = 0,452 \text{ м}^3$)	шт	1	189	189
2	Насос Grundfos UPS 25\60B	шт	1	2,6	2,6
3	Насос Wilo Stratos Pico 25/1-6	шт		2,02	2,02
4	Кран кульовий латунний Genebre 3029 06 1"	шт	3	0,432	1,296
5	Кран кульовий латунний Genebre 3029 04 1/2"	шт	12	0,174	2,088
6	Клапан зворотній латунний Genebre 3121 06 1"	шт	1	0,26	0,26
7	Клапан зворотній латунний Genebre 3121 04 1/2"	шт	1	0,11	0,11
8	Труба сталева водогазопровідна Ду 15 ДСТУ 8936:2019	м	36,9	1,16	42,8

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5	6
9	Труба сталева водогазопровідна , Ø32×2,5 мм ДСТУ 8936:2019[23]	м	8,7	1,76	15,31
10	Теплоізоляційні циліндри ТехИзол ППУ, d = 22 мм, δ = 40 мм [24]	м	36,9	0,467	17,23
11	Теплоізоляційні циліндри ТехИзол ППУ, d = 32 мм, δ = 40 мм [24]	м	8,7	0,543	4,72
12	Манометр технічний	шт	1	0,27	0,27
13	Термометр біметалевий трубчастий	шт	1	0,13	0,13
14	Лічильник води Новатор ЛК-15Г	шт	2	1	2
15	Розширювальний бак Reflex D80	шт	1	25	25
Допоміжні матеріали					
для монтажу трубопроводів Ду15 та Ду25 і запірної арматури муфтової [25]					
16	Дріт зварний легований , діаметр 4 мм	т	0,369 0,087	0,0009 0,0012	0,437
17	Оліфа натуральна	кг	0,456	0,06	0,027
18	Фарба земляна густотерта олійна, мумія, сурик залізний	т	0,456	0,00012	0,055
19	Очіс льняний	т	0,456	0,00006	0,027
20	Вода	м ³	0,369 0,087	0,25 0,69	152,28
21	Кріплення горизонтального трубопроводу до стіни	шт.	12	0,99	11,88
для монтажу насосів [25]					
22	Електроди, діаметр 4 мм, марка Е42	т	2	0,00039	0,78
23	Прокладки гумові (пластина гумова технічна пресована)	кг	2	0,07	0,14
24	Болти з гайками та шайбами, діаметр 16 мм	т	2	0,00127	2,54
для монтажу смісного теплообмінника [25]					
25	Азбестовий картон загального призначення [КАОН-1], товщина 2 мм	т	1	0,00468	4,68
26	Масло індустріальне И-20А	т	1	0,0001	0,1
27	Електроди, діаметр 4 мм, марка Е42	т	1	0,00062	0,62
28	Прокладки гумові (пластина гумова технічна пресована)	кг	1	0,05	0,05
29	Оліфа натуральна	кг	1	0,03	0,03
30	Вода	м ³	1	0,9	900
31	Очіс льняний	т	1	0,00003	0,03
32	Фарба земляна густотерта олійна, мумія, сурик залізний	т	1	0,00006	0,06
33	Пароніт	т	1	0,0002	0,2
34	Фланці плоскі приварні із сталі ВСтЗсп2, ВСтЗсп3, тиск 1,0 МПа (10 кгс/см ²), діаметр 25 мм	шт	2	0,89	1,78

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5	6
35	Фланці плоскі приварні із сталі ВСт3сп2, ВСт3сп3, тиск 1,0 МПа (10 кгс/см ²), діаметр 15 мм	шт	3	0,51	1,53
для влаштування теплової ізоляції [26]					
36	Стрічка сталева пакувальна, м'яка, нормальної точності 0,7х(20-50) мм	т	3,69 0,87	0,00153 0,00163	7,064
37	Пряжки	кг	4,56	0,09	0,41
для гідравлічного випробування трубопроводів [25]					
38	Оліфа натуральна	кг	0,456	0,02	0,009
39	Фарба земляна густотерта олійна, мумія, сурик залізний	т	0,456	0,00005	0,023
40	Очіс льняний	т	0,456	0,00002	0,009
41	Вода	м ³	0,456	1	456
для монтажу термометрів [25]					
42	Масло індустріальне И-20А	т	1	0,00011	0,11
43	Оліфа натуральна	кг	1	0,01	0,01
44	Очіс льняний	т	1	0,00001	0,01
45	Фарба земляна густотерта олійна, мумія, сурик залізний	т	1	0,00001	0,01
для монтажу манометрів [25]					
46	Пароніт	т	1	0,00004	0,04
47	Оліфа натуральна	кг	1	0,01	0,01
48	Очіс льняний	т	1	0,00001	0,01
49	Фарба земляна густотерта олійна, мумія, сурик залізний	т	1	0,00001	0,01
50	Болти з гайками та шайбами, діаметр 12 мм	т	1	0,00016	0,16
для монтажу розширювального баку [25]					
51	Фарба земляна густотерта олійна, мумія, сурик залізний	т	1	0,00008	0,08
52	Оліфа натуральна	кг	1	0,04	0,04
53	Очіс льняний	т	1	0,00004	0,04
54	Вода	м ³	1	0,31	310
для монтажу лічильників води [25]					
55	Фарба земляна густотерта олійна, мумія, сурик залізний	т	2	0,00005	0,1
56	Оліфа натуральна	кг	2	0,05	0,1
57	Очіс льняний	т	2	0,00001	0,02
58	Розчин готовий кладковий важкий цементний, марка М50	м ³	2	0,0001	360
59	Кріплення для трубопроводів (кронштейни, план-ки, хомути)	кг	2	2,8	5,:

Маса основного обладнання і матеріалів – 304,84 кг.

Маса допоміжних матеріалів (без води) – 393,8 кг.

Необхідна кількість води – 1818,3 кг.

4.3 Визначення об'ємів робіт з монтажу системи підготовки гарячої води

Об'єми робіт [25, 26]

1. Доставка деталей до місця монтажу. Одиниці вимірювання – тони. Загальна вага усіх деталей 1094,29 кг (1,094 т). Приймаємо об'єм $V = 1,094$.

2. Розмітка місць прокладання трубопроводів об'язки теплообмінника для потреб гарячого водопостачання. Одиниці вимірювання – 100 м. Довжина трубопроводів об'язки теплообмінника складає $L = 45,6$ м. Приймаємо $V = 0,456$.

3. Монтаж ємнісного теплообмінника потужністю 30 кВт ($V = 0,452$ м³). Одиниці вимірювання – штуки. В даній схемі передбачається один теплообмінник. Отже, приймаємо $V = 1$.

4. Прокладання трубопроводів діаметром 32×2,5 мм і монтаж муфтової арматури. Одиниці вимірювання – 100 м. Довжина трубопроводів Ду 25 складає 8,7 м, а отже, приймаємо $V = 0,087$.

5. Монтаж циркуляційного насосу Wilo Stratos Pico 25/1-6. Одиниці вимірювання – штуки. У схемі грійного теплоносія теплообмінника встановлено 1 насос. Отже, приймаємо $V = 1$.

6. Прокладання трубопроводів діаметром 21,6×2,5 мм і монтаж муфтової арматури. Одиниці вимірювання – 100 м. Довжина трубопроводів Ду 15 складає 36,9 м, а отже, приймаємо $V = 0,369$.

7. Монтаж циркуляційного насосу Grundfos UPS 25\60B. Одиниці вимірювання – штуки. У схемі рециркуляції гарячого водопостачання встановлено 1 насос. Отже, приймаємо $V = 1$.

8. Монтаж розширювального бака Reflex D80. Одиниці вимірювання –

штуки. У схемі підготовки гарячої води встановлено 1 насос. Отже, приймаємо $V = 1$.

9. Встановлення лічильників гарячої та холодної води Новатор ЛК-15Г. Одиниці вимірювання – штуки. У схемі підготовки гарячої води встановлено 1 лічильник на лінії рециркуляції та 1 лічильник на лінії гарячого водопостачання. Отже, приймаємо $V = 2$.

10. Встановлення термометрів. Одиниці вимірювання – штуки. У схемі теплообмінника встановлюється 1 термометр. Отже, приймаємо $V = 1$.

11. Встановлення манометрів. Одиниці вимірювання – штуки. У схемі теплообмінника встановлюється 1 манометр. Отже, приймаємо $V = 1$.

12. Випробування трубопроводів. Одиниці вимірювання – 100 м. Довжина трубопроводів обв'язки теплообмінника гарячого водопостачання складає $L = 45,6$ м. Приймаємо $V = 0,456$.

13. Монтаж теплової ізоляції трубопроводів із зовнішнім діаметром 32 мм. Одиниці вимірювання – 10 м. Довжина всієї мережі трубопроводу даного діаметра складає $L=8,7$ м. Приймаємо $V = 0,87$.

14. Монтаж теплової ізоляції трубопроводів із зовнішнім діаметром 21,6 мм. Одиниці вимірювання – 10 м. Довжина всієї мережі трубопроводу даного діаметра складає $L=36,9$ м. Приймаємо $V = 3,69$.

15. Кінцева перевірка системи і здача в експлуатацію. Одиниці вимірювання – 100 м. Довжина трубопроводів обв'язки теплообмінника гарячого водопостачання складає $L = 45,6$ м. Приймаємо $V = 0,456$.

16. Повернення допоміжного обладнання на склад. Одиниці вимірювання в тонах. Загальна вага усіх деталей 395,65 кг (0,396 т). Приймаємо об'єм $V = 0,396$.

