

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та природокористування
Навчально-науковий інститут будівництва та архітектури
Кафедра теплогазопостачання, вентиляції та санітарної техніки

Пояснювальна записка

до магістерської роботи
на тему

«Система автономного теплопостачання індивідуального житлового
будинку з використанням повітряних теплових насосів»

Виконав:

студент групи ТГВ

спеціальності 192 «Будівництво та цивільна
інженерія»

_____ Будига О.С.

Керівник:

_____ доц., к.т.н. Проценко С.Б.

Рівне – 2023

1. Огляд використання теплових насосів як відновлюваних джерел енергії

1.1 Світовий рівень використання низькопотенційної теплової енергії за допомогою теплових насосів

Протягом останнього десятиліття значно змінилось становище з енергозабезпеченням населення і виробничої сфери в нашому суспільстві. Внаслідок економічної та енергетичної кризи зменшились обсяги виробництва продукції. Це негативно впливає на рівень життя людей, але з посиленням цих тенденцій почалася розробка і впровадження нових методів, засобів і програм впливу на споживання енергоресурсів у всіх сферах виробництва і побуту. Науково-технічний прогрес у сучасних умовах стимулює динамічний розвиток відновлюваних джерел енергії, максимально наближених до безпосередніх споживачів не тільки у високо-розвинутих країнах, але й у тих країнах, де відбуваються кризові явища, як це є сьогодні в Україні.

Енергозбереження має бути направлено на економію енергоресурсів та зниження навантаження на навколишнє середовище. Побутовий сектор нашої країни відрізняється високим споживанням енергоресурсів, у порівнянні з Європейськими країнами. Одним з варіантів економії енергоресурсів є використання низькопотенційних джерел тепла (у цьому випадку – тепла навколишнього середовища) за допомогою теплових насосів для теплопостачання житлових будинків.

У наш час внаслідок значного подорожчання та невідновлюваності джерел природного газу, що традиційно використовується для опалення промислових та житлових приміщень, в Україні особливо гостро постала проблема енергозбереження й пошуку ефективних, альтернативних джерел теплової енергії. Одним з таких джерел є використання геотермальної й сонячної енергії за

						НУВГП ННІБА ТГВ 03-02-887777 - МР				
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпи с	Дата					
Керівник		Проценко С.			04.23	Система автономного теплопостачання індивідуального житлового будинку з використанням повітряних теплових насосів		Стадія	Аркуш	Аркушів
Студент		Будига О.С.			04.23			МР	1	98
								НУВГП ННІБА, ТГВ м. Рівне		

допомогою теплових насосів (ТН). Цей метод екологічно безпечний і досить дешевий. Він уже багато років використовується для опалення будівель різного призначення і гарячого водопостачання в ряді країн Західної Європи, США, Японії та інших.

Згідно із результатами досліджень напрямків розвитку паливно-енергетичного комплексу, слід повсюдно впроваджувати техніку і технології використання нових (альтернативних) і відновлюваних джерел енергії (АВДЕ), тому що:

- ресурси АВДЕ невичерпні;
- технології є екологічно чистими;
- техніка і технології виробництва багатьох видів АВДЕ вже відпрацьовані настільки, що можуть становити конкуренцію об'єктам традиційної енергетики і тому поступово їх витісняють.

За даними Світової енергетичної конференції, розвіданих запасів енергоносіїв для забезпечення потреб в енергії достатньо на такий час:

- нафти – 25...30 років;
- природного газу – 50...60 років;
- урану для АЕС на повільних (теплових) нейтронах – 20...30 років;
- плутонію для АЕС на швидких нейтронах – 1000...3000 років.

Національно-енергетична та інші державні програми передбачають використання наступних АВДЕ:

- вітру (ВЕС);
- води (малих та міні ГЕС);
- біогазу, вугільного метану, горючих твердих побутових і промислових відходів і деяких інших альтернативних видів палива разом з місцевими;
- сонячного випромінювання, геотермальної, тепла довкілля, тобто поверхневих шарів Землі (грунту), ґрунтових вод, атмосферного повітря, вторинного тепла промислового виробництва (теплові помпи);

За останні десять років кількість систем, що використовують для теплопостачання і будівель низькопотенційне тепло землі за допомогою теплових насосів, значно збільшилася. Найбільше число таких систем використовується в

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		2

США. Велике число таких систем функціонують в Канаді і країнах центральної і Північної Європи: Австрії, Німеччині, Швеції і Швейцарії. Швейцарія лідирує по величині використання низькопотенційної теплової енергії землі на душу населення.

На сьогодні теплові насоси опалюють одно- і багатоквартирні будинки, музеї, церкви, лікарні, школи, фабрики, аеропорти, підігрівають злітно-посадочні смуги, дахи, дороги, газони футбольних полів. Ними обладнані реконструйований Рейхстаг у Німеччині, близько 30% адміністративних і житлових будівель.

В США (в тому числі всі нові громадські будівлі), серед яких – офісно-готельний комплекс у Луїсвіллі площею 93 тис. кв. м, який опалює й охолоджує найбільша в світі теплонасосна установка потужністю 10 МВт; 350 тис. будинків у Швеції, завдяки чому там на теплові насоси припадає 70% всього тепла, що виробляється в країні. Виробництво теплових насосів щороку зростає на 30–40%, а в деяких країнах – на 100%, завдяки чому вже в наступному році вони займуть 16% європейського ринку теплотехнічного обладнання, а в 2020 р. забезпечуватимуть 75% світових обсягів теплопостачання.

Розвинуті країни світу використовують тепло геотермальних ресурсів не тільки на виробництво електроенергії, а безпосередньо у вигляді тепла: 42% для обігріву ван і басейнів; 23% для опалення; 12% для геотермальних теплових насосів; 9% для обігріву теплиць.

Таблиця 1.1 – Світовий рівень використання низькопотенційної теплової енергії з допомогою теплових насосів

Країна	Встановлена потужність, МВт	Вироблена енергія, ТДж/рік
Австралія	24	57,6
Австрія	228	1094
Болгарія	13,3	162
Великобританія	0,6	2,7
Угорщина	3,8	20,2
Німеччина	344	1149
Греція	0,4	3,1
Данія	3	20,8
Ісландія	4	20
Італія	1,2	6,4
Канада	360	891
Литва	21	598

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		3

Нідерланди	10,8	57,4
Норвегія	6,0	31,9
Польща	26,2	108,3
Росія	1,2	11,5
Словакія	1,4	12,1
Словенія	2,6	46,8
США	4800	12000
Турція	0,5	4,0
Фінляндія	80,5	484
Франція	48,0	255
Чехія	8,0	338,2
Швейцарія	300	1962
Швеція	377	4128
Японія	3,9	64,0
Всього	6 675,4	23 268,9

Згідно з даними Міжнародного Енергетичного Агентства (ІЕА) до 2020 р. у розвинених країнах світу частка опалення й гарячого водопостачання за допомогою теплових насосів повинна скласти 75 % .

1.2. Основні передумови використання теплових насосів в Україні

В даний час однією з головних передумов для використання ТН в нашій країні є відсутність достатньої кількості природних джерел тепла. Значна частина природних джерел тепла імпортується з інших країн за рахунок великих бюджетних видатків. Така ситуація в країні спостерігається багато років. На малюнку. 1.1 показана динаміка цін на природний газ в Україні з 1992 по 2020 роки



Рис. 1.1. Динаміка змін вартості газу з 1992 по 2020 роки

						Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата	4
192-191203 МР						

В останні роки в Україні стало поширеним використання твердопаливних котлів на відходах деревообробних комплексів (пелети). Ця енергетика розвивається, тому що наша країна має величезний сільськогосподарський комплекс. Проте через глобальні та українські кліматичні зміни у 2020 році сталася велика кількість аномальних пожеж, які знищили велику кількість лісів. Масштабне вирубування лісів для задоволення попиту також може призвести до кліматичних аномалій. На рисунку 1.2 показані катастрофічні наслідки вирубок лісу в Рівненській та сусідній Житомирській областях протягом 2010-2019 років .



