

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА  
ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»  
КАФЕДРА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ

## Пояснювальна записка

до дипломного проекту  
магістра

на тему : **Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда**

Виконав: студент 6 курсу,  
групи 601МНТ  
спеціальності  
144 Теплоенергетика  
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)  
Турченко В.С.  
(прізвище та ініціали)

Керівник Колієнко А.Г.  
(прізвище та ініціали)

Рецензент \_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

Зав.кафедрою Голік Ю.С.  
(прізвище та ініціали)

Полтава - 2021 року

Форма N Н-9.01

**Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення навчально-науковий інститут нафти і газу

Кафедра, циклова комісія кафедра теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки \_\_\_\_\_

(шифр і назва)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**Завідувач кафедри, голова циклової комісії \_\_\_\_\_**

\_\_\_\_\_ 20\_\_ року

## ЗАВДАННЯ

### НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Турченко Віталій Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда

керівник проекту (роботи) проф. Колієнко А.Г.

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

затвержені наказом вищого навчального закладу №688 фа від "25" 08 2021 року

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 20 грудня 2021 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи): Генеральний план забудови району міста, щільність населення і поверховість, фізико-хімічні характеристики природного газу, який використовується у якості палива, рік забудови, будівельний план котельні, параметри шахтної води.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Виконати техніко-економічні проробки використання відновлювальних джерел енергії Донбасу для централізованого тепlopостачання. Розробити систему тепlopостачання м. Мирнограда на базі теплового насосу на шахтній воді. Виконати розрахунок теплових навантажень на потреби опалення, вентиляції і гарячого водopостачання, виконати розрахунки зміни теплового навантаження залежно від температури, визначити розрахункові витрати теплоносія для теплових мереж, виконати гідравлічний розрахунок теплових мереж, виконати підбір потужності

котлів і обладнання водогрійної котельні для району міста, розробити рекомендації щодо удосконалення регулювання відпуску теплоти в централізованих системах теплопостачання, розробити розрахунки ефективності використання теплових насосів в умовах котельних централізованих систем теплопостачання, визначити умови ефективності використання теплових насосів в систему централізованого теплопостачання

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Генеральний план району міста з нанесення теплових мереж. 2 Розрахункова схема теплових мереж. 3. Графіки відпуску теплоти. Графік Росандера. Температурні графіки відпуску теплоти. 4. Компоновка котельні 5. Принципова схема теплового насосу. 6. Принципова тепломеханічна схема котельні.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

| Розділ      | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|-------------|---|----------------|------------------|
|             |   | завдання видав | завдання прийняв |
| Усі розділи | Колієнко А.Г.                             |                |                  |

### **КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

| № з/п | Назва етапів дипломного проекту (роботи)                                       | Строк виконання етапів проекту (роботи) | Примітка |
|-------|--|---|----------|
| 1     | Визначення теплових навантажень. Визначення умов використання теплових насосів | 10 вересня 2020                         |          |
| 2     | Проектування теплових мереж.   | 24 вересня 2021                         |          |
| 3     | Розробка будівельних конструкцій ТМ  | 5 жовтня 2021                           |          |
| 4     | Розроблення графіків відпуску теплоти  | 28 жовтня 2021                          |          |
| 5     | Розроблення проекту реконструкції котел.                                       | 13 листопада 2021                       |          |
| 6     | Розроблення систем утилізації теплоти  | 28 листопада 2021                       |          |
| 7     | Розроблення системи регулювання  | 5 грудня 2021                           |          |
| 8     | Аналіз роботи теплових насосів в системі централізованого теплопостачання      | 20 грудня 2021                          |          |

7. Термін видачі завдання .2 вересня 2021 р.

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Турченко В.С.

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)



\_\_\_\_\_ (підпис)

Колієнко А.Г.

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

|  |    |
|--|----|
| <b>ВСТУП</b> .....   | 6  |
| <b>РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ДАНІ МІСТА МИРНОГРАД</b> .....   | 8  |
| 1.1 Вихідні дані.....  | 8  |
| 1.2. Дослідження характеристик шахтної води.....   | 16 |
| <b>РОЗДІЛ 2 СПОСОБИ ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ<br/>ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ</b> .....                             | 23 |
| 2.1 Аналіз існуючих способів використання низькотемпературних ВЕР для<br>комбінованого і роздільного вироблення енергії .....            | 23 |
| 2.2 Тепловий насос.....  | 25 |
| 2.3 Органічний цикл Ренкіна .....  | 36 |
| 2.4 Вибір робочих тіл для теплового насосу і ОЦР .....   | 38 |
| 2.5 Побудова діаграм. Розрахунок циклів .....  | 40 |
| 2.5.1 Побудова циклу теплового насосу .....  | 40 |
| 2.5.2 Побудова циклу органічного циклу Ренкіна.....  | 46 |
| <b>РОЗДІЛ 3 ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООВОГО ПОТЕНЦІАЛУ РУДНИЧНИХ<br/>ВОД ДЛЯ ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ МІСТА МИРНОГРАДА</b> .....                         | 50 |
| 3.1. Визначення теплового навантаження споживачів району міста , котрі<br>потенційно можуть отримувати теплоту від теплових насосів..... | 50 |
| 3.2. Розроблення принципової схеми системи для Мирнограда. Розрахунок<br>схеми підбір обладнання. ....                                   | 64 |
| 3.3 Реконструкція котельні. Принципова тепломеханічна схема. З адаптацією<br>теплового насосу. ....                                      | 73 |

|           |               |          |        |      |  |  |  |                      |      |         |   |     |
|-----------|---------------|----------|--------|------|--|--|--|----------------------|------|---------|---|-----|
|           |               |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i>  |  |  |                      |      |         |   |     |
| Змн.      | Арк.          | № докум. | Підпис | Дата | Використання теплового<br>потенціалу рудничних вод для<br>енергопостачання міста<br>Мирнограда |  |  | Літ.                 | Арк. | Акрушів |   |     |
| Розроб.   | Турченко В.С. |          |        |      |  |  |  |                      |      |         | 4 | 127 |
| Перевір.  | Колієнко А.Г. |          |        |      |  |  |  |                      |      |         |   |     |
| Реценз.   |               |          |        |      |  |  |  |                      |      |         |   |     |
| Н. Контр. | Гузик Д.В.    |          |        |      |  |  |  |                      |      |         |   |     |
| Затверд.  | Голік Ю.С.    |          |        |      |  |  |  | НУПП ім Ю.Кондратюка |      |         |   |     |

|   |     |
|---|-----|
| 3.4 Розподіл вироблення теплоти між джерелами енергії ..... | 79  |
| 3.5 Генерація теплоти на гаряче водопостачання .....        | 81  |
| 3.6 Генерація теплоти на опалення .....                     | 84  |
| 3.7. Вибір способу регулювання.....                         | 88  |
| 3.8. Гідравлічний розрахунок ділянок трубопроводів .....    | 112 |
| <b>ВИСНОВОК</b> .....                                       | 119 |
| Додаток 1. Результати аналізу шахтної води .....            | 122 |
| Додаток 2. Технічні характеристики обладнання .....         | 123 |
| Додаток 3. тепловий насос Maeykawa MYCOM .....              | 124 |
| <b>ЛІТЕРАТУРА</b> .....                                     | 126 |

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 5    |

## ВСТУП

В процесі видобутку вугілля з шахт на поверхню відкачується значний об'єми шахтних вод , багато зачинених шахт на території України також відкачують воду на поверхню для запобігання затоплення сусідніх підприємств та підтоплення поверхні , а сам процес відкачування доволі енергозатратний

Об'єм шахтних вод може бути різним від менше 100 до понад 1000 м<sup>3</sup>/год. і залежить від багатьох чинників . Основне джерело шахтних вод - підземні води, які дренуються гірничими виробками, а додатковим джерелом може бути фільтрація в гірничі виробки атмосферних опадів і поверхневих вод з прилеглих водних об'єктів. Хімічний склад шахтних вод визначається вихідним складом підземних вод і може істотно змінюватися в часі. Шахтні води формуються шляхом змішування підземних вод різних горизонтів, взаємодії їх з рудничною атмосферою і породами, розкритими гірничими виробками.

Температура води в залежності від географічного розташування шахт і глибини розробки коливається в межах 6-30 ° С. Враховуючи чималі витрати води що відкачується з шахт , можна стверджувати що шахтна вода має великий потенціал використання теплоти

Максимальний приплив шахтних вод, особливо в неглибоких розробках (до 300 м.), спостерігається в період весняної повені. Витрата стічних (шахтних) вод на 1 т. Вугілля, що видобувається коливається від 2 до 20 м.

Але після відкачки шахтних вод залишається ще одна проблема екологічного впливу на навколишнє середовища , тобто постає питання очищення шахтних вод , що в свою чергу потребує значних капіталовкладень.

Проблема шахтних вод потребує комплексного підходу , і для того щоб зменшити негативний економічний вплив вище перелічених чинників , пропонується розглянути використання шахтних вод в якості низькопотенційного джерела теплоти і використання його для задоволення

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 6    |

потреб в тепловій енергії і тим самим зменшити негативний економічний вплив.[1]

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  | 7    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

# РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ДАНІ МІСТА МИРНОГРАД

## 1.1 Вихідні дані

Розрахункові параметри зовнішнього повітря прийнято згідно ДСТУ Н Б В.1.1-27:2010 [2]

- місто реконструкції – м. Мирноград ;
- середня температура найхолоднішої п'ятиденки з коефіцієнтом забезпеченості 0,92 –мінус 22 °С;
- середня температура періоду з середньодобовою температурою повітря меншою плюс 8°С (середня температура опалювального періоду) – плюс -0,5 °С;
- тривалість періоду з середньодобовою температурою повітря меншою плюс 8°С (тривалість опалювального періоду) – 176 діб;
- температурна зона – I;

Мирноград – місто обласного значення, що знаходиться у західній частині Донецької області, розташоване на території Покровського району, проте не входить до його складу.



Рис. 1 місто Мирноград на мапі України

Територія міста становить 22,75 км<sup>2</sup>, до складу якої входить також с. Світле. На вказаній території станом на 01.09.2016 року зареєстровано 49 901 особу постійного населення, густина населення становить 2197 осіб/км<sup>2</sup>.

Місто розташоване у помірно-континентальній кліматичній зоні, клімат

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 8    |

степовий із недостатньою вологістю та засушливо-суховійними явищами.

Відстань від моря становить 191 км, що певним чином зумовлює недостатню кількість опадів (в середньому 521 мм протягом року), переважна більшість з яких випадає при температурі понад 10 °С. Характерними є рідкі сильні дощі і значні сухі вітри переважно східного і південно-східного напрямку, що викликають посуху влітку та різке зниження температури взимку. Зима малосніжна, з нестійкими погодними умовами. Глибина промерзання ґрунту становить до 1 метра. Середньорічна температура – 8,3 °С, найтеплішим місяцем є липень з температурою 21,5 °С, а найхолоднішим – січень (-5,7 °С).

У сфері промисловості працює 65% від загальної кількості працездатного населення. До основних підприємств міста належать:

1. в/п «Шахта «Капітальна» ДП «Мирноградвугілля»;
2. в/п «Шахта «5/6» ДП «Мирноградвугілля»;
3. в/п «Шахта «Центральна» ДП «Мирноградвугілля»;
4. Групова збагачувальна фабрика «Комсомольська»;
5. ЗАТ «Мирноградський ремонтно-механічний завод»;
6. в/п завод «Буддеталь» «ДП Мирноградвугілля».

Система теплопостачання м. Мирнограда відноситься до помірно-централізованих систем у секторі багатоповерхової забудови, а також місцевих та індивідуальних побудинкових систем у районах із індивідуальною забудовою. Загальна площа житлових приміщень, приєднаних до централізованих систем теплопостачання становить близько 610 тис. м<sup>2</sup>. Площа багатоквартирних житлових будинків, обладнаних приладовим обліком теплоти, становить 461 тис. м<sup>2</sup> (близько 76%).

Послуги у сфері централізованого теплопостачання (опалення житлових будинків, бюджетних, комунально-побутових, а також госпрозрахункових будівель) надаються теплопостачальною організацією – відокремленим підрозділом «Виробнича одиниця обласного комунального підприємства «Донецьктеплокомуненерго» «Димитровтепломережа» (далі – ВП ВО «ОКП

|      |      |          |        |      |                  |  |  |  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|--|--|--|------|
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | 9    |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 601МНТ-2034.1.ДП |  |  |  |      |

«Донецьктеплокомуненерго» «Димитровтепломережа», підприємство теплопостачання). Послуги з постачання гарячої води не надаються. Генерування теплової енергії для деякої частини бюджетних установ здійснюється автономними котельними, не підпорядкованими підприємству з теплопостачання.

Аналіз енергоспоживання і обсягів викидів парникових газів ВО «Димитровтепломережа» виконано за період із 2010 по 2016 рр.

У місті Мирноград станом на 01.01.2017 р. працює 12 газифікованих котелень. Котельні, які працюють на біомасі чи рідкому паливі, відсутні. Крім котелень, підпорядкованих підприємству теплопостачання, у місті існує мережа твердопаливних котелень, що знаходяться на балансі бюджетних установ (закладів освіти, охорони здоров'я), які працюють на кам'яному вугіллі.

Газопостачання м. Мирнограда відбувається від газорозподільчих мереж (далі – ГРМ) м. Покровська (хутір «Запорізький»). Система газопостачання – одноступенева. Кількість газорегуляторних пунктів – 7 од., протяжність газових мереж – 150 км.

Загальне приєднане розрахункове теплове навантаження для 12-ти централізованих котелень підприємства (згідно з даними підприємства теплопостачання) становить 47,8 Гкал/год, із них 41,5 Гкал/год (86,8%) – розрахункове теплове навантаження на житлові будинки. Частка навантаження на об'єкти охорони здоров'я становить 3,2% (1,5 Гкал/год), заклади освіти – 7,3% (3,5 Гкал/год), на інші об'єкти – 2,9 % (1,4 Гкал/год) від загального навантаження (рис. 2.7).

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 10   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |



Рис. 2 – Розподіл теплового навантаження на котельні ВП ВО «ОКП «Донецьктеплокомуненерго» «Димитровтепломережа»

Таким чином, основним споживачем теплової енергії, що генерується на котельнях підприємства теплопостачання, є населення (житлові будинки).

Протягом опалювального періоду розрахункова температура зовнішнього повітря для м. Мирнограда становить  $-22^{\circ}\text{C}$ , нормативна тривалість опалювального періоду – 176 діб, середня нормативна температура зовнішнього повітря складає  $-0,5^{\circ}\text{C}$ .

Довжина теплових мереж, які знаходяться на балансі підприємств теплопостачання становить 51,517 км трубопроводів каналного прокладання у двотрубному вимірі. Трубопроводи гарячого водопостачання довжиною 13,936 км наразі не експлуатуються.

Теплові мережі підприємства характеризуються достатньо високою зношеністю, що вимагає впровадження заходів і проектів на етапі транспортування теплоносія.

Система теплопостачання всіх котельень є закритою, схема – двотрубна тупикова. Регулювання відпуску теплової енергії по всім котельням є якісним. Схема підключення всіх споживачів до теплових мереж – залежна. Вид прокладки теплових мереж – підземна і надземна на високих і низьких опорах.

У системі теплопостачання відсутні автоматизовані індивідуальні теплові пункти (далі – ІТП) і центральні теплові пункти (ЦТП). Більша частина елеваторних вузлів вводу в будинках не функціонує належним чином.

Фактичний температурний графік відпуску теплової енергії від більшої частини котелень становить 95/70°C.

| Основні характеристики  | Одиниця виміру     | Період спостережень |                  |                  |                |                  |                |                  |
|---|--------------------|---------------------|------------------|------------------|----------------|------------------|----------------|------------------|
|   |                    | 2010                | 2011             | 2012             | 2013           | 2014             | 2015           | 2016             |
| Витрати електричної енергії   | МВт·год            | 4392,7              | 4498,1           | 4480,1           | 4908,6         | 4243,2           | 3935,          | 4319,5           |
| Питомі витрати електричної енергії на 1 Гкал теплової енергії, відпущеної до теплових мереж | кВт·год/<br>Гкал   | 46,45               | 41,05            | 43,27            | 52,91          | 46,9             | 51,9           | 45,4             |
| Витрати природного газу, ненормалізовані  | тис.м <sup>3</sup> | 13814,4             | 16000,9          | 15128,1          | 13505,2        | 13159,6          | 10966,5        | 13717,4          |
| Витрати природного газу, ненормалізовані  | т у.п.             | 15920,8             | 18452,2          | 17454,8          | 15593,3        | 15206,5          | 12736,2        | 15975,1          |
| Витрати вугілля ненормалізовані   | т                  | -                   | -                | -                | -              | -                | -              | -                |
| Витрати вугілля ненормалізовані   | т у.п.             | -                   | -                | -                | -              | -                | -              | -                |
| Загальні витрати палива в котельнях   | т у.п.             | 15920,8             | 18452,2          | 17454,8          | 15593,3        | 15206,5          | 12736,2        | 15975,1          |
| Частка вугілля у балансі підприємства   | %                  | 0                   | 0                | 0                | 0              | 0                | 0              | 0                |
| Потенціал палива  | Гкал               | 111445,6            | 129165,4         | 122183,6         | 109153,1       | 106445,5         | 89153,4        | 111825,7         |
| Вироблена тепла енергія   | Гкал               | 96511,7             | 111980,8         | 105928,5         | 94887,9        | 92529,5          | 77512,8        | 97264,2          |
| Втрати теплової енергії на власні потреби/у теплових мережах, Гкал/%                        | Гкал               | 14299,6/<br>14,8    | 16545,2/<br>14,8 | 15619,8/<br>14,7 | 14056/<br>14,8 | 13685,9/<br>14,8 | 11431/<br>14,7 | 14281,9/<br>14,6 |
| Реалізована тепла енергія   | Гкал               | 82212,1             | 95435,6          | 90308,7          | 80831,9        | 78843,6          | 66081,8        | 82982,3          |
| Ефективність вироблення теплової енергії (з урахуванням ККД котельні)                       | %                  | 86,6                | 86,7             | 86,7             | 86,9           | 86,9             | 86,9           | 86,9             |
| Ефективність реалізації теплової енергії (з урахуванням ККД мережі)                         | %                  | 73,8                | 73,9             | 73,9             | 74,0           | 74,1             | 74,1           | 74,2             |
| Питомі витрати палива на вироблення теплової енергії  | кг у.п./<br>Гкал   | 164,9               | 164,8            | 164,8            | 164,4          | 164,4            | 164,4          | 164,4            |

|      |      |          |        |      |                  |  |  |  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|--|--|--|------|
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | 12   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 601МНТ-№20341-ДП |  |  |  |      |

|  |         |         |         |         |         |         |         |         |
|--|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Середня температура опалювального періоду  | °С      | 1,5     | -2,0    | -0,5    | +2,3    | - 0,6   | +1,1    | + 0,2   |
| Тривалість опалювального періоду   | діб     | 191     | 175     | 184     | 194     | 163     | 168     | 177     |
| Коригувальний коефіцієнт, приведений до 2016 року (коефіцієнт нормалізації)                  | -       | 0,991   | 0,909   | 0,929   | 1,020   | 1,044   | 1,103   | 1       |
| Витрати природного газу, приведені до параметрів зовнішнього повітря 2016 р                  | т у.п   | 15777,5 | 16773,0 | 16215,5 | 15905,2 | 15875,6 | 14048,0 | 15975,7 |
| Витрати вугілля, приведені до параметрів зовнішнього повітря 2016 р                          | т у.п.  | 0       | 0       | 0       | 0       | 0       | 0       | 0       |
| Нормалізовані витрати електричної енергії  | МВт·год | 4353,17 | 4088,82 | 4162,07 | 5006,8  | 4433,08 | 4340,43 | 4319,51 |
| Викиди CO <sub>2</sub> при спалюванні природного газу, нормалізовані                         | т       | 26832,5 | 28507,8 | 27546,0 | 26999,6 | 26927,7 | 23708,2 | 26886,1 |
| Викиди CO <sub>2</sub> при спалюванні вугілля, нормалізовані                                 | т       | 0       | 0       | 0       | 0       | 0       | 0       | 0       |
| Викиди CO <sub>2</sub> при використанні електричної енергії, нормалізовані, коефіцієнт 0,912 | т       | 3970,1  | 3729,0  | 3795,8  | 4566,2  | 4042,9  | 3958,5  | 3939,4  |
| Загальні викиди CO <sub>2</sub>  | т       | 30802,6 | 32236,8 | 31341,8 | 31565,8 | 30970,6 | 27666,7 | 30825,5 |

Таблиця 1 Основні характеристики роботи системи централізованого теплопостачання м.Мирноград.

Загальна опалювальна площа об'єктів бюджетної сфери що фінансуються з міського бюджету м. Мирнограда (разом із допоміжними та господарськими) складає 84 068 м<sup>2</sup>. Переважну частину опалювальної площі (98%) становлять окремі будівлі, решта (2%) – приміщення, що вбудовані у житлові будинки. Зокрема, більшу частину опалювальної площі громадських будівель займають

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-№20341-ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 13   |

заклади освіти (68%), у тому числі школи (53%) та дитячі садочки (15%). Розподіл опалювальної площі за цільовими групами кінцевих споживачів теплової енергії в бюджетній сфері показаний на рис.2.23.

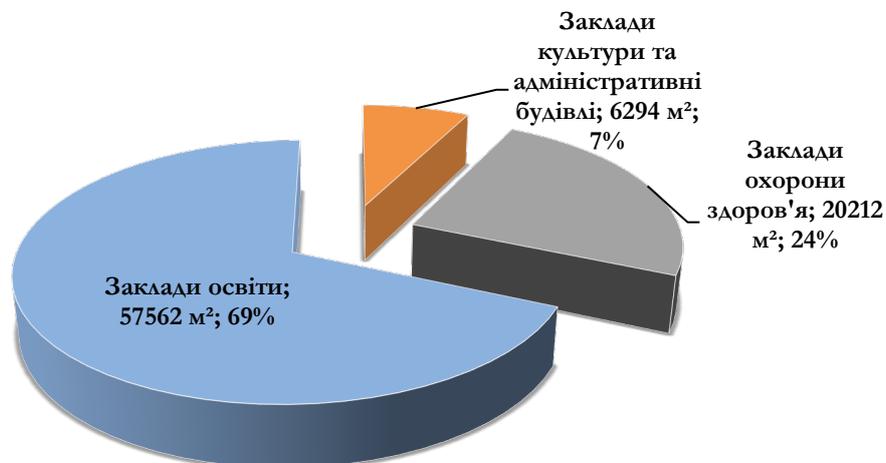


Рис. 3 – Розподіл опалювальної площі за цільовими групами кінцевих споживачів теплової енергії в бюджетній сфері міста Мирнограда

Більшість бюджетних будівель приєднана до централізованих теплових мереж (73% від загальної опалювальної площі). Решта будівель (27% від загальної опалювальної площі) мають індивідуальні котельні, що працюють на вугіллі та природному газі.

Розподіл опалювальної площі будівель бюджетної сфери за джерелом теплоти для потреб опалення показаний на рис.4



Рис. 4 – Розподіл опалювальної площі будівель бюджетної сфери міста Мирноград за джерелом теплоти для потреб опалення

Більшість будівель бюджетної сфери збудовані у період до 1980 р. і мають незадовільні теплозахисні характеристики огорожувальних конструкцій, що спричиняє надлишкові втрати теплової енергії. Зокрема, теплозахисні характеристики стін утримані менші за сучасні вимоги ДБН В.2.6-31:2016 «Теплова ізоляція будівель». Матеріалом стін переважно є цегла силікатна або червона товщиною 510 мм, чи керамзитобетонні блоки. Стіни деяких будівель частково утеплені тепловою ізоляцією, проте дане утеплення виконане не належним чином та за відсутності проектної документації, через що потребує заміни.

Система централізованого постачання гарячої води у місті відсутня. Гаряча вода готується локально у накопичувальних електричних водопідігрівачах, які встановлені безпосередньо у місцях водорозбору.

Житловий фонд м. Мирнограда становить 559 будинків квартирного типу, загальною опалювальною площею 730,6 тис м<sup>2</sup>, із яких 152 передано на обслуговування ОСББ. Переважна більшість будівель приєднана до централізованих теплових мереж (610 тис. м<sup>2</sup> або 84% від житлової площі що опалюється), з яких близько 3351,0 м<sup>2</sup> (0,5%) мають індивідуальні системи опалення. В житлових будинках квартирного типу проживає 31,3 тис. осіб (62,2% жителів міста).

Частина домогосподарств (3% від опалювальної площі) мають пічне опалення та використовують вугілля в якості палива. Лише близько 37% помешкань від площі житлового фонду оснащені газовими плитами.

Житловий фонд приватних будинків садибного типу складає 256,2 тис.м<sup>2</sup>. У даному Звіті приватні будівлі садибного типу не розглядаються.

Розподіл будинків комунальної власності за роками забудови, а також за кількістю поверхів представлений на рисунках 2 та 3 відповідно [3].

На рис. 5 представлено графік зміни витрат енергії у секторі житлових будинків.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-№20341-ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 15   |

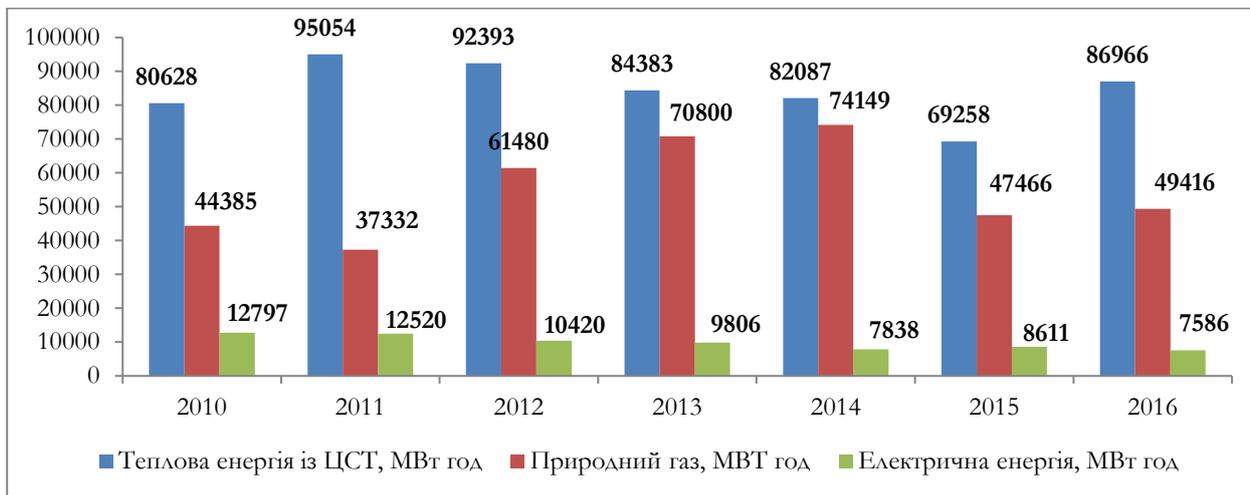


Рис. 5 – Динаміка обсягів споживання енергоресурсів у секторі житлових будівель.

## 1.2. Дослідження характеристик шахтної води

Шахтні рудникові води – підземні води, що надходять у гірничі виробки і ускладнюють умови добування корисних копалин.

Зазвичай шахтні води характеризуються механічним, бактеріальним, хімічним, радіаційним і бактеріальним забрудненням і високою мінералізацією (до 70 г/л і вище). При розробленні сульфідних руд і вугільних пластів мають високий вміст сульфат-іонів, металів і мають кислотну реакцію. Такі шахтні води інтенсивно кородують водовідвідні установки.



Рис. 6 Ставок освітлювач шахтної води з шахти “Родіна” у місті Кривий Ріг.

Після очищення і демінералізації шахтні води використовують в якості технічного водопостачання шахт (наприклад, для пилоподавлення) – замість води питної якості. Згідно зі статистичними даними, технологічні потреби на власні потреби шахт становлять до 15% від об'єму води, що відбирається у процесі. Решта шахтної води скидається у ставки-відстійники і у гідрографічну мережу. [4]



Рис.7 Ставок освітлювач шахтної води з шахти “Центральна” у місті Мирноград.

На фото видно утворення водяної пари на поверхні ставка в зв'язку зі скиданням води з температурою близько 25<sup>0</sup>С. Температура зовнішнього повітря + 2<sup>0</sup>С. Температура води в водоймі , в районі розташування зливного трубопроводу системи водовідливу, складає +19<sup>0</sup> С.

Наразі ситуація з водокористуванням на шахтах складається таким чином, що для власних господарчих потреб шахт використовуються міські водогони з дефіцитною питною водою, що транспортується каналами і водогонами на значні відстані, а також за рахунок артезіанської води.

Можливість використання шахтних вод для потреб господарчо-питного і промислового водопостачання визначається їхньою належністю до класифікаційної групи за показниками якості, а також джерелами надходження води.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-№20341-ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 17   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

Наявною нормативною документацією (Державними санітарними нормами і правилами «Гігієнічні вимоги до води питної, призначеної для споживання людиною») не передбачено використання шахтних вод в якості джерела питного водопостачання.

Для цього дозволено використовувати лише питні води, що отримано з поверхневих джерел, або підземних джерел питного водопостачання.

Крім того, для джерел питного водопостачання необхідною вимогою є створення зон санітарної охорони (ЗСО), що неможливо витримати для робочих шахт. Це можна реалізувати лише на закритих шахтах.

Для інших цілей (наприклад, для використання теплового потенціалу) воду можна брати з будь-якої шахти, у тому числі з робочої. Можливий також відбір води з відкритих джерел – з водойм відстійників. Але в такому разі втрачається тепловий потенціал води внаслідок природних втрат теплоти у довкілля.

Залежно від концентрації мінеральних солей (С), лужності (Л) і жорсткості (Ж), шахтні води класифікують (Укр НТЕК) за такими групами:

1-а група. С=1,5-1,8 г/л; Л = 8-12 мг-екв/л; Ж до 10-12 мг-екв/л.

2-а група. С=3-3,5 г/л; Ж до 10-12 мг-екв/л.

3-я група. С = більше 3,5 г/л; Ж більше 12 мг-екв/л.

Для використання шахтної води як джерела водопостачання, так і альтернативного джерела енергії, надзвичайно важливо виконати точний аналіз шахтної води на кожній шахті, на якій планується впровадження проекту.

Розробники цього документу керувалися складом шахтної води, наведеним у додатку 1. Мінералізація води за результатами аналізу оцінюється, як правило, по величині, експериментально визначеного сухого залишку.

За величиною зазначеного в наведеному аналізі сухого залишку (більше 5 г/л) шахтна вода у місці відбору відноситься до категорії солоних природних вод, або третьої групи наведеної вище класифікації.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-№20341-ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 18   |

З огляду на високу мінералізацію води для попередження забруднення обладнання теплової схеми була запропонована незалежна схема приєднання до джерела отримання шахтної води, котра убезпечує від забруднення тепломеханічне обладнання. При цьому необхідно констатувати, що тепловий потенціал шахтної води буде дещо втрачено. Підбір обладнання схеми і розрахунок техніко-економічних показників проекту виконувалися на середньорічну температуру шахтної води близько 15<sup>0</sup>С з урахуванням втрат теплоти у проміжному теплообміннику.

Важливим документом, який регламентує правила використання шахтної води, є санітарні правила і норми «Гігієнічні вимоги до підприємств вугільної промисловості». Але цей документ було скасовано 01.01.2017 р. Натомість діють Державні санітарні правила і норми «Підприємства вугільної промисловості», положення яких є чинними і для вуглезбагачувальних та брикетних фабрик.

Згідно із зазначеним документом, шахтна вода, яка використовується для господарчих потреб, підлягає очищенню, нейтралізації, демінералізації, знезаражуванню і повинна відповідати вимогам ДержСанПіН «Вода питна. Гігієнічні вимоги до якості централізованого господарського-питного водопостачання».

Кількість шахт, що закриваються на Донбасі, невпинно збільшується. У зв'язку з цим питання використання шахтної води набуває важливого значення. Крім того, відкачування шахтної води є важливим передусім з погляду ліквідації надзвичайних ситуацій на шахтах і стабілізації водовідливу.

Використання шахтної води в якості альтернативного джерела енергії передбачає попереднє очищення води від механічних домішок.

Найбільш поширеним варіантом на сьогодні є відкачування шахтної води, після чого вона, як правило, скидається у довкілля, надходить в басейни рік Донбасу, накопичується у водоймах.

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  | 19   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

Аналіз витрат і температури шахтної води показує, що вона може слугувати джерелом енергії, котра відноситься до відновлювальних і альтернативних джерел енергії.

Так, наприклад, охолодження кожних 180 м<sup>3</sup>/год шахтної води на 5<sup>0</sup>С дає можливість отримати до 1400 кВт, або близько 1,2 Гкал/год теплової енергії, що достатньо для забезпечення теплотою на опалення до 10-11 багатоквартирних будинків на 60 кв. кожний.

Загальна кількість теплоти, котру можна отримати, залежить від величини водовідводу і температури води.

Утилізація низькопотенційної теплоти шахтної води і збільшення теплового потенціалу теплоносія можливо за рахунок використання теплових насосів типу «вода-вода».

Вода з температурою до 15... 20<sup>0</sup>С може розглядатись як ефективне низькопотенційне джерело теплоти для теплового насоса «вода-вода» для генерування теплоти в системі централізованого тепlopостачання міст Донбасу. Уже при середньорічній температурі води +10...+12 <sup>0</sup>С її використання може бути економічно доцільним в якості низькопотенційного джерела теплоти у тепловому насосі.

За рахунок здійснення зворотного термодинамічного циклу у тепловому насосі можливо збільшення теплового потенціалу енергоносія до необхідних величин.

Таке джерело низькопотенційної енергії як шахтна вода , також відповідає вимогам надійності так-як робота водовідведення передбачена режимом роботи шахти . Навіть при консервації шахти водовідведення все одно залишається в роботі щоб запобігти неконтрольоване підтоплення територій . Встановлення теплонасосної техніки до системи існуючого шахтного водовідведення суттєво зменшує капіталовкладення , пов'язані з забезпеченням теплових насосів джерелом теплоти.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 20   |

В таблиці 2 представлено характеристики шахтної води, котра надходить із шахт, розташованих в районі міст Великого Добропілля.

| Назва шахти                          | Середньорічні витрати шахтної води, м <sup>3</sup> / год | Середньорічна температура шахтної води, °С | Тепловий потенціал, кВт |
|--------------------------------------|--|--|-------------------------|
| Шахта Добропільська                  | 320  | 20-22                                      | 2800                    |
| Шахта Алмазна                        | 420  |  | 3700                    |
| Шахта Білицька                       | 403  |  | 3600                    |
| Шахта Білозерська                    | 420  |  | 3800                    |
| Шахта Новодонецька                   | 250  |  | 2200                    |
| Усього по містам Великого Добропілля | 1813   |  | 16100                   |
| Шахта Центральна м. Мирноград        | 767  | 20-22                                      | 6800                    |
| Шахта 5/6 м. Мирноград               | 26   | 20-22                                      | 234                     |
| Разом                                |  |  | 23134                   |

Таблиця 2. Параметри шахтної води міст Добропілля і Мирнограду

Одночасно з цим, робочі шахти потребують значних витрат теплоти на здійснення господарчої діяльності (на потреби опалення, вентиляції і гарячого водопостачання).

Крім того, потенціал шахтної води можна використовувати для отримання холоду з метою його використання для охолодження вентиляційного повітря, що подається до шахт.

У разі використання шахтної води в якості джерела господарчо-питного водопостачання необхідні значні витрати теплової енергії на процеси очищення води, її демінералізації і процеси випарювання і розділення отриманого концентрату.

Таким чином, у якості споживачів теплоти, отриманої із шахтної води, можуть бути як самі робочі шахти, так і житлові і громадські будинки.

За наявності шахтної води у кількості, зазначеній у таблиці 1, впровадження системи утилізації теплоти шахтної води дасть можливість отримати у містах Великого Добропілля близько 72 000 МВт год (61910 Гкал)

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 21   |

теплоти за опалювальний період (без урахування втрат теплоти в теплових мережах).

Цієї теплоти достатньо для цілорічного опалення близько 80 багатоповерхових 60-квартирних. будинків.

Розрахунки рентабельності заходу можна вести, виходячи з питомого показника витрат шахтної води у 150 м<sup>3</sup>/год, котрі дають можливість за умови використання теплового насоса «вода-вода» забезпечити теплопродуктивність установки близько 1,4 МВт, що еквівалентно річному виробленню теплоти за рахунок енергії шахтної води близько 6000 МВт год (5159 Гкал) за опалювальний період. Такої кількості теплоти достатньо, щоб забезпечити потребу на опалення 5 багатоповерхових будинків на 60 квартир кожний.[5]

Збільшення вироблення теплоти обмежене витратами самої шахтної води.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 22   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

## РОЗДІЛ 2 СПОСОБИ ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

### 2.1 Аналіз існуючих способів використання низькотемпературних ВЕР для комбінованого і роздільного вироблення енергії

На даний момент часу існує проблема зростання ціни на викопні види палива що в свою чергу призводить до підвищення ціни на енергоресурси. А так-як енергетичні ресурси використовуються при створенні будь якого товару , ця проблема може мати лавиноподібний характер. Тому, одним з рішенням даної проблеми може бути впровадження заходів з енергозбереження та використання альтернативних та відновлювальних джерел енергії . Це дозволяє вирішити головну проблему а саме зменшення витрат викопного палива , і як наслідок таким чином зменшиться питомі викиди шкідливих речовин на 1 кВт виробленої енергії.

Одним з енергозберігаючих рішень може бути заміна теплогенеруючого обладнання на більш сучасне та використання приладів що можуть використовувати альтернативні та відновлювальні джерела енергії та утилізації теплоти вторинних енергоресурсів .

Серед приладів які можуть використовувати альтернативні джерела енергії доволі перспективним є використання теплових насосів у комбінації з установками які використовують традиційні джерела енергії , та використання тепло-насосних станцій . Саме використання теплонасосного обладнання розкриваю можливість використати теплоту від низькопотенційних джерела , таким джерелом може бути ґрунтові та сточні води , повітря та ґрунт.

Також в теплоенергетиці набирає популярності використання системи теплопостачання на базі котельного агрегату де частину теплової потужності бере на себе використання сонячних колекторів. Де сонячні колектори в час

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 23   |

сонцестояння підігривають воду яка надходить до бака акумулятора , це дозволяє суттєво зменшити потужність котельних агрегатів.

Необхідність широкого використання відновлювальних джерел енергії визначається швидким зростанням потреби в електричній енергії, яка за прогнозами має збільшитися у 2 рази до 2030 р. і в 4 рази до 2050 р. у порівнянні з 2000 р.; вичерпанням у видимому майбутньому розвіданих запасів органічного палива; кризовим станом довкілля в зв'язку із забрудненням оксидами азоту і сірки, вуглекислим газом, пилоподібними частинками від згорання палива, радіоактивним і тепловим забрудненням тощо.

Відновлювальні джерела енергії мають принципові відмінності, тому їх ефективне використання стає можливим на основі науково розроблених принципів перетворення відновлювальних джерел енергії у види, необхідні споживачам. У навколишньому середовищі завжди існують потоки відновлювальної енергії, тому в процесі розвитку відновлювальної енергетики необхідно орієнтуватись на місцеві енергоресурси, вибираючи з них найефективніші. Використання відновлювальних джерел енергії має бути багатоваріантним й комплексним, що дозволяє прискорити економічний розвиток регіонів. Наприклад, хорошою базою для використання відновлювальних джерел енергії можуть бути агропромислові комплекси, де відходи тваринництва й рослинництва є сировиною для одержання біогазу, а також рідкого й твердого палива, виробництва добрив. [ 2 ]

Один з способів використання низькопотенційної теплоти є використання теплових насосів

Аналіз витрат і температури шахтної води показує, що вона може слугувати джерелом енергії, котра відноситься до відновлювальних і альтернативних джерел енергії. Збільшення теплового потенціалу теплоносія можливо за рахунок використання теплових насосів типу «вода-вода». Вода з температурою 20...25<sup>0</sup>С може розглядатись як ефективне низькопотенційне джерело теплоти для теплового насосу «вода – вода» для генерування теплоти

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 24   |

в системі централізованого тепlopостачання. Уже при середньорічній температурі води + 10...+ 20 С її використання може бути економічно доцільним у якості низькопотенційного джерела теплоти у тепловому насосі.

## 2.2 Тепловий насос

За рахунок здійснення зворотного термодинамічного циклу у тепловому насосі можливо збільшення теплового потенціалу енергоносія до необхідних величин.

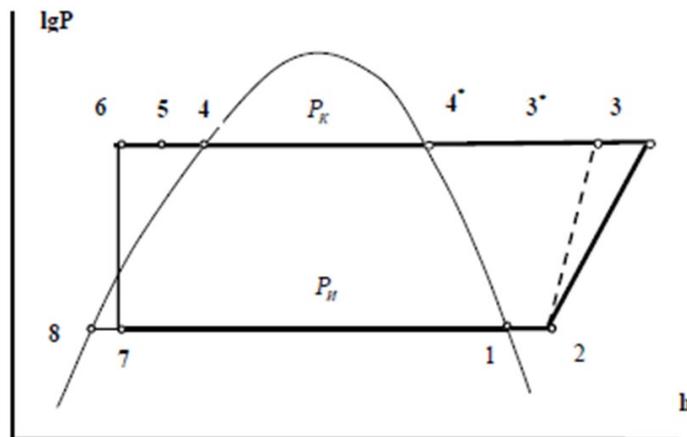


Рис. 8 Зворотній термодинамічний цикл , в координатах P-h.

Тепловий насос пристрій для перенесення теплової енергії від джерела низькопотенційної теплової енергії (з низькою температурою) до споживача (теплоносія) з більш високою температурою. Термодинамічно тепловий насос аналогічний холодильній машині. Однак, якщо в холодильній машині основною метою є виробництво холоду шляхом відбору теплоти з будь-якого обсягу випарником, а конденсатор здійснює скидання теплоти в навколишнє середовище, то в тепловому насосі картина зворотна. Конденсатор є теплообмінним апаратом, що виділяють теплоту для споживача, а випарник - теплообмінним апаратом, утилізують низькопотенційну теплоту: вторинні енергетичні ресурси і (або) нетрадиційні поновлювані джерела енергії.

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 25   |

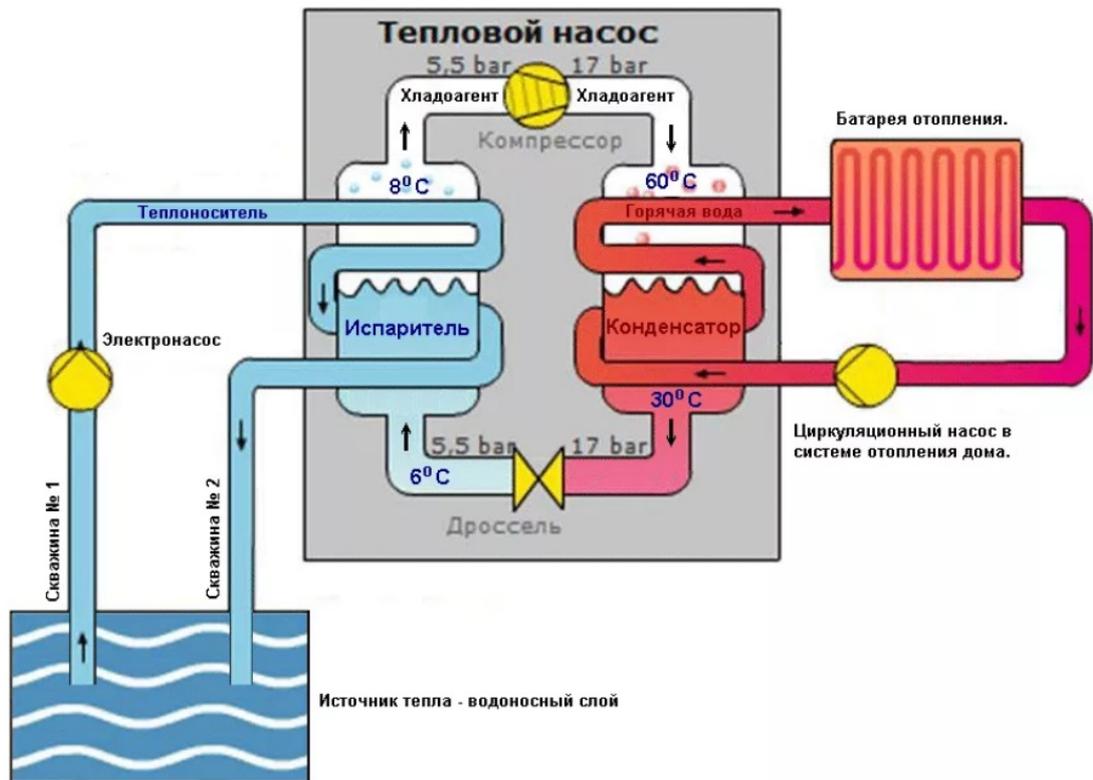


Рис. 9 Схема работы теплового насоса типа вода-вода.

