

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ
Факультет інженерних систем і екології
Кафедра теплотехніки**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗДОБУВАЧА СТУПЕНЯ ВИЩОЇ ОСВІТИ МАГІСТР**

на тему:

**Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу
теплового насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором**

Пашенка Романа Олександровича

Київ 2025 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ
Факультет інженерних систем і екології
Кафедра теплотехніки**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ Михайло КИРИЧЕНКО
« ____ » _____ 2025 року

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗДОБУВАЧА СТУПЕНЯ ВИЩОЇ ОСВІТИ МАГІСТР**

**Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу
теплого насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором**

Як здобувач вищої освіти КНУБА розумію і підтримую політику закладу з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував незгодувану допомогу під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

Здобувач **Пашенко Роман
Олександрович**
144 «Теплотехніка»
ОПП «Енергетичний менеджмент,
енергоефективні муніципальні та
промислові теплові технології»
Група ТЕМ-24
Керівник: **Пасічник П.О.**
доцент, кандидат технічних наук

Рецензент

Ідентичність підтверджую

Київ 2025 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: інженерних систем і екології

Випускова кафедра: теплогазопостачання і вентиляції

Освітній вищої освіти: Магістр

Спеціальність: 144 Теплоенергетика

Освітня програма: Енергетичний менеджмент, енергоефективні муніципальні та промислові теплові технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри теплотехніки

_____ Михайло КИРИЧЕНКО

«___» _____ 2025 року

**ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
ЗДОБУВАЧА СТУПЕНЯ ВИЩОЇ ОСВІТИ МАГІСТР**

Пашенко Роман Олександрович

1. Тема роботи «Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу теплового насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором», затверджена наказом ректора КНУБА №_____ від _____ року.
2. Керівник роботи: Пасічник Павло Олександрович, кандидат технічних наук, доцент.
3. Термін подання студентом роботи до захисту 22.12.2025 року
4. Зміст пояснювальної записки за розділами:
 - Р. 1. Вихідні дані.
 - Р. 2. Тепломеханічна частина топкової.
 - Р. 3. Моделювання температурного поля в ґрунтовому масиві.
 - Р. 4. Ефективні режими роботи теплових насосів з ґрунтовими теплообмінниками.
 - Р. 5. Теплопередача і гідродинаміка фільтрації в системі ґрунт – теплообмінник.
5. Графічний матеріал за розділами:
 - Р.2. Л1. Принципова тепла схема;
 - Р.2. Л.2. Розміщення свердловин;
 - Р.2. Л.3. Фрагмент ген.плану, план на відм.0.000;
 - Р.2. Л.4. Розріз 1-1; розріз 2-2; розріз 3-3;
 - Р.2. Л.5. Аксонометричні схеми трубопроводів;
 - Р.2. Л.6. Візуалізація теплового пункту;
 - Р.3. Л.7. Розподіли швидкості і температури в ґрунтовому масиві: $\Delta p=10000$ Па; $\varphi=0,4$; $d_p=0,1$ мм;
 - Р.5. Л.8. Дослідження параметрів теплообміну в ґрунтовому теплообміннику;

Р.5. Л.9. Залежність роботи ґрунтового теплообмінника від характеристик ґрунта;

Р.5. Л.10. Висновки;

6. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Перевірив | |
|--------|---|-----------|--------|
| | | Дата | Підпис |
| | | | |

7. Календарний план виконання роботи:

| Види робіт та їх зміст | Дата виконання |
|--|------------------|
| Вступ | квітень 2025 р. |
| Розділ 1. Вихідні дані | квітень 2025 р. |
| Розділ 2. Тепломеханічна частина топкової | червень 2025 р. |
| Розділ 3. Моделювання температурного поля в ґрунтовому масиві. | липень 2025 р. |
| Розділ 4. Ефективні режими роботи теплових насосів з ґрунтовими тепло-обмінниками | вересень 2025 р. |
| Розділ 5. Теплопередача і гідродинаміка фільтрації в системі ґрунт – теплообмінник | жовтень 2025 р. |
| Остаточне оформлення роботи | грудень 2025 р. |
| Направлення роботи для перевірки на плагіат | грудень 2025 р. |
| Направлення роботи на рецензування | грудень 2025 р. |

8. Дата видачі завдання _____

Керівник _____ Пасічник П.О.
(підпис)

Здобувач _____ Пащенко Р.О.
(підпис)

| | | | |
|--|---|--|----------------------------|
| РЕЗЮМЕ (SUMMARY) <i>до кваліфікаційної випускної роботи здобувача:</i> | | Пащенко Роман Олександрович <i>Pashchenko Roman Oleksandrovich</i> | |
| <i>ЗВО</i> | Київський національний університет будівництва і архітектури | | |
| <i>Тема (українською та англійською)</i> | Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу теплового насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором / Investigation of the influx of authorities into the soil massif on functioning of a ground-to-water heat pump with a vertical collector | | |
| <i>Освітній ступінь</i> | Магістр | | |
| <i>Факультет</i> | Інженерних систем та екології | | |
| <i>Випускова кафедра</i> | Теплотехніки | | |
| <i>Спеціальність</i> | 144 «Теплоенергетика» | | |
| <i>Освітня програма</i> | Енергетичний менеджмент, енергоефективні муніципальні та промислові теплові технології | | |
| <i>Керівник</i> | к.т.н., доц. Пасічник П.О. | | |
| <i>Обсяг роботи:</i> | <i>пояснювальна записка, стор.</i> | <i>розділів</i> | <i>креслень формату А1</i> |
| | 90 | 5 | 10 |
| <i>Вступ</i> | | | |
| <i>Розділ 1</i> | Вихідні дані | | |
| <i>Розділ 2</i> | Тепломеханічна частина топкової | | |
| <i>Розділ 3.</i> | Моделювання температурного поля в ґрунтовому масиві | | |
| <i>Розділ 4.</i> | Ефективні режими роботи теплових насосів з ґрунтовими теплообмінниками | | |
| <i>Розділ 5.</i> | Теплопередача і гідродинаміка фільтрації в системі ґрунт – теплообмінник | | |
| <i>Висновки по роботі:</i> | <p>1. Результати чисельних досліджень показали, що наявність градієнта тиску вздовж ґрунтового масиву викликає рух ґрунтових вод, який сприяє збільшенню тепловіддачі від ґрунтового масиву до теплообмінника. При зростанні градієнта тиску збільшується швидкість руху ґрунтових вод, а також сумарний тепловий потік дотеплоносія в теплообміннику.</p> <p>2. Мінімальний рівень теплообміну спостерігається при відсутності повздовжнього руху ґрунтових вод. Найбільш суттєвим вплив повздовжнього градієнта тиску на теплообмін виявляється при збільшенні градієнта тиску від 0 до 500 Па/м. Тепловий потік при цьому збільшується на 65%. При подальшому зростанні градієнта тиску тепловий потік продовжує збільшуватися, але менш інтенсивно. При збільшенні градієнта тиску від 500 Па/м до 2750 Па/м тепловий потік Q збільшується тільки на 8 %.</p> <p>3. На осереднену швидкість фільтраційного руху ґрунтових вод впливає середній діаметр його частинок. З результатів чисельних досліджень випливає, середня швидкість фільтраційної течії рідини крізь пористий ґрунтовий масив збільшується зі збільшенням діаметра його частинок. зі збільшенням діаметра частинок також збільшується кількість теплоти,</p> | | |

| | |
|---|---|
| | <p>що надходить від ґрунтового масиву до теплоносія. Це пов'язано зі зростанням швидкості течії ґрунтових вод зі збільшенням діаметра частинок.</p> <p>4. Вплив діаметра частинок на тепловий потік більш суттєвий при менших значеннях повздовжнього градієнта тиску. При зростанні діаметра частинок від 0,1 мм до 0,4 мм тепловий потік у випадку $\Delta p / u_{\max} = 274,72$ Па/м зростає на 46%. У випадку ж $\Delta p / u_{\max} = 2747,2$ Па/м тепловий потік при такому ж збільшенні діаметра частинок зростає на 10%.</p> <p>5. Таким чином, якщо оцінювати теплову ефективність U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника по кількості теплоти, що теплообмінник вилучає з ґрунтового масиву, то вона збільшується при збільшенні повздовжнього градієнта тиску в ґрунтовому масиві, який викликає збільшення швидкості ґрунтових вод. Збільшення діаметра частинок ґрунту при сталій пористості також сприяє збільшенню ефективності теплообмінника</p> |
| <p><i>Ключові слова:</i> <i>Keywords:</i></p> | <p>Тепловий насос, фільтраційна течія, енергоефективність, нетрадиційні джерела енергії / Heat pump, filtration flow, energy efficiency, non-traditional energy sources</p> |

Здобувач: _____/Роман ПАЩЕНКО/

Керівник: _____/Павло ПАСІЧНИК/

15 грудня 2025 року

ВСТУП

В даній роботі для потреб теплопостачання приватного будинку у с. Білогородка Київської області розробляється топкова на основі ґрунтового теплового насосу з вертикальним колектором. Також дослідженню підлягає проблема впливу течії ґрунтових вод на характеристики експлуатації ґрунтового теплообмінника.

Топкова, запроектована на базі теплового насосу типу ґрунт-вода Terra 40 виробництва компанії "Ochsner" (Австрія), номінальна теплова продуктивність теплового насосу 40 кВт. Резервне джерело теплопостачання - електрокотел Kospel EKCO L2 потужністю 24 кВт. Допоміжним обладнанням являється буферна ємність системи опалення ВТА-4 об'ємом 1000л виробництва компанії "Теплобак" (Україна), ємнісний водонагрівач для системи гарячого водопостачання ВТЕ-1 об'ємом 500л виробництва "Теплобак" (Україна) з теплообмінником для сонячного колектора, теплообмінник для системи ГВП СВ30 виробництва "Alfa laval" (Швеція) потужністю 40 кВт, теплообмінник для системи пасивного холодопостачання СВ110 виробництва "Alfa laval" (Швеція) потужністю 25 кВт, циркуляційні насоси виробництва "Grundfos" (Данія), мембранні розширювальні баки виробництва "Varem", трьохходові клапани з сервоприводами "ESBE" (Швеція), насосні групи "Meibes" (Німеччина).

Топкова забезпечує теплопостачання контурів систем радіаторного, підлогового та стінового опалення, гарячого водопостачання, систем вентиляції та басейну, а також системи пасивного холоду.

Приготування води на потреби гарячого водопостачання відбувається в ємнісному водонагрівачі на 500 л з циркуляцією гарячої води за допомогою насоса з корпусом з нержавійочної сталі. Управління контурами теплопостачання відбувається за допомогою контролера теплового насосу. Дана автоматика має погодозалежне управління і вимірює температуру подавального на споживачів

| | | | | | | | |
|---------------|--------|------|--------|-------|------|--|------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

Кваліфікаційна робота магістра

Арк.

2

теплоносія в залежності від зовнішньої температури. Циркуляція теплоносія - з механічним спонуканням за допомогою циркуляційних насосів. Теплоносій - вода з параметрами теплоносія 55/45°C для опалення в номінальному режимі. Холодоносій - вода з параметрами холодоносія 14/18°C в номінальному режимі. Трубопроводи топкової - труби сталеві водогазопровідні ГОСТ 3262-75. Трубопроводи контуру "теплообмінник - бак ГВП" - труби ППР PN16. Трубопроводи ґрунтового контуру - труби ПЕ80 SDR17. Трубопроводи топкової ізолюються теплоізоляцією з вспіненого поліетилену товщиною 9мм.

Важливим елементом теплового насосу типу "ґрунт - вода" є підземний теплообмінник, за допомогою якого теплота вилучається з ґрунту. Від його ефективності залежить якість роботи теплонасосної установки у цілому. Питанням вдосконалення цих пристроїв на сьогоднішній день приділяється велика увага. Вертикальні теплообмінники зазвичай мають U - подібну форму і облаштовуються на велику глибину. Одним з факторів, що впливають на показники роботи ґрунтового теплообмінника, є рух ґрунтових вод. Цей рух може здійснюватися як рахунок термогравітаційної конвекції, так і внаслідок наявності перепаду тиску вздовж ґрунтового масиву. Перепад тиску може виникати, наприклад, при наявності ухилу місцевості. Більшість чисельних моделей, що застосовуються для визначення теплотехнічних характеристик ґрунтових теплообмінників, враховують лише перенесення теплоти теплопровідністю в ґрунтовому масиві. Моделі, що не враховують конвекційне перенесення теплоти, можуть в ряді випадків бути недостатньо точними для прогнозування теплових режимів ґрунтових теплообмінників на тривалий період експлуатації.

Метою досліджень є визначення впливу перепаду тиску в ґрунтовому масиві, швидкості течії ґрунтових вод та діаметру частинок ґрунту на ефективність роботи теплообмінників вимагає подальших додаткових досліджень.

З метою визначення впливу ґрунтових вод на температурний режим ґрунтового теплообмінника проведено відповідні чисельні дослідження. Вони

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 3 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

полягають у скінчено-різницевому розв'язанні системи рівнянь нерозривності, перенесення імпульсу та перенесення теплоти з наведеними граничними умовами. Чисельні дослідження проведено для області ґрунтового масиву, що має форму прямокутного паралелепіпеда. Його довжина (y_{\max}) і ширина (x_{\max}) дорівнюють 3,5 м. Висота розрахункової області $z_{\max}=17$ м. Ґрунтовий теплообмінник квадратного перерізу виготовлено з поліетиленових труб. Сторона квадрата $D=0,1$ м. Товщина стінок каналу $\delta=2$ мм. Вважається, що довжина каналу теплообмінника складає $L=32,8$ м. Глибина його зарушення в ґрунт $H=16$ м. Витрата теплоносія (водний розчин поліпропіленгліколю) дорівнює $G=0,25 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Температура теплоносія на вході в теплообмінник $t_0=5^\circ$ С. Температура ґрунтових вод, що надходять в досліджувану область, дорівнює $t_\infty=10^\circ$ С.

Результати чисельних досліджень показали, що наявність градієнта тиску вздовж ґрунтового масиву викликає рух ґрунтових вод, який сприяє збільшенню тепловіддачі від ґрунтового масиву до теплообмінника. При зростанні градієнта тиску збільшується швидкість руху ґрунтових вод, а також сумарний тепловий потік до теплоносія в теплообміннику. Мінімальний рівень теплообміну спостерігається при відсутності повздовжнього руху ґрунтових вод. Найбільш суттєвим вплив повздовжнього градієнта тиску на теплообмін виявляється при збільшенні градієнта тиску від 0 до 500 Па/м. Тепловий потік при цьому збільшується на 65%. При подальшому зростанні градієнта тиску тепловий потік продовжує збільшуватися, але менш інтенсивно. При збільшенні градієнта тиску від 500 Па/м до 2750 Па/м тепловий потік Q збільшується тільки на 8 %. На осереднену швидкість фільтраційного руху ґрунтових вод впливає середній діаметр його частинок. З результатів чисельних досліджень випливає, середня швидкість фільтраційної течії рідини крізь пористий ґрунтовий масив збільшується зі збільшенням діаметра його частинок. Зі збільшенням діаметра частинок також збільшується кількість теплоти, що надходить від ґрунтового масиву до теплоносія. Це пов'язано зі зростанням швидкості течії ґрунтових вод зі збільшенням діаметра частинок. Вплив діаметра частинок на тепловий потік

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 4 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

більш суттєвий при менших значеннях повздовжнього градієнта тиску. При зростанні діаметра частинок від 0,1 мм до 0,4 мм тепловий потік у випадку $\Delta p / u_{\max} = 274,72$ Па/м зростає на 46%. У випадку ж $\Delta p / u_{\max} = 2747,2$ Па/м тепловий потік при такому ж збільшенні діаметра частинок зростає на 10%. Таким чином, якщо оцінювати теплову ефективність U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника по кількості теплоти, що теплообмінник вилучає з ґрунтового масиву, то вона збільшується при збільшенні повздовжнього градієнта тиску в ґрунтовому масиві, який викликає збільшення швидкості ґрунтових вод. Збільшення діаметра частинок ґрунту при сталій пористості також сприяє збільшенню ефективності теплообмінника.

| | | | | | | | |
|------------|---------------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| Інв. № ор. | Підпис і дата | | | | | Зам. інв. № | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 5 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | | |

1. ВИХІДНІ ДАНІ

1.1 Кліматичні дані

Проект «Система опалення житлового будинку по вул. Чайки, 34 в с. Шевченкове, Києво-Святошинського району» розроблений на підставі завдання на проектування та договору.

Технічні рішення прийняті з урахуванням та дотриманням діючих норм та правил:

- ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі»;
- ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія»;
- ДБН В.2.5-20-2001 «Газопостачання»;
- СНиП II-35-76 «Котельные установки. Нормы проектирования»;
- ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування;
- ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній водопровід та каналізація;
- Правил пожежної безпеки України;
- Рекомендацій по проектуванню дахових, вбудованих і прибудованих котельних установок та установлення побутових теплогенераторів, працюючих на природному газі;

1.2. Вихідні дані

| | |
|--|--------------------|
| Населений пункт | с. Білогородка |
| Вентильований об'єм | 950 м ³ |
| Опалювальна площа | 240 м ² |
| Розрахункові параметри зовнішнього повітря | |
| Барометричний тиск | 746 мм рт.ст. |
| Холодний період року: | |
| Температура зовнішнього повітря | -22 °С; |
| Ентальпія | -20,7 кДж/кг; |
| Швидкість вітру | 4,2 м/с; |
| Теплий період року: | |
| Температура зовнішнього повітря | 28,7 °С; |

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 6 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | | |

| | |
|----------------------------------|--------------|
| Ентальпія | 56,1 кДж/кг; |
| Швидкість вітру | 1 м/с |
| Тривалість опалювального періоду | 187 діб |

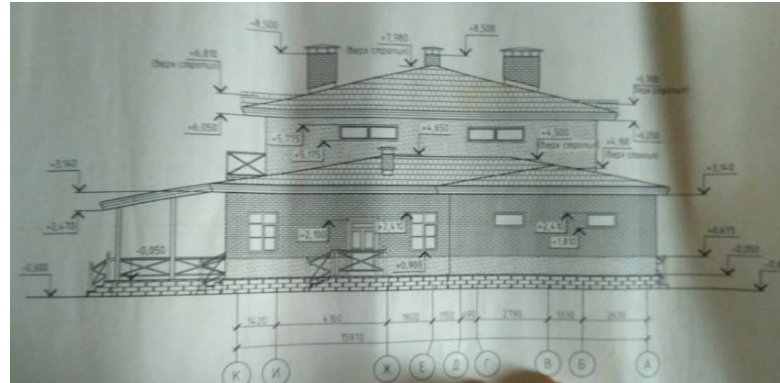


Рис.1. Загальний вигляд будинку

1.3. Розрахунок теплового навантаження на опалення

1.3.1. Розрахунок термічного опору огорожуючих конструкцій

- Розрахунок термічного опору стін

Таблиця 2

| № | Опис огороження | | Теплотехнічні характеристики | Опір теплопередачі і-го шару конструкції, (м*°C)/Вт |
|---|-------------------------------|-------------|------------------------------|---|
| | Назва і-го шару конструкції | Товщина, мм | Теплопровідність, Вт/(м*°C) | |
| 1 | Цементно-піщана штукатурка | 20 | 0,81 | 0,025 |
| 2 | Газобетон | 340 | 0,147 | 2,31 |
| 3 | Керамічна облицювальна плитка | 10 | 0,96 | 0,01 |
| 4 | Цементно-піщана штукатурка | 20 | 0,81 | 0,025 |
| Сумарний термічний опір шарів конструкції огороження, (м*°C)/Вт | | | | 2,37 |
| Опір тепловіддачі внутрішньої поверхні конструкції, (м*°C)/Вт | | | | 0,115 |
| Опір тепловіддачі зовнішньої поверхні конструкції, (м*°C)/Вт | | | | 0,043 |
| Приведений термічний опір огороження, (м*°C)/Вт | | | | 2,528 |
| Приведений коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м*°C) | | | | 0,396 |

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата |
|-----|--------|------|--------|-------|------|

Кваліфікаційна робота магістра

- Розрахунок термічного опору покрівлі

| № | Опис огороження | | Теплотехнічні характеристики | Опір теплопередачі і-го шару конструкції, (м°С)/Вт |
|--|-----------------------------|-------------|------------------------------|--|
| | Назва і-го шару конструкції | Товщина, мм | Теплопровідність, Вт/(м°С) | |
| 1 | Покрівельний матеріал | 10 | 0,23 | 0,043 |
| 2 | Мінеральна вата | 100 | 0,041 | 2,4 |
| Сумарний термічний опір шарів конструкції огороження, (м°С)/Вт | | | | 2,443 |
| Опір тепловіддачі внутрішньої поверхні конструкції, (м°С)/Вт | | | | 0,115 |
| Опір тепловіддачі зовнішньої поверхні конструкції, (м°С)/Вт | | | | 0,043 |
| Приведений термічний опір огороження, (м°С)/Вт | | | | 2,601 |
| Приведений коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м°С) | | | | 0,384 |

Таблиця3

- .Розрахунок термічного опору підлоги

Таблиця4

| № | Опис огороження | | Теплотехнічні характеристики | Опір теплопередачі і-го шару конструкції, (м°С)/Вт |
|--|-----------------------------|-------------|------------------------------|--|
| | Назва і-го шару конструкції | Товщина, мм | Теплопровідність, Вт/(м°С) | |
| 1 | Підлога | - | - | 4,095 |
| Приведений термічний опір огороження, (м°С)/Вт | | | | 4,095 |
| Приведений коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/(м°С) | | | | 0,244 |

- Термічний опір двокамерного склопакета з повітряним заповнювачем складає 0,52 (м2*оС)/Вт.

1.3.2. Розрахунок тепловтрат будинку

Таблиця5

| Приміщення | | | Тепловтрати | | | |
|-------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------|--------------------------|-------------------------------------|----------------------|
| Перелік приміщень | $t_{вн}, ^\circ\text{C}$ | $t_{зов}, ^\circ\text{C}$ | A, м ² | k, Вт/м ² ·°С | $(t_{вн}-t_{зов})n, ^\circ\text{C}$ | Q _{ог} , Вт |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| | | | | | | |

Кваліфікаційна робота магістра

Арк.

8

Зам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № ор.

| | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата |
| | | | | | |

| | | | | | | |
|---------|----|-----|-----|-------|------|-------------|
| Вікна | 20 | -22 | 25 | 1,923 | 42,0 | 2020 |
| Стіна | 18 | -22 | 252 | 0,396 | 42,0 | 4187 |
| Підлога | 18 | -22 | 140 | 0,244 | 42,0 | 1435 |
| Стеля | 18 | -22 | 140 | 0,384 | 42,0 | 2258 |
| Всього | | | | | | 9900 |

1.3.3. Розрахунок теплового навантаження на систему гарячого водопостачання:

$$Q_{г.в.макс.} = 2,4 \cdot Q_{г.в.сер.}$$

$$Q_{г.в.сер.} = q_{п} \cdot m$$

$Q_{г.в.макс.}$ – максимальний тепловий потік на гаряче водопостачання, Вт;

$Q_{г.в.сер.}$ - середній тепловий потік на гаряче водопостачання, Вт;

$q_{п}$ – питомий тепловий потік на гаряче водопостачання на одну людину (ДБН В.2.5-39:2008) Вт;

m – кількість проживаючих людей;

$$Q_{г.в.макс.} = 2,4 \cdot 407 \cdot 5 = 4884 \text{ Вт.}$$

1.3.4. Розрахунок теплового навантаження на вентиляцію:

Для комфортного перебування людей у житловому приміщенні достатньо забезпечити 1-кратний повітрообмін. Вентильований об'єм приміщення становить 950 м³. Теплове навантаження розраховується:

$$Q_{вент.} = G_{пов.} \cdot c_{п} \cdot \Delta T;$$

$Q_{вент.}$ – теплове навантаження на систему вентиляції, Вт;

$G_{пов.}$ – витрата припливного повітря, кг/с;

$c_{п}$ – питома теплоємність повітря, приймається 1005 кДж/(кг·°С);

m – кількість проживаючих людей;

| | | | | | | | | |
|---------------|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|-----------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. 9 |
| | | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. 9 |
| | | | | | | | | |
| Інв. № ор. | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. 9 |
| | | | | | | | | |

$$Q_{\text{вент.}} = 950 \cdot 1005 \cdot 42 / 3600 = 11140 \text{ Вт};$$

Підбір теплового обладнання:

$$Q_{\text{кот.}} = \sum Q_i ; = 9900 + 4884 + 11140 = 25924 \text{ Вт} \approx 26 \text{ кВт}$$

Підбираємо ґрунтовий тепловий насос Ochsner Terra 40 потужністю 32 кВт.

Характеристики в додатку 1.

| | | | | | | | |
|------------|---------------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| Інв. № ор. | Підпис і дата | | | | | Зам. інв. № | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | | 10 |

2 ТЕПЛОМЕХАНІЧНА ЧАСТИНА ТОПКОВОЇ

2.1. Теплова схема

Топкова, запроектована на базі теплового насосу типу ґрунт-вода Terra 40 виробництва компанії "Ochsner" (Австрія), номінальна теплова продуктивність теплового насосу 40 кВт. Резервне джерело теплопостачання - електрокотел Kospel ЕКСО L2 потужністю 24 кВт. Допоміжним обладнанням являється буферна ємність системи опалення ВТА-4 об'ємом 1000л виробництва компанії "Теплобак" (Україна), ємнісний водонагрівач для системи гарячого водопостачання ВТЕ-1 об'ємом 500л виробництва "Теплобак" (Україна) з теплообмінником для сонячного колектора, теплообмінник для системи ГВП СВ30 виробництва "Alfa laval" (Швеція) потужністю 40 кВт, теплообмінник для системи пасивного холодопостачання СВ110 виробництва "Alfa laval" (Швеція) потужністю 25 кВт, циркуляційні насоси виробництва "Grundfos" (Данія), мембранні розширювальні баки виробництва "Varem", трьохходові клапани з сервоприводами "ESBE" (Швеція), насосні групи "Meibes" (Німеччина).

Топкова забезпечує теплопостачання контурів систем радіаторного, підлогового та стінового опалення, гарячого водопостачання, систем вентиляції та басейну, а також системи пасивного холоду.

Приготування води на потреби гарячого водопостачання відбувається в ємнісному водонагрівачі на 500 л з циркуляцією гарячої води за допомогою насоса з корпусом з нержавійчої сталі. Управління контурами теплопостачання відбувається за допомогою контролера теплового насосу. Дана автоматика має погодозалежне управління і вимірює температуру подавального на споживачів теплоносія в залежності від зовнішньої температури. Циркуляція теплоносія - з механічним спонуканням за допомогою циркуляційних насосів. Теплоносій - вода з параметрами теплоносія 55/45°C для опалення в номінальному режимі. Холодоносій - вода з

| | | | | | | | |
|---------------|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 11 |

параметрами холодоносія 14/18°C в номінальному режимі. Трубопроводи топкової - труби сталеві водогазопровідні ГОСТ 3262-75. Трубопроводи контуру "теплообмінник - бак ГВП" - труби ППР PN16. Трубопроводи ґрунтового контуру - труби PE80 SDR17. Трубопроводи топкової ізолюються теплоізоляцією з вспіненого поліетилену товщиною 9мм.

2.2. Підбір основного обладнання

2.2.1. Підбір теплообмінників

Вибір теплообмінника передбачає вибір форми, розмірів і кількості пластин, а також схеми їх укладки в блок теплообмінного апарату. При цьому через багато можливих варіацій, навіть у одного виробника теплообмінників на кожний запит може бути підібрано кілька різних теплообмінних апаратів.

Пластини для теплообмінників, виготовлені різними виробниками, навіть при схожих розмірах, не є взаємозамінними і мають властиві тільки їм теплотехнічні особливості. Саме тому теплообмінники у кожного виробника підбираються за індивідуальними методиками. Виробники теплообмінників не розкривають методики підбору навіть своїм регіональним партнерам, надаючи їм лише програмне забезпечення, яке після введення вихідних даних видає готовий результат.

Отже, цей онлайн калькулятор допоможе вам правильно сформулювати запит на вибір теплообмінника і за вашим бажанням відправить його декільком виробникам.

Розрахунок теплообмінника для системи опалення. При розрахунку пластинчастого теплообмінника знехтувано незначними втратами тепла від корпусу апарату, тобто прийнято, що все тепло віддане теплоносієм у контурі що гріє, передається теплоносію в контурі що нагрівається. Тому в розрахунку завжди повинен бути дотриманий тепловий баланс теплової потужності по двох контурах.

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 12 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

Перевірити правильність теплового балансу між контуром що гріє і контуром що нагрівається, можна за формулою:

$$Q[\text{кВт}] = 1.163 \cdot G[\text{т/год}] \cdot dt[^\circ\text{C}]$$

Отримані значення кількості тепла після підстановки параметрів обох контурів повинні бути рівними.

При розрахунку пластинчастого теплообмінника для системи опалення вихідними даними є величини теплової потужності системи опалення і розрахунковий температурний графік системи опалення та джерела тепла. У результаті розрахунку визначається витрата теплоносія в контурах що гріється та нагрівається.

Основною особливістю розрахунку теплообмінника для системи опалення є те, що теплообмінний апарат повинен забезпечувати коректну роботу як у максимальному, так і у перехідному режимах експлуатації.

Максимальним режимом при виборі теплообмінника вважається режим з розрахунковою для системи опалення температурою зовнішнього повітря (для Києва це -22°C). У розрахунковому режимі від джерела тепла надходить теплоносій з максимальною температурою на піку (якщо джерелом є тепла мережа, то це може бути $120/70^\circ\text{C}$, тобто в подачі 120°C , а в обрраті 70°C , а в автономній котельні може бути прийнятий режим $95/70^\circ\text{C}$). У розрахунковому режимі у систему опалення вода надходить також з максимальною температурою на піку температурного графіка, наприклад $90/70^\circ\text{C}$ або $80/60^\circ\text{C}$, залежно від того, який прийнятий при її проектування.

Перехідним режимом вважається режим з середньою температурою зовнішнього повітря за опалювальний період в місті, де передбачається встановлення теплообмінника (для Києва це -0.1°C). Температури теплоносія в перехідному режимі на вводі джерела тепла та на вході в систему опалення відповідно нижче і визначаються за температурним графіком при відповідній

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 13 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

температурі зовнішнього повітря.

Для мешканців України доступна опція вибору міста, при цьому температури зовнішнього повітря для розрахункового та перехідного режимів будуть обрані автоматично згідно ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 "Будівельна кліматологія", а для жителів інших країн потрібно буде ввести температури вручну.

Розрахунок теплообмінника для системи гарячого водопостачання.

Наявність систем децентралізованого підігріву води для побутового гарячого водопостачання в теплових мережах накладає на їх температурні режими обов'язки щодо підтримки температури води в подаючому трубопроводі вище на 10-15°C від температури гарячої води що повинна подаватись у систему ГВП.

Отже, в теплових мережах, що та знижують температуру води в подаючому трубопроводі при підвищенні температури зовнішнього повітря, завжди є так звана "точка зламу", в якій для систем опалення можна було б уже подавати й більш холодну воду, але вода подається з температурою 65°C, щоб нею можна було нагріти гарячу воду для системи гарячого водопостачання. Подібний температурний режим при відсутності регулювання призводить до перетоплення системи опалення, але звільняє теплову мережу від обов'язків щодо централізованого підігріву та транспортування гарячої води для системи ГВП.

Тому в контурі що гріє температуру води на вході в теплообмінник приймають 65°C, а на виході задаються температурою 30°C.

У контурі що нагрівається задаються температурою 5°C на вході в теплообмінник та 55°C на виході з нього.

Підбір в додатку 2 та 3.

| | | | | | | | | | | |
|------------|---------------|-------------|--------------------------------|--------|------|--------|-------|------|------|----|
| Інв. № ор. | Підпис і дата | Зам. інв. № | | | | | | | Арк. | |
| | | | Кваліфікаційна робота магістра | | | | | | | 14 |
| | | | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

2.2.2. Підбір баків-накопичувачів

Підбір теплоакумулятора

Бак акумулятор підбирають під раніше обране джерело тепла (котел) і розраховують таким чином, щоб він міг акумулювати все тепло вироблене цим джерелом, або під споживача якого слід забезпечити теплом, виробленим до часу теплоспоживання джерелом малої потужності.

Пріоритетом у підборі бака акумулятора буде **джерело**, якщо його потужність або час теплонадходження лімітовано, наприклад:

- у схемі з твердопаливним котлом для акумулювання тепла разового завантаження палива та подальшим розбором системою опалення протягом доби.
- сонячним колектором певної потужності зі збиранням тепла у світлий час доби та піковим або рівномірним використанням протягом доби у системі гарячого водопостачання.

Пріоритетом у підборі теплоакумулятора буде **споживач**, якщо потрібно покрити задане теплове навантаження за певний час, наприклад:

- в системах опалення джерелом тепла в яких є електричний котел, що працює тільки під час дії зниженого нічного тарифу;
- у системах гарячого водопостачання із заданим високим піковим споживанням гарячої води та нагріванням цієї води джерелом малої потужності протягом доби (таку схему застосовують у лазнях)

Розрахунок теплоакумулятора полягає у визначенні акумулюючої здатності запасеного об'єму води. Акумулюючу здатність води характеризує теплоємність, що дорівнює $4,187 \text{ кДж} \cdot \text{кг}/^\circ\text{C}$. Це означає, що для нагрівання одного кілограма води на 1 градус необхідно підвести кількість тепла

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 15 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

еквівалентну 4,187 кДж або, що теж саме, = 1 ккал = 1,163 Вт. Наприклад, якщо у нас є бак акумулятор тепла об'ємом 1000 літрів (далі умовно прийнята маса 1 літра води рівна 1 кг) і ми його нагріємо на 50 градусів, то в ньому буде акумульовано теплової енергії $1000 \cdot 50 = 50\,000$ ккал = 0.05 Гкал = 58 кВт.год. При відборі тепла та охолодженні бака на 50 градусів від нього буде відведено відповідно 0,05 Гкал тепла.

Залежно від схеми застосування використовуються різні методики розрахунку акумуляторів тепла, але загалом при підборі слід враховувати:

- Чим більше пікове теплоспоживання відрізняється від середньогодинного і чим довше його тривалість, тим більше має бути обсяг бака накопичувача тепла.
- Чим більше пікове теплонадходження і чим менша його тривалість, тим більше має бути потужність теплообмінного апарату незалежно зовнішній він або інтегрований в бак накопичувач гарячої води.
- Номінальний тиск бака накопичувача тепла PN має бути більшим за максимальний робочий тиск у точці його підключення.
- У баках акумуляторів гарячої води з двома і більше теплообмінниками - системи з більшою температурою підключаються до верхніх теплообмінників, а з меншою - до нижніх.
- Бак теплоакумулятор, підключений до твердопаливного котла, повинен акумулювати тепло, що генерується, як мінімум разовим завантаженням котла.
- У всіх схемах з баками акумуляторами гарячої води обов'язково повинні бути присутні - розширювальний бак та запобіжний клапан.

Підбір в додатку 4.

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 16 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | | |

3. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ҐРУНТОВОМУ МАСИВІ

Зростання вартості енергетичних ресурсів, зокрема викопного палива, спричиняє пошук нових способів виробництва енергії. У галузі енергетики та енергозбереження проводиться розроблення нових методів виробництва енергії, удосконалюються традиційні методивиробництва, розробляються енергозберігаючі процеси, підвищується ефективність роботи обладнання, використовуються відновлювальні джерела енергії. Розв'язати важливу проблему здешевлення енергоресурсів можна шляхом використання енергії сонця, вітрової енергії, геотермальної та інших видів енергії. Це дозволить зекономити матеріальні ресурси та мінімізувати забруднення навколишнього середовища.

Ефективний метод економії палива та захисту навколишнього середовища полягає у використанні теплонасосних установок, які дозволяють з мінімальними витратами комплексно розв'язувати нагальні проблеми енергозбереження. У перспективі теплові насоси (ТН) можуть відіграти вирішальну роль у використанні відновлювальних джерел енергії, зокрема в сільському господарстві.

Теплонасосна установка (ТНУ) ефективно трансформує електроенергії в теплову енергію. Використання ТНУ може забезпечити значну економію палива порівняно з використанням палива в котельнях. Особливий інтерес поміж споживачів викликає використання низькопотенційної теплоти ґрунту. Перевагою цього джерела є повсюдна доступність та відносно постійна температура. Системи теплопостачання з використанням теплоти ґрунту, зокрема на основі парокompресійних теплових насосів, набувають широкого поширення в країнах, для яких актуальними є проблема збереження енергії і енергетична безпека. Їх застосування дозволяє частково відмовитися від дорогого імпортованого викопного палива, замінивши його споживання відновлюваною і екологічно чистою теплотою ґрунту. Проте, в Україні напрям використання теплоти ґрунту

| | | | | | | | | | |
|------------|---------------|-------------|--------------------------------|-------|------|--|--|--|------|
| Інв. № ор. | Підпис і дата | Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | Кваліфікаційна робота магістра | | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | | | | |

не знайшов широкого розвитку.

Способи підвищення ефективності ТНУ висвітлені в наукових працях [1], де проведене обчислення параметрів ТНУ. Необхідно зауважити, що в цих наукових працях розглянуто розрахунки статичних характеристик ТН, незалежно від характеристик споживача і джерела вторинної енергії. У наукових джерелах виконано аналіз перспектив використання геотермальної енергії ТНУ та досліджено ефективність роботи гідротермальної теплонасосної системи шляхом обґрунтування термодинамічних та техніко-економічних характеристик ТНУ [2].

Проведені теоретичні розрахунки та експериментальні дослідження ефективності теплонасосних систем дозволяють встановити зв'язок між параметрами первинного джерела низькопотенційного тепла та конструктивними особливостями системи тепlopостачання. У науковій праці [3] подано результати дослідження процесів аеродинаміки та температурного поля в системах опалення, що дозволяють визначити максимальні та мінімальні швидкості руху повітря та його температуру.

Відомо досить мало інформації щодо накопичення теплоти в ґрунті для використання ґрунтових теплообмінників в системі теплового насосу. Тепловий режим ґрунту поверхневих шарів планети формується під дією двох основних факторів: сонячної радіації та потоку радіогенного тепла із над планети. Сезонні та добові зміни інтенсивності сонячної радіації та температури зовнішнього повітря спричиняють коливання температури верхніх шарів ґрунту. Глибина впливу добових коливань температури зовнішнього повітря та сонячної радіації, залежно від конкретних ґрунтово-кліматичних умов, коливається в межах від декількох десятків сантиметрів до 1,5 м. Глибина впливу сезонних коливань температури зовнішнього повітря та сонячної радіації не перевищує, як правило, 15–20 м.

На сьогодні актуальним завданням є пошук альтернативи викопному паливу. Науковцями досліджується можливість заміни газових котлів теплонасосними установками. Теплове навантаження залежить як від

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 18 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

температури навколишнього середовища, так і від теплоти ґрунту. ТН в холодну пору року працюють на максимальному навантаженні. Водночас, збільшується перепад температури між теплоносієм та джерелом тепла, що спричиняє збільшення затрат енергії в ТН. Очевидно, що систему теплопостачання котельні з'єднують для догріву теплоносія з тепловими насосами. Тому пропонується дослідження ТН з використанням додаткового тепла із тепломережі, що дозволить підтримати температуру теплоносія. Якщо розглядати варіанти схем теплопостачання, то постає питання вибору конструкції ТН та джерела теплоти з необхідним діапазоном температур. Схема цієї системи містить три взаємопов'язані контури: 1 – первинний контур (система ґрунтових теплообмінників); 2 – ТН; 3 – споживач. На ефективність цієї системи впливають параметри джерела тепла (температура й теплофізичні властивості ґрунту) і ґрунтових теплообмінників (розміри, властивості матеріалів, режим течії теплоносія), які до того ж є однією з найбільш витратних складових усієї системи [4]. Ця особливість вимагає розроблення підходу, що дозволить оцінити ґрунтові теплообмінники. ТН є сполучною ланкою між джерелом та споживачем тепла і призначений для підвищення потенціалу теплоти ґрунту. Для точного аналізу системи потрібен достовірний аналіз контуру ТН. Споживачем тепла можуть бути: технологічні комплекси, системи гарячого водопостачання та опалення.