Рис. 1.2 Обсяги заготівлі деревини у Рівненській та Житомирській областях

Описані вище джерела низькопотенційної теплоти мають багато недоліків у використанні, які необхідно зменшити. Щороку ми знаходимо та вдосконалюємо новітні технології, щоб підтримувати стабільний клімат нашої країни. Застосування теплових насосів дозволяє мінімізувати зазначені раніше проблеми. Щоб забезпечити енергетичну свободу в Україні та покращити якість життя громадян, уряд впроваджує реформи для підтримки та розширення сектора відновлюваної енергетики. Видно, що збільшення частки «зеленої енергії» в загальній енергетиці країни є послідовним. Зміцненню енергетичної незалежності допоможе стратегія диверсифікації джерел енергоносіїв. Зусилля уряду в цій сфері в основному спрямовані на підвищення інвестиційної привабливості галузі, впровадження законодавчих реформ, щоб зробити роботу ринку більш прозорою та зрозумілою, а також сприяти залученню в країну новітніх технологій. Також

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		5

передбачається розширення механізмів стимулювання генерації відновлюваної енергії, зокрема перехід від інструменту «зеленої ціни» до інструменту «зеленого аукціону». Загалом до 2020 року уряд планує збільшити частку відновлюваної енергії в загальній структурі споживання до 11%.

Документ «Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність» окреслює стратегічні орієнтири розвитку паливно-енергетичного комплексу України на період до 2035 року.

Прогнозні показники в документі ілюструють траєкторію розвитку енергетики та суміжних галузей. У подальшому в рамках розроблення та затвердження Кабінетом Міністрів України плану заходів з реалізації ЄСВ завдання та показники ЄСУ мають бути деталізовані та відображені у відповідних підпрограмах розвитку. Впровадження ЕСУ також вимагатиме розробки нових та внесення змін до існуючих підзаконних актів, ряду галузевих норм, що регулюють діяльність в енергетиці (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Підвищення енергоефективності інженерних систем.

Опис ключового показника ефективності	Тип	2015 рік	2020 рік	2025 рік	2030 рік	2035 рік
Підвищення енергоефективності						
Енергоємність ВВП, ЗПІЕ у т.н.е./тис. дол. ВВП (ПКС)	Мета	0.28	0.20	0.18	0.15	0.13
Витрати палива на обсяг спрямованої на енергоринок електроенергії, виробленої на ТЕС, г у.п./кВт-год	Мета	396	384	367	353	334
Питомі витрати при виробництві тепла котельнями, кг у.п./Гкал	Мета	165	160	155	150	145
Частка втрат в електромережах, %	Мета	>12%	10%	9%	8%	<7,5%
Частка втрат у тепломережах, %	Мета	>20%	<17%	<13%	<11%	<10%

Наявність усіх зазначених ресурсів на території України, створення конкурентного ринкового середовища та умов для планомірного розвитку ресурсної бази атомної енергетики, модернізації генеруючих потужностей та заміщення сировинної бази на альтернативні види палива, подальше дослідження

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		6

та освоєння вуглеводнів, у тому числі нетрадиційних вуглеводнів. Видобуток та більш ефективне використання потенціалу у сфері відновлюваної енергетики сприятиме поступовому зміцненню позицій України щодо раціонального виробництва енергії та економного її споживання (табл. 1.3).

Таблиця 1.3 – Структура зміни використання енергоносіїв України, розрахована у млн т з наближеним прогнозом до 2035 р.

Найменування джерел первинного постачання енергії	2010 рік	2015 рік	2020 рік (прогноз)	2025 рік (прогноз)	2030 рік (прогноз)	2035 рік (прогноз)
Вугілля	38,3	27,3	18	14	13	12
Природний газ	55,2	26,1	24,3	27	28	29
Нафтопродукти	13,2	10,5	9,5	8	7,5	7
Атомна енергія	23,4	23,0	24	28	27	24
Біомаса, біопаливо та відходи	1,5	2,1	4	6	8	11
Сонячна та вітрова енергія	0,0	0,1	1	2	5	10
ГЕС	1,1	0,5	1	1	1	1
Термальна енергія*		0,5	0,5	1	1,5	2
Всього	132,3	90,1	82,3	87	91	96

Тому при створенні концепції насамперед необхідно передбачити механізми та шляхи зміни структури паливно-енергетичного балансу та модернізації паливно-енергетичного обладнання. Укомплектувати та підвищити її енергоефективність, створити гнучкі механізми диверсифікації енергетики, замінити імпортні види палива внутрішньою енергетикою, максимально збільшити участь у місцевих та альтернативних видах палива та відновлюваній енергетиці.

Ще одним способом створення необхідного паливно-енергетичного балансу є використання нетрадиційних і відновлюваних джерел енергії, а саме використання теплоти повітря або ґрунту за допомогою теплових насосів.

1.3 Оцінка використання низькопотенційних джерел теплоти в теплонасосних системах

Джерела низькопотенційної теплоти (ДТН) для теплових насосів, класифіковані за функціями «Носій теплової енергії», а саме: тепло-газ (газоподібний

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		7

теплоносії); геотермальний (теплова енергія, носієм якого є верхній шар ґрунту або породи, зазвичай на глибині до 100 м); гідротермальні рідини (теплоносії рідкий); сонячне тепло (сонячна енергія випромінювання). В європейських країнах для роботи використовується тепло повітря, тепло води, геотермальне тепло. У разі використання повторної теплової енергії та електроенергії з відновлюваних джерел у формі ДТН для приводів ТН створюється важливий технологічний важіль для декарбонізації теплових процесів.

Відомо, щонайменше, сім основних джерел теплоти, що використовуються теплонасосними системами у світі та європейських країнах для потреб опалення.

ДТН характеризуються низкою теплотехнічних показників: вседоступністю, температурним потенціалом, щільністю теплового потоку та енергетичним потенціалом. У табл. 1.4 наведено деякі якісні характеристики ДТН.

Таблиця 1.4. Джерела теплоти, які використовуються в країнах Європи для теплонасосних установок

Тип джерела теплоти	Потужність, МВт	Відсоток від загальної потужності	Кількість блоків	Середня потужність блоку, МВт	Температурний діапазон, °С	Температура	Стабільність/ безпечність	Близькість до міських районів
Стічні води	891	56%	54	17	10–20	В	В	В
Вода з навколишнього середовища	390	24%	34	11	2–15	С	В	В
Промислова відпрацьована теплота	129	8%	28	5	12–46	В	Н	С
Геотермальна теплота	97	4%	19	5	9–55	В	В	Н
Димові гази	40	2%	7	6	34–60	В	С	С
Централізоване охолодження	30	<2%	4	7	0–9	Н	С	В
Акумуляування сонячної теплоти	4	<1%	3	1	10–35	В	В	С
Всього	1580	–	149	–	0–60	–	–	–

А в табл. 1.6 наведено температурні характеристики основних ДТН, тепловий потенціал та способи відбирання низькопотенційної енергії. Зовнішнє повітря, як це видно з табл. 1.6, є загальнодоступним ДТН, має широкий температурний діапазон використання, витрати на впровадження повітряних ТНУ набагато менші, ніж витрати на впровадження інших видів ТНУ.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		8

Таблиця 1.5. Температурні характеристики ДНТ

Джерело тепла	Тепловий потенціал	Температурний діапазон, °C	Спосіб відбирання низькопотенційної енергії
Зовнішнє повітря	Необмежений	-10/+15	Безпосередньо у випарник теплових насосів або з проміжним теплоносієм
Скидне використане повітря	Обмежений	15/25	— —
Підґрунтові води	Обмежений	4/10	— —
Озерна вода	Обмежений	0/10	— —
Річкова вода	Обмежений	0/10	— —
Морська вода	Обмежений	3/8	— —
Ґрунт	Необмежений	0/10	З проміжним теплоносієм у контурі випарників
Ґрунтові води	Необмежений	>10	Безпосередньо у випарник теплових насосів або з проміжним теплоносієм
Геотермальна вода	Обмежений	20/50	— —