Низькопотенційна теплота  $Q$  надходить у випаровувач теплового насоса, де її сприймає робоче тіло (холодоагент), що циркулює в циклі. Джерелом низькопотенційної теплоти може бути зовнішнє повітря, природні водойми, ґрунт, питна вода, промислові стоки, вентиляційні викиди і т.д. Холодоагенти в циклах використовуються теплоносії з низькою температурою кипіння - вуглекислота, аміак, фреони. Холодоагент надходить у випаровувач в рідкому стані. У процесі підведення теплоти  $Q$  до рідкого холодоагенту відбувається його перетворення в пару (при постійному тиску і температурі). Пари холодоагенту надходять в компресор, де стискаються, підвищується їх тиск і температура. При стисненні в компресорі від зовнішнього джерела (електродвигуна) підводиться робота  $L$ . Нагріті пари холодоагенту надходять в конденсатор, де віддають своє тепло  $Q_1$  в систему опалення приміщення і за рахунок віддачі теплоти конденсуються (перетворюються в рідину) при постійному тиску і температурі. Рідкий холодоагент надходить в дросель, де його тиск падає до тиску в випарнику, а температура знижується до температури низько потенційного джерела. Цикл замикається.

|      |      |          |        |      |
|------|------|----------|--------|------|
|      |      |          |        |      |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

601МНТ-2034.1.ДП

Арк.

26

Принциповою схемою системи теплопостачання від теплових насосів пропонується транспортування теплоносія з температурою 45-60 °С до найближчої котельні системи централізованого теплопостачання або робочих котелень шахт. У таких котельнях буде здійснюватися догрівання теплоносія до необхідної температури у разі зниження температури зовнішнього повітря нижче за -1...-2 °С.

У разі розташування шахт на невеликій відстані від населених пунктів і районних котельних систем централізованого теплопостачання можливим є використання теплового потенціалу шахтної води для потреб теплопостачання житлових і громадських будинків.

У таблиці 3 наведено дані, які характеризують потребу самих шахт у тепловій енергії, і приєднане теплове навантаження до централізованих котельних деяких міст. Основним споживачем теплоти в таких системах є житлові будинки на потреби опалення.

Для оцінки можливості використання теплових насосів у теплий період року для охолодження вентиляційного повітря у таблиці 3 наведено дані про витрати такого повітря.

| Джерело отримання низькопотенційної енергії шахтної води | Витрати вентиляційного повітря для подачі у шахту, м <sup>3</sup> /год | Температурний перепад охолодження повітря, °С | Витрати теплоти на власні потреби шахти, Гкал/год | Теплове навантаження на районну котельню у районі розташування шахти, Гкал/год |
|--|--|---|---|--|
| Шахта Добропільська                                      | 120000   | 6 = 32-26                                     | -   | 10   |
| Шахта Алмазна  | 240000   | 6 = 32-26                                     | -   | 14,5   |
| Шахта Білицька   | -  | -   | 1,22<br>(ЦЗФ)                                     | 4,4  |
| Шахта Білозерська  | -  | -   | -   | 6,5  |
| Шахта Новодонецька                                       | -  | -   | -   | 2,4  |
| Мирноград, шахта Центральна                              | -  | -   | -   | 2,1  |

Таблиця 3. Характеристика потенційних споживачів енергії, яку можна отримати від шахтної води

Показники техніко-економічної ефективності впровадження проекту суттєво залежать від величини непродуктивних втрат теплоти в системі, у тому числі у теплових мережах на ділянці від джерела шахтної води (шахти) до котельні, котра буде забезпечувати догрів води для централізованого теплопостачання.

Збір інформації по розташуванню цих об'єктів в КП «Добро» м. Добропілля представлено в таблицях 4,5,6.

| Адреса котельні системи ЦТ           | Приблизна відстань від котельні до найближчої шахти | Річне вироблення теплоти, Гкал |                | Середня температура опалювального періоду, °С |         | Розрахункове приєднане теплове навантаження, Мкал/год |
|--------------------------------------|---|--------------------------------|----------------|---|---------|---|
|                                      |   | 2018 р.                        | 2019 р.        | 2018 р.                                       | 2019 р. |   |
|                                      |   |                                |                |   |         |   |
| Котельня №1 вул. Першотравнева, 56   | ш-та Алмазна 4 км                                   | 28326,1                        | 24516,1        | 1,5   | 1,6     | 14494,0   |
| Котельня №3 вул. Першотравнева, 40 Б | ш-та Алмазна 4 км                                   | 54696,6                        | 49954,2        | 1,5   | 1,6     | 29777,0   |
| Усього по місту                      |   | <b>83022,7</b>                 | <b>74470,3</b> |   |         | <b>44271,0</b>  |

Таблиця 4. Характеристика об'єктів централізованого теплопостачання м. Добропілля

| Адреса котельні системи ЦТ         | Відстань від котельні до найближчої шахти | Річне вироблення теплоти, Гкал |                 | Середня температура опалювального періоду, °С |         | Розрахункове приєднане теплове навантаження, Мкал/год |
|------------------------------------|---|--------------------------------|-----------------|---|---------|---|
|                                    |   | 2018 р.                        | 2019 р.         | 2018 р.                                       | 2019 р. |   |
|                                    |   |                                |                 |   |         |   |
| Котельня №2 вул. Паркова, 29А      | ЦОФ Добропільська 17 км                   | 7011,7                         | 6886,89         | 1,5   | 1,6     | 3821,0  |
| Котельня №6 вул. Праці, 44 А       | ЦОФ Добропільська 17 км                   | 2049,7                         | 1663,49         | 1,5   | 1,6     | 1546,0  |
| Котельня №13 вул. Миру, 20 Б       | ЦОФ Добропільська 17 км                   | 5663,5                         | 2985,56         | 1,5   | 1,6     | 3585,0  |
| Котельня №19 вул. Паркова, 44 А    | ЦОФ Добропільська 17 км                   | 7974,2                         | 8057,86         | 1,5   | 1,6     | 4460,0  |
| Котельня №20 вул. Праці, 2 А       | ЦОФ Добропільська 17 км                   | 6179,5                         | 4987,18         | 1,5   | 1,6     | 4367,0  |
| Котельня №25 вул. Харківська, 29 А | ЦОФ Добропільська 17 км                   | 5424,7                         | 6130,07         | 1,5   | 1,6     | 2816,0  |
| Усього по місту                    |   | <b>34303,3</b>                 | <b>30711,05</b> |   |         | <b>20595,0</b>  |

Таблиця 5. Характеристика об'єктів централізованого теплопостачання

м. Білицьке

| Адреса котельні системи ЦТ         | Відстань від котельні до найближчої шахти | Річне вироблення теплоти, Гкал |                       | Середня температура опалювального періоду, °С |         | Розрахунок ве приєднане теплове навантаження, Мкал/год |
|------------------------------------|---|--------------------------------|-----------------------|---|---------|--|
|                                    |   | 2018 р.                        | 2019 р.               | 2018 р.                                       | 2019 р. |  |
|                                    |   | Котельня №1 вул. Східна, 15    | ш-та Білозерська 2 км | 9914,7  | 9393,58 |  |
| Котельня №3 вул. Пушкіна, 13 А     | ш-та Білозерська 2 км                     | 13310,23                       | 9474,39               | 1,5   | 1,6     | 6531,0   |
| Котельня №18 вул. Фестивальна, 4 А | ш-та Білозерська 2 км                     | 2252,05                        | 2253,3                | 1,5   | 1,6     | 1138,0   |
| Котельня №2 вул. Пушкіна, 8 Б      | ш-та Білозерська 2 км                     | 8730,9                         | 17475,51              | 1,5   | 1,6     | 4419,0   |
| Котельня №2 А вул. Пушкіна, 8 Б    | ш-та Білозерська 2 км                     | 9434,9                         | 0                     | 1,5   | 1,6     | 4562,0   |
| Котельня №8 вул. Фестивальна 17 А  | ш-та Білозерська 2 км                     | 13975,6                        | 11323,93              | 1,5   | 1,6     | 8154,0   |
| Усього по місту                    |   | <b>57618,38</b>                | <b>49920,71</b>       |   |         | <b>29867,0</b>   |

Таблиця 6. Характеристика роботи системи централізованого теплопостачання м. Білозерське

Тепловий потенціал шахтної води може бути також використаний у теплий період року для охолодження вентиляційного повітря, яке подається до шахти. Це суттєво поліпшує економічні показники проекту.

За умови одночасного використання потенціалу шахтної води для нагрівання теплоносія в системі ЦТ і охолодження вентиляційного повітря основний коефіцієнт ефективності роботи теплової помпи суттєво збільшується. Крім того, у шахт з'являється зацікавленість у подачі шахтної води для її використання в системі теплопостачання міст.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 29   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

4. Техніко-економічні показники реалізації схеми використання низькопотенційного тепла шахтних вод для централізованого теплопостачання з використанням теплової помпи.

Для реалізації пропозиції можна використати теплові помпи, в основу роботи яких покладено:

- цикл парокомпресійної холодильної машини;
- цикл абсорбційної холодильної машини (у разі використання абсорбційної холодильної машини можливо генерування високотемпературного теплоносія для ЦСТ і охолодження вентиляційного повітря шахт).

Принципові схеми реалізації пропозиції з використанням парокомпресійної і сорбційної холодильної установки представлені на рис. 3 і рис. 4.

Ефективність використання теплових pomp оцінюється величиною коефіцієнта перетворення (COP), який показує кількість отриманої енергії по відношенню до витрат зовнішньої енергії у циклі (у якості зовнішньої підведеної енергії може бути електрична енергія на приведення до дії компресора, або тепла енергія у генераторі теплоти – для абсорбційної теплової помпи).

Якщо величина коефіцієнта перетворення COP, наприклад, становить 3, то це означає що на кожну 1 кВт год витраченої зовнішньої енергії буде отримано і передано споживачеві 3 кВт год від низькотемпературного джерела енергії (у нашому випадку – теплоти шахтної води). Таким чином споживачеві буде передано 4 кВт год енергії, що у 4 рази більше порівняно з будь-яким іншим способом отримання енергії за допомогою традиційних технологій.

У таблиці 6 наведені значення коефіцієнта перетворення для парокомпресійної теплової помпи в умовах отримання різної температури теплоносія для ЦСТ:

- Варіант 1. Отримання температури теплоносія 60/50<sup>0</sup>C.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 30   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

– Варіант 2. Температура теплоносія після теплової помпи 45/40<sup>0</sup>С.

Варіант 1. Температура теплоносія після теплової помпи 60/50 <sup>0</sup>С.

Комерційна пропозиція такого варіанту реалізації схеми наведена у додатку 3.

Ефективність роботи установки визначається такими параметрами:

– коефіцієнт перетворення (режим вироблення теплоти) COP = 3,6 (на кожний 1 кВт витраченої електричної енергії буде отримано 3,6 кВт теплової енергії від низькопотенційного джерела – шахтної води);

– теплова потужність установки – 1448 кВт;

– споживана електрична потужність – 405 кВт;

– холодильний коефіцієнт (режим охолодження) EER = 5,43;

– холодопродуктивність – 1012 кВт;

– температура води (скидного тепла) – 35/30С;

– температура холодоносія при роботі в режимі холодопостачання +12 <sup>0</sup>С

Додаткове догрівання теплоносія не виконується.

Розрахунок виконано для середньорічної температури шахтної води на вході до теплової помпи +15 <sup>0</sup>С; на виході з теплової помпи –

+10 <sup>0</sup>С. Витрата шахтної води із джерела надходження прийнята для розрахунку рівною 184 м<sup>3</sup> за год. Температура теплоносія на виході з теплової помпи –60/50 С.

| Найменування параметру роботи теплового насоса   | Температура теплоносія від ТП, <sup>0</sup> С |                     |
|--|---|---------------------|
|  | 45  | 60                  |
| Коефіцієнт перетворення, COP   | 4,9   | 3,6                 |
| Кількість витраченої електричної енергії, МВт год протягом опалювального періоду                               | 1291,7  | 1749,6              |
| Кількість теплової енергії, отриманої від шахтної води протягом опалювального періоду, МВт год (Гкал)          | 6255,36<br>(5378,6)                           | 6255,36<br>(5378,6) |
| Кількість 60-квартирних житлових будинків, котрі можуть бути забезпечені теплотою на потреби опалення протягом | 11  | 11                  |

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 31   |

|   |        |        |
|---|--------|--------|
| опалювального періоду   |        |        |
| Вартість електричної енергії для ТП (тариф 2,8 грн/кВт год), тис. грн.                            | 3616,7 | 4898,9 |
| Собівартість вироблення теплової енергії (без накладних витрат), грн / Гкал                       | 670    | 910    |
| Скорочення витрат вугілля, т за опалювальний період порівняно з генерацією теплоти у котельнях, т | 1100   | 1800   |
| Кількість виробленого холоду за 6 місяців теплового періоду року, МВт год                         | 4372   | 4372   |
| Тариф на теплову енергію на поточний стан, грн/ Гкал  | 1125   | 1125   |
| Вартість обладнання теплової помпи, млн грн.  | 3,8    | 3,8    |
| Орієнтовна вартість обладнання тепломеханічної схеми  | 5,0    | 5,0    |

Таблиця 7. Техніко-економічні показники парокомпресійної теплової помпи (ТП) в умовах використання теплоти шахтної води для генерування теплоносія в ЦСТ.

Таким чином, собівартість вироблення теплоти в ТП з використанням енергії шахтної води і температурою теплоносія 60/50 °С на 25% менша за чинні тарифи на теплову енергію у м. Добропіллі станом на листопад 2019 р.

Варіант 2. Температура теплоносія в теплових мережах 45/40 °С.

Системою передбачається догрівання води в наявних котельнях.

Розрахунки виконано для середньорічної температури шахтної води на вході до теплової помпи +15 °С; на виході із теплової помпи – +10 °С Витрата шахтної води із джерела надходження прийнята для розрахунку рівною 184 м<sup>3</sup> за год. Температура теплоносія на виході із теплової помпи – 45/40 °С.

Ефективність роботи установки визначається наступними параметрами:

– коефіцієнт перетворення (режим вироблення теплоти) COP = 4,9 (на кожний 1 кВт витраченої електричної енергії буде отримано 4,9 кВт теплової енергії від низько потенційного джерела – шахтної води;

– теплова потужність установки – 1448 кВт;

– споживана електрична потужність – 299 кВт;

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 32   |

- холодильний коефіцієнт (режим охолодження) EER = 5,43;
- холодопродуктивність – 1012 кВт;
- температура води (скидного тепла) – 35/30 °С;
- температура холодоносія при роботі в режимі холодопостачання +12 °С.

Висновок. Собівартість вироблення теплоти в ТП з використанням енергії шахтної води і температурою теплоносія 45/40 °С на 60% менша за чинні тарифи на теплову енергію у м. Добропіллі станом на листопад 2019 р.

Комерційні пропозиції на поставку обладнання наведено у Додатку 3.

Таким чином, за умови витрат шахтної води до 184 м<sup>3</sup>/год тепловий насос може згенерувати до 1,4 МВт год (1,2 Гкал) за годину теплоти, що еквівалентно теплоті, отриманої при спалюванні 0,4 т за год вугілля при ККД котла близько 60%.

Згідно з даними таблиці, робота парокомпресійної помпи є економічно доцільною в діапазоні температур зовнішнього повітря до -1...-2°С. На одну МВт год витраченої електричної енергії буде отримано від 3,3 до 5,8 МВт год теплоти від шахтної води, що дасть можливість забезпечити значну економію викопного палива – до 6 тис. т вугілля за опалювальний період. Скорочення викидів CO<sub>2</sub> в атмосферу будуть становити близько 11,9 тис. т за опалювальний період.

У разі використання теплової помпи на базі абсорбційної холодильної машини коефіцієнт перетворення COP і величину економії буде суттєво збільшено за рахунок генерування охолодженого повітря для вентиляції шахт.

Схема використання компресійного теплового насоса представлена на рис. 3.

Шахтна вода надходить за допомогою помпи 2 до випаровувача теплової помпи 3 і спричиняє випаровування робочого тіла – холодоагента, який використовується у парокомпресійних холодильних машинах. Із випаровувача робоче тіло надходить до компресора 4, де стискується за рахунок витрат

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 33   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

зовнішньої електричної енергії  $N_{ел.}$  у двигуні компресора 5 до стану сухої насиченої або перегрітої пари. У конденсаторі 6 пара холодоагенту конденсується і віддає мережній воді ЦСТ теплоту і нагріває теплоносій до необхідної температури. У дросельному вентилі 7 робоче тіло розширюється і охолоджується, після чого надходить до випаровувача 3. Цикл повторюється. Регулювання відпуску теплоти здійснюється наявною системою регулювання у котельні.

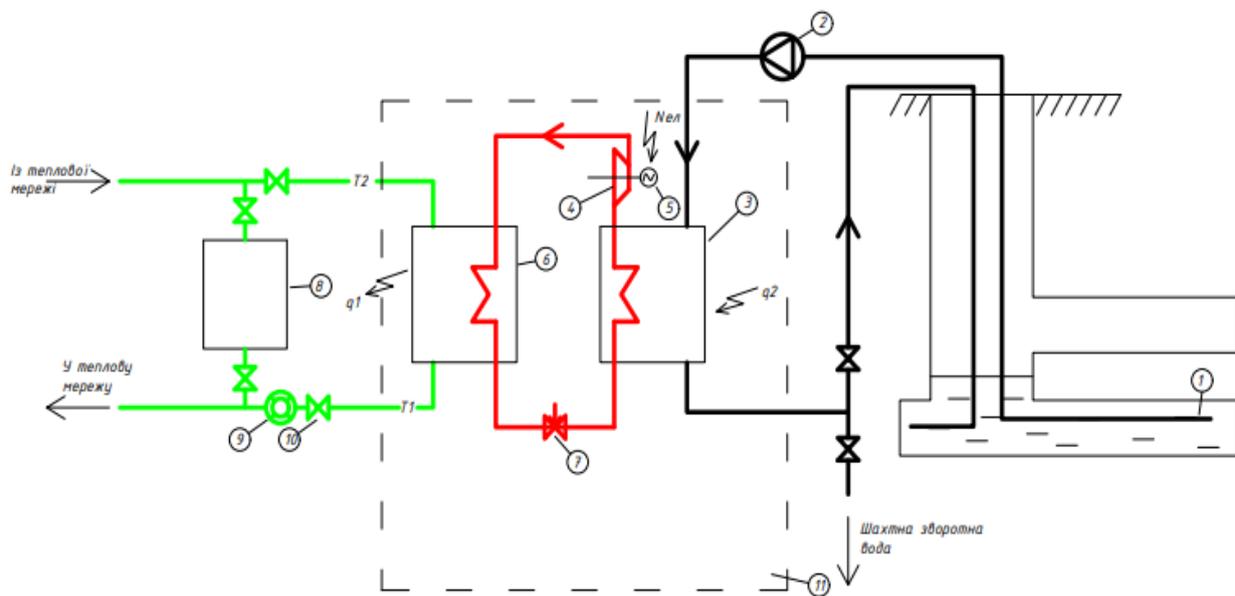


Рис.10 Принципова схема використання теплоти шахтної води для генерування теплоти в ЦСТ на базі парокомпресійної холодильної машини.

1 – гірничі виробки; 2 – pompa для подачі шахтної води; 3 – теплообмінник (випаровувач теплового насоса); 4 – компресор теплової помпи; 5 – електричний привід компресора; 6 – теплообмінник для нагрівання мережної води ЦСТ (конденсатор теплової помпи); 7 – дросельний вентиль; 8 – твердопаливний котел наявної ЦСТ; 9 – вузол обліку теплової енергії; 10 – запірні арматури; 11 – парокомпресійна тепла помпа; T-1 і T-2 – подавальна і зворотна магістраль ЦСТ;  $q_1$  – теплота, що відводиться від конденсатора і підводиться до теплоносія ЦСТ;  $q_2$  – теплота, що відбирається від шахтної води у випаровувачі теплової помпи.

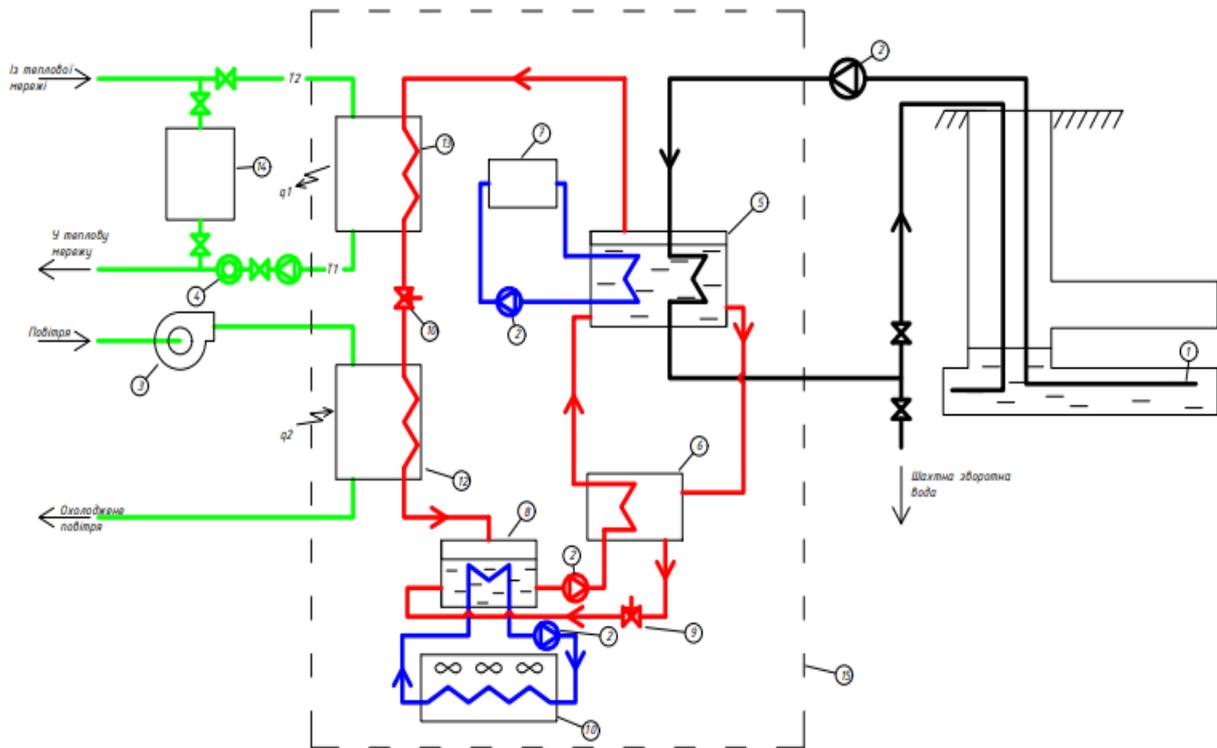


Рис.11 Принципова схема використання теплоти шахтної води для генерування теплоти в ЦСТ і охолодження вентиляційного шахтного повітря на базі абсорбційної холодильної машини.

1 – гірничі виробки; 2 – помпи; 3 – вентилятор системи вентиляції шахтних виробок; 3 – теплообмінник (випаровувач теплового насоса); 4 – вузол обліку теплової енергії; 5 – теплообмінник (генератор холодоагента); 6 – теплообмінник для нагрівання концентрованого розчину; 7 – зовнішнє джерело енергії (електронагрівач або котельня); 8 – абсорбер; 9 – дросельний вентиль для охолодження слабконцентрованого розчину; 10 – дросельний вентиль робочого тіла; 11 – градирня; 12 – теплообмінник (випаровувач теплового насоса); 13 – теплообмінник для нагрівання мережної води ЦСТ (конденсатор теплового насоса); 14 – твердопаливний котел наявної ЦСТ; 15 – абсорбційна теплова помпа; Т-1 і Т-2 – подавальна і зворотна магістраль ЦСТ;  $q_1$  – теплота, що відводиться від конденсатора і підводиться до теплоносія ЦСТ;  $q_2$  – теплота, що відбирається від вентиляційного витяжного повітря із шахти.

Схема реалізації використання теплоти шахтної води може бути різною. У представленому варіанті шахтна вода використовується у двоступеневому генераторі 5 для нагрівання концентрованого розчину робочого тіла, разом з теплом від зовнішнього джерела енергії. У генераторі 5 відбувається випаровування робочого тіла, і воно надходить до конденсатора 12 – теплообмінника, у якому теплота конденсації робочого тіла використовується для нагрівання теплоносія ЦСТ до необхідної температури. Після проходження дросельного вентиля 9 робоче тіло надходить до випаровувача 11, де за рахунок теплоти вентиляційного витяжного повітря з гірничих виробок випаровується холодоагент. Ця пара подається в абсорбер 8, де вона поглинається слабokonцентрованим розчином робочого тіла з генератора 5. Теплота, що при цьому виділяється, відводиться у доквілля за допомогою градирні 11. Після проходження теплообмінника 6 концентрований розчин холодоагента знову подається в генератор – цикл повторюється.

### 2.3 Органічний цикл Ренкіна

Технологія ORC – це пристрій, який виробляє електричну енергію з непридатного (відпрацьованого) тепла у вигляді гарячої води, пари, термічного масла або димових газів. Працює за тим же принципом, що і парові турбіни, оскільки вони мають аналогічний термічний цикл. Якщо порівнювати органічний цикл Ренкіна (ORC) та цикл Ренкіна-Клаузіуса то головною їх відмінністю буде використовуване робоче тіло. В органічному циклі Ренкіна у робочого тіла температура кипіння нижче ніж у води, яка використовується в циклі Ренкіна-Клаузіуса. Таким чином термодинамічні процеси проходять при більш низьких температурах.

На території України однією з головних галузей в яких використовується ОЦР є гірничо промисловість, біоенергетика, котельні малої та середньої потужності підходять по усім параметрам для того щоб використовувати дану технологію.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 36   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

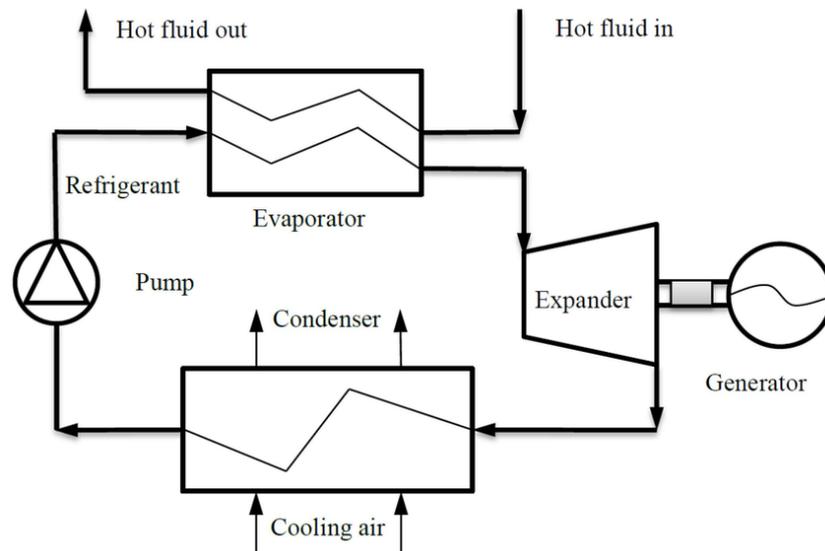


Рис.12 Загальна схема роботи ОЦР установки.

Області застосування турбін з органічним циклом Реніна :

- Утилізація тепла від газових, твердопаливних, рідиннопаливних, ТЕЦ, ТЕС;
- Утилізація тепла компресорних станцій;
- Утилізація тепла промислових процесів (металургія, цегляні, цементні, скляні, спирт заводи і т.п.);
- Утилізація тепла згоряння біомаси (пеллети, торф,);
- Утилізація тепла сміттєспалювальних заводів, відходи деревообробки;
- Утилізація тепла спалюваних нафтових газів;
- Утилізація тепла від дизельних і турбогенераторів;
- Утилізація тепла стічних гарячих вод;
- Геотермальних джерел;
- Вихлопних газів;
- Утилізація тепла газових і нафтових свердловин;

Відпрацьоване тепло, отримане, наприклад, від контуру охолодження когенераційної установки, передає через пластинчастий теплообмінник своє тепло до робочого засобу блоку ORC. Нагріта робоче середовище змінює свій стан на пар високого тиску. Згодом насичений пар переміщається в експандере, який, завдяки енергії пара, обертається. Експандер також обертає асинхронний

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 37   |

генератор, який виробляє електроенергію і подає її в енергосистему. З експандера пар низького тиску розподіляється в конденсатор, де робоче середовище регенерується - знову переходить в рідкий стан. Потім рідина перекачується в теплообмінник, де цикл закривається.

## 2.4 Вибір робочих тіл для теплового насосу і ОЦР

Вибір робочого тіла для ОЦР залежить від багатьох факторів, зокрема, від джерела енергії, діапазону робочих температур і тисків і потужності установки. Питання вибору робочого тіла для ОЦР розглянуті в багатьох роботах, див., Наприклад [14-18]. У більшості випадків для порівняння характеристик перспективних робочих тел використовується термодинамічна модель циклу. При цьому головним критерієм порівняння найчастіше є термічна ефективність циклу, яка істотно залежить від фізико-хімічних властивостей робочого тіла. На жаль, важко однозначно сказати, які саме властивості речовини мають найбільший вплив на ефективність циклу. У загальному випадку при виборі робочого тіла необхідно прийняти до уваги наступні міркування [14].

1. Для даного робочого діапазону температур питома робота циклу повинна бути максимальною. Бажано, щоб теплота випаровування робочого тіла була якомога більше.

2. Низька в'язкість рідкої і парової фаз повинна забезпечити малі втрати на тертя і велике значення коефіцієнта тепловіддачі.

3. Висока теплопровідність робочого тіла дозволить забезпечити ефективний нагрів і охолодження його в теплообмінниках.

4. Тиск насичених парів робочого тіла в циклі Ренкіна не повинно бути ні занадто великим, ні дуже маленьким, оскільки в іншому випадку можуть виникнути проблеми створення вакууму і забезпечення міцності і герметичності трубопроводів та арматури.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 38   |

5. Важливою вимогою до робочого тіла є термічна стабільність в області високих температур. На жаль, багато органічні сполуки при нагріванні зазнають хімічні перетворення, властивості їх також змінюються.

6. Речовина не повинно замерзати у всьому діапазоні робочих температур. Тому потрійна точка робочого тіла повинна лежати нижче найменшої температури циклу.

7. Робоче тіло не повинно бути токсичним і легкозаймистою, а потрапляння його в навколишнє середовище не повинно викликати забруднення.

Робоче тіло дуже важливе для визначення термодинамічних властивостей, економічної і технічної складової для кожного циклу. Вибір необхідного робочого тіла повинен враховувати термодинамічну складову, сумісність, вартість і екологічну безпеку . [19]

Найчастіше в агрегатах які працюють з принипом ОЦР можна зустріти в якості робочого тала речовину R245fa, R245ca, R245RA що належить до класу HFC- HCFC тобто є фреоном , але вже існує нове покоління робочих тіл які рекомендовані до використання в циклах ОЦР так як мають кращі термодинаміні показники та менший екологічний ефект , до цього покоління відноситься речовини класу HCFO-HFO (R1233zd(E) , R1224yd(Z)...). Автори роботи [12-15] порівнюють основні характеристики робочих R245fa R1233zd(E) та R1224yd(Z).

Автори роботи [13] у таблиці зображеної в табл. приводять класифікацію та сфери використання робочих тіл ОЦР.

| Джерел о тепла/сфера | Тко нд. | Ттип    | Досліджувані робочі тіла                                 | Рекомендовані             |
|----------------------|---------|---------|--|---------------------------|
| Геотермальна         | 25      | 80-115  | Пропілен, R227ea, RC318, R236fa, R142b, изобутан, R245fa | Пропілен, R227ea, R245fa, |
| Утилізація тепла     | 25      | 100-210 | R113, R123, R245fa, R142b, изобутан                      | R113, R142b               |
| Сонячна енергія      | 35      | 60-100  | Хладони  | R152a, R600, R290         |
| Сонячна енергія      | 45      | 120-230 | H2O, n-пентан  | n-пентан                  |
| Утилізація тепла     | 25      | 145     | H2O, NH4, бутан, изобутан, R11, RC123, R141B, R142b      | бутан, R142b              |

|                          |       |         |   |   |
|--------------------------|-------|---------|---|---|
| Утилізація тепла         | 50    | 80-220  | R600a, R245fa, RC123, R113  | R113, RC123                             |
| Когенерація              | 50    | 170     | R365mfc, гептан, пентан, R12, R141b, етанол                                 | етанол                                  |
| Холодильна промисловість | 76    | -       | R124 R134a, R245fa, R600, R600a, R1234yf                                    | R134a                                   |
| Холодильна промисловість | 95    | -       | R125, R143a, R218   | R134a                                   |
| Геотермальна             | 30    | 150     | R1225yeZ, R1234yf, R1234zeE, R1234zeZ, R1234zf, R1225yeE,                   | R1234yf, R1225yeE                       |
| Утилізація тепла         | 20-35 | 150     | R245fa, R245fa/R152a, R245fa/R600a, R113/R245fa,                            | -                                       |
| Холодильна промисловість | 35    | 96-221  | R134, R11, бензен   | бензен                                  |
| Утилізація тепла         | n/a   | 120     | R290, R600a, R601, R134a, R227ca, R245fa, R600a/R601, R290/R600a,           | R600a/R601                              |
| Утилізація тепла         | 27-87 | 327     | R245fa, R245ca, R236ca, R141b, R114, RC123, R113, R11, бутан                | R11, R141b, R113, RC123, R245fa, R245ca |
| Утилізація тепла         | n/a   | 277     | R12, RC123, R134a, R717   | RC123                                   |
| Сонячна енергія          | 30    | 150     | n-pentane, SES36, R142b, R245fa, R134a                                      | R245fa, R142b, R134a                    |
| Утилізація тепла         | 30-50 | 120     | R11, R113, R142b, R114  | R113, R142b                             |
| Не вказано               | 35-60 | 80-110  | -   | RC123, R124, R142b                      |
| Утилізація тепла         | 30    | 150-200 | RC123, HFE 7100, benzene, Toluene, p-xylene                                 | Benzene, Toluene, RC123                 |
| Холодильна промисловість | 55    | 60-150  | H2O, RC123, R142b, ізопентан, R245ca, R245fa, бутан, ізобутан, R152a        | H2O, R245ca, R142b, ізобутан            |
| Когенерація              | 90    | 250-350 | Бутіл-бензен, пропіл-бензен, етил-бензен, тоулен, OMTS, аміак, R123, PE5050 | Бутіл-бензен                            |
| Не вказано               | 40-60 | 220-350 | HMDSO, OMTS, HMDSO/OMTS   | HMDSO/OMTS                              |
| Геотермальна             | 30    | 100     | Алкани, фтор-алкани, ефіри, фтороефіри                                      | RE133, R245, R600, R245fa,              |

Таблиця 8 Робочі тіла ОЦР.

## 2.5 Побудова діаграм. Розрахунок циклів

### 2.5.1 Побудова циклу теплового насосу

Першою стадією розрахунку є вибір вихідних даних. Визначальними параметри є температура і витрата низько потенційного теплоносія (шахтної води), а також бажана температура високопотенційного теплоносія, що, в свою чергу, в основному, залежить від його призначення. За температури низько

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601MHT-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 40   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

потенційного теплоносія з урахуванням температурного напору ( $5 \dots 10 \text{ }^\circ \text{C}$ ) обчислюється температура випаровування ХА, а також температура перегріву в Переохолоджувач ( $5 \dots 10^\circ \text{C}$ ). Потім по бажаній температурі високопотенційного теплоносія з урахуванням температурного напору в теплообміннику ( $5.10 \text{ }^\circ \text{C}$ ) визначається температура конденсації ХА. Температури конденсації і випаровування холодоагенту є визначальними для обчислення тиску випаровування, конденсації і, отже, ступеня стиснення ХА. Точка кінця стиснення зміщується в бік від адіабатичного процесу через вплив електричного і індикаторного ККД процесу стиснення. Точка кінця процесу в

Переохолоджувач ХА високого тиску визначається різницею ентальпій процесу перегріву перед компресором. У схемі №3 закінчення переохолодження визначається бажаною температурою попереднього підігріву високотемпературного теплоносія з урахуванням температурного напору в теплообміннику ( $5.10 \text{ }^\circ \text{C}$ ). Процес дроселювання можна вважати ізоентальпійним.

В якості вихідних даних при розрахунку ТНУ необхідно визначитись з наступними параметрами: тип застосовуваного хладагента; температура шахтної води на вході; температура шахтної води на виході; температурний напір в випарнику; необхідна температура випаровування фреону; температура високопотенційного теплоносія на виході; температурний напір в конденсаторі; необхідна температура конденсації хладону; температура високопотенційного теплоносія на вході; температура ХА на вході в переохолоджувач (висока сторона); температура ХА на виході з переохладителя (висока сторона); температура високопотенційного теплоносія після проміжного теплообмінника; температурний напір в проміжному теплообміннику; необхідна температура переохолодження фреону; Температура навколишнього середовища; витрата низько потенційного теплоносія.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 41   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

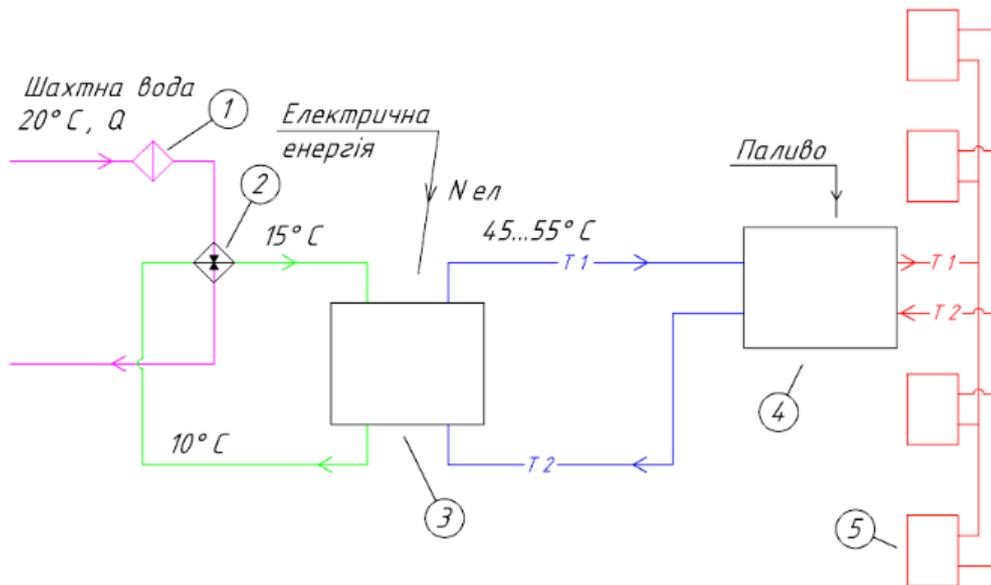


Рис.13 Принципова схема використання теплового потенціалу шахтної води в системі централізованого теплопостачання шахт і населених пунктів з використанням теплових насосів «вода-вода».

1 – фільтр для очищення шахтної води; 2 – проміжний теплообмінник тепловою потужністю 1,5 МВт; 3 – тепла помпа; 4 – наявна котельня; 5 – споживачі теплоти.

Виконано побудову термодинамічного циклу теплового насоса та розрахунки циклу на базі парокомпресійної холодильної машини для отриманих вище вихідних даних (рис. 3).

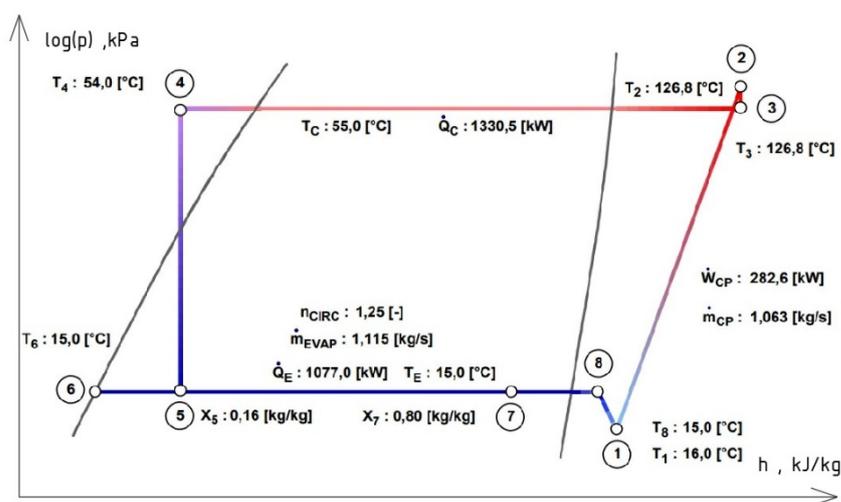


Рис.14 Дійсний цикл парокомпресійного теплового насоса в log(P)-h діаграмі стану робочого тіла R717.

Витрата хладагенту R717 становить 1,063 кг/с. Витрата шахтної води 85 м<sup>3</sup>/годину, витрата мережевої води ЦСТ – 93 м<sup>3</sup>/година. Теплова продуктивність одного агрегату теплового насоса за температури теплоносія 55°C – 1330,5 кВт. Споживання електроенергії 282,6 кВт. Для умов реальних шахт та конкретних ЦСТ міст необхідна теплопродуктивність може досягатися збільшенням кількості модульних агрегатів теплових насосів із наведеними вище характеристиками. Так, наприклад, для забезпечення споживачів теплоти котелень «Набережна», «Олімп», ЦСТ м. Мирнограда із сумарним приєднаним тепловим навантаженням 2,2 МВт знадобиться 2 агрегати. Відстань від джерела шахтної води до котелень не перевищує 300 м. Розподіл теплоносія за споживачами буде здійснюватися за допомогою існуючих теплових мереж. Загальний тепловий потенціал шахтної води від шахти «Центральна» у м.Мирнограді дає можливість виробляти до 8 MW теплової енергії, що може забезпечити до 40% річної потреби в теплоті на опалення житлових та цивільних будівель у місті. У таблиці 3 наведено параметри характерних точок циклу, представленого на діаграмі рис. 3.

| Номер точки на діаграмі циклу теплового насосу | Тиск, кПа | Температура, °C | Ентальпія кJ/kg | Густина kg/m <sup>3</sup> |
|--|-----------|-----------------|-----------------|---------------------------|
| 1  | 718,4     | 16,0            | 1463,4          | 5,6                       |
| 2  | 2341,5    | 126,8           | 1697,4          | 13,1                      |
| 3  | 2312,4    | 126,8           | 1698,2          | 12,9                      |
| 4  | 2312,4    | 54,0            | 446,4           | 555,7                     |
| 5  | 730,5     | 15,0            | 446,4           | -                         |
| 6  | 730,5     | 15,0            | 251,8           | 617,5                     |
| 7  | 730,5     | 15,0            | 1218,1          | -                         |
| 8  | 730,5     | 15,0            | 1459,7          | 5,7                       |

Таблиця 9. Параметри циклу теплового насосу.

Втрати теплоти в компресорі прийнято 12%, ізоентропічна ефективність – 0,65.

Термодинамічна ефективність використання теплових насосів оцінювалася величиною коефіцієнта перетворення (COP), який показує кількість отриманої енергії  $q_1$  по відношенню до витрат зовнішньої енергії в

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 43   |

циклі І (як зовнішні підведена енергія розглядалася електрична енергія на привід компресора і насосів.

Так-як в схемі утилізації теплоти низькотемпературних джерел енергії з використанням теплової помпи та в схемі вироблення теплової енергії, для отримання теплоносія з необхідними параметрами використовуються агрегати до яких енергія підводиться в різному виді та з різними параметрами (теплота та робота), тому ефективність цих агрегатів необхідно характеризувати різними величинами.