Функціонування контуру ТН є складним процесом спільної роботи теплообмінної апаратури контуру (випарника, конденсатора, теплообмінних апаратів), компресорного обладнання і терморегулюючого вентиля.

Для детального аналізу роботи контуру ТН необхідно враховувати параметри в характерних точках циклу, характеристики компресора, процеси нагрівання, охолодження і фазових переходів у теплообмінних апаратах контуру. У випарнику ТН холодоагент у джерела теплоти з температурою до 10°C забирає необхідне для випаровування тепло. У компресорі пар холодоагенту стискається до 30 бар та надходить в конденсатор. При цьому досягається температура до 75°C і віддається тепло теплоносію споживача. Із тепломережі, як додаткове джерело

| | |
|---------------|--|
| Зам. інв. № | |
| Підпис і дата | |
| Інв. № ор. | |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 19 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

теплоти, відбирається частина теплової енергії та подається в пластинчатий теплообмінник, який працює за принципом «протитоку» із раціональним використанням енергії. Після цього холодоагент надходить у випарник та цикл роботи повторюється.

Для підвищення теплопродуктивності ТН необхідно зменшити різницю температур теплоносія в ґрунтовому теплообміннику та у випарнику. Пропонується додаткове джерело тепла (рис. 1), яке відбирається з системи теплопостачання (опалення та ГВС) та подається в пластинчатий теплообмінник.

У результаті аналізу з'ясували, що використання ТН з додатковим відбиранням теплоти від тепломережі є доцільним. Внаслідок збільшення температури фреону у випарнику до 13°C витрачається менше енергії на стиск парів фреону в компресорі, де на виході з нього температура теплоносія зростає з 30–35°C до 45–55°C, та до споживача теплоносії надходить з температурою 75°C. Також при відбиранні теплоти з тепломережі зростає теплопродуктивність до 323 кДж/кг, що дозволяє отримати на 1,8 кВт більше тепла та зекономити електроенергії до 7 кВт·год. На результат зменшення діапазону температур між випарником та теплоносієм з ґрунтового теплообмінника також може вплинути: температура шарів ґрунту; тепловий потік ґрунту; відстань між свердловинами, яка зберігатиме енергетичний потенціал ґрунту.

Температурний режим шарів ґрунту, що розташовані нижче 15–20 м, формується під дією теплової енергії з надр планети і не залежить від сезонних та добових коливань. Сонячна радіація становить 1,4 кВт/м² за добу, вона формує запаси тепла, безпосередньо, на поверхні ґрунту.

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 20 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

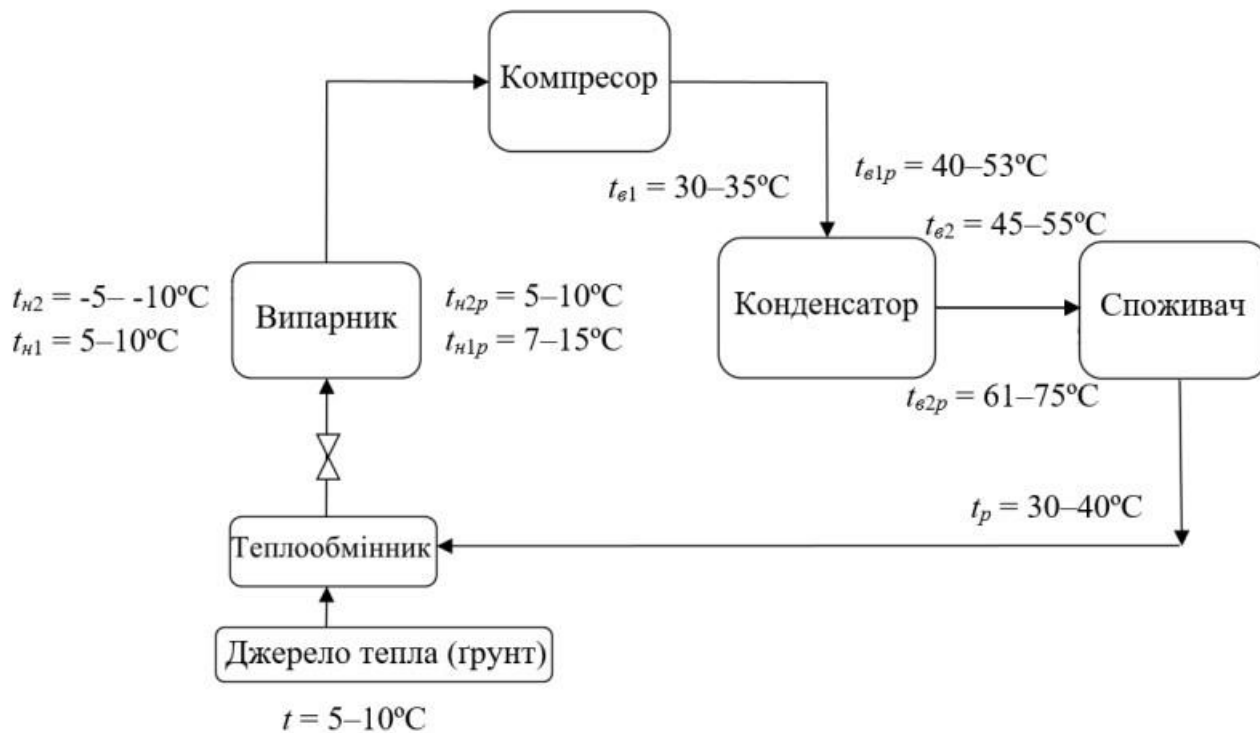


Рис.3.1. Розрахункова модель схеми ТН з ґрунтовим теплообмінником

Кількісною характеристикою запасів тепла є залежність розподілу температури ґрунтів від глибини та пори року. Динаміка зміни температури ґрунту на різних глибинах, а також максимальне і мінімальне значення температур на поверхні дозволяють визначити запаси теплової енергії. Процес підведення (чи відведення) тепла в низькопотенційне джерело енергії є функцією часу та простору.

Температурне поле формується від осі свердловини, що є геометричним центром. Розрахункова модель в ґрунті приймається як циліндричне тіло, яке складається з кількох контурів (рис. 2):

- зовнішня межа контуру – це контур впливу теплового потоку;
- внутрішня межа контуру – це трубка теплообмінника в свердловині, через стінку якого проходить теплообмін між циркулюючим теплоносієм та низькопотенційним джерелом енергії.

Відстань між свердловинами повинна бути такою, щоб їхні температурні поля не перетиналися та в період експлуатації навколишній ґрунтовий масив не

| | | | | | | | |
|---------------|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | 21 |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра |
| | Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | |

піддавався заморожуванню. Розв'язання цієї задачі дозволить встановити необхідні межі поверхні ґрунту під поле свердловин та зробити оптимальне розмежування території. Знаючи скільки енергії ґрунтовий теплообмінник забирає з масиву ґрунту, а також властивості теплоносія та його температуру на вході в ґрунтовий теплообмінник, властивості масиву ґрунту, матеріалу труб теплообмінника та наповнювача свердловини, можна обчислити об'єм ґрунту, що потрібен для покриття необхідного навантаження на систему тепlopостачання. Для цього пропонується масив ґрунту, що оточує свердловину, у формі циліндра.

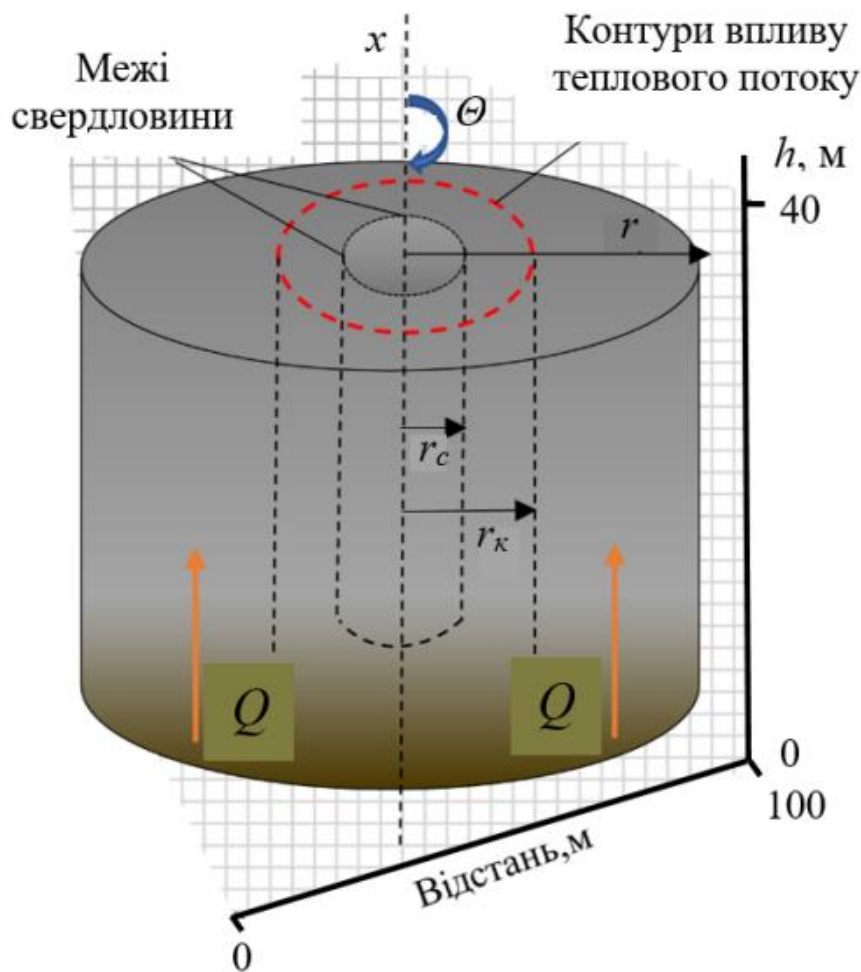


Рис.3.2. Модель поширення тепла навколо ґрунтового теплообмінника

Кількість теплоти, яка відбирається від однієї свердловини:

$$Q = 86400q_{св} \cdot L_{св} \cdot n,$$

де Q – кількість теплоти, яка відбирається від однієї свердловини, Дж; $q_{св}$ – середній тепловий потік з 1 м свердловини, Вт/м; $L_{св}$ – глибина свердловини, м;

| | | | | | | | |
|---------------|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | 22 |
| | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | |

n – тривалість опалювального періоду.

Контур ґрунтового масиву теплового потоку навколо свердловини:

$$V_{гр.} = \frac{Q}{c_{гр.} \cdot \rho_{гр.} \left[t_{гр.} - \left(\frac{t_{вх.} + t_{вих.}}{2} \right) \right]},$$

де $V_{гр.}$ – контур ґрунтового масиву теплового потоку, м³; $c_{гр.}$ – питома теплоємність ґрунтового масиву, Дж/(кг·К); $\rho_{гр.}$ – щільність ґрунтового масиву, кг/м³; $t_{гр.}$ – температура ґрунтового масиву, °С; $t_{вх.}$, $t_{вих.}$ – температура входу та виходу робочої рідини в ґрунтовому теплообміннику, °С. Відстань від центра свердловини з ґрунтовим теплообмінником до межі контуру ґрунтового масиву:

$$r_k = \sqrt{\frac{V_{гр.}}{\pi \cdot L_{св.}}},$$

де r_k – радіус контуру свердловини, тобто розповсюдження теплоти, м. Відстані між свердловинами:

$$R_{св.} = 2 \sqrt{\frac{86400 q_{св.} n}{\pi c_{гр.} \rho_{гр.} \left[t_{гр.} - \left(\frac{t_{вх.} + t_{вих.}}{2} \right) \right]}},$$

де $R_{св.}$ – відстань між свердловинами, м. Для проведення обчислень прийнято початкові дані: температура теплоносія з ТН – 0°С; температура в зворотній трубці – 5°С; температура на глибині 10 м – 15°С. Зовнішня межа контуру r_k в обчисленнях приймається як умовна межа, на якій температура під час роботи свердловини змінюється в межах похибки вимірювань. Для теплового контуру одиночної свердловини виконуємо обчислення у межах $r_k = 20-25$ м. Температуру ґрунтового масиву знаходимо в зоні впливу свердловини.

Оскільки свердловина і низькопотенційне джерело теплоти є складним комплексним об'єктом розрахунку та характеризується змінними граничними умовами, відповідно, розв'язування цієї задачі виконується із використанням

| | | | | | | | |
|---------------|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | Кваліфікаційна робота магістра | |

невної різницевої схеми та методу контролю об'єму зі зміщеною сіткою. Товщина контрольованого об'єму в напрямку осі z приймається за 1. Ділянка зі штриховими лініями (рис. 3.3) – це розрахункова область елементарної комірки.

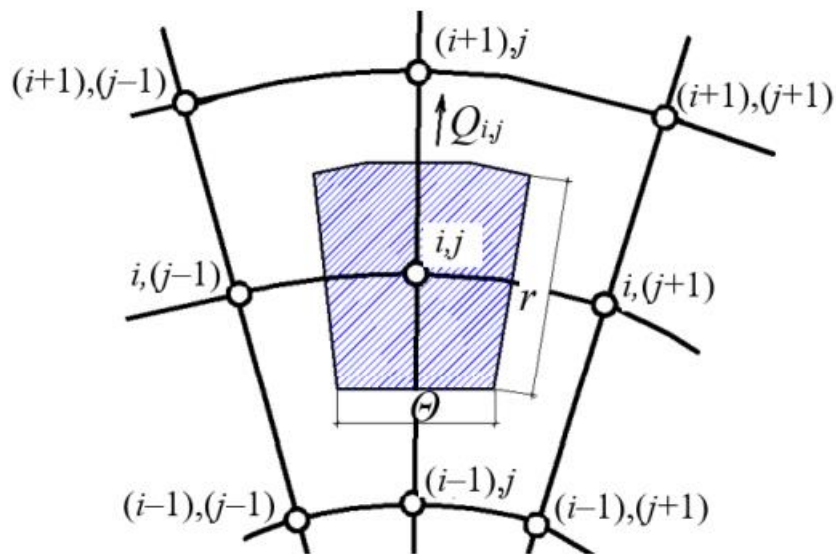


Рис.3.3. Розрахункова сітка ґрунтового масиву в полярних координатах r , Θ (Θ – кут між радіусом-вектором та віссю x ; r – радіальна координата; $Q_{i,j}$ – тепловий потік)

Тепловий потік через поверхню масиву обчислюється з використанням температур $t_{i,j}$, $t_{i,(j+1)}$, $t_{(i+1),j}$, $t_{i,(j-1)}$, $t_{(i-1),j}$ у вузлах сітки (рис. 3), що зміщені відносно ґрунтового масиву навколо ґрунтового теплообмінника, що, в свою чергу, дозволяє підвищити стійкість розв'язку. Тобто тепловий потік обчислюється посередині відрізка, який з'єднує вузли, через які знаходиться градієнт. Для розв'язання задачі використовуємо спрощене рівняння за умови, що $r_c < r < r_k$:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right),$$

де r_c – радіус ґрунтового теплообмінника, м. Спрощення задачі відбувається шляхом переходу від тримірної до двомірної моделі, що виключає тепловий потік вздовж осі свердловини. Водночас, тепловий потік у вертикальному напрямку має

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|
| | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата |

бути враховано, оскільки він неперервний в часі, навіть у випадку зупинки ТН.

Для розв'язання цієї задачі вводиться компенсуюча поправка – об'ємні джерела та додаткове тепло з тепломережі:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{q_v}{c},$$

де t – температура ґрунту, °С; τ – час, с; a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с; r – радіальна координата, м; q_v – джерела тепла, обумовлені тепловими потоками з глибини та із тепломережі, Вт/м²; c – теплоємність, Дж/(м³ · К). Рівняння (6) в дискретному вигляді матиме вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{a_{i,j} t_{i,j}}{\Delta \tau} &= \frac{a_{i,j}^0 \Delta \tau}{\Delta r^2} \left[t_{(i-1),j(\tau)} - 2t_{i,j(\tau)} + t_{(i+1),j(\tau)} \right] + \\ &+ \frac{\Delta x^2}{\Delta y^2} \left[t_{i,(j-1)(\tau)} + t_{i,(j+1)(\tau)} \right] + \\ &+ \frac{1}{r} \left[t_{i,(j-1)(\tau)} - 2t_{i,j(\tau)} + t_{i,(j+1)(\tau)} \right] + q_{i,j} \frac{\Delta \tau}{c}. \end{aligned}$$

З отриманого рівняння (7) визначається температурне поле, зокрема температура ґрунтового масиву навколо свердловини. На рис. 3.4 та рис. 3.5 подано результати досліджень температурного поля ґрунтового масиву навколо свердловини. Аналіз даних показує, що теплота в ґрунті акумулюється: в радіусі 15–25 мм та зберігається близько 3,5 год (за температура теплоносія 20–40°С); в радіусі 15–35 мм та зберігається протягом 3,4–4,2 год (за температура теплоносія 60–80°С). Зі збільшенням радіуса r тривалість зберігання теплового потоку і температури зменшується.

| | | | | | | |
|-------------|--------------------------------|------|--------|-------|------|------------|
| Зам. інв. № | | | | | | |
| | Підпис і дата | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | |
| | Кваліфікаційна робота магістра | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | Арк. 25 |

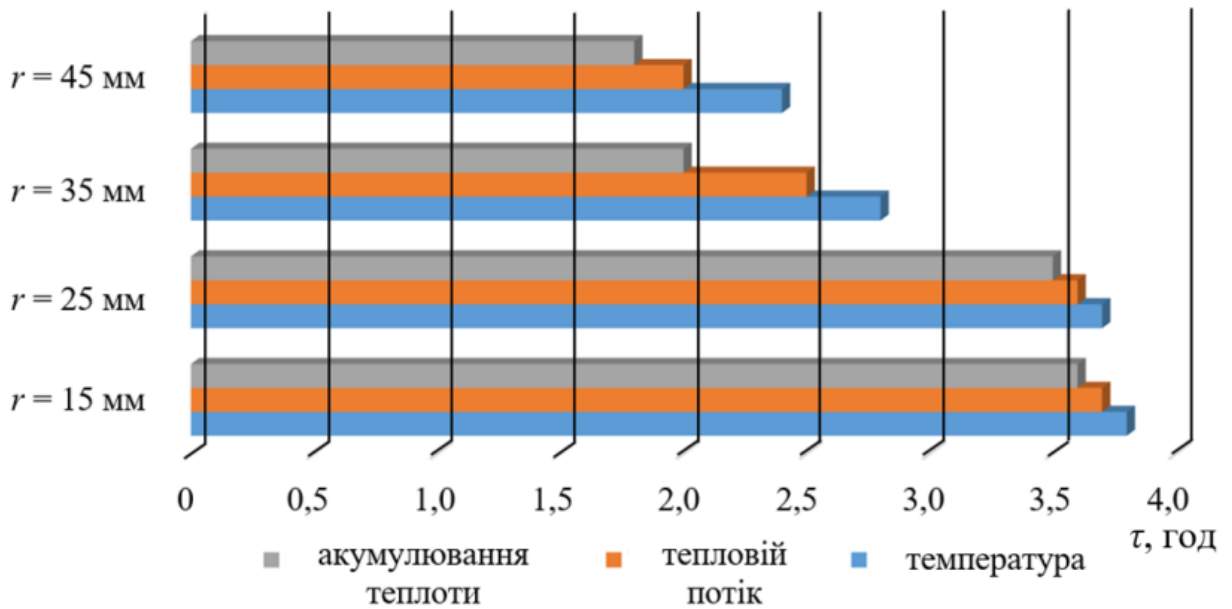


Рис.3.4. Результати досліджень температурного поля в ґрунті з температурою теплоносія 20–40°C

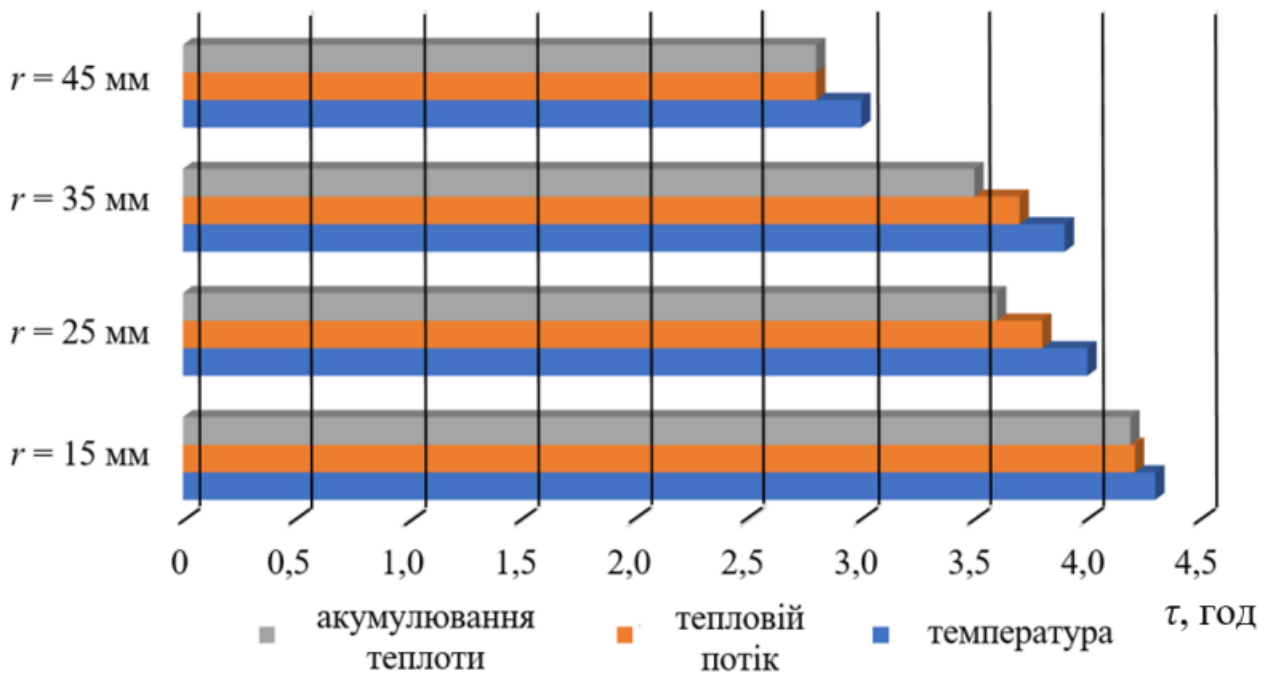


Рис.3.5. Результати досліджень температурного поля в ґрунті з температурою теплоносія 60–80°C.

Отримана математична модель дозволяє виконувати обчислення температурного поля багатошарових ґрунтових масивів із різними температурами теплоносія, ураховуючи теплофізичні параметри ґрунту навколо свердловини.

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|
| | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата |

Необхідно зазначити, що запропонована методика може бути основою не лише для аналізу, але й для прогнозу термічного режиму ґрунту.

| | | | | | | | | | |
|------------|---------------|-------------|-----|--------|------|--------|-------|--------------------------------|------|
| Інв. № ор. | Підпис і дата | Зам. інв. № | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | | | |
| | | | Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | |

4. ЕФЕКТИВНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ЗГРУНТОВИМИ ТЕПЛООБМІННИКАМИ

Використання поновлюваних джерел енергії для теплопостачання в промисловості та житловокомунальному секторі на даний час стає першочерговою задачею. Використання поновлюваної теплоти ґрунту може бути досягнуто завдяки впровадженню теплонасосних технологій з ґрунтовим низькотемпературними теплообмінниками.

Ґрунт являє собою тепловий акумулятор необмеженої ємності, тепловий режим якого формується під впливом сонячної радіації і потоку радіогенного тепла до глибини 10-20 метрів [5].

Ґрунт поверхневих шарів Землі, в зв'язку з його повсюдної доступністю і досить високим температурним потенціалом, є найбільш перспективним джерелом теплової енергії низької температури для випарників реверсивних чіллерів.

Температурний режим шарів ґрунту, розташованих нижче глибин проникнення тепла сонячної радіації, практично не залежить від сезонних, а тим більше добових змін параметрів зовнішнього клімату. Таким чином, на порівняно невеликій глибині від поверхні є шари ґрунту, температурний потенціал яких в холодну пору року значно вище, ніж у зовнішнього повітря, а в жарку пору року - значно нижче.

При влаштуванні в ґрунті вертикальних або горизонтальних реєстрів труб (систем збору низькотемпературного теплоти ґрунту) з циркулюючим в них теплоносієм, відбувається відбір теплової енергії від ґрунту і відведення споживачеві.

Оскільки ґрунт є досить складною і різноманітною структурою при проектуванні систем збору низькотемпературної теплоти ґрунту слід використовувати раніше розроблені методики [6, 7].

При моделюванні теплового режиму систем необхідно також враховувати хіміко-мінералогічну природу ґрунтового скелета, його механічну структуру,

| | | | | | | | | | |
|---------------|--|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| Зам. інв. № | | | | | | | | | Арк. |
| Підпис і дата | | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | 28 |
| Інв. № ор. | | | | | | | | | |
| | | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

кількісні співвідношення між фазами середовища, що заповнює проміжки між твердими частинками скелета, і їх взаємне розташування в поровому просторі, а також багато інших фізико-хімічних параметрів ґрунтового масиву.

Важливою характеристикою теплового насоса з ґрунтовим теплообмінником є температура теплоносія на виході з випарника. Ця температура впливає не тільки на теплообмінні характеристики ґрунтового теплообмінника, але й на перепад тиску на компресорі теплового насоса та на його коефіцієнт перетворення.

Мета роботи – виявлення ефективних режимів роботи теплового насоса «вода-вода» з ґрунтовим теплообмінником для різних значень температури теплоносія на виході з випарника з використанням техніко-економічного аналізу та оцінки життєвого циклу виробу в екологічних показниках.

В даній роботі розглядається вертикальний ґрунтовий теплообмінник, методика розрахунку якого наведена в [7] та реверсивний чіллер «вода-вода» DYNACIAT [8], який працює в режимі теплового насоса.

Різниця температур теплоносія в ґрунтовому теплообміннику прийнята 2°C, розрахункова теплова потужність системи опалення – 100 кВт [9], температура теплоносія на виході з конденсатора реверсивного чіллера – 45°C, термін роботи системи – 15 років.

Нами проведене порівняння результатів за техніко-економічним методом в грошових одиницях та за методом оцінки впливу життєвого циклу системи в методі Impact-2002+, в якому використовується безрозмірна величина Eco-indicator point (Pt). Остання оцінка враховує вплив на навколишнє середовище всіх складових системи протягом всього її життєвого циклу, вона реалізована в програмному комплексі Sima Pro[10].

Результати числових досліджень наведені на рис. 1.

| | | | | | | | | | | | | | | |
|------------|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|---------------|--|--|--|--|--|--|
| Інв. № ор. | | | | | | | Зам. інв. № | | | | | | | |
| | | | | | | | | Підпис і дата | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. 29 | | | | | | |
| | Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | | | | | | | | |

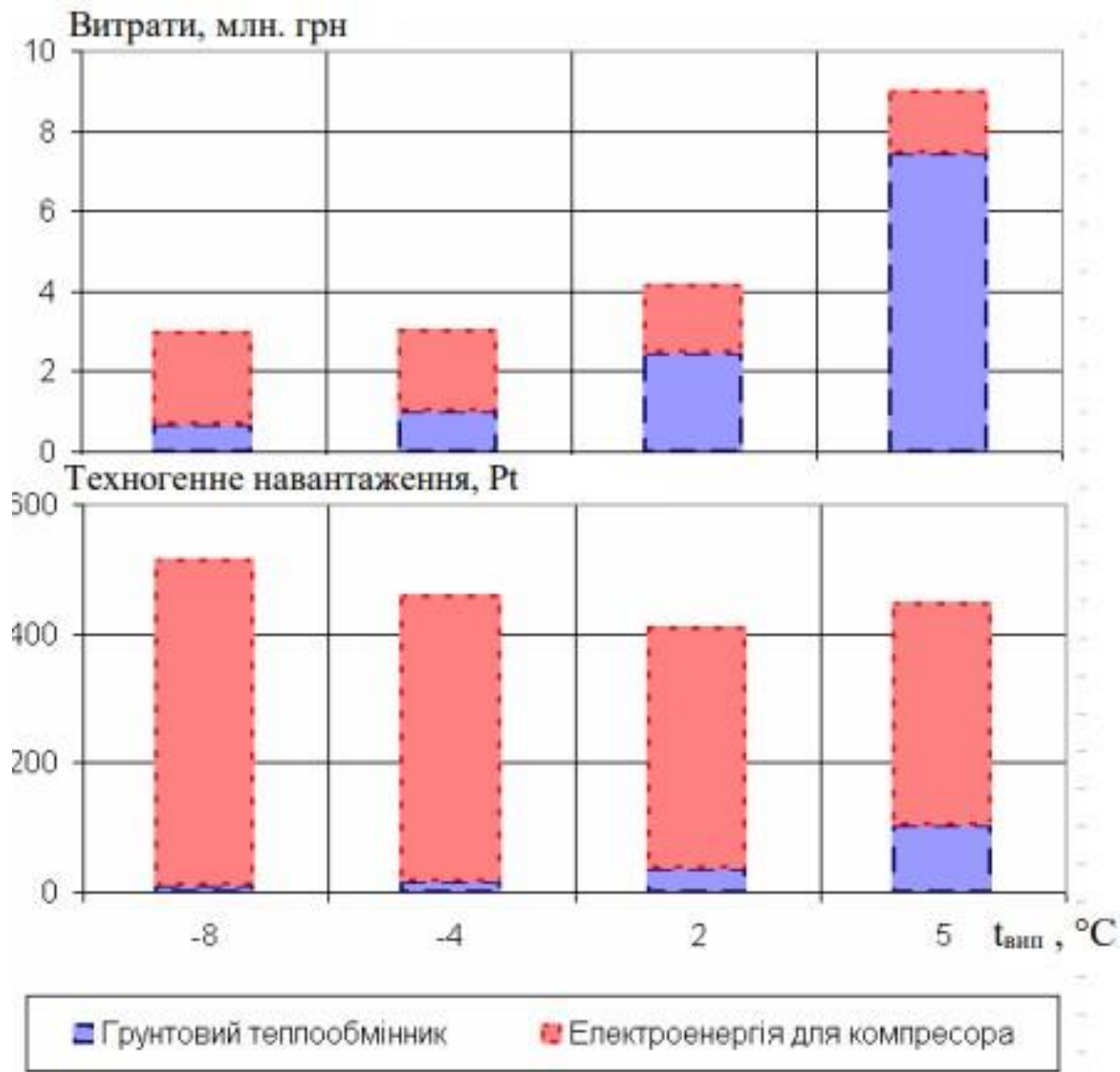


Рис. 1. Залежність витрат при роботі теплового насоса «вода-вода» з ґрунтовим теплообмінником від температури теплоносія на виходів з випарника в грошових та екологічних показниках

Як видно з рис. 1, економічно доцільним діапазоном температури теплоносія на виході з випарника є $-8^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C}$, а оцінка за екологічними критеріями дозволяє визначити 2°C як ефективну температуру розчину етиленгліколю на виході з випарника.

Слід зауважити, що для температури теплоносія 5°C є можливість

| | | | | | | | |
|---------------|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | 30 |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра |
| | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | |

використання очищеної води, а для менших температур – розчину етиленгліколю. Заповнення ґрунтових теплообмінників водою, за орієнтовними розрахунками, дозволить зменшити витрати на створення всієї системи на 1,0...1,5 млн. грн. Витрати, млн. грн Техногенне навантаження, Pt твип , °С.

Аналіз отриманих результатів показав, що значна частка економічних витрат всієї системи припадає на розробку вертикальних ґрунтових теплообмінників. Натомість екологічні оцінки вказують на суттєвий вплив від виробництва електроенергії для компресора.

Таким чином, не дивлячись на близькі результати по ефективній температурі теплоносія на виході з випарника, слід звернути увагу на значну розбіжність у співвідношенні витрат на систему з тепловим насосом та ґрунтовими теплообмінниками, розрахованих за техніко-економічним методом та методом оцінки впливу життєвого циклу системи в екологічних показниках.

Такі розбіжності, на нашу думку, викликані, з одного боку, недостатнім розвитком технологій створення ґрунтових теплообмінників для теплонасосного обладнання, а з іншого, недостатніми витратами на подолання екологічних наслідків виробництва електроенергії на теплових електростанціях. Отже, оцінка ефективності систем за екологічними показниками є, на нашу думку, більш перспективною.

Не дивлячись на значні капіталовкладення теплонасосні технології з ґрунтовими теплообмінниками мають ряд переваг перед традиційними джерелами енергії: перспективність даних технологій в майбутньому, зменшення шкідливих викидів в місці розташування опалюваного об'єкту, доступність електроенергії, простота та зручність регулювання, високий рівень автоматизації, висока енергоефективність.

В роботі проаналізовано ефективні режими роботи теплонасосного обладнання з ґрунтовими теплообмінниками для відбору поновлюваної геотермальної енергії.

Виявлено вплив температури теплоносія на виході з випарника

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 31 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | | |

реверсивного чіллера, виконано оцінку витрат на ґрунтовий теплообмінник та на електроенергію для компресора реверсивного чіллера «вода-вода».

Виявлено, що за економічними показниками раціональні температури теплоносія на виході з випарника знаходяться в межах $-8...0^{\circ}\text{C}$. А за екологічними – близько 2°C . Перевагою варіанту з температурою 5°C є можливість заповнення ґрунтових теплообмінників очищеною водою замість водного розчину етиленгліколю.

Два методи оцінки суттєво відрізняються за основним елементом витрат: для економічного аналізу – це витрати на створення теплообмінника; а для екологічної оцінки – техногенне навантаження від виробництва електроенергії. Більш перспективними, на нашу думку, методом оцінювання є метод оцінки впливу життєвого циклу виробу у екологічних показниках.

Не дивлячись на значні капіталовкладення в теплонасосні технології впроваджуючи такі системи можна досягати економії викопного палива; шкідливих викидів в місці виробництва теплоти, зменшення витрат на обслуговування, вирівнювання графіку споживання електроенергії.

| | | | | | | | |
|---------------|-----|--------|------|--------|-------|------|------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | 32 |
| | Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | |

запропоновано явне аналітичне розв'язання рівняння енергії в наближенні моделі кінцевого лінійного джерела. Показано, що адвекція ґрунтових вод в пористому середовищі може суттєво впливати на розподіл температури в масиві. Узагальнено вплив гідравлічних і теплообмінних властивості ґрунтів на конвекційне перенесення теплоти в ґрунтовому масиві. запропоновані математичні моделі можуть застосовуватися при проектуванні пристроїв для вилучення теплоти з ґрунту за допомогою теплових насосів.

В [16] відзначається, що більшість моделей, що застосовуються для прогнозування характеристик роботи ґрунтових теплообмінників, враховують лише перенесення теплоти теплопровідністю, що в ряді випадків приводить до неточних результатів. В цій роботі запропоновано більш повну чисельну модель теплообміну між U-подібним вертикальним ґрунтовим теплообмінником та ґрунтовим масивом. Дана модель поєднує механізми теплопровідності та конвекції з потоком ґрунтових вод. Чисельне розв'язання задачі перенесення тепло-ти виконується методом скінчених елементів. Розглядаються різні емпіричні вирази, що характеризують проникність пористого ґрунтового середовища.

В [17] розглядається тривимірна чисельна модель для дослідження течії підземних вод і перенесення те-плоти в обмеженому просторі, в якому знаходяться дві системи для акумулювання і вилучення теплової енергії у водоносному горизонті. Ці системи працюють у сусідніх будівлях і використовують один водоносний горизонт. Розглядаються наслідки взаємного теплового впливу цих двох систем. Таким наслідком може бути утворення теплового шлейфу, який може погіршувати роботу таких систем.

Для оцінки теплової ємності водоносного горизонту, що є важливим показником працездатності ґрунтових теплонасосних систем, в [18] застосовується ряд методів, серед яких: метод чисельного моделювання процесу теплоперенесення в ґрунтовому масиві, метод енергетичного балансу та метод накопичення теплоти. Одержані результати свідчать про те, що метод

| | | | | | | | | |
|-------------|--------------------------------|--------|------|--------|-------|------|------|----|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. | |
| | Підпис і дата | | | | | | | 34 |
| | Кваліфікаційна робота магістра | | | | | | | |
| Інв. № ор. | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

чисельного моделювання адекватніше відображає процеси перекачування та поповнення підземних вод, ніж метод енергетичного балансу та метод накопичення теплоти.

В [19] запропоновано математичну модель для розрахунку теплового режиму вертикального ґрунтового теплообмінника, що враховує вплив потоку ґрунтових вод. Наведено результати аналітичного розв'язання задачі теплоперенесення в ґрунтовому масиві при роботі теплообмінника. Ці результати одержано для умов, що у пористому середовищі з течією ґрунтових вод теплообмін між теплообмінником та ґрунтом здійснюється у формі теплопровідності та конвекції. Вважається, що ґрунтовий масив є однорідним і складається з насиченого водою ґрунту з постійними властивостями. Температура поверхні ґрунту - постійна. Ґрунтові води течуть рівномірно вздовж горизонтальної осі зі швидкістю Дарсі. На основі запропонованої моделі проаналізовано вплив числа Пекле на характеристики роботи теплообмінника.

В [20] наведено результати аналізу температурного впливу на ґрунтовий масив системи теплових насосів при наявності в ґрунті течії підземних вод. Цей аналіз проводиться з використанням наближених аналітичних розв'язань рівняння перенесення теплоти в ґрунтовому масиві. Розглядається їх придатність для прогнозування теплового впливу на температурний стан ґрунту при різних гідрогеологічних умовах. зазначається, що ці наближені аналітичні вирази не призначені для заміни чисельного моделювання, а є додатковим інструментом для вдосконалення управління підземними та геотермальними ресурсами.

Вплив природної конвекції ґрунтових вод на інтенсивність перенесення теплоти від ґрунтового масиву до теплоносія в U - подібному вертикальному теплообміннику досліджується в [21]. В цій роботі представлено результати чисельного розв'язання системи рівнянь, що описують вільну конвекцію ґрунтових вод та теплообмін в пористому ґрунтовому масиві. Для чисельних

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 35 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

досліджень течії рідини в пористому середовищі застосовується модель Дарсі–Брінкмана–Форхаймера. Ефективність роботи теплообмінника оцінюється за швидкістю вилучення енергії з ґрунту та за температурою рідини на виході з теплообмінника. Визначено умови, за яких вплив природної конвекції на теплообмін можна не враховувати, і коли цей вплив буде суттєвим.

Вплив вимушеної конвекції ґрунтових вод на характеристики роботи ґрунтового U-подібного вертикального теплообмінника досліджується в [22]. Розглядалися чотири варіанти конфігурацій теплообмінників. Виконувалися як чисельні так і експериментальні дослідження. Чисельні дослідження виконувалися за двовимірною моделлю. за результатами досліджень визначалася ефективність роботи теплообмінників різної конфігурацій.