Недоліками є падіння COP зі зниженням температури зовнішнього повітря; зниження термодинамічної ефективності ТНУ внаслідок підвищення різниці температур конденсації та кипіння в зимовий період; необхідність дефростації (розморожування) випарника у разі утворення на його поверхні «крижаної шуби», що погіршує теплообмін між повітрям і холодоагентом. Кількість необхідних циклів дефростації залежить від вологості повітря та його температури нижче 0 °C (рис. 1.3), максимальна кількість циклів – за температури мінус 5 – 0 °C. Використання повітряної ТНУ є неефективним за високої вологості та низької температури повітря. На сайті Державного агентства енергоефективності та енергозбереження України розміщено інформацію щодо технічно досяжного теплового потенціалу повітря по областях країни. Наведено інформацію щодо економічно доцільного потенціалу повітря для України в цілому, який становить 3,5 млн т у. п. на рік

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		9



Рис. 1.3. Залежність частоти дефростації від відносної вологості ϕ і температури

Ґрунтові (геотермальні) ДНТ можна використовувати за допомогою вертикальних і горизонтальних теплообмінників. На глибині близько 15 м температура ґрунту постійна протягом року. Розподіл температур ґрунту по глибині залежить, в основному, від типу ґрунту (пісок, глина, гравій тощо) і його вологості. Зі збільшенням глибини динаміка зміни температури зменшується. На глибині 3,2 м зафіксовано сезонну зміну температури ґрунту в діапазоні близько 7 °С. На глибині понад 8,6 м сезонні зміни температури ґрунту від 10 °С до 12 °С, тому ґрунтові води на цій глибині є досить потужним ДНТ. Граничне нижнє значення температури ґрунту визначає, що подальший відбір тепла від ґрунту призведе до збільшення глибини промерзання його верхніх шарів, що впливає на надійність споруд над місцем розташування колектора ТН. Для регіонів України з мінімальною температурою повітря в зимовий період мінус 20 °С мінімально допустима температура ґрунту на глибині до 8 м має бути не нижче 5–7 °С. Контур горизонтального колектора ТНУ, як правило, розташовують на глибині 1,2–1,5 м, тобто в зоні суттєвої зміни температури ґрунту протягом року, що впливає на продуктивність геотермальної ТНУ. Розташування колекторів на більшій глибині призводить до підвищення будівельних витрат і є ефективним для регіонів з більш холодним і тривалим зимовим періодом.

Ефективність роботи горизонтальних теплообмінників залежить від типу ґрунту, його вологості та кліматичної зони. Тепловіддачу різних ґрунтів наведено в табл. 1.5.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		10

Таблиця 1.5. Тепловіддача різних ґрунтів

Тип ґрунту	Питомий тепловий потік, Вт/м ²
Сухий піщаний	10–15
Вологий піщаний	15–20
Сухий глинистий	20–25
Вологий глинистий	25–30
Ґрунт, насичений ґрунтовими водами	30–35

Використання вертикальних теплових зондів потребує площу земельної ділянки, меншу у 10–20 разів, ніж при використанні горизонтальних колекторів. Для встановлення вертикальних теплових зондів бурять свердловини на глибину 50–200 м, самі зонди розташовують на відстані один від одного не менше 5–6 м, також можливо встановлення зондів у опори фундаментів будівель. Питомий тепловий потік залежить від типу ґрунту, Вт/м²: для піщаного сухого – 20; для піщаного вологого – 40; для кам'янистого вологого – 60; для водоносних шарів ґрунту, які містять гравій – 80–100.

Динаміка зміни температури ґрунту на різних глибинах, а також максимальні та мінімальні значення температур ґрунту на його поверхні дозволяють визначити запаси енергії і в подальшому сформулювати вимоги до ТН. Теоретичні розрахунки показали, що для ефективного використання ТНУ для опалення приміщень необхідним є концентрування низькопотенційної теплоти. Ґрунтові води які, переважно, є підземними потоками, можуть бути ефективними концентраторами низькопотенційної теплоти.

На території України існують як м'які, так і тверді породи, зокрема на глибині декількох метрів у західних, центральних і деяких південних регіонах. Вартість буріння граніту в рази більша, ніж вартість буріння глини, й часто є співставною з вартістю ТН, що істотно збільшує термін окупності обладнання. У таких випадках доцільно використовувати ТН повітря–вода. Саме тому їх часто встановлюють в західних регіонах. Вода як ДНТ для ТНУ широко використовується на практиці.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		11

Підземні води мають відносно незмінний тепловий потенціал, що залежить від глибини, відстані від поверхневих водотоків тощо. Наприклад, температура вод на глибині 10–15 м – 6–11 °С, на глибині 100 м – вище 10 °С. Використання води з артезіанських свердловин є досить затратним через необхідність буріння свердловин та прокладки труб, проблему корозії й мінеральних відкладень на поверхні теплообмінників. Відкриті водойми (озера, річки і моря) є надійним ДНТ, причому озера й річки вважають місцевими ДНТ. У разі їх використання необхідно брати до уваги сезонну мінливість обсягів, чистоти та температурних режимів водних ресурсів, а також враховувати вплив на довкілля [16, 18]. В Україні є шість основних річок, на берегах яких розташовані великі міста з наявною системою централізованого теплопостачання: р. Дніпро (міста – Київ, Черкаси, Дніпро, Запоріжжя, Херсон), р. Дністер (міста Старий Самбір, Рибниця, Дрогобич), р. Південний Буг (міста – Хмельницький, Вінниця, Миколаїв), р. Сіверський Донець (міста Чугуїв, Ізюм, Лисичанськ, Святогорськ, Северодонецьк) та прикордонна р. Дунай (міста – порти Ізмаїл та Рені). Теплоенергетичний потенціал річок визначається двома основними чинниками: температурою води та її витратою. Теоретичний теплоенергетичний потенціал води річок дорівнює кількості теплоти, яку можна отримати під час охолодження її річного стоку від середньорічної температури до нуля градусів Цельсія (без урахування теплоти фазового переходу під час замерзання (кристалізації) води).

Використання теплових насосів для утилізації скидної антропогенної теплоти в містах на сьогодні є перспективним напрямком щодо зниження негативного впливу на довкілля та збільшення енергоефективності. Основними джерелами ДНТ у містах є системи вентиляції та кондиціонування житлових будинків, супермаркетів, центрів обробки даних, тунелів електричних кабелів, метрополітенів. Крім того, можна використовувати скидну теплоту систем охолодження електричних підстанцій, промислових установок та каналізаційних стоків.

Стічні води є перспективним ДНТ, але мало використовуються через їх біологічну та корозійну агресивність і нерівномірне надходження в каналізаційну мережу. Використання стічних вод передбачає також їх попереднє розділення з

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		12

урахуванням температурних та хімічних показників, а також встановлення баків-акумуляторів для згладжування пікових навантажень під час споживання, наприклад, гарячої води. В теплообмінниках-утилізаторах допускається зниження температури стічних вод до значення, за якого температура змішаних стічних вод під час їх надходженні на очисні споруди буде не нижче, ніж значення, встановлені регламентами.

У разі підземних вод, відкритих водойм і стічних вод низькопотенційна теплота відбирається безпосередньо у випарниках ТН або з проміжним теплоносієм.

Використана гаряча вода є цінним ДНТ. Її температура зимою становить близько 12 °С, а в літній період – 20 °С. В українських містах стічні води утворюються у величезній кількості. Так, наприклад, кожної доби в місті Києві утворюється понад 1,4 млн м³, в Одесі – 400 тис. м³, у Вінниці 110 тис. м³. У цілому по Україні – понад 10 млн м³ за добу. Енергетичний потенціал стічних вод України був досконало досліджений, і зокрема визначено економічно доцільний потенціал теплової енергії стічних вод – 12726 МВт·год /рік.