Ефективність використання теплових pomp оцінюється величиною коефіцієнта перетворення (COP), який показує кількість отриманої енергії по відношенню до витрат зовнішньої енергії у циклі (у якості зовнішньої підведеної енергії може бути електрична енергія на приведення до дії компресора, або тепла енергія у генераторі теплоти – для абсорбційної теплової помпи).

Введемо наступні позначення:

$q_2$  - питома теплота, що відбирається від холодного джерела, кДж / кг (низькопотенційна теплота);

$q_1$  - питома теплота, передана гарячого джерела, кДж / кг (теплота, передана в систему опалення приміщення);

$l$  - питома робота, що підводиться від зовнішнього джерела, кДж / кг.

Холодопродуктивність :

$$q_2 = h_3 - h_4, \text{ кДж / кг ;}$$

Тепловідвід в конденсаторі :

$$q_1 = h_3 - h_2, \text{ кДж / кг ;}$$

Робота процесу стиснення компресора :

$$l = (h_2 - h_1) / \eta_{\text{комп}}, \text{ кДж / кг ;}$$

де ККД компресора  $\eta_{\text{комп}} = 0,8$

Рівняння для визначення COP в загальному вигляді :

$$\text{COP} = \frac{q_1}{l} = \frac{Q_{\text{ут}}}{l} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_3 - h_2)}{h_2 - h_1}$$

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 44   |

$Q_{ут}$ - теплота отримана вході утилізації ВЕР , кВт;

$A$  – кількість роботи , яку необхідно підвести реалізації процесу утилізації ВЕР при певних умовах , кВт;

Якщо величина коефіцієнта перетворення COP, наприклад, становить 3, то це означає що на кожен 1кВт год витраченої зовнішньої енергії буде отримано і передано споживачеві 3 кВт год від низькотемпературного джерела енергії ( у нашому випадку теплоти шахтної води). Таким чином споживачеві буде передано 4 кВт год енергії, що у 4 рази більше у порівнянні з будь яким іншим способом отримання енергії за допомогою традиційних технологій. У таблиці 1 наведені значення коефіцієнта перетворення для парокомпресійної теплової помпи в умовах отримання різної температури теплоносія для ЦСТ.

Для початкових умов, приведеннях вище величина COP становить 3,8, що означає корисне використання 3,8 kW енергії шахтної води на кожний 1 kW витраченої електричної енергії.

Для умов м.Мирнограда застосування 2 агрегатів теплових насосів «вода-вода» тепловою продуктивністю 1330 кВт кожен на базі шахтної води шахти «Центральна» означає річне скорочення вироблення теплоти на котельні на 5633 МВт·год, або скорочення річної витрати природного газу в ЦСТ на величину близько 0,625 млн м3. Зменшення викидів у повітря CO2 становитиме 1225 т протягом року.

На основі виконаної роботи можна зробити наступні висновки :

- Головними факторами які доцільність ефективність використання низькопотенційного джерела енергії є його витрата та температура .

- Вибір робочого тіла залежить від параметрів низькопотенційного джерела та параметрів теплоносія на виході.

- Вибір необхідного режиму роботи теплонасосного обладнання в центральній системі тепlopостачання повинен мати економічне обґрунтування.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 45   |

- Теплових насосів повинно бути декілька , особливо коли частка вироблюваної теплової енергії висока . Це пов'язано з тим що при зменшенні потужності теплового насосу COP буде зменшуватись.

- Проектування нових систем теплопостачання з використанням теплових насосів необхідно здійснювати при зменшених температурних графіках.

### 2.5.2 Побудова циклу органічного циклу Ренкіна

Для оцінки даного методу утилізації теплоти була розглянута задача з визначення величини КВП для циклу з перегрівом пари та без, робоче тіло в якому R1233zd(E) . Початкові параметри робочого тіла для циклу з перегрівом: P=10бар; T=413 °K; Початкові параметри робочого тіла для циклу без перегріву: P=10бар; T=372 °K. Для цих параметрів робочого тіла було побудовано процес у P-v діаграмі, зображено на рис. 39-40.

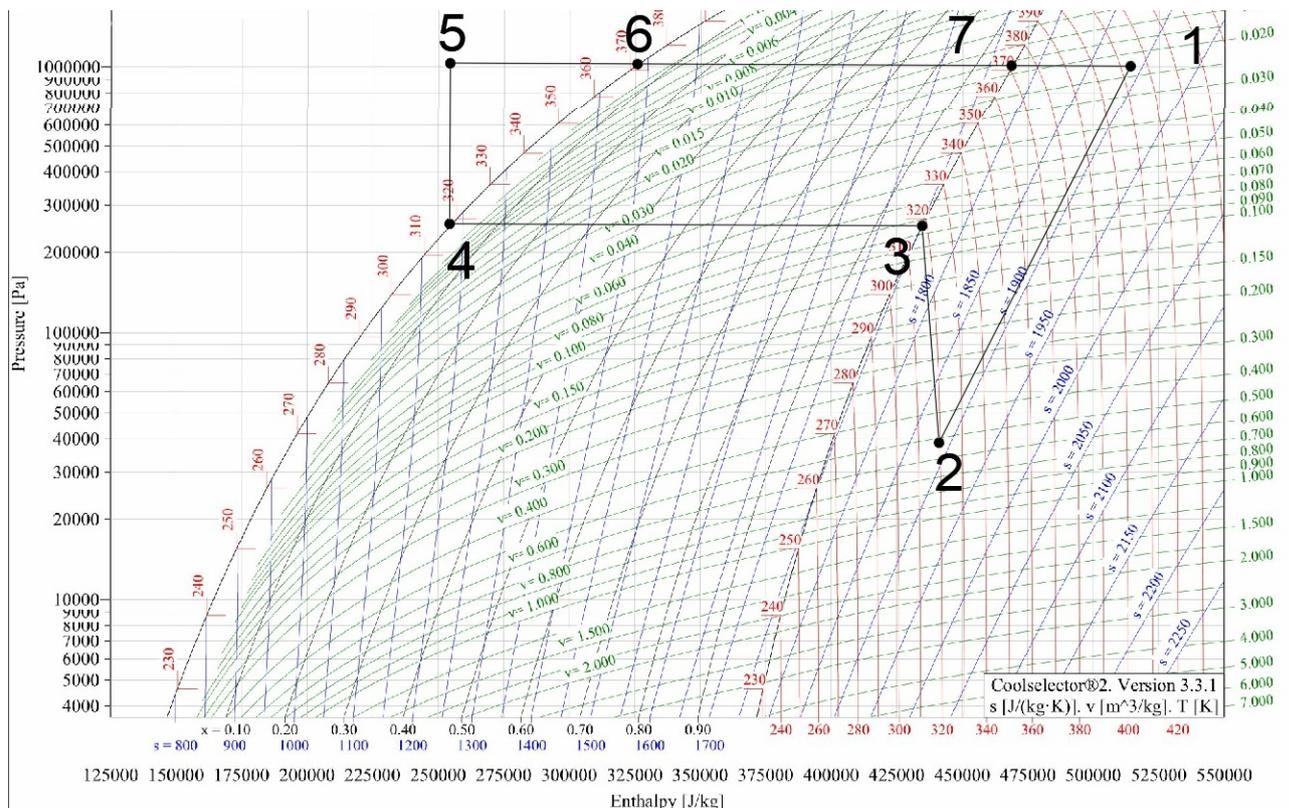


Рисунок 15 P-v діаграма ОЦР циклу з перегрівом пари робочого тіла.

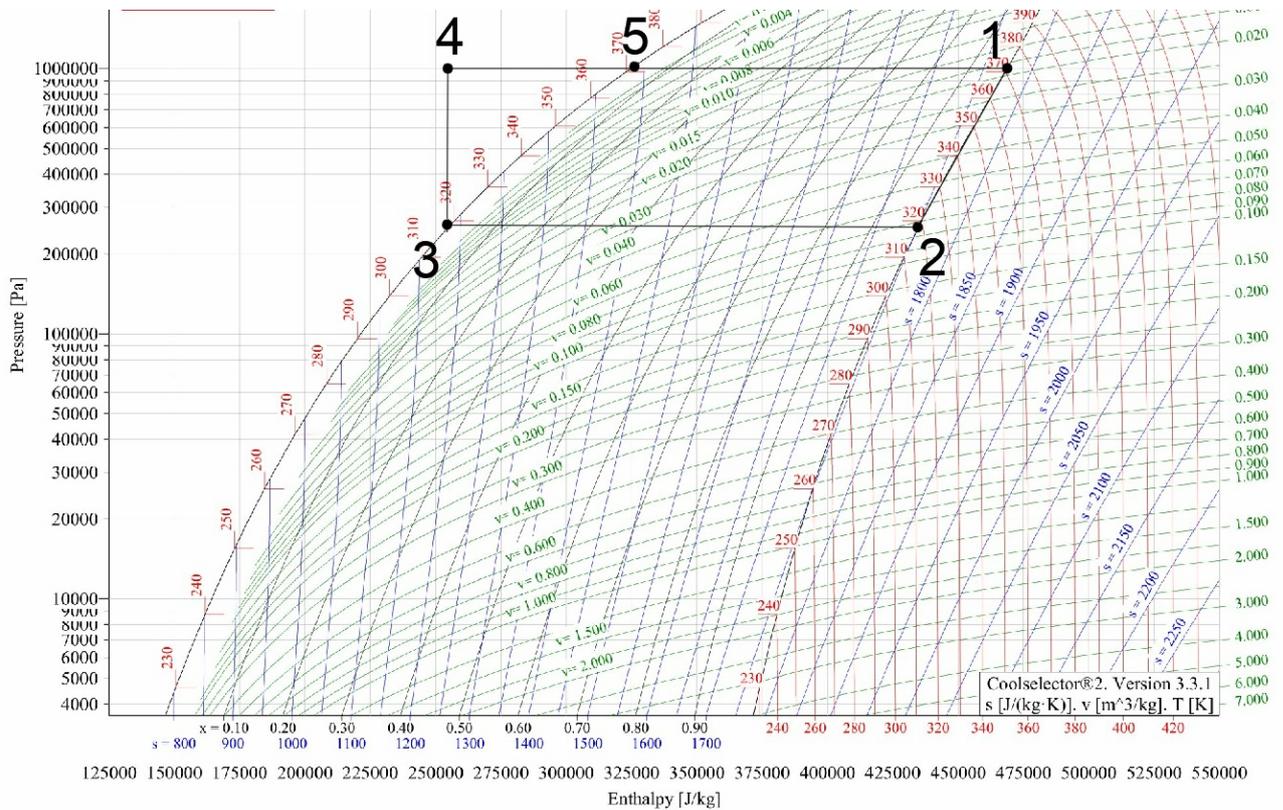


Рисунок 16 P-i діаграма ОЦР циклу без перегріву пари робочого тіла.

Результати побудови занесені в таблиці 10-13

| Точки циклу | P, Па   | $\nu$ , м <sup>3</sup> /кг | T, °К | i, кДж/кг | S, кДж/(кг·град) | U, кДж/кг | x    |
|-------------|---------|----------------------------|-------|-----------|------------------|-----------|------|
| 1           | 1000000 | 0,026                      | 413   | 514       | 1,89             | 485       | 1    |
| 2           | 39000   | 0,51                       | 318   | 441       | 1,89             | 421       | 1    |
| 3           | 260000  | 0,073                      | 318   | 432       | 1,75             | 413       | 0,99 |
| 4           | 260000  | 0,001                      | 318   | 255       | 1,26             | 254       | 0,02 |
| 5           | 1000000 | 0,001                      | 318   | 255       | 1,26             | 254       | 1    |
| 6           | 1000000 | 0,001                      | 371   | 327       | 1,390            | 326       | 1    |
| 7           | 1000000 | 0,018                      | 371   | 468       | 1,785            | 450       | 1    |

Таблиця 10 Параметри характерних точок паросилового циклу з перегрівом пари.

| Процес циклу,<br>назва,<br>позначення | $\Delta U$ ,<br>кДж/кг | $\Delta i$ ,<br>кДж/кг | $\Delta s$ ,<br>кДж/<br>(кг·град) | q,<br>кДж/кг | l,<br>кДж/кг |
|---------------------------------------|------------------------|------------------------|-----------------------------------|--------------|--------------|
| 1-2                                   | 64                     | 73                     | 0                                 | -            | 73           |

|     |      |      |        |      |   |
|-----|------|------|--------|------|---|
| 2-3 | 8    | 9    | 0,14   | 9    | - |
| 3-4 | 154  | 177  | 0,49   | 177  | - |
| 4-5 | 0    | 0    | 0      | -    | - |
| 5-6 | -133 | -72  | -0,16  | -72  | - |
| 6-7 | -124 | -141 | -0,395 | -141 | - |
| 7-1 | -35  | -46  | -0,105 | -46  | - |

2.Перевірка  $\Sigma \Delta U_i = -5,0$   $\Sigma \Delta i_i = -0$   $\Sigma \Delta S_i = 0,03$   $\Sigma q_i = \Sigma l_i = -78$   $\Sigma l_i = \Sigma q_i = 73$

Таблиця 11 Параметри процесів паросилового циклу з перегрівом пари.

| Точки циклу | P, Па   | v, м <sup>3</sup> /кг | t, °К | i, кДж/кг | S, кДж/(кг·град) | U, кДж/кг | x    |
|-------------|---------|-----------------------|-------|-----------|------------------|-----------|------|
| 1           | 1000000 | 0,018                 | 413   | 468       | 1,775            | 485       | 1    |
| 2           | 260000  | 0,073                 | 318   | 434       | 1,75             | 421       | 1    |
| 3           | 260000  | 0,001                 | 318   | 255       | 1,26             | 254       | 0,99 |
| 4           | 1000000 | 0,001                 | 318   | 255       | 1,26             | 254       | 0,02 |
| 5           | 1000000 | 0,001                 | 318   | 327       | 1,58             | 326       | -    |

Таблиця 12 Параметри характерних точок паросилового циклу без перегріву пари.

| Процес циклу, назва, позначення | $\Delta U$ , кДж/кг | $\Delta i$ , кДж/кг | $\Delta s$ , кДж/(кг·град) | q, кДж/кг | l, кДж/кг |
|---------------------------------|---------------------|---------------------|----------------------------|-----------|-----------|
| 1-2                             | 64                  | 34                  | 0                          | -         | 34        |
| 2-3                             | 167                 | 179                 | 0,14                       | 179       | -         |
| 3-4                             | 0                   | 0                   | 0,49                       | 0         | -         |
| 4-5                             | -72                 | -72                 | 0                          | -72       | -         |
| 5-1                             | -159                | -141                | -0,16                      | -141      | -         |

2.Перевірка:  $\Sigma \Delta U_i = 0$   $\Sigma \Delta i_i = 0$   $\Sigma \Delta S_i = 0,03$   $\Sigma q_i = \Sigma l_i = -34$   $\Sigma l_i = \Sigma q_i = 34$

Таблиця 13 Параметри процесів паросилового циклу з перегрівом пари.

Отже аналіз низькотемпературного когенераційного циклу (ОЦР) з перегрівом пари робочого тіла та без , в основі якого покладений цикл Ренкіна . Порівнюючи ці два цикли можна сказати наступне :

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 48   |

- Через те що в ОЦР використовують робочі тіла в яких точка Кюрі має менші параметри ніж у води це дозволяє реалізувати цикл при більш низьких початкових параметрів тиску та температури;

- Робочі тіла в ОЦР мають менший ентропійний перепад ніж у води , це призводить до того що при однаковій витраті робочого тіла кількість енергії яку можна утилізувати в циклі Ренкіна більша ніж у ОЦР , тому це необхідно компенсувати кількісно тобто питомі затрати роботи насосів буде в ОЦР більше , також ця особливість призводить до спрощення конструкції турбіни в ОЦР та зменшення кількості обертів.

- Перегрів пари робочого тіла в ОЦР не призводить до росту ефективності як це можна прослідкувати в циклі Ренкіна , а лише змінює співвідношення отриманої теплоти до роботи. Ця особливість повязана з характером лінії сухості органічних робочих тіл яка може мати відвісний характер на відміну від водяної пари де лінія сухості більш полого .

Всі ці особливості роблять ОЦР більш простим в реалізації та дають можливість використовувати низькотемпературні джерела енергії , хоча і ОЦР менш ефективний та використовує в якості робочих тіл речовини які все ж таки можуть забруднювати навколишнє середовище і мають високу вартість на відміну від водяної пари яка використовується в циклі Ренкіна.

Якщо порівнювати органічний цикл Ренкіна як спосіб використання теплоти рудничних вод , з теплонасосним обладнанням тут слід зауважити що органічний цикл Ренкіна можливо реалізувати при більших температурах низькотемпературного джерела ніж теплонасосна установка . Так як в такому випадку воду необхідно відбирати безпосередньо з самих штолень шахт а не з ставків освітлювачів у випадку використання теплових насосів , також при відборі води з шахти трубопроводи повинні мати теплову ізоляцію Такі обставини ускладнює реалізацію такого способу комбінованого вироблення теплоти та електроенергії.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 49   |

## РОЗДІЛ 3 ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛООВОГО ПОТЕНЦІАЛУ РУДНИЧНИХ ВОД ДЛЯ ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ МІСТА МИРНОГРАДА

### 3.1. Визначення теплового навантаження споживачів району міста, котрі потенційно можуть отримувати теплоту від теплових насосів

Проектом передбачається реконструкція системи тепlopостачання окремих мікрорайонів міста Мирноград, що обслуговують котельні Набережна та Олімп. Так-як з моменту проектування та вводу в експлуатацію системи тепlopостачання деякі споживачі перейшли на автономне опалення необхідно виконати новий розрахунок витрат теплоти до споживачів враховуючи їх зміни.

Початковим етапом проектування систем тепlopостачання є визначення розрахункової кількості тепла для забезпечення опалення споживачів. Визначення розрахункової кількості теплоти здійснюють окремо для кожного виду використання тепла та для кожного споживача. Але даний спосіб потребує кропіткого обліку кожної статті витрат теплоти.

Також слід зазначити, що старі, і новозбудовані, особливо громадські, об'єкти доволі часто реконструюють: модернізують теплові вузли, встановлюють прилади обліку, утеплюють фасади, влаштовують системи кондиціонування повітря тощо — що призводить до суттєвої зміни кількості необхідного тепла. Тому, зазвичай, величину теплового потоку визначають за питомими показниками, тим більше, що це величина ймовірнісна. Разом з тим, слід застерегти від легковажного ставлення до розрахунку теплового навантаження, бо це в кінцевому результаті може викликати або незадоволення централізованим тепlopостачанням, або збільшення капітальних вкладень та перевитрат палива.

Система тепlopостачання повинна забезпечувати розрахункову кількість тепла в найбільш несприятливий період – період мінімальних розрахункових температур зовнішнього повітря і максимального навантаження технологічного

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 50   |

споживання. Теплові потоки, розраховані для такого періоду, називають максимальними.

Максимальні витрати теплоти на опалювання  $Q_o^{\text{макс}}$ , вентилявання  $Q_v^{\text{макс}}$  і гаряче водопостачання  $Q_{\text{ГВ}}^{\text{макс}}$  житлових, громадських і промислових будівель приймають під час проектування теплових мереж за відповідними проектами. За відсутності проектів теплові потоки для підприємств визначають за питомими відомчими нормами на одиницю продукції, затверджуваними у встановленому порядку, або за проектами аналогічних підприємств. Для житлових районів міст і інших населених пунктів теплові потоки визначають за спеціальними формулами.

Максимальний тепловий потік на опалення житлових і громадських будівель, Вт, визначають за формулою:

$$Q_o^{\text{макс}} = q_o \cdot V_3(t_{\text{вн}} - t_p^3)\eta, \quad (1)$$

де  $V_3$  – зовнішній будівельний об'єм будівлі,  $\text{м}^3$ ;  $\eta$  — корегувальний коефіцієнт до величини  $q_o$  який приймають залежно від розрахункової температури зовнішнього повітря;  $q_o$  – питома характеристика опалення будівлі при розрахунковій температурі зовнішнього повітря,  $\text{Вт}/\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{вн}}$  – внутрішня температура у приміщенні, згідно його призначення,  $^\circ\text{C}$  [1];  $t_p^3$  – зовнішня розрахункова температура повітря,  $^\circ\text{C}$ .

|                         |      |      |      |      |      |      |      |
|-------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| $t_p^3, ^\circ\text{C}$ | 0    | -5   | -10  | -15  | -20  | -25  | -30  |
| $\eta$                  | 2,05 | 1,67 | 1,45 | 1,29 | 1,17 | 1,08 | 1,00 |

Таблиця 14 Значення коефіцієнта  $\alpha_o$  для розрахункових температур зовнішнього повітря  $t_p^3$ ;

Максимальний тепловий потік на вентиляцію житлових і громадських будівель, Вт, визначають за формулою:

$$Q_v^{\text{макс}} = q_v \cdot V_3(t_{\text{вн}} - t_p^3), \quad (2)$$

де  $V_3$  - зовнішній будівельний об'єм будівлі,  $\text{м}^3$ ;  $q_v$  – питома характеристика вентиляції будівлі при розрахунковій температурі зовнішнього повітря,  $\text{Вт}/\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; Значення коефіцієнта  $\alpha_o$  для розрахункових температур

зовнішнього повітря  $t_p^3$ ;  $t_{вн}$  – внутрішня температура у приміщенні, згідно його призначення, °С;  $t_p^3$  – зовнішня розрахункова температура повітря, °С.

$$Q_{ГВП}^{сер} = \frac{a \cdot c \cdot m (55 - t_x^B)}{24 \cdot 3,6}, \quad (3)$$

$a$  – норма витрати води з температурою 55°С одним жителем за добу, який проживає в будинку з централізованим гарячим водопостачанням, приймають залежно від ступеню комфортності л/(люд-доб) [7];  $c$  – питома теплоємність води,  $c = 4,187$  кДж/(кг°С);  $m$  – кількість жителів;  $t_x^B$  – температура холодної (водопровідної) води в опалювальний період (за відсутності даних вважають рівною 5°С).

Максимальний тепловий потік на гаряче водопостачання житлових і громадських будівель, Вт:

$$Q_{ГВ}^{max} = 2,4 \cdot Q_{ГВ}^{сер}, \quad (4)$$

Розрахункові параметри зовнішнього повітря наведено в [2]. До характерних температур зовнішнього повітря в холодний період року відносять:

- абсолютну мінімальну ;
- середню температуру найбільш холодної п'ятиденки . Ця температура наведена для двох значень її забезпеченості: 0,92 і 0,98. Для проектування, за винятком особливо відповідальних об'єктів, приймають значення температури із забезпеченістю 0,92;
- середню температуру найбільш холодного періоду ;

Середній тепловий потік на гаряче водопостачання житлових та громадських споруд в неопалювальний період визначають за формулою, Вт:

$$Q_{Г.В.}^{л.} = Q_{Г.В.}^{сер} \cdot \frac{55 - t_{х.в.}}{55 - t_{х.з}} \cdot \beta, \quad (5)$$

де  $t_{х.в.}$  – температура холодної (водопровідної) води в неопалювальний період  $\beta$  – коефіцієнт, що враховує зміну середньої витрати води на гаряче

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 52   |

водопостачання в неопалюваний період відносно опалювального періоду, приймають за відсутності даних для житлово-комунального сектора рівним 0,8 (для курортів та південних міст -1,5), для підприємств —1,0 .

Річні витрати теплоти житловими і громадськими будівлями обчислюють за формулами, кДж:

- на опалювання житлових або громадських будівель:

$$Q_o^{\text{річ}} = 86,4 \cdot Q_o^{\text{сер}} \cdot n_0, \quad (6)$$

- на вентиляцію громадських будівель:

$$Q_B^{\text{річ}} = 3,6 \cdot Z_B^{\text{сер}} \cdot Q_B^{\text{сер}} \cdot n_0, \quad (7)$$

- на гаряче водопостачання житлових або громадських будівель:

$$Q_{\text{Г.В.}}^{\text{річ}} = 86,4 \cdot Q_{\text{Г.В.}}^{\text{сер}} \cdot n_0 + 86,4 \cdot Q_{\text{Г.В.}}^{\text{сер.л}} \cdot n_{\text{Г.В.}} - n_0, \quad (8)$$

де  $n_0$  – тривалість опалювального періоду, діб, (період з середньою добовою температурою зовнішнього повітря  $+8^{\circ}\text{C}$  і нижче);  $Z_B^{\text{сер}}$  – усереднене за опалювальний період число годин роботи системи вентиляції громадських будівель впродовж доби (за відсутності даних приймають рівним 16 год);  $n_{\text{Г.В.}}$  – розрахункове число діб роботи системи гарячого водопостачання протягом року (за відсутності даних приймають 350 діб).[6]

В таблицях 2-3 наведені споживачі , характеристики споживачів та нові розрахункові теплові навантаження , що обслуговуються котельнями Олімп та Набережна

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 53   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

| № п/п | Адреса будинка           | Кіл-ть повер-хів | Рік  | Кількість абонентів (квартир) з послугою централізованого опалення | Опалювальна площа квартир з центалізованим опаленням, м <sup>2</sup> | Кіл-ть жителів | Загальний обем , м <sup>3</sup> | Опалювальна характеристика q <sub>o</sub> ,Вт/м <sup>3</sup> | Вентиляційна характеристика q <sub>o</sub> ,Вт/м <sup>3</sup> |
|-------|--------------------------|------------------|------|--|--|----------------|---------------------------------|--|---|
| 1     | вул. Центральна, 9       | 2                | 1960 | адмін.буд.   | 1168,60  | -              | 3505,80                         | 0,480  | -   |
| 2     | вул. Центральна, 15А     | 1                | 1994 | гаражі   | 178,00   | -              | 534,00                          | 0,480  | -   |
| 3     | вул. Конторська, буд. 3  | 2                | 1960 | 15   | 553,80   | 27             | 1661,40                         | 0,480  | -   |
| 4     | вул. Конторська, буд. 4  | 2                | 1960 | 15   | 527,95   | 25             | 1583,85                         | 0,480  | -   |
| 5     | вул. Конторська, буд. 9  | 2                | 1956 | 12   | 518,10   | 16             | 1554,30                         | 0,440  | -   |
| 6     | вул. Брянська, буд. 14   | 3                | 1960 | 12   | 542,70   | 24             | 1628,10                         | 0,440  | -   |
| 7     | вул. Брянська, буд. 12   | 2                | 1956 | 18   | 768,40   | 41             | 2305,20                         | 0,440  | -   |
| 8     | вул. Брянська, буд. 10   | 2                | 1956 | 12   | 375,30   | 17             | 1125,90                         | 0,440  | -   |
| 9     | вул.Соборна, буд.6       | 3                | 1956 | 16   | 683,20   | 25             | 2049,60                         | 0,440  | -   |
| 10    | вул.Соборна, буд.10      | 2                | 1956 | 16   | 564,20   | 21             | 1692,60                         | 0,440  | -   |
| 11    | вул. Центральна, буд. 15 | 2                | 1952 | 8  | 141,60   | 10             | 424,80                          | 0,440  | -   |
| 12    | вул. Центральна, буд. 17 | 2                | 1952 | 8  | 259,20   | 13             | 777,60                          | 0,440  | -   |
| 13    | вул. Центральна, буд. 27 | 5                | 1970 | 60   | 2725,66  | 106            | 8176,98                         | 0,500  | -   |
| 14    | вул. Центральна, буд. 31 | 3                | 1959 | 14   | 427,40   | 18             | 1282,20                         | 0,440  | -   |
| 15    | вул. Центральна, буд. 19 | 3                | -    | адмін.буд.   | 746,30   | -              | 2238,90                         | 0,410  | 0,10  |
| 16    | вул. Центральна, буд. 13 | 2                | -    | адмін.буд.   | 592,70   | -              | 1778,10                         | 0,410  | 0,10  |
| 17    | вул. Центральна, буд. 11 | 2                | -    | адмін.буд.   | 418,10   | -              | 1254,30                         | 0,410  | 0,10  |

Таблиця 15 Характеристики споживачів яких обслуговує котельня Олімп

| № п/п | Адреса будинка              | Кіл-ть поверхів | Рік  | Кількість абонентів (квартир) з послугою централізованого опалення | Опалювальна площа квартир з центалізованим опаленням, м <sup>2</sup> | Кіл-ть жителів | Загальний обєм, м <sup>3</sup> | Опалювальна характеристика q <sub>o</sub> , Вт/м <sup>3</sup> | Вентиляційна характеристика q <sub>o</sub> , Вт/м <sup>3</sup> |
|-------|-----------------------------|-----------------|------|--|--|----------------|--------------------------------|---|--|
| 18    | вул. Вороб'євського, буд. 1 | 5               | 1974 | 70   | 2615,10  | 133            | 7845,30                        | 0,520   | -  |
| 19    | вул. Вороб'євського, буд. 2 | 5               | 1973 | 120  | 3023,50  | 160            | 9070,50                        | 0,520   | -  |
| 20    | вул. Тульська, буд. 17      | 1               | 1928 | 2  | 154,00   | 2              | 462,00                         | 0,480   | -  |
| 21    | вул. Власова, буд. 1        | 1               | 1928 | 1  | 37,80  | 1              | 113,40                         | 0,480   | -  |
| 22    | вул. Власова, буд. 10       | 1               | 1928 | 1  | 47,00  | 2              | 141,00                         | 0,480   | -  |
| 23    | вул. Власова, буд. 12       | 1               | 1928 | 1  | 50,50  | 5              | 151,50                         | 0,480   | -  |
| 24    | пров. Стандартний, буд. 29  | 2               | 1959 | 10   | 356,50   | 14             | 1069,50                        | 0,480   | -  |
| 25    | пров. Стандартний, буд. 31  | 2               | 1958 | 10   | 380,30   | 17             | 1140,90                        | 0,480   | -  |
| 26    | пров. Стандартний, буд. 33  | 2               | 1958 | 10   | 375,50   | 14             | 1126,50                        | 0,480   | -  |
| 27    | вул. Курська, буд. 1        | 2               | 1928 | адмін.буд.   | 741,00   | -              | 2223,00                        | 0,410   | 0,1  |
| 28    | вул. Дарко, буд 12          | 2               | 1964 | дит.садок  | 873,60   | -              | 2620,80                        | 0,440   | 0,13   |
| 29    | вул. Дарко, буд 14          | 2               | 1935 | навч. Заклад   | 1379,30  | -              | 4137,90                        | 0,400   | 0,10   |
| 30    | вул. Яснополянська, 92      | 2               | 1954 | ЗОШ  | 1355,60  | -              | 4066,80                        | 0,400   | 0,10   |
| 31    | вул. Дарко, 2               | 2               | 1930 | Музич. Школа   | 427,30   | -              | 1281,90                        | 0,400   | 0,10   |

Таблиця 16 Споживачі та їх характеристики які обслуговує котельня “Набережна”

|          |
|----------|
| Змн.     |
| Арк.     |
| № док-м. |
| Підпис   |
| Дата     |

601МНТ-2034.1ДПТ

| № п/п | Адреса будинка           | $Q_{o}^{max}$ , кВт | $Q_{o}^{сер}$ , кВт | $Q_{гвп.}^{max}$ , кВт | $Q_{гвп.}^{сер}$ , кВт | $Q_{гвп.}^{л.сер}$ , кВт | $Q_{o}^{рiч}$ , кВтгод | $Q_{гвп.}^{рiч}$ , кВт | $Q_{в}^{max}$ , кВт | $Q_{в}^{сер}$ , кВт | $Q_{в}^{рiч}$ , кВт |
|-------|--------------------------|---------------------|---------------------|------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------|------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 1     | вул. Центральна, 9       | 70,7                | 34,5                | 0,0                    | -                      | 0,0                      | 1050,3                 | 0,0                    | -                   | -                   | -                   |
| 2     | вул. Центральна, 15А     | 10,8                | 5,3                 | 0,0                    | -                      | 0,0                      | 160,0                  | 0,0                    | -                   | -                   | -                   |
| 3     | вул. Конторська, буд. 3  | 33,5                | 16,3                | 19,0                   | 7,9                    | 5,1                      | 497,7                  | 195,6                  | -                   | -                   | -                   |
| 4     | вул. Конторська, буд. 4  | 31,9                | 15,6                | 17,6                   | 7,3                    | 4,7                      | 474,5                  | 181,1                  | -                   | -                   | -                   |
| 5     | вул. Конторська, буд. 9  | 28,7                | 14,0                | 11,3                   | 4,7                    | 3,0                      | 426,9                  | 115,9                  | -                   | -                   | -                   |
| 6     | вул. Брянська, буд. 14   | 30,1                | 14,7                | 16,9                   | 7,0                    | 4,5                      | 447,1                  | 173,8                  | -                   | -                   | -                   |
| 7     | вул. Брянська, буд. 12   | 42,6                | 20,8                | 28,8                   | 12,0                   | 7,7                      | 633,1                  | 297,0                  | -                   | -                   | -                   |
| 8     | вул. Брянська, буд. 10   | 20,8                | 10,2                | 12,0                   | 5,0                    | 3,2                      | 309,2                  | 123,1                  | -                   | -                   | -                   |
| 9     | вул.Соборна, буд.6       | 37,9                | 18,5                | 17,6                   | 7,3                    | 4,7                      | 562,9                  | 181,1                  | -                   | -                   | -                   |
| 10    | вул.Соборна, буд.10      | 31,3                | 15,3                | 14,8                   | 6,2                    | 3,9                      | 464,8                  | 152,1                  | -                   | -                   | -                   |
| 11    | вул. Центральна, буд. 15 | 7,9                 | 3,8                 | 7,0                    | 2,9                    | 1,9                      | 116,7                  | 72,4                   | -                   | -                   | -                   |
| 12    | вул. Центральна, буд. 17 | 14,4                | 7,0                 | 9,1                    | 3,8                    | 2,4                      | 213,6                  | 94,2                   | -                   | -                   | -                   |
| 13    | вул. Центральна, буд. 27 | 171,7               | 83,8                | 74,6                   | 31,1                   | 19,9                     | 2551,8                 | 767,7                  | -                   | -                   | -                   |
| 14    | вул. Центральна, буд. 31 | 23,7                | 11,6                | 12,7                   | 5,3                    | 3,4                      | 352,1                  | 130,4                  | -                   | -                   | -                   |
| 15    | вул. Центральна, буд. 19 | 38,6                | 18,8                | 0,0                    | 0,0                    | 0,0                      | 572,9                  | 0,0                    | 9,4                 | 4,6                 | 45,5                |
| 16    | вул. Центральна, буд. 13 | 30,6                | 14,9                | 0,0                    | 0,0                    | 0,0                      | 455,0                  | 0,0                    | 7,5                 | 3,6                 | 36,1                |
| 17    | вул. Центральна, буд. 11 | 21,6                | 10,5                | 0,0                    | 0,0                    | 0,0                      | 321,0                  | 0,0                    | 5,3                 | 2,6                 | 25,5                |
|       | Всього                   | 646,6               | 315,6               | 241,4                  | 100,6                  | 64,4                     | 9609,6                 | 2484,3                 | 22,1                | 10,8                | 107,1               |

Загальне теплове навантаження на котельню Олімп - 961 кВт. Середнє за опалювальний період теплове навантаження на котельню Олімп – 612 кВт. Середнє теплове навантаження у між опалювальний період – 315 кВт

Таблиця 17 Споживачі та їх характеристики які обслуговує котельня “Олімп ”

|          |
|----------|
| Змн.     |
| Арк.     |
| № док.м. |
| Підпис   |
| Дата     |

601МНТ-2034.1.ПТ

|      |
|------|
| Арк. |
| 57   |

| № п/п | Адреса будинка              | $Q_{o}^{max}$ , кВт | $Q_{o}^{сер}$ , кВт | $Q_{гвп.}^{max}$ , кВт | $Q_{гвп.}^{сер}$ , кВт | $Q_{гвп.}^{л.сер}$ , кВт | $Q_{o}^{рiч}$ , кВт | $Q_{гвп.}^{рiч}$ , кВт | $Q_{в}^{max}$ , кВт | $Q_{в}^{сер}$ , кВт | $Q_{в}^{рiч}$ , кВт |
|-------|-----------------------------|---------------------|---------------------|------------------------|------------------------|--------------------------|---------------------|------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 18    | вул. Вороб'євського, буд. 1 | 171,3               | 83,6                | 93,6                   | 39,0                   | 25,0                     | 2546,3              | 963,3                  | -                   | -                   | -                   |
| 19    | вул. Вороб'євського, буд. 2 | 198,1               | 96,7                | 112,6                  | 46,9                   | 30,0                     | 2943,9              | 1158,8                 | -                   | -                   | -                   |
| 20    | вул. Тульська, буд. 17      | 9,3                 | 4,5                 | 1,4                    | 0,6                    | 0,4                      | 138,4               | 14,5                   | -                   | -                   | -                   |
| 21    | вул. Власова, буд. 1        | 2,3                 | 1,1                 | 0,7                    | 0,3                    | 0,2                      | 34,0                | 7,2                    | -                   | -                   | -                   |
| 22    | вул. Власова, буд. 10       | 2,8                 | 1,4                 | 1,4                    | 0,6                    | 0,4                      | 42,2                | 14,5                   | -                   | -                   | -                   |
| 23    | вул. Власова, буд. 12       | 3,1                 | 1,5                 | 3,5                    | 1,5                    | 0,9                      | 45,4                | 36,2                   | -                   | -                   | -                   |
| 24    | пров. Стандартний, буд. 29  | 21,6                | 10,5                | 9,9                    | 4,1                    | 2,6                      | 320,4               | 101,4                  | -                   | -                   | -                   |
| 25    | пров. Стандартний, буд. 31  | 23,0                | 11,2                | 12,0                   | 5,0                    | 3,2                      | 341,8               | 123,1                  | -                   | -                   | -                   |
| 26    | пров. Стандартний, буд. 33  | 22,7                | 11,1                | 9,9                    | 4,1                    | 2,6                      | 337,5               | 101,4                  | -                   | -                   | -                   |
| 27    | вул. Курська, буд. 1        | 38,3                | 18,7                | 0,0                    | 0,0                    | 0,0                      | 568,9               | 0,0                    | 9,3                 | 4,6                 | 45,1                |
| 28    | вул. Дарко, буд. 12         | 48,4                | 23,6                | 0,0                    | 0,0                    | 0,0                      | 719,7               | 0,0                    | 11,0                | 5,4                 | 53,2                |
| 29    | вул. Дарко, буд. 14         | 69,5                | 33,9                | 0,0                    | 0,0                    | 0,0                      | 1033,1              | 0,0                    | 17,4                | 8,5                 | 84,0                |
| 30    | вул. Яснополянська, 92      | 68,3                | 33,3                | 0,0                    | 0,0                    | 0,0                      | 1015,3              | 0,0                    | 17,1                | 8,3                 | 82,6                |
| 31    | вул. Дарко, 2               | 21,5                | 10,5                | 0,0                    | 0,0                    | 0,0                      | 320,0               | 0,0                    | 5,4                 | 2,6                 | 26,0                |
|       | Всього                      | 700,3               | 341,8               | 244,9                  | 102,0                  | 65,3                     | 10407,0             | 2520,5                 | 60,2                | 29,4                | 291,0               |

Загальне теплове навантаження на котельню Набережна – 1042 кВт. Середнє за опалювальний період теплованавтаження на котельню Набережна - 664 кВт середнє за між опалювальний період теплове навантаження – 342 кВт

Таблиця 18 Споживачі та їх характеристики які обслуговує котельня “Набережна”

Витрати тепла наочно зображають у вигляді графіків, які будують для різних часових проміжків та залежно від кліматичних умов. Такі графіки необхідні для вирішення ряду питань централізованого теплопостачання: визначення витрат палива, вибору устаткування джерел теплоти, режиму завантаження і графіка ремонту обладнання, вибору параметрів теплоносія, а також для техніко-економічних розрахунків під час проектування і експлуатації системи теплопостачання.

Для побудови графіків витрат тепла на опалювання і вентилявання залежно від температури зовнішнього повітря достатньо знати числові  $Q_0^{\text{макс}}$  і  $Q_B^{\text{макс}}$  та за температури зовнішнього повітря  $t_{\text{с.р.}} = +8^{\circ}\text{C}$ , — бо ця залежність є лінійною. Теплові потоки на опалювання і вентилявання для будь-якої температури зовнішнього повітря  $t_3$  знаходять за формулами, Вт:

Середній тепловий потік на опалювання житлових районів населених пунктів, Вт:

$$Q_0^{\text{сер}} = Q_0^{\text{макс}} \cdot \frac{t_B - t_{\text{с.р.}}}{t_B - t_p^3}, \quad (9)$$

а середній тепловий потік на вентиляцію, Вт:

$$Q_B^{\text{сер}} = Q_B^{\text{макс}} \cdot \frac{t_B - t_{\text{с.р.}}}{t_B - t_p^3}, \quad (10)$$

Де  $t_B$  — середня температура внутрішнього повітря опалюваних будівель, яку приймають для житлових і громадських споруд рівною  $+20^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{с.р.}}$  — середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період (період із середньодобовою температурою повітря  $+8^{\circ}\text{C}$  і менше)  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_p^3$  — розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення та вентиляції,  $^{\circ}\text{C}$ .

Витрата тепла на гаряче водопостачання не залежить від температури зовнішнього повітря, тому графік теплового потоку має вигляд горизонталі

Сумарний графік витрат теплоти будують, складаючи ординати графіків окремих видів теплоспоживання. Цей графік використовують для побудови річного графіка тривалості теплового навантаження (графіка

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 58   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

Россандера), для якого потрібні також дані тривалості стояння температур зовнішнього повітря.

| Інтервал температур, °С | Тривалість стояння, год | Зовнішня температура, °С | Сумарна тривалість стояння, год |
|-------------------------|-------------------------|--------------------------|---------------------------------|
| від -29,9 до -25        | 10                      | -25 і менше              | 10                              |
| від -24,9 до -20        | 44                      | -20 і менше              | 54                              |
| від -19,9 до -15        | 183                     | -15 і менше              | 237                             |
| від -14,9 до -10        | 398                     | -10 і менше              | 635                             |
| від -9,9 до -5          | 730                     | -5 і менше               | 1365                            |
| від -4,9 до 0           | 1141                    | 0 і менше                | 2506                            |
| від +0,1 до +5          | 1216                    | +5 і менше               | 3722                            |
| від +5,1 до +8          | 670                     | +8 і менше               | 4392                            |

Таблиця 19 Тривалість стояння температур зовнішнього повітря для міста Мирноград

Площа під кривою річного графіка тривалості теплового навантаження відповідає річній витраті теплоти. Для визначення витрати тепла з джерела тепlopостачання до річної витрати споживачів необхідно додати тепловтрати трубопроводами мережі.