З результату аналізу літературних джерел випливає, що проблема впливу течії ґрунтових вод на характеристики експлуатації ґрунтових теплообмінників та теплових насосів на сьогоднішній день доволі актуальна. Визначення впливу перепаду тиску в ґрунтовому масиві, швидкості течії ґрунтових вод та діаметру частинок ґрунту на ефективність роботи теплообмінників вимагає подальших додаткових досліджень. У вивченні цих питань полягає мета даної роботи.

5.2. Математична модель теплообміну в ґрунтовому теплообміннику

Динаміка ґрунтових вод, що рухаються крізь пористе ґрунтове середовище, та процес перенесення теплоти ґрунтовими водами описується системою рівнянь, до якої входять:

- рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0;$$

| | | | | | | | |
|---------------|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | 36 |
| | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | |

- рівняння перенесення імпульсу:

$$\rho_w \left(\frac{1}{\varphi} \frac{\partial u}{\partial \tau} + \frac{u}{\varphi^2} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{v}{\varphi^2} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{w}{\varphi^2} \frac{\partial u}{\partial z} \right) =$$

$$= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 u - \frac{\mu}{K} u - \frac{\rho_w c_F}{\sqrt{K}} |V| u$$

$$\rho_w \left(\frac{1}{\varphi} \frac{\partial v}{\partial \tau} + \frac{u}{\varphi^2} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{v}{\varphi^2} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{w}{\varphi^2} \frac{\partial v}{\partial z} \right) =$$

$$= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 v - \frac{\mu}{K} v - \frac{\rho_w c_F}{\sqrt{K}} |V| v$$

$$\rho_w \left(\frac{1}{\varphi} \frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{u}{\varphi^2} \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{v}{\varphi^2} \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{w}{\varphi^2} \frac{\partial w}{\partial z} \right) =$$

$$= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{\varphi} \nabla^2 w - \frac{\mu}{K} w - \frac{\rho_w c_F}{\sqrt{K}} |V| w +$$

$$+ g\beta(t_p - t_\infty)$$

- рівняння перенесення теплоти:

$$C_p \rho_p \left(\frac{\partial t_p}{\partial \tau} + u \frac{\partial t_p}{\partial x} + v \frac{\partial t_p}{\partial y} + w \frac{\partial t_p}{\partial z} \right) = \lambda_p \nabla^2 t_p$$

$$\text{де: } \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} - \text{оператор Лапласа; } |V|$$

- модуль вектора швидкості руху рідини. Координата z спрямована вертикально вгору. Вважається, що пори повістю заповнені водою. Теплофізичні властивості пористого середовища розраховуються за виразами:

$$\lambda_p = \varphi \lambda_f + (1 - \varphi) \lambda_s;$$

$$C_p \rho_p = \varphi C_f \rho_f + (1 - \varphi) C_s \rho_s.$$

Якщо вважати частинки ґрунту сферичними, то для визначення коефіцієнтів K та cF, що містяться в рівняннях динаміки (2)-(4), можна застосовувати співвідношення

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | | | | | | | 37 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

$$K = \frac{d_p^2}{150} \frac{\varphi^3}{(1-\varphi)^2};$$

$$c_F = \frac{1,75}{\varphi^{3/2} 150^{1/2}},$$

де φ - пористість ґрунту; d_p - середній діаметра його частинок.

Рух ґрунтових вод відбувається в напрямку осі OY . Умови на границях розрахункової області приймаються у вигляді:

$$x = 0; x = x_{max}: u = 0; w = 0; \frac{\partial v}{\partial x} = 0; \frac{\partial t}{\partial x} = 0;$$

$$y = 0: u = 0; w = 0; p = p_0; t = t_\infty;$$

$$y = y_{max}: u = 0; w = 0; p = p_0 - \Delta p; \frac{\partial t}{\partial y} = 0;$$

$$z = 0; z = z_{max}: u = 0; w = 0; \frac{\partial v}{\partial z} = 0; \frac{\partial t}{\partial z} = 0,$$

де Δp – заданий за умов задачі перепад тиску.

Для теплоносія в каналі теплообмінника складаються рівняння теплового балансу. На вертикальній опускній ділянці його каналу теплоносії рухається в напрямку, що протилежний напрямку осі OZ . Тому рівняння перенесення теплоти теплоносієм на цій ділянці записується у вигляді

$$C_T \rho_T \left(\frac{\partial t_T}{\partial \tau} - U_T \frac{\partial t_T}{\partial z} \right) = \lambda_T \nabla^2 t_T;$$

де U_T - середня швидкість руху теплоносія в каналі теплообмінника.

За аналогією складаються рівняння теплового балансу на горизонтальній і на вертикальній підйомній ділянках каналу теплообмінника. На поверхні контакту теплообмінника з ґрунтом застосовуються наступні умови спряження:

| | | | | | | | | | | |
|------------|---------------|-------------|--------------------------------|--------|------|--------|-------|------|------|----|
| Інв. № ор. | Підпис і дата | Зам. інв. № | | | | | | | Арк. | |
| | | | Кваліфікаційна робота магістра | | | | | | | 38 |
| | | | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

$$u=0; v=0; w=0; -\lambda_p \frac{\partial t_p}{\partial n} = \frac{t_p - t_T}{\frac{\delta}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_T}},$$

де n – напрямок зовнішньої нормалі до зовнішньої поверхні каналу; – коефіцієнт тепловіддачі в каналі, який розраховується в залежності від режиму течії теплоносія.

5.3. Результати чисельних досліджень

З метою визначення впливу ґрунтових вод на температурний режим ґрунтового теплообмінника проведено відповідні чисельні дослідження. Вони полягають у скінчено-різницевому розв'язанні системи рівнянь (1)-(9) з наведеними граничними умовами. Чисельні дослідження проведено для області ґрунтового масиву, що має форму прямокутного паралелепіпеда. Його довжина (y_{\max}) і ширина (x_{\max}) дорівнюють 3,5 м. Висота розрахункової області $z_{\max}=17$ м. Ґрунтовий теплообмінник квадратного перерізу виготовлено з поліетиленових труб. Сторона квадрата $D=0,1$ м. Товщина стінок каналу $\delta=2$ мм. Вважається, що довжина каналу теплообмінника складає $L=32,8$ м. Глибина його зарнування в ґрунт $H=16$ м. Витрата теплоносія (водний розчин поліпропіленгліколю) дорівнює $G=0,25 \cdot 10^{-3}$ м³ /с. Температура теплоносія на вході в теплообмінник $t_0 = 5^\circ$ С. Температура ґрунтових вод, що надходять в досліджувану область, дорівнює $t_\infty = 10^\circ$ С.

Рухаючись по каналу теплообмінника, теплоносій нагрівається, відбираючи теплоту від ґрунтового масиву. Результати чисельних досліджень представлено у вигляді полів швидкості руху ґрунтових вод і температури в ґрунтовому масиві (рис. 1). Розрахунки виконано для пористості ґрунту $\phi=0,4$. Середній діаметр його частинок $d_p = 0,1$. Дані результати відповідають умовам стаціонарного теплообміну. Коефіцієнт розраховується за відомою залежністю для коефіцієнта тепловіддачі в каналі при турбулентному русі теплоносія і

| | | | | | | | |
|---------------|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | Кваліфікаційна робота магістра | |
| | | | | | | | 39 |

складає для даного випадку $\alpha_T=145,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$. Перепад тиску в даному випадку дорівнює $\Delta p=10000 \text{ Па}$. За результатами чисельного моделювання визначається температура теплоносія на виході з каналу теплообмінника. В даному випадку вона складає $5,62 \text{ }^\circ \text{С}$. Тобто, температура теплоносія підвищується на $\Delta t=0,62 \text{ }^\circ \text{С}$. Збільшення температури теплоносія Δt характеризує кількість теплоти $Q=G(C_p \rho)t\Delta t$, що вилучається теплоносієм з ґрунту.

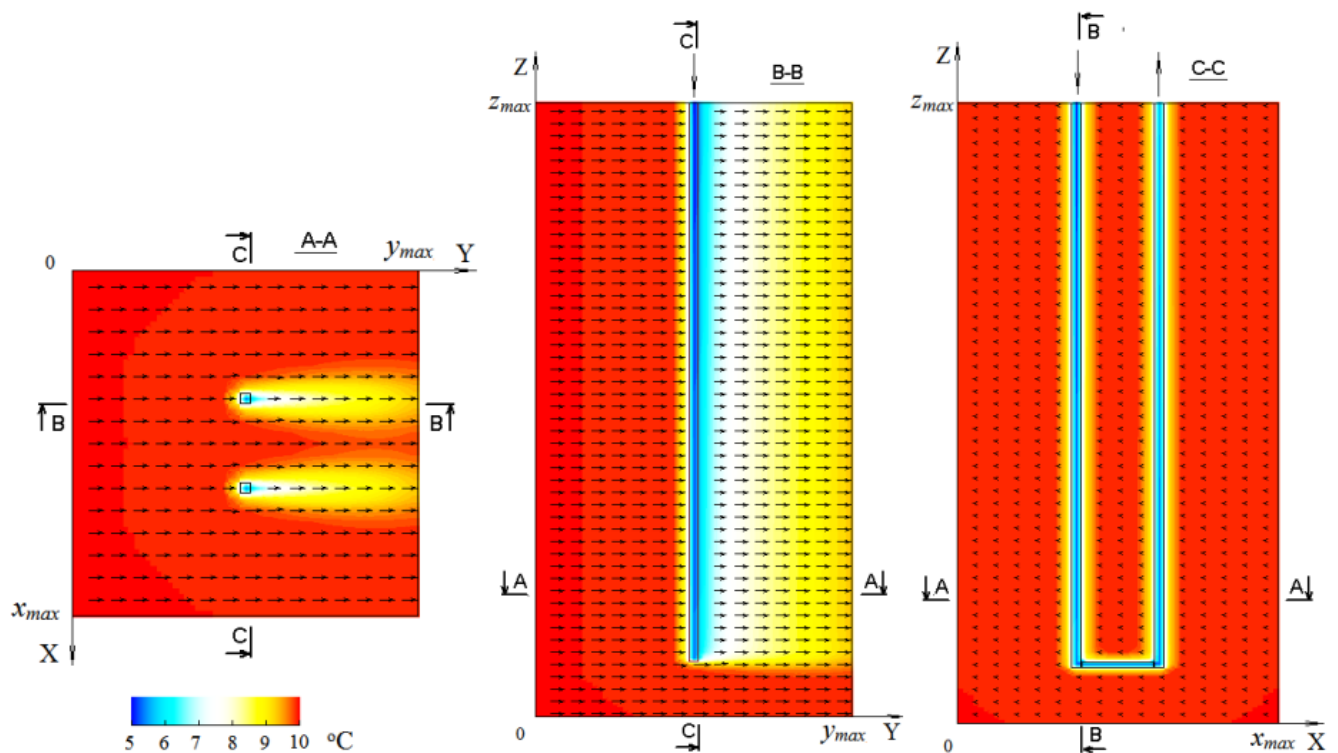


Рис.1. Розподіли швидкості і температури в ґрунтовому масиві: $\Delta p=10000 \text{ Па}$;
 $\phi=0,4$; $d_p=0,1 \text{ мм}$

Інтенсивність теплообміну між поверхнею теплообмінника та пористим ґрунтом залежить від середньої швидкості руху ґрунтових вод, яка, в свою чергу, залежить від градієнта тиску в ґрунтовому масиві $\Delta p/y_{\max}$. Ця залежність, що одержана для $\phi=0,4$; $d_p=0,25 \text{ мм}$ представлена на рис. 2. З рисунка видно, що при збільшенні градієнта тиску від $270 \text{ Па}/\text{м}$ до $2700 \text{ Па}/\text{м}$ середня швидкість ґрунтових вод збільшується від $0,021 \cdot 10^{-3} \text{ м}/\text{с}$ до $0,21 \cdot 10^{-3} \text{ м}/\text{с}$.

Зміну по довжині каналу температури теплоносія при різних значеннях

| | | | | | | |
|---|---------------|------|--------|-------|------|------|
| Інв. № ор. | Зам. інв. № | | | | | |
| | Підпис і дата | | | | | |
| <p>Інтенсивність теплообміну між поверхнею теплообмінника та пористим ґрунтом залежить від середньої швидкості руху ґрунтових вод, яка, в свою чергу, залежить від градієнта тиску в ґрунтовому масиві $\Delta p/y_{\max}$. Ця залежність, що одержана для $\phi=0,4$; $d_p=0,25 \text{ мм}$ представлена на рис. 2. З рисунка видно, що при збільшенні градієнта тиску від $270 \text{ Па}/\text{м}$ до $2700 \text{ Па}/\text{м}$ середня швидкість ґрунтових вод збільшується від $0,021 \cdot 10^{-3} \text{ м}/\text{с}$ до $0,21 \cdot 10^{-3} \text{ м}/\text{с}$.</p> <p>Зміну по довжині каналу температури теплоносія при різних значеннях</p> | | | | | | Арк. |
| Кваліфікаційна робота магістра | | | | | | 40 |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | |

градієнта тиску $\Delta p/y_{max}$ для $d_p = 0,25$ мм; $\phi = 0,4$ представлено на рис. 3. З рисунку видно, що зростання температури Δt в каналі теплообмінника збільшується зі збільшенням градієнта тиску $\Delta p/y_{max}$, що пояснюється підвищенням інтенсивності конвекційного теплообміну на зовнішній поверхні каналу. Залежність кількості теплоти Q , що вилучається з ґрунту, від градієнта тиску $\Delta p/y_{max}$ в пористому масиві наведено на рис. 4. Розглядається випадок пористості ґрунту $\phi = 0,4$ та середнього діаметра його частинок $d_p = 0,25$ мм. З рис. 4 видно, що найменший тепловий потік $Q = 393,6$ Вт відповідає випадку $\Delta p/y_{max} = 0$, що означає відсутність вимушеної течії ґрунтових вод. З механізмів теплопередачі залишається природна термогравітаційна конвекція і теплопровідність. На інтервалі $0 < \Delta p/y_{max} < 500$ Па/с тепловий потік інтенсивно зростає зі збільшенням градієнта тиску (з 393,6 Вт до 650 Вт). При подальшому збільшенні $\Delta p/y_{max}$ тепловий потік Q продовжує збільшуватися, але менш інтенсивно. При збільшенні $\Delta p/y_{max}$ від 500 Па/м до 2750 Па/м тепловий потік Q збільшується від 650 Вт до 702,4 Вт. З цього випливає, що градієнт тиску та, відповідно, швидкість групових вод, найсуттєвіше впливає на теплообмін при відносно невеликих градієнтах тиску. При їх збільшенні, цей вплив стає менш суттєвим.

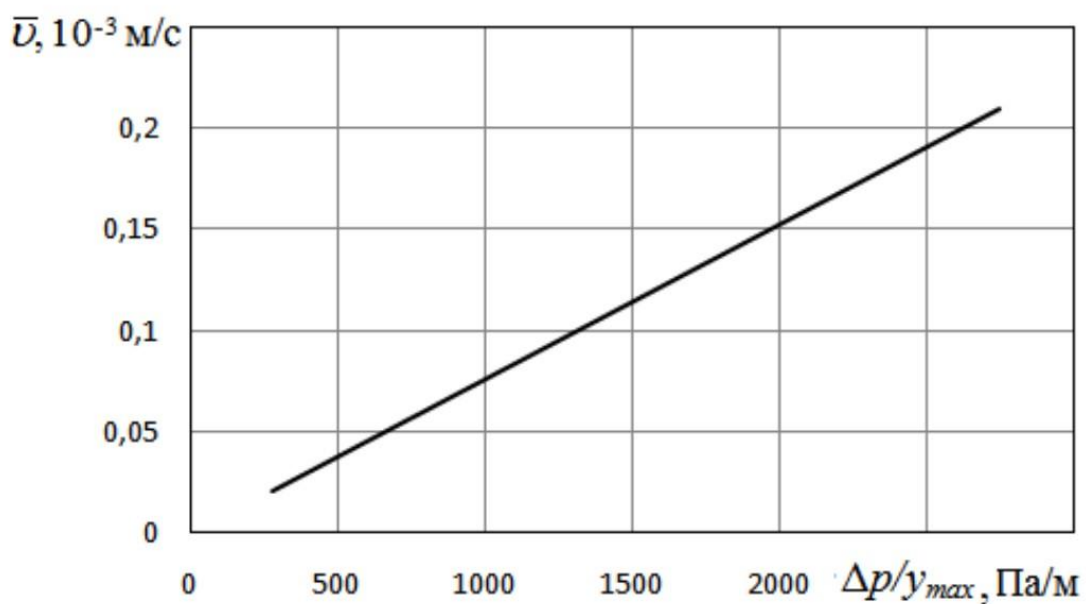


Рис. 2. Залежність швидкості течії рідини від градієнта тиску в ґрунтовому

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|
| | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата |

масиві при $\phi=0,4$; $d_p=0,25$ мм

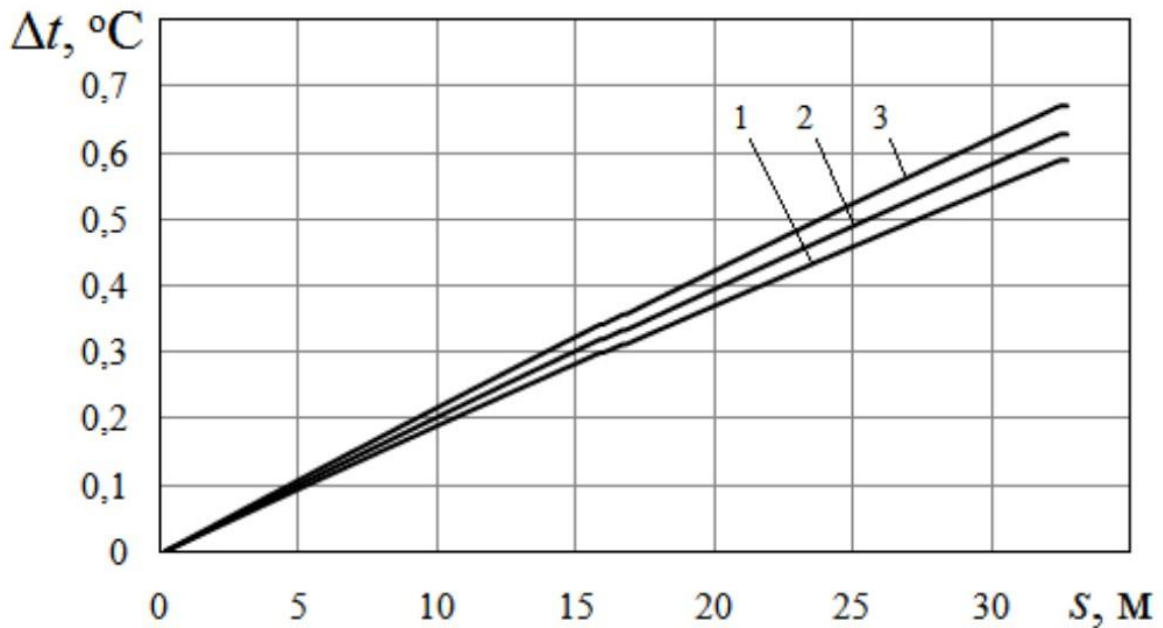


Рис. 3. Зміна температури по довжині каналу ґрунтового теплообмінника: $\phi=0,4$; $d_p=0,25$ мм; 1 - $\Delta p/u_{\max}=274,72$ Па/м; 2 - $549,45$ Па/м; 3 - $2747,2$ Па/м

З виразів (6) та (7) для визначення проникності пористого середовища K і коефіцієнта Форхаймера c_F впливає, що на характеристики динаміки фільтраційної течії рідини крізь пористий ґрунтовий масив впливає середній діаметр частинок ґрунту d_p . Для визначення впливу діаметра частинок на інтенсивність перенесення теплоти до теплоносія в каналі чисельні дослідження виконуються для ґрунтів з діаметрами частинок $0,1 \text{ мм} \leq d_p \leq 0,4 \text{ мм}$ при однаковій пористості ґрунту $\phi=0,4$. Розглядаються випадки градієнтів тиску $\Delta p/u_{\max}=274,72$ Па/м та $2747,2$ Па/м.

| | | | | | | | |
|---------------|--------|------|--------|-------|------|----|--------------------------------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра |
| | | | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | 42 | |

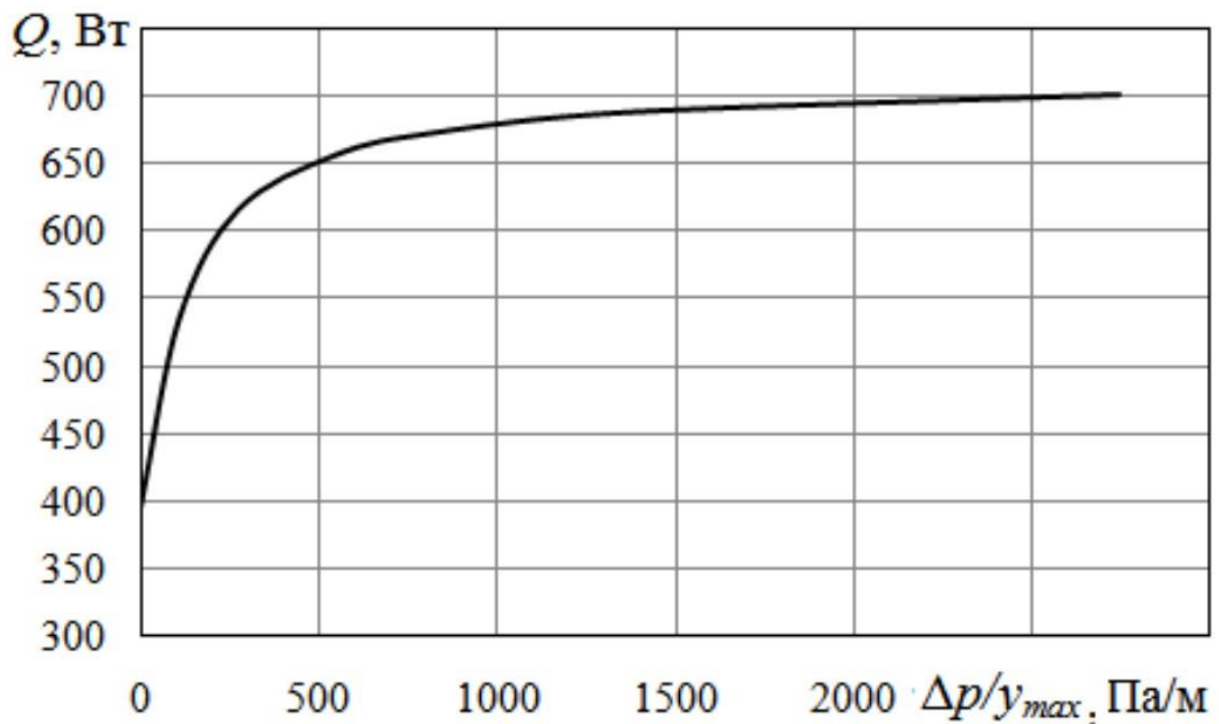


Рис. 4. Залежність кількості теплоти, що вилучається з ґрунту, від градієнта тиску в ґрунтовому масиві: $\phi=0,4$; $d_p=0,25$ м

Залежність осередненої швидкості течії рідини в пористому середовищі від середнього діаметра частинок ґрунту наведено на рис. 5. Як видно з цього рисунку, для обох випадків градієнта тиску середня швидкість фільтраційної течії рідини крізь пористий ґрунтовий масив збільшується зі збільшенням діаметра частинок ґрунту.

Залежність від діаметра частинок d_p сумарного теплового потоку, що вилучається з ґрунту та надходить до теплоносія в каналі, наведено на рис. 6. З рисунку видно, що кількість теплоти Q , що надходить до теплоносія, зростає зі збільшенням діаметра частинок. Це пов'язано зі зростанням швидкості течії ґрунтових вод (рис. 5), що сприяє інтенсифікації конвекційного теплообміну стінок каналу з цим потоком.

| |
|---------------|
| Зам. інв. № |
| Підпис і дата |
| Інв. № ор. |

| | | | | | |
|-----|--------|------|--------|-------|------|
| | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата |

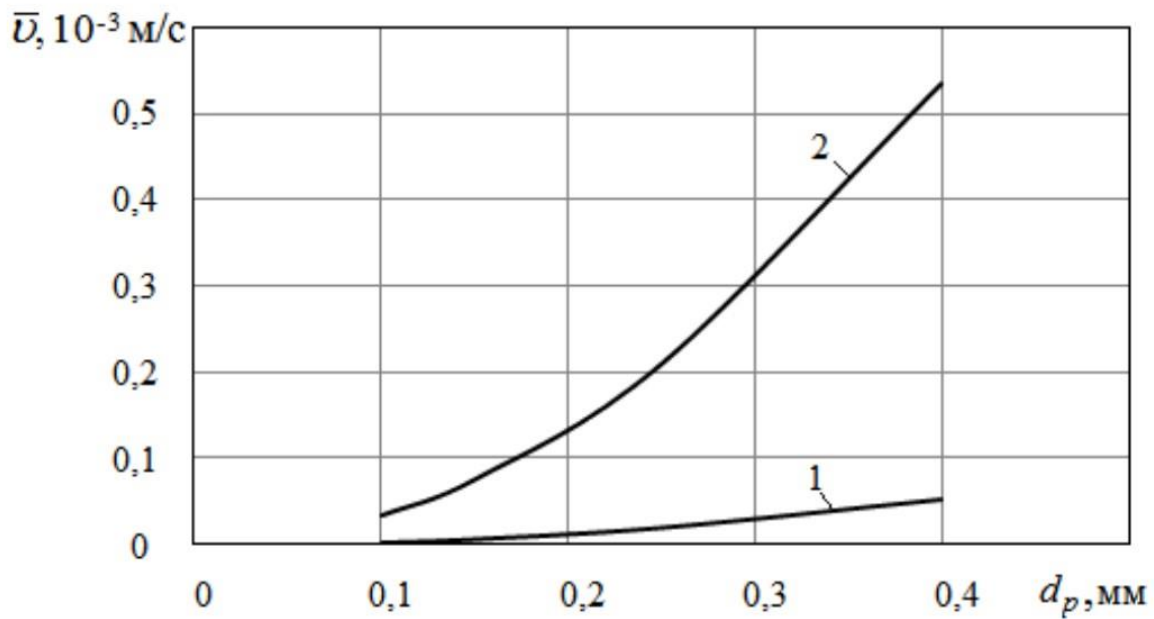


Рис. 5. Залежність швидкості течії рідини від середнього діаметра частинок ґрунту при $\phi=0,4$: 1 - $\Delta p/\mu_{max} = 274,72$ Па/м; 2 - $2747,2$ Па/м.

Вплив діаметра частинок на тепловий потік Q більш суттєвий при менших значеннях градієнта тиску (рис. 6). Так у випадку $\Delta p/\mu_{max} = 274,72$ Па/м при зростанні діаметра частинок від 0,1 мм до 0,4 мм тепловий потік Q зростає від 456 Вт до 668 Вт (на 46%). У випадку ж $\Delta p/\mu_{max} = 2747,2$ Па/м тепловий потік Q зростає від 645 Вт до 712 Вт (на 10%).

| | | | | | | | |
|------------|---------------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| Інв. № ор. | Підпис і дата | | | | | Зам. інв. № | |
| | | | | | | | |
| | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | | 44 |

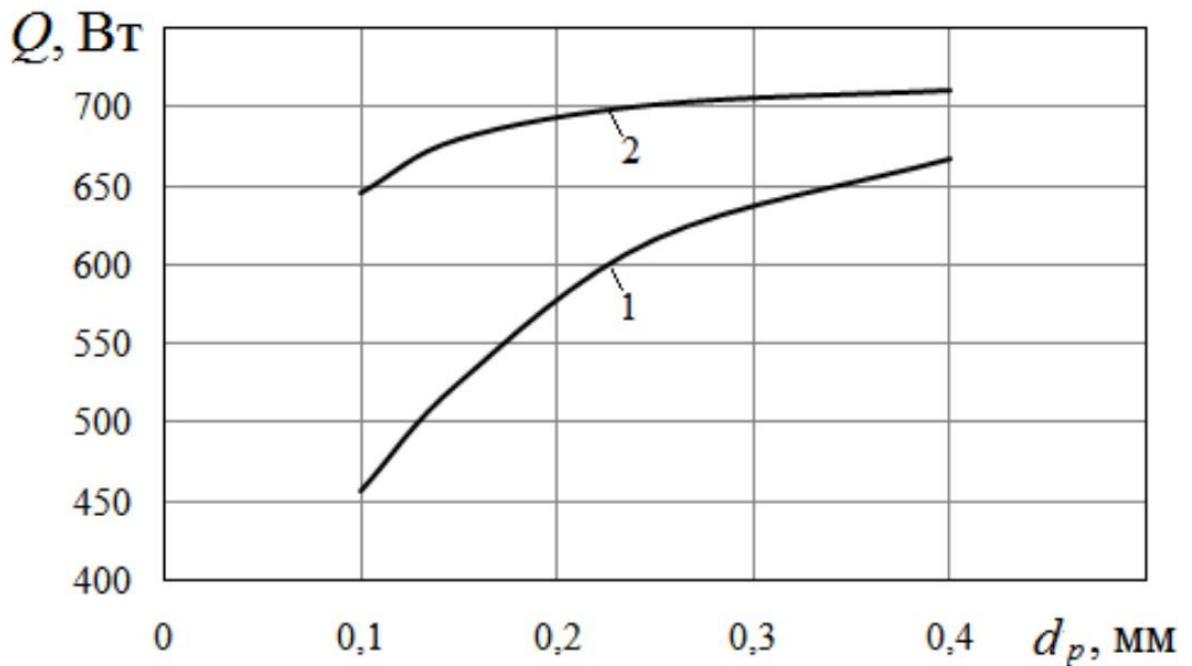


Рис. 6. Залежність кількості теплоти, що вилучається з ґрунту, від діаметра частинок ґрунту: 1 – $\Delta p/y_{\max} = 274,72$ Па/м; 2 – $2747,2$ Па/м.

Результати чисельних досліджень показали, що наявність градієнта тиску вздовж ґрунтового масиву викликає рух ґрунтових вод, який сприяє збільшенню тепловіддачі від ґрунтового масиву до теплообмінника. При зростанні градієнта тиску збільшується швидкість руху ґрунтових вод, а також сумарний тепловий потік до теплоносія в теплообміннику. Мінімальний рівень теплообміну спостерігається при відсутності повздовжнього руху ґрунтових вод. Найбільш суттєвим вплив повздовжнього градієнта тиску на теплообмін виявляється при збільшенні градієнта тиску від 0 до 500 Па/м. Тепловий потік при цьому збільшується на 65%. При подальшому зростанні градієнта тиску тепловий потік продовжує збільшуватися, але менш інтенсивно. При збільшенні градієнта тиску від 500 Па/м до 2750 Па/м тепловий потік Q збільшується тільки на 8 %.

На осереднену швидкість фільтраційного руху ґрунтових вод впливає середній діаметр його частинок. З результатів чисельних досліджень випливає, середня швидкість фільтраційної течії рідини крізь пористий ґрунтовий масив

| | | | | | | | |
|---------------|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | Кваліфікаційна робота магістра | |
| | | | | | | 45 | |

збільшується зі збільшенням діаметра його частинок. Зі збільшенням діаметра частинок також збільшується кількість теплоти, що надходить від ґрунтового масиву до теплоносія. Це пов'язано зі зростанням швидкості течії ґрунтових вод зі збільшенням діаметра частинок. Вплив діаметра частинок на тепловий потік більш суттєвий при менших значеннях повздовжнього градієнта тиску. При зростанні діаметра частинок від 0,1 мм до 0,4 мм тепловий потік у випадку $\Delta p / \Delta x = 274,72$ Па/м зростає на 46%. У випадку ж $\Delta p / \Delta x = 2747,2$ Па/м тепловий потік при такому ж збільшенні діаметра частинок зростає на 10%.

Таким чином, якщо оцінювати теплову ефективність U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника по кількості теплоти, що теплообмінник вилучає з ґрунтового масиву, то вона збільшується при збільшенні повздовжнього градієнта тиску в ґрунтовому масиві, який викликає збільшення швидкості ґрунтових вод. Збільшення діаметра частинок ґрунту при сталій пористості також сприяє збільшенню ефективності теплообмінника.

| | | | | | | | |
|---------------|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра |
| | | | | | | | |
| | Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | 46 |

6. Сидорчук Б. П. Про задачу визначення передаточної функції ґрунтового теплообмінника / Б. П. Сидорчук // Вісник НУВГП. Технічні науки : зб. наук. праць. – Рівне : НУВГП, 2014. – Вип. 3(67). – С. 332-338.
7. Холодильні установки: Підручник / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін.; За ред. І.Г. Чумака. – Одеса: Рефпринтіфо, 2006. – 560с
8. Технічні характеристики реверсивного чіллера DYNACIAT. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.ciat.com>
9. Степанов Д.В. Теплонасосна установка для тепlopостачання ДНЗ №10 в м. Жмеринка. / Д. В. Степанов, М. В. Обуховський // Міжнародна науково-технічна конференція «Енергоефективність в галузях економіки України 2017», м. Вінниця, 2017. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/itb/egeu2017/paper/viewFile/3340/2795>
10. Sima Pro – професійний інструмент для прийняття усталених рішень шляхом оцінки життєвого циклу системи. Режим доступу: <https://simapro.com>
11. Basok B. I., Davydenko B. V., Lunina A. A. Numerical model of the temperature conditions of the horizontal ground collector // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. - 2012. - Vol. 85. - Pp. 1114–1126. DOI:10.1007/s10891-012-0754-2
12. Басок Б. І., Давиденко Б.В., Божко І.К., Мороз М.В. Нестационарний перенос теплоти в горизонтальному ґрунтовому теплообміннику // Промислова теплотехніка. 2018. -Т.40, № 4.- С. 34-40.

| | | | | | | | | |
|-------------|---------------|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра | Арк. |
| | Підпис і дата | | | | | | | 48 |
| Інв. № ор. | | | | | | | | |
| | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | | |

13. Cui Y., Zhu J., Twaha S., Chu J., Bai H., Huang K., Chen X., Zoras S., Soleimani, Z. Techno-economic assessment of the horizontal geothermal heat pump systems: A comprehensive review // Energy Conversion and Management.- 2019.- 191.- Pp. 208-236.
14. Diao N., Li Q., Fang Z. Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection // International Journal of Thermal Sciences. -2004. -Vol. 43. -Pp. 1203–1211. <https://doi.org/10.1016/ijthermalsci.2004.04.009>
15. Diao N.R., Zeng H.Y., Fang Z.H. Improvement in modeling of heat transfer in vertical ground heat exchangers // Hvac&R Research. -2004. Vol.10, № 4. Pp. 459-470. DOI:10.1080/10789669.2004. 10391114
16. Nam Y., Ooka R., Hwang S. Development of a numerical model to predict heat exchanger rates for a ground– source heat pump system// Energy and Buildings.- 2008.- Vol. 40. - P. 2133-2140. DOI: 10.1016/j.enbuild.2008.06.004
17. Bulté M., Duren T., Bouhon O., Petitclerc E., Agniel M., Dassargues A.. Numerical Modeling of the Interference of Thermally Unbalanced Aquifer Thermal Energy Storage Systems in Brussels (Belgium)//Energies.- 2021. -14. - Pp. 6241. <https://doi.org/10.3390/en14196241>
18. Yang Q. C., Liang J., Liu L.C. Numerical model for the capacity evaluation of shallow groundwater heat pumps in Beijing Plain, China. Procedia Environmental Sciences.- 2011. -10.- Pp. 881 – 889. doi: 10.1016/j.proenv.2011.09.141.
19. Cui T., Cai S., Guo H., Huang T. Full-scale model to predict borehole fluid temperature with groundwater advection. Conference: International Ground Source Heat Pump Association. 2018. Stockholm. September 18-20. DOI:10.22488/okstate.18.000016

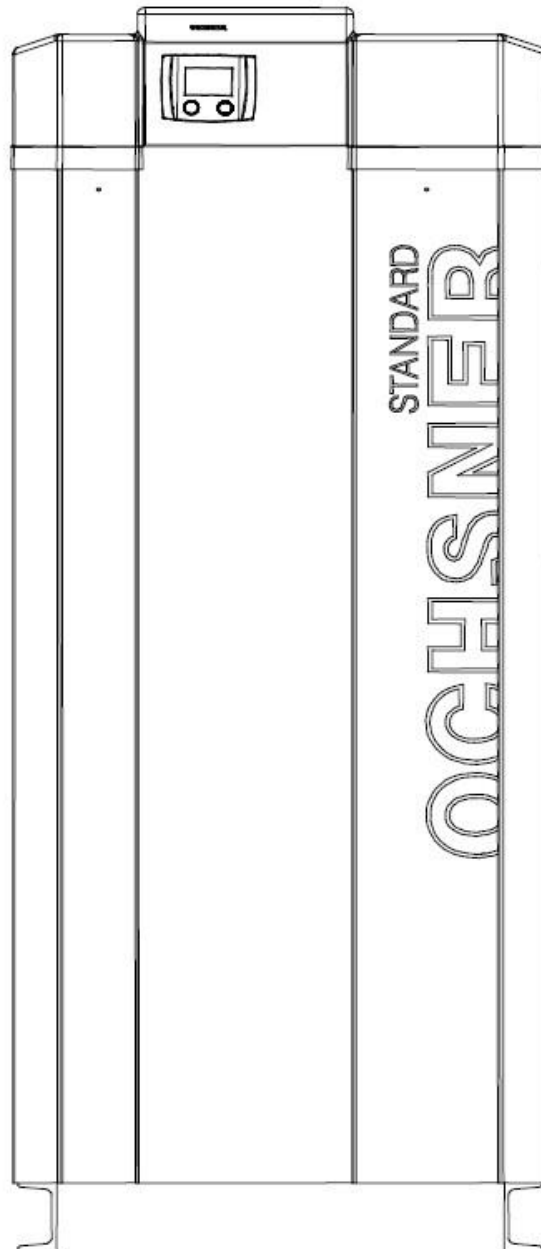
| | | | | | | | |
|---------------|-----|--------|------|--------|-------|------|--------------------------------|
| Зам. інв. № | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Підпис і дата | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | |
| Інв. № ор. | | | | | | | Кваліфікаційна робота магістра |
| | | | | | | | |
| | Зм. | Кільк. | Арк. | Недок. | Підп. | Дата | 49 |

20. Pophillat W., et al. Analytical solutions for predicting thermal plumes of groundwater heat pump systems // Renewable Energy. - 2018. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.07.148>
21. Ghoreishi-Madiseh S. A., Hassani F., Mohammadian A., Radziszewski P. A transient natural convection heat transfer model for geothermal borehole heat exchangers// Journal of Renewable and Sustainable Energy. - 2013. -№ 5. - Pp. 1-15. <https://doi.org/10.1063/1.4812647>
22. Serageldin A. A., Radwan A., Sakata Y., Katsura T., Nagano K. The effect of groundwater flow on the thermal performance of a novel borehole heat exchanger for ground source heat pump systems: small scale experiments and numerical simulation // Energies.- 2020.- 13. -1418. doi:10.3390/en13061418

| | | | | | | | |
|-------------|--------------------------------|--------|------|--------|-------|------|------|
| Зам. інв. № | Підпис і дата | | | | | | Арк. |
| | Кваліфікаційна робота магістра | | | | | | |
| Інв. № ор. | Зм. | Кільк. | Арк. | № док. | Підп. | Дата | |

Manuale operativo e di installazione

OSWP/OWWP



Pompa di calore Soluzione/Acqua - Acqua/Acqua

Riscaldamento / Raffrescamento / Acqua calda

Indice

| | | | | | |
|----------|--|-----------|-----------|---|-----------|
| 1 | Note sulla documentazione..... | 3 | 8 | Dati tecnici OSWP / OSWPR | 17 |
| 2 | Istruzioni di sicurezza | 3 | 9 | Dati tecnici OWWP / OWWPR..... | 19 |
| 2.1 | Marchatura CE | 4 | 10 | Dimensioni..... | 21 |
| 3 | Descrizione | 4 | 11 | Schemi elettrici..... | 21 |
| 3.1 | Funzionamento | 4 | 12 | Dichiarazione di conformità CE..... | 25 |
| 3.2 | Pompe di calore OSWP/OWWP | 4 | 13 | Condizioni di garanzia | 26 |
| 3.3 | Costruzione | 4 | 13.1 | Estensione della garanzia sui materiali a 5 | 27 |
| 3.3.1 | Compressore | 4 | anni | | |
| 3.3.2 | Carrozzeria | 4 | 14 | APPENDICI | 28 |
| 4 | Installazione | 5 | 14.1 | Schema collegamento campo geotermico...28 | |
| 4.1 | Consegna..... | 5 | 14.2 | Schema collegamento acqua di falda.....29 | |
| 4.2 | Trasporto..... | 5 | 14.3 | Dati sonde per pompe di calore geotermiche | 30 |
| 4.3 | Installazione | 5 | 14.4 | Garantire la portata corretta alla pompa di | 31 |
| 4.4 | Installazione degli antivibranti | 5 | calore | | |
| 4.5 | Impianto di riscaldamento | 6 | | | |
| 4.5.1 | Raffrescamento..... | 6 | | | |
| 4.5.2 | Raffrescamento passivo..... | 6 | | | |
| 4.5.3 | Portata impianto (WNA) | 7 | | | |
| 4.5.4 | Misuratori di portata impianto WNA..... | 7 | | | |
| 4.6 | Allacciamento alla fonte di calore geotermica | 7 | | | |
| 4.6.1 | Fluido termovettore antigelo..... | 7 | | | |
| 4.6.2 | Misuratori di portata - campo geotermico | 7 | | | |
| WQA | | 7 | | | |
| 4.6.3 | Pozzetto collettore..... | 8 | | | |
| 4.7 | Collegamento fonte acqua di falda..... | 8 | | | |
| 4.7.1 | Qualità dell'acqua..... | 9 | | | |
| 4.7.2 | Misuratori di portata acqua di falda WQA..... | 9 | | | |
| 4.7.3 | Rendimento..... | 10 | | | |
| 4.8 | Collegamenti elettrici..... | 10 | | | |
| 4.8.1 | Alimentazione della pompa di calore..... | 10 | | | |
| 4.8.2 | Sezione cavi..... | 11 | | | |
| 4.8.3 | Collegamento dei sensori..... | 11 | | | |
| 4.8.4 | Pompe e motori 230 VAC | 11 | | | |
| 4.9 | Contatto di controllo da fornitore elettricità | 12 | | | |
| (EVU) | | 12 | | | |
| 4.9.1 | Disinserimento via relè tariffario | 12 | | | |
| 5 | Messa in servizio..... | 12 | | | |
| 5.1 | Personale richiesto sul posto: | 12 | | | |
| 5.2 | Lista di controllo per messa in servizio..... | 12 | | | |
| 6 | Uso del sistema..... | 13 | | | |
| 6.1 | Funzioni di sicurezza..... | 13 | | | |
| 6.2 | Costi di esercizio | 13 | | | |
| 6.2.1 | Temperatura di mandata | 14 | | | |
| 6.2.2 | Ventilazione | 14 | | | |
| 6.3 | Primo riscaldamento edificio | 14 | | | |
| 7 | Manutenzione | 14 | | | |
| 7.1 | Interventi di manutenzione | 14 | | | |
| 7.2 | Servizio clienti | 14 | | | |
| 7.3 | Risoluzione dei problemi | 14 | | | |
| 7.4 | Tabella problemi comuni e soluzioni | 15 | | | |

1 Note sulla documentazione

Le note seguenti sono valide per tutta la documentazione.