Як відомо, втрати теплової енергії в житлових, громадських та адміністративних будівлях через системи вентиляції можуть становити до 25% від загального обсягу споживання ними теплової енергії. Тому скидна теплота систем вентиляції будівель може бути одним із ДНТ для ТНУ, аналогічно, як і скидна низькопотенційна вентиляційна теплота супермаркетів та торгово-розважальних комплексів. Але слід зазначити, що переважна більшість супермаркетів та торгово-розважальних центрів мають власні системи опалення та постачання гарячої води. Окрім того, згідно з ДБН В.2.5-67:2013 системи опалення, вентиляції та кондиціонування слід проєктувати з використанням теплоти вторинних енергетичних ресурсів, таких як повітря, що видаляється системами загальнообмінної вентиляції, кондиціонування повітря та місцевими відсмоктувачами. Для досягнення показників питомих тепловитрат у системах механічної загальнообмінної вентиляції та системах кондиціонування повітря, згідно з ДБН В.2.6-31 рекомендується застосовувати теплоутилізацію. Тож у багатьох супермаркетах та торгово-розважальних центрах уже встановлені

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		13

теплоутилізатори, які інтегровані в їх системи опалення та постачання гарячої води. Решта потенціалу скидної низькопотенційної вентиляційної теплоти супермаркетів та торгово-розважальних комплексів, скоріше за все, буде використана ними для власних потреб, а не СЦТ.

1.4 Впровадження та розвиток систем автономного теплопостачання за допомогою теплового насоса типу повітря-вода в Україні

Світова практика довела, що повітряний ТН ефективний і простий у використанні. Повітря є загальнодоступним і привертає увагу дедалі більшої кількості компаній як джерело тепла з низьким потенціалом. Повітряний ТН не потребує особливих умов монтажу, таких як ТН у ґрунті та воді.

Спочатку системи повітряного опалення широко використовувалися в громадському житловому секторі для опалення та вентиляції громадських приміщень. Цей тип системи працює за принципом, що зовнішнє повітря надходить у випарник і передає тепло робочій рідині, що циркулює в трубах. Так само робоче тіло в конденсаторі передає тепло воді або повітрю в кімнаті. Для цього типу ТН, як і для інших типів, ми можемо здійснити повний монтаж або дистанційний монтаж всіх елементів в залежності від поставленого перед нами завдання.

Повітря, як джерело тепла з низьким потенціалом, має багато недоліків через неефективність роботи при низьких температурах повітря і часто потребує вдосконалення та модернізації конструкцій. Що стосується кліматичних умов України, то рентабельність аерофотозйомки ТН все ж трохи поступається іншим видам. Такі проблеми виникають у найхолодніших регіонах України, де температура в найхолодніші місяці може сягати нижче -20°C . В даному випадку використання систем опалення повітря-повітря, повітря-вода є неефективним або практично неможливим, мова йде про використання стандартних теплонасосних систем без додаткових компонентів і заходів для підвищення ефективності. Загалом, у південних регіонах України рекомендується використовувати стандартні теплонасосні системи.

При температурах близько -15°C коефіцієнт перетворення менше 2, що вимагає підтримки іншого джерела тепла. Основною особливістю теплового насоса є те, що

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		14

при збільшенні різниці температур між конденсатором і випарником температура теплоносія на виході ТН падає. Це зазвичай відбувається взимку, коли температура навколишнього повітря значно падає. У разі від'ємних температур атмосферного повітря для комфортного проживання споживачів необхідно забезпечити більше тепла, а через погіршення характеристик ТН здатність виробляти звичне тепло зменшується. За таких умов зовнішнього середовища необхідно вживати заходів щодо підвищення ефективності ТН. В Україні щорічно з'являється близько сотні наукових праць, присвячених модернізації повітряно-теплонасосних систем.

Одним із заходів підвищення ККД ТН є використання додаткових калориферів для попереднього підігріву повітря. Вартість будь-якого типу гарячої води для побутових потреб вища, ніж традиційний котел, і якщо ми повністю покриваємо теплове навантаження тепловим насосом, ми збільшуємо капіталовкладення, тому зазвичай теплові насоси поєднуються з теплогенераторами, і вони покривають лише частину тепла. навантаження. Величина теплового навантаження, яку покриває тепловий насос, вибирається на основі розрахунку капітальних вкладень та експлуатаційних витрат. Теплові насоси стали популярними в таких країнах, як Фінляндія, Швеція та Норвегія.

В Україні рівень попиту на повітряні теплові насоси нижчий, ніж у згаданих країнах. Як і всі системи опалення, вони мають позитивні і негативні характеристики. Завдяки великій дослідницькій роботі наших вчених протягом останніх 5 років цей тип насосів використовується в більш складних теплонасосних системах, і енергетичний ринок країни зазнав значного стрибка. Повітряне опалення стає все більш популярним серед жителів нашої країни, одна з причин - можливість швидко обігріти будинок.

За даними журналу UNPA (Української національної асоціації теплових насосів) «ТЕПЛОВІ НАСОСИ В УКРАЇНІ ВИПУСК №1, 2019», виробництво тепла з відновлюваної енергії на основі значення сезонного коефіцієнта продуктивності та годин використання встановленої потужності, рекомендованих правилами, показано на рисунку 1.6 і сегментовано за типом відновлюваної енергії.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		15

Максимальний зареєстрований обсяг виробництва (у 2015 році) оцінювався в 3223 ГВт-год, з виробництвом у 2017 році в 2884 ГВт-год. Слід зазначити, що наведені величини стосуються енергії, отриманої з відновлюваних джерел, яка є нижчою за фактичну корисну енергію, вироблену за рахунок споживання електроенергії приводом ТН.

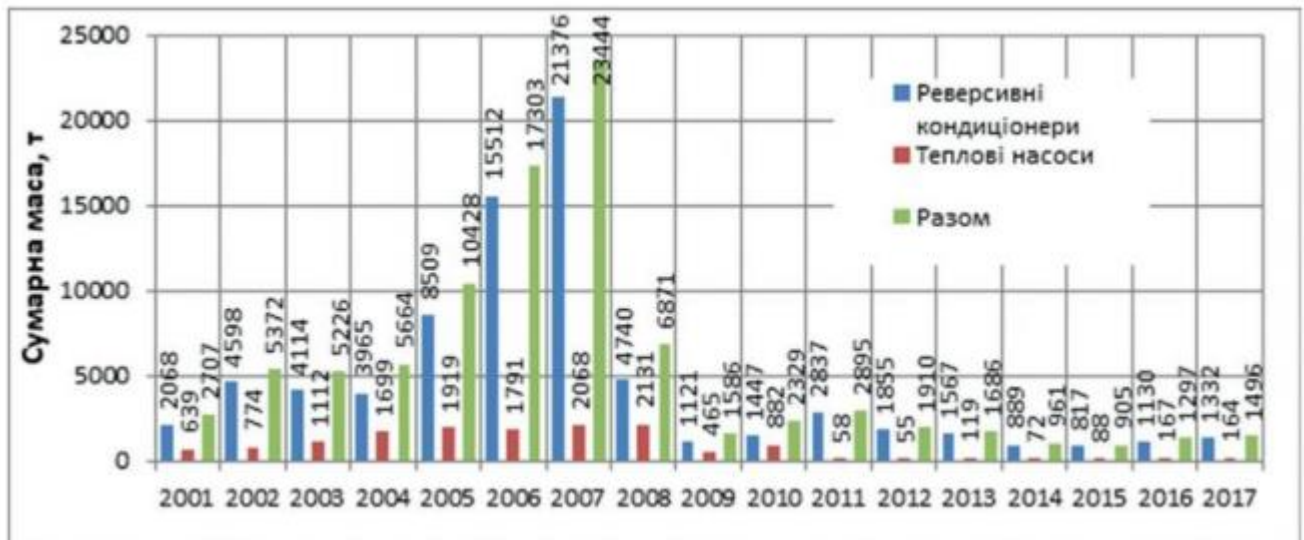


Рис. Обсяг імпорту в Україну кондиціонерів та теплових насосів

Щоб зрозуміти, наскільки зросла кількість теплових насосів, встановлених в Україні з 2007 по 2016 рік, дослідники з журналу надають зведену таблицю 1.7 з даними про частку енергії, виробленої тепловими насосами, у загальному споживанні енергії за цей рік. Як видно з таблиці 1.7, кількість теплових насосів на українському ринку зростає. Існує багато передумов для переходу сучасного світу на відновлювані джерела тепла та нові технології. Для України однією з основних передумов є підвищення рівня життя споживачів і забезпечення не тільки кількісної, а й якісної калорійності.