Для побудови календарного графіка річної витрати тепла, розраховують за формулами (9) і (10) теплові потоки на опалювання і вентилявання для середньої місячної температури зовнішнього повітря. Сумарний тепловий потік кожного місяця опалювального періоду визначають додаванням теплових потоків на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання. В неопалювальний період (із зовнішніми температурами вище  $+8^{\circ}\text{C}$ ), сумарний теплової потік буде дорівнювати середньому тепловому потоку на гаряче водопостачання.

| Місяць року | Середня температура повітря, °С | Середня витрата теплоти, кВт год |             |                 |       |
|-------------|---------------------------------|----------------------------------|-------------|-----------------|-------|
|             |                                 | $Q_o$ , кВт                      | $Q_v$ , кВт | $Q_{гвп}$ , кВт | Разом |
| I           | -5,2                            | 388,0                            | 13,3        | 241,44          | 642,7 |
| II          | -4,4                            | 375,6                            | 12,8        | 241,44          | 629,9 |
| III         | +0,7                            | 297,1                            | 10,2        | 241,44          | 548,7 |
| IV          | +9,4                            | -                                | -           | 241,44          | 241,4 |
| V           | + 15,4                          | -                                | -           | 241,44          | 241,4 |
| VI          | +19,0                           | -                                | -           | 241,44          | 241,4 |
| VII         | +21,2                           | -                                | -           | 241,44          | 241,4 |
| VIII        | +19,8                           | -                                | -           | 241,44          | 241,4 |
| IX          | +14,9                           | -                                | -           | 241,44          | 241,4 |
| X           | +8,0                            | 184,7                            | 6,3         | 241,44          | 432,5 |
| XI          | +1,8                            | 280,2                            | 9,6         | 241,44          | 531,2 |
| XII         | -2,9                            | 352,6                            | 12,0        | 241,44          | 606,0 |

Таблиця 20 Середньомісячні витрати тепла котельнею “Олімп ”

| Місяць року | Середня температура повітря, °С | Середня витрата теплоти, кВт год |             |                 |               |
|-------------|---------------------------------|----------------------------------|-------------|-----------------|---------------|
|             |                                 | $Q_o$ , кВтгод                   | $Q_v$ , кВт | $Q_{гвп}$ , кВт | Разом кВт год |
| I           | -5,2                            | 420,2                            | 36,2        | 244,8           | 701,2         |
| II          | -4,4                            | 406,8                            | 35,0        | 244,8           | 686,7         |
| III         | +0,7                            | 321,8                            | 27,7        | 244,8           | 594,3         |
| IV          | +9,4                            | -                                | -           | 244,8           | 244,8         |
| V           | + 15,4                          | -                                | -           | 244,8           | 244,8         |
| VI          | +19,0                           | -                                | -           | 244,8           | 244,8         |
| VII         | +21,2                           | -                                | -           | 244,8           | 244,8         |
| VIII        | +19,8                           | -                                | -           | 244,8           | 244,8         |
| IX          | +14,9                           | -                                | -           | 244,8           | 244,8         |
| X           | +8,0                            | 200,1                            | 17,2        | 244,8           | 462,1         |
| XI          | +1,8                            | 303,5                            | 26,1        | 244,8           | 574,4         |
| XII         | -2,9                            | 381,8                            | 32,9        | 244,8           | 659,5         |

Таблиця 21 Середньомісячні витрати тепла котельнею “Набережна”

|          |  |
|----------|--|
| Змін.    |  |
| Арк.     |  |
| № докum. |  |
| Тіаіис   |  |
| Дапа     |  |

601MHT-2034.1DП

|      |    |
|------|----|
| Арк. | 61 |
|------|----|

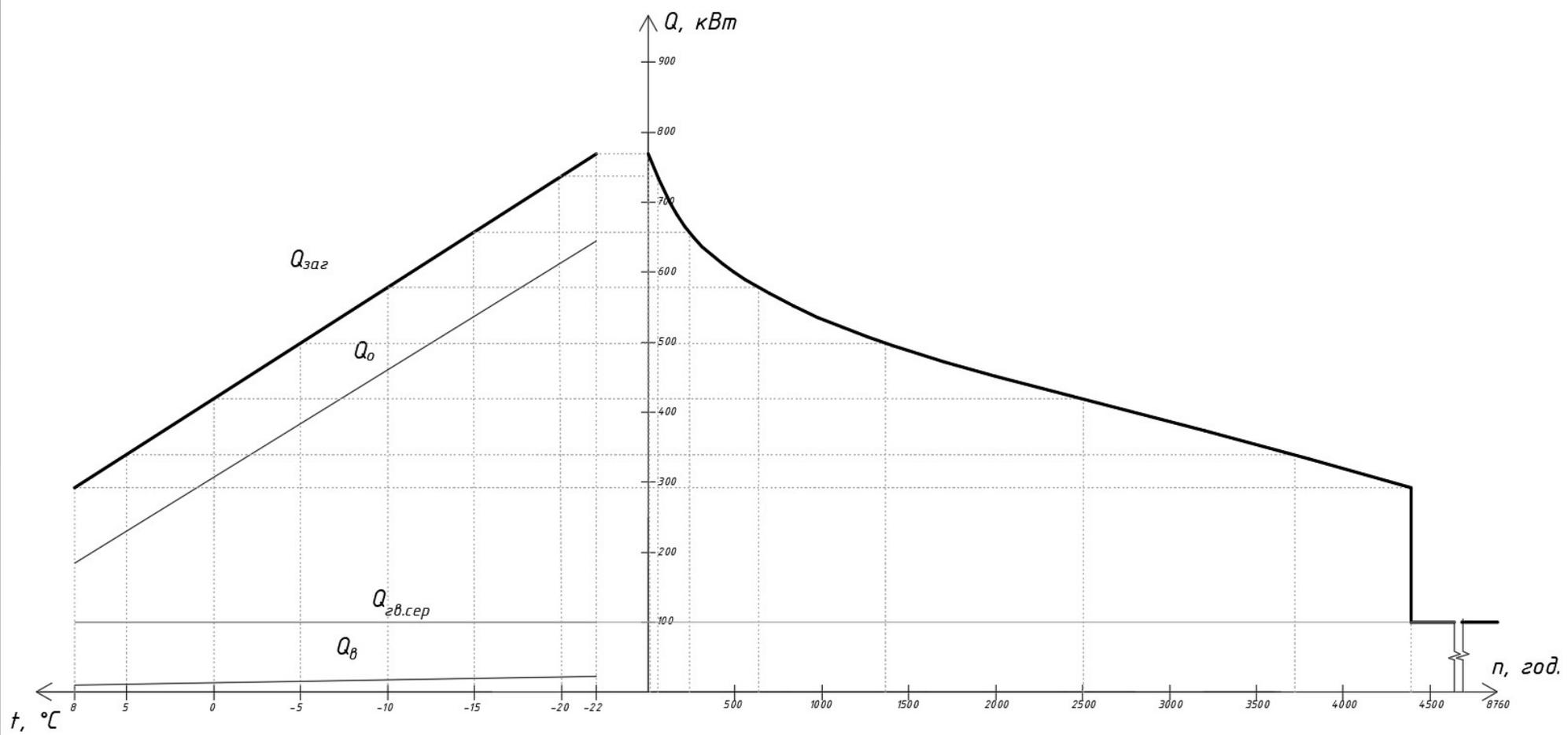


Рис.17 Графік відпуску теплоти залежно від температури зовнішнього повітря та тривалості навантаження для котельні “Олімп”

|          |  |
|----------|--|
| Змч.     |  |
| Арк.     |  |
| № док-м. |  |
| Підпис   |  |
| Дата     |  |

БОПМНТ-2034.1.ДПТ

|      |    |
|------|----|
| Арк. | 62 |
|------|----|

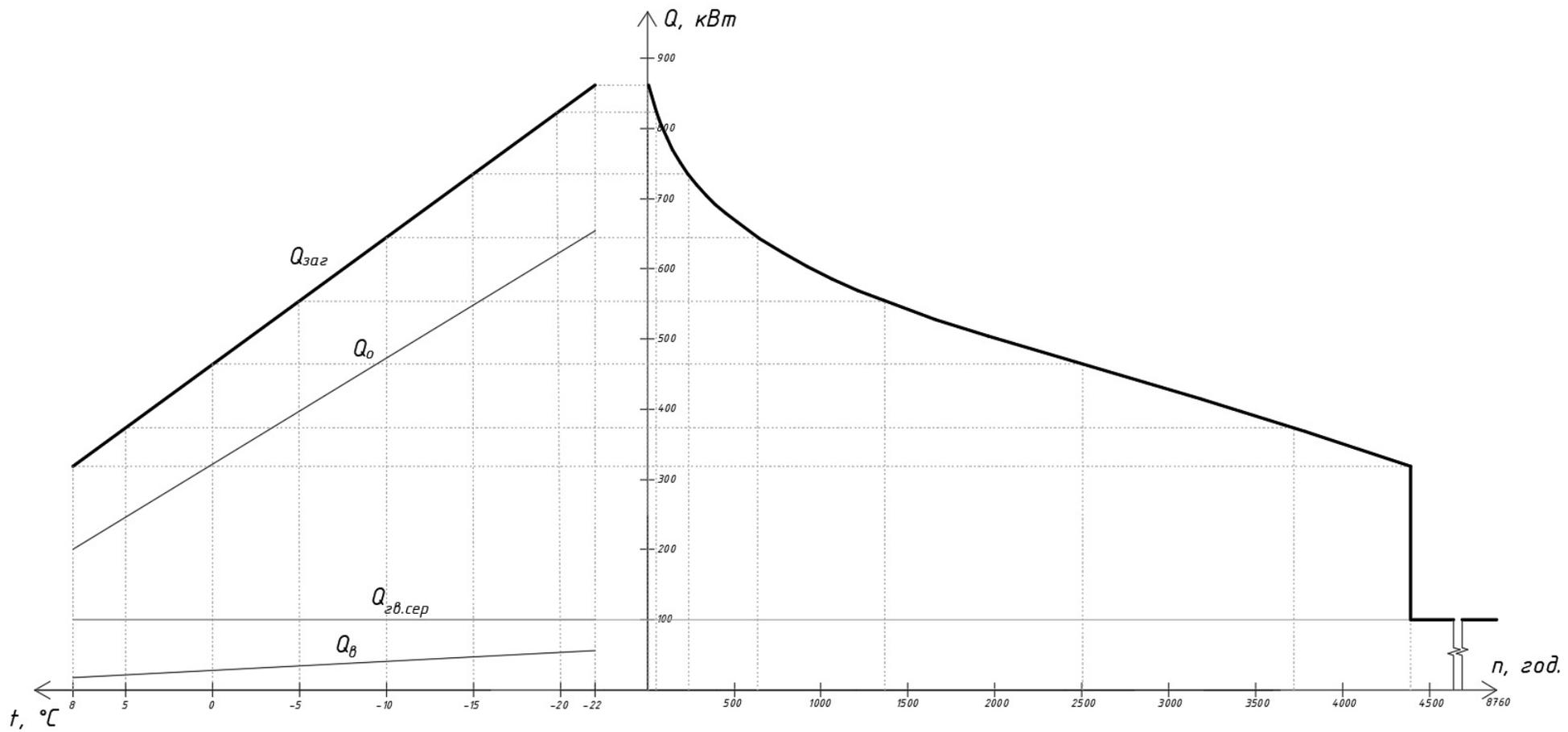


Рис. 18 Графік відпуску теплоти залежно від температури зовнішнього повітря та тривалості навантаження для котельні "Набережна"

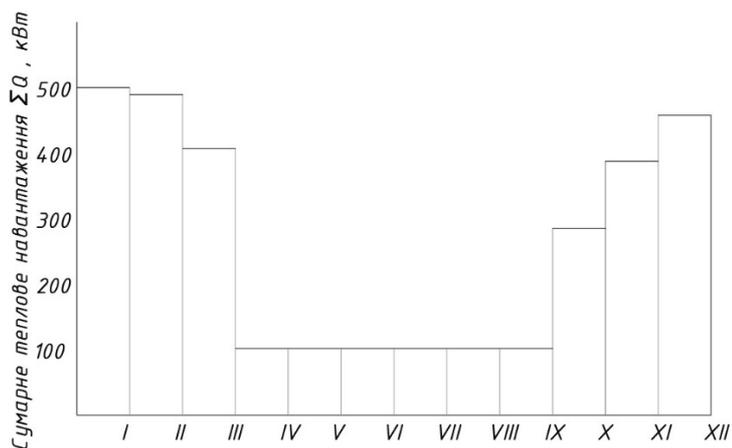


Рис. 19 Календарний графік теплового навантаження для котельні “Олімп”

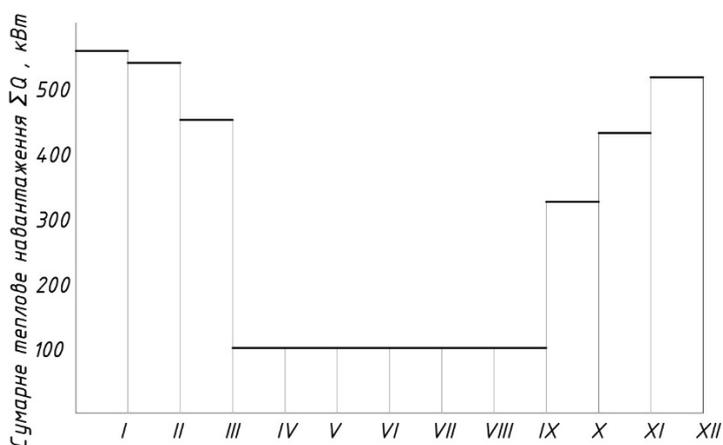


Рис. 20 Календарний графік теплового навантаження для котельні “Набережна”

Побудова графіків за тривалістю дає можливість визначити величини відпуску теплоти до споживачів на потреби опалення і гарячого водопостачання у холодний період року а також вироблення теплоти котельними у холодний період року.

Загальний відпуск теплоти до споживачів котельні Олімп становить 4005 МВт год ( 3444 Гкал ); загальний відпуск теплоти до споживачів котельні Набережна становить 4346 МВт год ( 3737 Гкал). Разом відпуск теплоти споживачам - 8351 МВт год.



| Адреса котельні системи ЦТ          | Приблизна відстань від котельні до найближчої шахти або джерела шахтної води | Річне вироблення теплоти котельнею, Гкал |         | Середня температура опалвального періоду, °С |         | Розрахункове приєднане теплове навантаження на котельню, Мкал/год |
|-------------------------------------|--|--|---------|--|---------|---|
|                                     |  | 2018 р.                                  | 2019 р. | 2018 р.                                      | 2019 р. |   |
|                                     |  |  |         |  |         |   |
| Котельня №1, вул. Соборна 20 а      | 420 м.   | 2,74                                     |         | -1,0   | 1,7     | -   |
| Котельня №2, м-н Молодіжний, 67     | 1700 м.  | 20,838                                   |         |  |         | 9837,781  |
| котельня №3, Молодіжний, 64         | 1600 м.  | 24,516                                   |         |  |         | 11586,5109  |
| Котельня №24, Соборна, 28 а         | 1000 м.  | 2,409                                    |         |  |         | 2931,3754   |
| котельня №40, Квартал 40, 5 а       | 1550 м.  | 6,515                                    |         |  |         | 3080,7309   |
| Котельня Західна, 25 а              | 1770 м.  | 18,347                                   |         |  |         | 9587,9677   |
| Котельня «Олімп» Центральна, 17 а   | 100 м.   | 1,904                                    |         |  |         | 1002,9308   |
| Котельня «Набережна», Власова, 10 а | 300 м.   | 1,834                                    |         |  |         | 902,3906  |
| Котельня «Новатор», Львівський, 5   | 1760 м.  | 11,012                                   |         |  |         | 5420,7642   |
| Котельня ВГРЗ, Черніщина, 2 б       |  | 0,792                                    |         |  |         | 435,5149  |
| Котельня №94, Гірнична, 3 а         | 853 м.   | 4,610                                    |         |  |         | 2334,4408   |
| Котельня №15, Горького, 25 а        | 1260 м.  | 0,725                                    |         |  |         | 345,9811  |
| Усього по місту                     |  | 96,242                                   |         |  |         | 47466,3883  |

Таблиця 22. Характеристика системи централізованого теплопостачання м. Мирноград.

Загальна принципова тепла схема реалізації системи використання теплоти шахтної води для цілей централізованого теплопостачання

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 65   |

виробничих об'єктів шахт і житлових будинків прилеглої селищної території міст наведено на рис. 22.

Принципова теплова схема реалізації системи використання теплоти шахтної води з метою централізованого теплопостачання виробничих об'єктів шахт та житлових будинків прилеглої селищної території міста Мирноград наведено на рис. 21. Виконано розрахунки потреби у теплоті на потреби опалення та гарячого водопостачання м. Мирнограда, виконано трасування комунікацій, здійснено підбір обладнання для реалізації наведеної принципової схеми.

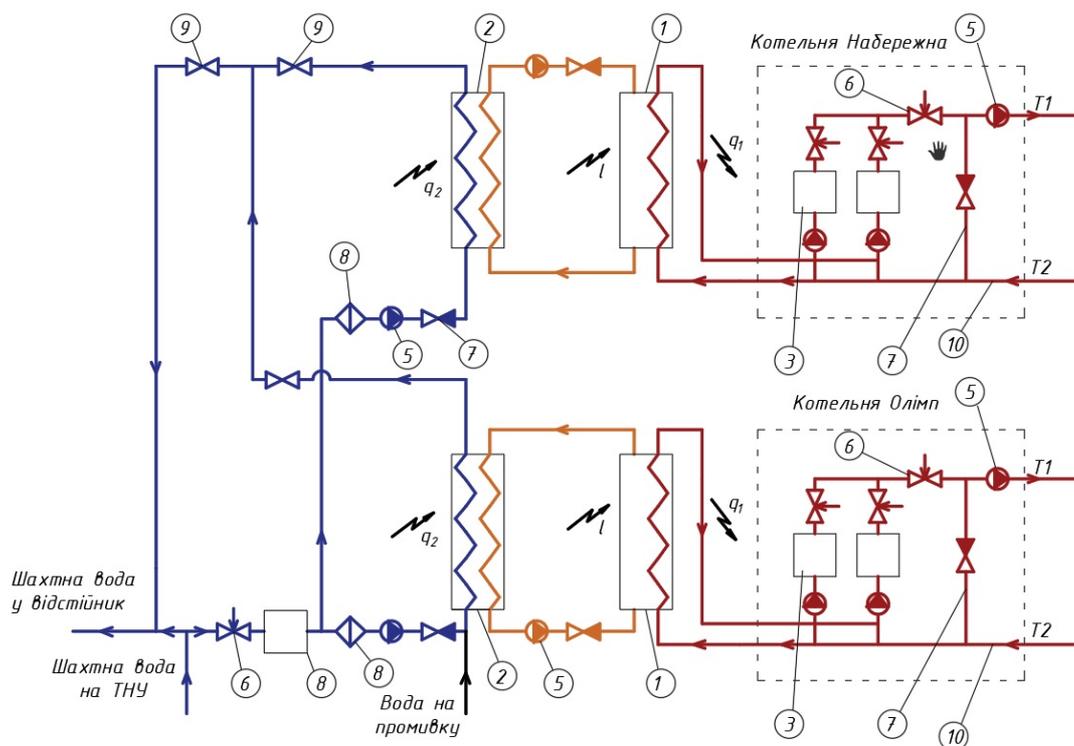


Рис. 22 Принципова схема використання шахтної води у ЦСТ міста.

Враховуючи високу мінералізацію води для попередження забруднення обладнання теплової схеми, була запропонована незалежна схема приєднання до джерела отримання шахтної води, яка захищає від забруднення тепломеханічного обладнання. При цьому необхідно констатувати, що тепловий потенціал шахтної води буде дещо втрачено.

Підбір обладнання схеми та розрахунок техніко-економічних показників проекту виконувались на середньорічну температуру шахтної

води близько  $27^{\circ}\text{C}$  з урахуванням втрат теплоти у проміжному теплообміннику. Відбір шахтної води пропонується здійснювати не від водоїм а з відстійника, таким чином температура первинного гріючого теплоносія буде значно вище, теплоносій підігрівати до необхідних параметрів теплонасосні агрегати будуть підігрівати на території шахти далі вода з температурою  $55-60^{\circ}\text{C}$  буде надходити до котелень. Трубопроводи, для мінімізації втрат теплоти, які виникнуть на ділянках від теплових насосів до котелень необхідно прокласти попередньо ізольовані, така схема з усіма її недоліками є більш економічно доцільною а ніж схема де шахтна вода з температурою  $15^{\circ}\text{C}$  забирається від водоїм

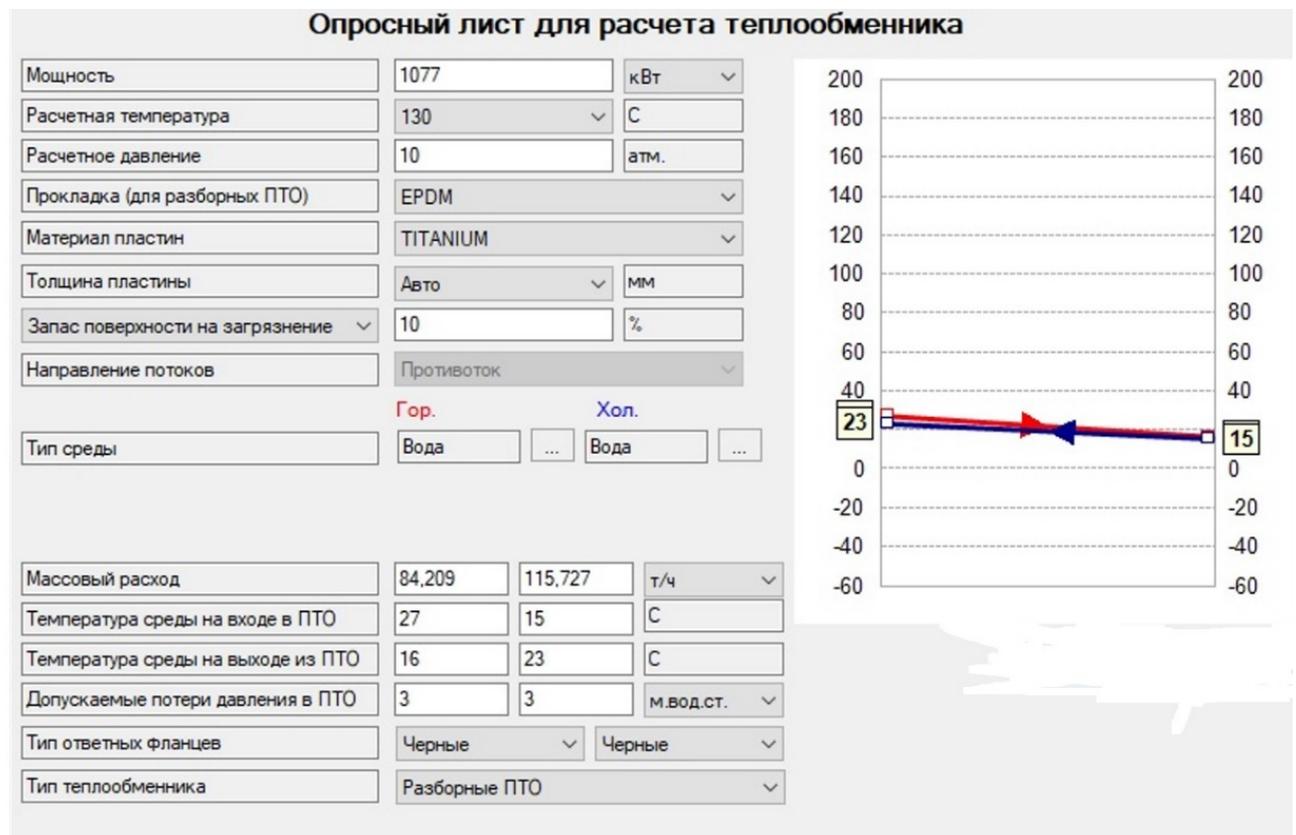


Рис.23 Розрахунок пластинчатого теплообмінника

Використання шахтної води як альтернативне джерело енергії передбачає попереднє очищення води від механічних домішок. Через високу ступінь мінералізації теплообмінники повинні мати запас площі поверхні теплообміну, мати розбірну конструкцію для забезпечення їх очистки та виконуватись з матеріалів стійких до агресивних середовищ.

## Рисунок Результати розрахунку пластинчатого теплообмінника

Включення пікових котлів на види палива для догріву мережевої води в період зниження температури зовнішнього повітря нижче - 1,5°C буде здійснюватися автоматично.

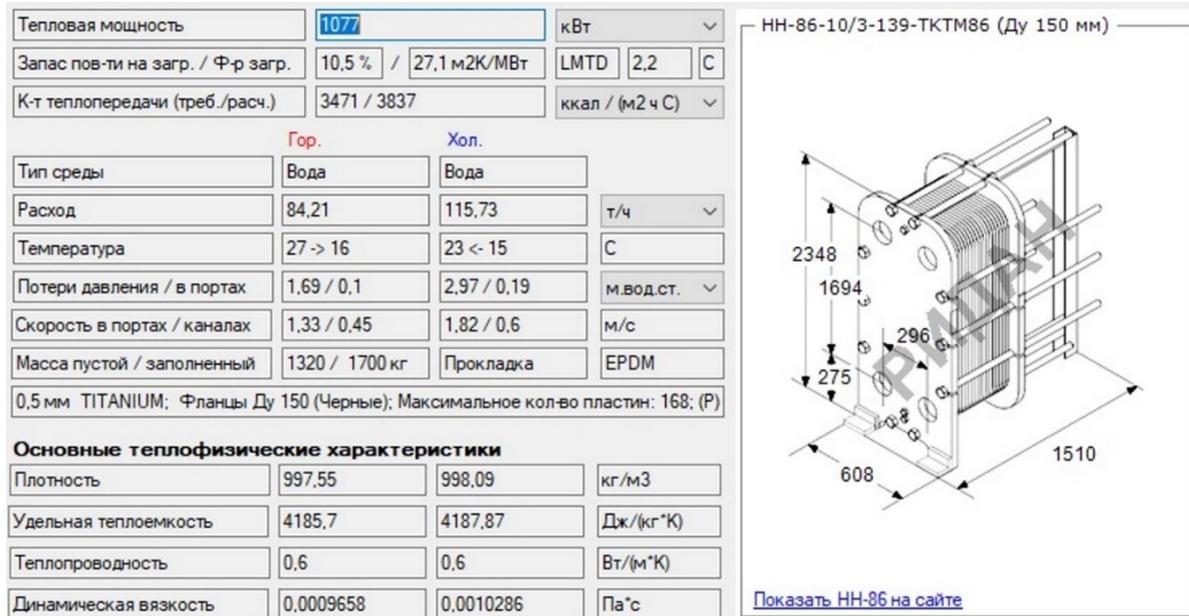


Рис. 24 Розрахунок пластинчатого теплообмінника

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{W_{\Gamma}(t'_1 - t''_1)}{W_{min}(t'_1 - t'_2)} = \frac{W_x(t''_2 - t'_2)}{W_{min}(t'_1 - t'_2)}$$

де  $Q_{max}$  – максимально можлива кількість тепла, яка може бути передана в ідеальному протиточному теплообміннику з нескінченно великою поверхнею, що передає, кВт;  $W_{\Gamma} = cG_1$ ,  $W_x = cG_2$  – водяні еквіваленти гарячого та холодного теплоносіїв відповідно, кДж/°С;  $W_{min}$  - Найменше значення водяного еквівалента з величин.

Нехтуючи залежністю теплоємностей теплоносіїв від температури, вирази визначення ефективності теплообмінника набувають вигляду:

$$\varepsilon = \frac{(t'_1 - t''_1)}{(t'_1 - t'_2)} \text{ при } W_{\Gamma} = W_{min}; \quad \varepsilon = \frac{(t''_2 - t'_2)}{(t'_1 - t'_2)} \text{ при } W_x = W_{min};$$

При проведенні перевірного розрахунку значення температур теплоносіїв на виході з теплообмінника підлягають визначенню з рівнянь

Виходячи з балансу енергії, отримуємо:

$$dQ = -W_1 dt_1 = W_2 dt_2$$

або

$$1077 = -4,187 \cdot 23,39 \cdot (27 - 16) = 4,187 \cdot 32,14 \cdot (23 - 15)$$

У більшості випадків відпуск теплоти від котельних централізованих систем теплопостачання населених міст Донбасу здійснюється за температурними графіками 80/60 , 95/70 °С. У випадку міста Мирноградкотельні працюють за температурним графіком 95/70

Графіки необхідної температури теплоносія у теплових мережах залежно від температури зовнішнього повітря представлено на рис. 2,3.

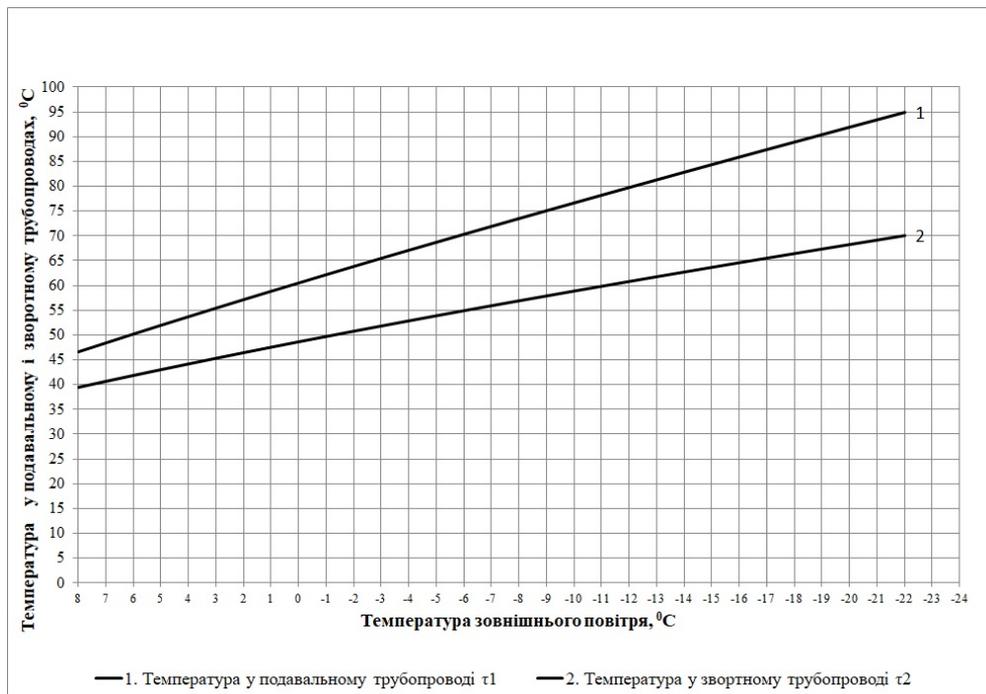


Рис. 25 Графік відпуску теплоти у централізованій системі теплопостачання 80/60.

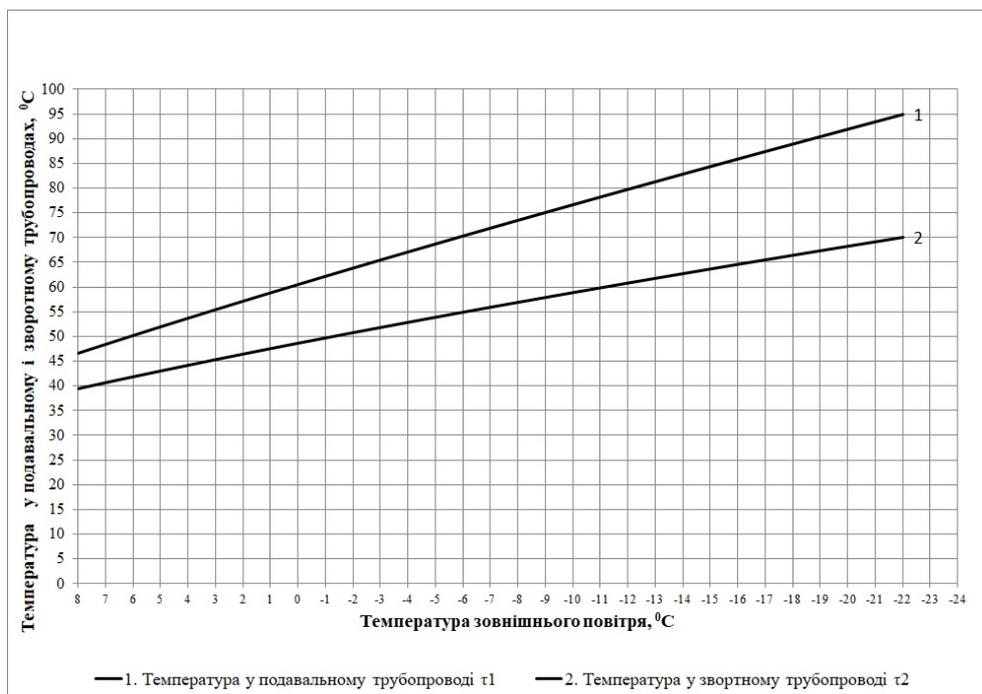


Рис. 26 Графік відпуску теплоти у централізованій системі теплопостачання 95/70.

Економічно доцільна температура гарячої води (теплоносія) на виході з теплового насоса становить близько 55-60°C. Такі параметри теплоносія є недостатніми для забезпечення потреб опалення житлових будинків і громадських будівель в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря.

За умови відпуску теплоносія за температурним графіком 95/70°C температури теплоносія 55°C, з коефіцієнтом перетворення COP=3,8, достатньо лише для забезпечення потреб опалення від початку опалювального періоду до температури зовнішнього повітря -1,5°C. Але період стояння температур від +8°C (початок опалювального періоду) до температури -1,5°C становить близько 3127 год від 4224 год тривалості опалювального періоду. А це своєю чергою становить 74% тривалості опалювального періоду.

Таким чином, базове навантаження на потреби опалення (74% тривалості опалювального періоду) буде забезпечено за рахунок відпуску теплоти від теплового насоса. Решту часу опалювального періоду – 26% від



ня роботи теплових насосів протягом всього року та покращення умов споживачів пропонується забезпечити гаряче водопостачання протягом теплового періоду року за рахунок теплового насосу.

Характеристика теплонасосного агрегату Mayekawa MYCOM, компресор N220JS, холодинний агент NH<sub>3</sub> (Аміак).

Характеристики одного агрегату N220JS:

- Теплова продуктивність при всіх температурних режимах теплоносія 1077,3 кВт
- Споживання електроенергії при температурі теплоносія +55 °С 283,5 кВт
- Споживання електроенергії при температурі теплоносія +60 °С

Об'єм спожитої шахтної води: 295,2 кВт

- При температурі теплоносія +50 °С 88,3 м<sup>3</sup>
- При температурі теплоносія +55 °С 85,6 м<sup>3</sup>
- При температурі теплоносія +60 °С 82,8 м<sup>3</sup>

Об'єм теплоносія, що буде надходити до тепломережі при всіх режимах – 93,0 м<sup>3</sup>

Отже перехід на низькотемпературний графік відпуску теплоти дасть можливість тепловим насосам покрити більшу частину опалювального періоду та підвищить ефективність їх роботи, що сприяє зменшенню терміну окупності тепласосної установки.

Таким чином, генерування у тепловій pompі теплоносія з температурою до 45...60 °С дасть можливість виробляти теплоту на потреби опалення до температури зовнішнього повітря -1...-2 °С. Пікові теплові навантаження будуть компенсуватися наявними котельними.

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 72   |

### 3.3 Реконструкція котельні. Принципова тепломеханічна схема з адаптацією теплового насосу.

Котельнями “Олімп” та “Набережна” на даний момент знаходяться в експлуатації . Їх проектна потужність значно вище за приєднане теплове навантаження та вище за теплове навантаження з урахуванням необхідної кількості теплоти для забезпечення гарячого водопостачання . Котельня “Олімп” обладнана двома котельними агрегатами КСВа-1,25 потужністю 1,25 МВт а котельня “Набережна” має два котельних агрегатами КСВа-2,5 потужністю 2,5 МВт . При чому необхідна теплопродуктивність після реконструкції складає 1,24 МВт для котельні “Олімп” та 1,38 МВт для котельні “Набережна”

За даних обставин використання котельних агрегатів КСВа призводить до падіння ефективності вироблення теплоти що в свою чергу збільшує собівартість вироблення теплової енергії.

Тому проектом передбачається замінити котельні агрегати КСВа на жарорубні газові котельні агрегати з плавним регулюванням потужності .

Для комбінованої схеми вироблення теплоти розроблена тепломеханічна схема роботи котелень.

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 73   |

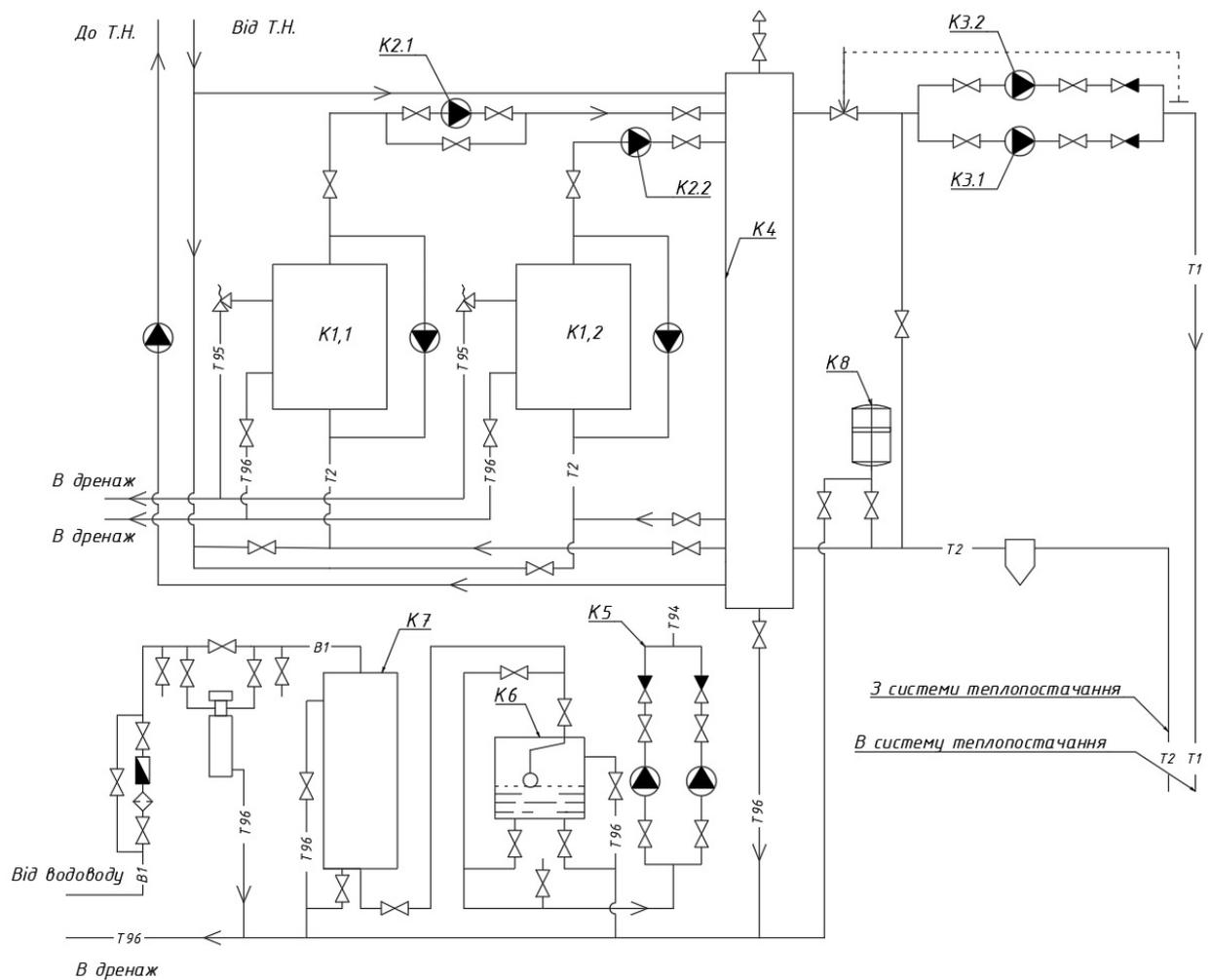


Рис.27 Тепломеханічна схема котельнь “Олімп” та “Набережна”

Тепломеханічною схемою передбачається комбінована робота теплових насосів та котельних агрегатів, теплоносій від теплових насосів буде надходити до котельні де в залежності від зовнішньої температури повітря буде або надходити у зворотній трубопровід теплової мережі та догріватись у котлах або якщо теплоносій має достатню температуру відразу надходити у подавальний трубопровід. Також тепломеханічною схемою передбачається влаштування гідравлічного вирівнювача який забезпечить плавне регулювання роботи котлів та теплового насосу в залежності від поточного навантаження.