Conservazione:

Questo **manuale operativo** deve essere conservato in prossimità della pompa di calore per consentirne la consultazione.

Simboli:

Nella documentazione vengono utilizzati i seguenti simboli di sicurezza.



AVVERTENZA

La mancata osservanza di queste avvertenze comporta pericoli di infortuni anche letali, nonché di danni materiali. Attenersi scrupolosamente a queste avvertenze.



CAUTELA

La mancata osservanza di questa indicazione può comportare anomalie di funzionamento o danni materiali (ai componenti del sistema, all'edificio, ...). Rispettare le istruzioni indicate.



Leggere attentamente le istruzioni di installazione prima di mettere in servizio la pompa di calore!

2 Istruzioni di sicurezza

Leggere attentamente questo manuale prima di intervenire sulla pompa di calore o eseguirne la regolazione!



Non sono ammesse modifiche del dispositivo. I lavori su di esso (riparazioni o modifiche) possono essere eseguiti solo dal costruttore o da specialisti autorizzati dallo stesso.



Tutti gli interruttori del circuito elettrico dell'impianto devono essere disinseriti prima di eseguire gli allacciamenti e le connessioni elettriche (posa dei cavi). L'impianto di riscaldamento comprende i comandi, i moduli supplementari ed i

componenti collegati ai comandi (generatore di energia, pompe, termostati di sicurezza a riarmo manuale, ecc.).



Non è consentito toccare i terminali, i fili ad essi connessi o liberi usando le mani o materiali elettroconduttori, in quanto i terminali potrebbero essere in tensione (pericolo di contatto con circuiti in tensione).



I comandi, i moduli supplementari, i terminali ed i cavi dei comandi potrebbero essere alimentati da interruttori esterni (dispositivi di sicurezza non automatici ecc.) anche se il comando non è collegato o direttamente in tensione.



La messa in servizio e la manutenzione dei dispositivi devono essere eseguite esclusivamente da personale espressamente autorizzato da OCHSNER.



L'installazione dei dispositivi e l'allacciamento elettrico devono avvenire a cura di uno specialista, secondo le norme locali applicabili e le regolamentazioni professionali.



Le funzioni di sicurezza della pompa di calore possono essere attivate dalla regolazione. Tuttavia, la regolazione non è certificata come dispositivo di sicurezza, per cui i meccanismi di sicurezza per la prevenzione di danni e guasti della pompa di calore devono essere conformi alle norme di sicurezza (ad es. mediante interruttori esterni ai sistemi di sicurezza in uso).

In caso di aggiornamenti del software di regolazione, tutti i parametri di funzionamento della pompa di calore devono essere nuovamente verificati.

2.1 Marcatura CE

Il presente prodotto soddisfa tutte le norme tecniche valide al momento della sua produzione ed è conforme ai sensi delle norme CE.

3 Descrizione

3.1 Funzionamento

La pompa di calore converte l'energia termica a bassa temperatura (ad es. il calore del suolo) in energia termica a temperatura maggiore (acqua per il riscaldamento).

La pompa di calore sottrae dall'ambiente l'energia solare accumulata in:

- terreno
- acqua di falda
- aria

e la cede, sommata all'energia motrice (elettricità), ai circuiti di riscaldamento e dell'acqua calda sanitaria sotto forma di calore a maggior temperatura.

L'impianto consiste di circuiti separati, connessi attraverso scambiatori di calore.

- Circuito della fonte di calore → estrazione del calore dall'ambiente
- Circuito frigorifero → Pompa di calore
- Circuito riscaldamento → Distribuisce il calore al sistema di riscaldamento

Il **circuito frigorifero** consiste in:

- Scambiatore a piastre evaporatore
- Compressore, fissato ad un robusto telaio metallico con un sistema antivibrante insonorizzante
- Scambiatore a piastre condensatore
- Essiccatore; Ricevitore di liquido; valvola di espansione; dispositivi di sicurezza
- Fluido refrigerante di sicurezza esente da cloro, non infiammabile, con lubrificante biodegradabile per il compressore

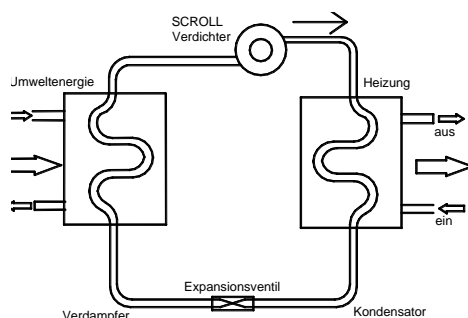


Figura 1: Circuito refrigerante

3.2 Pompe di calore OSWP/OWWP

Le pompe di calore OSWP/OWWP sono dispositivi compatti da installare in interni.



La pompa di calore è concepita per l'installazione in interni e NON per esterni..

Il prelievo di calore (dai circuiti della fonte di calore) avviene dall'acqua (serie OWWP) o da un circuito con soluzione antigelo (sistemi geotermici: sonde orizzontali, sonde orizzontali a spirale in trincea, sonde verticali di profondità) (Type GMSW).

Le pompe di calore OSWP/OWWP sono di norma del tipo monovalente¹. La pompa di calore può comunque essere combinata ad un generatore di calore ausiliario.

3.3 Costruzione

3.3.1 Compressore

I compressori ermetici tipo SCROLL sono concepiti appositamente per i carichi elevati delle pompe di calore. Diverse soluzioni costruttive proteggono la pompa di calore, sia nel funzionamento normale che in caso di sovraccarico. I compressori utilizzati da OCHSNER assicurano altissime prestazioni e massima affidabilità. I compressori SCROLL hanno poche parti mobili e non hanno valvole azionate dalla pressione come i compressori a pistone. Essi assicurano quindi livelli minimi di rumore e vibrazioni.

3.3.2 Carrozzeria

È costituita da un telaio in profilati protetto contro la corrosione, con un elegante rivestimento. Il rivestimento è completamente insonorizzato. Uno speciale sistema antivibrante assorbe il rumore verso il pavimento di appoggio.

¹ Monovalente = senza altri generatori di calore

4 Installazione

4.1 Consegna

La pompa di calore viene consegnata su un pallet a perdere e imballata in film protettivo. La carrozzeria è fornita nell'imballo della pompa di calore.

Licenza smaltimento ARA Nr. 7910 (Austria)



Eventuali danni da trasporto devono essere immediatamente segnalati al momento della consegna!

4.2 Trasporto

La pompa di calore deve essere trasportata e stoccata nel suo imballaggio. Per distanze brevi è consentito il trasporto con un'angolazione di 45°, procedendo con cautela. Per il trasporto e lo stoccaggio sono ammesse temperature ambientali da -20°C a +45°C. L'imballaggio standard non protegge il prodotto contro le intemperie e l'acqua marina. I danni di trasporto vengono riconosciuti solo se si sporge reclamo immediato all'autista del vettore che effettua la consegna.

4.3 Installazione

Le pompe di calore OSWP/OWWP possono essere installate in qualsiasi luogo asciutto e non soggetto al gelo.

L'installazione deve avvenire su una superficie piana. Il luogo prescelto per l'installazione deve essere tale da permettere sempre l'uso e la manutenzione.

(Distanza raccomandata tra pareti e lato posteriore della pompa: almeno 50 cm, tra pareti e lati della pompa: 60 cm, tra muro e lato frontale della pompa: 70 cm).

La pompa di calore deve essere isolata acusticamente rispetto al pavimento. Locali riverberanti possono aumentare il livello di emissione sonora percepito. Tenere conto in fase di progettazione che non è possibile escludere completamente la trasmissione del rumore ai locali attigui.

NOTA:

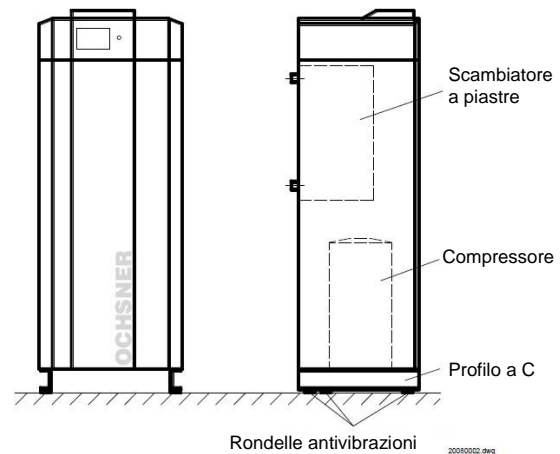
Il livello acustico del compressore è proporzionale alla potenza di esercizio della pompa di calore.

4.4 Installazione degli antivibranti

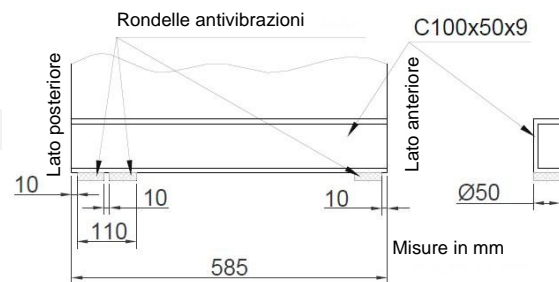
Gli antivibranti riducono la trasmissione di vibrazioni all'edificio.

Assicurarsi che anche le tubazioni dell'impianto siano installate in modo che non trasmettano le vibrazioni ed il rumore!

Gli antivibranti forniti devono essere posizionati sotto la pompa di calore prima dell'installazione, come da figura.



Vista dettagliata



Rondelle antivibranti
Posizionamento sotto i profili a C:
- 2 nella parte posteriore
- 1 nella parte anteriore

20080023.dwg

4.5 Impianto di riscaldamento



L'allacciamento idraulico della pompa di calore deve essere eseguito solo da specialisti, nel rispetto delle norme locali!

Tutti i collegamenti della pompa di calore devono essere eseguiti con tubazioni elastiche. Nella posa delle tubazioni evitare i ponti acustici. Il dimensionamento della rete di distribuzione e la scelta della pompa di circolazione dipendono dal singolo sistema di riscaldamento.

Rispettare sempre i criteri di progettazione seguenti:



La velocità di flusso nelle tubazioni non deve superare 0,8 m/s (rumori/perdita di carico).

Per un esercizio confortevole ed affidabile, non superare una differenza di temperatura di 5K tra la mandata e il ritorno dell'impianto.

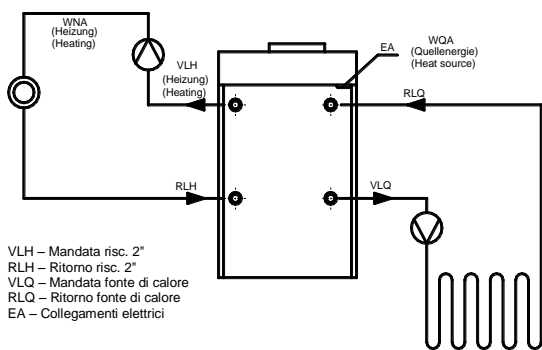


Figura 2: Collegamenti idraulici alla pompa di calore



Per il dimensionamento della pompa di circolazione/pompa di carica del serbatoio inerziale, tenere conto della perdita di carico interna del condensatore della pompa di calore (vedere dati tecnici)!

Le pompe di circolazione integrate lato riscaldamento sono concepite come pompe di carica del serbatoio inerziale (per i dati tecnici vedere appendice).

Se la portata è insufficiente, è possibile che la pompa di calore non raggiunga le prestazioni nominali, e in certe condizioni si blocchi per

l'intervento del pressostato di alta pressione, generando un messaggio di ERRORE (vedi manuale di istruzioni OTE).

Si raccomanda l'installazione di un serbatoio inerziale o di un compensatore idraulico tra pompa di calore e impianto.

Una valvola di sfiato manuale deve essere installata nel punto più alto della rete di tubazioni.

Accertarsi che corpi estranei non blocchino la circolazione (polvere, sporcizia, etc.).

Si consiglia di inserire un filtro nella tubazione di ritorno alla pompa di calore al fine di eliminare eventuali impurità. Accertarsi che il filtro sia in una posizione facile da raggiungere per la manutenzione.

Il filtro sporco riduce lo scambio termico e può causare il disinserimento della pompa di calore per intervento del pressostato di alta pressione!

Valvole e termometri vanno montati sia sulla tubazione di mandata che di ritorno, per verificare le condizioni operative della pompa.

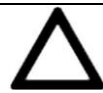
Nel punto più basso delle tubazioni deve essere installata una valvola di scarico per lo svuotamento dell'impianto.

Le tubazioni dell'impianto di riscaldamento devono essere dimensionate secondo i dati tecnici specificati per la pompa di calore. Per esempi di schemi idraulici standard, vedere l'appendice A.

4.5.1 Raffrescamento

Per la funzione di raffrescamento, è necessario prevenire la formazione di condensa, coibentando tutte le parti dell'impianto (tubi, raccordi, etc.) con materiali idonei. Ciò vale in particolare per i tubi di collegamento tra pompa di calore e collettore/serbatoio inerziale.

4.5.2 Raffrescamento passivo



Per le pompe di calore Acqua/Acqua con funzione di raffrescamento passivo, è obbligatorio installare una valvola miscelatrice per ogni zona di impianto, con un comando remoto con sensore di U.R. per il controllo del punto di rugiada.

La valvola deviatrice per il raffrescamento passivo **DEVE essere montata** sull'uscita della sorgente dalla pompa di calore. Schemi di principio appropriati per ogni pompa di calore sono inclusi.

4.5.3 Portata impianto (WNA)

La portata minima prescritta di fluido termovettore dal lato impianto deve essere garantita. Una portata insufficiente riduce le prestazioni della pompa di calore. OCHSNER non assume alcuna responsabilità per malfunzionamenti o danni dovuti a portata insufficiente! (vedere dati tecnici).

4.5.4 Misuratori di portata impianto WNA

I sensori di portata sono parte integrante della pompa di calore e devono essere installati rispettando le linee guida OCHSNER applicabili.

Se i sensori di portata non sono installati o non funzionano, OCHSNER **rifiuterà la messa in servizio dell'impianto.**



OCHSNER non assume alcuna responsabilità per eventuali danni dovuti a sensori di portata non installati, oppure dimensionati, montati o cablati impropriamente.

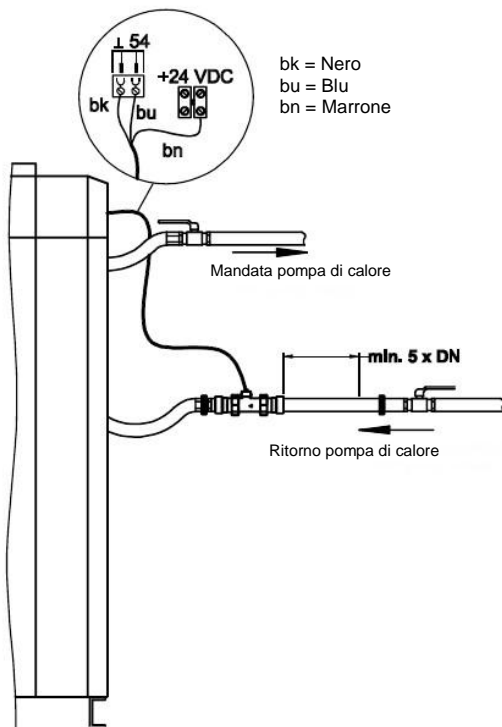


Figura 3: installazione sensore di portata impianto

4.6 Allacciamento alla fonte di calore geotermica

4.6.1 Fluido termovettore antigelo

Il dimensionamento e l'installazione delle sonde geotermiche sono responsabilità del progettista dell'impianto, che deve rispettare le linee guida OCHSNER. L'impianto geotermico va realizzato in modo che siano sempre possibili il lavaggio e/o lo sfiato.

Calcolare in anticipo la quantità di soluzione antigelo richiesta, sulla base della lunghezza e dimensione dei tubi e del contenuto della pompa di calore. La carica della soluzione deve avvenire in condizioni di pulizia e miscelazione corrette.

Usare glicole etilenico in miscela al 25%-30% come antigelo, per una protezione fino a -12 o -15 °C. Non mescolare l'antigelo con acqua aggressiva (pH minore di 7.0), distillata o acqua piovana.

NOTA

Poiché con il tempo la protezione antigelo viene meno, si consiglia d'effettuare un controllo del fluido ogni 2 anni.

Controllare la protezione antigelo, il valore del pH e l'alcalinità residue. Questo controllo deve essere eseguito su un campione rappresentativo (ad es. 3 x 1/4l). Utilizzare un rifrattometro per accertare il titolo della miscela. Eseguire la carica in modo da assicurare lo sfiato corretto dell'impianto.



La velocità del flusso nelle tubazioni non deve superare 0,8 m/s (rumore/perdite di carico).

Per assicurare un funzionamento confortevole ed affidabile, mantenere un salto termico di 3K tra mandata e ritorno del circuito geotermico.

4.6.2 Misuratori di portata - campo geotermico WQA

Analogamente al lato impianto (impianto di distribuzione del calore WNA), anche sul lato

fonte di calore (WQA) deve essere installato il misuratore di portata.

I sensori di portata sono parte integrante della pompa di calore e devono essere installati rispettando le linee guida OCHSNER applicabili.

Se i sensori di portata non sono installati o non funzionano, OCHSNER **rifiuterà la messa in servizio dell'impianto.**

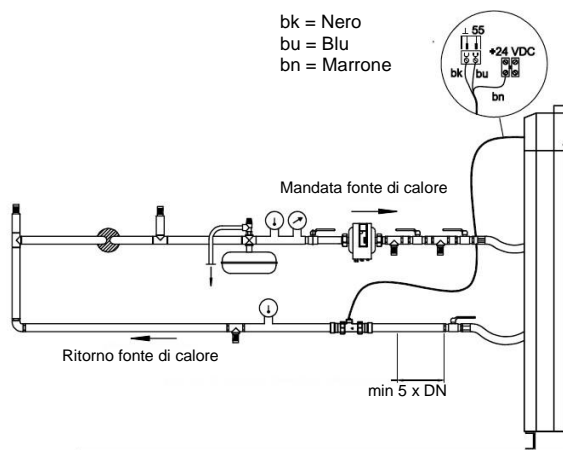


Figura 4: Installazione sensore di portata fonte di calore

4.6.3 Pozzetto collettore

Se si installa un collettore in un pozzetto, impiegare tubi paralleli con pendenza verso il collettore. La sicurezza operativa è garantita solo se il collettore è realizzato secondo lo schema della figura 5.

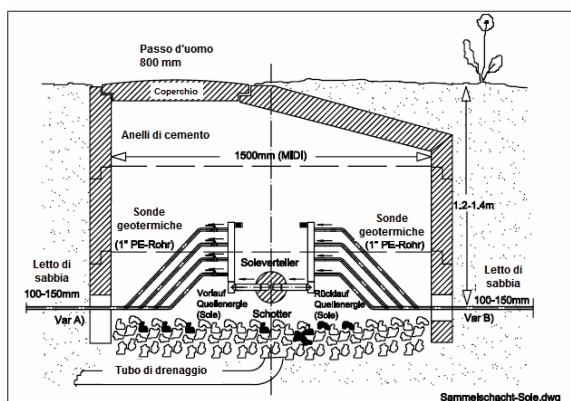


Figura 5: Pozzetto collettore

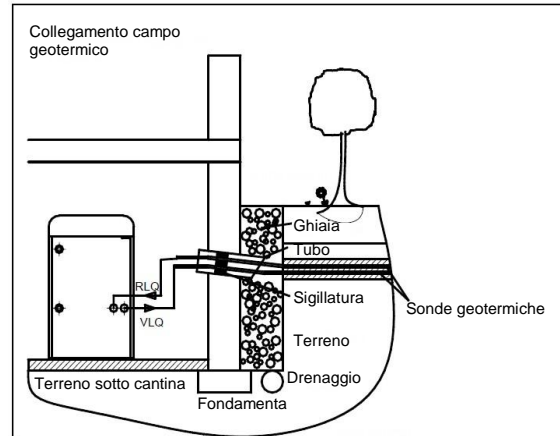


Figura 6: Tubazioni in pendenza verso l'esterno

4.7 Collegamento fonte acqua di falda

Se la sorgente di calore sfruttata è l'acqua, usare solo acqua pulita di qualità potabile senza particelle in sospensione.

Per l'utilizzo di acqua di falda, è necessario installare un filtro autopulente a grande superficie, con una maglia da 500 micrometri.

Per maggiore sicurezza, raccomandiamo l'uso dei filtri centrifughi Ochsner.



Prima di installare l'impianto, è necessario effettuare un'analisi dell'acqua, che ne accerti le proprietà.

Il prelievo dell'acqua da analizzare deve avvenire poco prima della fine di un pompaggio continuo, passando immediatamente all'analisi (in caso contrario si ottengono valori errati).

La velocità del flusso nelle tubazioni non deve superare 0,8 m/s (rumore/perdite di carico).

Per garantire un funzionamento confertevole e affidabile, mantenere una differenza di temperatura di 3K tra la mandata e il ritorno dell'evaporatore.

4.7.1 Qualità dell'acqua

La presenza di sostanze aggressive o indesiderate porta a fenomeni di corrosione o intasamento dell'evaporatore, della pompa di carica e delle tubazioni (guasti della pompa di calore). Rispettare i valori indicati nella tabella 1.

| Scambiatore a piastre | | Brasato Rame | Brasato inox |
|-----------------------------|---------|--------------|--------------|
| Conducibilità elettrica 1.) | [µS/cm] | > 500 | -- + |
| pH 1.) | | < 6 | o o |
| | | 6 - 8 | + + |
| | | > 8 | -- o |
| Cloruri 1.) | [mg/l] | < 10 | + + |
| | | 10 - 100 | + + |
| | | 100 - 200 | o + |
| | | > 200 | -- -- 3.) |
| Solfati 1.) | [mg/l] | < 50 | + + |
| | | 50 - 100 | o + |
| | | > 100 | -- o |
| Anidride carbonica 1.) | [mg/l] | < 5 | + + |
| | | 5 - 20 | o + |
| | | > 20 | -- o |
| Ossigeno 1.) | [mg/l] | < 1 | + + |
| | | 1 - 8 | o + |
| | | > 8 | -- + |
| Ammoniaca 1.) | [mg/l] | < 2 | + + |
| | | 2 - 20 | o + |
| | | > 20 | -- + |
| Ferro + manganese 2.) | [mg/l] | > 0,2 | -- -- 3.) |
| Manganese 2.) | [mg/l] | > 0,05 | -- -- 3.) |
| Solfuri 1.) | [mg/l] | < 5 | + + |
| Cloro libero 1.) | [mg/l] | < 0,5 | + + |

Tabella 1: valori di riferimento per acqua di falda

Legenda per tabella 1:

- + il material normalmente resiste bene
- o la corrosione può subentrare se diversi fattori sono valutati o
- l'uso è sconsigliato

NOTA:
Temperature limite di esercizio dell'acqua di falda tra **+8°C e +22°C**

- 1.) Se la qualità dell'acqua è tale da non rispettare i limiti di esercizio degli scambiatori standard con brasatura in rame, è possibile richiedere come opzione lo scambiatore con brasatura in acciaio inox (va richiesto in fase d'ordine).
- 2.) In considerazione delle caratteristiche incrostanti e del possibile intasamento degli scambiatori, è sconsigliato l'uso diretto con le pompe di calore.

- 3.) Oltre alla concentrazione di Ferro e Manganese, la concentrazione di Cloro libero e Cloruri sono fattori decisivi essenziali per la scelta dello scambiatore con brasatura in acciaio inox.

4.7.2 Misuratori di portata acqua di falda WQA

Sul lato acqua di falda della pompa di calore deve essere installato un misuratore di portata. Non installare flussostati!

I sensori di portata sono parte integrante della pompa di calore e devono essere installati rispettando le linee guida OCHSNER applicabili.

Se i sensori di portata non sono installati o non funzionano, OCHSNER rifiuterà la messa in servizio dell'impianto.

⚠ OCHSNER non assume alcuna responsabilità per eventuali danni dovuti a sensori di portata non installati, oppure dimensionati, montati o cablati impropriamente.

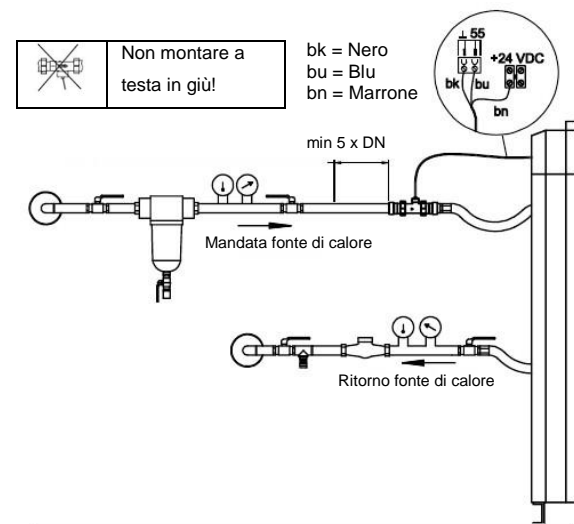


Figura 7: Installazione sensori di portata lato fonte di calore

4.7.3 Rendimento

La quantità d'acqua che può essere „erogata“ dal pozzo deve essere verificata facendo funzionare la pompa del pozzo continuamente per tre giorni. Solo così è possibile accertare che la fonte di calore sarà sufficiente a coprire il fabbisogno anche in inverno.



È necessario verificare anche la temperatura della sorgente, che non deve mai scendere naturalmente **sotto gli 8°C**. Accertare che l'acqua non **esca dalla pompa di calore a temperature inferiore a 4°C**. In caso contrario esiste il rischio di congelamento, con conseguente possibile danneggiamento della pompa di calore a causa della contaminazione con acqua del circuito frigorifero.

L'uso di acque con valori di aggressività o contaminazione superiori a quelli indicati comporta l'esclusione della garanzia, salvo nel caso in cui vengano prese opportune misure di protezione (rivolgersi a Ochsner / rispettare le presenti istruzioni).



La velocità del flusso nelle tubazioni non deve superare 0,8 m/s (rumore/perdite di carico). Per garantire un funzionamento confortevole e affidabile, mantenere una differenza di temperatura di 4K tra la mandata e il ritorno dell'evaporatore.

Si consente l'impiego esclusivamente di acqua esente da particolato sospeso e con i valori riportati nella tabella 1.

Per esempi di schemi idraulici standard, vedere in appendice.

4.8 Collegamenti elettrici



Rispettare i regolamenti locali e le normative UE applicabili.

NOTA:

Tutti i collegamenti elettrici devono essere eseguiti con cavi flessibili!

I valori indicate in appendice in merito ai fusibili sono orientativi. Per la messa in atto di sistemi di sicurezza adeguati è responsabile l'elettricista che esegue la connessione elettrica della pompa di calore.

OCHSNER non risponde per danni conseguenti all'installazione di sistemi di sicurezza inadeguati!

4.8.1 Alimentazione della pompa di calore

La protezione del circuito elettrico principale della pompa di calore deve essere realizzata mediante un interruttore multipolare che disinserisce tutti i poli in caso di guasto (per l'amperaggio vedere i dati tecnici in appendice). L'alimentazione deve essere protetta contro sovracorrenti e cortocircuiti.

NOTA:

I circuiti di alimentazione principale e quello della regolazione devono essere indipendenti e distinti.



Tutti i motori trifase (compressori, pompe e ventole) DEVONO essere collegati ad un **CAMPO DI ROTAZIONE DESTROSA**.

L'esercizio prolungato nella direzione di rotazione errata comporta danni alle apparecchiature, dei quali OCHSNER non risponde.

Tutte le connessioni che richiedono l'apertura delle scatole di connessione devono essere eseguite da una ditta autorizzata, poiché i componenti sotto tensione comportano pericolo di morte!

4.8.2 Sezione cavi

Per il collegamento dei motori e dei sensori utilizzare cavi a norma comunemente reperibili in commercio. Attenersi alle seguenti linee guida.

| Posizione | Sezione minima |
|--|---------------------|
| Alimentazione 230V~: (pompe, attuatori) Adeguare la sezione dei cavi alle condizioni di esercizio. | 1,5 mm ² |
| Cavi dei sensori: (sensore esterno, ecc.). Posare i cavi dei sensori sempre separati (almeno di 20 cm) da quelli 230V/400V. La lunghezza massima del cavo non deve superare 50 m. | 1,0 mm ² |
| Bus dati: (ad es. Comandi remoti, moduli ausiliari, collegamento centraline per cascata, etc.) devono essere sempre realizzati con cavo schermato, collegando la schermatura a terra sulla pompa di calore. OCHSNER raccomanda il tipo seguente: Y(ST)Y 2x2x0.8 ATTENZIONE: OCHSNER non risponde per eventuali danni e malfunzionamenti dovuti ad inadeguata protezione contro disturbi elettrici. | 0,8 mm ² |

Tabella 2: Sezioni minime dei cavi

NOTA:

Se non è possibile rispettare le distanze minime indicate in tabella 2 tra i cavi di segnale e le linee 230/400V, utilizzare cavi schermati. Prestare particolare attenzione al collegamento della sonda esterna.

4.8.3 Collegamento dei sensori

Sensore di temperatura esterna:

Il sensore di temperatura esterna (**TA**) deve essere installato ad un'altezza di circa 2,5 m sul muro esterno dell'edificio (esposizione a nord o ovest). Accertarsi che il sensore non sia esposto direttamente ai raggi del sole o al vento, poiché verrebbe influenzato il funzionamento del sistema di regolazione.

Sensori di temperatura del volano inerziale:

Nel volano inerziale ci sono almeno due pozzetti dove installare i sensori di temperatura. Questi sono:

Parte superiore (**TPO**)

Parte inferiore (**TPM**)

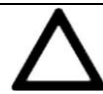
Il compressore viene acceso in base al sensore TPO, e spento in base al sensore TPM.

Sonda di temperatura acqua calda:

Il sensore di temperatura dell'acqua calda (**TB**) è fornito insieme alla pompa di calore. La collocazione deve avvenire nel terzo inferiore del serbatoio, non più in alto della metà dello stesso. I serbatoi per l'acqua calda OCHSNER sono dotati di appositi pozzetti per l'installazione.

Sonda di temperatura circuito miscelato:

Se viene predisposto un circuito miscelato per l'impianto di riscaldamento, installare la sonda di temperatura (**TMK**) fornita a corredo con la pompa di calore, completa di fascia di montaggio e pasta termoconduttrice. Montare questo sensore immediatamente a valle della pompa del circuito miscelato.



Non applicare alcuna tensione sui terminali dei sensori! Il regolatore verrà danneggiato irreparabilmente.

4.8.4 Pompe e motori 230 VAC

Le pompe (riscaldamento, carica) e i motori (valvole di miscelazione ecc.) devono essere collegati direttamente alla centralina di regolazione della pompa di calore.



Avvertenza: eseguire il test funzionale solo sull'impianto pronto per la messa in servizio! (Collegamenti idraulici e controllo del senso di rotazione del compressore già eseguiti).

4.9 Contatto di controllo da fornitore elettricità (EVU)

In caso di commutazione in base alle fasce tariffarie (alimentazione interrotta, normalmente non disponibile in Italia), la pompa di calore viene temporaneamente disinserita dall'ente erogatore. La regolazione dispone di un segnale di ingresso apposito (ponticello sul terminale EVU, morsetteria X3). Se la commutazione in base alle fasce tariffarie avviene a livello del contatore (tariffa notturna), il contatto EVU non deve essere utilizzato.

4.9.1 Disinserimento via relè tariffario

L'alimentazione trifase della pompa di calore è disinserita dalla commutazione gestita dal relè a fascia tariffaria (sigillato sul posto dall'ente erogatore elettrico). Il segnale alla pompa di calore deve essere portato dal contatto ausiliario del relè a fascia tariffaria.

NOTA: queste tipologie di contratto di fornitura elettrica non sono normalmente disponibili in Italia.

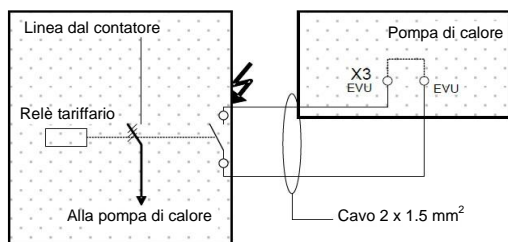


Figura 8: Spegnimento EVU tramite relè tariffario

5 Messa in servizio

Per la messa in servizio rivolgersi al Servizio Clienti OCHSNER. La data dei lavori deve essere fissata con un anticipo di due settimane.

Prima della messa in servizio devono essere stati conclusi i seguenti lavori:

- Installazione completa, carico, sfiato e regolazione idraulica dell'impianto di riscaldamento e dell'acqua calda.
- Allacciamento elettrico alla rete principale 3x400V/50Hz, (circuito di comando 230V/50Hz) e altri collegamenti necessari sono stati completati. Il campo di rotazione destrorsa è stato verificato. Non sono ammesse installazioni provvisorie!

- Per pompe di calore geotermiche: il circuito geotermico deve essere riempito e sfiato.
- Per pompe di calore acqua/acqua: il pozzo deve essere pronto all'esercizio. Il test di pompaggio continuo deve essere già effettuato.

Dettagli: vedi lista di controllo fornita con la pompa di calore!

Lavori eseguiti dai tecnici OCHSNER:

- Configurazione dei dispositivi di sicurezza
- Controllo del ciclo frigorifero
- Stesura del protocollo di messa in servizio
- Impostazione di base del sistema di comando
- Introduzione generale al funzionamento dell'impianto per l'operatore (se presente alla messa in servizio)

5.1 Personale richiesto sul posto:

DEVONO essere presenti al momento della messa in servizio: l'elettricista, l'installatore ed il futuro gestore/operatore dell'impianto.

Altri lavori necessari, come lo sfiato delle tubazioni, la posa di cavi ecc. non rientranti fra i compiti spettanti a OCHSNER, se necessari verranno fatturati a parte a consuntivo.

5.2 Lista di controllo per messa in servizio

Rispettare la seguente scaletta operativa:

- 1) Controllare il circuito dell'impianto di riscaldamento: pressione del sistema, funzionamento del vaso di espansione, valvole di sfiato. **L'installatore dell'impianto deve assicurare che all'inizio della messa in servizio gli accumuli inerziali siano a temperatura non superiore ai 30°C.**
- 2) **Prova di portata!** La portata misurata dai sensori è visualizzabile sul display della regolazione OTE (vedere appendice)
- 3) Per pompe di calore geotermiche: Verifica pressione impianto, protezione antigelo (-12°C), sfiato
- 4) Per pompe di calore Acqua/Acqua: Verifica filtro ed eventuale pulizia

- 5) Controllare che tutte le valvole siano aperte e che le valvole di non ritorno siano nella giusta direzione
- 6) Controllare l'alimentazione elettrica e gli interruttori
- 7) Controllare il circuito frigorifero
- 8) Controllare le connessioni elettriche ai componenti dell'impianto, compresi tutti i dispositivi di sicurezza richiesti, facendo riferimento allo schema elettrico
- 9) Inserire l'alimentazione trifase della pompa di calore
- 10) Controllare che la corrente trifase rispetti il campo di rotazione destrorsa
- 11) Inserire l'alimentazione della regolazione
- 12) Configurare il sistema tramite la guida assistita per la messa in servizio
- 13) Memorizzare la configurazione dei sensori
- 14) Test dei relè sui terminali di uscita
- 15) Regolare l'impianto in base alle richieste e protocollare le impostazioni
- 16) Consegnare l'impianto all'operatore

6 Uso del sistema

L'uso dell'impianto è gestito mediante il pannello di controllo di base, che è montato in un alloggiamento di plastica facilmente accessibile sulla pompa di calore.