таблиця 1.7 Частка виробництва тепла ТН з відновлюваних джерел енергії до загального кінцевого енергопостачання з 2007 по 2016 рр.

Рік	Кінцеве споживання енергії в Україні	Виробництво енергії тепловими насосами з ВДЕ	Частка виробництва енергії тепловими насосами з ВДЕ	
	тис т н.є*	ГВт-год	ГВт-год	%
2007	85955	999657	2437	0,24
2008	83283	96581	2798	0,29
2009	69011	802598	2878	0,36
2010	73787	858143	3017	0,35
2011	75836	881973	3080	0,35

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		16

2012	73107	850234	3123	0,37
2013	69557	808948	3169	0,39
2014	61460	714780	3196	0,45
2015	50831	591165	3223	0,55
2016	51645	600631	3145	0,52

На основі огляду цієї ситуації (вартість комунальних послуг) ми наведемо на рис. 88 статистичні результати щодо рівня витрат на державні послуги в Україні та інших країнах Європи. Ми спостерігаємо непропорційно високий відсоток витрат на комунальні послуги порівняно з іншими країнами. Необхідно знизити витрати, щоб підвищити рівень життя споживачів і забезпечити достатні можливості опалення для більшості населення. Оскільки основна частина комунальних послуг України – це опалення, тобто споживання газу, впровадження теплових насосів наблизить нас до провідних країн світу та підвищить рівень життя.



Рис. Тарифи на комунальні послуги в Україні та країнах ЄС

Враховуючи мінімальну заробітну плату в Україні та співвідношення з/п та витрат на комунальні послуги, можна зробити висновок, що теплові насоси в Україні вийшли за межі екзотичної технології опалення, і їх подальший розвиток та детальні дослідження потребують такої ж уваги, як і інші основні галузі теплоенергетики.

						192-191203 МР	Арк. 17
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

1.6 Нормативна база застосування систем теплопостачання з використанням теплових насосів

Сучасні нормативні документи, що регламентують процеси проектування, будівництва та монтажу систем теплопостачання:

- ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»;
- ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція та енергоефективність будівель»;
- ДБН В.2.2-15:2019 «Житлові будинки. Основні положення»;
- ДБН В.2.2-9:2018 «Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди.

Основні положення. Зі Зміною № 1»;

- ДБН В.2.5-39:2008 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. Зі Зміною № 1».

Найдетальніша інформація щодо розрахунків систем теплопостачання тепловими насосами типу повітря-вода із рекомендаціями щодо проектування наведена у ДСТУ Б В.2.5-44:2010 «ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ БУДІВЕЛЬ З ТЕПЛОВИМИ НАСОСАМИ».

На сьогодні офіційно введено в дію національний стандарт ДСТУ Б В.2.5-44:2010 «Інженерне обладнання будівель і споруд. Проектування теплонасосних систем опалення будівель (EN 15450:2007, MOD)» затверджено наказом Мінрегіонбуду України від 2 лютого 2010 року № 37, який набрав чинності 1 вересня 2010 року. ДСТУ стандартизує порядок розрахунку параметрів для проектування систем опалення та гарячого водопостачання будівель із застосуванням парокомпресійних теплових насосів у комплексі з іншими (резервними) джерелами теплової енергії.

1.7 Принцип роботи теплового насоса

Основний принцип роботи теплового насоса - видобуток теплової енергії з низьким рівнем температури та доведення його до високої температури використання шляхом подачі механічної енергії. Описати технологію теплового насоса найпростіше на прикладі роботи звичайного побутового холодильника. Холодильник відбирає тепло у продуктів, потім викидає отримане тепло в повітря приміщення через радіаторну решітку. Тепловий насос «витагує» тепло із зовнішнього середовища і віддає отриману енергію в систему опалення. По суті

						192-191203 МР	Арк.
							18
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

тепловий насос не генерує тепло, а просто перекачує його з навколишнього середовища в будинок, саме тому він і отримав назву «тепловий насос».

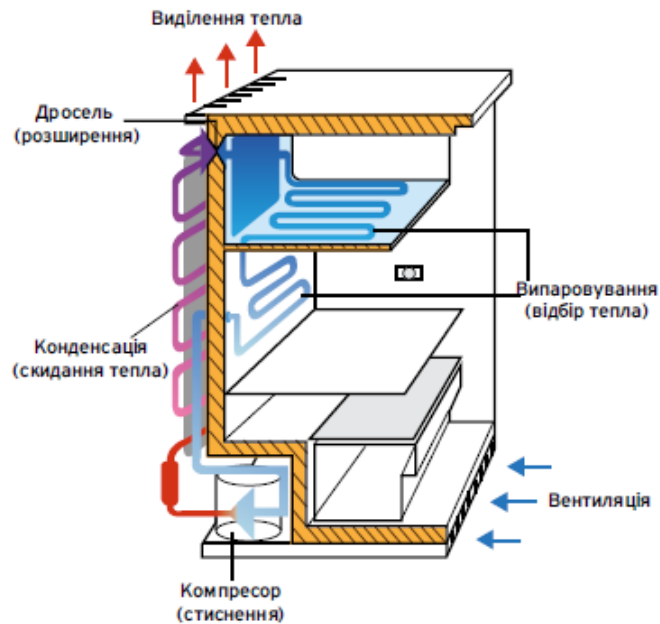


Рис. Принцип роботи теплового насоса на прикладі роботи холодильника

Тепловий насос більшу частину енергії, що гріє, бере з навколишнього середовища, тоді як тільки мала частина підводиться як робоча енергія. Коефіцієнт корисної дії теплового насоса (коефіцієнт потужності) знаходиться в діапазоні від 3 до 6, у теплового насоса типу повітря-вода – між 3 і 4,5. Звідси випливає, що теплові насоси ідеальні для енергозберігаючого та екологічного опалення.

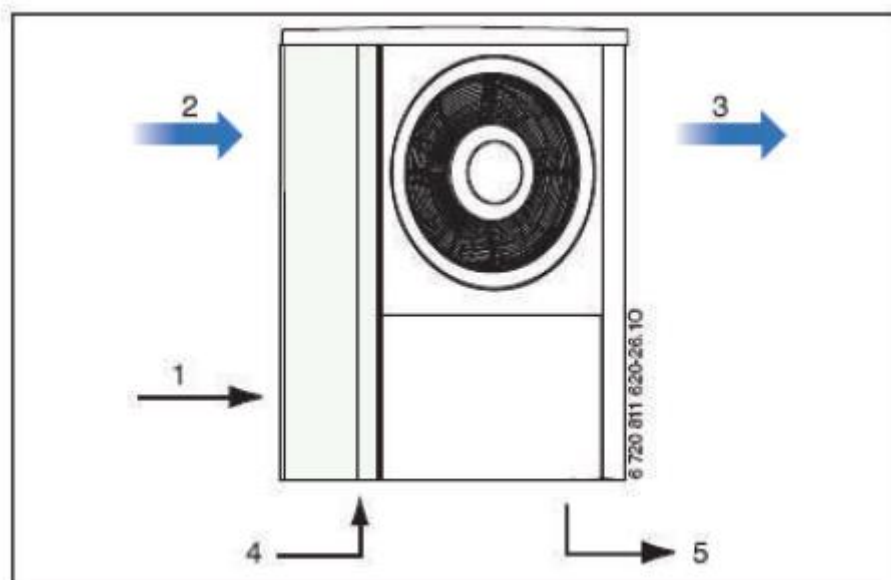


Рис. Температурний потік теплового насоса типу повітря-вода (приклад)

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		19
	к		док.				

1 - Енергія приводу. 2 - Повітря з температурою 0°C. 3 - Повітря з температурою - 5 °C. Зворотній трубопровід опалення з температурою 28 °C. 4 – Подаючий трубопровід опалення з температурою 35 °C.