Заміну котельних агрегатів передбачається виконати на жаротрубні котли I.VAR SUPERRAC з паливником TECNOPRESS P60. Сталевий котел серії SUPERRAC є високопродуктивним генератором тепла для систем обігріву на гарячій воді з температурою 115°C, а також для систем подачі гарячої

|      |      |          |        |      |                  |  |  |  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|--|--|--|------|
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | 74   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 601МНТ-2034.1.ДП |  |  |  |      |

санітарної води за умови їх підключення до бойлера. Котел є моноблочною системою з камерою згоряння під тиском: вогонь пальники надходить у топку, яка закрита в донній частині, внаслідок чого димові гази повертаються в передню її частину, а потім - через канал, виконаний в ізоляції люка - надходять у трубчасті реєстри. На цій ділянці завдяки турбуляторам димові гази рухаються вихроподібно, за рахунок чого покращується конвекційний теплообмін. Таким чином досягається максимальне поглинання тепла за відсутності шкідливих термічних навантажень, що дозволяє досягти коефіцієнта корисної дії понад 90%. Після проходження трубчастих реєстрів димові гази збираються у задній камері та прямують у витяжну трубу. Є можливість встановлення пальників, що працюють на всіх традиційних видах рідкого та газоподібного палива. Пальник монтується до шарнірного люка, що дозволяє полегшити операції по регулюванню та обслуговуванню та котла та пальника, без необхідності демонтажу пальники. Термоізоляція корпусу котла досягається за рахунок кожуха з мінеральної вати. високою ізолюючою здатністю. Зовнішній вигляд котла доповнюється акуратними листами сталі із спеціальним покриттям. На котлі встановлено пульт управління з усіма необхідними під'єднаннями, що дозволяє експлуатувати котел в автоматичному режимі. [8]



Рис.28 Загальний вид котельного агрегату I.VAR SUPERRAC

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034 1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 75   |

Пальник серії TECNOPRESS, з діапазоном потужностей від 160 до 2300 кВт, можуть бути використані як на теплогенератори з камерою згоряння під розрядження, так і з аеродинамічним опором. Дзвоноподібна головка згоряння в стані утворювати полум'я розсіяного типу з високим ступенем випромінювання. який має можливість модульованого регулювання теплової потужності.[9]

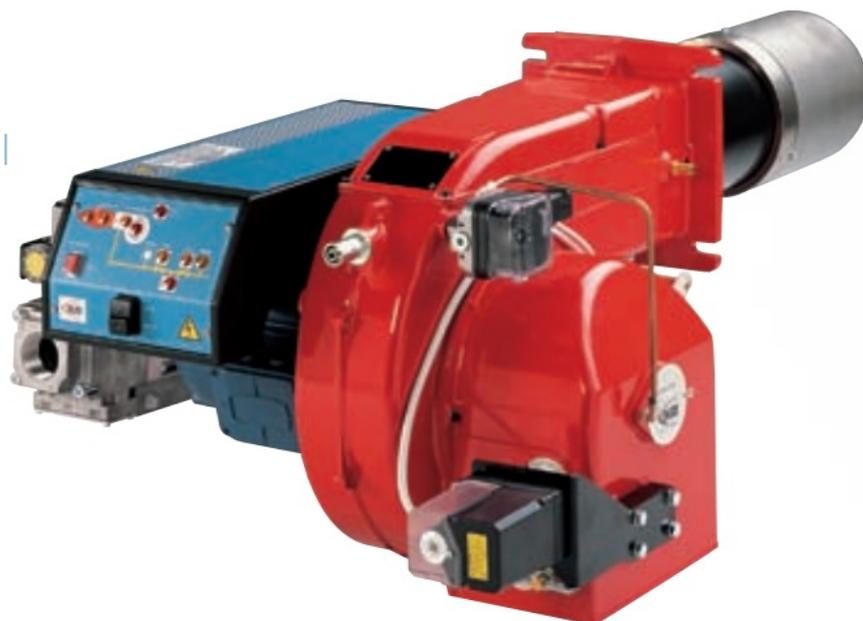


Рис.29 Загальний вид пальника TECNOPRESS P60

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 76   |

|             |  |
|-------------|--|
| Энчээ       |  |
| Аркад       |  |
| № документа |  |
| д.г.г.      |  |
| Підпис      |  |
| Дата        |  |

601МНТ-2034.1.0ПТ

|       |  |
|-------|--|
| Аркад |  |
| 77    |  |

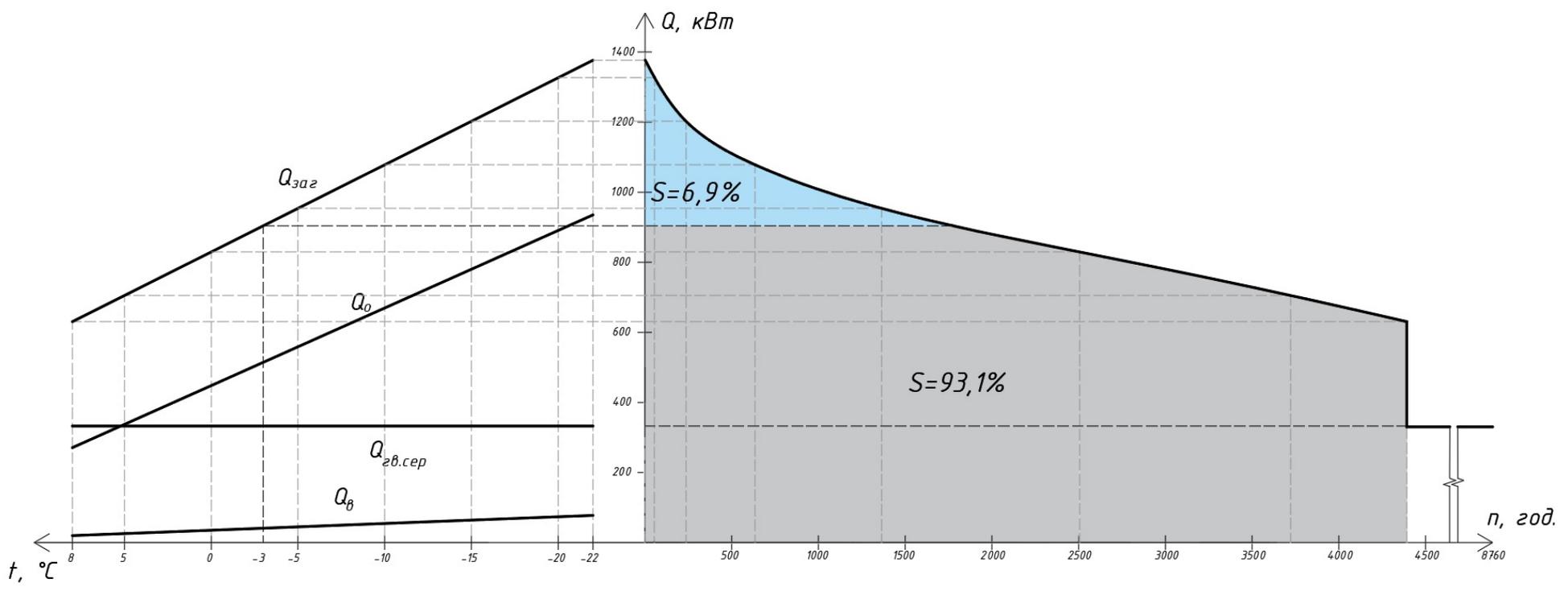


Рис. 30 Графік відпуску теплоти залежно від температури зовнішнього повітря та тривалості навантаження для котельні "Набережна" при температурі 55 °С від теплового насосу.

|          |  |
|----------|--|
| Змін.    |  |
| Арк.     |  |
| № докum. |  |
| Підпис   |  |
| Дата     |  |

601MHT-2034.1DP7

|      |    |
|------|----|
| Арк. | 78 |
|------|----|

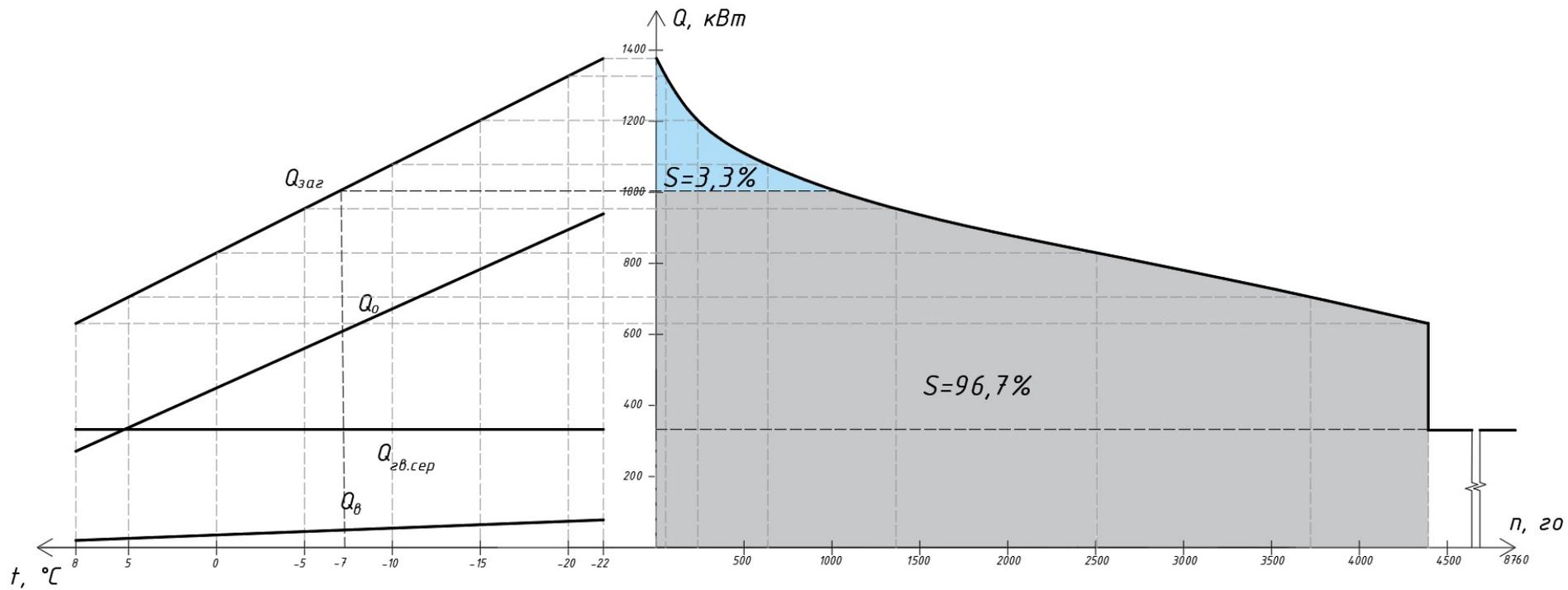


Рис.31 Графік відпуску теплоти залежно від температури зовнішнього повітря та тривалості навантаження для котельні “Набережна” при температурі 60 °С від теплового насосу.

### 3.4 Розподіл вироблення теплоти між джерелами енергії

Тепловий потенціал палива для котельних визначається з урахуванням інтегрального коефіцієнта ефективності системи теплопостачання, котрий становить 0,77.

Тоді тепловий потенціал палива по котельні Олімп становить 5200 МВт год (4470 Гкал) а по котельні Набережна - 5636 (4846 Гкал).

Вироблене тепло по котельні Олімп за умови ККД генерації теплоти 0,83 повинно становити 4316 МВт год (3711 Гкал) а по котельні Набережна - 4678 МВт год (4022 Гкал). Разом на котельних необхідно виробити  $4678 + 4316 = 8994$  МВт год

Таким чином загальна річна потреба у виробленні теплоти на джерелах теплоти (котельних Олімп і Набережна) становить  $4316 + 4678 = 8994$  МВт год,

Із зазначених вище даних певна кількість теплоти (базове вироблення) виробляється тепловим насосом, а інша частина – повинна генеруватись котельнею (пікове навантаження) – у періоди, коли теплопродуктивності теплового насосу недостатньо для компенсації потреби у теплоті, або якість теплоти не задовольняє температурний графік відпуску теплоти.

Теплопродуктивність одного теплового насосу становить 1,077 МВт. Потенційно можливе вироблення теплоти двома тепловим насосом протягом холодного періоду року становить 9305 МВт год. Таким чином теплова продуктивність двох теплових насосів повністю може повністю компенсувати потребу теплоти у холодний період року.

У літній період року достатньо теплопродуктивності одного теплового насосу для компенсації потреби споживачів у теплоті. Один тепловий насос може виробляти за холодний період року близько 4652 МВт год теплоти.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 79   |

Але крім загальної річної кількості теплоти, котру може виробляти теплоп тепловий насос необхідно враховувати також якість генерованої теплоти, або температуру теплоносія.

Так наприклад, для генерації гарячої води необхідно мати гріючий теплоносій з температурою не менше 65 град.С. Але температура теплоносія на виході із теплового насосу за умови отримання більш високого коефіцієнту перетворення COP = 3,65 становить лише 60 град. С Таким чином необхідне догрівання гріючого теплоносія до більш високої температури за рахунок використання традиційних викопних видів палива, або інших генераторів теплоти.

Крім того у періоди зниження температури зовнішнього повітря миттєва потреба у теплоті на опалення зростає. Так уже при температурі зовнішнього повітря, нижче за -12 град С. Тепловий потік, котрий необхідно генерувати для компенсації потреби на опалення споживачів, підключених як до котельні Набережна так і котельні Олімп перевищує теплову потужність теплового насосу. Таким чином, виникає необхідність підключення додаткових джерел енергії у вигляді існуючих районних котельних . Для цього пропонується подача теплоносія, згенерованого у теплових насосах для догрівання у газифікованих котлах.

Не слід також забувати про те, що за умови використання температурного графіка відпуску теплоти 70/60 град С. уже після температури зовнішнього повітря - -12 град С необхідно здійснювати додаткове нагрівання теплоносія для дотримання умов відпуску теплоти споживачам.

Таким чином виникає необхідність адаптації теплового насосу до тепломеханічної схеми пікової котельні і вирішення таких питань:

- генерації теплоносія, температура якого давала б можливість здійснювати надання послуги з гарячого водопостачання з необхідною температурою гарячої води ( необхідна температура гріючого теплоносія – 65 град С) Це означає генерацію теплоносія з температурою не менше 65 град °С.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 80   |

- генерація теплоносія після досягнення середньої добової температури зовнішнього повітря , менше за  $-12$  град  $^{\circ}\text{C}$  . У цей період необхідне вироблення додаткової теплоти за рахунок спалювання додаткового палива для догрівання теплоносія згідно температурного графіка

### 3.5 Генерація теплоти на гаряче водопостачання

Загальне вироблення енергії на генерацію гарячої води становить:

-по котельні Набережна  $368 * 4320 = 1590$  МВт год

-по котельні Олімп  $339 * 4320 = 1464$  МВт год

Разом  $3054$  МВт год

Для компенсації потреби у теплоті на гаряче водопостачання споживачів від котельні Набережна з розрахунковим приєднаним тепловим навантаженням  $342$  кВт, вироблення теплоти ( відпуск до теплових мереж) від джерела енергії повинен становити  $368$  кВт а потенціал палива повинен становити  $444$  кВт.

Для споживачів котельні Олімп з розрахунковим приєднаним тепловим навантаженням  $315$  кВт, вироблення теплоти ( відпуск до теплових мереж) від джерела енергії повинен становити  $339$  кВт а потенціал палива повинен становити  $409$  кВт. Разом для двох котельних тепловий потік для вироблення гарячої води повинен становити  $339+368 = 707$  кВт

Теплопродуктивність одного теплового насосу становить  $1077$  кВт. Таким чином теплова потужність одного теплового насосу повністю компенсує потребу в теплоті на приготування гарячої води за величиною теплового потоку для обох котельних як в холодний так і у теплий період року.

За кількістю енергії для генерації гарячої води для споживачів обох котельних необхідно виробити  $707 * 4320 = 3054$  МВт год.

Один тепловий насос може виробляти за між опалювальний теплий період року близько  $4652$  МВт год теплоти. Таким чином за кількістю енергії один тепловий насос також може виробити потрібну кількість теплоти.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 81   |

Але на жаль не за якістю. Для генерації гарячої води температура гріючого теплоносія повинна становити не менше 65 град С.

При виробленні тепловим насосом теплоносія з температурою + 60 град С з COP 3,64 для приготування в системі гарячої води необхідної якості необхідно здійснити догрівання теплоносія, отриманого від теплового насосу, від 60 град С до +65 град С. Якщо розрахункові витрати води на гаряче водопостачання становлять становлять

9 м<sup>3</sup> за годину , то кількість теплоти на догрівання теплоносія становлять:

$$\Delta Q = c V \Delta t = 4,2 * 9000/3600 * (65-60) = 52,5 \text{ кВт.}$$

З такою теплопродуктивністю будуть працювати котли на викопних видах палива для догрівання води на ГВ. Потужність котлів на такому паливі повинна становити не менше 64 кВт.

А протягом теплого між опалювального періоду вироблення теплоти за допомогою викопних видів палива буде визначатись з урахуванням тривалості між опалювального періоду. Ця величина становить 4320годин. А вироблення теплоти на котельні Набережна протягом цього періоду на збільшення температури теплоносія повинна становити - за допомогою викопного палива  $52,5 * 4320 = 226,8$  МВт год. Для цього необхідно витрати в котельних додатково 26 526 м<sup>3</sup> природного газу.

При тарифі на природний газ 10грн за 1 м<sup>3</sup> вартість палива буде становити 265260 грн.

Решта енергії буде покриватись за рахунок теплового насосу Визначимо цю кількість:

$3054 - 226,8 = 2827,2$  МВт год. Із них 609,3 МВт год будуть отримані за рахунок витрат електричної енергії , а 2218 МВт год – за рахунок теплоти шахтної води.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 82   |

Таким чином вартість електричної енергії для роботи теплового насосу в режимі компенсації витрат енергії для гарячого водопостачання в між опалювальний період року будуть становити :

$$4,32 * 609300 = 2,632 \text{ млн. грн.}$$

Загальна вартість енергоносіїв ( природний газ + електрична енергія) у теплий період року –  $2,632 + 0,265 = 2,897$  млн. грн. для вироблення 6174 т води.

Питома вартість близько 0,46 грн за 1 л. води.

Вар.1 При використанні лише природного газу і генерації ГВ в газових котельних без ТН витрати палива будуть становити :

$$3054000 : 9,5 = 357200 \text{ м}^3.$$

При тарифі 10 грн за 1 м<sup>3</sup> природного газу вартість вироблення гарячої води становить 3.57 млн. грн.. Питома вартість близько 0,57 грн за 1 л води.

Економічний ефект переходу на ТН для теплового періоду року становить  $3,57 - 2,89 = 0,68$  млн. грн. за рік

Як варіант можливе зменшення КОП ТН до величини 3,51 і генерація тепловим насосом теплоносія з температурою 65 град, С, що не вимагає додаткового нагрівання теплоносія взагалі. В теплий період року котли на вичопному паливі працювати не будуть.

Але платою за це буде додаткове використання електричної енергії для теплового насосу, що пов'язано із зменшенням його КОП.

Потреба протягом теплового періоду року в енергії на гаряче водопостачання в теплий період року становить 3054 МВт год. При роботі теплового насосу з COP 3,51 за рахунок електричної енергії буде покриватись вся потреба у енергії. Додаткові витрати газу будуть відсутні.

Витрати ЕЕ протягом теплового періоду рок для роботи ТН у будуть становити 677, 161 МВт . Решта  $3054 - 677 = 2376$  МВт год - за рахунок енергії шахтної води.

Тариф ЕЕ 4,32 грн за 1 кВт год

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 83   |

Видатки на ЕЕ:  $677161 * 4,32 = 2,925$  млн. грн.. Питомі видатки - 0,474 грн за 1л.

Збільшення видатків на електричну енергію -  $2,925 - 2,632 = 0,293$  млн. грн.

Але такий варіант все одно більш економічний у порівнянні з генерацією ГВ у котельних за існуючих тарифів на природний газ.

### 3.6 Генерація теплоти на опалення

Для компенсації потреби у теплоті споживачів від котельні Набережна з розрахунковим приєднаним тепловим навантаженням 1042 кВт вироблення теплоти ( відпуску до теплових мереж) від джерела енергії повинен становити 1122 кВт а потенціал палива повинен становити 1353 кВт.

Теплопродуктивність теплового насосу становить 1077 кВт. Таким чином теплова потужність теплового насосу повністю компенсує потребу в теплоті на опалення і гаряче водопостачання за величиною теплового потоку .

За кількістю енергії, яка необхідна у холодний період року

Теплопродуктивність одного теплового насосу становить 1,077 МВт . Потенційно можливе вироблення теплоти двома тепловим насосом протягом холодного періоду року становить 9305 МВт год. Вироблення теплоти одним тепловим насосом у холодний період року становить 4652 МВт год

Загальна річна потреба у виробленні теплоти на джерелах теплоти ( котельних Олімп і Набережна) у холодний період року становить  $4316 + 4678 = 8994$  МВт год,

Таким чином річне вироблення теплоти двох теплових насосів повністю може повністю компенсувати потребу теплоти у холодний період року споживачів двох котельних. Але на жаль не за якістю.

При виробленні тепловим насосом теплоносія з температурою + 60 град С і COP 3,64 уже при температурі зовнішнього повітря -12 градС виникає

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 84   |

необхідність у догріванні мережної води на потреби опалення від + 60 град С до +70 град С. Якщо розрахункові витрати води на опалення становлять

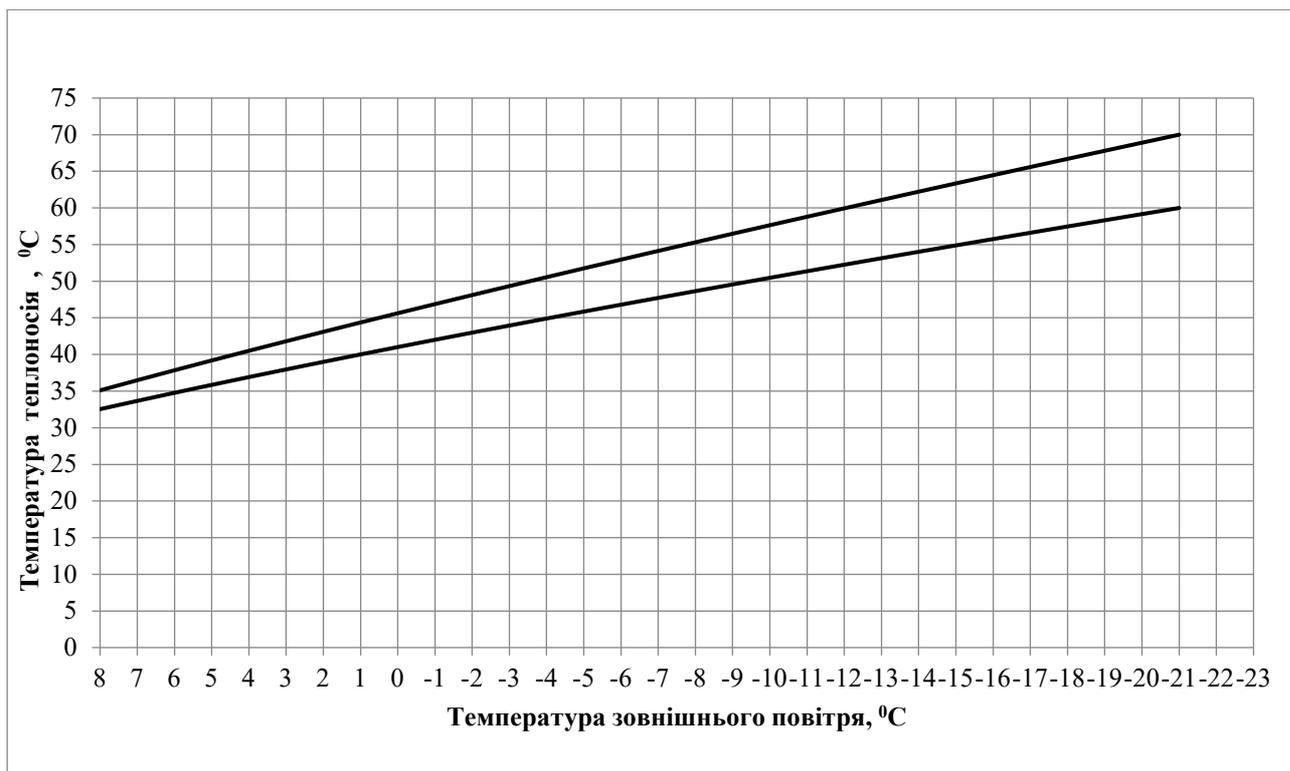


Рис. 32 Температурний графік відпуску теплоти 70/60

60,2м<sup>3</sup> за годину , то кількість теплоти на догрівання води становлять при температурі води +70 град С :

$\Delta Q = c V \Delta t = 4,2 * 60,2/3600 * (70-60) = 702$  кВт. Такою повинна бути мінімально допустима теплопродуктивність котлів на викопних видах палива. Потужність котлів на такому паливі повинна становити не менше 800 кВт.

Середня у діапазоні зовнішніх температур -12 .....-22 град °С потреба у догріванні води буде становити близько 351 кВт.

А протягом опалювального періоду вироблення теплоти у піковому режимі за допомогою викопних видів палива буде визначатись з урахуванням тривалості стояння температури зовнішнього повітря в діапазоні від -12 до -22 град С. Ця величина становить 190 годин. А річне вироблення теплоти на котельні Набережна - за допомогою викопного палива  $351 * 190 = 66,7$  МВт год.

Витрати палива для цього :

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 85   |

$$66700 : 9,5 : 0,9 = 7562 \text{ м}^3 .$$

Якщо тепловий насос буде виробляти теплоносій з максимальною температурою 65 град С, COP = 3,51. То догрівати воду потрібно буде починаючи з температури зовнішнього повітря - 17 град С. Кількість теплоти на догрівання води становить при температурі води +70 град С :

$\Delta Q = c V \Delta t = 4,2 * 60,2/3600 * (70-65) = 351 \text{ кВт}$ . Такою повинна бути мінімально допустима теплопродуктивність котлів на викопних видах палива. Потужність котлів на такому паливі повинна становити не менше 400 кВт.

Середня у діапазоні зовнішніх температур -17 .....-22 град С потреба у догріванні води буде становити близько 175 кВт.

А протягом опалювального періоду вироблення теплоти за допомогою викопних видів палива буде визначатись з урахуванням тривалості стояння температури зовнішнього повітря в діапазоні від -17 до -22 град С. Ця величина становить 64 години. А річне вироблення теплоти на котельні Набережна - за допомогою викопного палива  $175 * 64 = 11,2 \text{ МВт год}$ .

Для цього необхідні витрати природного газу :

$$11200 : 9,5 : 0,9 = 1269 \text{ м}^3$$

Додаткове споживання ЕЕ за рахунок зменшення КОП теплового насосу при цьому буде становити :  $1031 - 1002 = 29 \text{ МВт год}$ .

Скорочення витрат палива при переході роботи теплового насосу на менший КОП =  $7562 - 1269 = 6293 \text{ м}^3$  за холодний період року.

- вироблення теплоти тепловим насосом на опалення - 4652 МВт год
- із них за рахунок теплоти шахтної води ( COP 3,64) –3650 МВт год
- із них за рахунок теплоти шахтної води ( COP 3,51) –3621 МВт год

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 86   |

- за рахунок використаної електричної енергії( COP 3,64) - 1002 МВт год
- за рахунок використаної електричної енергії ( COP 3,51) - 1031 МВт год
- -додаткові витрати електричної енергії при переході на темпеарутру 65 град С - 29 МВт год.

Варіант 1. Генерація теплоти за рахунок природного газу.

Витрати природного газу для варіанту вироблення теплоти котельнею Набережна на природному газі ( опалення + гаряче водопостачання) холодний період року:

$4652000 : 9,5 : 0,9 = 547134$  м<sup>3</sup>. При тарифі 10 грн за 1 м<sup>3</sup> видатки на енергоносій котельні будуть становити 5, 471 млн. грн.. Питома вартість 1176 грн за 1 Гкал

Варіант 2. Генерація теплоти за рахунок роботи теплового наосу з КОП 3,64 і котельні у піковому режимі.

Вартість електричної енергії :  $4,32 * 1002 = 4,328$  млн. грн..

Вартість природного газу у піковому режимі при КОП 3,64:

$7562 * 10 = 75620$  грн

Загальні інвестиції у енергоносії  $4,328 + 0,075620 = 4,403$  млн. грн. за 4652 МВт год. Питома вартість 946 грн за 1 МВт год

Варіант 3. Генерація теплоти за рахунок роботи теплового наосу з КОП 3,51 і котельні у піковому режимі.

Вартість електричної енергії :  $4,32 * 1031 = 4,453$  млн. грн..

Вартість природного газу у піковому режимі при COP 3,51:

$1269 * 10 = 12690$  грн

Загальні інвестиції у енергоносії  $4,453 + 0,01269 = 4,465$  млн. грн. за 4652 МВт год. Питома вартість 959 грн за 1 МВт год

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 87   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

### 3.7. Вибір способу регулювання

Регулювання відпуску теплоти повинно забезпечувати високу енергетичну ефективність роботи системи ЦСТ у цілому, зменшення питомих показників вироблення і відпуску теплоти. Однак ці цілі підпорядковані завжди більш високої меті, а саме – підтримання нормованого теплового режиму приміщень при будь-яких змінах температури зовнішнього повітря, інсоляції, інфільтрації і тепловиділень.

Значні втрати енергії у зв'язку з низькою ефективністю систем регулювання на етапах

вироблення, транспортування та відпуску теплоти в ЦСТ є однією з актуальних проблем.

Загальновідомі недоліки центрального якісного регулювання відпуску теплової енергії на джерелах теплоти [10]. Істотними являються також втрати енергії при місцевому регулюванні теплового потоку у будинках, у тому числі і з причин недосконалості абонентських вузлів вводу у споживачів теплоти а також пристроїв для регулювання роботи нагрівальних приладів систем опалення.

Як правило, процеси центрального регулювання ЦСТ на джерелах теплоти і у споживачів теплоти розглядаються окремо: не лише технічно, а й організаційно [10,11,12]. Хоча очевидно, що загальна мета досягнення необхідного мікроклімату у приміщеннях об'єднує їх так само міцно, як міцно з'єднані в один комплекс процеси генерації, транспортування та відпуску теплоти в ЦСТ. У статті зроблена спроба комплексно розглянути фактори впливу окремих етапів трансформації теплоти на загальну ефективність роботи ЦСТ.

Як правило, системи центрального і місцевого регулювання ЦСТ антагонують між собою. Вирішення задач підвищення енергетичної ефективності будівель в країні, випереджують зміни в системах

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 88   |

централізованого теплопостачання, які виникають якраз внаслідок реформ в області енергоефективності будівель - споживачів теплоти.

Термомодернізація будівель призводить до зменшення теплового потоку на опалення та гаряче водопостачання будинків, Таким чином збільшується несприятливий для джерел теплоти розрив між встановленою тепловою потужністю генераторів теплоти і приєднаним тепловим навантаженням . Оснащення частини споживачів, підключених до теплової мережі ЦТ автоматизованими, з погодним регулюванням, індивідуальними тепловими пунктами (ІТП) призводить до того, що у системі з'являються споживачі з різним необхідним тиском теплоносія на ввіді до будинків, а наявність регуляторів перепаду тиску в ІТП- до порушення гідравлічної и теплової стійкості системи у будинках без автоматизованих ІТП. З іншого боку-автоматичне місцеве регулювання в автоматизованих ІТП кількості теплоносія, що надходить у абонентські системи опалення, призводить до неможливості здійснювати адекватне центральне якісне регулювання відпуску теплоти на джерелі енергії. У перехідні періоди року масове закривання регуляторів температури призводить до суттєвого скорочення витрат теплоносія у теплових мережах.

Тенденція переходу до пониженої температури відпуску теплоти від джерел енергії, що характерно для ЦСТ 4-го покоління , призводить до проблем зменшення тепловід- дачі нагрівальних приладів у абонентів . І таких прикладів взаємного, і не завжди ко-рисного, впливу можна привести ще багато.

У зв'язку з цим пропозиція спільного розгляду питань центрального і місцевого регулювання відпуску теплоти є актуальною і корисною.

Можво, запропоновані рішення дадуть можливість підвищити ефективність існуючих ЦСТ на етапі переходу до сучасних варіантів реалізації таких систем, у яких вузли регулювання відпуску теплоти

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 89   |

розміщуються на вводі до окремих квартир, і за ступенем регулювання ЦСТ максимально наближена до автономних систем опалення.

Окремої уваги при цьому заслуговує питання про температурний режим відпуску теплоти від джерела енергії. Традиційний підхід до існуючих ЦСТ [4] полягає в підтриманні, по можливості, більш високої температури теплоносія у подавальному трубопроводі теплової мережі і значного перепаду температур  $\Delta t$  між температурою гарячого  $t_1$  і охолодженого  $t_2$  теплоносія. Підвищення такого перепаду, безсумнівно, дозволяє

знизити витрату теплоносія і гідравлічний опір мережі, або діаметр трубопроводів. Зменшений діаметр означає менший об'єм мережі і менші об'єми витоків теплоносія. Усе це дає можливість зменшити непродуктивні втрати води та витрати на водопідготовку.

Однак для функціонування ЦСТ з високотемпературним відпуском теплоти (більше  $95^\circ\text{C}$ ) необхідно, як мінімум, наявність і технічна справність змішувальних пристроїв у теплових вузлах вводу будинків – споживачів теплоти, що не завжди наявне. У більшості випадків, широко поширені раніше, елеватори у вузлах вводу втрачено внаслідок неспроможності підприємств ЦСТ і мешканців будинків здійснювати експлуатацію і обслуговування таких теплових вузлів вводу.

Після втрати змішувальних пристроїв у теплових вузлах вводу перехід на низькотемпературний режим роботи став для більшості котельних підприємств з теплопостачання логічним наслідком. Але при переході на низьку температуру теплоносія ( $95^\circ\text{C}$  і нижче) ЦСТ із спільним навантаженням на гаряче водопостачання і опалення очікують суттєві втрати теплоти - втрати у період роботи в режимі зрізки температурного графіку з немінучими перетопами. Зарубіжні ЦСТ 4-ого покоління також орієнтовані на знижені температурні графіки відпуску теплоти, але ситуація для них докорінно відрізняється від вітчизняних систем.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 90   |

Постановка задачі. Найбільш поширеним у вітчизняних ЦСТ є спосіб якісного центрального регулювання відпуску теплоти шляхом зміни температури теплоносія у трубопроводах теплових мереж на виході із джерел теплоти. Але у цього способу є істотний недолік – це неефективне регулювання у період зрізки температурного графіку при спільному навантаженні на опалення і гаряче водопостачання.

У цей, доволі тривалий, період часу регулювання шляхом зміни температури теплоносія стає неможливим у зв'язку з необхідністю підтримання постійної температури теплоносія у подавальному трубопроводі близько 60-65 °С, що необхідно для генерації гарячої води санітарно-технічних потреб з температурою близько 50-55 °С .

У роботі [ 11] показано, що робота у період зрізки температурного графіку призводить до значних перетопів у будинках і непродуктивних втрат теплоти.

При цьому зниження температурного графіка відпуску теплоти сприяє зменшенню температури зовнішнього повітря, при якому відбувається злам графіку і збільшення періоду роботи в режимі перетопів.

Як видно із рис.1 перехід від температури гарячого теплоносія 150°С до 95 °С спричиняє збільшення тривалості періоду перетопів з 1159 до 3600 год. А температура зовнішнього повітря, з якої втрачається можливість центрального регулювання зменшується з + 3,8 °С до – 7,5 °С. Непродуктивні втрати теплоти в результаті неадекватного регулювання при пониженні графіку відпуску теплоти збільшуються від 1,8% річного вироблення теплоти до суттєво відчутних 18% від річного теплового потенціалу палива ( рис. 2).

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 91   |

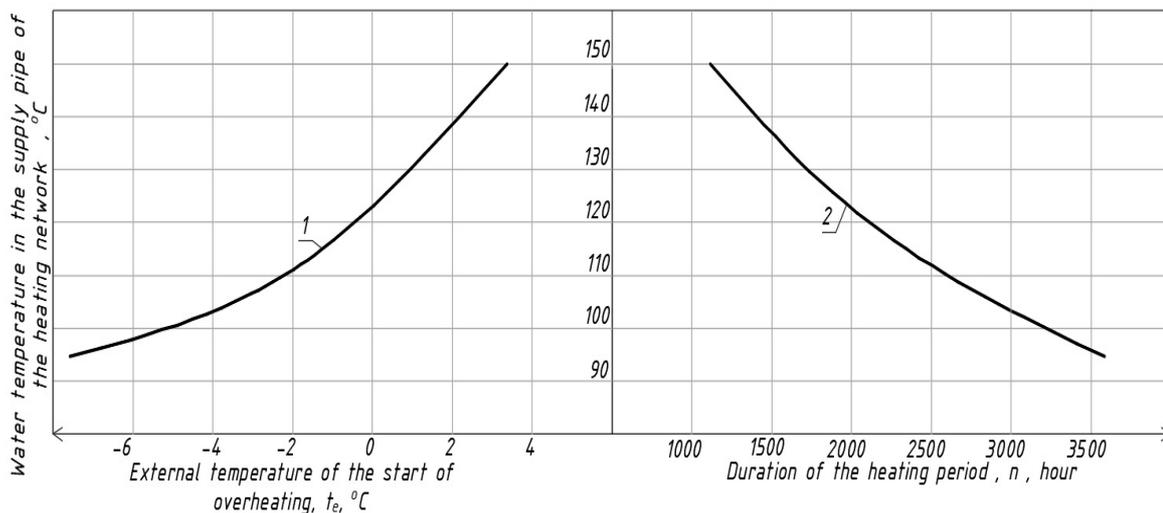


Рис. 33 Залежність температури в точці «зламу» та тривалості періоду «перетопу» від розрахункової температури в подавальному трубопроводі (виду температурного графіка) для метеорологічних умов м. Полтави.

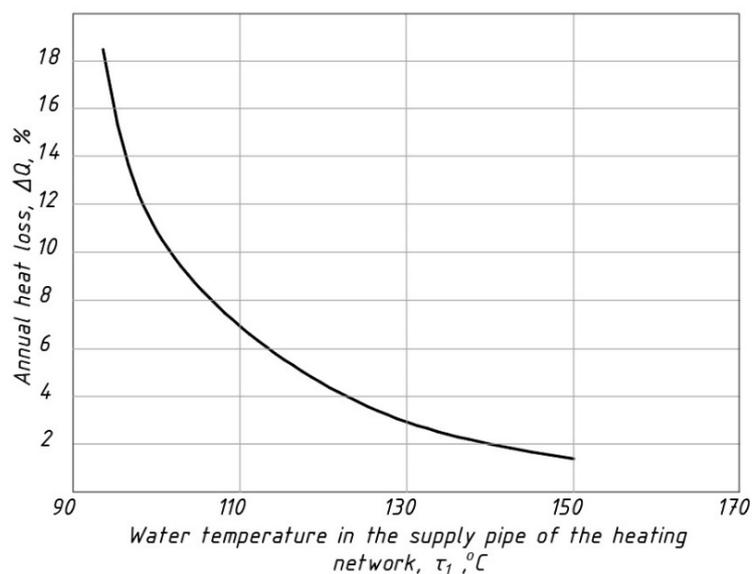


Рис.34 Залежність річних втрат теплоти  $\Delta Q$  у режимі зрізки температурного графіка від температури у подавальному трубопроводі теплових мереж для кліматичних умов розрахункової температури зовнішнього повітря – 23<sup>0</sup>С

І цей факт свідчить, якраз, на користь відпуску теплоти за підвищеним графіком теплоносія ( у разі використання якісного центрального регулювання).

До розгляду задачі про оптимальний температурний графік слід також віднести ще один фактор - втрати теплоти з поверхні трубопроводів теплових

мереж, котрі будуть збільшуватись у разі зростання температури теплоносія. Зростання різниці температур між теплоносієм і ґрунтом збільшує втрати теплоти через теплову ізоляцію теплових мереж. Для вибраних раніше кліматичних умов це ілюструє залежність, що представлена на рис.35

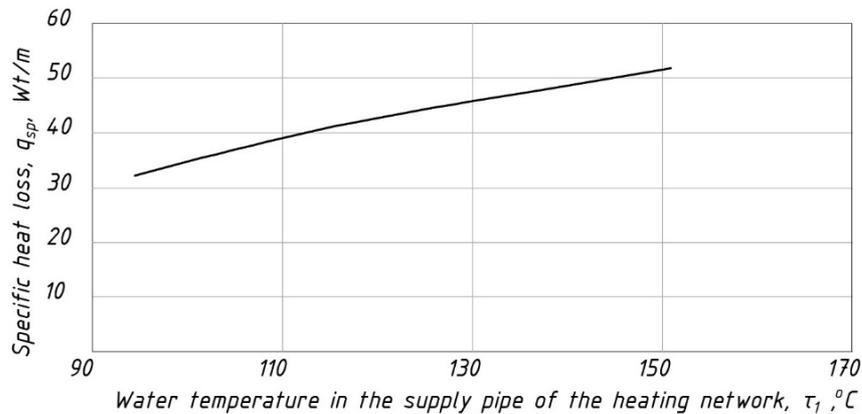


Рис. 35 – Залежність втрат теплоти від температури теплоносія в подавальному трубопроводі (виду температурного графіка)

Іншим приводом для неоднозначної оцінки високотемпературних режимів відпуску теплоти є вплив температури теплоносія на ефективність роботи і термодинамічний ККД генераторів теплоти джерел ЦСТ. Використання підвищених температур теплоносія автоматично означає більш високу температуру відхідних газів і зростання цієї статті втрат теплоти в тепловому балансі котлоагрегату. Середнє значення температури відхідних газів для традиційних (не конденсаційних) водогрійних котлів ЦСТ становить 160-180°C, а часто і вище. При такій температурі втрати теплоти з відхідними газами (величина  $q_2$  в тепловому балансі котлоагрегату) можуть становити до 9-11% від теплового потенціалу палива. Це природним чином знижує ефективність функціонування системи у цілому.

Суттєвого зменшення таких втрат можна досягти, якщо зменшувати температуру відхідних газів. Досить сказати, що зниження їх температури з 200°C до 100 ° C дозволяє зменшити  $q_2$  на 5%. А охолодження до 60 ° C дасть вже більше 7% економії.



Рис.36 Принципова схема утилізації теплоти продуктів згорання у конденсаційному теплообміннику: 1- водогрійний котел; 2- конденсаційний теплообмінник- утилізатор; 3- споживач теплоти; 4- декарбонізатор;5- циркуляційний насос теплової мережі; 6- насос котлового контуру;7- зворотний клапан;8- регулятор температури; 9- димосос.

На рис. 36 представлено результати розрахунку ефективності використання утилізаційних теплообмінників продуктів згорання для температурного графіку відпуску теплоти 80/60°C.

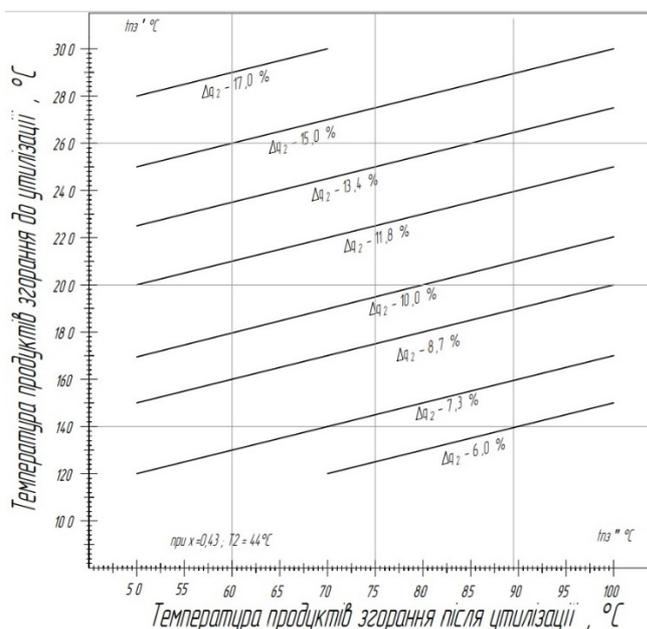


Рис.37 Графік залежності ефективності утилізації теплоти продуктів згорання в теплообміннику- утилізаторі водогрійного котла від умов роботи теплообмінника.

Згідно виконаних розрахунків за температури продуктів згорання близько 180°C на вході до теплообмінника утилізатора можна отримати додатково до 9-10 % теплоти від теплового потенціалу палива за умови наявності температури теплоносія у зворотному трубопроводі близько 45-57°C. Але при збільшенні цієї температури до 58-60°C ( як це має місце для високотемпературного графіку відпуску теплоти), ефективність утилізації теплоти зменшується до 6,0...6,5%.

Отримання низьких температур у зворотному трубопроводі теплових мереж і досягнення високих показників утилізації теплоти в конденсаційних теплообмінниках було б можливо лише за умови впровадження кількісного центрального регулювання на джерелах енергії після досягнення точки зламу температурного графіку за умови одночасного переходу до якісного місцевого регулювання в сучасних автоматизованих ІТП з функцією обмеження максимальних витрат теплоносія, що надходить в абонентські системи опалення.

Сучасні автоматизовані ІТП сприяють, у межах своїх можливостей, зниженню температури теплоносія у зворотному трубопроводі теплових мереж. Але на сьогодні кількість будинків, котрі обладнано такими тепловими вузлами вводу незначна, а їх спроможність зниження температури недостатня.

Таким чином, питання вибору способу центрального і місцевого регулювання ЦСТ і температурного графіка відпуску теплоти на сьогодні залишається відкритим і залежним від великої кількості факторів. Однак попередній розгляд цього питання показує, що перехід на низькотемпературний графік відпуску теплоти сам по собі не має сенсу. Без супутнього впровадження конденсаційних котлів або конденсаційних теплообмінників-утилізаторів і без переходу на кількісне центральне регулювання ЦСТ це призведе лише до істотного погіршення загальних показників ефективності системи теплопостачання. Причиною цього є істотне збільшення (до 18% від потенціалу палива) непродуктивних втрат теплоти в період зрізання температурного графіка при переході на низький температурний графік. У роботі зроблена спроба методами моделювання розробити рекомендації для вибору оптимальних параметрів роботи ЦСТ.

Регулювання спільного теплового навантаження на опалення і гаряче водопостачання може бути центральним (на джерелі теплоти) і місцевим (в індивідуальних або групових абонентських теплових вводах). Тепловіддачу нагрівальних приладів систем опалення можна регулювати шляхом зміни:

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 96   |

- температури теплоносія в трубопроводі, що подається із теплової мережі  $t_1$ ;

- температури теплоносія на ввіді в систему опалення  $t_1$ ;

- витрати теплоносія в тепловій мережі на потреби опалення,  $M$  ;

- витрати теплоносія, що циркулює в системі опалення (після вузла підмішування)  $M_{см}$ .

Але у будь якого разі необхідно дотримуватись деяких обмежень при такому місцевому регулюванні:

- за наявності навантаження на гаряче водопостачання зниження температури гарячого теплоносія у подавальному трубопроводі нижче значень, необхідних для приготування гарячої води згідно вимог [ для попередження забруднення води контагенозними інфекційними збуджувачами вірусного і бактеріального походження у т.ч. *Legionella Pneumophila* не дозволяється ( як правило це температура не нижче 60-65 °С)

- збільшення витрат теплоносія у абонентській системі  $M_{см}$  обмежено надмірним підвищенням гідравлічного опору абонентських систем опалення і збільшенням величини перепаду тиску теплоносія;

- зменшення витрат теплоносія  $M_{см}$  у системах опалення обмежено втратою гідравлічної і теплової стійкості абонентських систем опалення. Ці явища супроводжуються як правило, непропорційним зміною витрати теплоносія і тепловіддачі у нагрівальних приладах на стояках системи. Наслідком цього є перегрівання одних приміщень і недогрів інших. Регулювання роботи системи опалення у таких умовах доводиться виконувати, орієнтуючись на приміщення, що знаходяться у найбільш несприятливих теплових умовах. Це викликає перегрів у більшості інших приміщень і перевитрату теплоти на обігрівання будинку у цілому. Витрати теплоносія у абонентських системах при використанні кількісного місцевого регулювання рекомендується зменшувати до величини, що не перевищує 60% від розрахункових витрат води;

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 97   |

- зменшення температури гріючого теплоносія у системі опалення і в опалювальних приладах шляхом підмішування охолодженого теплоносія у змішувальних пристроях автоматизованих ІТП також має обмеження, пов'язане з непропорційним зменшенням тепловіддачі опалювальних приладів (зменшення вертикальної теплової стійкості). Це відбувається у зв'язку з різним впливом на циркуляційний тиск води, її окремої складової у вигляді природного циркуляційного тиску. Цей тиск по різному впливає на опалювальні прилади, що знаходяться на різній висоті вертикальної системи опалення. Так для вертикальних однотрубних систем з верхнім розведенням зниження температури води  $\tau_{cm}$  приводить до відносного зростання тепловіддачі нагрівальних приладів на нижніх поверхах, у порівнянні з верхніми ( різниця до 40%) [13]. Одночасно з цим, зниженням витрат води у стояку найсильніше позначається на зниженні тепловіддачі нижніх опалювальних приладів. Таким чином, оптимальним було б запровадження місцевого змішаного кількісно-якісного регулювання, яке до теперішнього часу не застосовується, навіть в сучасних автоматизованих ІТП з погодним регулюванням (ІТП);

У таких ІТП, приєднаних до теплових мереж за незалежною, або залежною схемою використовується, як правило, принцип якісного регулювання шляхом підмішування охолодженого теплоносія із системи опалення з температурою  $\tau_2$  до гарячого теплоносія, з температурою  $\tau_1$  із теплової мережі. Витрата води, що надходить у систему опалення -  $M_{cm}$  після вузла змішування при цьому залишається без змін,  $M_{cm} = const$ . Витрати теплоносія, що надходять до абонентських систем  $M_{cm}$  не залежать від витрат у тепловій мережі  $M$ .  $M_{cm} \neq M$ . А температура у подавальному трубопроводі теплових мереж  $\tau_1$  відрізняється від температури після вузла змішування  $\tau_{cm}$ :  $\tau_1 \neq \tau_{cm}$ . Кількість охолодженого теплоносія, що подається на змішування  $M_o$ , віднесене до витрат теплоносія, що повертається до теплової мережі, називається коефіцієнтом інжекції:  $U = M_o / (M_{cm} - M_o)$ .