L'utente ha a disposizione **2 manopole** e un **display** luminoso (Fig. 9).

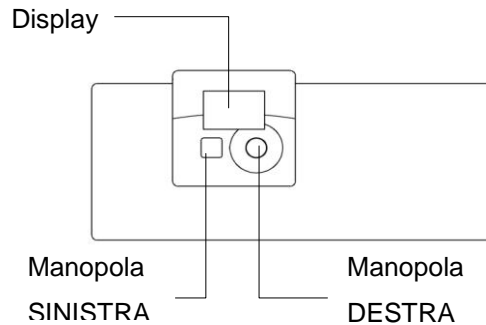


Figura 9: Pannello di controllo

NOTE per l'installatore:

Il tecnico Ochsner (o autorizzato da Ochsner) imposta la regolazione secondo i requisiti comunicati **nel foglio tecnico fornito in fase d'ordine**.

Se l'installatore del sistema non è presente durante la messa in servizio o il foglio dati tecnici non è disponibile, il sistema verrà configurato secondo le impostazioni standard per lo schema realizzato.

In questo caso OCHSNER non assume alcuna responsabilità per l'efficacia delle impostazioni (curva climatica, punto di bivalenza, etc.). Eventuali ulteriori interventi di regolazione saranno a totale carico della ditta installatrice.

Per il miglior risultato di rendimento è necessario che l'impianto idraulico sia correttamente bilanciato rispetto ai requisiti di progetto e rispetto a quanto impostato nella regolazione.



La pompa di calore non dispone di un interruttore di disinserimento incorporato. In caso di emergenza, l'impianto **DEVE** essere disinserito mediante gli interruttori specificati.

Gli interruttori **DEVONO** essere facilmente accessibili, onde consentire il disinserimento tempestivo.

Vedi istruzioni della regolazione

6.1 Funzioni di sicurezza

Le seguenti funzioni di sicurezza sono implementate sia sul software che sui dispositivi meccanici dell'impianto:

- Dispositivi di sicurezza e di comando elettrici per il compressore
- Pressostato di sicurezza di alta pressione
- Ritardo di inserimento del compressore per evitare partenze troppo frequenti
- Anticipo e postcircolazione della pompa della sorgente di calore

6.2 Costi di esercizio

Nella prima stagione di riscaldamento il costo di esercizio può essere fino al 50% maggiore della media; a seconda dell'umidità residua nell'abitazione.

6.2.1 Temperatura di mandata

Per l'esercizio ottimale della pompa di calore si deve privilegiare la minor temperatura di mandata possibile in riscaldamento e per l'acqua calda. La massima temperatura di mandata dell'impianto è di 60°C per i modelli di tipo "plus", e di 50°C per tutti gli altri tipi.

NOTA:

Aumentare la temperatura ambiente di 1 °C comporta un aumento dei consumi elettrici del 5-7%.

6.2.2 Ventilazione

Soprattutto durante la stagione di riscaldamento, il ricambio d'aria degli ambienti deve essere effettuato in base alle effettive esigenze. Per risparmiare energia è preferibile ventilare periodicamente gli ambienti per brevi periodi, evitando una ventilazione continua a bassa intensità (a meno di non utilizzare gli appositi sistemi con recupero del calore).

6.3 Primo riscaldamento edificio

Non è ammesso effettuare il primo riscaldamento dell'abitazione (massetti dei pavimenti radianti, umidità della costruzione) con le pompe di calore geotermiche (OSWP).

A causa dell'alto assorbimento di energia l'operazione può provocare il congelamento del campo geotermico, con perdita di efficienza dell'impianto fino al blocco della pompa di calore.

NOTA per le pompe di calore geotermiche:

Per il riscaldamento di massetti o l'asciugatura dell'umidità della costruzione utilizzare una resistenza elettrica (accessorio) inserita nell'accumulo inerziale, o nel compensatore idraulico, o nella mandata della pompa di calore!

7 Manutenzione

7.1 Interventi di manutenzione

L'esercizio della pompa di calore non richiede normalmente manutenzione. Tuttavia è necessario accertarsi che siano soddisfatti i seguenti punti:

- per le pompe di calore geotermiche, controllare che il circuito geotermico sia sempre sfiatato, e controllare la qualità del fluido (pH, protezione antigelo).
- per le pompe di calore Acqua/Acqua, controllare e mantenere pulito il filtro.
- se necessario pulire lo scambiatore a piastre, è possibile utilizzare una soluzione acida a

base di acido fosforico. Sono ammessi anche prodotti a base di acido formico o di acido citrico. La concentrazione massima è all'8-10%. Non utilizzare mai soluzioni a base di acido cloridrico.

NOTA:

OCHSNER offre contratti di manutenzione. Se interessati, si prega di rivolgersi al nostro Servizio clienti.

7.2 Servizio clienti

Le operazioni seguenti possono essere effettuate dal servizio clienti:

- Controllo del circuito frigorifero
- Controllo e serraggio dei collegamenti elettrici
- Verifica dei dispositivi di sicurezza (pressostato, termostati)
- Verifica dei circuiti di controllo
- Compilazione del report di messa in servizio
- Report nel libretto di prova
- Verifica dei parametri della regolazione

Se nonostante la cura posta in fase di produzione e l'impiego esclusivo di ricambi originali il dispositivo dovesse presentare dei difetti o essere soggetto a guasti, si prega di informare il Servizio Clienti OCHSNER, indicando il modello ed il numero di fabbricazione della pompa di calore, chiamando uno dei seguenti numeri:

Kundendienst Österreich:

Tel.: +43 (0) 504245 -499

E-Mail: kundendienst@ochsner.at

Distributore italiano Heliant srl:

Tel.: +39 011 2166697

E-mail: info@ochsner.it

Il modello ed il numero di fabbricazione della pompa di calore sono riportati sulla targhetta identificativa della pompa di calore, applicata sul lato posteriore della pompa stessa.

7.3 Risoluzione dei problemi

NOTA:

Solo tecnici qualificati possono eliminare i guasti e modificare le impostazioni!

L'impostazione di base della regolazione avviene nel corso della messa in servizio, a cura del tecnico specializzato. Per eventuali correzioni o modifiche delle impostazioni del programma sono responsabili l'operatore o l'utilizzatore della macchina!

Altri messaggi di errore → vedere manuale di istruzioni della regolazione.

7.4 Tabella problemi comuni e soluzioni

| Guasto / display | Cause possibili | Rimedio |
|---|--|---|
| 1. Blocco per alta pressione (ER 36) | Scambio termico insufficiente | Aprire le valvole di chiusura |
| | Regolazione errata del circuito di riscaldamento | Ripristinare il funzionamento |
| | Una o più pompe di circolazione non funzionanti | Ripristinare il funzionamento |
| | Velocità (livello di prevalenza) pompa di circolaz. riscaldamento troppo basso | Aumentare il regime della pompa (velocità) delta T = 5K mandata-ritorno |
| | Aria nel circuito di riscaldamento | Sfiatare il circuito di riscaldamento |
| | Guasto alla valvola deviatrice a 3 vie | Sostituire |
| | Valvola di non ritorno bloccata | Sbloccare, sostituire |
| | Con opzione produzione esterna acqua calda: -Scambiatore di calore troppo piccolo -Calcare o fango nello scambiatore di calore | Aumentare il dimensionamento Contattare l'installatore dell'impianto Pulire ed eliminare il calcare |
| | Impostazione troppo alta della temperatura | Abbassare il setpoint, la temperatura massima di mandata è 55°C o 65°C! |
| Raccordi allentati | Verificare i raccordi ed eventualmente serrarli | |
| 3. Blocco per bassa pressione (ER 37) | Aria nel circuito della sorgente di calore | Sfiatare il circuito |
| | Protezione antigelo insufficiente | Vedere il manuale operativo |
| | Carica di acqua/soluzione insufficiente | Rabboccare la soluzione |
| | Perdite nelle tubature | Riparare o sostituire |
| | Filtro sporco (acqua) | Pulire, lavare in controcorrente |
| | Pompa di circolazione grippata | Riparare e pulire |
| | La pompa di circolazione ruota in senso inverso | Invertire il senso di rotazione |
| | Fonte geotermica insufficiente (mandata soluzione <= -4 °C) | Rigenerare o aumentare la sorgente geotermica (Soluzione temporanea: ridurre il carico di riscaldamento, attivare la fonte secondaria, ad es. la resistenza elettrica) |
| | Guasto alla pompa di circolazione | Riparare o sostituire |
| | Temperatura di sicurezza troppo alta | Contattare il Servizio Clienti correggere la temperatura di sicurezza |
| | Circuito frigorifero | |
| | Perdite di refrigerante | Contattare il Servizio Clienti Ricaricare il refrigerante |
| | Guasto al circuito frigorifero | Contattare il Servizio Clienti Riparare o sostituire |
| 4. Blocco per temperatura gas caldo (ER 38) | Temperatura gas caldo troppo alta | Contattare il Servizio Clienti |
| 5. Blocco EVU | Attivo il blocco della rete previsto dall'ente erogatore | |
| 6. Intervento monitoraggio fasi (E30) | Il compressore ruota nella direzione errata (relè K7 con LED DEF acceso) | Contattare l'elettricista per riparare il cablaggio, accertare con un test la corretta rotazione |
| | Errore di fase (relè K7 con LED DEF acceso) | Contattare l'elettricista per un controllo dell'alimentazione elettrica |
| | Fasi asimmetriche (relè K7 con LED ASY acceso) | Contattare l'elettricista per un controllo dell'alimentazione elettrica. Se necessario la tolleranza del relè di controllo può essere aumentata fino al 20%, ma ATTENZIONE: in questo caso eventuali danni al compressore non sono coperti da garanzia. |
| 6. Protezione antigelo fonte di calore (E 57) | Sorgente di calore insufficiente o troppo fredda | Vedere sezione 3. |
| 7. Riscaldamento freddo, pompa di calore e serbatoio inerziale sono caldi | Scambio termico interrotto o insufficiente | Sostituire la pompa di circolazione, sfiatare il circuito di riscaldamento, aprire la saracinesca e gli elementi di regolazione, aumentare il livello di potenza della pompa di circolazione |
| 8. La pompa di calore funziona, ma la potenza termica è insufficiente | Fabbisogno d'acqua troppo alto | Ridurre il carico di riscaldamento |
| | Sovraccarico della sorgente di energia | Ridurre il carico di riscaldamento |
| | La pompa di calore è impostata su precedenza al boiler | Controllare la regolazione per l'acqua calda |
| | Stato di isolamento dell'edificio (ad es. coibentazione) non adeguato | Provvedere all'isolamento richiesto per l'edificio |
| | Senso di rotazione del compressore scroll invertito Attenzione: spegnere subito la pompa di calore! | In seguito a interventi sulla rete elettrica far verificare o ripristinare la rotazione destrorsa dall'elettricista! |
| 9. La pompa di calore produce solo acqua calda e non riscaldamento (o in ritardo) | Valore nominale per acqua calda troppo alto | Abbassare il punto di disinserimento |
| | La regolazione è su funzionamento estivo | Impostare la regolazione su riscaldamento |
| | Scambiatore di calore per acqua calda insuff. | Aumentare lo scambiatore di calore |
| | Scambiatore per acqua calda incrostato | Contattare l'installatore dell'impianto Pulire lo scambiatore di calore ed eliminare il calcare |

| Guasto / display | Cause possibili | Rimedio |
|--|--|---|
| 10. Temperatura dell'acqua calda insufficiente | Scambiatore di calore per acqua calda insuff. | Aumentare lo scambiatore di calore |
| | Scambiatore per acqua calda incrostato | Eliminare il calcare nello scambiatore |
| | Posizionamento errato del sensore | Collocare nella posizione corretta |
| | Tubazioni troppo piccole | Installare dimensioni maggiori |
| | Guasto al sensore dell'acqua calda | Sostituire |
| | Guasto alla pompa di carico dell'acqua calda | Sostituire |
| | Livelli di potenza pompa di carica acqua calda troppo bassi | Aumentare le impostazioni dei livelli di potenza |
| | Valvola di commutazione a 3 vie guasta | Sostituire |
| 11. La pompa di calore è sempre in funzione ma genera temperature basse, tracce d'olio | <u>Perdite di refrigerante</u> Raccordi a vite allentati, fughe dai tubi del refrigerante | Spegnere la pompa di calore, contattare il Servizio Clienti |
| 12. Portata lato impianto insufficiente (Er 91) | La portata dal lato impianto è inferiore alla soglia minima prescritta | Pompa di carico accumulo inerziale difettosa / regolazione troppo bassa Valvola difettosa (acs, inerziale estivo) Perdita di carico troppo alta Sensore di portata non installato o montato male Sensore di portata difettoso |
| 12. Portata lato fonte di calore insufficiente (Er 56) | La portata dal lato fonte di calore è inferiore alla soglia minima prescritta | Pompa di circolazione difettosa / regolazione troppo bassa Filtro intasato Pressione soluzione antigelo troppo bassa Sensore di portata non installato o montato male Sensore di portata difettoso |

8 Dati tecnici OSWP / OSWPR

| Prestazioni secondo norma | | OSWP56 | OSWP96 | OSWPR96 | OSWP56HK | OSWP96HK | |
|--|-----------------------|---------|---------|---------|----------|----------|-------|
| Potenza riscaldamento | S0/W35 | 43,6 | 72,6 | 48,3 | 43,6 | 72,6 | kW |
| Pot. assorbita dall'evaporatore | S0/W35 | 34,1 | 56,7 | 37,8 | 34,1 | 56,7 | kW |
| Potenza elettrica assorbita | S0/W35 | 9,5 | 15,9 | 10,5 | 9,5 | 15,9 | kW |
| COP | S0/W35 | 4,6/4,9 | 4,6/4,9 | 4,6/4,9 | 4,6/4,9 | 4,6/4,9 | |
| Corrente assorbita | S0/W35 | 18 | 30,2 | 19,9 | 18 | 30,2 | A |
| Potenza riscaldamento | S0/W50 | 41,7 | 67,8 | 45,9 | 41,7 | 67,8 | kW |
| Pot. assorbita dall'evaporatore | S0/W50 | 12,9 | 21,7 | 13,8 | 12,9 | 21,7 | kW |
| COP | S0/W50 | 3,2/3,4 | 3,1/3,3 | 3,3/3,5 | 3,2/3,4 | 3,1/3,3 | |
| Corrente assorbita | S0/W50 | 24,5 | 41,2 | 26,2 | 24,5 | 41,2 | A |
| Potenza riscaldamento | S0/W60 | - | - | 44,5 | - | - | kW |
| Pot. assorbita dall'evaporatore | S0/W60 | - | - | 16,9 | - | - | kW |
| COP | S0/W60 | - | - | 2,6/2,8 | - | - | |
| Corrente assorbita | S0/W60 | - | - | 32,1 | - | - | A |
| Prestazioni in modo raffrescamento | | | | | | | |
| Potenza frigorifera | S25/W18 | - | - | - | 58,9 | 97,0 | kW |
| Potenza scaricata al condens. | S25/W18 | - | - | - | 69,4 | 114,3 | kW |
| Potenza elettrica assorbita | S25/W18 | - | - | - | 10,5 | 17,3 | kW |
| EER | S25/W18 | - | - | - | 5,6 | 5,6 | |
| Corrente assorbita | S25/W18 | - | - | - | 19,9 | 32,9 | A |
| Potenza frigorifera | S25/W7 | - | - | - | 34,3 | 57,1 | kW |
| Potenza scaricata al condens. | S25/W8 | - | - | - | 42,8 | 71,3 | kW |
| Potenza elettrica assorbita | S25/W9 | - | - | - | 8,5 | 14,2 | kW |
| EER | S25/W10 | - | - | - | 4,0 | 4,0 | |
| Corrente assorbita | S25/W11 | - | - | - | 16,1 | 27,0 | A |
| Compressore | | | | | | | |
| Tipo | Ermetico/Scroll | | | | | | |
| Numero | 1 | 1 | | 1 | 1 | | Unità |
| Massima corrente di esercizio | 32,0 | 52,0 | 52,0 | 32,0 | 52,0 | | A |
| Massima corrente di spunto | 198 | 272 | 272 | 198 | 272 | | A |
| Massima corrente di spunto con soft-starter | 99 | 136 | 136 | 99 | 136 | | A |
| Evaporatore | | | | | | | |
| Tipo | Scambiatore a piastre | | | | | | |
| Materiale | Acciaio inox 1.4401 | | | | | | |
| Numero | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | | Unità |
| Pressione max. di esercizio (fluido termov.) | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | | bar |
| Pressione max. di esercizio (lato circ. frig.) | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | | bar |
| Perdita di carico | 0,20 | 0,18 | 0,09 | 0,20 | 0,18 | | bar |
| Portata fluido termovettore | 10,5 | 17,5 | 9,1 | 10,5 | 17,5 | | m³/h |
| Pressione statica @ Rec. UWP/TP max. | | | | | | | bar |
| Diametro attacchi | DN75 | DN110 | DN75 | DN75 | DN110 | | |
| Delta T fluido termovettore | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | | K |
| Intervallo temperature di esercizio | -5/+20 | -5/+20 | -5/+20 | -5/+20 | -5/+20 | | °C |
| Fluido termovettore | Antigelo max. 30% | | | | | | |
| Pressione massima nominale | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | | bar |

| Condensatore | | | | | | |
|--|------------------------|--------|--------|--------|--------|-------|
| Tipo | Scambiatore a piastre | | | | | |
| Materiale | Acciaio inox 1.4301 | | | | | |
| Numero | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | Unità |
| Pressione max. di esercizio (fluido termov.) | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | bar |
| Pressione max. di esercizio (lato circ. frig.) | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | bar |
| Perdita di carico | 0,10 | 0,10 | 0,04 | 0,10 | 0,10 | bar |
| Portata fluido termovettore | 7,6 | 12,6 | 8,4 | 7,6 | 12,6 | m³/h |
| Diametro tubazioni (min.) | 64 | 80 | 64 | 64 | 80 | mm |
| Delta T fluido termovettore | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | K |
| Temperatura massima di esercizio | 55 | 55 | 65 | 55 | 55 | °C |
| Fluido termovettore | Acqua | | | | | |
| Pressione massima nominale | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | bar |
| Ciclo frigorifero | | | | | | |
| Numero di cicli | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | Unità |
| Refrigerante | R 407C | R 407C | R 134a | R 407C | R 407C | |
| Carica di gas refrigerante | 10,0 | 20,9 | 20,5 | 10,5 | 21,5 | kg |
| Dati elettrici | | | | | | |
| Tensione/Frequenza | 400/50 | 400/50 | 400/50 | 400/50 | 400/50 | V/Hz |
| Fattore di potenza (cos Phi) | 0,76 | 0,77 | 0,77 | 0,76 | 0,77 | |
| Fusibile di protezione | 40 | 63 | 63 | 40 | 63 | A |
| Colore telaio | Grigio pietra RAL7023 | | | | | |
| Colore carrozzeria | Grigio/Bianco RAL 9002 | | | | | |
| Peso | 238 | 320 | 320 | 238 | 320 | kg |
| Pompa di circolazione interna | No | No | No | No | No | |

EN 14511 - ΔT 5K, EN255 - ΔT 10K
 *Tolleranza componenti, tolleranza potenza ±10%

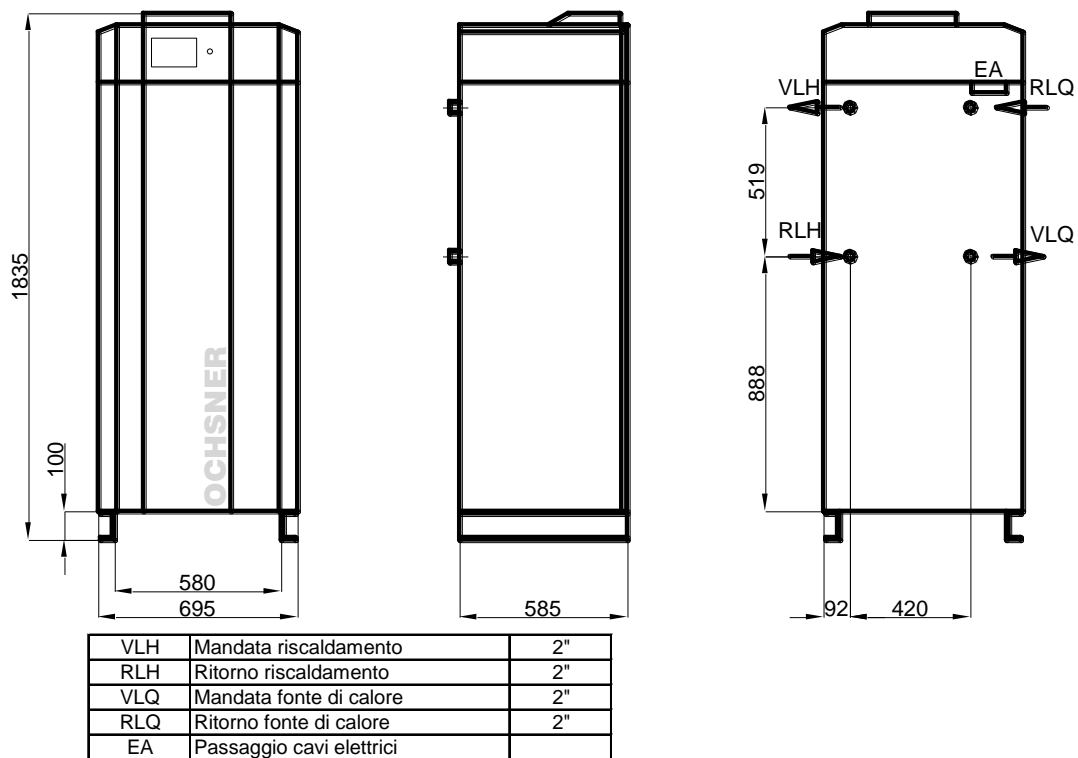
9 Dati tecnici OWWP / OWWPR

| Prestazioni secondo norma | | OWWP56 | OWWP96 | OWWPR96 | OWWP56HK | OWWP96HK | |
|--|-----------------------|---------|---------|---------|----------|----------|-------|
| Potenza riscaldamento | S0/W35 | 59,9 | 99,5 | 63 | 59,9 | 99,5 | kW |
| Pot. assorbita dall'evaporatore | S0/W35 | 49,7 | 82,6 | 52,3 | 49,7 | 82,6 | kW |
| Potenza elettrica assorbita | S0/W35 | 10,2 | 16,9 | 10,7 | 10,2 | 16,9 | kW |
| COP | S0/W35 | 5,9/6,3 | 5,9/6,3 | 5,9/6,3 | 5,9/6,3 | 5,9/6,3 | |
| Corrente assorbita | S0/W35 | 19,4 | 31,3 | 19,8 | 19,4 | 31,3 | A |
| Potenza riscaldamento | S0/W50 | 54,9 | 89,6 | 59,7 | 54,9 | 89,6 | kW |
| Pot. assorbita dall'evaporatore | S0/W50 | 14,3 | 23,5 | 14,6 | 14,3 | 23,5 | kW |
| COP | S0/W50 | 3,8/4 | 3,8/4 | 4,1/4,3 | 3,8/4 | 3,8/4 | |
| Corrente assorbita | S0/W50 | 27,2 | 43,5 | 27 | 27,2 | 43,5 | A |
| Potenza riscaldamento | S0/W60 | - | - | 57,3 | - | - | kW |
| Pot. assorbita dall'evaporatore | S0/W60 | - | - | 18,1 | - | - | kW |
| COP | S0/W60 | - | - | 2,6/2,8 | - | - | |
| Corrente assorbita | S0/W60 | - | - | 33,5 | - | - | A |
| Prestazioni in modo raffrescamento | | | | | | | |
| Potenza frigorifera | S25/W18 | - | - | - | 435,0 | 72,7 | kW |
| Potenza scaricata al condens. | S25/W18 | - | - | - | 51,8 | 86,5 | kW |
| Potenza elettrica assorbita | S25/W18 | - | - | - | 8,3 | 13,8 | kW |
| EER | S25/W18 | - | - | - | 5,2 | 5,3 | |
| Corrente assorbita | S25/W18 | - | - | - | 15,8 | 25,5 | A |
| Potenza frigorifera | S25/W7 | - | - | - | 66,8 | 105,8 | kW |
| Potenza scaricata al condens. | S25/W8 | - | - | - | 76,8 | 121,6 | kW |
| Potenza elettrica assorbita | S25/W9 | - | - | - | 10,0 | 15,8 | kW |
| EER | S25/W10 | - | - | - | 6,7 | 6,7 | |
| Corrente assorbita | S25/W11 | - | - | - | 19,0 | 29,2 | A |
| Compressore | | | | | | | |
| Tipo | Ermetico/Scroll | | | | | | |
| Numero | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | Unità |
| Massima corrente di esercizio | 32,0 | 52,0 | 52,0 | 32,0 | 52,0 | 52,0 | A |
| Massima corrente di spunto | 198 | 272 | 272 | 198 | 272 | 272 | A |
| Massima corrente di spunto con soft-starter | 99 | 136 | 136 | 99 | 136 | 136 | A |
| Evaporatore | | | | | | | |
| Tipo | Scambiatore a piastre | | | | | | |
| Materiale | Acciaio inox 1.4401 | | | | | | |
| Numero | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | Unità |
| Pressione max. di esercizio (fluido termov.) | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | bar |
| Pressione max. di esercizio (lato circ. frig.) | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | bar |
| Perdita di carico | 0,20 | 0,20 | 0,09 | 0,20 | 0,20 | 0,20 | bar |
| Portata fluido termovettore | 10,9 | 18,1 | 11,5 | 10,9 | 18,1 | 18,1 | m³/h |
| Pressione statica @ Rec. UWP/TP max. | | | | | | | bar |
| Durchmesser Anbindeleitung | 64,8 | 84,1 | 65,8 | 64,8 | 84,1 | 84,1 | mm |
| Diametro attacchi | DN75 | DN110 | DN75 | DN75 | DN110 | DN110 | |
| Delta T fluido termovettore | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | K |
| Intervallo temperature di esercizio | +8/+22 | +8/+22 | +8/+22 | +8/+22 | +8/+22 | +8/+22 | °C |
| Fluido termovettore | Acqua | | | | | | |
| Pressione massima nominale | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | bar |

| Condensatore | | | | | | |
|--|------------------------|--------|--------|--------|--------|-------|
| Tipo | Scambiatore a piastre | | | | | |
| Materiale | Acciaio inox 1.4301 | | | | | |
| Numero | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | Unità |
| Pressione max. di esercizio (fluido termov.) | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | bar |
| Pressione max. di esercizio (lato circ. frig.) | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | bar |
| Perdita di carico | 0,18 | 0,20 | 0,08 | 0,18 | 0,20 | bar |
| Portata fluido termovettore | 10,4 | 17,3 | 10,9 | 10,4 | 17,3 | m³/h |
| Diametro tubazioni (min.) | 64,00 | 80,00 | 65,80 | 64,00 | 80,00 | mm |
| Delta T fluido termovettore | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | K |
| Temperatura massima di esercizio | 55 | 55 | 65 | 55 | 55 | °C |
| Fluido termovettore | Acqua | | | | | |
| Pressione massima nominale | 45 | 45 | 45 | 45 | 45 | bar |
| Ciclo frigorifero | | | | | | |
| Numero di cicli | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | Unità |
| Refrigerante | R 407C | R 407C | R 134a | R 407C | R 407C | |
| Carica di gas refrigerante | 10,0 | 20,9 | 20,5 | 10,5 | 21,5 | kg |
| Dati elettrici | | | | | | |
| Tensione/Frequenza | 400/50 | 400/50 | 400/50 | 400/50 | 400/50 | V/Hz |
| Fattore di potenza (cos Phi) | 0,76 | 0,78 | 0,78 | 0,76 | 0,78 | |
| Fusibile di protezione | 40 | 63 | 63 | 40 | 63 | A |
| Colore telaio | Grigio pietra RAL7023 | | | | | |
| Colore carrozzeria | Grigio/Bianco RAL 9002 | | | | | |
| Peso | 238 | 320 | 320 | 238 | 320 | kg |
| Pompa di circolazione interna | No | No | No | No | No | |

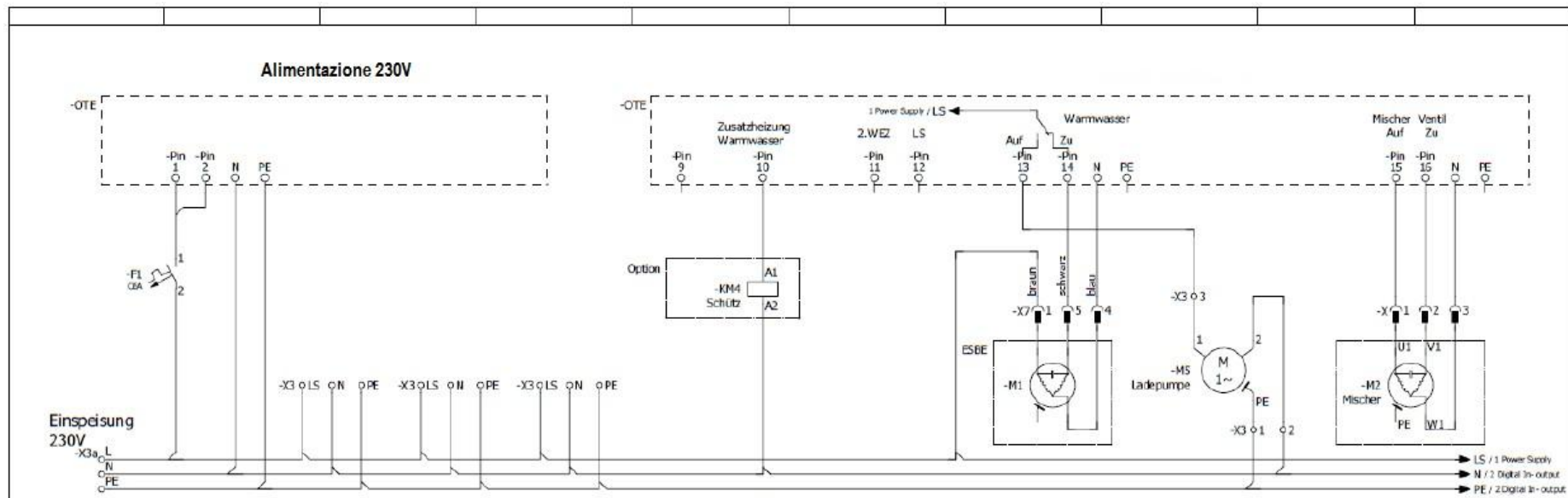
EN 14511 - ΔT 5K, EN255 - ΔT 10K
 *Tolleranza componenti, tolleranza potenza ±10%

10 Dimensioni

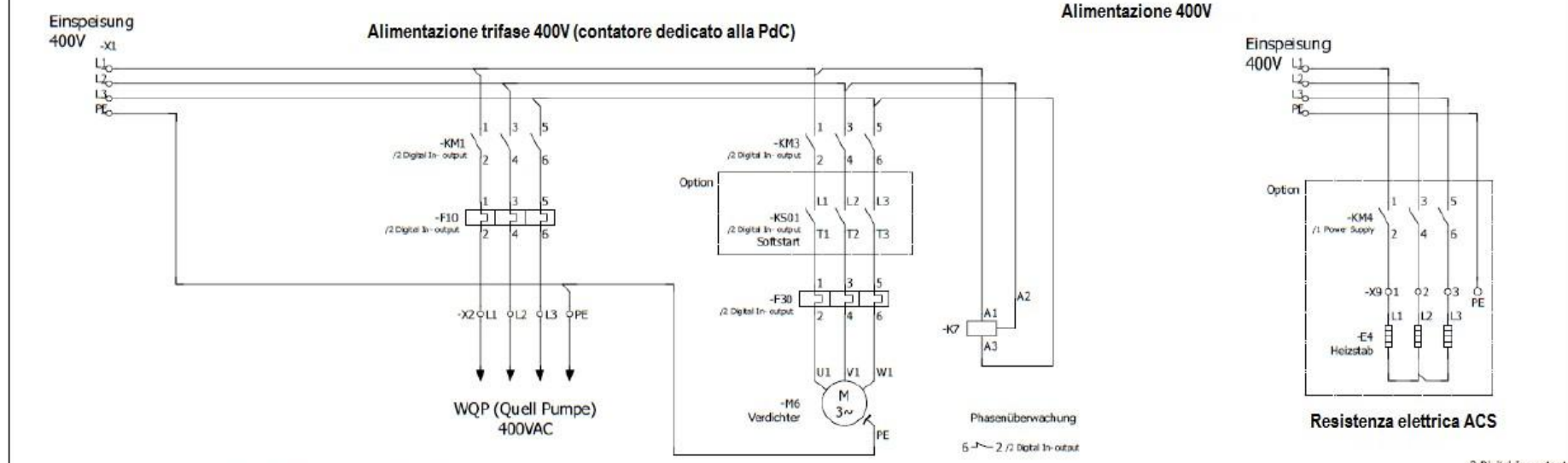


11 Schemi elettrici

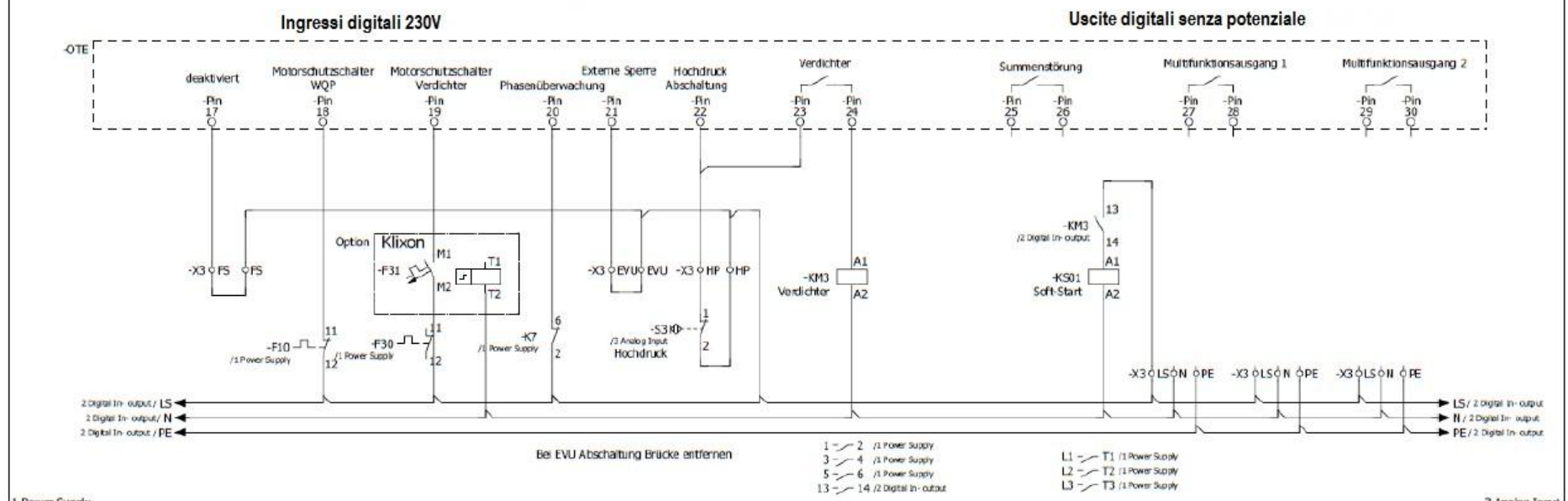
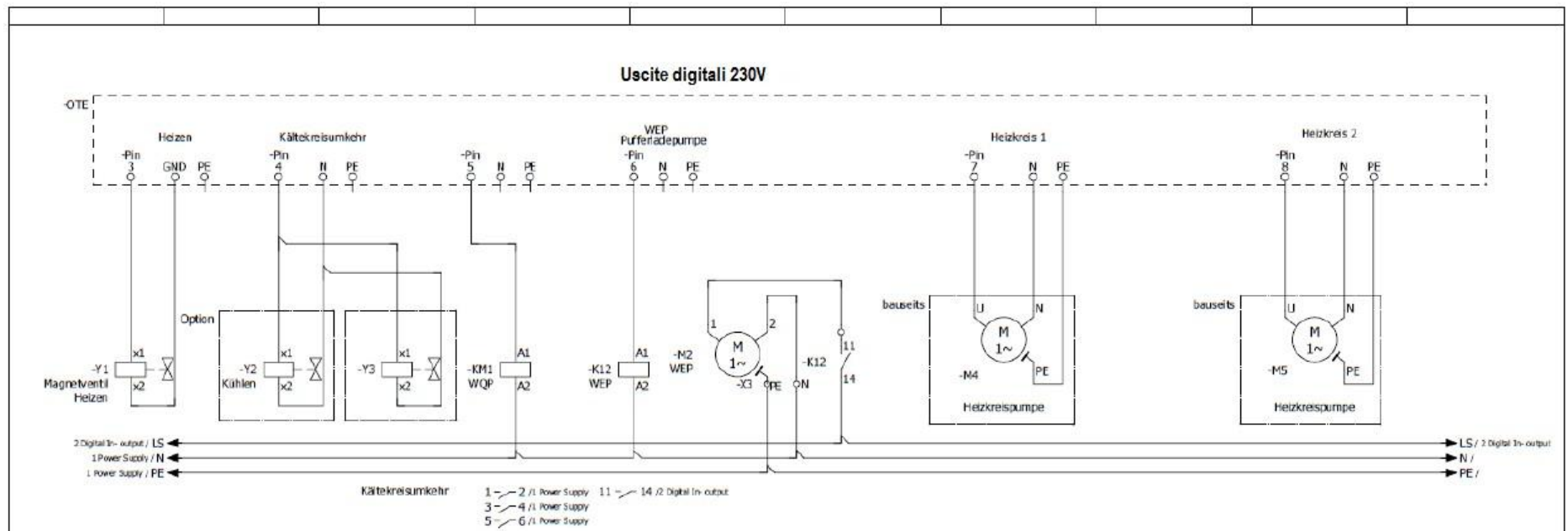
Vedere pagine seguenti.