4.4 Вибір засобів механізації праці для монтажних робіт

Теплообмінник, насоси, труби, деталі, конструкції та матеріали завозяться централізовано автомашиною Renault Master 96Kw L2H2. Технічні характеристики автомашини наведені в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 – Технічні характеристики Renault Master 96Kw L2H2 [27]

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Корисний вантаж	кг	1538
Кількість осей:		
всього	шт	2
ведучих	шт	1
Корисний об'єм	м ³	10,8
Корисна довжина салону	мм	3083
Об'єм двигуна	см ²	2298
Паливо		дизельне
Витрата палива	л/100 км	7,3
Габарити:		
Довжина		5399
Ширина		1990
Висота		2493
Маса	кг	1981

Для зварювання використовується зварювальний інвертор Edon Black MMA 300 [28], що має такі технічні характеристики: споживана потужність 12 кВт; напруга мережі 220±15% ; ККД – 85%; діаметр електрода 1,6...5 мм; маса – 4,9 кг.

Для формування отворів для кріплень використовуємо перфоратор Stark RH-1300 PROFI з характеристиками: енергія удару – 8 Дж; кількість ударів – 3600 уд./хв.; робоча потужність 1300 Вт, діаметр свердління – 40 мм; маса 6,00 кг [29].

Випробування трубопроводів на міцність та щільність пропонуємо виконувати за допомогою насосу ручного пресувального Wezer CF-5 з характеристиками : створюваний тиск – 60 бар; обсяг бака – 12 л; подача рідини за такт – 0,45 л; діаметр вихідного патрубку – ½"; маса – 8 кг [30].

Для підйому важких елементів системи підготовки гарячої води використовуємо лебідку з електроприводом ЛМ-1 з характеристиками : тягове зусилля –

1000 кгс; швидкість навивання на 1 шарі – 0,25 м/с; канатоємність – 80 м; діаметр каната – 9,1 мм; напруга живлення – 380 В; електрична потужність двигуна – 4 кВт; габарити: 940×940×660 мм; маса – 300 кг [31].

Для переміщення елементів системи підготовки гарячої води використовуємо візок гідравлічний ручний спеціальний Модель DF25. Характеристики даного візка вказані в таблиці 4.3

Таблиця 4.3 – Візок гідравлічний ручний спеціальний Модель DF25 [32]

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Вантажопідйомність	т	2,5
Висота підйому вил	мм	200
Довжина вил	мм	1150
Ширина вил	мм	550
Маса	кг	65

Для якісного і безпечного виконання монтажних робіт монтажна ланка оснащується набором інструментів у переносному ящику загальною вагою 11,75 кг. Загальна маса допоміжного обладнання складає 395,65 кг.

4.5 Висновки до розділу 4

У даному розділі розроблено технологію монтажу ємнісного теплообмінника для потреб гарячого водопостачання з піковою потужністю 30 кВт. Розроблено монтажну схему ємнісного теплообмінника. Складено відомість основних та допоміжних матеріалів, необхідних для монтажу теплообмінника із комунікаціями. При цьому основного обладнання і матеріалів склала 304,84 кг, а допоміжного – 393,8 кг.

Також визначено склад і об'єми робіт, потребу в засобах механізації, а саме обрано : автомобіль Renault Master 96Kw L2H2, зварювальний інвертор Edon Black MMA 300i, перфоратор Stark RH-1300 PROFI 190, насос ручний пресувальний Wezer CF-5, лебідка з електроприводом ЛМ–1, візок гідравлічний ручний спеціальний Модель DF25. Загальна маса засобів механізації 395,65 кг.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Аналіз умов праці

При виконанні робіт на робочому місці в твердопаливній водогрійній котельні для теплопостачання адміністративної будівлі у місті Бердичів можуть виникнути небезпечні та шкідливі виробничі фактори, пов'язані з характером роботи [33] теплогенераторів. Комплекс засобів управління забезпечує автоматичний пуск і зупинку котла за алгоритмом, який задається в залежності від температури зовнішнього повітря, автоматичне регулювання температури води за котлом, сигналізацію про роботу комплексу і стан котла, захист котла і переривання подачі палива при виникненні аварійної ситуації за такими параметрами:

- Переривання подачі води в котел;
- Згасання факела в топці;
- Перевищення тиску води;
- Зниження тиску води нижче допустимого;
- Перевищення температури води на виході з котла;
- Зниження витрати води через котел нижче допустимого;
- Виявлення несправності запобіжного клапана;
- Перевищення тиску газу або падіння тиску газу;
- Відхилення тиску повітря (вище або нижче норми), що подається вентилятором;
- Відключення вентилятора дуттєвого повітря;
- Перевищення температури димових газів;
- Несправності автоматики безпеки, аварійної сигналізації;
- Зникнення напруги

5.2 Технічні рішення з безпечного проведення досліджень

5.2.1 Технічні рішення з безпечної організації робочих місць

Компонування основного і допоміжного устаткування в приміщенні котельні передбачає можливість демонтажу і монтажу теплогенераторів в умовах діючого виробництва.

Відстань від фронту теплогенераторів до протилежної стіни по осі котла становить 6,49 м, відстань від пальника до цієї стіни - 4,44 м.

Для видалення димових газів проектом передбачаються до кожного котла індивідуальні газоходи з підключенням до загальної димової труби. Діаметр газоходів - 1100 мм. На виході димових газів з економайзерів встановлюються клапани щільні з регулюючим пристроєм.

Газоходи від економайзерів підключаються до існуючих цегляних газоходів демонтованих теплогенераторів ПТВМ -30. На газоходах встановлюються вибухові клапана.

При експлуатації і обслуговуванні теплогенераторів слід керуватися діючими "Правилами безпеки систем газопостачання України " (ДНАОП 0.00-1.20-98), "Правил будови та безпечної експлуатації об'єкта електроустановок споживачів", "Правилами технічної експлуатації електроустановок споживачів" для електроустановок напругою до 1000 В.

До роботи на котлах можуть бути допущені особи , які пройшли інструктаж з охорони праці і які мають посвідчення на право роботи з газифікованим обладнанням та обслуговуванням теплогенераторів.

До робіт з технічного обслуговування і ремонту електроустаткування і автоматики допускаються особи, які мають право на проведення робіт в електроустановках, з кваліфікацією не менш III розряду.

Клеми датчиків і виконавчих приладів повинні бути надійно захищені від попадання пилу і вологи. Металоконструкції та електрообладнання повинно бути надійно заземлено.

Забороняється знімати кришки з електроустаткування при наявності напруги, а також експлуатувати електрообладнання зі знятими кришками.

Забороняється повторний запуск пальників після аварійного вимкнення без з'ясування і усунення причин вимикання.

Експлуатація пальників при несправній автоматичі забороняється .

При витoku газу забороняється робота пальника, запалювання вогню, включення і виключення електрообладнання.

Всі види ремонтних і профілактичних робіт робити тільки на непрацюючому обладнанні, при відключенні від блокової пальника електричних і газових мереж .

Розміщення приладів і проводок виконати за місцем, монтаж захисного занулення виконати відповідно до інструкції з монтажу захисного заземлення електроустановок систем автоматизації РМ4 -200- 82 .

5.2.2 Електробезпека

В електроустановках котельні передбачена система заземлення електроустановок TN-C-S. Проектовані електромережі виконуються 5- ти і 4 - х провідними із захисним РЕ провідником.

Для захисту від ураження електричним струмом в електроустановках котельні передбачається зрівняння потенціалів, для чого в ТП встановлюється головна заземлювальна шина, яка підключається до зовнішнього захисного заземлення.

До головної заземлювальної шини приєднуються всі захисні РЕ провідники внутрішніх мереж, металеві труби комунікацій, які входять в будівлю, металеві елементи будівлі котельні.

Конструкція, виконання і клас ізоляції застосованого обладнання і матеріалів обрані відповідно до умов навколишнього середовища, пожежної безпеки приміщень та прокладання електромереж [35].

Види електропроводок і способи прокладки електрокабелів прийняті з урахуванням вимог електро- та пожежної безпеки. Оболонки та ізоляція кабелів відповідають способам прокладки і умов навколишнього середовища.

Згідно з вимогами ДНАОП 0.00-1.21-98 електроприміщення комплектуються основними і допоміжними захисними засобами, а також первинними засобами пожежогасіння. Обсяг захисних засобів може збільшуватися залежно від системи організації експлуатації та місцевих умов.

Умови праці при експлуатації та ремонті мереж і електроустановок повинні відповідати вимогам безпеки та захисту працівників від небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які можуть впливати на їх здоров'я.

Для створення та дотримання безпечних і нешкідливих умов праці при експлуатації та ремонті мереж і споруд електропостачання необхідно керуватися вимогами ДНАОП 0.00-1.21-98 та ГОСТ 12.3.032-84, а при виконанні окремих видів робіт, які є не специфічними для електротехнічного персоналу - вимогами міжгалузевих, чинних в Україні нормативних актів про охорону праці.

Технологічні карти або інша технічна документація повинні містити вимоги безпеки, дотримання яких є обов'язковим при організації та виконанні робіт.

Експлуатувати (обслуговувати) електрогосподарство котельні повинен відповідно підготовлений штат електротехнічного персоналу , забезпечений всіма необхідними засобами і обладнанням для виконання ремонтних робіт.

5.3 Технічні рішення з гігієни праці і виробничої санітарії

5.3.1 Мікроклімат

Роботи по реконструкції відносяться до категорії робіт: середньої важкості (Пб) оскільки вони виконуються стоячи, пов'язані з ходінням, переміщенням невеликих (до 10 кг) вантажів та супроводжуються помірним фізичним напруженням [1].

Роботи, які виконуються всередині приміщення, у теплий період року – місяць червень. Температура $+16^{\circ}\text{C}$ - $+27^{\circ}\text{C}$. Відносна вологість – 40 - 60%. Швидкість руху повітря – 0,1 - 0,3 м/с.