За допомогою теплового насоса відбирається тепло довкілля, тобто з ґрунту, повітря або з ґрунтових вод, яке можна використовувати для опалення та приготування гарячої витратної води.

Для сучасної практики опалювальної техніки необхідно не лише знати основні правила її застосування, а й розуміти сутність фізичних процесів, що відбуваються при генерації тепла.

Для правильного проектування, безпечного монтажу та введення в експлуатацію, як правило, достатньо дотримуватися правил, що викладені у нормативних документах. Однак, розуміння фізичних процесів, що протікають при перетворенні енергії в тепловому насосі, корисно для оптимального використання всієї системи опалення загалом.

Тепло - це одна з форм внутрішньої енергії матеріалів, точніше, термодинамічних процесів, що протікають у них при зміні їх основних властивостей. І якщо існує можливість передачі цієї енергії до іншого фізичного тіла (іншій системі), то фазовий перехід здійснюється завжди у бік нижчих температур, і цей процес незворотній. Так, наприклад, наповнена окропом посудина охолоне при звичайній навколишній температурі повітря до тих пір, доки температура води не зрівняється з температурою навколишнього середовища. Теплові насоси працюють, не порушуючи цього базового принципу, але використовують дещо інший ефект. Енергія, що подається, приводить не тільки до зміни температури, але й до зміни агрегатного стану речовини.

Наприклад, якщо до киплячої посудини продовжувати підводити енергію ззовні, то при нормальному тиску температура води більше не підвищуватиметься, а почнеться її випаровування.

Тепловий насос (так само, як холодильник) використовує природний напрямок перебігу тепла в закритому контурі холодоагенту - від теплого до холодного – через випарник, компресор, конденсатор та розширювальний клапан. При цьому

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		20

тепловий насос «качає» тепло з навколишнього середовища на вищий температурний рівень, придатний для роботи опалення.

Зрідження та випаровування - ось два ключові процесу, що відбуваються в тепловому насосі. Зрідження позначає фазовий перехід від газового агрегатного стану робочого тіла у рідке. Аналогічний зворотний перехід - випаровування - з рідкого стану у газоподібне.

Для випаровування кожної конкретної рідини необхідна своя кількість підведеної енергії - так званої енергії випаровування. Температура того самого робочого тіла в даному випадку при постійному тиску не зміниться, оскільки відбувається насичення парами середовища оточення.

На рис. 88 показаний приклад витрати енергії на нагрівання одного літра води з 0°C до 100°C з витратою енергії 116 Вт/год. Для нагрівання води на 1°C необхідно витратити приблизно 146 Вт/год. Якщо температура води досягла 100°C при нормальному тиску, то вона повинна повністю випаруватися. Для цього потрібно додатково витратити енергію рівною 627 Вт/год, що у 500 разів перевищує енергію, що витрачається на нагрівання на 1°C . Ця ж кількість енергії вивільняється при зворотному процесі конденсації.

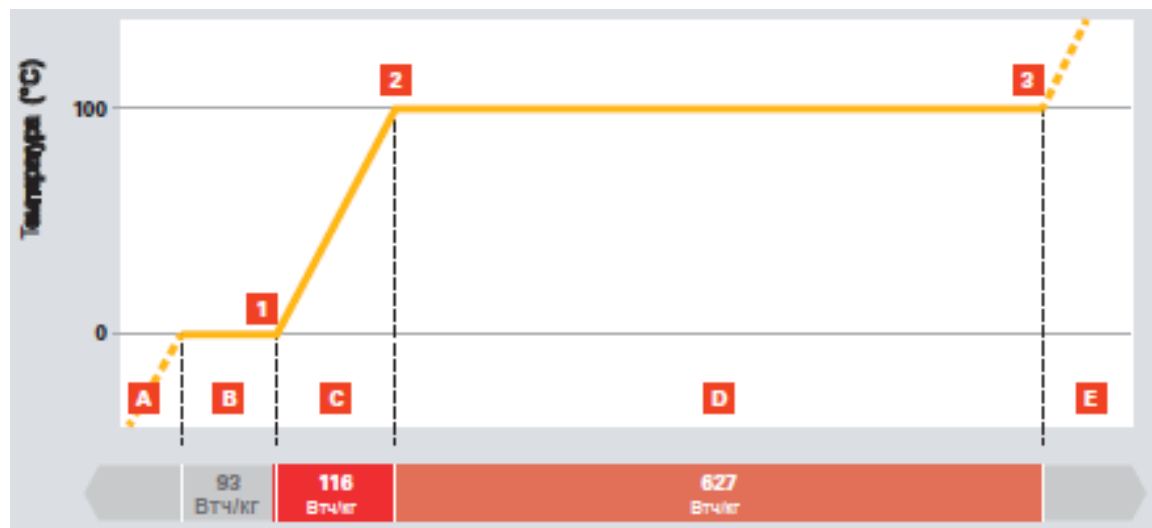


Рис. Приклад витрати енергії на нагрівання 1 літра води з 0°C до 100°C

1 -Точка замерзання. 2- Точка кипіння. 3 - Точка випаровування. А – Лід. В – Вода та лід. С – Вода. D – Вода та пар. Е - Пар

Основний принцип теплового насоса полягає в акумулюванні низькотемпературного тепла при випаровуванні та подальшої віддачі енергії при

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		21

наступній конденсації. Цей процес відбувається без зміни температури, якщо тільки робоче тіло не буде стиснуто механічно, що призведе до підвищення температури.

Холодильний контур. На рис. 88 показано 4 стадії типового циркуляційного процесу фазових переходів в тепловому насосі компресійного типу.

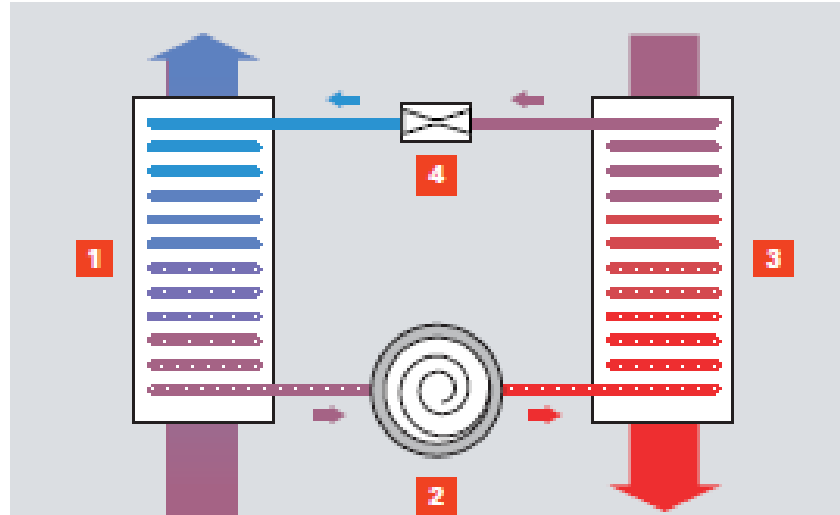


Рис. Функціонування теплового насоса

1 – Випарник. 2 – Компресор. 3 – Конденсатор. 4 – Розширювальний клапан.

У випарнику (1) міститься рідка робоча речовина з низькою точкою кипіння - так званий холодоагент. Холодоагент знаходиться під нижчим тиском, а його температура нижча, ніж у джерела тепла, наприклад, ґрунту, води або повітря.

Тому тепло від джерела тепла передається холодоагенту. Холодоагент нагрівається до своєї температури закипання, випаровується та засмоктується компресором.

Компресор (2) регулюється через частотний перетворювач (інвертор). Тому кількість обертів двигуна компресора завжди узгоджена з реальною необхідністю. У момент увімкнення компресора забезпечується високий пусковий момент з одночасно низьким пусковим струмом. Компресор стискає випаровуваний (газоподібний) холодоагент до високого тиску. При стисканні газоподібний холодоагент ще більше нагрівається. Крім того, енергія приводу компресора також перетворюється на тепло і передається холодоагенту. Температура холодоагенту піднімається, доки не стає вищою за температуру, яка необхідна опалювальній установці для забезпечення опалення та приготування гарячої видаткової води.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		22
	к		док.				