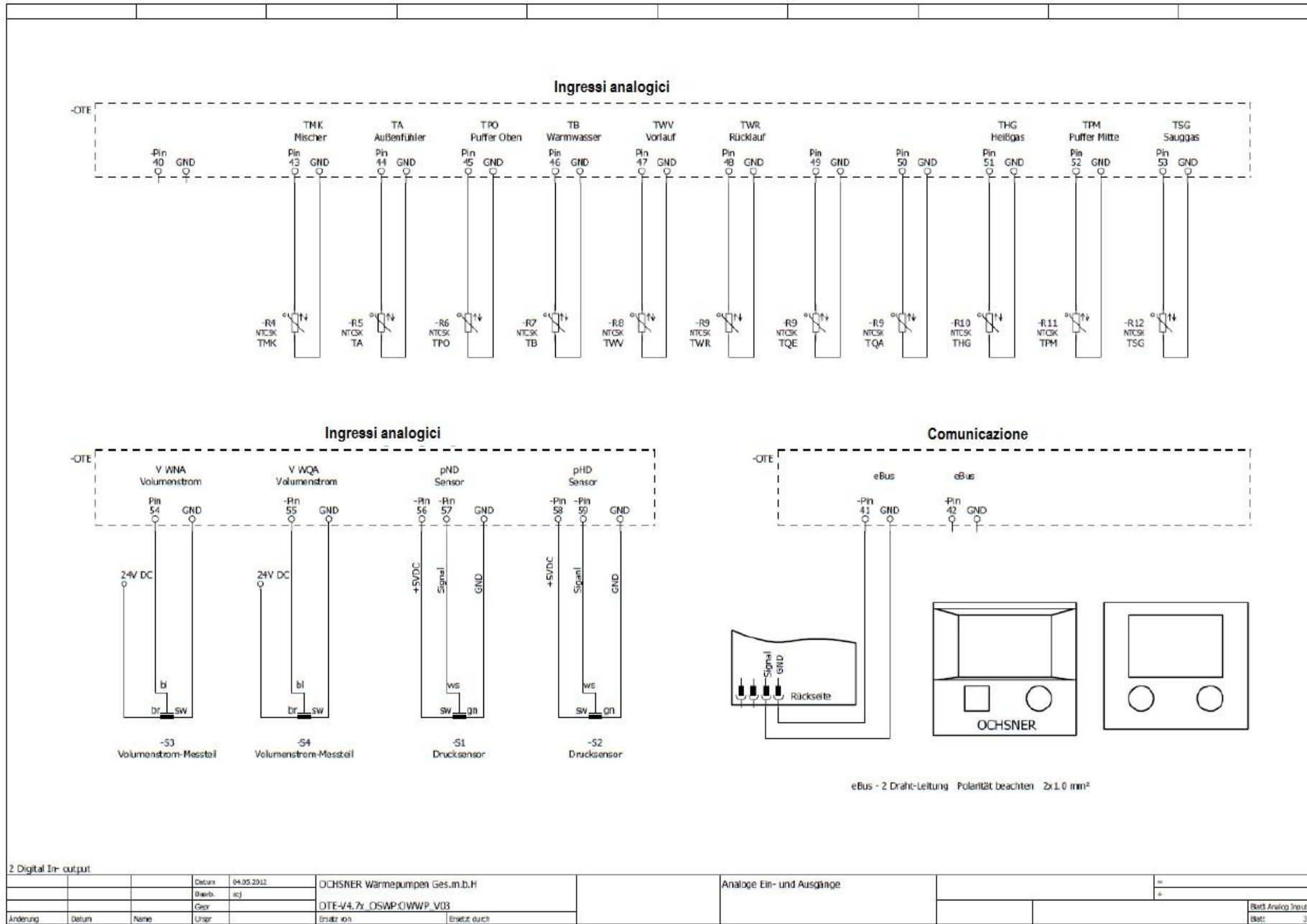
1 - 2 /1 Power Supply
 3 - 4 /1 Power Supply
 5 - 6 /1 Power Supply



| | | | | | | | | | |
|----------|-------|------|--------|----------------|-------------------------------|--|--|--|--|
| | | | Datum | 06.05.2012 | OCHSNER Wärmepumpen Ges.m.b.H | | | | |
| | | | Beinh. | SK | | | | | |
| | | | Gepr. | | OTE-V4.7x OSWP:OWWP V03 | | | | |
| Änderung | Datum | Name | Ungp. | Erstellt durch | | | | | |



| | | | | | | | |
|----------------|-------|-------|------------|-------------------------------|----------------------------|--|---------------------------------|
| 1 Power Supply | | Datum | 04.05.2012 | OCHSNER Wärmepumpen Ges.m.b.H | Digitale Ein- und Ausgänge | | 3 Analog Input |
| | | Blatt | 13 | DTE-V4.7x_OSWP-OWWP_V03 | | | |
| Aenderung | Datum | Name | Urspr | Erstellt von | Ersetzt durch | | 3 Digital In- output Batt: 3 |



12 Dichiarazione di conformità CE**EG – Herstellererklärung
European Community – Manufacturer Disclosure
EG – Déclaration du constructeur
Dichiarazione CE di conformità**

Der Unterzeichner / The signatory / Le sous-mentionné / Noi, ditta

**Ochsner Wärmepumpen GmbH
Ochsner Strasse 1
A 3350 Haag**

bestätigt, dass das (die) nachfolgend bezeichnete(n) Gerät(e) in der von uns in Verkehr gebrachten Ausführung die Anforderungen der harmonisierten EG – Richtlinien, EG – Sicherheitsstandards und produktspezifischen EG – Standards erfüllen. Bei einer nicht mit uns abgestimmten Änderung des (der) Gerät(e)s verliert diese Erklärung Ihre Gültigkeit.

certifies that the following indicated device(s) introduced into the market by Ochsner fulfill the requirements of the harmonized EU-directives, EU-safety standards and EU-standards relating to the specific product. Any modification to device(s) that have not been approved by us effectively voids this statement.

confirme que le(s) appareil(s) désigné(s) ci-dessous qu'il met en circulation sont conformes aux exigences harmonisées des recommandations EG, des standards de sécurité EG et des standards EG spécifiques aux produits. La présente déclaration perd sa valeur dès lors que des modifications non autorisées ont été apportées à l' (aux) appareil(s).

dichiariamo che il dispositivo o i dispositivi di seguito elencati, nella versione da noi immessa sul mercato, soddisfano i requisiti previsti dalle norme europee armonizzate, nonché dalle norme di sicurezza CE e dalle norme CE specifiche per questo tipo di prodotto. Questa dichiarazione perde di validità in caso di modifiche del(i) dispositivo(i) apportate senza la nostra approvazione.

**Bezeichnung der (des) Geräte(s)
Description of the appliance(s):
Désignation du(des) appareil(s):
Denominazione del(i) dispositivo(i):**

**Wärmepumpe mit R407C
Heat pump with R407C
Pompe à chaleur avec avec R407C
Pompa di calore con R407C**

Typen / types / Tipo :

OWWP56, OWWP 56 HK
OWWP96, OWWP 96 HK
OWWP 96 R

OSWP56, OSWP 56 HK
OSWP96, OSWP 96 HK
OSWP 96 R

**EG – Richtlinien :
European Community Guidelines
Recommandations EG:
Norme CE :**

EG – Maschinenrichtlinie 2006/42/EG
EG – Niederspannungsrichtlinie 2006/95/EG
EG – EMV – Richtlinie 2004/108/EG
In Verkehr bringen von Bauprodukten 89/106/E
Druckgeräteverordnung (97/23/EC 3.3)

**Harmonisierte EN:
Harmonized European Standards:
EN harmonisées:
Norme EN armonizzate:**

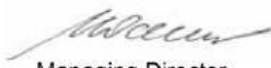
| | |
|-------------------------|-----------|
| EN 378-1 | 2010 |
| EN 378-2 | 2009 |
| EN 378-3 ; EN 378-4 | 2008 |
| EN 60529 :1991+A1 :2000 | 2000-09 |
| DIN EN ISO 12100 | 2011-03 |
| DIN EN ISO 13857 | 2008 |
| EN 349 :1993+A1 :2008 | 2009-01 |
| EN 60335/T1/T2-40 | 2008/2010 |
| EN 55014-1/A1 | 2009 |
| EN 55014-2 | 2008 |
| EN 14511/T1-T4 | 2009 |

**Nationale Normen/Richtlinien:
National standards / Guidelines Normes :
Recommandations nationales :
Norme e direttive nazionali :**

| | |
|----------|------|
| DIN 8901 | 2002 |
|----------|------|

Ochsner Wärmepumpen GmbH

Haag, 16.11.2011


Managing Director

13 Condizioni di garanzia

Condizioni generali di garanzia della ditta OCHSNER.

- I diritti di garanzia esigibili vengono riconosciuti a nostra discrezione con la sostituzione, la riparazione o uno sconto sul prezzo. Fermo restando l'obbligo di notifica dei difetti (come in base al § 377 del Codice di Diritto Commerciale Austriaco). I difetti non comunicati entro 6 mesi dal manifestarsi non sono coperti dalla garanzia.
- Il concetto di impianto e la realizzazione devono rispettare le linee guida Ochsner e le regole della buona tecnica.
- **Durata della garanzia:** per le forniture di pompe di calore riconosciamo una garanzia di 2 anni dalla messa in servizio, o 27 mesi dalla spedizione (quale dei due limiti interviene prima), per i collettori geotermici il periodo di garanzia è di 10 anni. Il diritto di recesso (secondo § 933 b del Codice Civile Austriaco) è escluso. Luogo di adempimento per i diritti di garanzia e risarcimento danni è la sede aziendale. L'eliminazione di un guasto non rappresenta una estensione del termine di garanzia. Per i paesi dell'area DACH è disponibile un'estensione della garanzia a pagamento (dettagli sul listino applicabile).
- **Messa in servizio:** la pompa di calore deve essere messa in servizio da un tecnico del servizio assistenza OCHSNER o da un tecnico autorizzato Ochsner. La messa in servizio non trasferisce in alcun caso le responsabilità sui difetti di installazione, che rimangano in capo a chi ha installato l'impianto o operato in qualsiasi modo su di esso. Modifiche eventualmente effettuate dai tecnici autorizzati durante la messa in servizio non modificano le condizioni di garanzia.
- Lavori di riparazione sulla pompa di calore possono essere effettuati solo dai tecnici del servizio assistenza OCHSNER o da tecnici autorizzati Ochsner.
- Il lavoro aggiuntivo eventualmente causato dal montaggio errato o non appropriato di equipaggiamenti, saranno fatturate a consuntivo..
- L'eliminazione di un guasto non rappresenta una estensione del termine di garanzia.
- I requisiti di conoscenza tecnica per la progettazione e l'installazione di una pompa di calore, dell'impianto della fonte di calore e della distribuzione del calore, anche se non riportati esplicitamente nei manuali Ochsner e nei manuali di istruzioni (che non possono essere considerati esaustivi), devono fare parte della base di conoscenze comuni dei tecnici. La mancanza di alcune di queste informazioni nei manuali non può essere addotta come giustificazione per richiedere interventi in garanzia. Le regole della buona tecnica e dello stato dell'arte devono essere usate nell'esecuzione dei lavori. In mancanza, la garanzia è invalidata.
- Ogni parte soggetta ad usura come ad es. filtri, anodi di protezione, pompe di circolazione, resistenze elettriche, scambiatori a piastre – specialmente le parti soggette ad incrostazione e corrosione, funzionamento a secco e/o con acqua di qualità non adeguata, e parti montate a cura del cliente sono escluse dalla garanzia. Prova dell'idoneità dell'acqua deve essere fornita secondo norma VDI2035. Per quanto attiene ai bollitori, deve essere fornita prova della manutenzione degli anodi di protezione. Formazione di un velo di ruggine sulle parti esposte all'atmosfera deve essere considerata normale.
- La garanzia è esclusa in caso di utilizzo di accessori non originali, inclusi, senza limitazioni, collettori di rame, bollitori, valvole deviatrici, etc., che non soddisfino i requisiti OCHSNER, o usati in modo non appropriato o non convenzionale. Inoltre sono casua di esclusione della garanzia problemi di impianto come ad esempio portate idrauliche o pressione insufficienti, flussostati difettosi dal lato sorgente di calore o dal lato impianto, mancanza della resistenza elettrica nei sistemi aria/acqua, non conformità con le istruzioni di uso e installazione, regolatori esterni, modifiche alle regolazioni, contaminazioni durante l'installazione, qualità dell'acqua inadeguata,

mancaza del separatore idraulico, valvole difettose, interventi di terzi su pompe e regolazioni, dimensionamento errato delle fonti di calore..

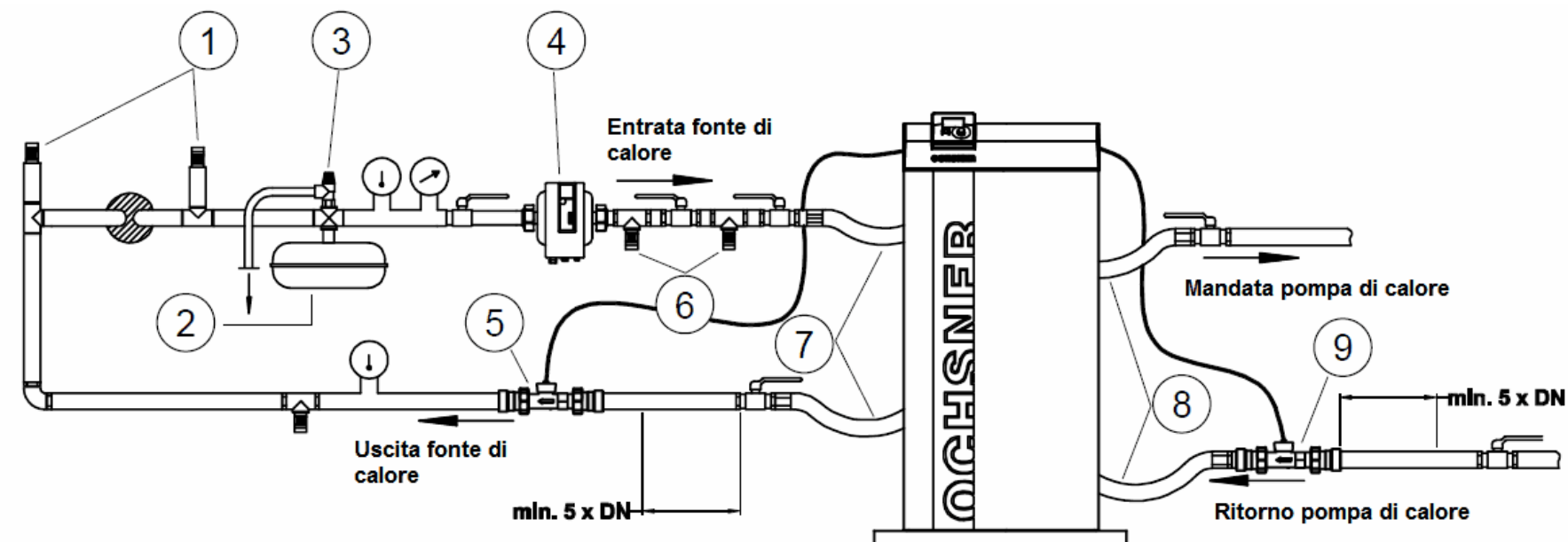
- Data la complessità dei sistemi possono essere necessari più interventi di messa punto. La modifica di impostazioni o la sostituzione di componenti aggiuntivi non possono essere considerati come riparazioni.
- Qualsiasi errore o guasto dovuto a malfunzionamenti o dimensionamenti errati degli impianti della fonte di calore o della distribuzione del calore, impostazioni errate del controller o dovute a eventi naturali (fulmini, alluvioni, etc.), non sono coperti dalla garanzia.
- OCHSNER non assume alcuna responsabilità per i **costi di esercizio**, che dipendono dalla configurazione dell'installazione, dalle condizioni dell'edificio, dalle condizioni climatiche, dal comportamento dell'utente e dalle regolazioni che imposta. Lo stesso si applica alle emissioni sonore sul luogo di installazione.
- La curva climatica viene impostata come specificato nel foglio tecnico dati che viene presentato in fase d'ordine.
- Le ore di lavoro del compressore della pompa di calore non devono essere superiori a 2.400 ore/anno¹.
- Eventi esterni che hanno provocato danni quali fulmini, scoppio di tubi, etc. devono essere immediatamente comunicati alla OCHSNER.
- Evaporatori split dei sistemi aria/acqua ed evaporatori di sistemi ad evaporazione diretta installati senza rispettare le prescrizioni e le linee guida indicate nei manuali, sono esclusi dalla garanzia.
- In caso di componenti difettosi durante il periodo di garanzia, essi saranno sostituiti solo se i componenti difettosi originali vengono restituiti e solo dopo l'esame tecnico presso i nostri laboratori. In caso di resi incompleti, danneggiati esternamente, maneggiati impropriamente, non forniti da Ochsner, o comunque non coperti dalla garanzia, i ricambi spediti saranno considerati in vendita e sarà addebitato al cliente un rimborso di Euro 150,- per ogni lavoro di ispezione.
- I resi sono accettati solo se accompagnati dal documento di reso (KR) fornito dalla OCHSNER. In mancanza del documento di reso i materiali saranno rifiutati o rispediti al mittente a suo carico.
- Pompe di calore, accessori o ricambi spedite in accordo ai termini del contratto di fornitura non possono essere resi! Per ulteriori informazioni, vi preghiamo di consultare le condizioni OCHSNER di annullamento degli ordini.

13.1 Estensione della garanzia sui materiali a 5 anni

Per i paesi dell'area DACH (Germania, Austria, Svizzera) è disponibile un'estensione della garanzia a pagamento. Contattate il vostro OCHSNER System Partner di riferimento per ulteriori informazioni. L'estensione di garanzia non è disponibile per il mercato italiano.

14 APPENDICI

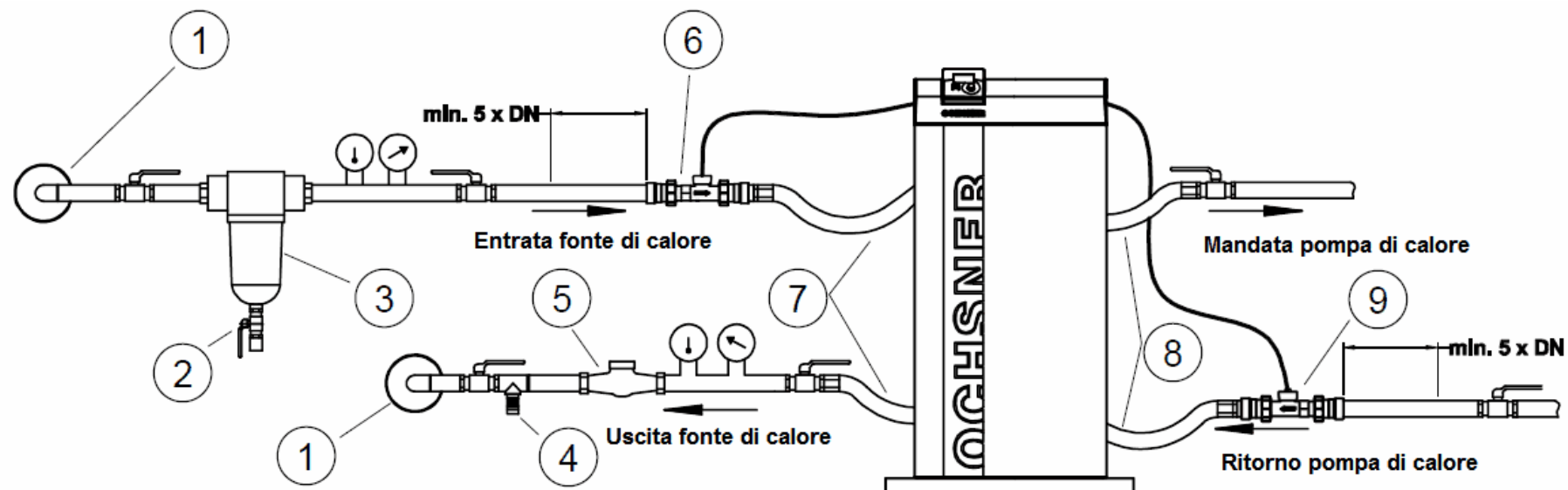
14.1 Schema collegamento campo geotermico



- 1) Sfiati manuali (non automatici!)
- 2) Vaso di espansione
- 3) Valvola di sicurezza
- 4) Pompa di circolazione
- 5) Sensore di portata **WQA**
- 6) Valvole di intercettazione (per collegare il riempimento ed il risciacquo)
- 7) Collegamenti flessibili fonte di calore WQA
- 8) Collegamenti flessibili impianto WN
- 9) Sensore di portata impianto **WNA**

Tubazioni, raccordi e tubazioni flessibili devono essere adeguatamente coibentati con materiale con barriera al vapore. I raccordi a bocchettone devono essere protetti contro la condensa con del nastro di Teflon.

14.2 Schema collegamento acqua di falda



- 1) Passaggio attraverso parete del tubo di alimentazione dell'acqua di falda
- 2) Valvola di scarico
- 3) Filtro dell'acqua
- 4) Valvola di scarico
- 5) Contatore acqua
- 6) Sensore di portata **WQA**
- 7) Collegamenti flessibili fonte di calore WQA
- 8) Collegamenti flessibili impianto WN
- 9) Sensore di portata impianto **WNA**

14.3 Dati sonde per pompe di calore geotermiche

| Tipo | Circuiti da 120 m | Per modello PdC | Superficie | Lunghezza Trincee ¹⁾ | Perdita di carico ³⁾ [mbar] | Volume ²⁾ [l] |
|-------|-------------------|-----------------|-------------------------|---------------------------------|--|--------------------------|
| SK 3 | 3 | GMSW 6p | 180-270m ² | 60m | 281,3 | 190 |
| SK 4 | 4 | GMSW 7p | 180-270m ² | 60m | 218,1 | 260 |
| SK 5 | 5 | GMSW 10p | 240-360m ² | 80m | 176,6 | 320 |
| SK 6 | 6 | GMSW 12p | 360-540m ² | 100m | 150,8 | 390 |
| SK 7 | 7 | GMSW 15p | 360-540m ² | 100m | 136,8 | 450 |
| SK 8 | 8 | GMSW 17p | 480-720m ² | 120m | 116,0 | 520 |
| SK 10 | 10 | GMSW 28 | 480-720m ² | 120m | 94,6 | 650 |
| SK 12 | 12 | GMSW 33 | 660-990m ² | 200m | 82,4 | 780 |
| SK 14 | 14 | GMSW 38 | 660-990m ² | 200m | 78,6 | 910 |
| SK 15 | 15 | OSWP 46 | 780-1170m ² | 270 | 60,4 | 970 |
| SK 18 | 18 | OSWP 56 | 960-1440m ² | 330 | 50,5 | 1160 |
| SK 25 | 25 | OSWP 76 | 1260-1890m ² | 250 | 36,8 | 1620 |
| SK 30 | 30 | OSWP 96 | 1500-2250m ² | 450 | 30,8 | 1940 |

1) Per trincee larghe 80cm

2) Volume delle sonde geotermiche (incl. collettore ed evaporatore), ma senza tubazioni di collegamento

La quantità di antigelo al 25-30% è da calcolare sul volume totale delle sonde + tubi di collegamento

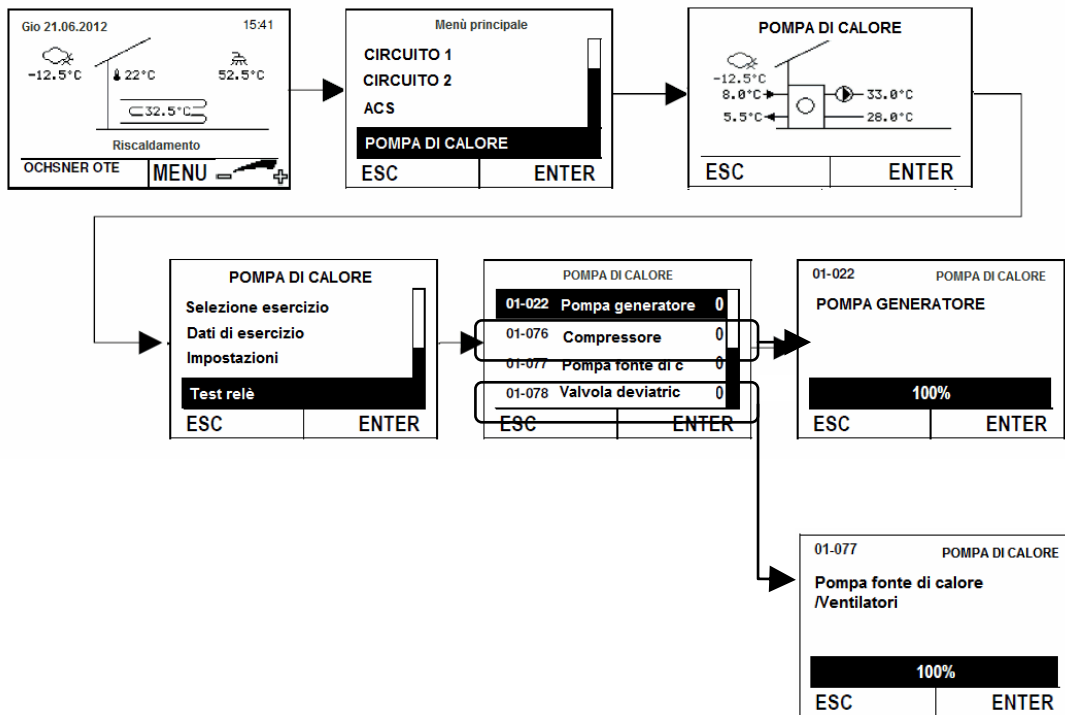
3) Perdita di carico delle sonde geotermiche (incl. collettore ed evaporatore), senza tubazioni di collegamento

14.4 Garantire la portata corretta alla pompa di calore

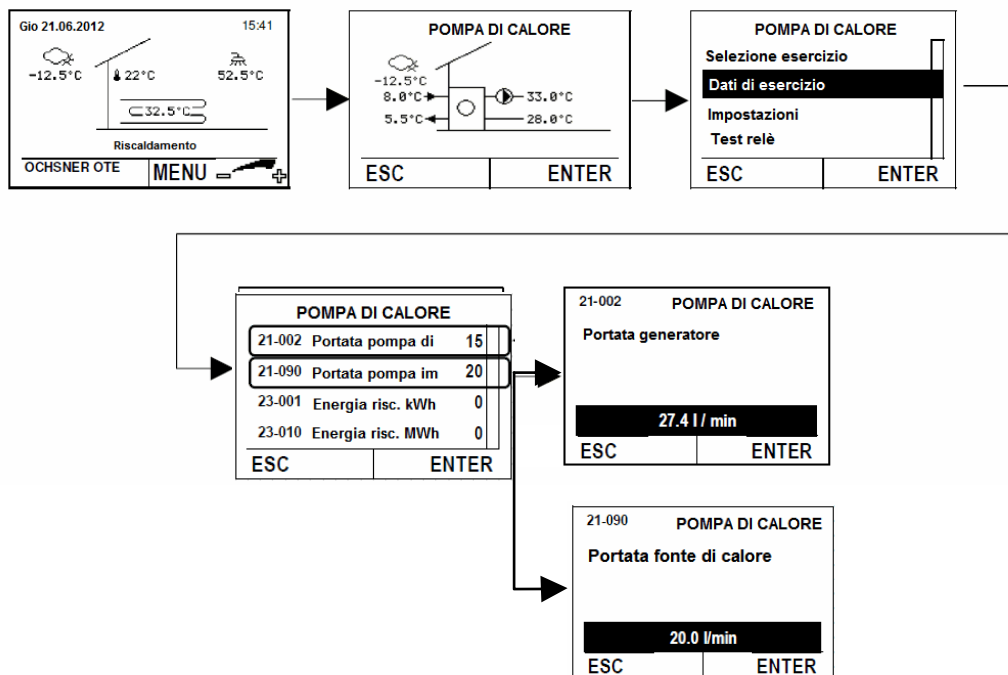
La portata minima prescritta (vedere 15.3 e 15.4) deve essere garantita alla pompa di calore in ogni modalità di esercizio (produzione acqua calda, riscaldamento, raffrescamento su volano inerziale dedicato, etc.). La portata effettiva viene misurata dai sensori in dotazione ed è visualizzata sul display della centralina OTE.

Procedura di verifica dei circolatori prima della messa in servizio

1) Attivare le pompe di circolazione impianto con la funzione Test Relè



2) Visualizzare la portata e verificare che corrisponda al valore prescritto.



Note:

Con riserva di modifica dei dati tecnici senza obbligo di notifica!

Le presenti istruzioni descrivono macchine prodotte in serie soggette a possibili aggiornamenti tecnici. Eventuali differenze tra quanto esposto e la pompa di calore non possono quindi essere escluse.

| |
|--|
| Ditta che ha eseguito l'installazione dell'impianto: |
| Indirizzo |
| |
| Tel. |
| Tecnico dell'assistenza..... |

| | | | |
|---|---|--|---|
| <p>OCHSNER Wärmepumpen GmbH (Firmenbuch) Krackowizerstraße 4 A- 4020 Linz kontakt@ochsner.at www.ochsner.at</p> | <p>Zentrale/Werk Ochsner Straße 1 A-3350 Haag Tel. +43 (0) 5 042458 Fax+43 (0) 5 04245-349 Endkunden- Hotline +43 (0)820 201000 kontakt@ochsner.at www.ochsner.at</p> | <p>OCHSNER Wärme- pumpen GmbH Deutschland Elxlebener Weg 10 D-99310 Arnstadt Tel. +49 (0)3628 6648-0 Fax +49 (0)3628 6648- 497 Endkunden- Hotline +49 (0)1805 624763 kontakt@ochsner.de www.ochsner.de</p> | <p>OCHSNER East PL 30-198 Kraków Zakliki z Mydlnik 16 Tel. +48 (0) 1 2421 4527 Fax +48 (0) 3 6286 6484 97 kontakt@ochsner.pl www.ochsner.pl</p> |
| <p>Distributore per l'Italia: HELIANT SRL Via Orvieto 19 – 10149 Torino TO Tel 0112166697 Fax 0110200241 www.heliant.it</p> | | | |

запит на підбір теплообмінного апарату

2025-12-16

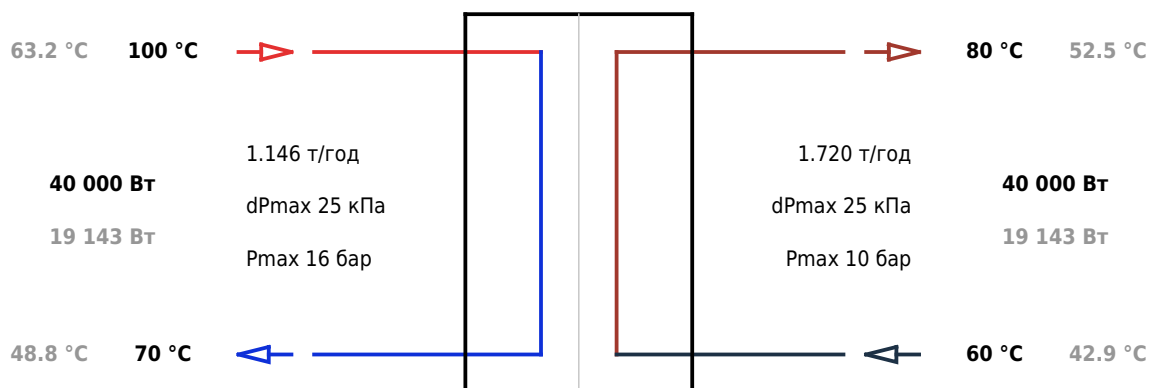
для системи опалення

телефон

e-mail

| робочі параметри | максимальний | перехідний |
|---|--------------|------------|
| Температура зовнішнього повітря | -22 °C | -0.1 °C |
| Теплове навантаження | 40 000 Вт | 19 143 Вт |
| Масова витрата у контурі що гріє | 1.146 т/год | |
| Температура води що гріє на вході | 100 °C | 63.2 °C |
| Температура води що гріє на виході | 70 °C | 48.8 °C |
| Допустимі втрати напору в контурі що гріє | 25 кПа | |
| Робочий тиск в контурі що гріє | 16 бар | |
| Масова витрата в контурі що нагрівається | 1.720 т/год | |
| Температура води що нагрівається на вході | 60 °C | 42.9 °C |
| Температура води що нагрівається на виході | 80 °C | 52.5 °C |
| Допустимі втрати напору в контурі що нагрівається | 25 кПа | |
| Робочий тиск в контурі що нагрівається | 10 бар | |
| Запас поверхні | 10 % | |
| Максимальна швидкість потоку у патрубках | 2.5 м/с | |
| Тип теплообмінника | Розбірний | |

Підібраний теплообмінний апарат повинен забезпечувати стабільну роботу, як на Максимальному, так і на Перехідному режимах експлуатації

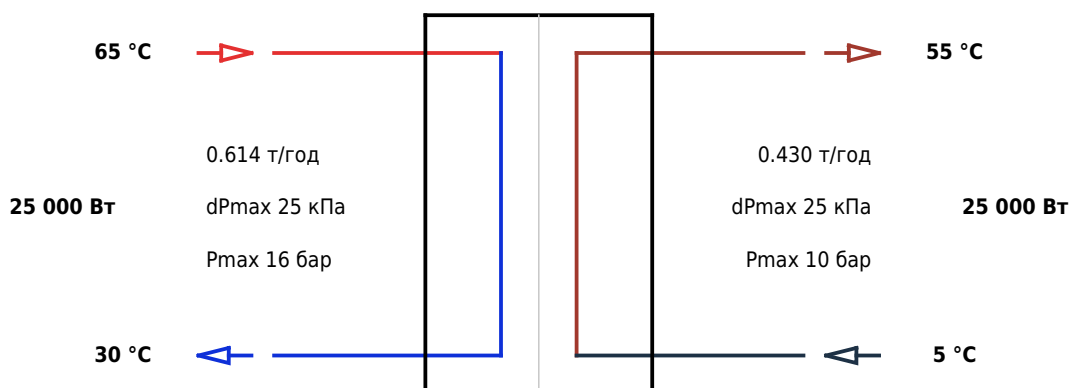


запит на підбір теплообмінного апарату

2025-12-16

номер телефону
e-mail

| | |
|--|-------------|
| Теплове навантаження | 25 000 Вт |
| Масова витрата у контурі що гріє | 0.614 т/год |
| Температура води що гріє на вході | 65 °C |
| Температура води що гріє на виході | 30 °C |
| Допустимі втрати тиску в контурі що гріє | 25 кПа |
| Робочий тиск в контурі що гріє | 16 бар |
| Масова витрата у контурі що нагріває | 0.430 т/год |
| Температура води яку нагрівають на вході | 5 °C |
| Температура води яку нагрівають на виході | 55 °C |
| Допустимі втрати тиску у контурі що нагріває | 25 кПа |
| Робочий тиск у контурі що нагріває | 10 бар |
| Запас поверхні | 10 % |
| Максимальна швидкість потоку у патрубках | 2.5 м/с |
| Тип теплообмінника | Розбірний |



Розрахунок та Підбір — Теплоаккумулятора

Вихідні дані

| | | | |
|-------------------|--|-----------------------|--|
| 32000 [Вт] | Теплова потужність джерела тепла | 18.0 [годин] | Час розбору гарячої води з бака |
| 3000 [Вт] | Теплова потужність споживача тепла | 1.7 [годин] | Час одночасної роботи джерела та споживача тепла |
| 90 [°C] | Температура нагрітого теплоносія, що надходить у бак від джерела тепла | 3 [бар] | Максимальний тиск в системі |
| 40 [°C] | Температура охолодженого теплоносія, що надходить у бак від споживача | Споживач тепла | Пріоритет |

Результати розрахунку

| | |
|--|---|
| $3000 \text{ [Вт]} * 18.0 \text{ [годин]} / 32000 \text{ [Вт]} = 1.7 \text{ [годин]}$ | Кількість годин роботи джерела тепла з тепловою потужністю 32000 [Вт], яка необхідна для забезпечення споживача з тепловою потужністю 3000 [Вт] на протязі 18.0 [годин] |
| $3000 \text{ [Вт]} * 18.0 \text{ [годин]} - 3000 \text{ [Вт]} * 1.7 \text{ [годин]} = 48900 \text{ [Вт·год]}$ | Кількість тепла яка має бути акумульована у баці для забезпечення роботи споживача тепловою потужністю 3000 [Вт], у час коли джерело не виробляє тепло |
| $1003 - 0.156 * 90 - 0.0029 * 90^2 = 966 \text{ [кг/м}^3\text{]}$ | Густина води при $t=90^\circ\text{C}$ |
| $(3600 * 48900 \text{ [Вт·год]}) / \{ 4.187 * (90^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}) * 966 \text{ [кг/м}^3\text{]} \} = 870 \text{ [літрів]}$ | Розрахунковий об'єм баку |

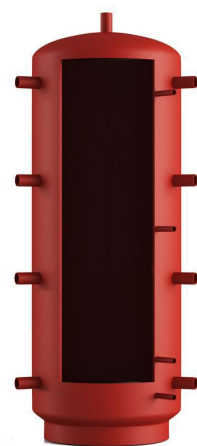
Результат підбору

Теплоаккумулятор

Теплобак : ВТА-4 1000

Ukraine

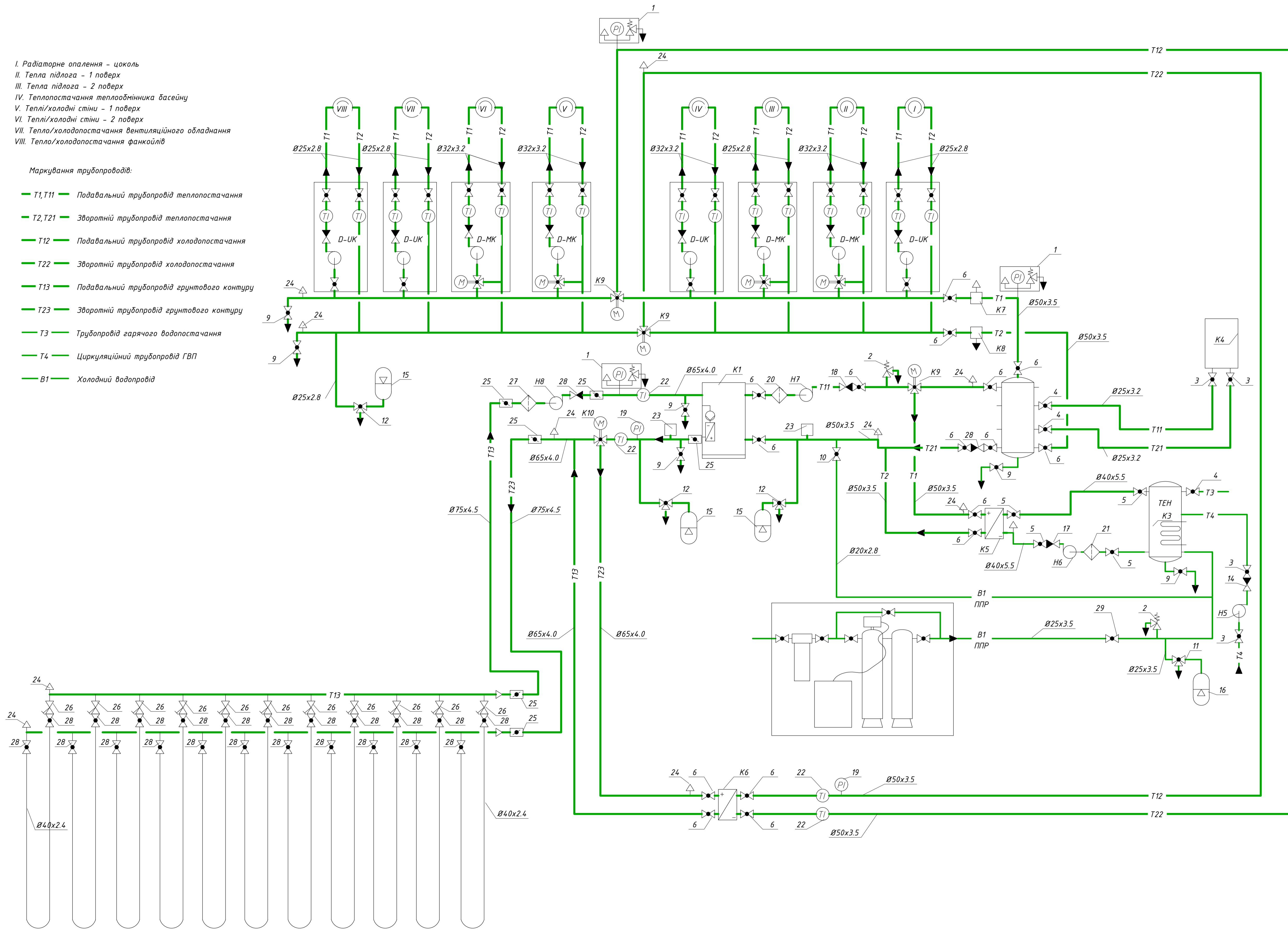
| | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| 1000 [літрів] | Об'єм баку |
| PN 3 [бар] | Номінальний тиск для бака |
| dT 5 ... 95°C | Робочий діапазон температур |
| D 1050 / H 2060 [мм] | Діаметр / висота бака |
| сталь | Матеріал корпусу бака |
| 90 [мм] | Товщина ізоляції бака |
| відсутній | Теплообмінник |