Основними параметрами мікроклімату, на які приведено нормовані показники згідно з [7] є температура (оптимальна і допустима), відносна вологість (оптимальна і допустима), швидкість руху повітря(оптимальна і допустима). Оптимальні та допустимі норми параметрів мікроклімату в робочій зоні наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Норми мікроклімату в робочій зоні

Період року	Категорія робіт	Температура, $^{\circ}\text{C}$			Відносна вологість		Швидкість руху, м/с	
		оптимальна	Допустима		оптимальна, не більше	допустима	оптимальна, не більша	допустима
			верхня межа	нижня межа				
Теплий	Середньої тяжкості ПБ	20-22	27	18	40-60	70	0,3	0,2-0,5

Технічні рішення для забезпечення вимог норм (регламентуються):

- вентиляція котельного залу на всі періоди року передбачена припливно -витяжна, розрахована на асиміляцію теплонадлишків. Обсяг припливного повітря компенсує об'єм повітря, що надходить на горіння у топки теплогенераторів і видається витяжною вентиляцією. У котельному залі незалежно від режиму експлуатації забезпечується постійний 3- х кратний обмін;

- для підтримки необхідної температури в приміщеннях котельної в зимовий час в котельній виконується опалювання. Теплоносієм системи опалювання є гаряча вода що йде в систему опалювання від водогрійних теплогенераторів;

- проходить зниження викидів забруднюючих речовин за рахунок скорочення витрати палива, застосування досконаліших газоспалюючих пристроїв;

- димова труба забезпечує розсіювання шкідливих викидів на великі площі.

5.3.2 Склад повітря робочої зони

Для безпечної роботи в приміщенні котельні встановлюється газоаналізатор. Контроль наявності до-вибухонебезпечної концентрації природного газу в приміщенні котельні, а саме метану (CH_4), а також перевищення концентрації чадного газу (CO) виконується системою газоаналізатора ВАРТА 1-03 ЗАТ "ТЕМІО".

При досягненні загазованості приміщення 10% від нижньої межі займистості природного газу, а також при перевищенні 200 р.р.т. чадного газу, включається попереджувальна сигналізація. При досягненні загазованості приміщення 20% від нижньої межі займистості природного газу спрацьовує газосигналізатор, який приводить в дію швидкодіючий клапан - відсікач на ввіді газопроводу. Також передбачається контроль зниження температури в котельні, пожежний контроль (підвищення температури повітря в котельні вище 70°C) і охоронна сигналізація [36].

5.3.3 Освітлення

У котельні передбачені наступні види освітлення:

- робоче освітлення на напрузі 220 В;
- аварійно - евакуаційне на напрузі 220 В;
- ремонтне освітлення на напрузі 12 В.

Підключення щитів освітлення виконано від ТП кабельними лініями по радіальних схемах [37].

Мережі освітлення захищені від перевантаження і струмів короткого замикання.

Ремонтне освітлення виконується на напрузі 12 В і живиться від мережі аварійного освітлення через знижувальні трансформатори 220/ 12 В.

Проектні рішення по природному, штучному і комбінованому освітленню

приміщень та окремих зон відповідають вимогам [37]

Для забезпечення нормованих значень штучного освітлення передбачено влаштування люмінесцентних ламп із забезпеченням рівномірного розподілу світла.

5.3.4 Виробничий шум та вібрація

Гранично-допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот, а еквівалентні рівні шуму наведені в табл. 5.2 [38].

Таблиця 5.2 – Допустимі рівні звукового тиску у октавних смугах частот, еквівалентні рівні звуку на робочих місцях

Робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньо геометричними частотами, Гц									Рівні шуму та екв. рівні шуму, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних робочих місцях	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Гранично-допустимі норми локальної вібрації відповідно до [38] наведені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 – Гранично-допустимі норми локальної вібрації

Середньо геометричні частоти октавних смуг, Гц	Гранично-допустимі рівні по осях X_L , Y_L , Z_L			
	Віброшвидкість		Віброприскорення	
	$m/s \cdot 10^{-2}$	дБ	m/s^2	дБ
31,5	1,4	109	2,7	79
63	1,4	109	5,4	85

Фактичні рівні звукового тиску, що створюють механічне та будівельне обладнання на робочому місці, згідно технічних характеристик наведені в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Фактичні рівні звукового тиску у октавних смугах частот та еквівалентні рівні звуку

Обладнання	Рівні звукового тиску в дБ по октавним смугам		Еквівалентний рівень звуку, дБ
	125	250	
Механічне обладнання	87	82	85

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в котельній передбачені наступні засоби:

- для машиніста теплогенераторів створене окреме, ізольоване від шуму, приміщення з розміщенням в ньому щитів технологічної сигналізації (щитова);
- службово-побутові приміщення захищені від шуму діючого устаткування глухими стінами;
- застосовуються засоби індивідуального захисту від шуму – протишумні навушники;
- зменшення шуму в джерелі шляхом вдосконалення устаткування і експлуатації його в нормальних режимах.
- вентилятори і димососи встановлюються за котлом біля стіни будівлі, самої віддаленої від робочих місць обслуговуючого персоналу;
- для зниження рівня звукового тиску в газоході і димовій трубі при швидкості потоку понад 15 м/с встановлюються пластинчаті глушники шуму з напівжорсткої мінеральної плити в оболонці із склотканини і перфорованого листа;
- воздуховоди і вентиляційне устаткування приєднуються за допомогою гнучких вставок.

Рівень звукового тиску від обладнання котельні та викиди шкідливих речовин не перевищують нормативних даних.

Для зниження рівня шуму і для запобігання вібрацій, які можуть передаватися від обладнання (мережеві насоси, насоси циркуляційні) проектом передбачені гнучкі трубопровідні вставки.

5.4 Технічні рішення з пожежної безпеки

В котельних небезпека виникнення пожеж пов'язана з наявністю великих кількостей палива (природного газу), різних масел в системах змащування технологічного устаткування і в електротехнічних установках; споживачів електроенергії власних потреб різної потужності і напруги; високих температур теплоносія, газів, поверхонь технологічного устаткування і трубопроводів.

Таким чином, джерела пожежі в котельній:

- іскри, що утворюються при коротких замиканнях;
- нагрів електроустаткування при його перевантаженні;
- вибух в результаті витoku газу.

Причиною пожежі в котельному відділенні може служити:

- самозагорання масла в системах охолодження і змащування
- спалах газоповітряної суміші в котлі.

Будівля котельної виконується з матеріалів, що не згоряють, з важкоспалимим утеплювачем. Для внутрішнього облицьовування приміщень застосовують матеріали, що не згоряють [39].

Виробничий режим будівлі котельної [40]:

- по ступеню пожежної і вибухо-пожежної небезпеки будівля відноситься до категорії "Г";
- ступінь вогнестійкості - П;
- клас відповідальності - П.

Приміщення головного і блокового щита управління [40]:

- категорія приміщення –Д
- мінімальний ступінь вогнестійкості П.

Приміщення хімводоочистки :

- категорія приміщення – В
- мінімальний ступінь вогнестійкості – II
- клас по вибухо і пожежонебезпеці згідно ПУЕ- П-Па .

Технічні рішення системи запобігання пожежі направлені на запобігання утворення горючого середовища і недопущення виникнення джерел запалення:

- для продування газопроводів передбачені продувочні свічки і штуцери із запірними органами і заглушками для підведення продувочного агента. Обмін забезпечується п'ятикратний не більше ніж за 20 хвилин. Трубопроводи для продування газопроводів виводяться назовні в місце забезпечуючи умови розсіювання газу на 1 м вище за коника будівлі. Проектом передбачені продувочні свічки;
- застосування для горючих речовин герметичного устаткування; для цього газопроводи виконуються тільки з безшовних або електрозварних труб.
- арматура застосовується сталева 1 класу герметичності по ГОСТу 954475.
- на газопроводах встановлюються: засувка з електроприводом, штуцер для продування, швидкодійний замочний орган з дистанційним електричним і ручним керуванням.
- в нижній точці газопроводу встановлюється дренажний штуцер із замочним органом і пристроєм для установки заглушки. Газопровід забарвлюється в жовтий колір з червоними кільцями.
- передбачена захисна оболонка електроустаткування (електродвигуни насосів, димососів, вентиляторів); ступінь захисту оболонки IP54. Електродвигуни приводів насосів і вентиляції виконані у вибухозахищеному виконанні
- блискавкозахист виконаний за III категорії. В якості блискавкоприймача використовується існуюча димова труба котельні висотою 60 м.
- на щит управління виводиться пожежна сигналізація, інформація про тиск

повітря і палива, про спрацьовування технологічних захистів, свідчення газоаналізаторів.

- застосовуються установка на газопроводах металевих П-образних компенсаторів і вигинів.
- захист від прямих ударів блискавки димової труби здійснюється шляхом приєднання її до штучного заземлення;
- захист від прямих ударів блискавки по зовнішніх наземних металевих комунікаціях здійснюється шляхом приєднання їх до заземлення.

При наявності запаху газу, пожежі або виникненні іншої НС негайно зробити зупинку пальника, після чого викликати представників відповідних аварійних служб. Електромонтажні роботи вести відповідно діючих ПУЕ , "Електротехнічним обладнанням"СНиП 3.05.06-85, ДБН В.2.5-56-2014.

Всі металеві частини електрообладнання, які нормально не перебувають під напругою підлягають заземленню (зануленню).

Всі роботи по влаштуванню занулення виконати відповідно до діючих ПУЕ та ГОСТ 12.1.030 - ССБТ " Енергобезпека. Захисне заземлення ".

Для підвищення рівня пожежної безпеки використовується автоматична система пожежної сигналізації, виконана відповідно до вимог ДБН В.2.5-13-98

Кількість, розташування та умови зберігання вогнегасників відповідно до ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-77 [41].