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  | 98   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

Для абонентських теплових вводів, у яких відсутні змішувальні пристрої (змішувальні насоси, або водоструминні елеватори) коефіцієнт інжекції  $U=0$ ; за наявності таких змішувальних вузлів  $0 < U \leq 1$ .

Для процесів кількісного місцевого регулювання важливим є збереження теплової стійкості системи абонентських систем опалення. Для виконання практичних розрахунків процесів регулювання використовують залежність відносної витрати теплоносія  $m$  від відносної зміни теплового навантаження  $q$ . Її можна записати у вигляді:

$$m = q^n; \quad (1)$$

Залежно від виду регулювання значення  $m$  приймається:

$n = 0; m = 1$  - при якісному регулюванні: витрати води постійні, теплові вузли вводу із змішувальними пристроями;

$n \geq 1; m \leq q$  - при кількісному регулюванні: теплові вузли вводу без змішувальних насосів;

$0 \leq n \leq 1$  - при кількісно- якісному регулюванні;  $m \geq q$ .

Таке регулювання виникає, як було показано вище, неминуче, як при зменшенні витрати води у системі опалення, так і при зміні температури теплоносія, за винятком автоматизованих ІТП з електронним управлінням циркуляційних насосів. Це спричинено зміною природного циркуляційного тиску і автоматичною зміною витрат води в опалювальних приладах різних поверхів вертикальної системи опалення. Зміна витрат теплоносія зумовлює також зміну перепаду температур температур.

Згідно з дослідженнями [13] для двотрубних систем опалення залежність (1) записується у вигляді:  $m = q^{0,33}$ , для однотрубних-  $m = q^{0,45}$ .

Розгляд рівняння теплового балансу теплового потоку, що надходить з теплоносієм до будинку-  $Q_1$ , теплового потоку, що надходить в систему опалення –  $Q_2$  і тепловіддачі опалювальних приладів -  $Q_3$  і втрат теплоти опалювального об'єму –  $Q_4$  з урахуванням обмежень, викладених вище, дає можливість отримати залежності для визначення відносної величини витрат

|      |      |          |        |      |                  |  |  |  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|--|--|--|------|
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | 99   |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 601МНТ-2034.1.ДП |  |  |  |      |

теплоносія  $m$  для кількісного центрального регулювання відпуску теплоти для різних температурних графіків залежно від величини відносного теплового навантаження на опалення –  $q$ .

Так наприклад, для випадку кількісного регулювання залежність  $m$  від  $q$  має вигляд:

$$m = \frac{q}{1 + \frac{\Delta t_{\text{пр}}}{\Delta \tau_o - 0,5 \left( \frac{\tau_{\text{см}} - \tau_{2o}}{2} \right)} \cdot (1 - q^{0,8})} ;$$

Де  $\Delta t_{\text{пр}}$  – розрахунковий перепад температур у нагрівальних приладах,;

$\Delta \tau_o$  – розрахунковий перепад температур у тепловій мережі;

$\tau_{2o}, \tau_{\text{см}}$  – температура теплоносія у зворотному трубопроводі теплових мереж і температура після змішувального вузла для розрахункового режиму теплоносителя, відповідно.

Результати досліджень наведено на рис.38 та рис.39. Наведені графіки ілюструють зміну величини відносних витрат теплоносія  $m$  при кількісному регулюванні в усьому діапазоні відносного теплового навантаження на опалення  $q$ .

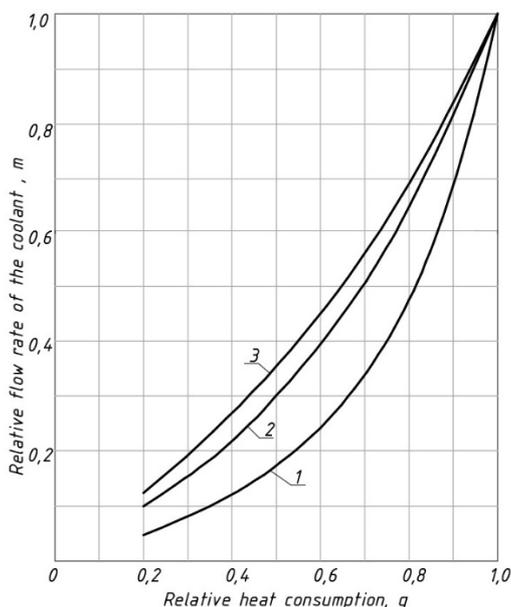


Рис. 38. Графік кількісного центрального регулювання і визначення відносних витрат теплоносія для різних температурних графіків: 1- 90/70° C; 2- 115/70° C; 3- 135/70° C;

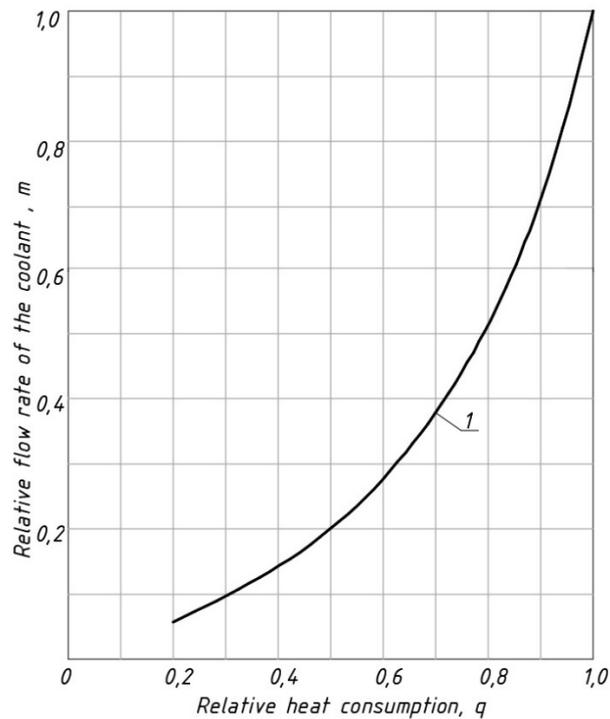


Рис. 39. Графік кількісного регулювання і визначення відносних витрат теплоносія для температурного графіка 80/60°С.

Для забезпечення оптимального регулювання теплового навантаження, характерного для середньої температури опалювального періоду (близько 50% від розрахункової величини) при температурному графіку 115 / 70°С відносна витрата теплоносія складає близько 30% від розрахункового. А при навантаженні 20%, що характерно для початку і кінця опалювального періоду, витрата теплоносія становитиме 10% від розрахункової величини.

При кількісному регулюванні температура теплоносія в трубопроводі, що подає залишається постійною у всьому діапазоні регулювання. Це повністю вирішує проблему непродуктивних втрат теплоти в період зрізання температурного графіка і неминучих при якісному регулюванні перетопів в перехідний період. До того ж зниження витрат мережевого теплоносія різко знизить витрати електроенергії на його транспортування.

Температура теплоносія в зворотному трубопроводі теплової мережі. Але наведені вище графіки не розкривають вплив способу регулювання на температуру у зворотному трубопроводі теплових мереж. Цей фактор, як було показано вище, має ключове значення на величину ефективності генерації

теплоти і системи ЦТ у цілому, особливо в умовах використання конденсаційних утилізаційних теплообмінників.

Для вирішення цього питання рівняння теплового балансу було вирішено відносно величини температури у зворотному трубопроводі теплової мережі для трьох випадків:

- центральне якісне регулювання ( існуюча ситуація в ЦСТ) ;
- центральне кількісне регулювання;
- центральне комбіноване регулювання ( якісне регулювання до точки зрізки і кількісне – після точки зрізки температурного графіка).

Отримано графіки залежності температури теплоносія у зворотному трубопроводі  $\tau_2$  від відносного теплового навантаження на опалення-  $q$  . Графіки представлено на рис. 9, 10 s 11.

На рис. 4- представлено результати розрахунку температури теплоносія у зворотному трубопроводі теплових мереж для якісного центрального регулювання і різної розрахункової температури зовнішнього повітря.

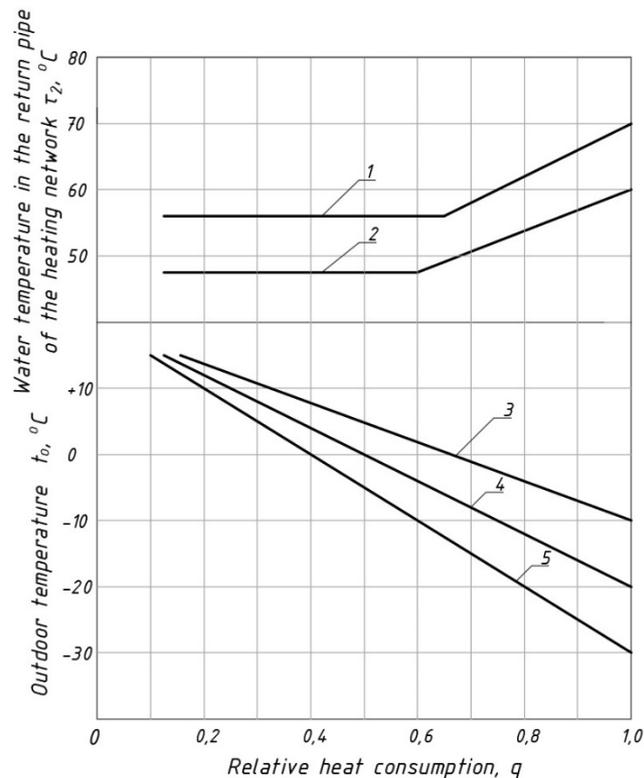


Рис. 40. Графік залежності температури теплоносія у зворотному трубопроводі ЦСТ залежно для різних температурних графіків відпуску

теплоти: 1- 135/70°C, 115/70°C, 90/70°C; 2- 80/60°C; і різних розрахункових температур зовнішнього повітря: 3- розрахункова температура зовнішнього повітря -10°C; 4- розрахункова температура зовнішнього повітря -20 °C; 5- розрахункова температура зовнішнього повітря -30 °C ( якісне центральне регулювання теплоти).

Як видно із рис.9 температура теплоносія у зворотному трубопроводі для усіх прийнятих в існуючих ЦСТ температурних графіків, і в усьому діапазоні регулювання є достатньо високою. Вона лише наближається до точки роси водяної пари у складі продуктів згорання і не досягає її, що суттєво зменшує ефективність конденсаційних утилізаторів теплоти.

При переході на низькотемпературний температурний графік 80/60°C ситуація суттєво змінюється. Температура теплоносія у зворотному трубопроводі уже при тепловому навантаженні 84% від розрахункової величини, стає нижче точки роси. А мінімальне значення досягає відмітки близько 48 °C. Таким чином гарантується висока ефективність роботи конденсаційних теплообмінників і суттєве збільшення ККД котлів протягом практично усього опалювального періоду.

Перехід на якісне центральне регулювання відпуску теплоти істотно покращує умови роботи конденсаційних теплообмінників і конвективних поверхонь нагрівання котлів, збільшує глибину відбору теплоти від продуктів згорання і підвищує ККД теплогенераторів і ЦСТ у цілому. Це пояснюється тим, що температура у зворотному трубопроводі теплових мереж знижується істотно нижче, у порівнянні з якісним регулюванням (рис. 41).

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 103  |

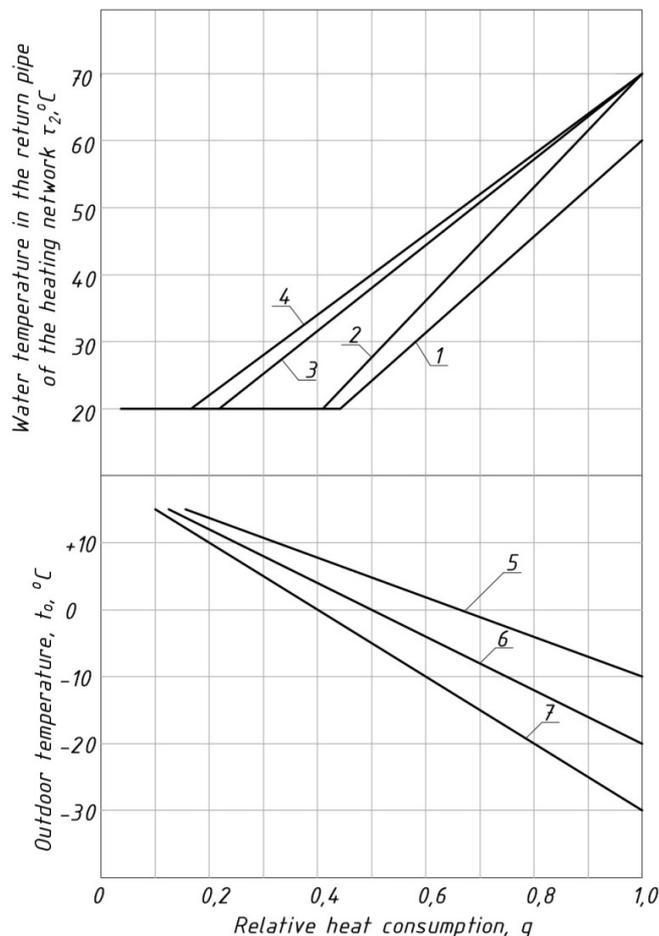


Рис. 41. Графік залежності температури теплоносія в зворотному трубопроводі теплової мережі для різних температурних графіків відпуску теплоти: 1 - 80 / 60°C; 2 - 90 / 70°C; 3 - 115 / 70°C; 4 - 135/70 °C і різних розрахункових температур зовнішнього повітря (якісне центральне регулювання).

Згідно рис. 41 практично для усіх можливих графіків відпуску теплоти уже при тепловому навантаженні 80% від розрахункового досягається температура у зворотному трубопроводі, що рівна точці роси. Це забезпечує високу ефективність роботи ЦСТ. Однак такий температурний графік рідко використовується в вітчизняних системах теплопостачання.

При комбінованому регулюванні (рис.42) необхідна для ефективної роботи конденсаційних теплообмінників і ЦСТ в цілому температура теплоносія в зворотному трубопроводі досягається при тепловому навантаженні нижче 65 ÷ 70% від розрахункової.

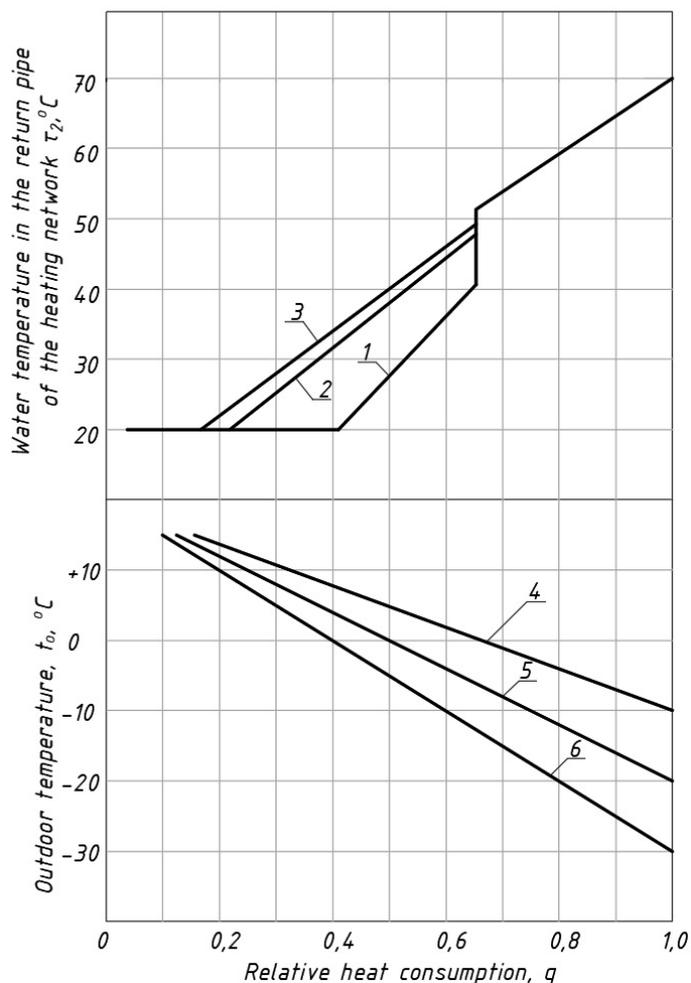


Рис. 42. Графік залежності температури теплоносія в зворотному трубопроводі теплової мережі для різних температурних графіків відпуску теплоти 1 - 90 / 70°C; 2 - 115 / 70°C; 3 - 135/70 °C і різних розрахункових температур зовнішнього повітря (комбіноване центральне регулювання).

Перехід на центральне кількісне або комбіноване регулювання відпустки теплоти енергії істотно покращує умови роботи конденсаційних теплообмінників і конвективних поверхонь нагрівання котлів, збільшує глибину відбору теплоти від продуктів згорання і підвищує ККД теплогенераторів і ЦСТ в цілому. Це пояснюється тим, що температура в зворотному трубопроводі теплових мереж істотно знижується. Як і при комбінованому регулюванні, при навантаженні 50% від розрахункової температура теплоносія в зворотному трубопроводі теплової мережі становить близько 40°C навіть для температурного графіка 135 / 70°C. Перехід до

температур, вище точки роси для цього графіка відбувається тільки при збільшенні навантаження до 80% від розрахункової, що для районів з розрахунковою температурою зовнішнього повітря  $-20^{\circ}\text{C}$  відбувається при  $-12^{\circ}\text{C}$ . Тому більшу частину опалювального сезону температура води в зворотній магістралі буде нижче точки роси, що гарантує стійку роботу конденсаційних теплообмінників.

Таким чином, перехід на кількісне або комбіноване центральне регулювання дає можливість уникнути перетопів будівель в період зрізання температурного графіка, зберегти можливість генерування гарячої води необхідної якості, уникнути непродуктивних втрат теплоти і забезпечити високу енергетичну ефективність ЦСТ. Найбільш прийнятним при цьому є використання низькотемпературних графіків відпустки теплоти.

Крім зазначених вище можна назвати і інші переваги низькотемпературних графіків відпустки теплоти, що дають можливість вирішити питання вибору на користь більш низької температури теплоносія. До таких переваг слід віднести:

- зменшення втрат теплоти при транспортуванні і зниження теплового подовження трубопроводів теплових мереж, - як наслідок спрощення конструкції теплових мереж, ліквідація аварійно небезпечних компенсаторів теплових подовжень;

- збільшення вироблення електричної енергії на джерелах комбінованого виробництва теплової та електричної енергії (на ТЕЦ) внаслідок зменшення тиску на відборах теплофікаційних турбін;

- зниження температури в зворотному трубопроводі теплових мереж і підвищення ефективності роботи генераторів теплоти;

- можливість зниження температури продуктів згоряння після генераторів теплоти, зниження втрат теплоти з газами, підвищення ефективності роботи конденсаційних теплообмінників в якості «хвостових поверхонь нагріву»

- можливість інтегрування ЦСТ з альтернативними та відновлювальними джерелами енергії.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 106  |

Витрати електричної енергії на транспортування теплоносіїв у теплових мережах. Крім зменшення втрат теплоти, кількісне регулювання дає можливість отримати додаткову економію у вигляді скорочення витрат електричної енергії на перекачування теплоносія.

На рис.43 представлено у якості прикладу результати розрахунку витрат мережної води при різних способах регулювання ЦСТ з приєднаним тепловим навантаження близько 100 МВт і розрахунковою температурою зовнішнього повітря близько  $-23^{\circ}\text{C}$ .

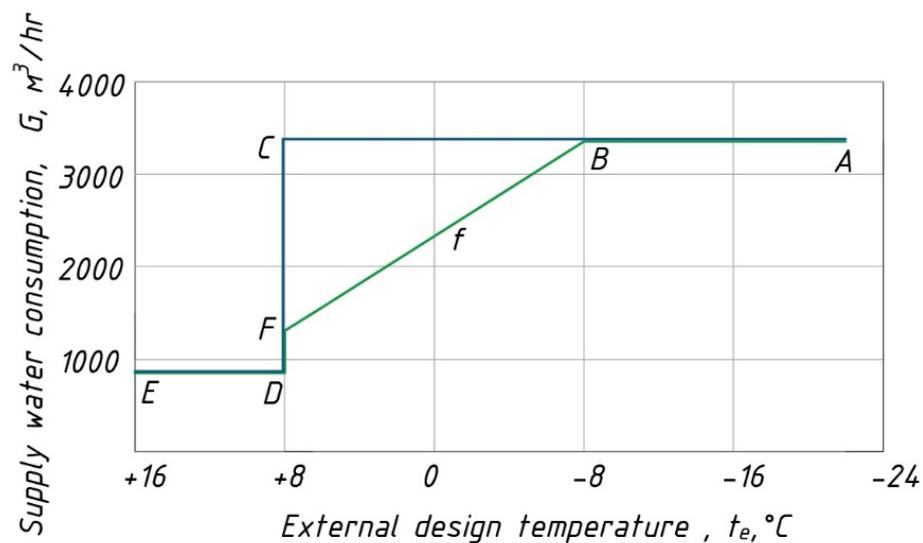


Рис.43 Зміна витрат теплоносія в ЦСТ від температури зовнішнього повітря: лінія ABCDE - існуючий графік якісного регулювання; лінія ABFDE по шляху  $f$  - якісно-кількісне регулювання.

На відрізку від т.А до т.В здійснюється якісне регулювання. При температурі зовнішнього повітря  $-8^{\circ}\text{C}$  має місце зрізка температурного графіка і пропонується перейти з якісного на кількісне регулювання. Це дає можливість зменшити витрати теплоносія по лінії  $f$ .

Зменшення витрат створює умови для істотного скорочення електричної енергії для транспортування мережної води. Це видно з графіка рис. 44.

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  | 107  |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |



залежності від температури зовнішнього повітря. Таким чином можна буде здійснити поетапне кількісно-якісне регулювання по графіку, що представлено на рис.45

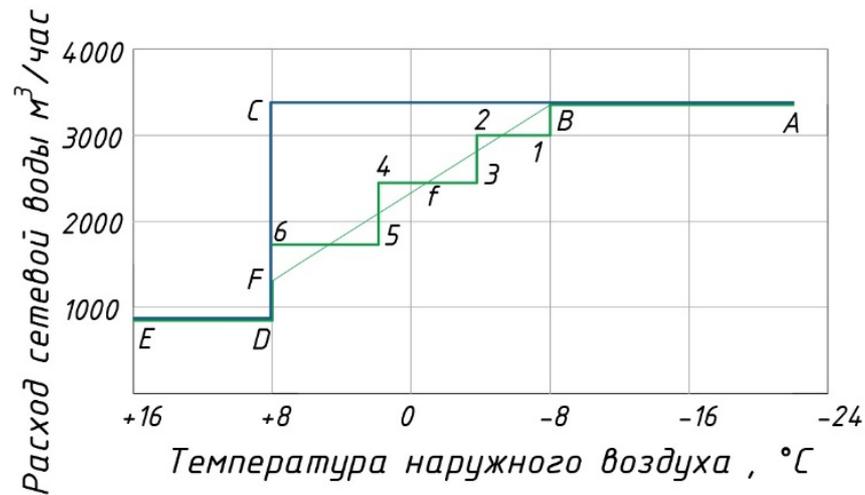


Рис.45 Зміна витрат теплоносія (мережної води) в системі тепlopостачання залежно від температури зовнішнього повітря: лінія АВ123456F- зміна витрати теплоносія при якісно-кількісному регулюванні для каскадної установки з трьох мережних насосів; 1-2 - зона роботи трьох паралельно включених насосів 3-4 - зона роботи двох насосів (один насос відключений) 5-6 - зона роботи одного мережного насоса (два насоси відключені) E-D зона роботи одного літнього мережного насоса.

Оснащення будинків - споживачів теплоти ЦСТ сучасними автоматизованими ІТП і супутній цьому процесу перехід на кількісне регулювання потребує обов'язкової установки на мережних насосах котельних автоматичних частотних регуляторів приводу, а також зміни тепломеханічної схеми котельних. Така реконструкція котельних повинна унеможливити зменшення витрат теплоносія, що циркулює через котли і забезпечити розділення котлового контуру і контуру теплових мереж. Додаткові інвестиції, котрі необхідні для такої реконструкції котельних необхідно враховувати при впровадженні проектів з влаштування автоматизованих ІТП з погодним регулюванням.

Основною перешкодою для впровадження такого якісно – кількісного регулювання ЦСТ є не лише непідготовленість джерел енергії. Не менш важливим є порушення гідравлічної і теплової стійкості абонентських систем опалення для будинків без автоматизованих ІТП на вводі. Це відбувається в результаті зміни витрат теплоносія, що надходить із теплових мереж. Особливо при значних змінах витрат теплоносія, а також за умови залежного підключення абонентських систем і, як було вище зазначено - за відсутності змішувальних пристроїв і циркуляційних насосів в ІТП.

Перехід на таке регулювання у повній мірі можна здійснити лише після впровадження в усіх без винятку будівлях, приєднаних до ЦСТ незалежної схеми підключення або впровадження автоматизованих ІТП зі змішувальними пристроями. Але це потребує істотних інвестицій і витрат часу.

У зв'язку з цим, як перехідний варіант, у ЦСТ з будинками без автоматизованих ІТП пропонується виконати місцеве групове регулювання на центральних теплових пунктах ЦТП. Для цього необхідно виконати реконструкцію ЦТП, що дозволить до повного оснащення усіх будинків автоматизованими ІТП, здійснити перехід на більш ефективне кількісно – якісне регулювання відпуску теплоти, яке унеможливило непродуктивні втрати теплоти з перетопами [13]. На рис.4 б показана принципова схема реконструкції ЦТП для можливості переходу на якісно-кількісне групове регулювання відпуску теплоти за відсутності автоматизованих ІТП у будинках.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 110  |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |



після закінчення такого нетривалого періоду дефіцит теплоти на опалення буде компенсовано.

Основні показники ефективності впровадження комбінованого регулювання ЦСТ представлено в таблиці 1.

Табл.1. Основні техніко-економічні показники переходу на кількісно-якісне регулювання для населеного пункту з розрахунковим тепловим навантаженням 100 МВт.

| Назва показника  | Скорочення енергоресурсів                      |   |  |
|--|--|---|--|
|  | Теплоти, МВт·год                               | Еквівалент природного газу, млн. м <sup>3</sup> | Електричної енергії, МВт·год   |
| Скорочення непродуктивних втрат теплоти і електричної енергії в результаті переходу на кількісно-якісне регулювання відпуску теплоти | 27 560<br>(14% від річного вироблення теплоти) | <b>2,995</b>                                    | <b>2451</b><br>(41% від споживання електричної енергії у період зрізки температурного графіку) |

### 3.8. Гідравлічний розрахунок ділянок трубопроводів

Гідравлічний розрахунок — це один основних етапів проектування теплових мереж. Завданням гідравлічного розрахунку є:

- визначення діаметрів трубопроводів;
- розрахунок втрат тиску;
- визначення тиску в різних точках мережі;
- ув'язування усіх гілок системи.

На підставі гідравлічного розрахунку розробляють гідравлічні режими системи теплопостачання, визначають характеристики насосів, умови роботи джерел теплоти та абонентських введів, металоємність та основні капіталовкладення, підбирають авторегулятори, дросельні пристрої, обладнання теплових пунктів, розробляють режим експлуатації систем теплопостачання.

Для виконання гідравлічного розрахунку необхідні:

- схема мережі, на якій вказують: місця підключення споживачів, їх теплові навантаження, джерело тепла, довжини розрахункових ділянок;
- профіль мережі;
- розрахункові витрати теплоносія.

гідравлічний розрахунок головної магістралі, призначають діаметри трубопроводів, орієнтуючись на оптимальний градієнт тиску на ділянках, далі розраховують відгалуження.

ІЗОПРОФЛЕКС-75А – система гнучких теплоізольованих труб та фасонних виробів, призначена для підземної безканалної прокладання мереж холодного та гарячого водопостачання. Гнучкі полімерні теплоізольовані труби представляють собою багат шарову конструкцію, що складається з напірної труби з внутрішнім шаром з поліетилену підвищеної термостійкості (PE-RT тип II), армованою ниткою з високомодульного волокна, теплоізоляційного шару зі спіненого поліуретану та захисної гофрованої поліетиленової оболонки. [15]

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  | 113  |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  |      |

Труби мають санітарно-гігієнічний сертифікат і можуть використовуватися для господарсько-питного водопостачання. Гнучкі полімерні труби призначені: - для мереж холодного водопостачання, транспортують воду максимальним тиском 1,0 МПа; - для мереж гарячого водопостачання при постійній температурі, що транспортується води до 75°C та максимальному тиску 1,0 МПа.

Труби ІЗОПРОФЛЕКС-75А призначені для підземної прокладки, а також для прокладки у прохідних та непрохідних каналах. Для використання в районах з негативною середньорічною температурою зовнішнього повітря розроблені труби зі збільшеною товщиною теплоізоляційного шару.

Труби даного виробника мають значну гнучкість, що дозволяє використовувати їх практично за будь-яких варіантах прокладання трубопроводу і дає можливість вибрати оптимальний маршрут теплотраси, а також плавно обходити перешкоди в умовах щільної міської забудови: будівлі, комунікації, окремо стоять дерева. Фізичні властивості труб ІЗОПРОФЛЕКС-75А дозволяють проводити їх укладання без урахування їх теплового розширення; при прокладанні не потрібно влаштовувати компенсатори, відводи та нерухомі опори. При безканалній прокладці внутрішньоквартальних трубопроводів гарячого водопостачання з використанням полімерних труб не потрібне влаштування проміжних нерухомих опор. Влаштування нерухомих опор слід передбачити у місцях приєднання труб до сталевих труб введення в будівлі та споруди з боку сталевих трубопроводів, щоб вага сталевих труб та арматури не створював додаткові навантаження на гнучкі трубопроводи. У теплових камерах при необхідності слід передбачити встановлення металевих підпорок або каркасів для запобігання провисання обладнання та арматури, що знаходяться в камері. Також при проектуванні та монтажі трубопроводу не потрібний пристрій системи оперативного дистанційного контролю (ОДК), дренажу, ухилу та захисту від електрохімічної захисту (катодного захисту).

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 114  |

Гладкість внутрішньої поверхні труб перешкоджає утворенню відкладень ("заростання"), тому пропускна здатність трубопроводів зберігається

Під час руху теплоносія трубами загальні втрати тиску,  $\Delta P$ , складаються з втрат тиску на тертя  $\Delta P_m$ , і втрат тиску на місцевих опорах,  $\Delta P_M$ , Па:

$$\Delta P = \Delta P_m + \Delta P_M$$

Втрати тиску на тертя,  $\Delta P_m$ , визначають за формулою Вейсбаха- Дарсі, Па:

$$\Delta P_m = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}$$

де  $\lambda$  — безрозмірний коефіцієнт гідравлічного тертя;  $d$  — внутрішній діаметр трубопроводу, м;  $\rho$  — густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  — швидкість руху теплоносія, м/с;  $l$  — довжина ділянки трубопроводу, м.

Коефіцієнт гідравлічного тертя залежить від числа Рейнольдса ( $Re$ ) і відносної еквівалентної шорсткості труби ( $k_e/d$ ). Число Рейнольдса розраховується за формулою:

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

де  $v$  - середня швидкість потоку м/сек,  $\nu$  — кінематична вязкість середовища м<sup>2</sup>/сек;

Шорсткістю труби називають виступи і нерівності, які впливають на втрати напору під час турбулентного руху рідини. В реальних умовах ці виступи і нерівності різні за формою, величиною і нерівномірно розміщені по довжині труби. За еквівалентну шорсткість,  $k_e$ , умовно приймають рівномірну зернисту нерівність, виступи якої мають однакову форму і розміри, а втрати напору по довжині такі ж, як і в реальних трубах. Величину еквівалентної шорсткості внутрішньої поверхні стінок сталевих труб з урахуванням корозії рекомендовано приймати: для паропроводів 0,2 мм, для водяних теплових мереж — 0,5 мм, для мереж гарячого водопостачання і конденсатопроводів — 1 мм. Еквівалентну шорсткість внутрішньої поверхні

|      |      |          |        |      |                  |  |  |  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|--|--|--|------|
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  | 115  |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 601МНТ-2034.1.ДП |  |  |  |      |

труб зі структурованого поліетилену (PE-X) та інших термостійких термопластичних полімерів приймають для водяних теплових мереж і мереж гарячого водопостачання 0,005 мм .

$$\lambda_2 = \frac{1,01}{\lg Re^{2,5}}$$

Втрати тиску в місцевих опорах,  $\Delta P_M$  , визначають за формулою Вейсбаха, Па:

$$\Delta P_M = \sum \zeta \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

Де  $\sum \zeta$ — сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці трубопроводу.

Місцеві втрати напору можна замінити еквівалентними гідравлічними опорами по довжині, якщо в рівняння Вейсбаха- Дарсі замість  $l$  підставити  $l_e$  — еквівалентну довжину місцевих опорів, тобто таку довжину прямолінійного трубопроводу, лінійні втрати напору в якому чисельно рівні втратам напору в місцевих опорах.

Вирішуючи разом рівняння , отримають, м:

$$l_e = \sum \zeta \cdot \frac{d}{\lambda}$$

Для характерних тепловим мережам місцевих опорів значення еквівалентних довжин наведено у спеціальних таблицях .

Гідравлічний розрахунок розгалужених трубопроводів зручно виконувати методом середніх питомих втрат напору, тому часто використовують такі форми запису повних гідравлічних втрат, Па:

$$\Delta P = \Delta P_m + \Delta P_M = \Delta P_m \cdot \left( 1 + \frac{\Delta P_M}{\Delta P_m} \right) = R_m \cdot l_{зв}$$

$R_m$ — питомі втрати напору по довжині, Па/м.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 116  |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

| №   | d, мм | d <sub>3</sub> x S <sub>3</sub> , мм | v м/с | l, м | Вид місцевого опору    | ξ          | Кількість опорів | Σξ  | l <sub>e</sub> , м | l <sub>зб</sub> , м |
|-----|-------|--------------------------------------|-------|------|------------------------|------------|------------------|-----|--------------------|---------------------|
| 0-1 | 150   | 144x7                                | 1,9   | 760  | Засувка<br>Кут поворот | 0.5<br>0.5 | 2<br>2           | 2,0 | 4,0                | 764,0               |
| 0-2 | 150   | 144x7                                | 1,9   | 720  | Засувка<br>Кут поворот | 0.5<br>0.5 | 2<br>4           | 3,0 | 6,0                | 726,0               |

Таблиця №22 Розрахунок еквівалентних довжин місцевих опорів

| № ділянки | Витрата, кг/год | D x s, мм | Довжина ділянки, м |              |           | R, Па/м | V, м/с | Rl, Па |
|-----------|-----------------|-----------|--------------------|--------------|-----------|---------|--------|--------|
|           |                 |           | За планом          | еквівалентна | приведена |         |        |        |
| 0-1       | 94689,0         | 144x7     | 760                | 4            | 764       | 195,0   | 1,90   | 148980 |
| 1-2       | 94689,0         | 144x7     | 720                | 6            | 726       | 195,0   | 1,90   | 141570 |
| Разом     |                 |           |                    |              |           |         |        | 290550 |

Таблиця № 23 Гідравлічний розрахунок

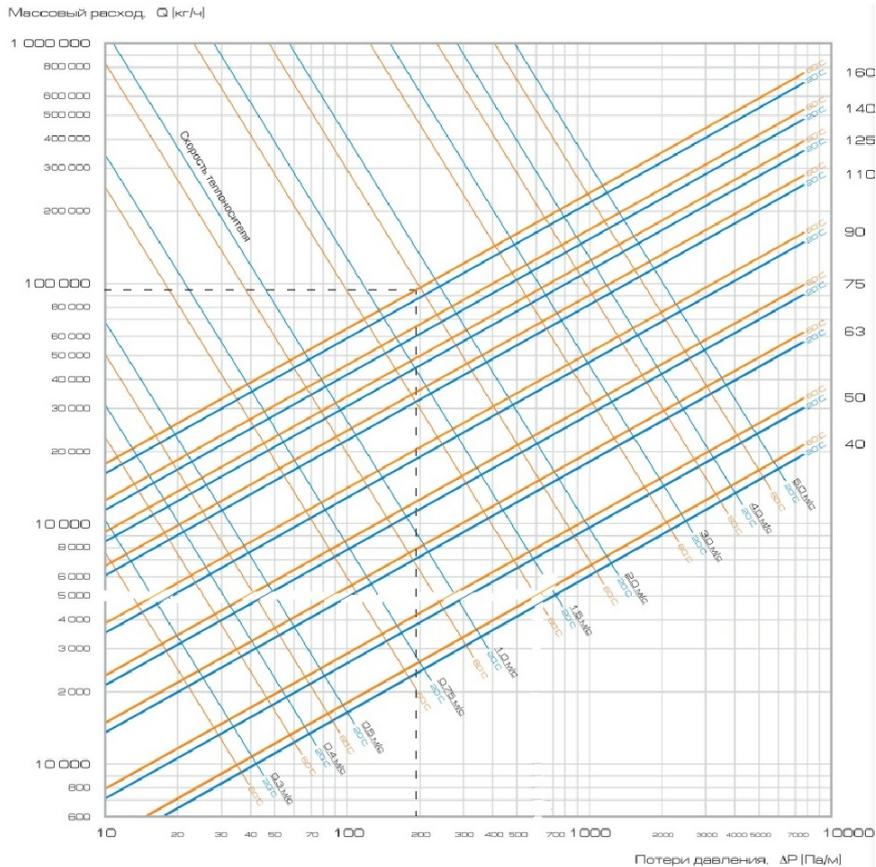


Рис.47 Графік залежності питомих втрат тиску трубопроводу від витрат

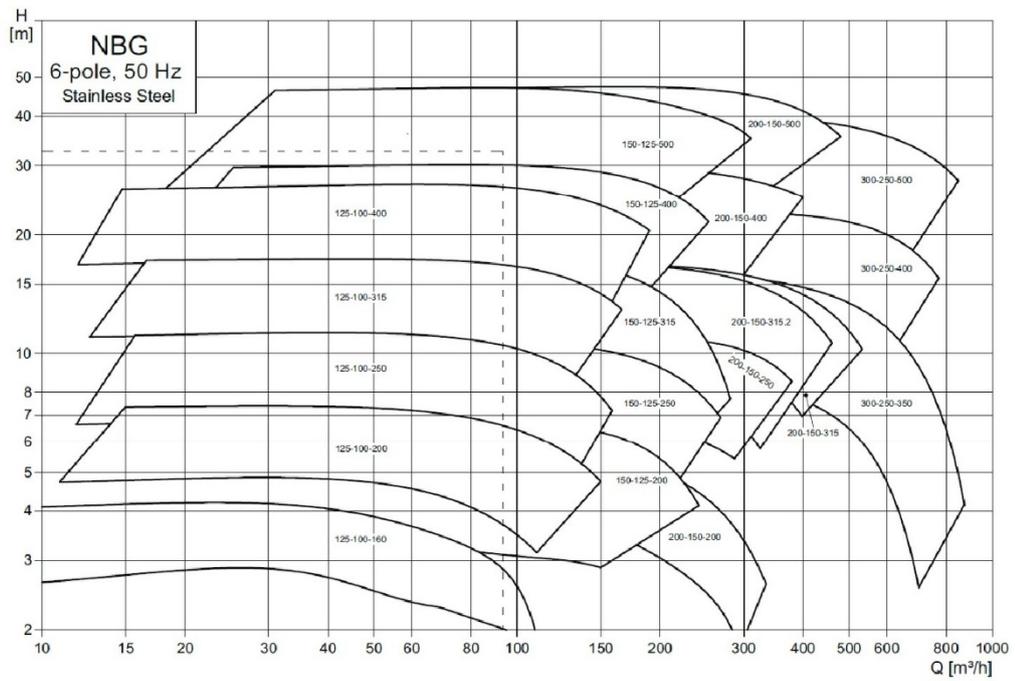


Рис.48 Графік залежності подачі від продуктивності мережного насосу

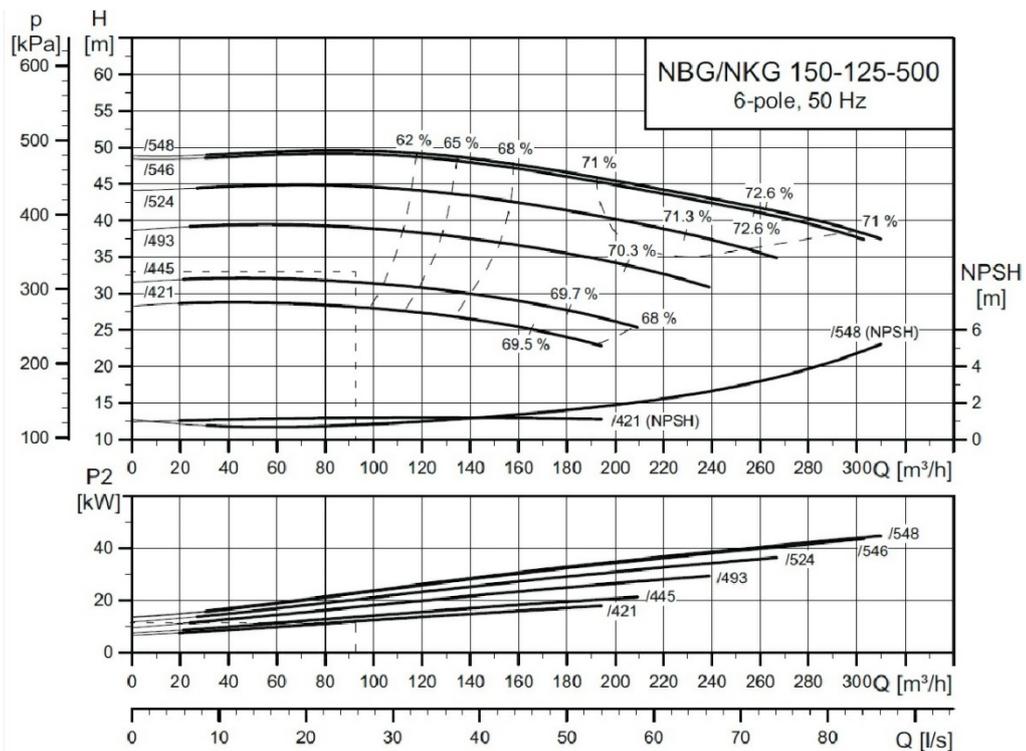


Рис.49 Графік ККД мережного насосу в залежності подачі від продуктивності мережного насосу.

|      |      |          |        |      |
|------|------|----------|--------|------|
|      |      |          |        |      |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

601МНТ-2034.1.ДП

Арк.