- I. Радіаторне опалення - цоколь
- II. Тепла підлога - 1 поверх
- III. Тепла підлога - 2 поверх
- IV. Теплопостачання теплообмінника басейну
- V. Теплі/холодні стіни - 1 поверх
- VI. Теплі/холодні стіни - 2 поверх
- VII. Тепло/холодопостачання вентиляційного обладнання
- VIII. Тепло/холодопостачання фанкоїлів

Маркування трубопроводів:

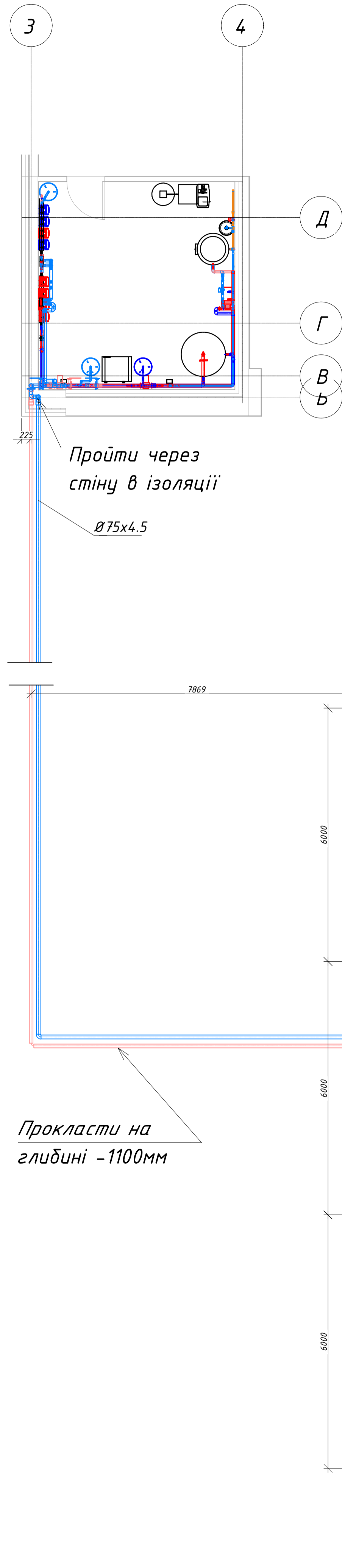
- T1, T11 — Подавальний трубопровід теплопостачання
- T2, T21 — Зворотній трубопровід теплопостачання
- T12 — Подавальний трубопровід холодопостачання
- T22 — Зворотній трубопровід холодопостачання
- T13 — Подавальний трубопровід ґрунтового контуру
- T23 — Зворотній трубопровід ґрунтового контуру
- T3 — Трубопровід гарячого водопостачання
- T4 — Циркуляційний трубопровід ГВП
- B1 — Холодний водопровід



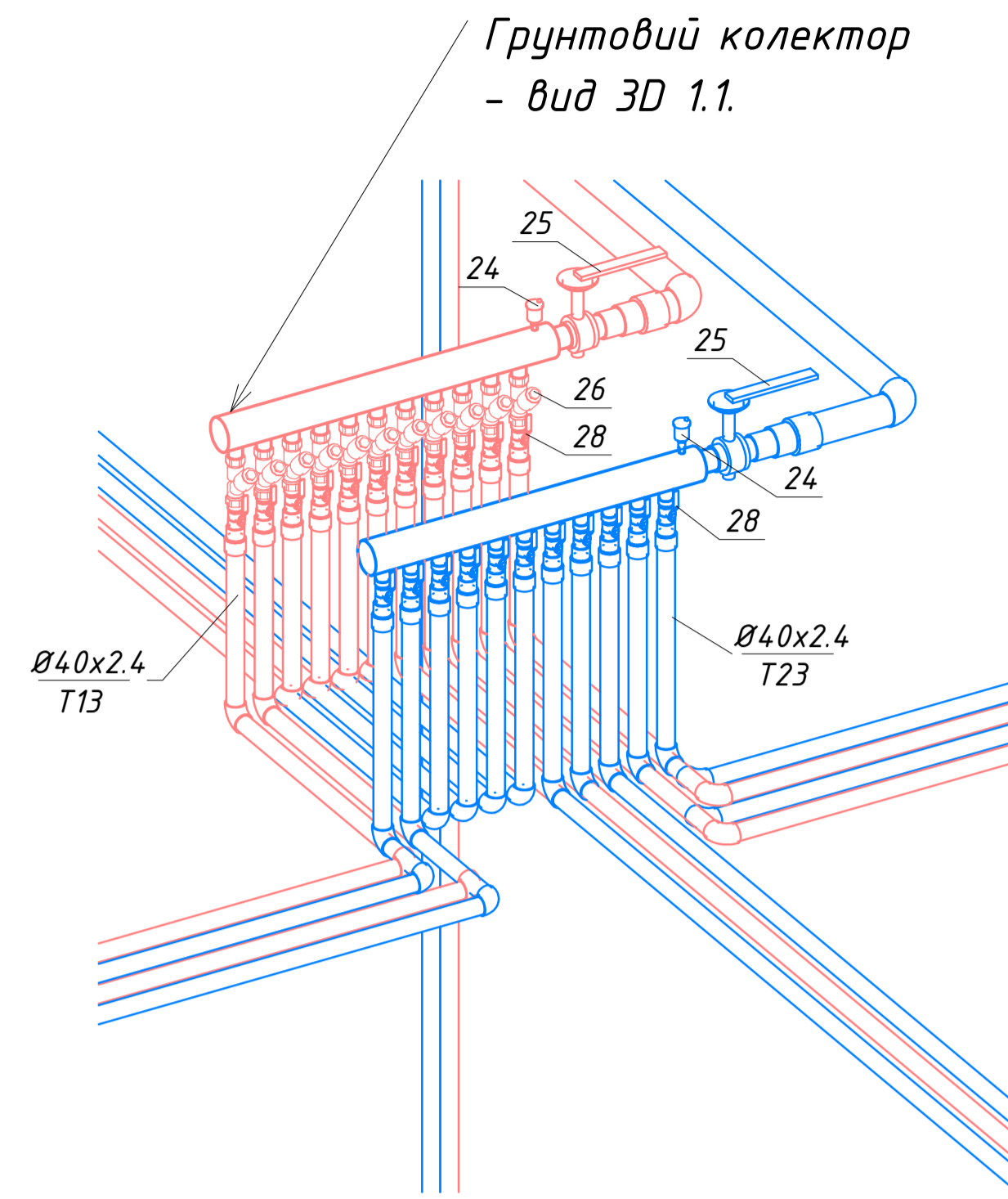
| Поз. | Назва | К-ть |
|------|---|------|
| 1 | Група безпеки: Ду15 | 3 |
| 2 | Клапан запобіжний, 6 бар: Ду 15 | 2 |
| 3 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду20 | 4 |
| 4 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду25 | 3 |
| 5 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду40 | 4 |
| 6 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду50 | 15 |
| 7 | Кран кульовий муфтовий ВВ: Ду50 | 1 |
| 8 | Кран манометричний Sewal: Ду8 | 2 |
| 9 | Кран спускний прямиї Вапаті: Ду 15мм | 6 |
| 10 | Кран кульовий муфтовий ВВ: Ду20 | 1 |
| 11 | Швидкокороз'ємне з'єднання МАБ: Ду 20 | 1 |
| 12 | Швидкокороз'ємне з'єднання МАБ: Ду 25 | 3 |
| 14 | Клапан зворотній муфтовий: Ду20 | 1 |
| 15 | Мембранний розширювальний бак Mехivagem: LR CE LT.50 | 3 |
| 16 | Мембранний розширювальний бак Vaget LC: 25 | 1 |
| 17 | Клапан зворотній муфтовий: Ду40 | 1 |
| 18 | Клапан зворотній муфтовий: Ду50 | 2 |
| 19 | Манометр радіальний: М 63 RP | 2 |
| 20 | Фільтр сітчастий муфтовий: Ду50 | 1 |
| 21 | Фільтр сітчастий муфтовий: Ду40 | 1 |
| 22 | Термометр біметалевий радіальний: RD 63 VI 1/2x5cm (0...60°C) | 4 |
| 23 | Реле потоку Ochsner: Ду 25 | 2 |
| 24 | Повітровипускник із зворотнім клапаном: Ду15 | 12 |
| 25 | Затвор дисковий поворотний з позиційним важелем та гладкими вушками PN16: Ду 65 | 6 |
| 26 | Балансувальний вентиль WattFlow OL з витратоміром: DN32 | 11 |
| 27 | Фільтр сітчастий фланцевий: Ду65 | 1 |
| 28 | Зворотній клапан міжфланцевий: Ду 65 | 1 |
| 28 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду32 | 22 |
| 29 | Кран кульовий муфтовий ВВ: Ду25 | 1 |
| 30 | Колектор для ґрунтового контуру: на 11 випусків | 2 |
| K1 | Тепловий насос: Ochsner OSWP 40 | 1 |
| K2 | Бак аккумулятор ВТА - 4: 1000л | 1 |
| K3 | Водонагрівач емальований BTE: 500 л | 1 |
| K4 | Котел електричний Kospel EKCO L2: 24 кВт | 1 |
| K5 | Пластинчатий теплообмінник Alfa Laval: CB30 | 1 |
| K6 | Пластинчатий теплообмінник Alfa Laval: CB110 | 1 |
| K7 | Сепаратор повітря Spirivent: Ду 50 | 1 |
| K8 | Сепаратор шламy SpiroTrar: Ду 50 | 1 |
| K9 | Трьохходовий регулюючий шаровий клапан ESBE: VRG131-40 з сервоприводом ARA 652 | 3 |
| K10 | Трьохходовий регулюючий шаровий клапан ESBE: VRG131-50 з сервоприводом ARA 652 | 1 |
| K11 | Колектор з нержавіючої сталі: система опалення | 1 |
| K12 | Колектор системи холодопостачання з нержавіючої сталі: на 4 виходи | 1 |
| K13 | Екософт: комплексна система х.в.о. | 1 |
| H1 | Насосна група D-МК 1": з насосом Grundfos Alfa2L 25-60 | 1 |
| H2 | Насосна група D-МК 1 1/4": з насосом Grundfos Alfa2L 32-60 | 3 |
| H3 | Насосна група D-UK 1": з насосом Grundfos Alfa2L 25-60 | 1 |
| H5 | Насос циркуляційний Grundfos comfort: UP 15-14 | 1 |
| H6 | Насос циркуляційний Grundfos UPS 25-55N: N | 1 |
| H7 | Насос циркуляційний Grundfos: UPS 50-120 F | 1 |
| H8 | Насос циркуляційний Grundfos UPS 65-: 185 F | 1 |
| H9 | Насосна група D-UK 1": з насосом Grundfos UPS 25-60 | 2 |
| H10 | Насосна група D-UK 1 1/4": з насосом Grundfos UPS 32-60 | 1 |

| Кваліфікаційна робота магістра | | | |
|---|----------|--------------|---------|
| Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу теплового насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором | | | |
| Зм. | Кільк. | Аркушів док. | Поліс |
| Розробив | Пашченко | | |
| Керував | Пашченко | | |
| Тепловий насос "ґрунт-вода" | | Стадія | Аркушів |
| Принципова теплова схема | | KMP | 1 6 |
| Зав. кафедр | | Кириченко | |
| | | КНУБА | |

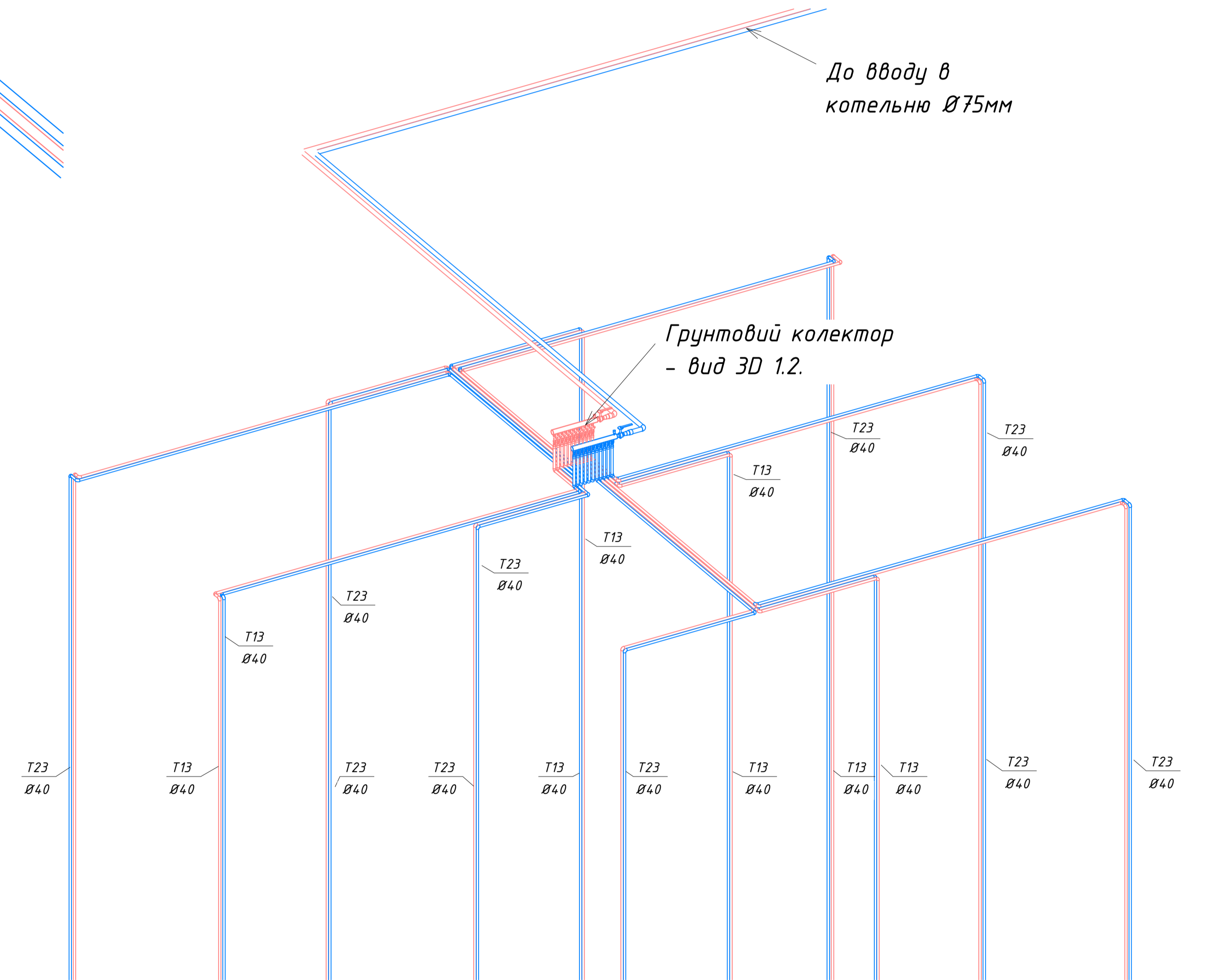
План розміщення свердловин



Розподільча гребінка ґрунтового контуру



АксонOMETрична схема ґрунтового контуру



| Кваліфікаційна робота магістра | | | | | | | |
|---|-----------|---------|------|--------|--------|-------|---------|
| Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу теплового насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором | | | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Аркушів | дод. | Підпис | Дата | | |
| Розробник | Пашченко | | | | | | |
| Керівник | Пашченко | | | | | | |
| Зав. кафедр | Кіриченко | | | | | | |
| Тепловий насос "ґрунт-вода" | | | | | Стадія | Аркуш | Аркушів |
| Розміщення свердловин | | | | | KMP | 2 | |
| | | | | | КНУБА | | |

Експлікація обладнання

| Поз. | Назва | К-ть |
|------|---|------|
| 1 | Група безпеки: Ду15 | 3 |
| 2 | Клапан запобіжний, 6 дар: Ду 15 | 2 |
| 3 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду20 | 4 |
| 4 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду25 | 3 |
| 5 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду40 | 4 |
| 6 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду50 | 15 |
| 7 | Кран кульовий муфтовий ВВ: Ду50 | 1 |
| 8 | Кран манометричний Sewal: Ду8 | 2 |
| 9 | Кран спускний прямиї Вопогі: Ду 15мм | 6 |
| 10 | Кран кульовий муфтовий ВВ: Ду20 | 1 |
| 11 | Швидкокороз'ємне з'єднання МАГ: Ду 20 | 1 |
| 12 | Швидкокороз'ємне з'єднання МАГ: Ду 25 | 3 |
| 14 | Клапан зворотній муфтовий: Ду20 | 1 |
| 15 | Мембранний розширювальний бак Maxivaget: LR CE LT.50 | 3 |
| 16 | Мембранний розширювальний бак Varet LC: 25 | 1 |
| 17 | Клапан зворотній муфтовий: Ду40 | 1 |
| 18 | Клапан зворотній муфтовий: Ду50 | 2 |
| 19 | Манометр радіальний: М 63 RP | 2 |
| 20 | Фільтр сітчастий муфтовий: Ду50 | 1 |
| 21 | Фільтр сітчастий муфтовий: Ду40 | 1 |
| 22 | Термометр біметалевий радіальний: RD 63 VI 1/2x5cm (0...60°C) | 4 |
| 23 | Реле потоку Ochsner: Ду 25 | 2 |
| 24 | Повітровипускник із зворотнім клапаном: Ду15 | 12 |
| 25 | Затвор дисковий поворотний з позиційним важелем та гладкими вушками PN16: Ду 65 | 6 |
| 26 | Балансувальний вентиль WattFlow OL з витратоміром: DN32 | 11 |
| 27 | Фільтр сітчастий фланцевий: Ду65 | 1 |
| 28 | Зворотній клапан міжфланцевий: Ду 65 | 1 |
| 29 | Кран кульовий муфтовий з американкою: Ду32 | 22 |
| 29 | Кран кульовий муфтовий ВВ: Ду25 | 1 |
| 30 | Колектор для ґрунтового контуру: на 11 випусків | 2 |
| K1 | Тепловий насос: Ochsner OSWP 40 | 1 |
| K2 | Бак аккумулятор ВТА - 4: 1000л | 1 |
| K3 | Водонагрівач емальований ВТЕ1: 500 л | 1 |
| K4 | Котел електричний Kospel EKCO L2: 24 кВт | 1 |
| K5 | Пластинчатий теплообмінник Alfa Laval: CB30 | 1 |
| K6 | Пластинчатий теплообмінник Alfa Laval: CB110 | 1 |
| K7 | Сепаратор повітря Spigovent: Ду 50 | 1 |
| K8 | Сепаратор шламч SpigoTrap: Ду 50 | 1 |
| K9 | Трьохходовий регулюючий шаровий клапан ESBE: VRG131-40 з сервоприводом ARA 652 | 3 |
| K10 | Трьохходовий регулюючий шаровий клапан ESBE: VRG131-50 з сервоприводом ARA 652 | 1 |
| K11 | Колектор з нержавійчої сталі: система опалення | 1 |
| K12 | Колектор системи холодопостачання з нержавійчої сталі: на 4 виходи | 1 |
| K13 | Екософт: комплексна система х.в.о. | 1 |
| H1 | Насосна група D-МК 1": з насосом Grundfos Alfa2L 25-60 | 1 |
| H2 | Насосна група D-МК 1 1/4": з насосом Grundfos Alfa2L 32-60 | 3 |
| H3 | Насосна група D-УК 1": з насосом Grundfos Alfa2L 25-60 | 1 |
| H5 | Насос циркуляційний Grundfos comfort: UP 15-14 | 1 |
| H6 | Насос циркуляційний Grundfos UPS 25-55N: N | 1 |
| H7 | Насос циркуляційний Grundfos UPS 50-120 F | 1 |
| H8 | Насос циркуляційний Grundfos UPS 65-: 185 F | 1 |
| H9 | Насосна група D-УК 1": з насосом Grundfos UPS 25-60 | 2 |
| H10 | Насосна група D-УК 1 1/4": з насосом Grundfos UPS 32-60 | 1 |

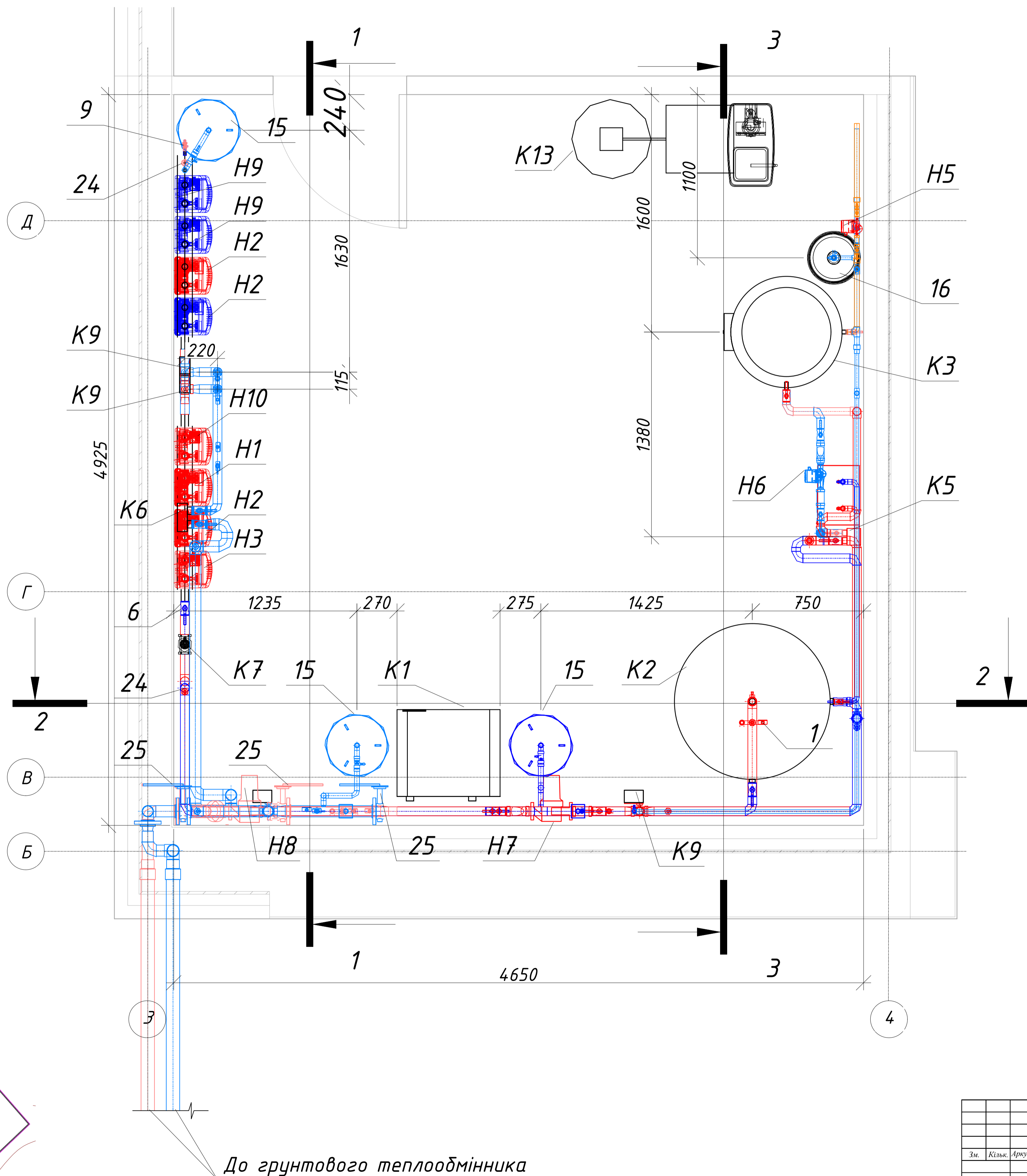
Таблиця ізоляції трубопроводів

| Діаметр трубопроводу, мм | Тип ізоляції | Товщина, мм |
|--------------------------|--------------|-------------|
| 15 mm | Climaflex | 9 |
| 20 mm | Climaflex | 9 |
| 25 mm | Climaflex | 9 |
| 32 mm | Climaflex | 9 |
| 40 mm | Climaflex | 9 |
| 50 mm | Climaflex | 9 |
| 65 mm | Climaflex | 9 |

Фрагмент генерального плану
М 1:100



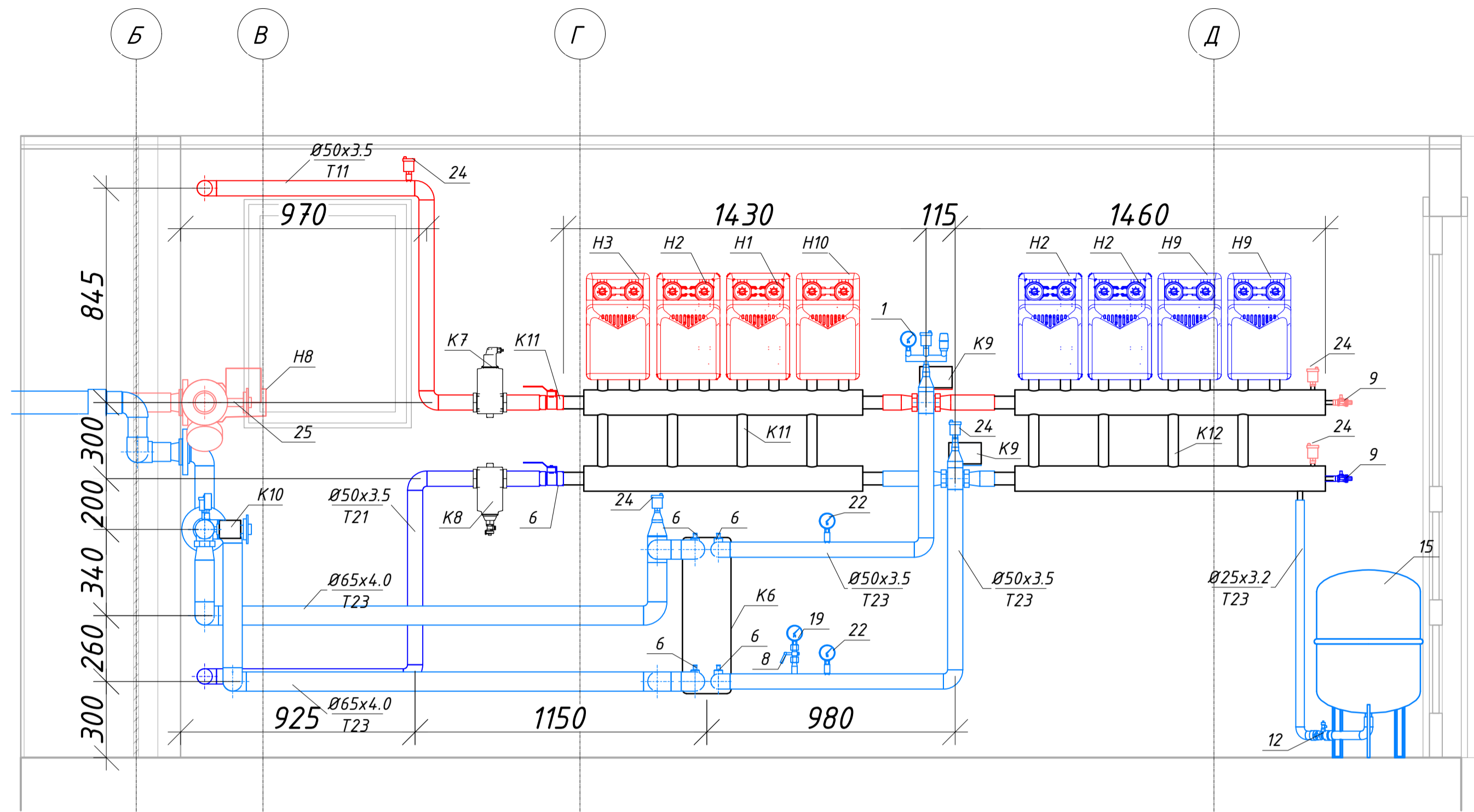
План на відм. 0.000



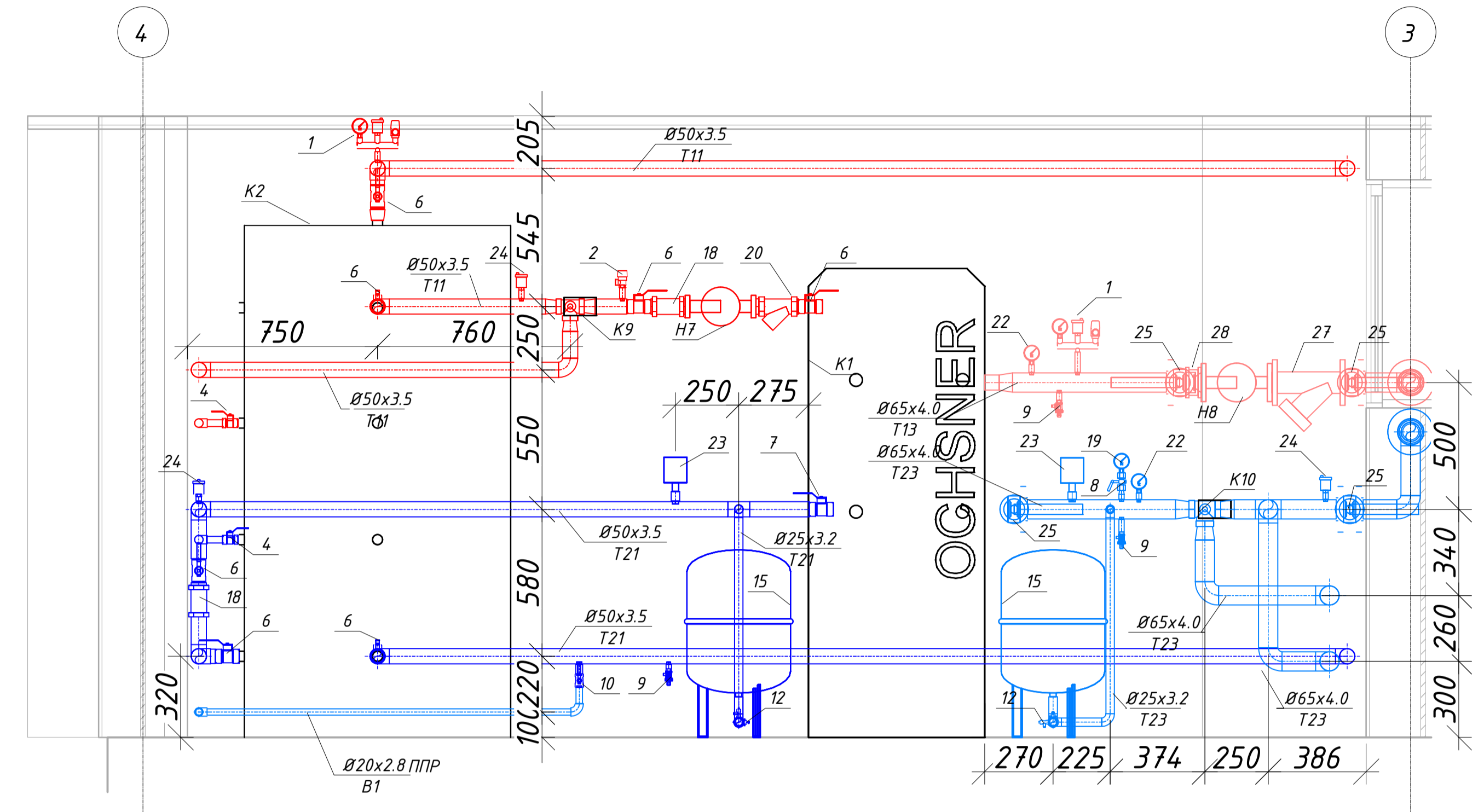
До ґрунтового теплообмінника

| Кваліфікаційна робота магістра | | | |
|---|-----------|---------|---------|
| Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу теплового насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором | | | |
| Зм. | Кільк. | Аркушів | Док. |
| Розробив | Пашченко | | |
| Керував | Пашченко | | |
| Зав. кафедр. | Кіриченко | | |
| Тепловий насос "ґрунт-вода" | | | Стадія |
| Фрагмент ген. плану, план на відм. 0.000 | | | Аркушів |
| | | | КМР 3 |
| | | | КНУБА |

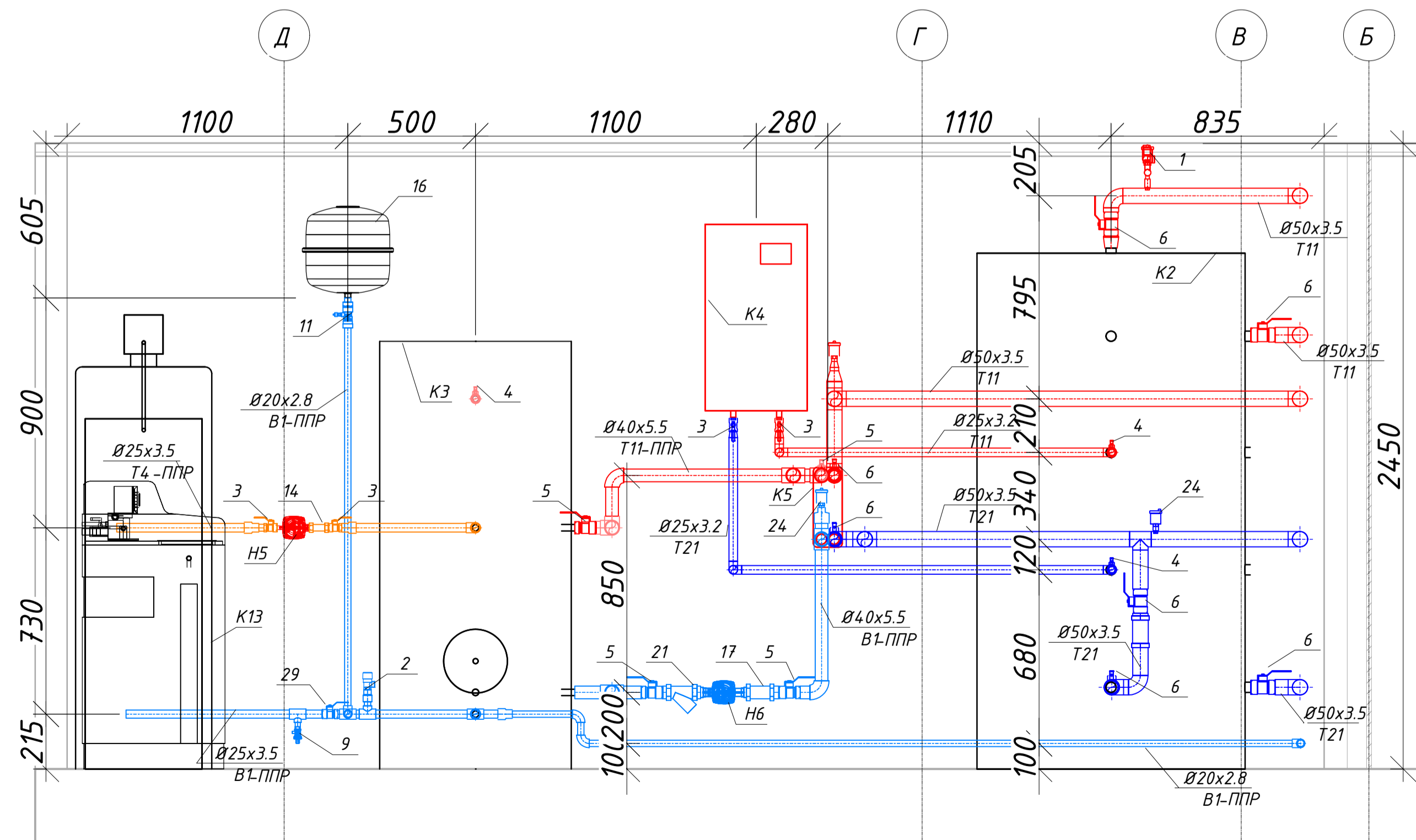
Р03РІЗ 1-1



Р03РІЗ 2-2

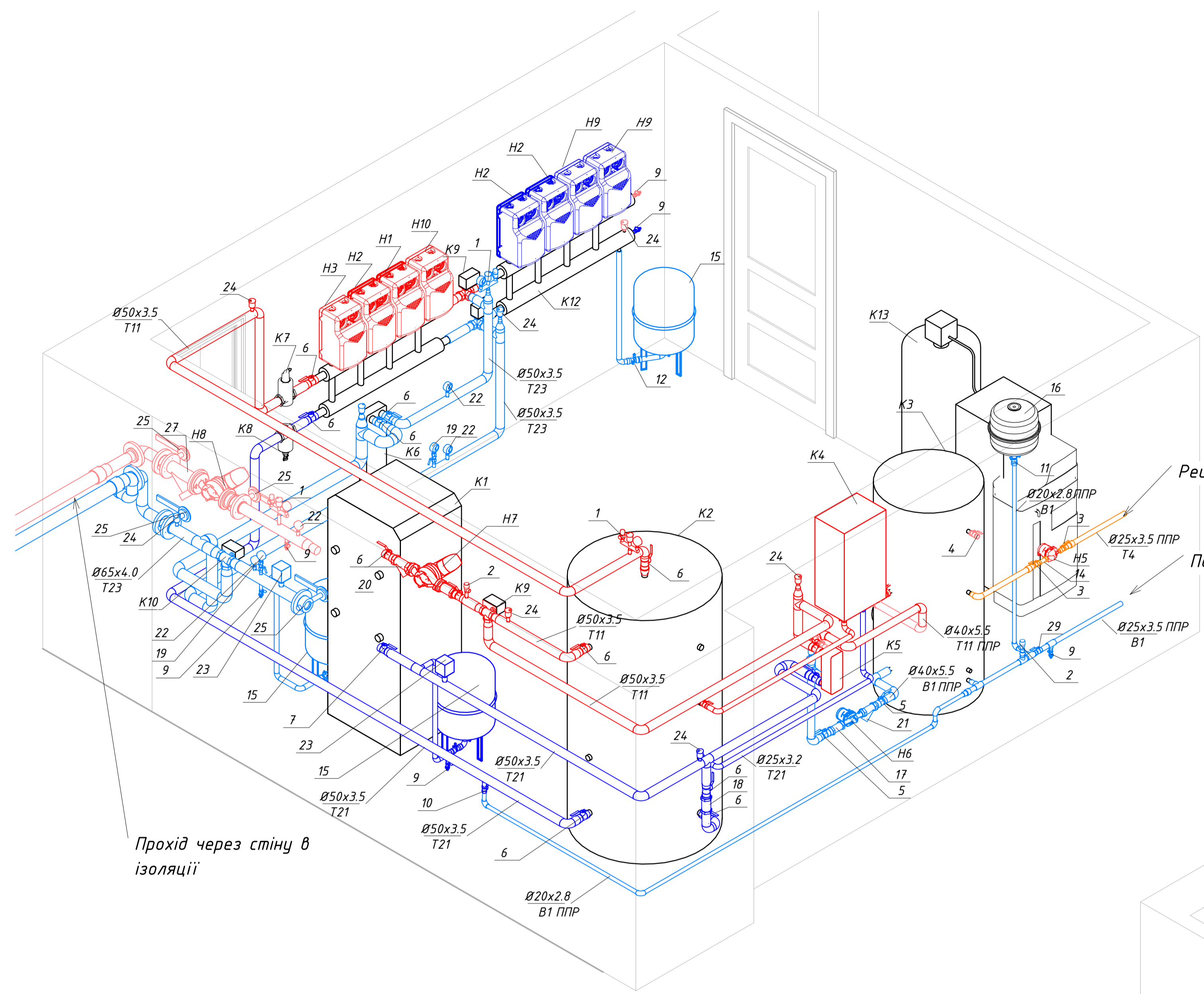


Р03РІЗ 3-3



Топкова, запроектвана на базі теплового насосу типу ґрунт-вода Тегга 40 виробництва компанії "Ochsner" (Австрія), номінальна теплова продуктивність теплового насосу 40 кВт. Резервне джерело теплопостачання - електрокотел Kospel EKCO L2 потужністю 24 кВт. Допоміжним обладнанням являється буферна ємність системи опалення ВТА-4 об'ємом 1000л виробництва компанії "Теплобак" (Україна), ємнісний водонагрівач для системи гарячого водопостачання ВТЕ-1 об'ємом 500л виробництва "Теплобак" (Україна) з теплообмінником для сонячного колектора, теплообмінник для системи ГВП СВ30 виробництва "Alfa laval" (Швеція) потужністю 40 кВт, теплообмінник для системи пасивного холодопостачання СВ110 виробництва "Alfa laval" (Швеція) потужністю 25 кВт, циркуляційні насоси виробництва "Grundfos" (Данія), мембранні розширювальні баки виробництва "Vaget", трьохходові клапани з сервоприводами "ESBE" (Швеція), насосні групи "Meibes" (Німеччина). Топкова забезпечує теплопостачання контурів систем радіаторного, підлогового та стінового опалення, гарячого водопостачання, систем вентиляції та басейну, а також системи пасивного холоду.