5.5 Висновки до розділу 5

В даному розділі було проаналізовано технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії. Визначено шкідливі та небезпечні виробничі фактори під час експлуатації котельні. Розглянуті заходи із поглинання шуму, гасіння вібрацій. Рекомендовані заходи із освітлення робочої зони, а також заходи із пожежної безпеки.

ВИСНОВКИ

В даній бакалаврській дипломній роботі розроблено твердопаливну водогрійну котельню потужністю 750 кВт у місті Бердичів, яка працює на систему теплопостачання адміністративної будівлі з характеристиками: розрахункова потужність опалення 440 кВт, розрахункова потужність гарячого водопостачання 30 кВт, максимальна теплова потужність системи вентиляції $Q_{\text{вент}} = 120$ кВт, температурний графік котельні 90/70 °С.

Вибір оптимального палива для даної водогрійної котельні виконано на основі багатоваріантного аналізу і також використані елементи техніко-економічного обґрунтування. Розглянуто такі варіанти палива для котельні: паливні гранули з деревини, соломи, природний газ, тріска деревини, буре вугілля, електроенергія. В результаті аналізу та узагальнення визначених характеристик виявлено, що найменшу собівартість теплоти має варіант теплопостачання від твердопаливної котельні на бурому вугіллі 734,8 грн./ГДж, але така котельня вимагає влаштування вугільного господарства. Електрокотельня економічно недоцільна через високу вартість електроенергії, яка в подальшому ще збільшуватиметься. Собівартість теплоти такого варіанту 1155,8 грн./ГДж. Використання природного газу як палива для котельні має ряд експлуатаційних переваг у порівнянні з іншими варіантами, але є нерентабельною через високу вартість палива. Собівартість теплоти 1436,4 грн./ГДж. Вибрано економічно та екологічно доцільний варіант – котельня на паливних гранулах із деревини, собівартість виробництва теплоти 852 грн./ГДж.

Розрахунок теплової схеми котельні, що працюватиме на паливних гранулах із деревини, виконано для максимальноопалювального, середньоопалювального та міжопалювального режимів роботи. Виконано видібр основного та допоміжного обладнання: три сталеві водогрійні котли з механізованою подачею паливних гранул із деревини потужністю по 250 кВт, три котлові двонасосні системи марки DPL 40/115-0,55/2, насос марки Wilo Stratos Pico 25/1-6 для циркуляції мережної

води у системі підготовки гарячого водопостачання, насос UPS 25\60B для рециркуляційного контуру ГВП, циркуляційний насос системи опалення DPL 50/130-2,2/2, насос для циркуляції мережної води в калорифері системи вентиляції марки DPL 32/135-0,25/4, 2 мембранних розширювальних баки Zilmet CAL-PRO об'ємом 300 л.

Розроблено математичну модель тепломасообмінних та гідродинамічних процесів у ємкісному теплообміннику. На основі розробленої моделі виконано дослідження показників роботи теплообмінника у різних температурних та швидкісних режимах грійного теплоносія. Проведено тепловий розрахунок ємкісного підігрівника гарячого водопостачання, в результаті якого встановлено коефіцієнт теплопередачі $748,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ і необхідну площу теплообміну $0,933 \text{ м}^2$. Трубки зміювика теплообмінника виготовлено із нержавіючої сталі і мають діаметр 25/21 мм, радіус вигину труб – 250 мм, кількість витків – 8. Визначено гідравлічний опір руху гарячого теплоносія, що складає 9,74 кПа.

Розроблено технологію монтажу ємкісного теплообмінника для потреб гарячого водопостачання. Складено комплектувальну відомість для основних і допоміжних матеріалів, згідно якої загальна маса основних матеріалів і виробів складає 304,84 кг, а допоміжних – 393,8 кг відповідно. Для виконання монтажних робіт обрано : перфоратор Stark RH-1300 PROFI 190, зварювальний інвертор Edon Black MMA 300i, лебідка з електроприводом ЛМ-1, насос ручний пресувальний Wezer CF-5, візок гідравлічний ручний спеціальний Модель DF25.

В розділі «Охорона праці» було проаналізовано технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії. Визначено шкідливі та небезпечні виробничі фактори під час експлуатації котельні. Розглянуті заходи із поглинання шуму, гасіння вібрацій. Рекомендовані заходи із освітлення робочої зони, а також заходи із пожежної безпеки.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Перспективи розвитку ринку біомаси в ЄС і Україні. Вплив використання біомаси на зміну клімату. URL: <https://uabio.org/materials/328/>. (дата звернення 10.06.2023 р.)
2. Гелетуша Г. Підготовка та впровадження проектів заміщення природного газу біомасою при виробництві теплової енергії в Україні : практичний посібник. Київ, 2015. 71с.
- 3.Тарифні плани. URL: <https://gas.ua/uk/business/tariffs>. (дата звернення 10.06.2023 р)
4. Тарифи на водопостачання та водовідведення. URL: <https://vinvk.com.ua/tarif-posluga/297-tarif-diuchiy>. (дата звернення 10.06.2022 р).
5. Шилов Е. Й., Гойко А. Ф., Ізмайлова Е. В. Складання кошторисної документації за допомогою укрупнених показників: навч. посіб. Київ : КНУБА, 2001. 127 с.
6. Лялюк О. Г. Економіка енергетики : практикум. Вінниця: ВНТУ, 2009. 118 с.
7. Степанов Д. В., Степанова Н. Д. Математичні методи і моделі теплоенергетичного обладнання: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2017. 81 с.
8. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й. Розрахунки тепломасообмінних апаратів. Вінниця: ВНТУ, 2006. 129 с.
9. Співак О. Ю., Резидент Н. В. Тепломасообмін. Частина І : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2021. 113 с.
10. Воронін Л.Г., Степанюк А.Р., Ружинська Л.І. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів. Навч. посіб. Київ : НТУУ „КПІ”, 2011. 68 с. URL : https://ci.kpi.ua/METODA/nafta_1.pdf (дата звертання 10.06. 2023 р.)
11. Ткаченко С. Й., Степанова Н. Д. Гідрогазодинаміка в прикладах і задачах: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2012. 180 с.

12. Ткаченко С. Й. , Чепурний М. М. , Степанов Д. В. Розрахунки теплових схем і основи проектування джерел теплопостачання : навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2005. 137с.

13. Основи проектування промислових та опалювальних котелень. Курсове проектування / под. ред. М. Ф. Боженко. Київ: Вища школа, 1992. 280с.

14. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія : [Чинний від 2011-11-01]. Київ: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2011. 123 с.

15. Степанова Н.Д., Степанов Д. В. Теплові мережі: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2009. 127 с.

16. Котли серії Marten Industrial-T. URL: https://marten.com.ua/ru/boilers-category/marten_industrial_t (дата звернення 10.06.2023 р.).

17. Одноступінчатий здвоєний насос Wilo VeroTwin DPL 40/115-0,55/2. URL: <https://ibud.ua/ua/r67-kamenets-podolskiy/p1723439-c3083-odnostupenchatyy-sdvoenyy-nasos-wilo-verotwin-dpl-40-115-0-55> (дата звернення 10.06.2023 р.).

18. Wilo-Select 4 онлайн. URL: <https://wilo.com/ua/uk/Solutions-Finder/%D0%92%D0%B8%D0%B1%D1%96%D1%80-%D1%82%D0%B0-%D0%BD%D0%B0%D0%BB%D0%B0%D1%88%D1%82%D1%83%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F/Wilo-Select-4/> (дата звернення 10.06.2023 р.).

19. Розширювальний бак Zilmet CAL-PRO 300. URL: <https://aquatools.com.ua/ua/gidroakkumulyator-zilmet-cal-pro-300-litrov.html> (дата звернення 10.06.2023 р.).

20. Чепурний М.М., Степанова Н.Д. Системи виробництва і розподілу енергоносіїв промислових підприємств : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2017. 159 с.

21. Wilo-Stratos PICO 25/1-6 180. URL: <https://volar.com.ua/shop/tsirkuliationnyi-nasos-stratos-pico-25-1-6.html> (дата звернення: 10.06.2023 р.).

22. UPS 25-60 В 180. URL: <https://product-selection.grundfos.com/ru/products>

[/up-ups-series-100/up-ups-n/ups-25-60-b-180-96281498?tab=variant-curves&pumpsystemid=2000341175](#). (дата звернення: 10.06.2023 р.).

23. ДСТУ 8936:2019. Труби сталеві водогазопровідні. Технічні умови. URL : http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=86382 (дата звернення: 10.06.2023 р.).

24. Технічна теплоізоляція для інженерних систем. URL : <https://texizol.com.ua/ppu-skorlupa-ppu-tsilindry.html> (дата звернення: 10.06.2023 р.).

25. Ресурсні елементні кошторисні норми на ремонтно-будівельні роботи. Внутрішні сантехнічні роботи (Збірник 15). URL : <https://www.minregion.gov.ua/napryamki-diyalnosti/building/pricing/koshtorysni-normy-ukrayiny/koshtorysni-normy-ukrayiny-z-vyznachennya-vartosti-budivnycztva/koshtorysni-normy-ukrayiny-na-remontno-budivelni-roboty/zbirnyky-resursnyh-elementnyh-koshtorysnyh-norm-na-remontno-budivelni-roboty/attachment/zbirnyk-%E2%84%96-15/> (дата звернення: 10.06.2023 р.)

26. Кошторисні норми України. Ресурсні елементні кошторисні норми на будівельні роботи. Теплоізоляційні роботи (Збірник 26) URL : https://dnaop.com/html/61359/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_%D0%91%D0%94.2.2-26_2016 (дата звернення: 10.06.2023 р.).

27. Renault Master 3 Phase 3 L2H2 FWD dCi 150 Auto Dane Techniczne. URL: <https://www.ultimatespecs.com/pl/samochody-dane-techniczne/Renault/116950/Renault-Master-3-Phase-3-L2H2-FWD-dCi-150-Auto.html> . (дата звернення: 10.06.2023 р.).