118

## ВИСНОВОК

У зв'язку з проведенням політики декарбонізації економіки та скороченням викидів парникових газів виникають ризики, пов'язані з можливим дефіцитом вугілля, як єдиного можливого виду палива, у котельних централізованих систем теплопостачання мономіст шахтарських регіонів. Таким чином під загрозою недієздатності опиняються існуючі системи теплопостачання таких міст. Виконано аналіз можливості використання нових джерел енергії у вигляді низькопотенційного тепла, що міститься у шахтній воді із застосуванням теплових насосів «вода-вода». Досліджено склад, параметри та кількість шахтної води, визначено коефіцієнт водоряби шахт та тепловий потенціал шахтної води. Виконано розрахунок термодинамічного циклу теплового насоса, розроблено принципову схему його використання в системі централізованого теплопостачання. Згідно із запропонованою схемою базове навантаження на опалення та гаряче водопостачання міста покривається за рахунок теплопродуктивності теплового насоса, а пікове навантаження – існуючими котлами районних котельень. Таким чином забезпечується збереження існуючих централізованих систем теплопостачання міст. Показано, що коефіцієнт ефективності використання теплових насосів у запропонованій схемі становить не менше 3,6, що забезпечує суттєву економію викопних видів палива та зниження викидів в атмосферу парникових газів. Рекомендовані температурні режими роботи джерел теплоти для адаптації в системі теплопостачання альтернативних джерел енергії. Здійснено підбір обладнання для реалізації розробленої принципової схеми використання низькопотенційної теплоти шахтної води.

Використання низькопотенційного тепла шахтних вод для централізованого теплопостачання міст Донбасу і промислових територій шахт є перспективним способом заміщення вугілля для генерації теплоти на потреби опалення і гарячого водопостачання.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 119  |

Також в роботі показано, що якісне центральне регулювання в умовах переходу на низькотемпературний графік відпуску теплоти і відсутності конденсаційних теплообмінників-утилізаторів на джерелах енергії має низьку ефективність і суттєві недоліки. Основним із них є значні втрати теплоти у перехідні періоди зрізки температурного графіку відпуску теплоти. Такі втрати теплоти сягають до 18 % від теплового потенціалу використаного палива. Запропоновано впровадження комбінованого регулювання, при якому до температури зрізки температурного графіка відпуск теплоти регулюється шляхом зміни температури теплоносія, а після зрізки – здійснюється перехід на кількісне центральне регулювання.

Потреба у такому регулюванні є органічною потребою для ЦСТ у зв'язку з термомодернізацією будинків-споживачів теплоти і їх оснащенням автоматизованими ІТП. У перехідний період матиме місце автоматичне закривання регуляторів температури у таких ІТП і перехід на центральне кількісне регулювання стане єдиним виходом для ЦСТ. Комбіноване центральне регулювання разом з груповим регулюванням в ЦТП для будинків із залежною схемою підключення без змішувальних пристроїв у теплових вузлах вводу і без погодного автоматичного регулювання дає можливість уникнути значних непродуктивних втрат теплоти з перетопами, забезпечує можливість надання послуги з гарячого водопостачання протягом усього опалювального періоду, дозволяє уникнути гідравлічного і теплового розрегулювання систем і забезпечує оптимальні умови для роботи генераторів теплоти, у тому числі в конденсаційному режимі. зниження витрати електричної енергії та суттєве підвищення загальної ефективності роботи ЦСТ. Впровадження такого способу регулювання дає можливість зниження витрат електричної енергії та суттєво підвищує загальну ефективності роботи ЦСТ.

Комбіноване регулювання не позбавлено своїх недоліків, наприклад змінний гідравлічний режим роботи теплових мереж у період кількісного ре-

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 120  |

гулювання і зміни витрати теплоносія. Однак разом з впровадженням низькотемпературного графіка відпуску теплоти таке регулювання має значні переваги, які обґрунтовано у роботі. Такий метод регулювання з переходом на низькотемпературний графік відпуску теплоти рекомендується на етапі переходу до «систем централізованого тепло та холодопостачання» з 100%-им влаштуванням автоматизованих будинкових чи поквартирних ІТП з погодним регулюванням в усіх споживачів теплоти ЦСТ.

Отже питання модернізації системи енергопостачання вимагає комплексного підходу впровадження новітніх рішень не лише вироблення енергії а і її транспортування та регулювання , саме таким чином можливо досягти вишого рівня енергоефективності та зменшення викидів у атмосферу.

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
|      |      |          |        |      |                         | 121  |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         |      |

## Додаток 1. Результати аналізу шахтної води

ФИЛИАЛ «ПАВЛОГРАДСКОЕ РЕГИОНАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ПО ВОДОСНАБЖЕНИЮ И ОЧИСТКЕ  
КАНАЛИЗАЦИОННЫХ СТОКОВ»  
ЧАО «ДТЭК ПАВЛОГРАДУГОЛЬ»

**Санитарно-профилактическая лаборатория**

**Результаты аналитического контроля шахтной воды № 431,432**

**ПСП «ШАХТОУПРАВЛЕНИЕ ДНЕПРОВСКОЕ» ЧАО «ДТЭК ПАВЛОГРАДУГОЛЬ»**

ш.им.Н.И.Сташкова

Название предприятия

Дата отбора воды: 23.09.2019г.

Пробы отобрал: техники Гриб М.Ю., лаборант Шутова Т.Н.

в присутствии: гл. эколога Положевич И.Л.

Характер пробы (разовый или др.) разовый

| № п/п | Наименование контролируемого вещества                          | Норматив согласно ПБ в угольных шахтах | Шахтная вода до отстойников | Шахтная вода после отстойников | Нормы согласно регламента сброса для б. Свидовок |
|-------|--|--|-----------------------------|--------------------------------|--|
| 1     | БПК <sub>5</sub> , мгО <sub>2</sub> /дм <sup>3</sup>           |  | -                           | 5,5                            | 5,20   |
| 2     | Водный показатель, ед.рН                                       | 6,5-8,5                                | 7,30                        | 7,20                           | 6,5-8,5  |
| 3     | Жесткость, мг-экв/дм <sup>3</sup>                              |  | 28,55                       | 27,75                          |  |
| 4     | Взвешенные вещества, мг/дм <sup>3</sup>                        | 50                                     | 100,6                       | 44,8                           | 22,50  |
| 5     | Растворенный кислород, мгО <sub>2</sub> /дм <sup>3</sup>       |  | -                           | 6,9                            | >4,0   |
| 6     | Цветность, град  |  | 10,72                       | 10,13                          |  |
| 7     | Сухой остаток, мг/дм <sup>3</sup>                              |  | 5762,00                     | 5650,67                        | 4565,00  |
| 8     | Температура, С   |  | 20,2                        | 20,0                           |  |
| 9     | ХПК, мгО/дм <sup>3</sup>                                       |  | -                           | 18,34                          | 50,0   |
| 10    | Алюминий, мг/дм <sup>3</sup>                                   |  | -                           | <0,02                          | 0,019  |
| 11    | Азот аммонийный, мг/дм <sup>3</sup>                            |  | 0,34                        | 0,32                           | 0,40   |
| 12    | Анионы СПАВ, мг/дм <sup>3</sup>                                |  | -                           | <0,02                          | 0,02   |
| 13    | Железо общ. мг/дм <sup>3</sup>                                 |  | 0,62                        | 0,60                           | 0,16   |
| 14    | Кальций, мг/дм <sup>3</sup>                                    |  | 290,01                      | 282,06                         |  |
| 15    | Кобальт, мг/дм <sup>3</sup>                                    |  | -                           | <0,02                          |  |
| 16    | Магний, мг/дм <sup>3</sup>                                     |  | 171,15                      | 166,33                         |  |
| 17    | Марганец, мг/дм <sup>3</sup>                                   |  | -                           | 0,10                           | 0,0068   |
| 18    | Медь, мг/дм <sup>3</sup>                                       |  | -                           | <0,002                         | 0,0019   |
| 19    | Нефтепродукты, мг/дм <sup>3</sup>                              |  | 0,60                        | 0,58                           | 0,35   |
| 20    | Никель, мг/дм <sup>3</sup>                                     |  | -                           | <0,005                         |  |
| 21    | Нитраты, мг/дм <sup>3</sup>                                    |  | <0,5                        | <0,5                           | 1,49   |
| 22    | Нитриты, мг/дм <sup>3</sup>                                    |  | 0,04                        | 0,04                           | 0,08   |
| 23    | Сульфаты, мг/дм <sup>3</sup>                                   |  | 406,15                      | 398,33                         | 1150,30  |
| 24    | Фосфаты (ортофосфаты), мг/дм <sup>3</sup>                      |  | 0,08                        | 0,07                           | 0,19   |
| 25    | Хлор активный, мг/дм <sup>3</sup>                              |  | -                           | -                              |  |
| 26    | Хлориды, мг/дм <sup>3</sup>                                    |  | 3075,94                     | 2950,46                        | 1229,18  |
| 27    | Хром (хром общ., <u>хром (VI)</u> , (III)), мг/дм <sup>3</sup> |  | -                           | <0,001                         | 0,00099  |
| 28    | Цинк, мг/дм <sup>3</sup>                                       |  | -                           | <0,005                         | 0,005  |

Инженер-химик группы контроля воды О.В. Калитуха О.В.

ФИО

Техники группы контроля воды Гриб М.Ю.

ФИО

Коровина Е.А.

ФИО

Эффективность очистки отстойников:

- по взвешенным веществам – 55,47 %,

- по нефтепродуктам – 3,33 %.

Врач – лаборант Сучкова Е.А.

ФИО

|      |      |          |        |      |                  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|------|
|      |      |          |        |      | 601МНТ-2034.1.ДП | Арк. |
| Эмн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                  | 122  |

## Додаток 2. Технічні характеристики обладнання

### TECHNICAL SELECTION - EUROPEAN GROSS

## FOCS2-W /H /CA-E 3602

Software version: ELCA World 1.3.0.0  
 Database version: 1.2.0.0  
 User: Viktor Vozniuk  
 Print data: 18/11/2019 15:12



|                  |   |
|------------------|---|
| Code             | FOCS2-W /H /CA-E 3602   |
| Version          | CA-E  |
| Size             | 3602  |
| UNIT DESCRIPTION | Water to water high efficiency heat pump, reversible on hydraulic s |
| OPTIONS          | Unit with HWT accessory selected                                    |
| Power supply     | V/ph/Hz 400/3/50  |

#### PERFORMANCE AT DESIGNED CONDITIONS

##### RUNNING CONDITIONS

##### COOLING

###### EVAPORATOR

|   |        |       |
|---|--------|-------|
| Fluid inlet temperature (cooling mode)  | °C     | 12.00 |
| Fluid outlet temperature (cooling mode) | °C     | 7.00  |
| Fluid type                              |        | WATER |
| Glycol                                  | %      | 0     |
| Fouling factor                          | m²K/kW | 0.018 |

###### CONDENSER

|   |        |       |
|---|--------|-------|
| Fluid inlet temperature (cooling mode)  | °C     | 30.00 |
| Fluid outlet temperature (cooling mode) | °C     | 35.00 |
| Fluid                                   |        | WATER |
| Glycol                                  | %      | 0     |
| Fouling factor                          | m²K/kW | 0.018 |

##### HEATING

###### EVAPORATOR

|   |        |       |
|---|--------|-------|
| Fluid inlet temperature (heating mode)  | °C     | 15.00 |
| Fluid outlet temperature (heating mode) | °C     | 10.00 |
| Fluid type                              |        | WATER |
| Glycol                                  | %      | 0     |
| Fouling factor                          | m²K/kW | 0.018 |

###### CONDENSER

###### EVAPORATOR

|   |        |       |
|---|--------|-------|
| Fluid inlet temperature (heating mode)  | °C     | 15.00 |
| Fluid outlet temperature (heating mode) | °C     | 10.00 |
| Fluid type                              |        | WATER |
| Glycol                                  | %      | 0     |
| Fouling factor                          | m²K/kW | 0.018 |

###### CONDENSER

|   |        |       |
|---|--------|-------|
| Fluid inlet temperature (heating mode)  | °C     | 50.00 |
| Fluid outlet temperature (heating mode) | °C     | 60.00 |
| Fluid                                   |        | WATER |
| Glycol                                  | %      | 0     |
| Fouling factor                          | m²K/kW | 0.018 |

##### COOLING (Gross value)

|                         |       |       |
|-------------------------|-------|-------|
| Cooling capacity        | kW    | 1012  |
| Compressors power input | kW    | 188.3 |
| Total power input       | kW    | 188.3 |
| EER                     | kW/kW | 5.432 |
| ESEER CALCULATED        | kW/kW | 0.000 |

##### HEATING

|  |       |       |
|--|-------|-------|
| Total heating capacity                 | kW    | 1088  |
| Compressors power input (heating mode) | kW    | 299   |
| Total power input                      | kW    | 298.7 |
| COP                                    | kW/kW | 3.642 |

##### SEER



масляний насос з розвантажувальним вентиляем. Ступінь захисту двигуна IP55.

компресор оснащений всмоктуючим фільтром, зворотніми клапанами на сторонах всмоктування та нагнітання, запірними вентилями, контрфланці.

гнувка металопластинчата муфта, поставляється з захисним кожухом.

комплект датчиків та приладів автоматики, що включає необхідні для агрегату термометри опору та електричні перетворювачі тиску та температури.

мікропроцесорний пульт управління компресорним агрегатом типу MYSOM зрідкокристалічним монітором.

1 шт. Щит керування для одного теплового насосу.

Щит загальний на базі промислових процесорів забезпечує всі необхідні захисти та автоматичне керування роботи компресорних агрегатів та установкою в цілому

(без стартових панелей компресорів).

Щит повністю змонтований, об'язаний кабелями всередині і попередньо випробуваний на заводі-виробнику, оснащений усіма необхідними аксесуарами і забезпечує всі необхідні захисні функції, електроживлення та управління всіма ел. приладами та елементами системи, загальне управління системою в цілому за допомогою програмованого мікропроцесора (без стартових панелей компресорів).

1 шт. Щит силовий для одного теплового насосу.

Щит оснащений Soft Start, що забезпечує плавний пуск головного електродвигуна

компресора, старт електродвигуна масляного насосу, електропідігрівача маслорідокремлювача, з напругою 400 В.

#### Загальні ціни.

| № | Найменування  | Кількість | DDP – Україна<br>Ціна з ПДВ,<br>Євро |
|---|---|-----------|--------------------------------------|
| 1 | Тепловий насос N220JS-H                                     | 1 шт.     | 745 000,00                           |
| 2 | Силовий ел. щит для двигунів компресора (стартовіпанелі)    | 1 шт.     | 35 500,00                            |
| 3 | Послуги шефмонтажу на пусконаладжувальнихробіт              |           | Включено                             |
| 4 | Транспортування, страхівка основного обладнання,розмитнення |           | Включено                             |
| 5 | Всього по обкладанню на умовах DDP – Україна, зПДВ.         | Євро      | 780 500,00                           |

|      |      |          |        |      |                  |  |  |  |  |      |
|------|------|----------|--------|------|------------------|--|--|--|--|------|
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  |  | Арк. |
|      |      |          |        |      |                  |  |  |  |  | 125  |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 601МНТ-2034.1.ДП |  |  |  |  |      |

## ЛІТЕРАТУРА

1. Ефективність використання шахтних вод у централізованій системі теплопостачання міського району / А.Г. Колієнко, Р.М. Ахмеднабієв, В.С. Турченко, Л.В. Бондар, О.В. Демченко // Нариси гірничої науки та практики : III Міжнар. конф. "Нариси гірничої науки та практики". Інститут геотехнічної механіки ім.Н. Полякова Національної академії наук України, м. Дніпро, Україна. 6-8 жовтня 2021 р. – URL : <http://www.rmget.com/index.php/panel-sessions.html> .<http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/9801>.
2. Будівельна кліматологія : ДСТУ-Н Б В.1.1-27:1010. К. : Мінрегіонбуд України, 2011. — 120 с.
3. ПРОЕКТ USAID «МУНІЦИПАЛЬНА ЕНЕРГЕТИЧНА РЕФОРМА В УКРАЇНІ»ПЛАН ДІЙ СТАЛОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО РОЗВИТКУ І КЛІМАТУ ДО 2030 РОКУ МІСТА МИРНОГРАДА 2017 . 125с.
4. Войтович С.П. ГЕОХІМІЯ ШАХТНИХ ВОД ЛЬВІВСЬКО – ВОЛИНСЬКОГО КАМ'ЯНОВУГІЛЬНОГО БАСЕЙНУ УДК 550.4:622.51 (477.83)
5. Долин Л.Ф. Сточные воды предприятий горной промышленности и методы их очистки Справочное пособие Днепропетровск 2000г. ISBN 966-7480-00-5
6. Строй А.Ф., Скальский В.Л. Расчет и проектирование тепловых сетей. - К.: Будивельник, 1981.- 144 с
7. Методические указания по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку тепла отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий / Приказ Министерства жилищно-коммунального хозяйства РСФСР от 6 апреля 1987 № 156. — М. : АКХ, 1987.
8. [http://www.unigas.com.ua/product\\_ivar.htm](http://www.unigas.com.ua/product_ivar.htm)
9. [http://www.unigas.com.ua/product\\_cib.htm](http://www.unigas.com.ua/product_cib.htm)

|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 126  |

10. Шкаровский А.Л. Теплоснабжение, 2020

11. Логунова О.Я., Зоря И.В. Водяное отопление. 2020.

12. Богословский В.Н.,А.Н. Сканами. Отопление. М., Стройиздат 1991, 736 с.

13. Турченко В.С Потенціал відходів шахт і вуглепереробної промисловості Донбасу для отримання ВЕР і виробництва енергетичних палив / Колієнко А.Г. Турченко В.С / 72-а наукова конференція професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету, 2020, р., Полтава. Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2020, т.2.,С. 256-257.

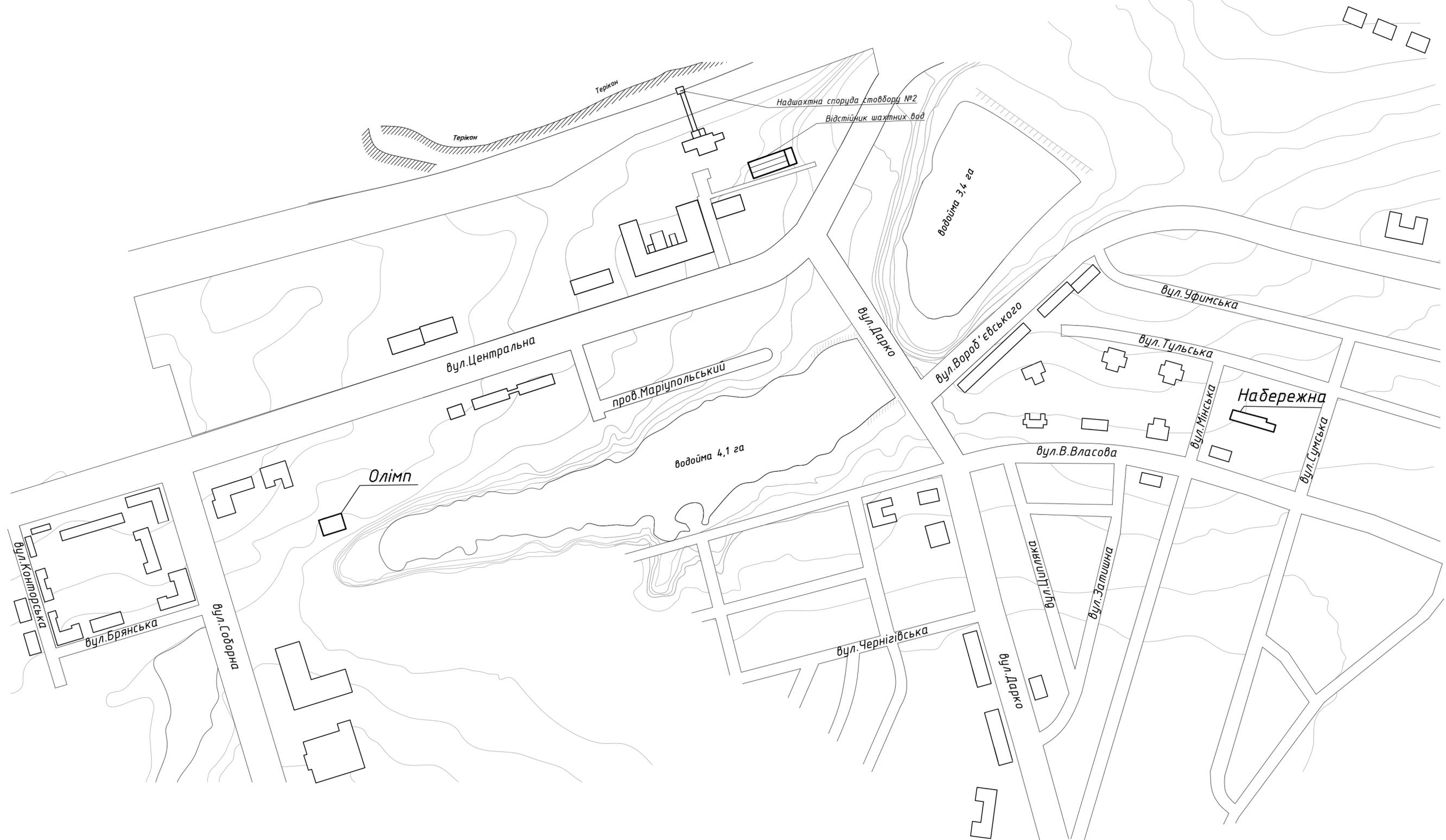
14. Shkarovskiy A.L. A.G. Kolienko, V.S. Turchenko. Increasing the Efficiency of Heat Load Control in Centalized Heating Networks / A.L. Shkarovskiy, A.G. Kolienko, V.S. Turchenko // Architecture and Engineering. – 2021. – Vol.6, No.3. – P. 29-42. – DOI: 10.23968/2500-0055-2021-6-3-29-41. – UPL/Скопус.:

<https://aej.spbgasu.ru/index.php/AE/issue/view/32><http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/9802>

15. [https://polymerteplo.com.ua/upload/iblock/432/ISOPROFLEX-75A\\_to.pdf](https://polymerteplo.com.ua/upload/iblock/432/ISOPROFLEX-75A_to.pdf)

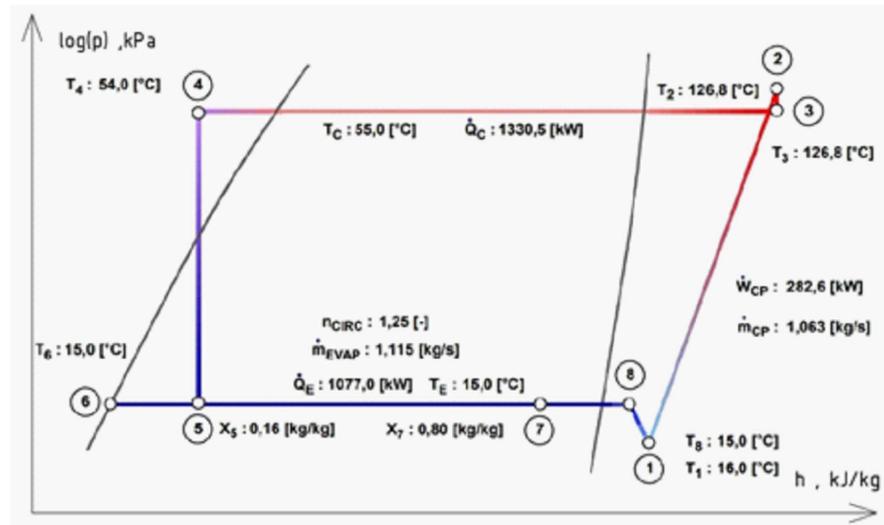
|      |      |          |        |      |                         |      |
|------|------|----------|--------|------|-------------------------|------|
|      |      |          |        |      | <i>601МНТ-2034.1.ДП</i> | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                         | 127  |

Генеральний план міста Мирноград М 1:3000



|           |               |          |        |                  |   |                      |           |             |
|-----------|---------------|----------|--------|------------------|---|----------------------|-----------|-------------|
|           |               |          |        | 601МНТ-№20341-ДП |   |                      |           |             |
| Зм.       | Арк.          | № докум. | Підпис | Дата             | Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда | Літера               | Маса      | Масштаб     |
| Виконав   | Турченко В.С. |          |        |                  |   | Н                    |           | 1 :<br>3000 |
| Перевір.  | Колієнко А.Г. |          |        |                  |   | Аркуш 1              | Аркушів 8 |             |
| Т. контр. |               |          |        |                  |   |                      |           |             |
| Н. контр. | Гузик Д.В.    |          |        |                  | Генеральний план міста Мирноград  | НУПП ім Ю.Кондратюка |           |             |
| Затверд.  | Голік Ю.С.    |          |        |                  |   |                      |           |             |

Дійсний цикл парокompресійного теплового насоса в  $\log(P)$ - $h$  діаграмі стану робочого тіла R717.



Принципова схема використання шахтної води у ЦСТ

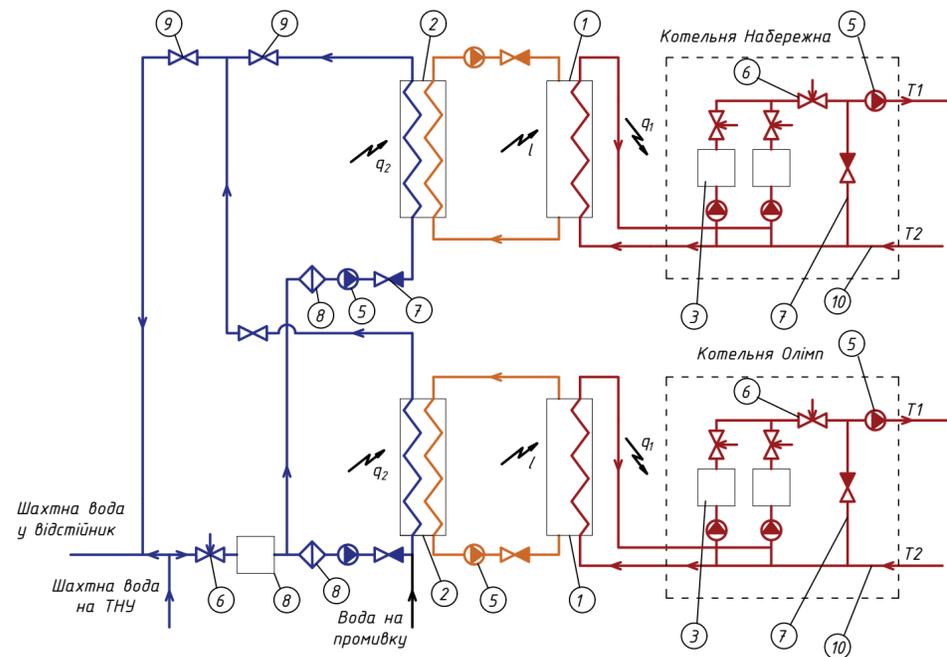
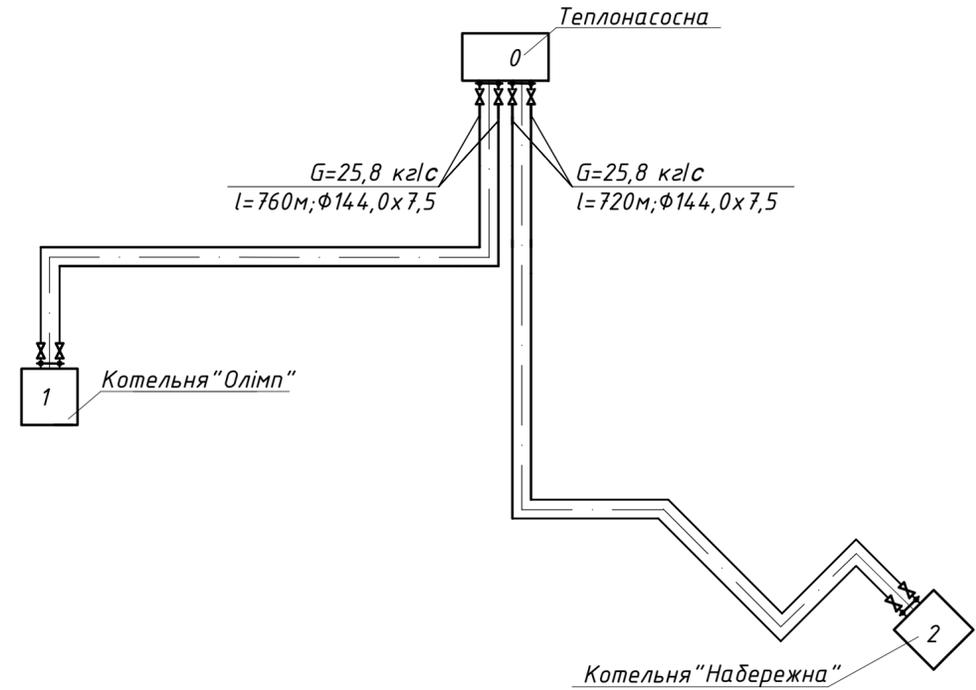
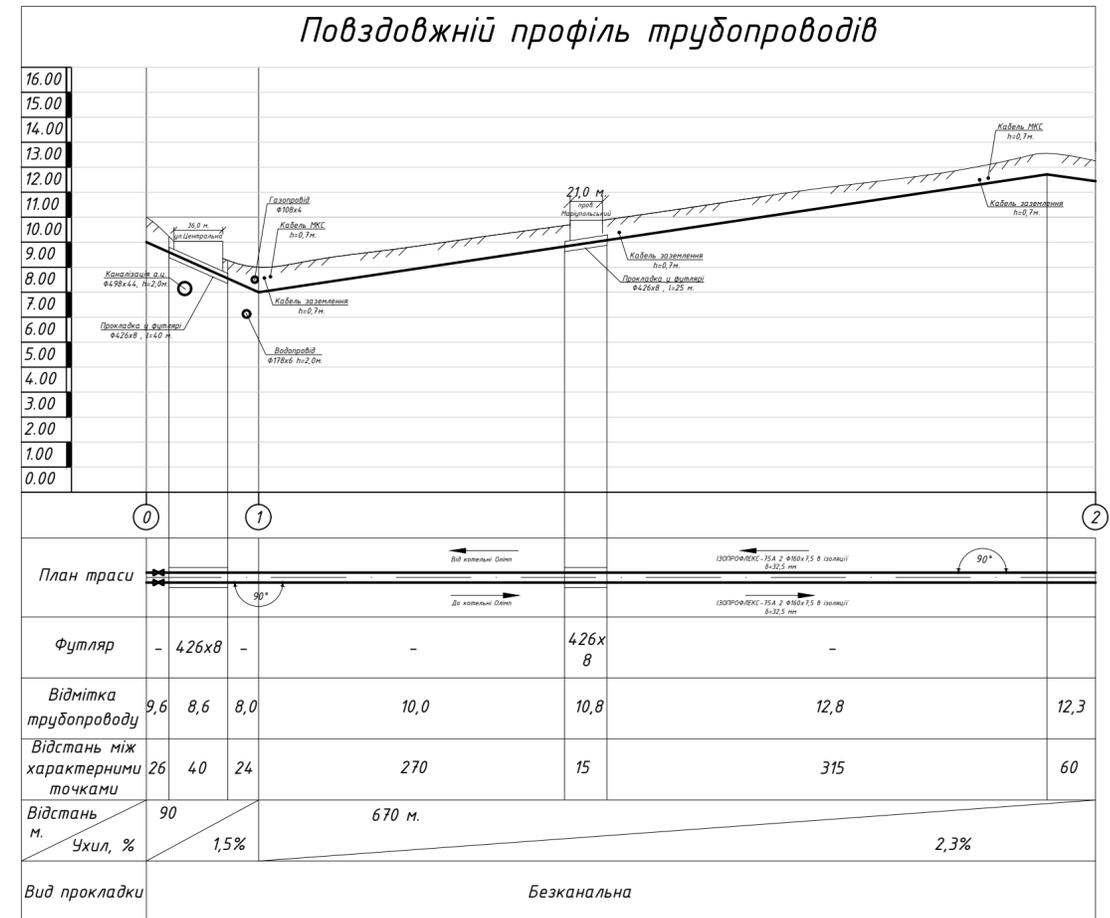


Схема трубопроводів

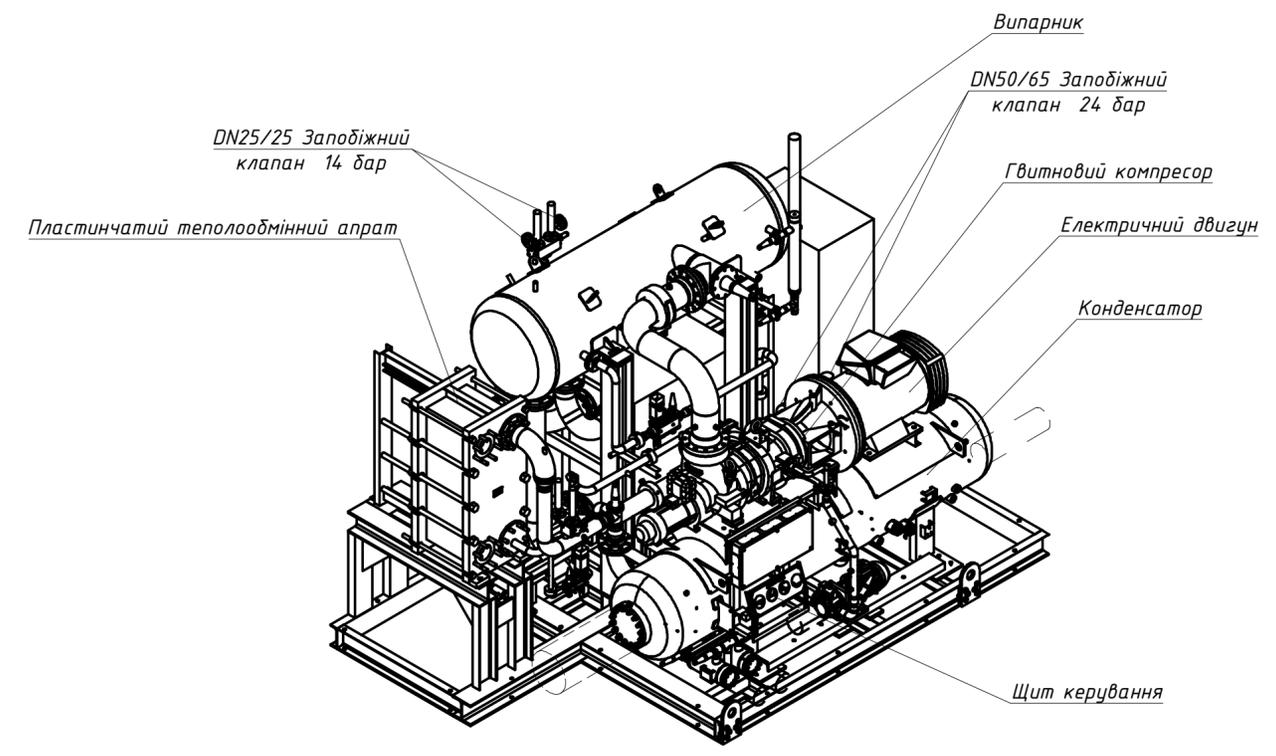
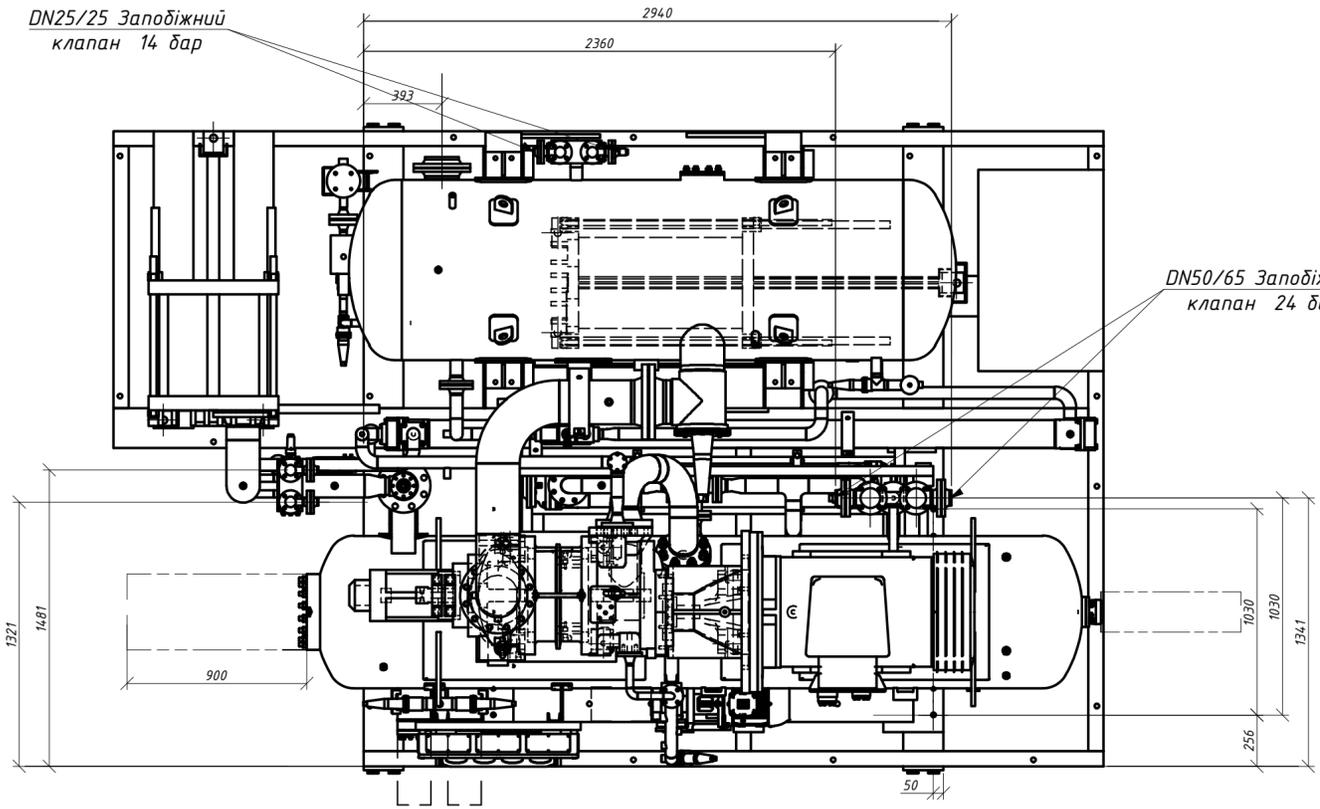
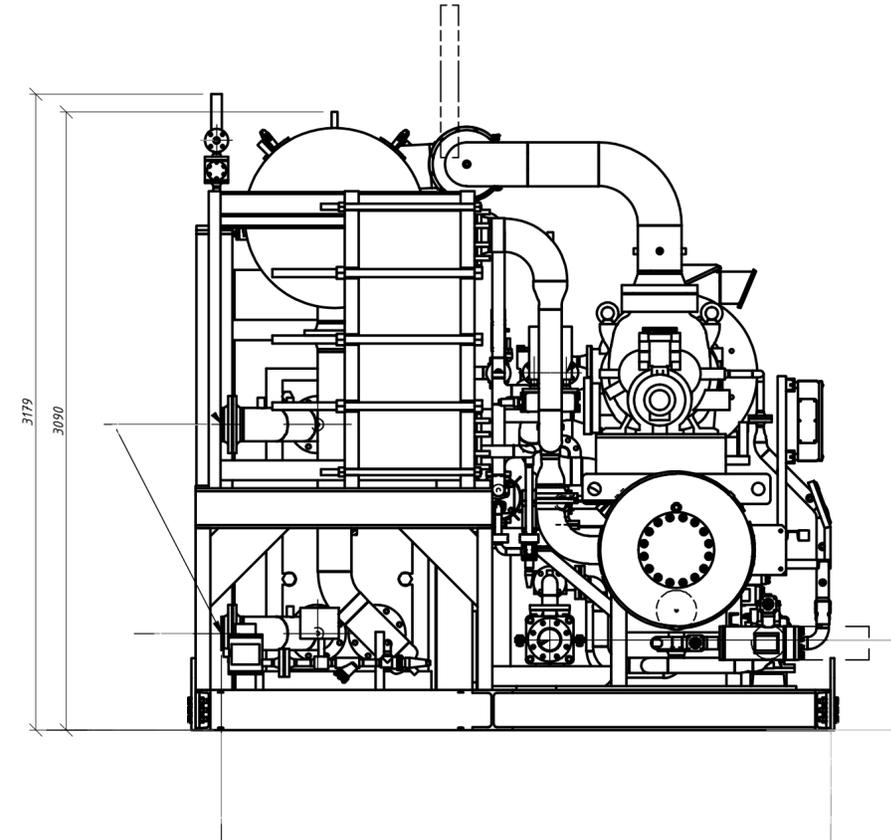
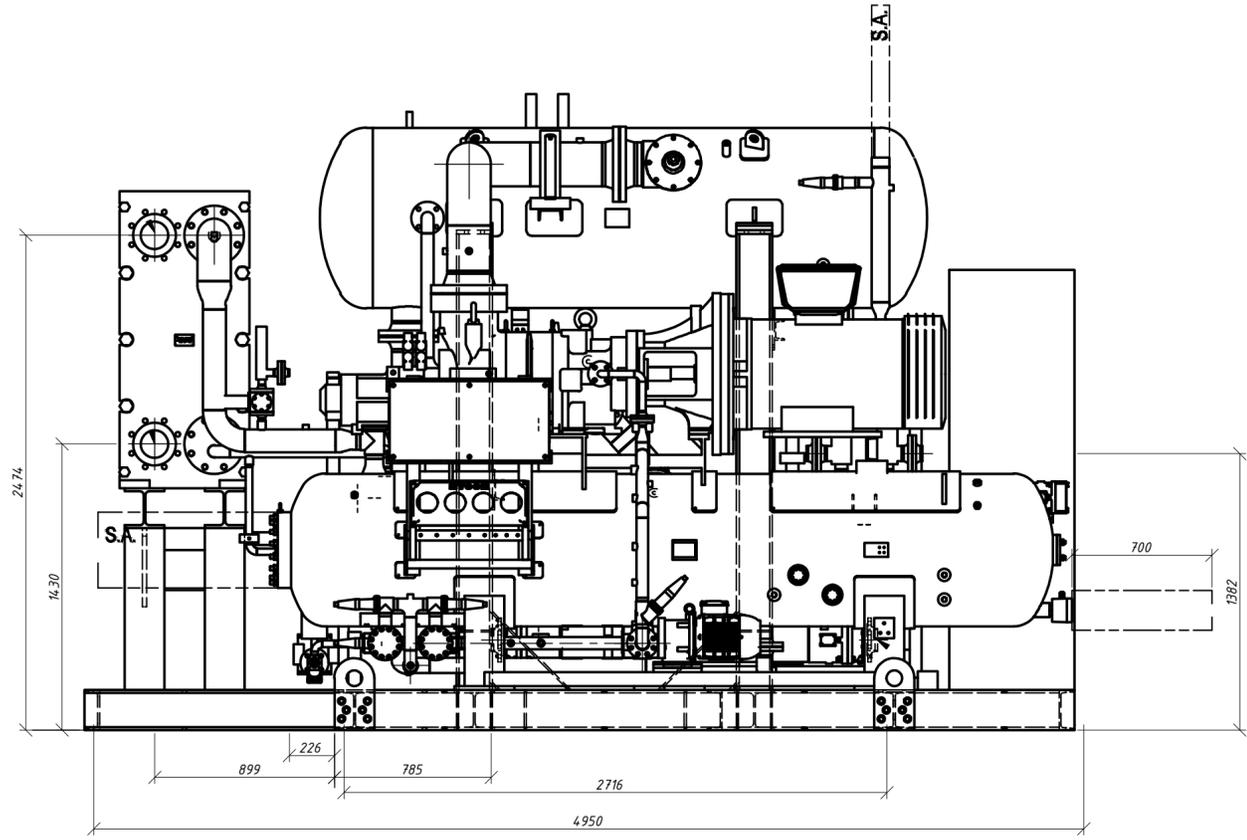