| Кваліфікаційна робота магістра | | | |
|---|----------|--------------|---------|
| Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу теплового насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором | | | |
| Зм. | Кільк. | Аркушів док. | Потис |
| Розробка | Пашченко | | |
| Керівник | Пашченко | | |
| Тепловий насос "ґрунт-вода" | | | Стадія |
| Розріз 1-1; розріз 2-2; розріз 3-3. | | | Аркуш |
| | | | Аркушів |
| Зав. кафедр | | | КМР |
| Кіриченко | | | 4 |
| | | | КНУБА |

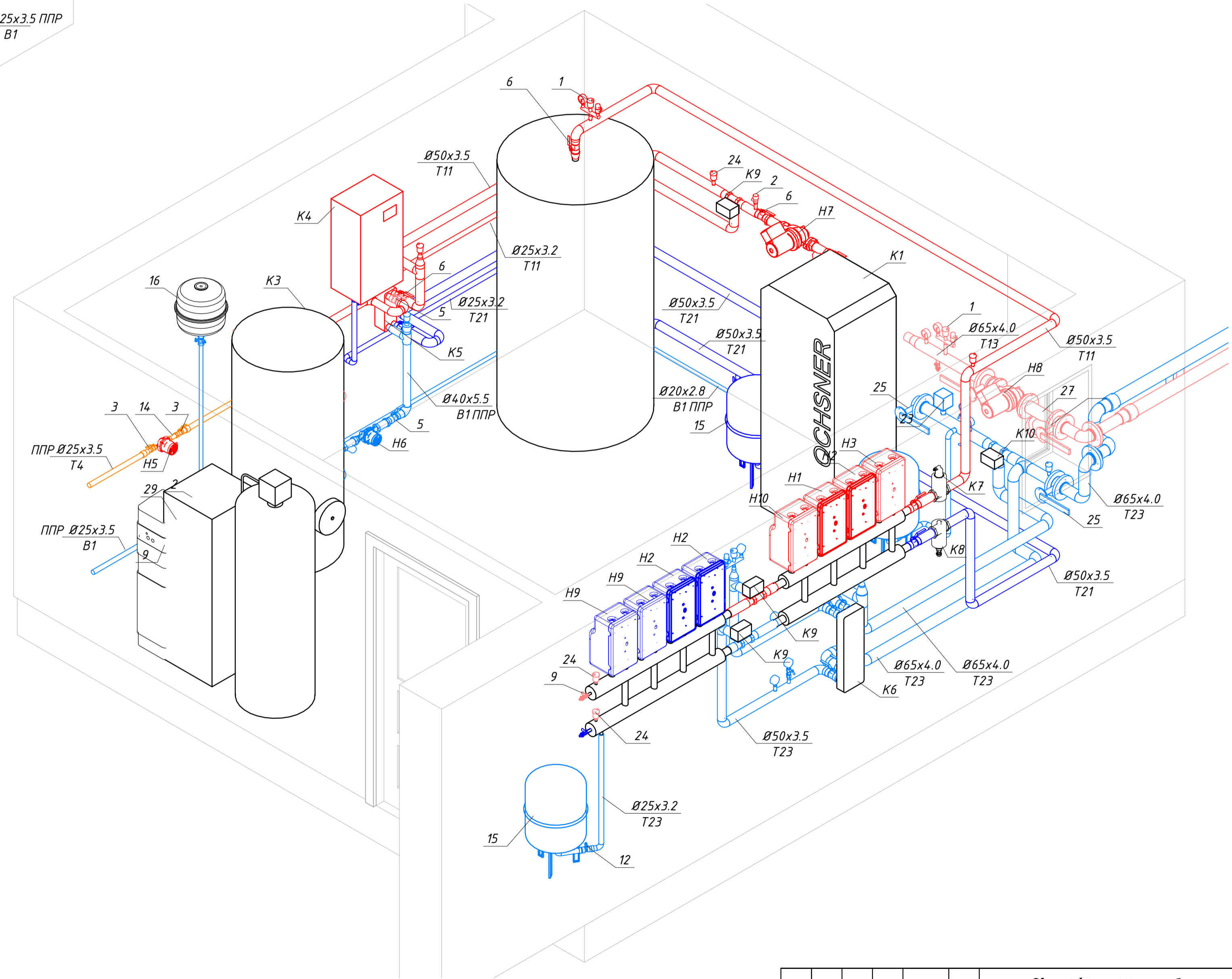


Основні енергетичні показники проекту

| Найменування будинку (споруди), приміщення | Об'єм, м ³ | Період року при tзовн, °С | Витрати тепла, кВт | | | | Витрати холоду, кВт | Встановлена потужність електро ТЕНів, кВт |
|--|-----------------------|---------------------------|--------------------|---------------|---------------------------|--------|---------------------|---|
| | | | на опалення | на вентиляцію | на гаряче водо-постачання | всього | | |
| Індивідуальний житловий будинок | | -22 | 39 | 7 | 6,0** | 52* | - | 30*** |
| | | 35 | - | - | 6,0** | 4,0* | 25 | 6*** |

Прохід через стіну в ізоляції

Рециркуляція ГВП
Подача з системи Х.В.О.



Примітка:

- Теплоносій - вода з параметрами теплоносія 55/45°C для опалення в номінальному режимі.
- Холодоносій - вода з параметрами холодоносія 14/18°C в номінальному режимі.
- Трубопроводи топкової - труби сталіні водогазопровідні ГОСТ 3262-75.
- Трубопроводи контуру "теплообмінник - бак ГВП" - труби ППР PN16.
- Трубопроводи ґрунтового контуру - труби ПЕ80 SDR17.
- Трубопроводи топкової ізолюються теплоізоляцією з вспіненого поліетилена товщиною 9мм.

| Кваліфікаційна робота магістра | | | | |
|---|----------|---------|------|---------|
| Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу теплового насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором | | | | |
| Зм. | Кільк. | Аркушів | дод. | Потис |
| Розробив | Пашченко | | | |
| Керував | Пашченко | | | |
| Тепловий насос "ґрунт-вода" | | | | Стадія |
| | | | | Аркуш |
| | | | | Аркушів |
| Аксонометричні схеми трубопроводів | | | | КМУ |
| | | | | 5 |
| Зав. кафедр | | | | КНУБА |
| Кириченко | | | | |

Візуалізація 1.1



Візуалізація 1.2



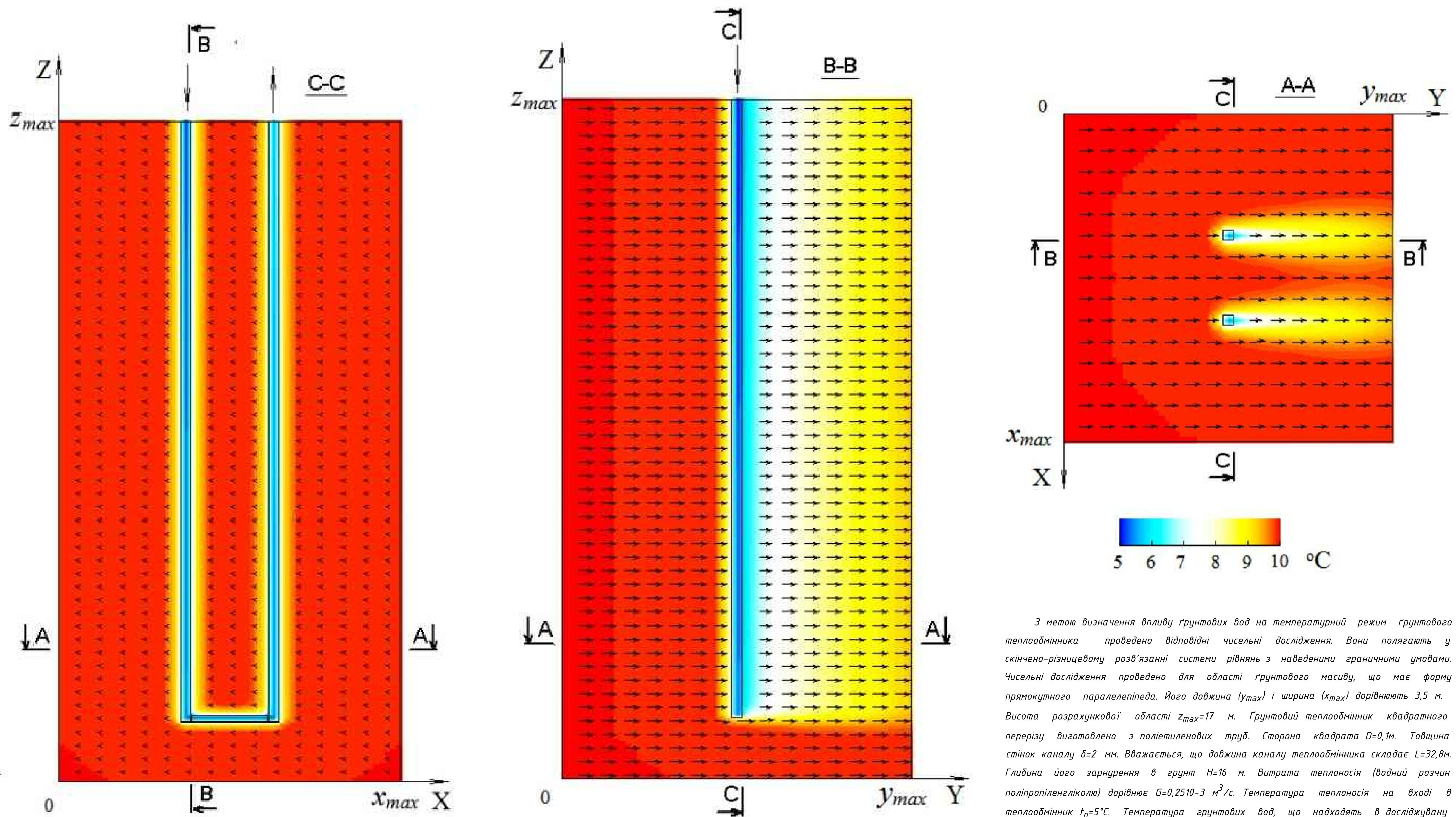
Візуалізація 1.3



Приміщення топкової відповідає вимогам будівельних норм. Для забезпечення процесів автономної роботи обладнання забезпечується необхідний повітрообмін. В конструкції вхідних дверей виконати отвір для приточної вентиляції на висоті 300 мм від рівня підлоги, площею 0,04 м². В приміщенні передбачити шахту витяжної вентиляції з природнім спонуканням, площею не менше 0,2 м², і отвір в данній шахті, переріз рівний перерізу витяжної шахти. Отвір розмістити під стелею. 2.2.3 Джерело енергії Згідно завдання на розробку проекту джерелом теплової енергії для автономної топкової являється електро енергія. До теплового насосу підводиться 3-х фазний електро кабель товщиною 5х4 мм. Резервне паливо не передбачено. 2.2.4 Приміщення топкової Приміщення топкової відповідає вимогам будівельних норм (мінімальний об'єм приміщення, наявність віконного отвору)

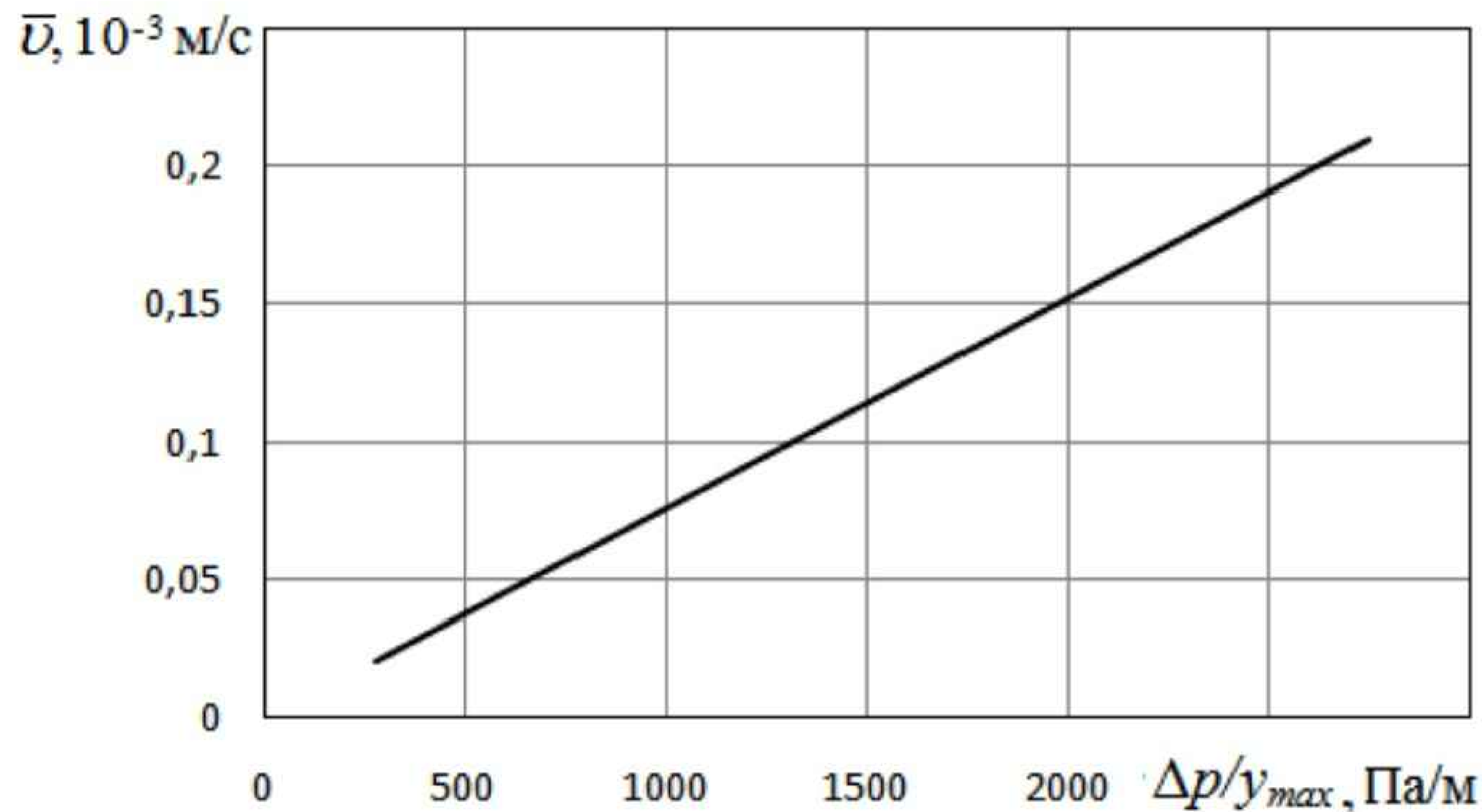
| Кваліфікаційна робота магістра | | | | | |
|---|-----------|--------|--------|--------|-------|
| Дослідження впливу властивостей ґрунтового масиву на роботу теплового насоса "ґрунт-вода" з вертикальним колектором | | | | | |
| Зм. | Кільк. | Аркуш. | № док. | Піліс | Дата |
| Розробка | Пашченко | | | | |
| Керівник | Пашченко | | | | |
| Зав. кафедр | Кіриченко | | | | |
| Тепловий насос "ґрунт-вода" | | | | Стадія | Аркуш |
| | | | | КМР | 6 |
| Візуалізація теплового пункту | | | | КНУБА | |

1. Розподіли швидкості і температури в ґрунтовому масиві: $\Delta p=10000$ Па; $\phi=0,4$; $d_p=0,1$ мм

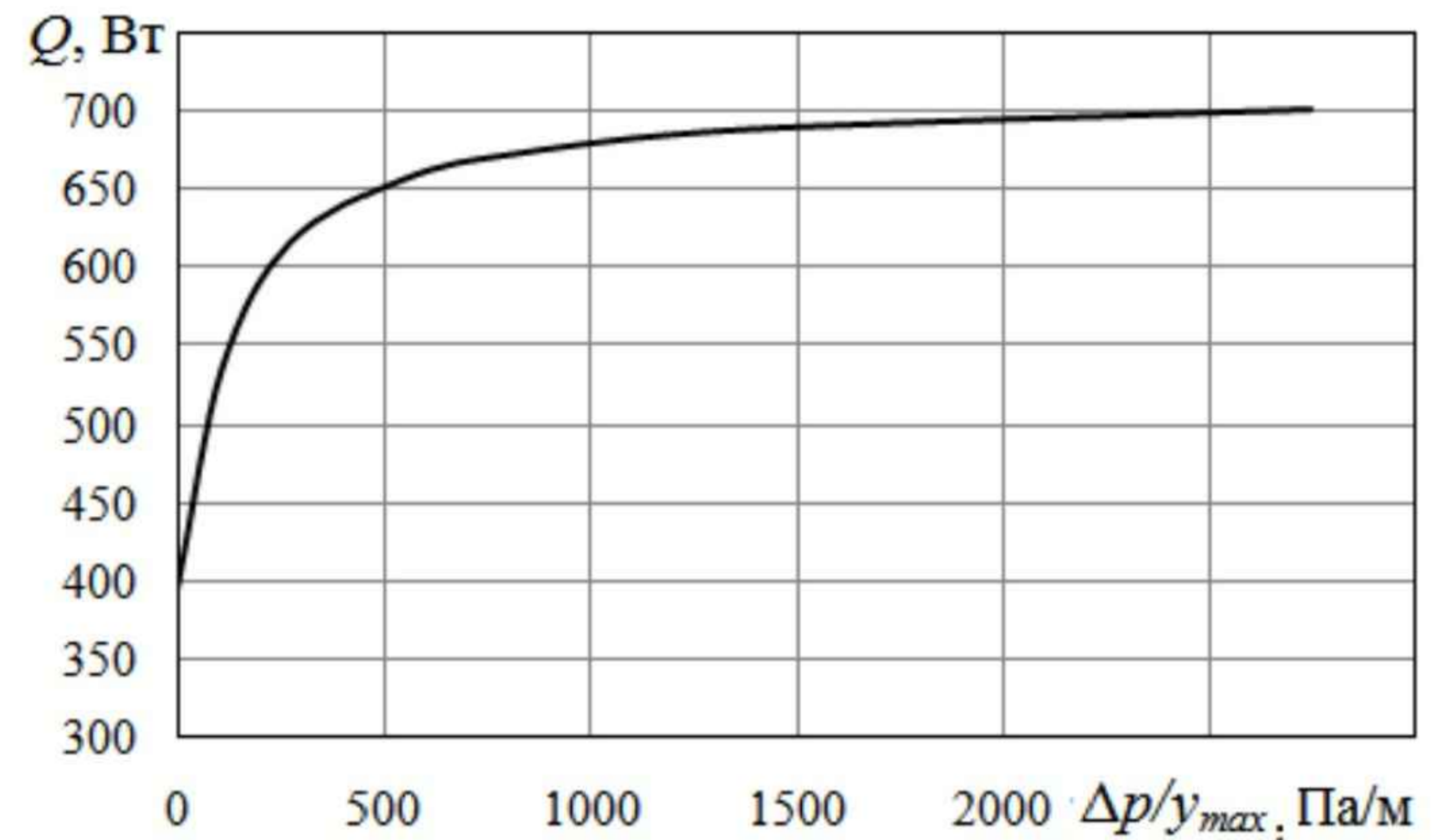


З метою визначення впливу ґрунтових вод на температурний режим ґрунтового теплообмінника проведено відповідні чисельні дослідження. Вони полягають у скінчено-різницевому розв'язанні системи рівнянь з наведеними граничними умовами. Чисельні дослідження проведено для області ґрунтового масиву, що має форму прямокутного паралелепіпеда. Його довжина (y_{max}) і ширина (x_{max}) дорівнюють 3,5 м. Висота розрахункової області $z_{max}=17$ м. Ґрунтовий теплообмінник квадратного перерізу виготовлено з поліетиленових труб. Сторона квадрата $D=0,1$ м. Товщина стінок каналу $\delta=2$ мм. Вважається, що довжина каналу теплообмінника складає $L=32,8$ м. Глибина його зарушення в ґрунт $H=16$ м. Витрата теплоносія (водний розчин поліпропіленгліколю) дорівнює $G=0,2510-3$ м³/с. Температура теплоносія на вході в теплообмінник $t_0=5$ °C. Температура ґрунтових вод, що надходять в досліджувану область, дорівнює $t_{\infty}=10$ °C. Рухаючись по каналу теплообмінника, теплоносії нагрівається, відбираючи теплоту від ґрунтового масиву. Розподіли швидкості і температури в ґрунтовому масиві: $\Delta p=10000$ Па; $\phi=0,4$; $d_p=0,1$ мм.

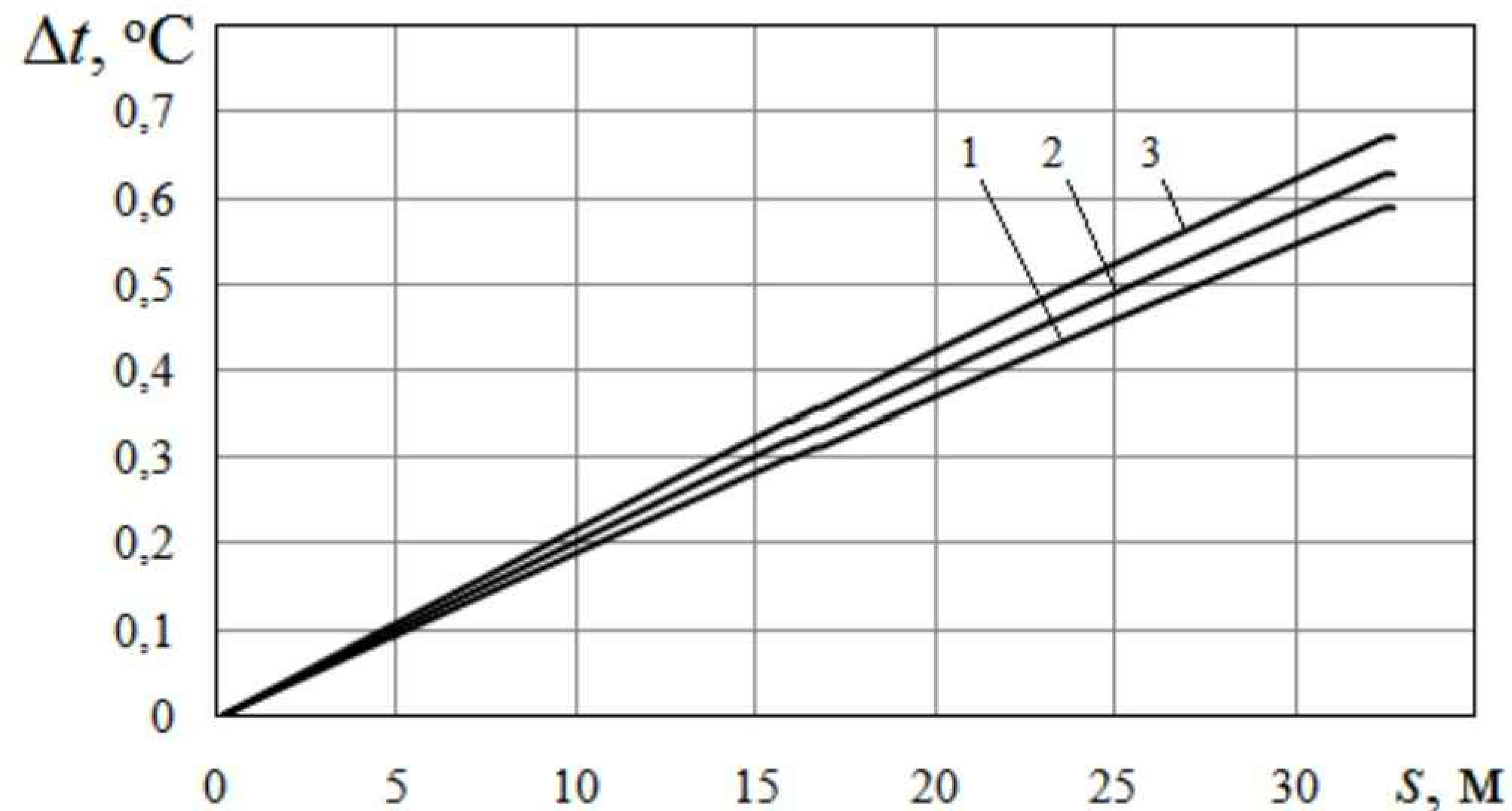
2. Дослідження параметрів теплообміну в ґрунтовому теплообміннику



Залежність швидкості течії рідини від градієнта тиску в ґрунтовому масиві при $\phi=0,4$; $d_p=0,25$ мм



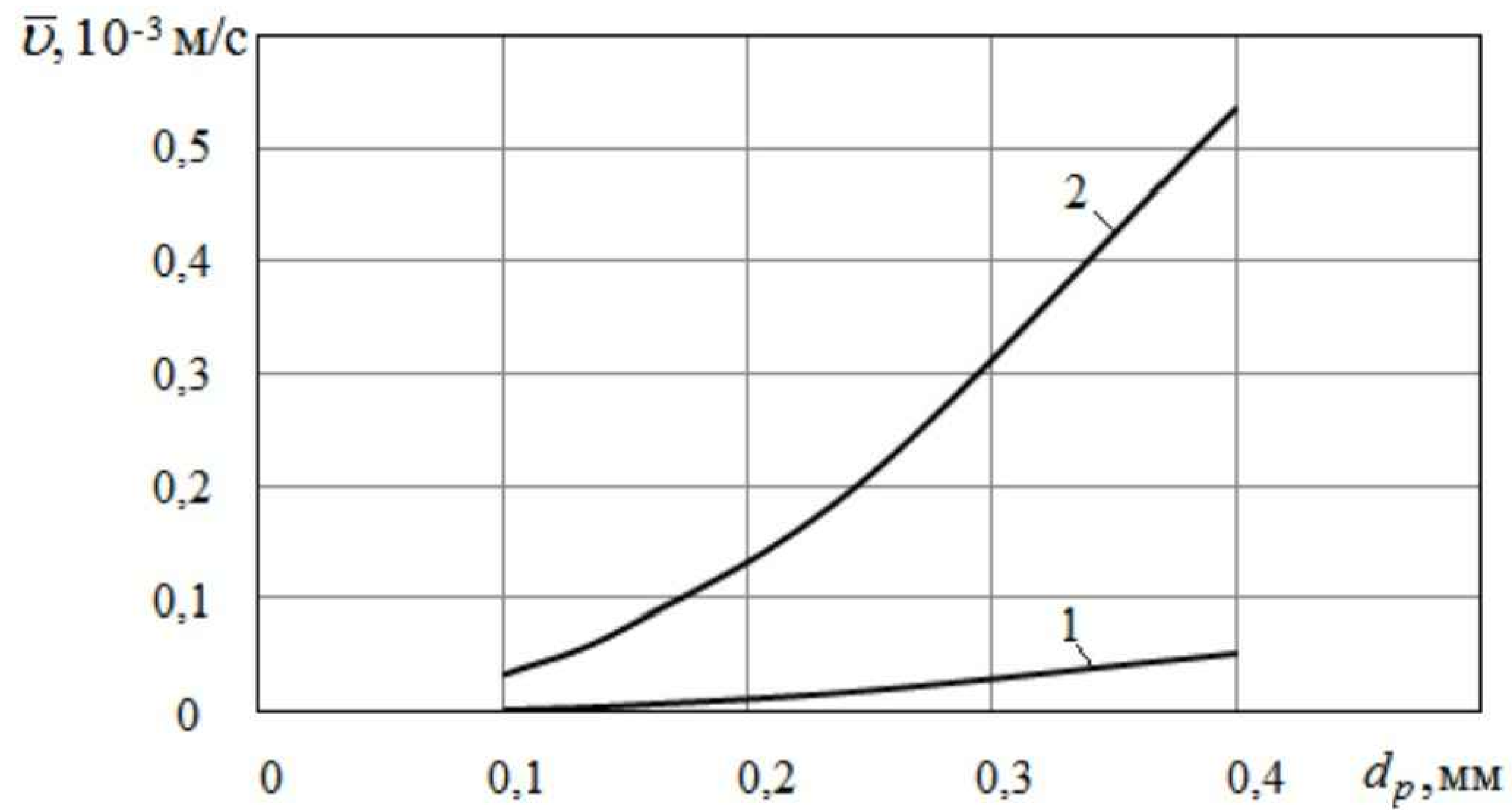
Зміна температури по довжині каналу ґрунтового теплообмінника: $\phi=0,4$; $d_p=0,25$ мм; 1 - $\Delta p/y_{max}=274,72$ Па/м; 2 - $549,45$ Па/м; 3 - $2747,2$ Па/м



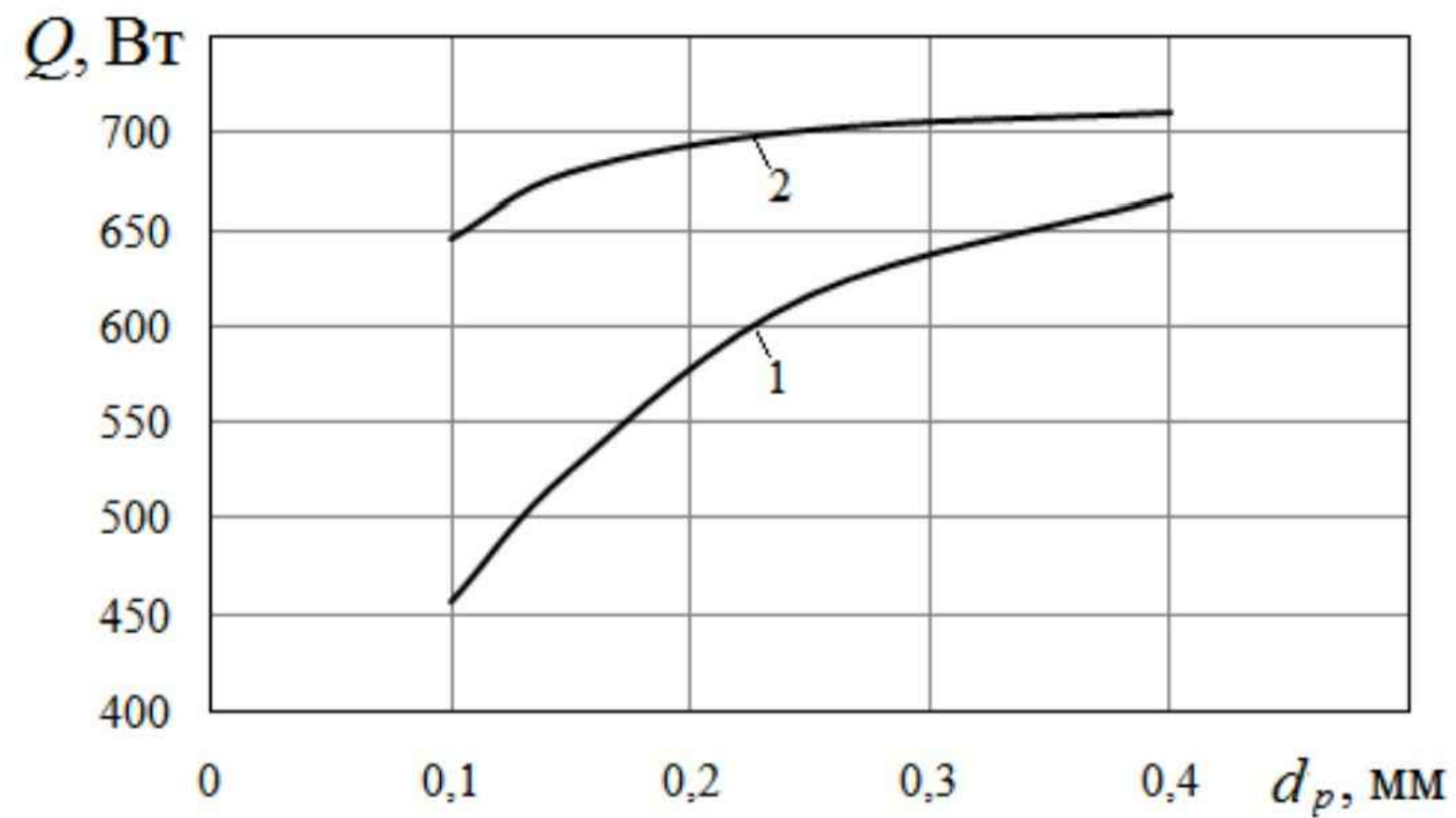
Залежність кількості теплоти, що вилучається з ґрунту, від градієнта тиску в ґрунтовому масиві: $\phi=0,4$; $d_p=0,25$ м

Інтенсивність теплообміну між поверхнею теплообмінника та пористим ґрунтом залежить від середньої швидкості руху ґрунтових вод, яка, в свою чергу, залежить від градієнта тиску в ґрунтовому масиві $\Delta p/y_{max}$. Ця залежність, що одержана для $\phi=0,4$; $d_p=0,25$ мм представлена на рисунку з якого видно, що при збільшенні градієнта тиску від 270 Па/м до 2700 Па/м середня швидкість ґрунтових вод збільшується від $0,02110^{-3}$ м/с до $0,2110^{-3}$ м/с. Зміну по довжині каналу температури теплоносія при різних значеннях градієнта тиску $\Delta p/y_{max}$ для $d_p=0,25$ мм; $\phi=0,4$ представлено на рисунку з якого видно, що зростання температури Δt в каналі теплообмінника збільшується зі збільшенням градієнта тиску $\Delta p/y_{max}$, що пояснюється підвищенням інтенсивності конвекційного теплообміну на зовнішній поверхні каналу. Залежність кількості теплоти Q , що вилучається з ґрунту, від градієнта тиску $\Delta p/y_{max}$ в пористому масиві наведено на рисунку. Розглядається випадок пористості ґрунту $\phi=0,4$ та середнього діаметра його частинок $d_p=0,25$ мм. видно, що найменший тепловий потік $Q=393,6$ Вт відповідає випадку $\Delta p/y_{max}=0$, що означає відсутність вимушеної течії ґрунтових вод. з механізмів теплопередачі залишається природна термогравітаційна конвекція і теплопровідність. На інтервалі $0 < \Delta p/y_{max} < 500$ Па/с тепловий потік інтенсивно зростає зі збільшенням градієнта тиску (з $393,6$ Вт до 650 Вт). При подальшому збільшенні $\Delta p/y_{max}$ тепловий потік Q продовжує збільшуватися, але менш інтенсивно. При збільшенні $\Delta p/y_{max}$ від 500 Па/м до 2750 Па/м тепловий потік Q збільшується від 650 Вт до $702,4$ Вт. з цього випливає, що градієнт тиску та, відповідно, швидкість ґрунтових вод, найсуттєвіше впливає на теплообмін при відносно невеликих градієнтах тиску. При їх збільшенні, цей вплив стає менш суттєвим.

3. Залежність роботи ґрунтового теплообмінника від характеристик ґрунта



Залежність швидкості течії рідини від середнього діаметра частинок ґрунту при $\phi=0,4$: 1 - $\Delta p/\text{утах} = 274,72$ Па/м; 2 - $2747,2$ Па/м



Залежність кількості теплоти, що вилучається з ґрунту, від діаметра частинок ґрунту: 1 - $\Delta p/\text{утах} = 274,72$ Па/м; 2 - $2747,2$ Па/м

Висновки

1. Результати чисельних досліджень показали, що наявність градієнта тиску вздовж ґрунтового масиву викликає рух ґрунтових вод, який сприяє збільшенню тепловіддачі від ґрунтового масиву до теплообмінника. При зростанні градієнта тиску збільшується швидкість руху ґрунтових вод, а також сумарний тепловий потік до теплоносія в теплообміннику.
2. Мінімальний рівень теплообміну спостерігається при відсутності повздовжнього руху ґрунтових вод. Найбільш суттєвим вплив повздовжнього градієнта тиску на теплообмін виявляється при збільшенні градієнта тиску від 0 до 500 Па/м. Тепловий потік при цьому збільшується на 65%. При подальшому зростанні градієнта тиску тепловий потік продовжує збільшуватися, але менш інтенсивно. При збільшенні градієнта тиску від 500 Па/м до 2750 Па/м тепловий потік Q збільшується тільки на 8 %.
3. На осереднену швидкість фільтраційного руху ґрунтових вод впливає середній діаметр його частинок. з результатів чисельних досліджень впливає, середня швидкість фільтраційної течії рідини крізь пористий ґрунтовий масив збільшується зі збільшенням діаметра його частинок. зі збільшенням діаметра частинок та-кож збільшується кількість теплоти, що надходить від ґрунтового масиву до теплоносія. Це пов'язано зі зростанням швидкості течії ґрунтових вод зі збільшенням діаметра частинок.
4. Вплив діаметра частинок на тепловий потік більш суттєвий при менших значеннях по-вздовжнього градієнта тиску. При зростанні діаметра частинок від 0,1 мм до 0,4 мм тепловий потік у випадку $\Delta p / \gamma_{\max} = 274,72$ Па/м зростає на 46%. У випадку ж $\Delta p / \gamma_{\max} = 2747,2$ Па/м тепловий потік при такому ж збільшенні діаметра частинок зростає на 10%.
5. Таким чином, якщо оцінювати теплову ефективність U-подібного вертикального ґрунтового теплообмінника по кількості теплоти, що теплообмінник вилучає з ґрунтового масиву, то вона збільшується при збільшенні повздовжнього градієнта тиску в ґрунтовому масиві, який викликає збільшення швидкості ґрунтових вод. збільшення діаметра частинок ґрунту при сталій пористості також сприяє збільшенню ефективності теплообмінника.