28. Зварювальний інвертор Edon Black MMA 300. URL : <https://svarka-ua.com/ua/svarochnyj-invertor-edon-black-mma-300> (дата звернення: 10.06.2023 р.).

29. Перфоратор Stark RH-1300 PROFİ. URL: <https://ars.ua/perforator-stark-rh-1300-profi-140051300-1300-vt.html> (дата звернення: 10.06.2023 р.).

30. Насос ручний пресувальний Wezer CF-5. URL: https://totmarket.com.ua/ua/p115722829-ruchnoj-opressovochnyj-nasos.html?source=merchant_center&gclid=Cj0KCQiAtbqdBhDvARIsAGYnXBPXnc8y7qtANdTHsuXrZyOg7TwuQys7_MfV-IUmCbWTKbj7HNvax6kaAh19EALw_wcB . (дата звернення:

10.06.2023 р.)

31. Лебідка ЛМ–1. URL: <https://xn--80aqy.com.ua/pto/lebedki/montazhnye/lm-1/>. (дата звернення: 10.06.2023 р.).

32. Візок гідравлічний LEISTUNGLIFT DF-25. URL: https://pack-trade.com/uk/nproduct/teleshka_gidravlicheskaya_2_5_tonny_model_df-25_kolesa_poliuretana-leistunglift/. (дата звернення: 10.06.2023 р.).

33. Наказ від 08.04.2014 № 248 Про затвердження Державних санітарних норм та правил Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/topiccatalogua/labor-protection/14_nakazy_ta_rozpor_183575/248+58074-detail.html (дата звернення: 10.06.2023 р.).

34. ДСТУ 8604:2015 Дизайн і ергономіка. Робоче місце для виконання робіт у положенні сидячи. Загальні ергономічні вимоги. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=71028 (дата звернення: 10.06.2023 р.).

35. ДСТУ Б В.2.5-82:2016 Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=65395 (дата звернення: 10.06.2023 р.).

36. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. URL: <http://mozdocs.kiev.ua/view.php?id=1972> (дата звернення: 10.06.2023 р.).

37. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення/ URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885 (дата звернення: 10.06.2023 р.).

38. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. URL: <http://document.ua/sanitarni-normi-virobnichogo-shumu-ultrazvuku-ta-infravzuku-nor4878.html> (дата звернення: 10.06.2023 р.).

39. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги.

URL: http://www.poliplast.ua/doc/dbn_v.1.1-7-2002..pdf (дата звернення: 10.06.2023 р.).

40. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпеки. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_36/5-1-0-1759 (дата звернення: 10.06.2023 р.).

41. Наказ міністерства внутрішніх справ України «Про затвердження Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників». URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0225-18#Text> (дата звернення: 10.06.2023 р.).

ДОДАТКИ

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

Назва роботи: Твердопаливна водогрійна котельня для теплопостачання адміністративної будівлі в місті Бердичів

Тип роботи: бакалаврська дипломна робота
(БДР, МКР)

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

Показники звіту подібності Unichesk

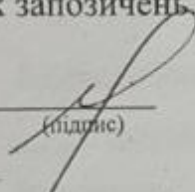
Оригінальність 85 Схожість 15

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне):

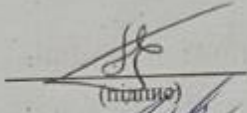
1. Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.

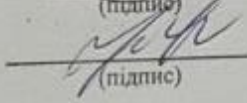
2. Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її виконання автором. Роботу направити на розгляд експертної комісії кафедри.

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

Особа, відповідальна за перевірку  Співак О.Ю.
(підпис) (прізвище, ініціали)

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

Автор роботи  Тачій О.О.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник роботи  Степанова Н.Д.
(підпис) (прізвище, ініціали)

ДОДАТОК Б
(обов'язковий)

Міністерство освіти, науки України
Вінницький національний технічний університет
Факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії

УЗГОДЖЕНО

Керівник або заступник Назва підприємства або

установи

підпис

Підпис

Ініціали і прізвище



ЗАТВЕРДЖУЮ

В. Ф. завідувача кафедри ТЕ
доц. Д. В. Степанов

23 лютого 2023 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на бакалаврську дипломну роботу

ТВЕРДОПАЛИВНА ВОДОГРІЙНА КОТЕЛЬНЯ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ
АДМІНІСТРАТИВНОЇ БУДІВЛІ У МІСТІ БЕРДИЧІВ

08-15.БДР.009.00.00.000 ТЗ

Керівник роботи:

к.т.н., доцент кафедри ТЕ

Степанова Н.Д.

Виконавець:

Студент гр. ТЕ -20мс

Тачій О.О.

Вінниця 2023 р

1 Найменування об'єкта та область застосування

Розробка стосується муніципальної теплоенергетики і присвячена питанню використання місцевих джерел енергії. Застосування місцевих джерел енергії, а саме паливних гранул з деревини дозволить зменшити витрати коштів на паливо, а використання системи золотловлення, зменшити викиди шкідливих речовин в навколишнє середовище. Отримана теплота від спалювання паливних гранул з деревини йтиме на потреби теплопостачання адміністративної будівлі у місті Бердичів.

2 Підстава для розробки

Підставою для виконання роботи є індивідуальне завдання на бакалаврський кваліфікаційний проект, вхідні дані з підприємства, наказ ректора ВНТУ про затвердження теми БДР № 67 від «20» березня 2023 року.

3 Мета і призначення розробки

Метою розробки є забезпечення потреб теплопостачання адміністративної будівлі у м. Бердичів шляхом впровадження технологій спалювання паливних гранул з деревини. Розробка включає в себе розрахунок теплової схеми котельні, розрахунок та підбір основного та допоміжного обладнання, розробку ємнісного теплообмінника для потреб гарячого водопостачання, розробку технології монтажу теплообмінників гарячого водопостачання.

4 Джерела розробки

Основою для впровадження місцевих джерел енергії в тепловій схемі котельні є індивідуальне завдання на бакалаврську дипломну роботу, дані літературних джерел та інші технічні матеріали про ефективність застосування твердопаливних котлів в котельнях. Також для виконання роботи проводиться літературний пошук та використовується нормативна документація.

1. ДБН 2.5–77 : 2014. Котельні : [Чинний від 2015-01-01]. Київ : Мінрегіон України, 2014. 65 с.

2. Ткаченко С. Й., Чепурний М. М., Степанов Д. В. Розрахунки теплових схем і основи проектування джерел тепlopостачання : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2005. 137 с.

3. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й. Розрахунки тепломасообмінних апаратів : навч. посіб. Вінниця : ВНТУ, 2006. 129 с.

4. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й. Енергозбережні технології в теплоенергетиці: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2008. 115 с.

5. Степанова Н.Д., Степанов Д. В. Теплові мережі: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2009. 127 с.

5 Технічні вимоги

5.1 Технічні характеристики

- теплова потужність системи опалення.....440 кВт
- теплова потужність гарячого водопостачання.....30 кВт
- температурний графік роботи котельні90/70 °С
- температура води для потреб ГВП.....55 °С
- вид палива паливні гранули з деревини, наявна теплота 15,51 МДж/кг.

5.2 Вимоги до стандартизації та уніфікації.

Деталі та вузли обладнання котельні повинні бути по можливості стандартними та уніфікованими, щоб забезпечити можливість швидкого монтажу та можливість їх ремонту чи заміни.

5.3 Вимоги з надійності.

На ефективність роботи обладнання котельні впливають якість проекту та якість монтажу. Параметри показників надійності встановлюються у відповідних державних стандартах.

6 Економічні вимоги

Здійснити економічне обґрунтування застосування даної схеми котельні.

Визначити капітальні затрати та провести розрахунок собівартості виробництва теплоти і даній схемі котельні.

Проаналізувати техніко-економічні показники роботи даної схеми котельні.

7 Етапи розробки і терміни їх виконання

№ з/п	Назва та зміст етапу	Термін виконання етапів
1.	Аналіз варіантів заміщення природного газу для забезпечення потреб тепlopостачання	21.03.2023...04.04.2023
2.	Дослідження режимів роботи системи підготовки гарячої води для адміністративної будівлі	05.04.2023...14.04.2023
3.	Розробка елементів теплової схеми твердопаливної водогрійної котельні	15.04.2023...30.04.2023
4.	Технологія монтажу теплообмінника для потреб гарячого водopостачання	01.05.2023...13.05.2023
5.	Охорона праці	14.05.2023...31.05.2023
6.	Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	01.06.2023...12.06.2023
7.	Захист БДР	15.06.2023...20.06.2023

8 Порядок контролю і приймання

Виконання етапів графічної та розрахункової документації БДР контролюється керівником БДР згідно з графіком виконання. Приймання БДР здійснюється ЕК, затвердженою наказом ректора ВНТУ, згідно з графіком захисту.