Повздожній профіль трубопроводів



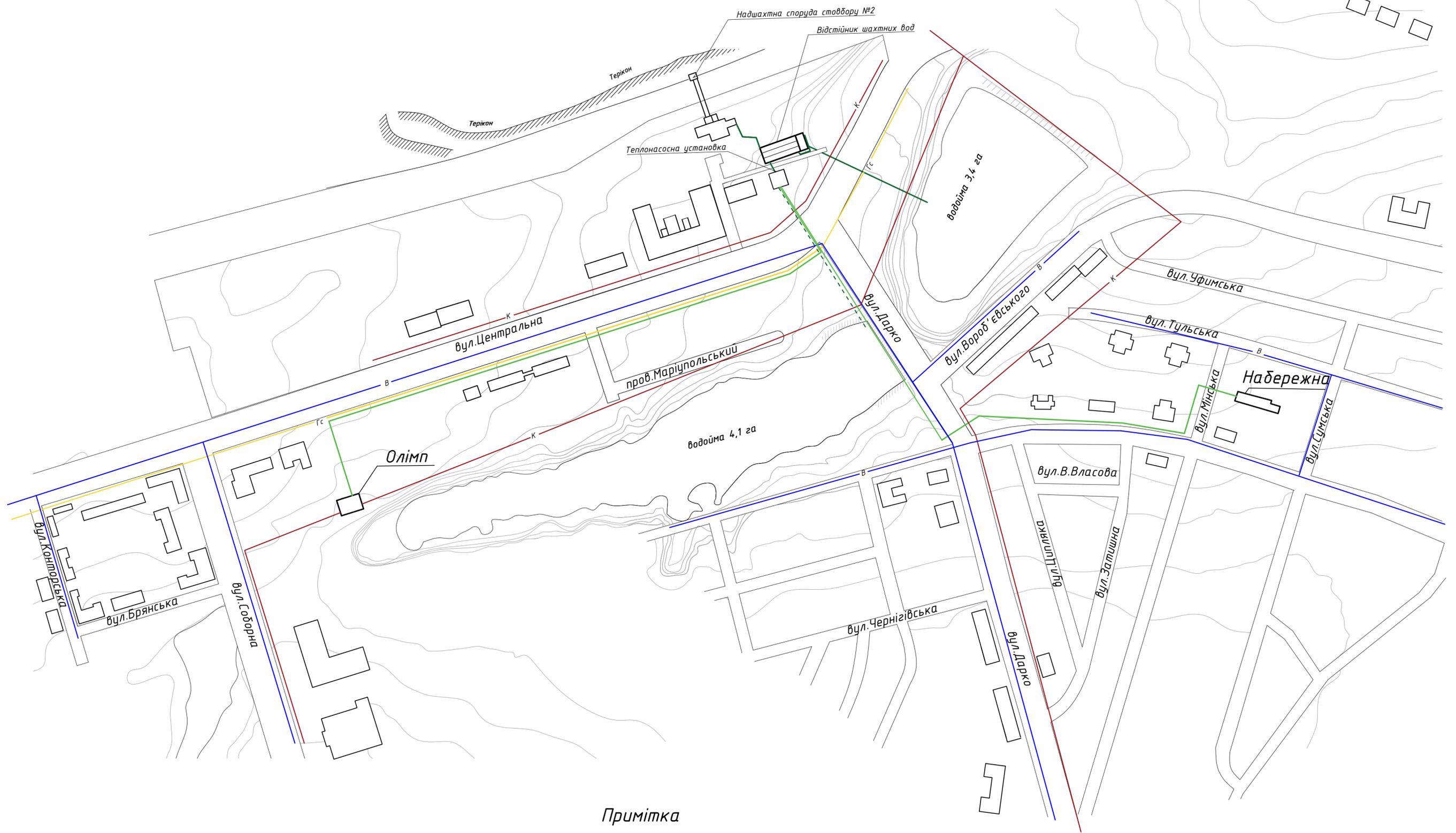
|           |               |        |      |   |                      |           |         |
|-----------|---------------|--------|------|---|----------------------|-----------|---------|
|           |               |        |      | 601МНТ-№20341-ДП  |                      |           |         |
| Зм. Арк.  | № докум.      | Підпис | Дата | Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда | Літера               | Маса      | Масштаб |
| Виконав   | Турченко В.С. |        |      |   | Н                    |           |         |
| Перевір.  | Колієнко А.Г. |        |      |   | Аркуш 2              | Аркушів 8 |         |
| Т. контр. |               |        |      |   | НУПП ім Ю.Кондратюка |           |         |
| Н. контр. | Гузик Д.В.    |        |      |   |                      |           |         |
| Затверд.  | Голік Ю.С.    |        |      | Схема трубопроводів, повздожній профіль, схема використання шахтної води у ЦСТ        |                      |           |         |

# Теплонасосний агрегат Мауекава N220JS M 1:50



|           |               |        |      |   |           |         |
|-----------|---------------|--------|------|---|-----------|---------|
|           |               |        |      | <b>601МНТ-№20341-ДП</b>   |           |         |
| Зм. Арк.  | № докум.      | Підпис | Дата | Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда |           |         |
| Виконав   | Турченко В.С. |        |      |   |           |         |
| Перевір.  | Колієнко А.Г. |        |      |   |           |         |
| Т. контр. |               |        |      |   |           |         |
| Н. контр. | Гузик Д.В.    |        |      | Теплонасосний агрегат Мауекава N220JS M 1:50  |           |         |
| Затверд.  | Голік Ю.С.    |        |      |   |           |         |
|           |               |        |      | Літера  | Маса      | Масштаб |
|           |               |        |      | Н   |           | 1 : 50  |
|           |               |        |      | Аркуш 3   | Аркушів 8 |         |
|           |               |        |      | НУПП ім Ю.Кондратюка  |           |         |

План мереж міста Мирноград М 1:3000

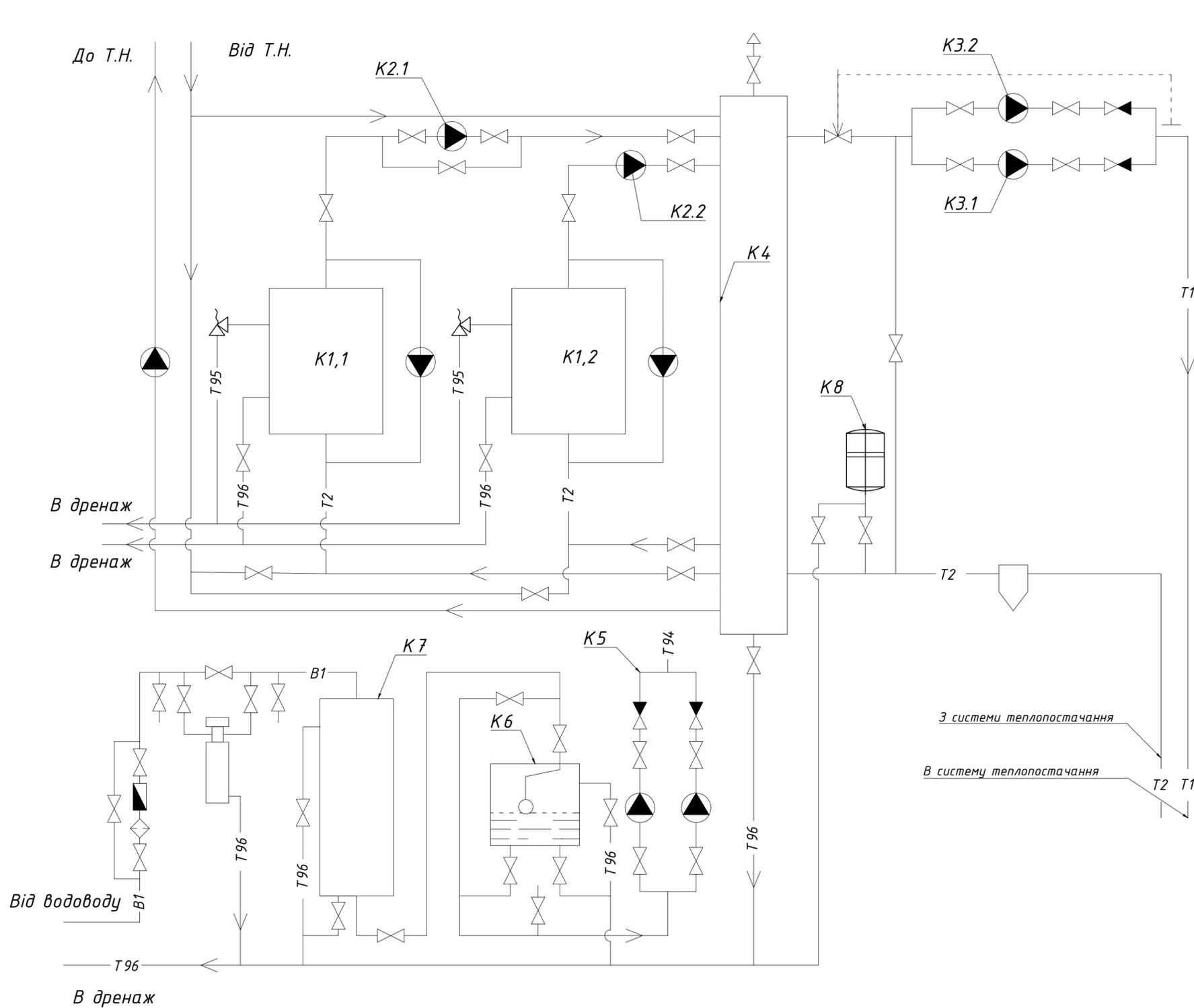


Примітка

- В — Вода від теплонасосної установки
- Ш — Шахтна вода
- - Ш<sub>в</sub> - - Відпрацьована шахтна вода
- Гс — Газопровід середнього тиску
- В — Водопровід
- К — Каналізація

|           |      |               |        |                  |   |                      |           |          |
|-----------|------|---------------|--------|------------------|---|----------------------|-----------|----------|
|           |      |               |        | 601МНТ-№20341-ДП |   |                      |           |          |
| Зм.       | Арк. | № докум.      | Підпис | Дата             | Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда | Літера               | Маса      | Масштаб  |
| Виконав   |      | Турченко В.С. |        |                  |   | Н                    |           | 1 : 3000 |
| Перевір.  |      | Колієнко А.Г. |        |                  |   | Аркуш 4              | Аркушів 8 |          |
| Т. контр. |      |               |        |                  |   |                      |           |          |
| Н. контр. |      | Гузик Д.В.    |        |                  | План мереж міста Мирноград  | НУПП ім Ю.Кондратюка |           |          |
| Затверд.  |      | Голік Ю.С.    |        |                  |   |                      |           |          |

Тепломеханічна схема котелень "Олімп" та "Набережна"



Умовні позначення

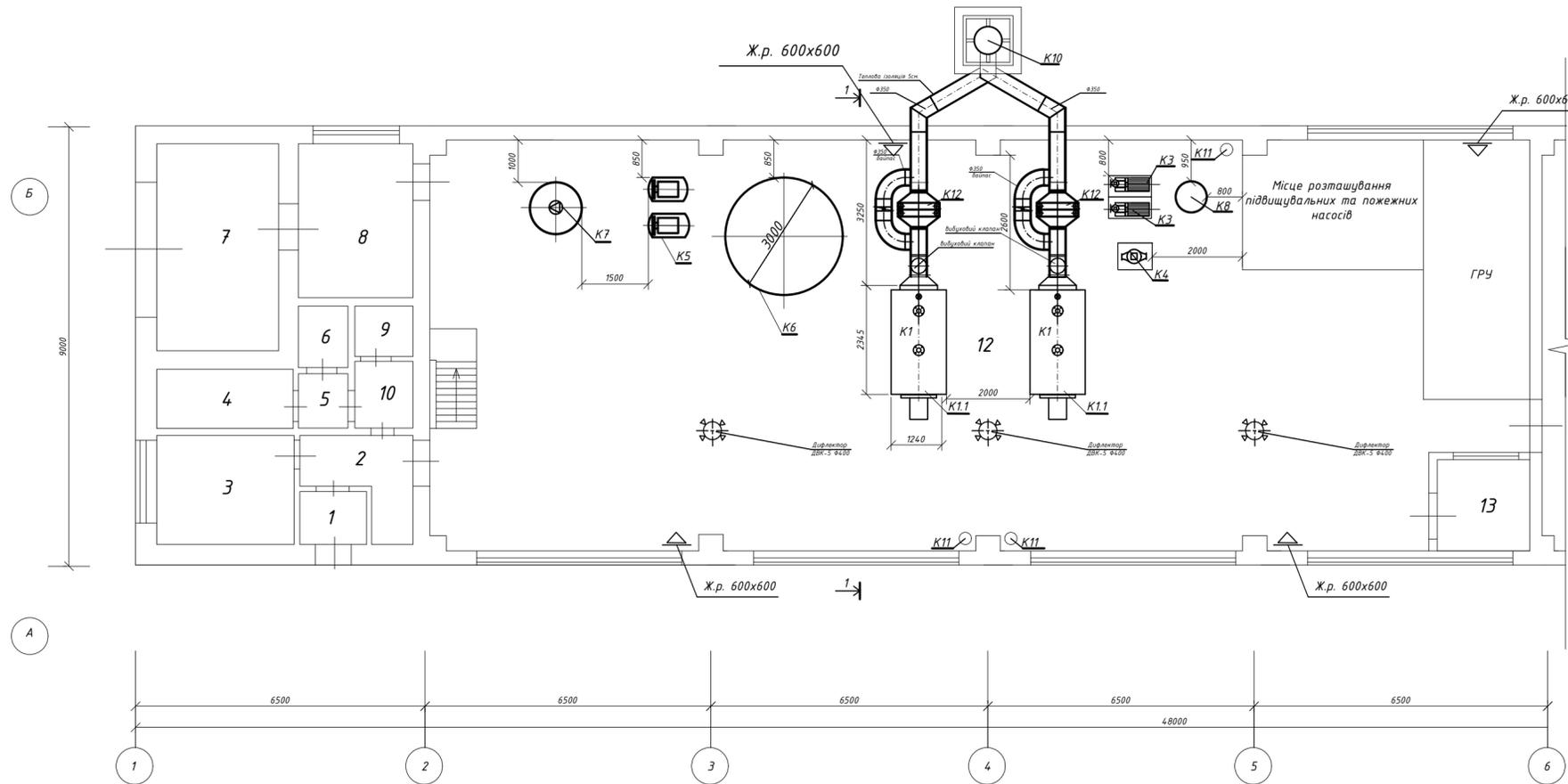
- T1 — Подавальний трубопровід
- T2 — Зворотна мережева вода
- T94 — Трубопровід підживлюючої води
- T95 — Трубопровід зливний напірний
- T96 — Трубопровід зливний безнапірний
- B1 — Трубопровід сирогої води
- ⊗ — Запірно-регулююча арматура
- ◀ — Зворотний клапан
- ▬ — Лічильник
- ◇ — Фільтр
- ⊙ — Насос
- ◡ — Грязьовик

Експлікація обладнання

| № поз. | Найменування  | Од. Вим. | Кількість | Примітка |
|--------|---|----------|-----------|----------|
| K1.1-  | I.VAR SuperRAC 580  |          |           |          |
| K1.2   | I.VAR SuperRAC 580  | комп.    | 2         |          |
| K2.1-  | Насос котловий  | шт.      | 2         |          |
| K2.2   | KM-65-50-160 G=25.0 м <sup>3</sup> /ч, H=32.0м                                |          |           |          |
| K3.1   | Мережний насос  | шт.      | 1         |          |
| K3.2   | Мережний насос<br>GRUNDFOS G=100.0 м <sup>3</sup> /ч, H=32.0м                 | шт.      | 1         |          |
| K4     | Гідровирівнювач Ф200 H=1050 мм  |          |           |          |
| K5     | Підживлююча насосна станція<br>KM-65-50-160 G=25.0 м <sup>3</sup> /ч, H=32.0м | комп.    | 2         |          |
| K6     | Бак запасу води   | шт.      | 1         |          |
| K7     | Блок хімводопідготовки  | шт.      | 1         |          |
| K8     | Розширювальний бак системи теплопостачання                                    | шт.      | 1         |          |

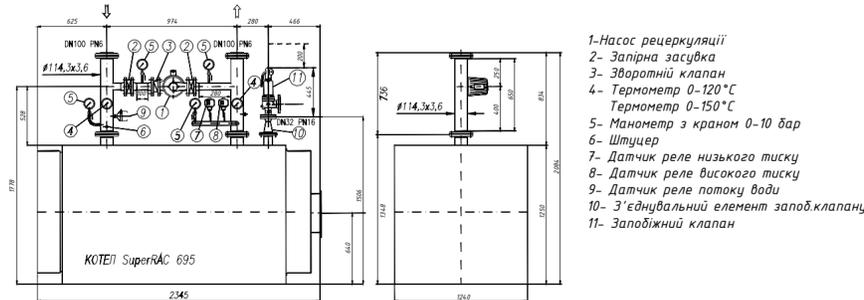
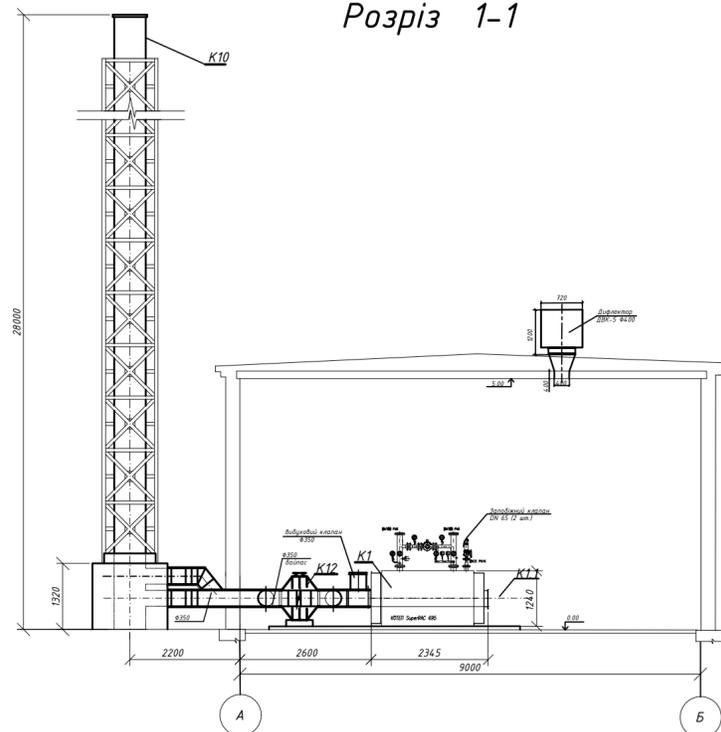
|           |               |        |      |   |         |      |                         |
|-----------|---------------|--------|------|---|---------|------|-------------------------|
|           |               |        |      | 601МНТ-№20341-ДП  |         |      |                         |
| Зм. Арк.  | № докум.      | Підпис | Дата | Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда | Літера  | Маса | Масштаб                 |
| Виконав   | Турченко В.С. |        |      |   | Н       |      |                         |
| Перевір.  | Колієнко А.Г. |        |      |   | Аркуш 5 |      | Аркушів 8               |
| Т. контр. |               |        |      |   |         |      |                         |
| Н. контр. | Гузик Д.В.    |        |      | Тепломеханічна схема котелень "Олімп" та "Набережна"                                  |         |      | НУПП ім<br>Ю.Кондратюка |
| Затверд.  | Голік Ю.С.    |        |      |   |         |      |                         |

# План котельні "Набережна" М 1:100



Розріз 1-1

Обв'язка котла



- 1- Насос рециркуляції
- 2- Запірна засувка
- 3- Зворотній клапан
- 4- Термометр 0-120°C
- 5- Термометр 0-150°C
- 6- Манометр з краном 0-10 бар
- 7- Штуцер
- 8- Датчик реле низького тиску
- 9- Датчик реле високого тиску
- 10- Датчик реле потоку води
- 11- З'єднувальний елемент запоб.клапану
- 12- Запобіжний клапан

## Експлікація обладнання

| Поз. | Позначення         | Найменування                | Кільк. | Маса Од.,кг | Примітки |
|------|--------------------|-----------------------------|--------|-------------|----------|
| K1   | I.VAR SuperRAC 580 | Котел сталевий водогрійний  | 2      | 970         | проект.  |
|      |                    | Qн=580 кВт                  |        |             |          |
| K1.1 | Unigas TECNOPRESS  | Пальник Р60 М-PR.S.UA.L.1   | 2      |             | проект.  |
|      |                    | Qн=160-800 кВт              |        |             |          |
| K2   | KM-65-50-160       | Насос котловий              | 2      |             |          |
|      |                    | G=25.0 м³/ч, H=32.0м        |        |             |          |
| K3   | TP 150-125-500     | Насос мережний              | 2      |             |          |
|      | GRUNDFOS           | G=100.0 м³/ч, H=32.0м       |        |             |          |
| K4   | TP 80-150/4        | Насос рециркуляційний       | 1      |             |          |
|      | GRUNDFOS           | Q=50 м³/год, H=13,4м        |        |             |          |
| K5   | KM-65-50-160       | Підживлюючі насоси          | 2      |             |          |
|      |                    | G=100.0 м³/ч, H=32.0м       |        |             |          |
| K6   |                    | Розширювальний бак системи  | 1      |             |          |
|      |                    | теплопостачання             |        |             |          |
| K7   |                    | Установка хімічного знекис- | 1      |             |          |
|      |                    | нення води, G=4,5м³/год     |        |             |          |
| K8   |                    | Бак запасу води             | 1      |             |          |
| K9   |                    | Бак запасу вихідної води    | 1      |             |          |
| K10  | φ630, H=28.0м      | Димова труба                | 1      |             |          |
| K11  | ОП-9Б              | Вогнегасник                 | 3      |             |          |
| K12  |                    | Економізер(утилізатор)      | 2      |             |          |

## Експлікація приміщень

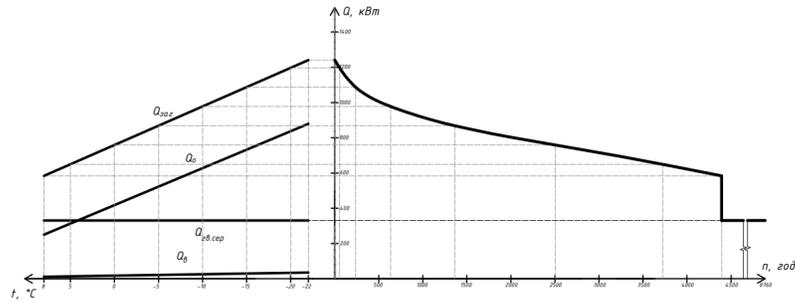
| №  | Найменування  | Площа, м² | Примітка |
|----|---------------|-----------|----------|
| 1  | Коридор       | 1,3       |          |
| 2  | Коридор       | 3,0       |          |
| 3  | Кабінет       | 7,4       |          |
| 4  | Душова        | 3,5       |          |
| 5  | Коридор       | 1,0       |          |
| 6  | Кладова       | 1,4       |          |
| 7  | Коридор       | 12,3      |          |
| 8  | Лабораторія   | 8,4       |          |
| 9  | Вбиральня     | 1,2       |          |
| 10 | Коридор       | 1,8       |          |
| 11 | Кладова       | 1,0       |          |
| 12 | Котельний зал | 210,4     |          |
| 13 | Операторська  | 42,0      |          |
| 14 | Котельний зал | 130,5     |          |
| 15 | Коридор       | 5,1       |          |
| 16 | Коридор       | 1,0       |          |

601МНТ-№20341-ДП

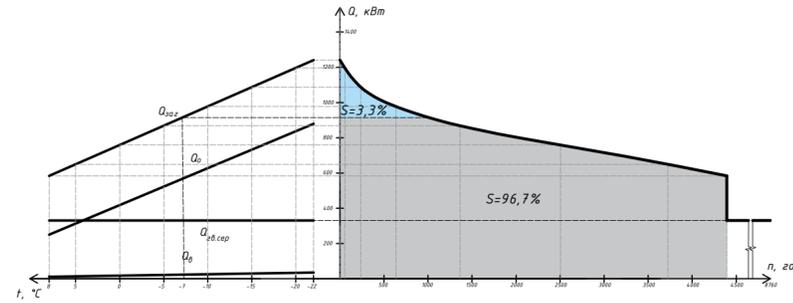
| Зм. Арк.  | № докум.      | Підпис | Дата | Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда | Літера               | Маса | Масштаб |
|-----------|---------------|--------|------|---|----------------------|------|---------|
| Виконав   | Турченко В.С. |        |      |   | Н                    |      |         |
| Перевір.  | Колієнко А.Г. |        |      |   |                      |      |         |
| Т. контр. |               |        |      |   |                      |      |         |
| Н. контр. | Гузик Д.В.    |        |      | План котельні "Набережна" М 1:100, Розріз 1-1, Обв'язка котла                         | НУПП ім Ю.Кондратюка |      |         |
| Затверд.  | Голік Ю.С.    |        |      |   |                      |      |         |

Аркуш 6 Аркушів 8

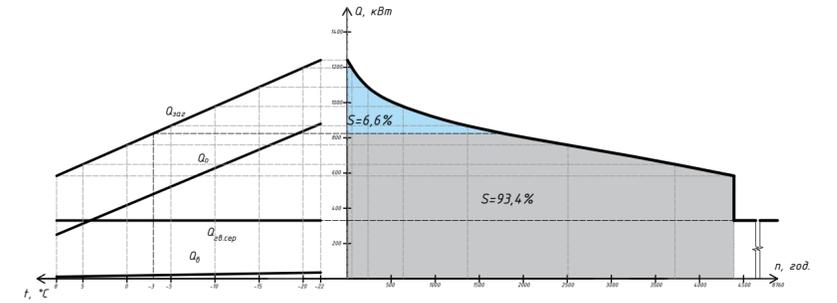
Графік відпуску теплоти котельні Олімп



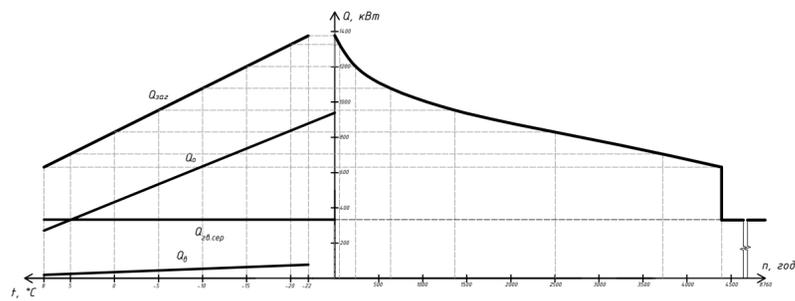
Графік відпуску теплоти котельні Олімп (60°C від Т.Н.У)



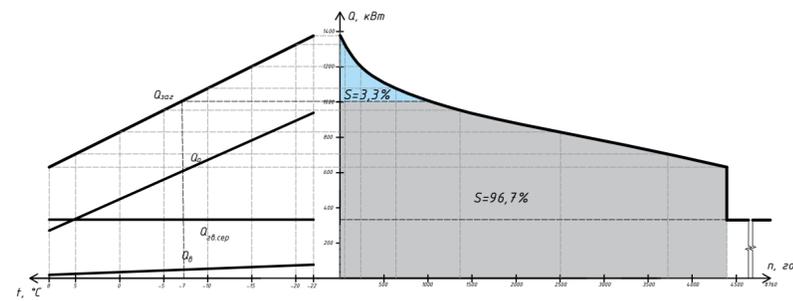
Графік відпуску теплоти котельні Олімп (55°C від Т.Н.У)



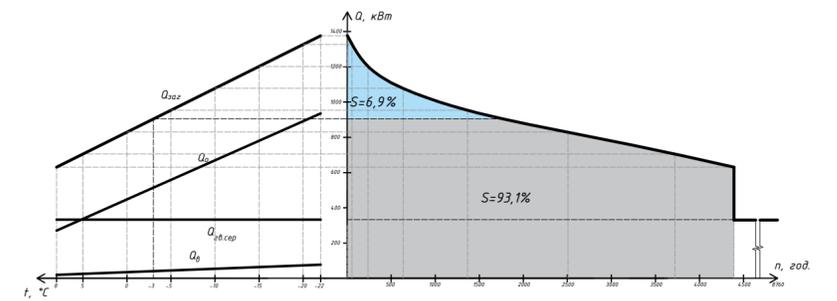
Графік відпуску теплоти котельні Набережна



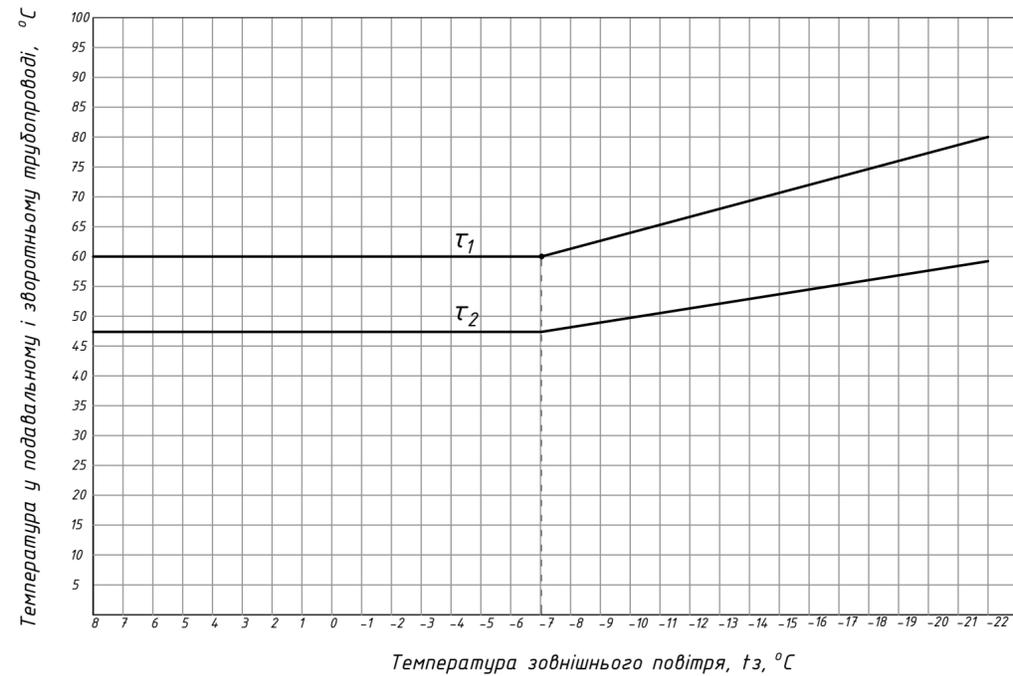
Графік відпуску теплоти котельні Набережна (60°C від Т.Н.У)



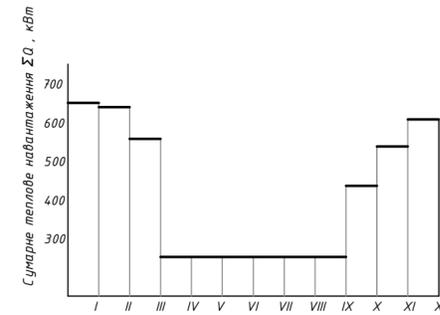
Графік відпуску теплоти котельні Набережна (55°C від Т.Н.У)



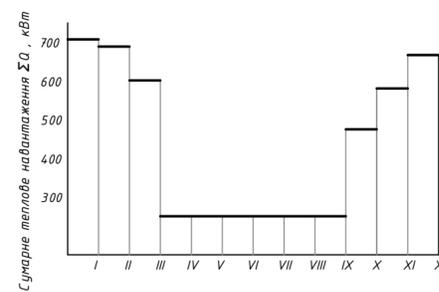
Температурний графік відпуску теплоти 80/60



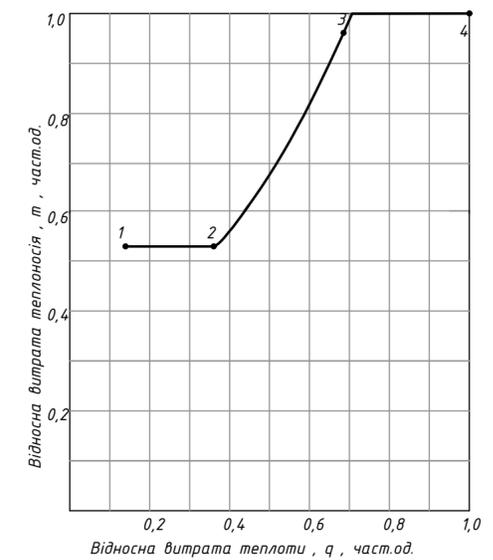
Календарний графік відпуску теплоти котельні Олімп



Календарний графік відпуску теплоти котельні Набережна



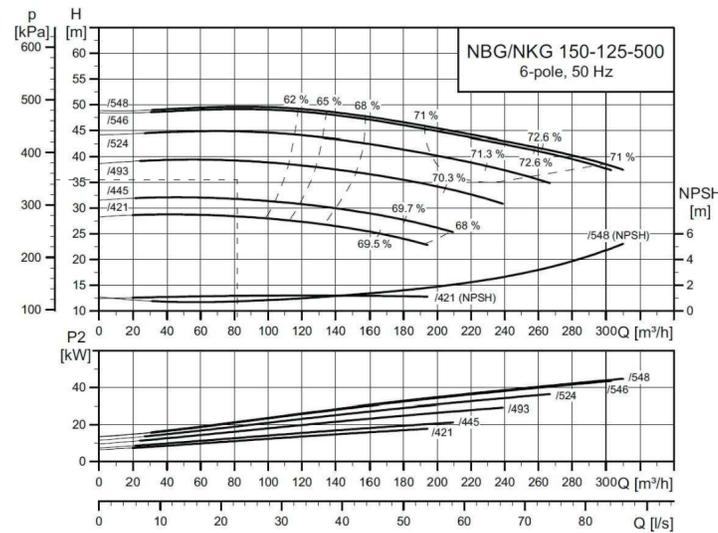
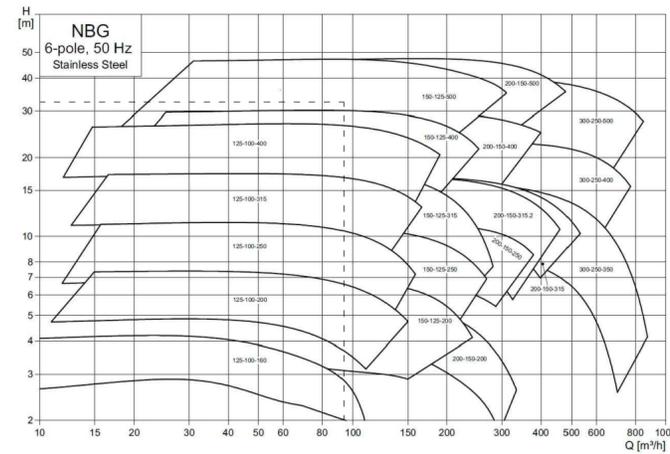
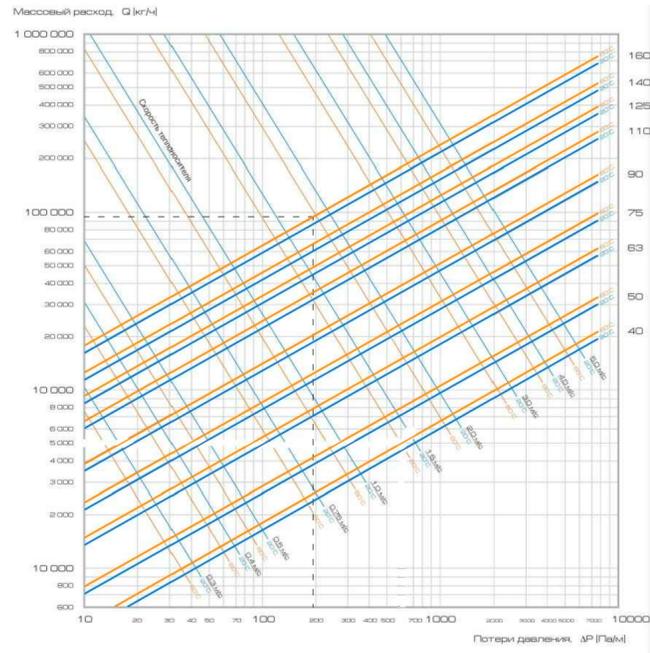
Графік залежності відностин витрат теплоти від відносних витрат теплоносія



|           |               |        |      |   |                         |           |         |
|-----------|---------------|--------|------|---|-------------------------|-----------|---------|
|           |               |        |      | <b>601МНТ-№20341-ДП</b>   |                         |           |         |
| Зм. Арк.  | № докум.      | Підпис | Дата | Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда               | Літера                  | Маса      | Масштаб |
| Виконав   | Турченко В.С. |        |      |   | Н                       |           |         |
| Перевір.  | Колієнко А.Г. |        |      |   | Аркуш 7                 | Аркушів 8 |         |
| Т. контр. |               |        |      |   | НУПП ім<br>Ю.Кондратюка |           |         |
| Н. контр. | Гузик Д.В.    |        |      | Графік відпуску теплоти, температурний графік відпуску теплоти, календарний графік відпуску теплоти |                         |           |         |
| Затверд.  | Голік Ю.С.    |        |      |   |                         |           |         |

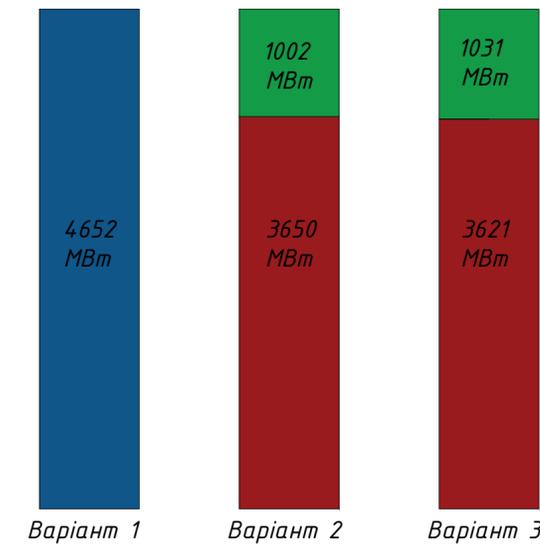
### Характеристика мережного насосу

### Залежність витрат теплоносія від питомих витрат тиску

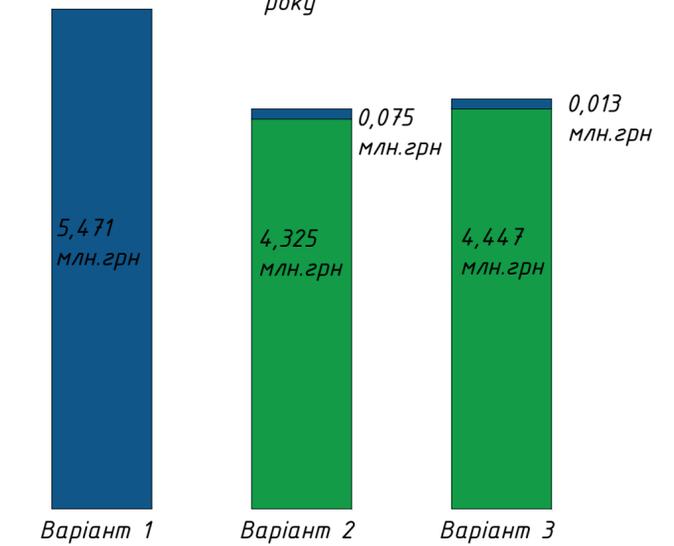


### Економічні показники котельні Набережна

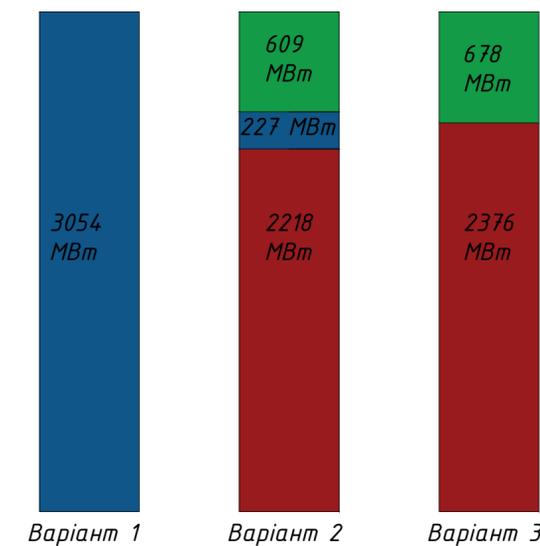
Вироблення теплоти в холодний період року



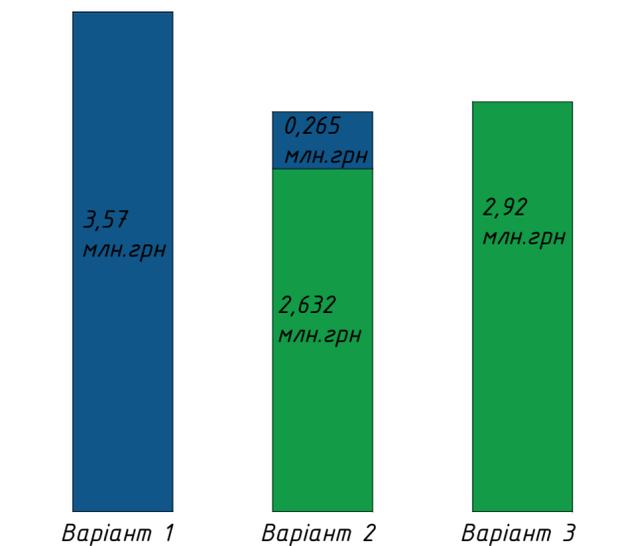
Вартість теплової енергії в холодний період року



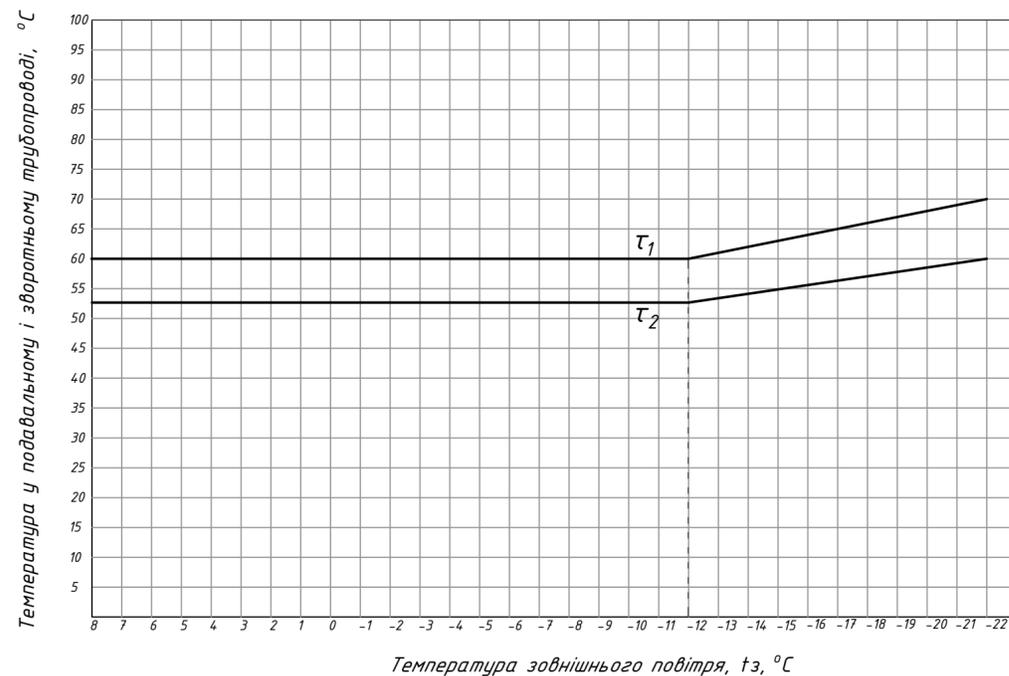
Вироблення теплоти в теплий період року



Вартість теплової енергії в теплий період року



### Температурний графік відпуску теплоти 70/60



### Примітка

- Варіант 1 - Природний газ
- Варіант 2 - Природний газ та та тепловий насос COP=3,64
- Варіант 1 - Природний газ та та тепловий насос COP=3,51

- - Електрична енергія
- - Шахтна вода
- - Природний газ

|           |               |        |      |   |                      |           |         |
|-----------|---------------|--------|------|---|----------------------|-----------|---------|
|           |               |        |      | <b>601МНТ-№20341-ДП</b>   |                      |           |         |
| Зм. Арк.  | № докум.      | Підпис | Дата | Використання теплового потенціалу рудничних вод для енергопостачання міста Мирнограда                     | Літера               | Маса      | Масштаб |
| Виконав   | Турченко В.С. |        |      |   | Н                    |           |         |
| Перевір.  | Колієнко А.Г. |        |      |   | Аркуш в              | Аркушів в |         |
| Т. контр. |               |        |      |   | НУПП ім Ю.Кондратюка |           |         |
| Н. контр. | Гузик Д.В.    |        |      | Характеристика насосу, вироблення теплоти в холодний період року, вироблення теплоти в теплий період року |                      |           |         |
| Затверд.  | Голік Ю.С.    |        |      |   |                      |           |         |