Після досягнення певного тиску та температури холодоагент тече далі в конденсатор.

У конденсаторі (3) гарячий газоподібний холодоагент віддає все своє тепло, отримане з навколишнього середовища, тобто. від джерела тепла, а також теплову енергію приводу компресора, в більш холодну систему опалення, тобто у теплоприймач. При цьому температура холодоагенту падає нижче за точку його конденсації, і він знову перетворюється на рідину. Рідкий, але все ще під високим тиском, холодоагент тече до розширювального клапана.

Обидва розширювальні клапани (4) з електронним управлінням служать для декомпресії холодоагенту до його вихідного тиску, перш ніж холодоагент знову повернеться у випарник і знову почне приймати тепло від довкілля.

Для кращого розуміння процесу охолодження треба звернутися до діаграми тиск/ентальпія (Рис. 88), логарифмічна вісь У позначає тиск (Па).

Пристрої, зазначені у цьому типі діаграми, відрізняються за принципом використання фазового переходу речовини. Якщо задіяний процес випаровування зі зменшенням кількості тепла, то це холодильна машина, якщо процес конденсації з виділенням теплової енергії - то тепловий насос. В якості прикладу показана діаграма тиску/ентальпії фізичного стану холодоагенту R407C, котрий використовується у теплових насосах типу повітря/вода.

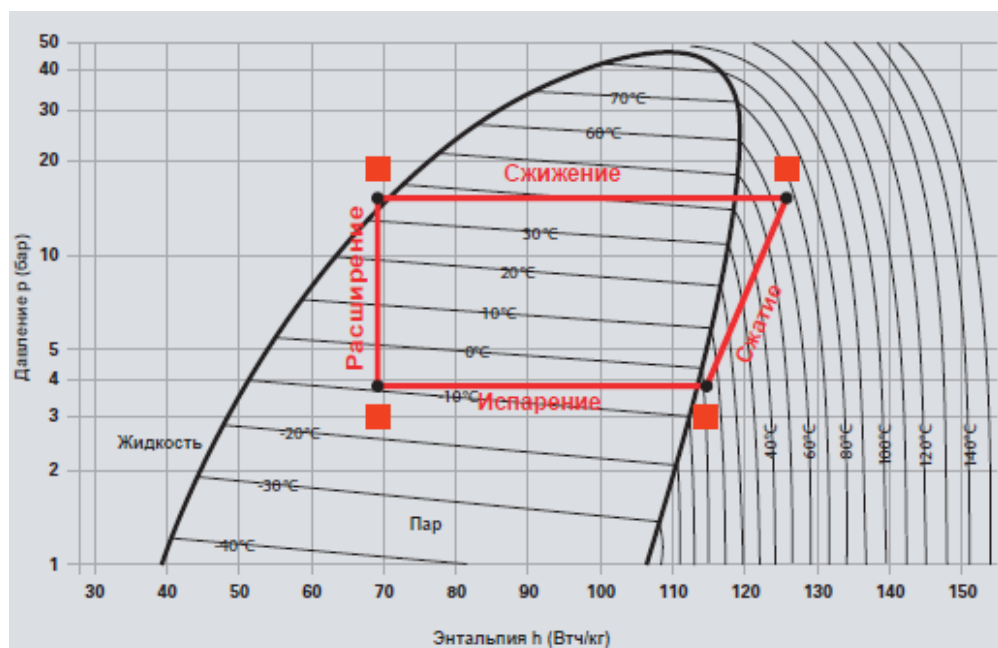


Рис. Логарифмічна діаграма тиску/ентальпії

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		23
	к		док.				

1 - 2 Випаровування. Холодоагент випаровується, Необхідна для цього енергія (ентальпія випаровування) буде виділятися у навколишнє середовище (наприклад, в атмосферу). 2 - 3 Стиснення. Компресор підвищує за допомогою механічної енергії тиск холодоагенту та відповідно температуру. Ентальпія збільшується. 3 - 4 Зрідження. Холодоагент в результаті стиснення стискається (конденсується) та віддає поглинуту енергію при випаровуванні та отриману енергію механічного стискання. 4 – 1 Розширення. Холодоагент за допомогою спеціального клапана розширюється, повертаючись у свій попередній стан з відповідною температурою та тиском, холодоагент може повторно випаровуватися та повторювати процес.

1.8 Будова теплового насоса та головні компоненти

Хороші системи опалення з тепловими насосами характеризуються ефективністю та надійністю в експлуатації. Для цього необхідні високоякісні компоненти, що забезпечують ці вимоги на усіх етапах генерації тепла.

Первинний контур теплового насоса складається з елементів, що беруть участь у отриманні тепла із зовнішнього джерела – наприклад, теплообмінника, циркуляційного насоса розсолу або повітряного вентилятора, а у водо-водяного теплового насоса ще й проміжного теплообмінника, вторинний контур включає в себе компоненти, що необхідні для перетворення енергії та передачі її споживачеві.

Компресор є частиною теплового насоса, через нього пристрій має назву «насос» - він усмоктує газоподібний холодоагент і стискає його.

Усі типи аналогічних компресорів призначені тільки для стиснення газів та були б пошкоджені, якщо в пароподібний стан хладогенту потрапили б краплі вологи. Тому холодоагент злегка перегрівається, перш ніж він потрапить у компресор, і цим процесом керує експанзійний клапан – важливий компонент ефективної роботи теплового насоса.

Типи компресорів.

Вирішальним процесом ефективної роботи теплового насоса є процес стиснення. У теплових насосах сьогодні оптимальним виявилось застосування спіральних компресорів. Спіральний компресор (рис. 88) складається з двох взаємозалежних спіралей, які ущільнюють холодоагент. Спіральні компресори

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		24

малошумні, працюють без вібрацій, тому надійні та не вимагають технічного обслуговування.

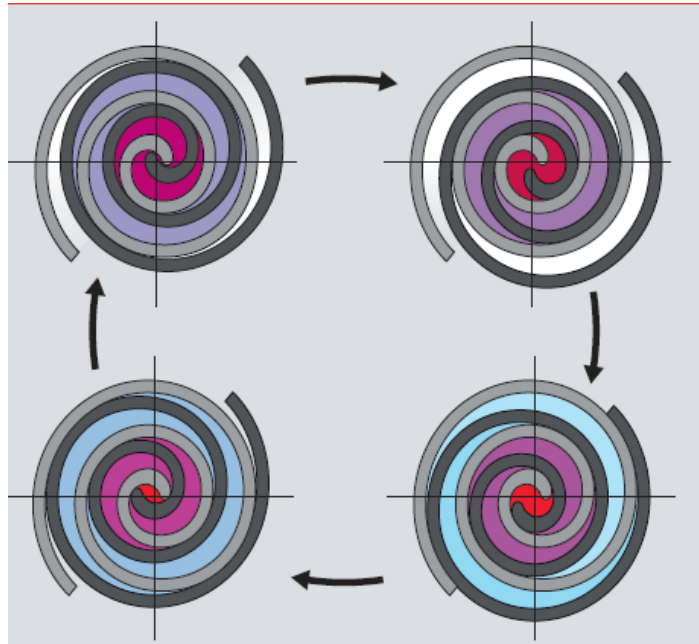


Рис. Спіральний компресор

Спіральний компресор складається з двох взаємодіючих спіралей: 1-ша статична (сірий колір), 2-га рухома (чорний колір). Рухома спіраль здійснює ексцентричний рух, здійснюючи при цьому 3 процеси – всмоктування (голубий сегмент), стиснення (фіолетовий сегмент) та нагнітання (червоний елемент).

Окрім того існують різного роду роторні компресори, поршневі або гвинтові, котрі використовуються в різних діапазонах потужності.