ДОДАТОК В
(обов'язковий)

Відомість БДР

Аркуш	Найменування	Примітка
	08-15.БДР.009.00.00.000 ПЗ Пояснювальна записка	
	08-15.БДР.009.01.00.000 ТЗ Схема теплова принципова	
	08-15.БДР.009.02.00.000 АР План котельні на відм. 0.000	
	08-15.БДР.009.03.00.000 СК Теплообмінник ємнісний потужністю 30 кВт	
	08-15.БДР.009.04.00.000 Г5 Схема підготовки гарячої води монтажна аксонометрична	

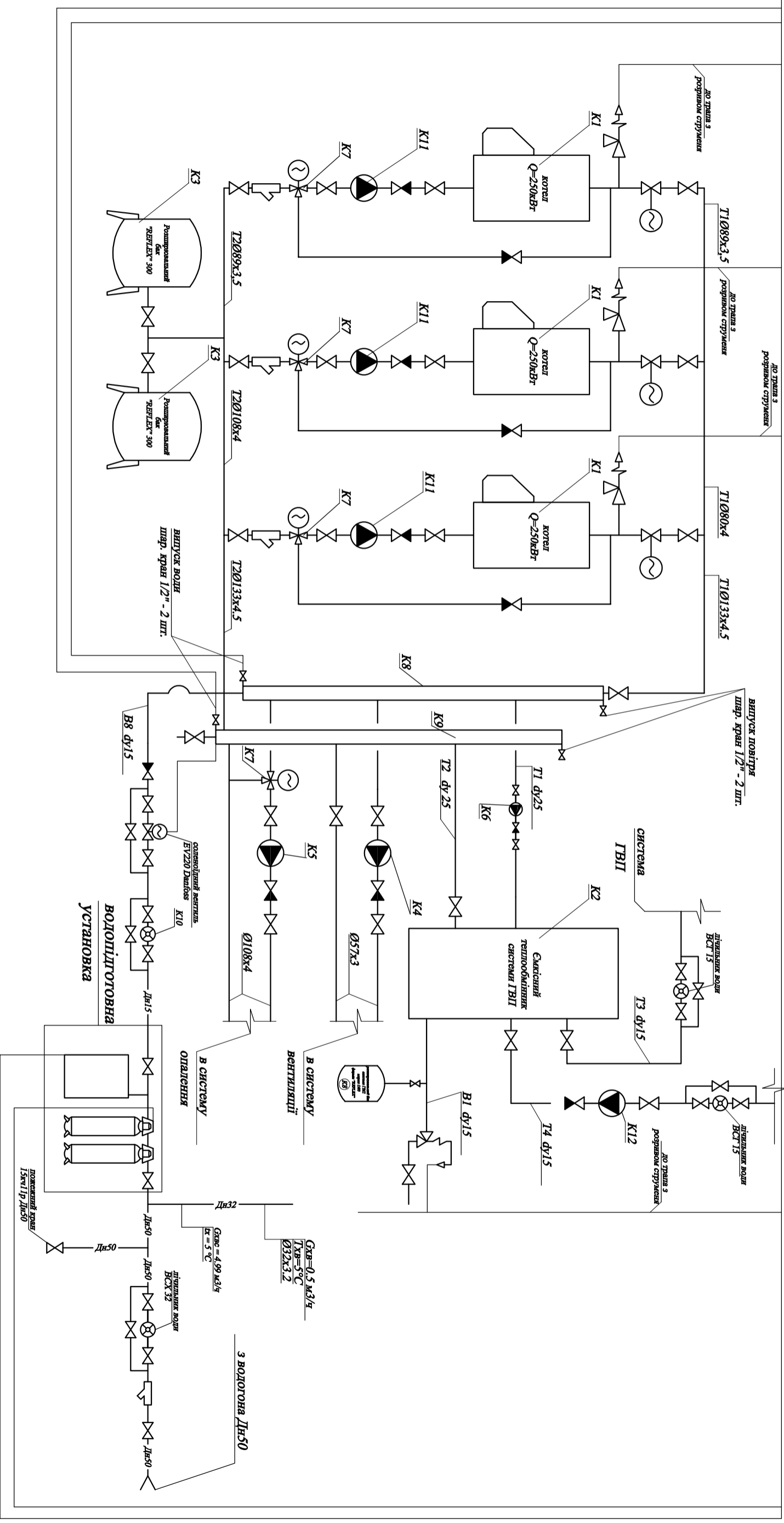
ДОДАТОК Г
(обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

**ТВЕРДОПАЛИВНА ВОДОГРІЙНА КОТЕЛЬНЯ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ
АДМІНІСТРАТИВНОЇ БУДІВЛІ У МІСТІ БЕРДИЧІВ**

Поз. обозначение	Наименование	Кол.	Примечание				
<i>Експлікація обладнання</i>							
<i>K1</i>	<i>Котел водогрійний потужністю 350 кВт</i>	<i>3</i>					
<i>K2</i>	<i>Ємкісний теплообмінник для ГВП</i>	<i>1</i>					
	<i>Q = 30 кВт</i>						
<i>K3</i>	<i>Бак розширювальний Zilmet CAL-PRO 300</i>	<i>2</i>					
<i>K4</i>	<i>Циркуляційний насос контуру вентиляції</i>	<i>1</i>					
	<i>Wilo DPL 32/135-0,25/4</i>						
<i>K5</i>	<i>Циркуляційний насос контуру опалення</i>	<i>1</i>					
	<i>Wilo DPL 50/130-2,2/2</i>						
<i>K6</i>	<i>Циркуляційний насос контуру ГВП</i>	<i>1</i>					
	<i>Stratos Pico 25/1-6</i>						
<i>K7</i>	<i>Клапан триходовий</i>	<i>1</i>					
<i>K8</i>	<i>Гребінка прямої мережної води Ду125</i>	<i>1</i>					
	<i>L = 1539 мм</i>						
<i>K9</i>	<i>Гребінка зворотної мережної води Ду125</i>	<i>1</i>					
	<i>L = 1500 мм</i>						
<i>K10</i>	<i>Лічильник холодної води</i>	<i>1</i>					
<i>K11</i>	<i>Котловий насос</i>	<i>3</i>					
	<i>Wilo DPL 40/115-0,55/2</i>						
<i>08-15.БДР.009.01.00.000</i>							
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разрад.	Таций О.О.						
Пров.	Степанова Н.Д.						
Реценз.	Попович М.М.						
Н.контр.	Співак О.Ю.						
Утв.	Степанов Д.В.						
Инд. № подл.		<i>Схема теплова принципова</i>			Лит.	Лист	Листов
							<i>1</i>
					<i>ВНТУ, зр. ТЕ-20мс</i>		

ДО ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО КОЛОДЕЗЯ



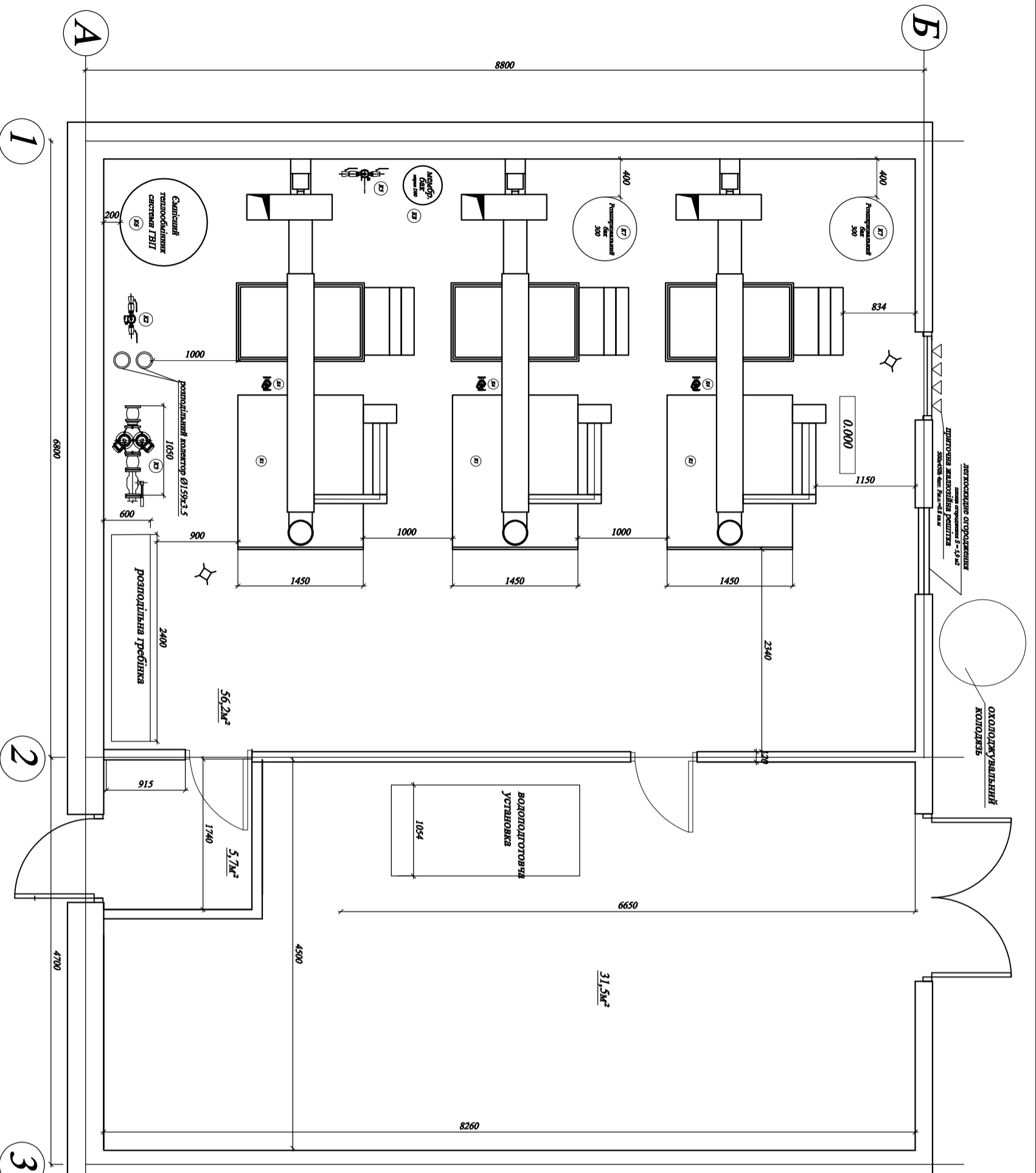
УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СХЕМИ

- запобіжний клапан
- ДВОХОДОВИЙ клапан с електроприводом
- циркуляційний насос
- запірний кран
- зворотний клапан
- сітчастий фільтр
- триходовий клапан з ел. приводом

08-15.БДР.009.01.00.000 ТЗ		
Схема теплова принципова		
Лист	Маса	Масштаб.
1		1
ВНТУ ТЕ-21мс		

Експлікація основного обладнання

Поз. Обозначення	Найменування	Кол	Маса ед.кг.	Прим.
К1	котел вологоуейный стальной Q-250 кВт	2	1200	
К2	насос циркуляционный фирмы "Wilo"	1	5	подогрев бойлера
К3	насос циркуляционный ДРЛ 50/130-2.2 фирмы "Wilo"	1	38	система опалення
К4	насос котлової води ДРЛ 40/115-0,55 фирмы "Wilo"	3	26	циркул. котла
К5	насос циркуляционный UPR 25-60B серия 100 фирмы "Grundfos"	1	3	рециркул. ТВІТ
К6	бойлер ТВІТ Смисловий теплообмінник	1	250	
К7	розширювальний бак розширювальний бак об'ємом 300 літрів Zilmet 300	2	65	
К8	розширювальний бак розширювальний бак об'ємом 80 літрів фирмы "Rellex"	1	25	
К9	насос циркуляционный ДРЛ 32/135-0,25 фирмы "Wilo"	1	22	система вентиляції



ПРИМІТКИ:

- під основним обладнанням передбачити під'їзди (D=150 мм висотою підлоги) з функцією відроз'єднання, розрахованій на навантаження 4000 кг.
- за відмітку 0,000 прийнятий рівень частоти підлоги в котельній.
- висота котельної не менше 3,5 метрів.
- відстань від стіни котельної до найближчого вікна будівліно торязонталі не менше 8 метрів.
- в котельній необхідно передбачити спеціальні отворування з розрахунку 0,03 м² на 1м³ об'єму будівлі.
- для монтажу обладнання, габарити якого перевищують розміри дверей, слід передбачити монтажний проїом. Монтажний проїом має бути на 0,2 м більше габаритів найбільшого обладнання або блока трубопроводів.
- передбачити вводи в систему каналізації котельної до скидного колодезя з розривом струмени від залобіжних квантів котлоагрегатів та бойлера системи гарячого водопостачання.
- в приміщенні теплового пункта передбачити місце (1500x2000) під розташування водопідготовчої установки.

08-15.БДР.009.02.00.000 АР

М. Бердичів

Твердопаливна водогрійна котельня для теплопостачання адміністративної будівлі у місті Бердичів

План розташування обладнання

Стадия	Лист	Листов
РП	1	1

ВНТУ ТЕ-21МС

Зм	Кільк	Лист	№ док	Підпис	Дата
Виконав		Тавій О.О.			
Перевірив		Степанова Н.Д.			
Тех. контроль		Степанова Н.Д.			
Рецензент					
Нор. контроль		Стибак О.Ю.			
Затвердив		Степанов Д.В.			

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						<u>Документація</u>		
		A3			08-15.БДР.009.03.00.000 СК	Складальне креслення		
						<u>Складальні одиниці</u>		
Справ. №				1	08-15.БДР.009.03.01.000	Днище еліптичне	1	
				2	08-15.БДР.009.03.02.000	Зміювик	1	
				3	08-15.БДР.009.03.03.000	Кришка еліптична	1	
				4	08-15.БДР.009.03.04.000	Місце встановлення електротена	1	
				5	08-15.БДР.009.03.05.000	Об'їждка	1	
				6	08-15.БДР.009.03.06.000	Патрубок	6	
						<u>Стандартні вироби</u>		
Підп. и дата				7		Гайка М20×2,5 ГОСТ 26-2041-96	8	
				8		Шайба 20 ГОСТ 26-2042-96	8	
				9		Шпилька М20×110 ГОСТ 26-2040-96	8	
Взам. инв. №		Инв. № дубл.						
Підп. и дата								
Инв. № подл.		Изм. Лист		№ докум.		Подп.		Дата
		Разрад. Тацій О.О.						
		Пров. Степанова Н.Д.						
		Рецензент Попович М.М.						
		Н.контр. Слівак О.Ю.						
		Утв. Степанов Д.В.						
08-15.БДР.009.03.00.000								
Теплообмінник						Лит.	Лист	Листов
ємнісний потужністю 30 кВт								
ВНТУ, зр. ТЕ-21мс								

08-15.БДР.009.03.00.000 СК

Перв. примен.

Справ. №

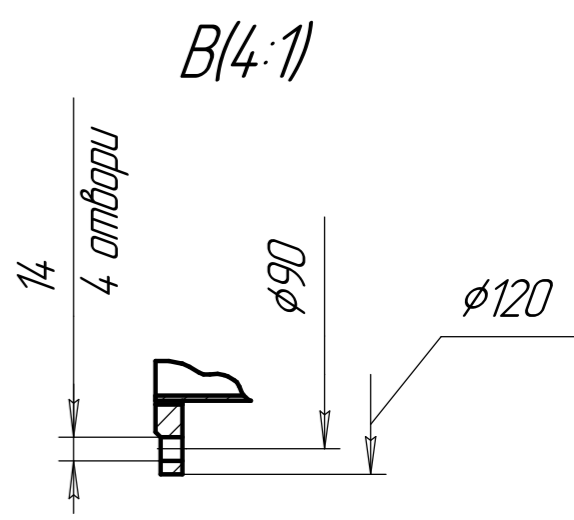
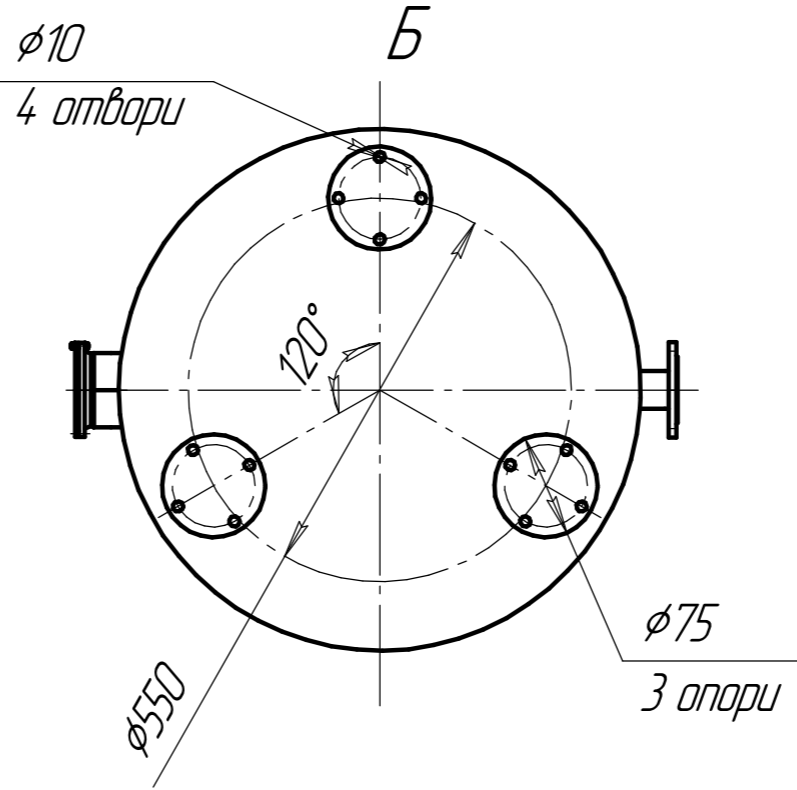
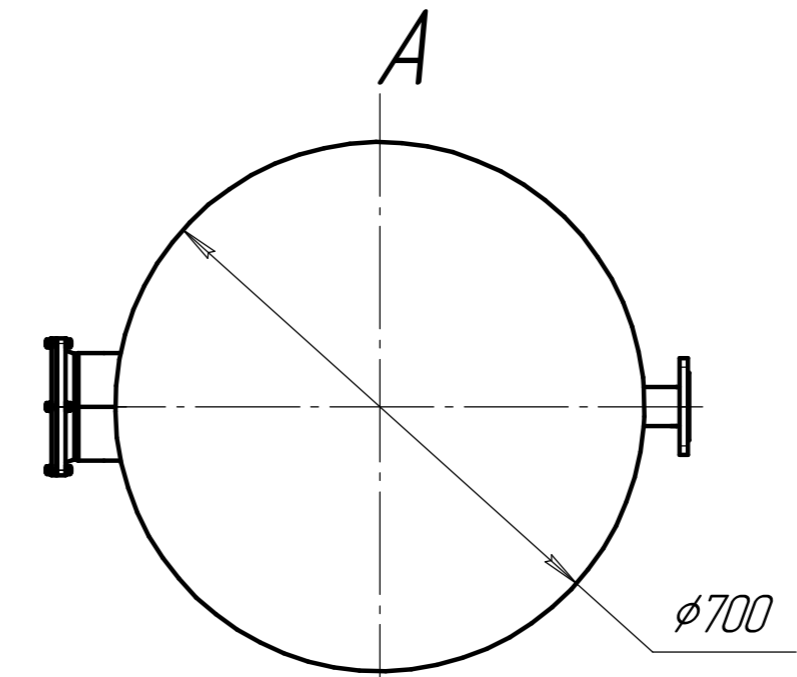
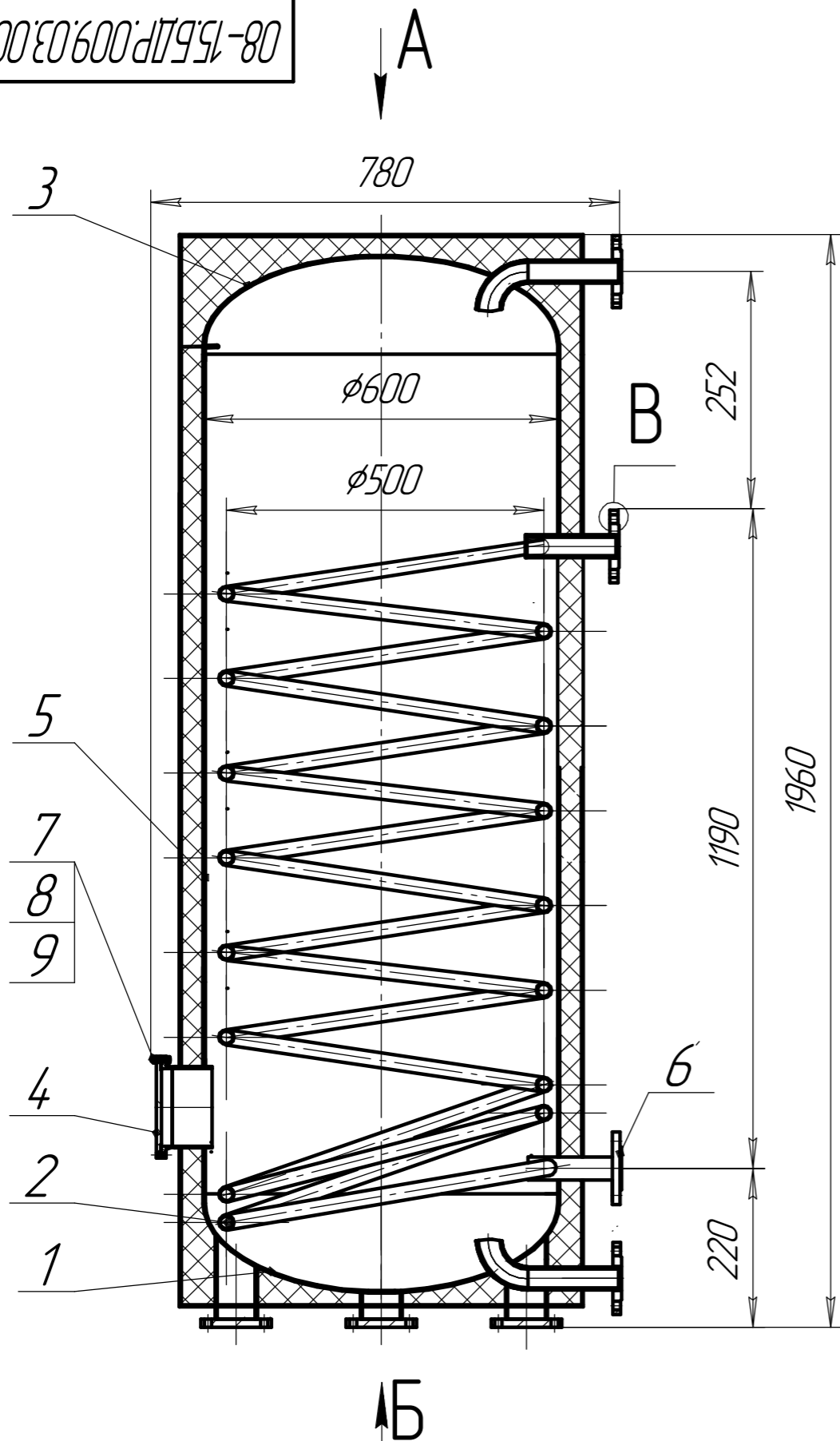
Подп. и дата

Изм. № дроб.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Изм. № подл.



Технічні характеристики:

1. Потужність змійовика 30 кВт.
2. Грієне та нагріване середовище – вода
3. Температура грієної води 90/70 °С.
4. Температура нагріваної води 10/60 °С.

Технічні вимоги:

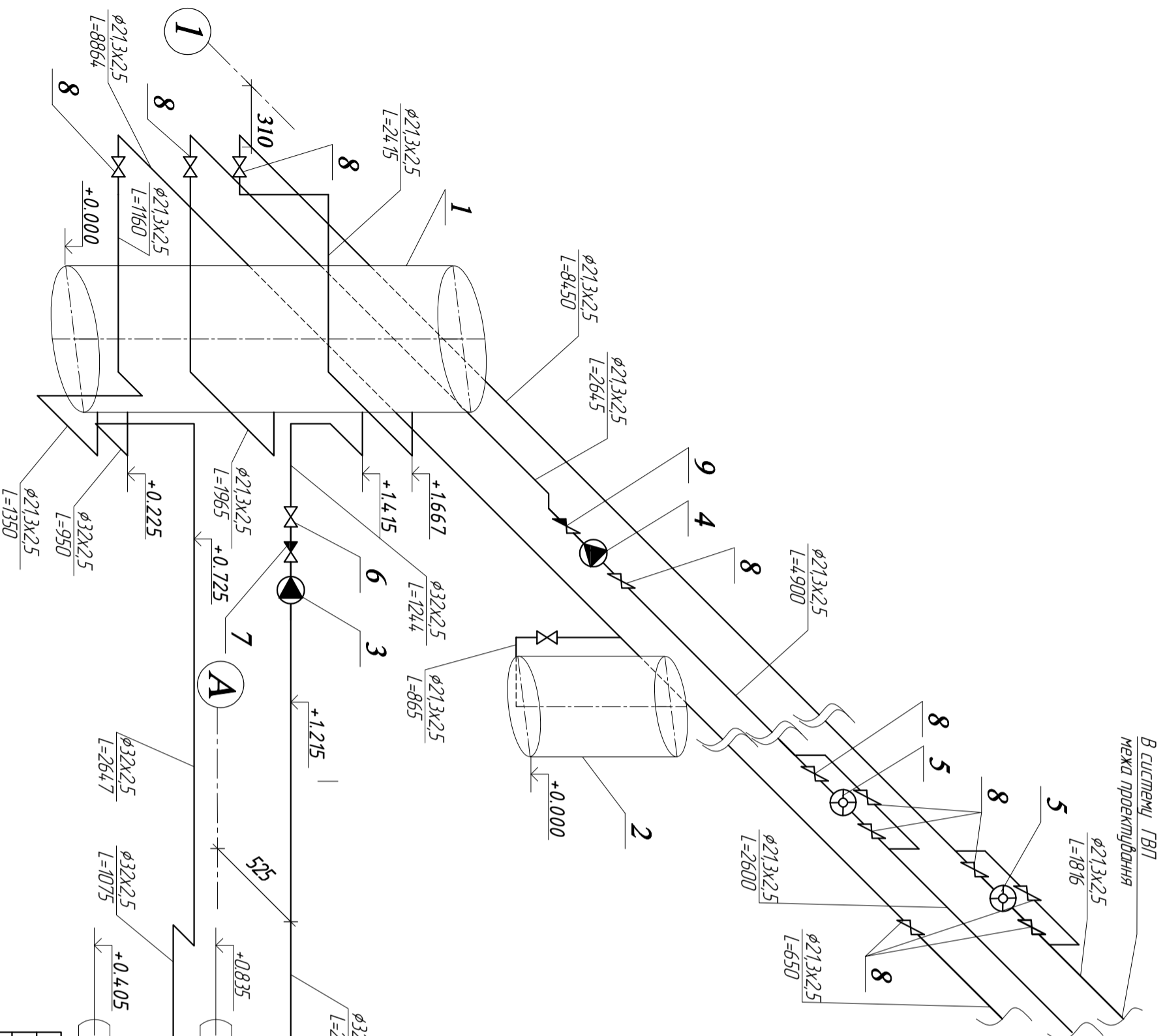
1. Зварювання виконати по місцях прилягання деталей швами згідно ГОСТ 14806-80
2. Катет шва призначати за меншою товщиною деталей, які з'єднуються.
3. Зовнішні поверхні зварювальних швів зачистити із плавним переходом до основного металу.
4. Перевірка на герметичність.
5. Протікання теплоносія недопустимо.

				08-15.БДР.009.03.00.000 СК				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Теплообмінник ємнісний потужністю 30 кВт Складальне креслення	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.	Тацій О.О.							1:10
Проб.	Степанова Н.Д.					Лист	Листов	1
Т.контр.	Степанова Н.Д.					ВНТУ зр. ТЕ-21МС		
Рецензент								
Н.контр.	Співак О.Ю.							
Утв.	Степанов Д.В.							

Копировал

Формат А3

ЕКСПЛІКАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ



ПОЗ.	Позначення	Найменування	кіл.	Маса од.кг.	Прим.
1	Ємнісний теплообмінник	бойлер ГВП	1	250	
2	Розширюв. бак D80 фірми "Reflex"	Розширювальний бак об'ємом 80 літрів	1	25	
3	Statos Pico25/6 фірма "Wilo"	насос циркуляційний	1	5	підтрів бойлера
4	UPS 25-60В серія 100 фірма "Stupidos"	насос циркуляційний	1	3	рециркул. ГВП
5	Новатор ЛК-15Г	лічильник води	2	0,7	
6	Genebre 3029 06 1"	кран кульовий дагунний	3	0,383	
7	RE-GE Genebre 3121 06 1"	клапан зворотний дагунний	1	0,26	
8	Genebre 3029 04 1/2"	кран кульовий дагунний	12	0,151	
9	RE-GE Genebre 3121 04 1/2"	клапан зворотний дагунний	1	0,11	

Зм	Кільк.	Лист	№ док.	Підпис	Дата

М. Бердичів

08-15.БДР.009.04.00.000 Г5

Виконав	Лист	Листів
Виконав	Лист	Листів
Перевірив	Лист	Листів
Тех. контроль	Лист	Листів
Ревізент	Лист	Листів
Нор. контроль	Лист	Листів
Затвердив	Лист	Листів

Твердопаливна водогрійна котельня для теплопостачання адміністративної будівлі у місті Бердичів

Схема підготовки гарячої води

МОНТАЖНА АКСОНОМЕТРИЧНА

ВНТУ ТЕ-21МС