Регулювання продуктивності компресора стає дедалі більш важливим (рис. 88). Зокрема, у повітряно-водяних теплових насосах із забором тепла зовнішнього повітря це регулювання найбільш важливо, тому що виникають великі температурні коливання навколишнього середовища протягом року. Крім того, необхідно врахувати тенденцію максимальної потреби в теплі при мінімальній температурі навколишнього повітря, цей максимальний перепад температур відображається у визначенні коефіцієнта перетворення COP. Щоб виключити тактування у перехідних режимах, тепловий насос автоматично змінює тиск та температуру холодоагенту.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		25

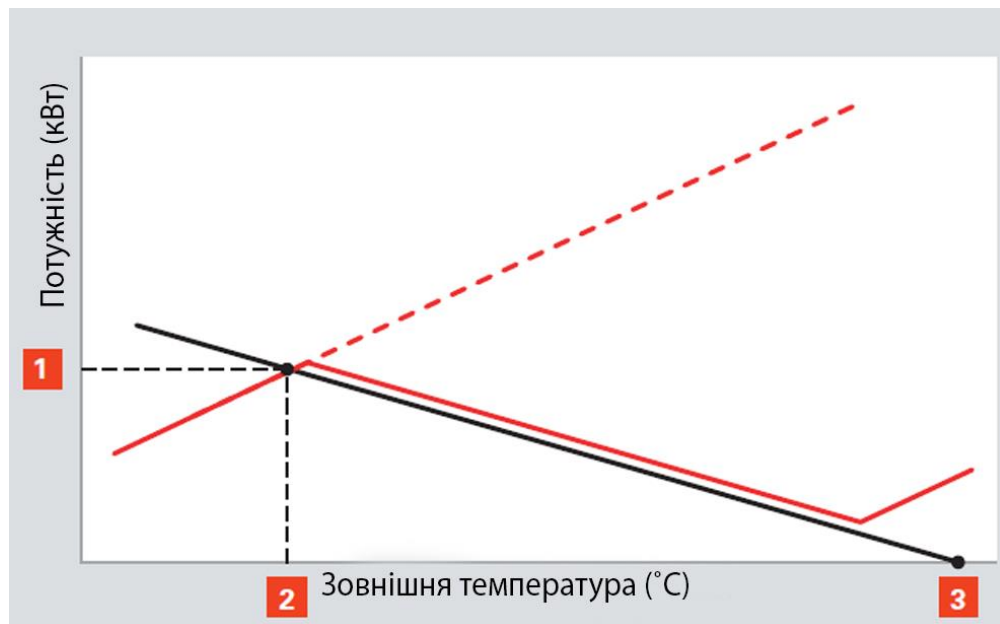


Рис. Регулювання потужності. 1 – Розрахункова потужність. 2 – Розрахункова температура. 3 – Встановлена температура опалення

Регулювання потужності можна здійснювати різними технологічними способами. Застосовуваний найчастіше на практиці метод - регулювання потужності компресора за допомогою інверторної технології - перетворення змінної напруги (230 В) на постійний струм, який дозволяє регулювати продуктивність компресора, змінюючи частоту обертів спіралі компресора. Інверторне управління дуже ефективне при часткових навантаженнях.

Інша можливість – це регулювання потужності за допомогою клапана зміни тиску компресора (приклад зображено на рис.). При відкритті магнітного клапана компресор буде працювати на холостому ході.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		26

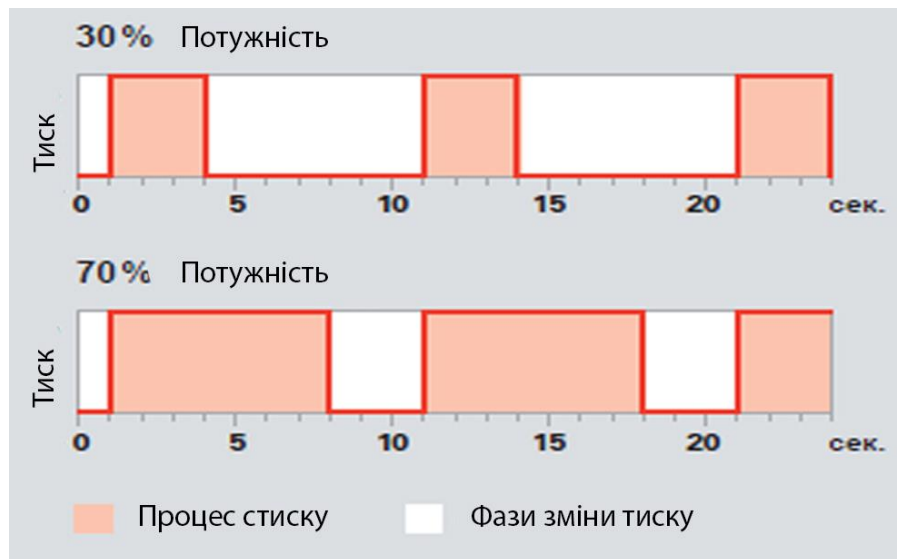


Рис. Регулювання потужності компресора клапаном зміни тиску

На цій діаграмі (рис.) зображено збільшення потужності компресора з підвищеним числом обертів.

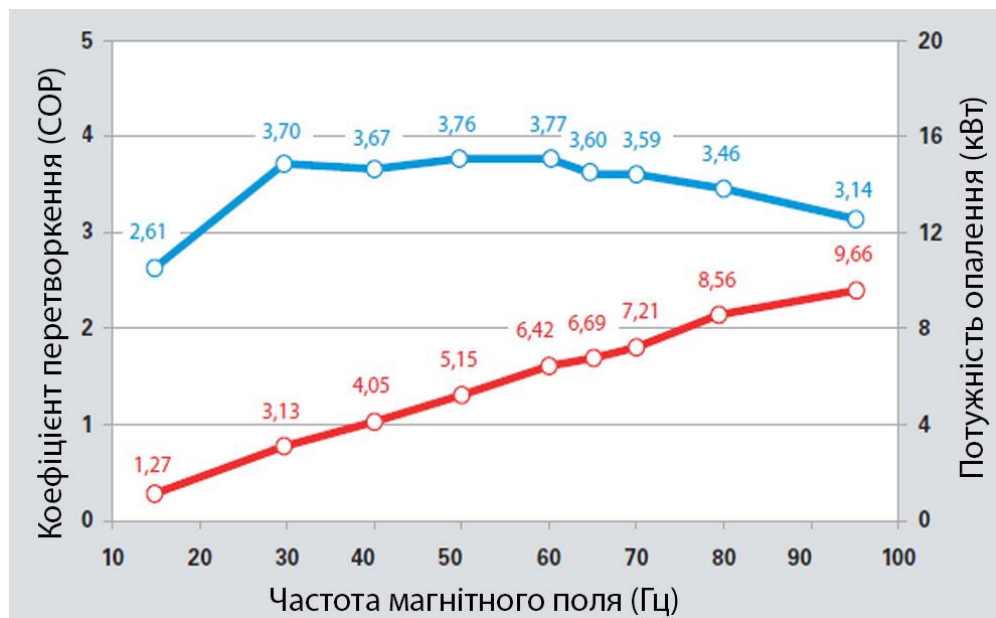


Рис. Регулювання потужності за допомогою інверторного компресора

Синім кольором показано коефіцієнт перетворення (COP), червоним - потужність опалення.

Експанзійний (розширювальний) клапан призначений для зниження тиску і фазового перетворення холодоагенту після передачі його високотемпературної енергії в контур системи опалення. Таким чином, розширювальний клапан повертає холодоагент у початковий стан, коли той знову готовий сприйняти енергію навколишнього середовища.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		27

Додатково розширювальний клапан регулює кількість холодоагенту, гарантуючи його повне випаровування у випарнику, запобігаючи потраплянню крапель у компресор і захищаючи його від поломки. Коливання температури первинного джерела тепла та теплового навантаження робить застосування розширювального клапана в сучасних теплових насосах необхідним.

Термостатичний експанзійний клапан (рис. 88) є регулюючим клапаном з термодатчиком за температурою. Він вимірює температуру у всмоктувальній магістралі компресора та регулює подачу холодоагенту у випарник.

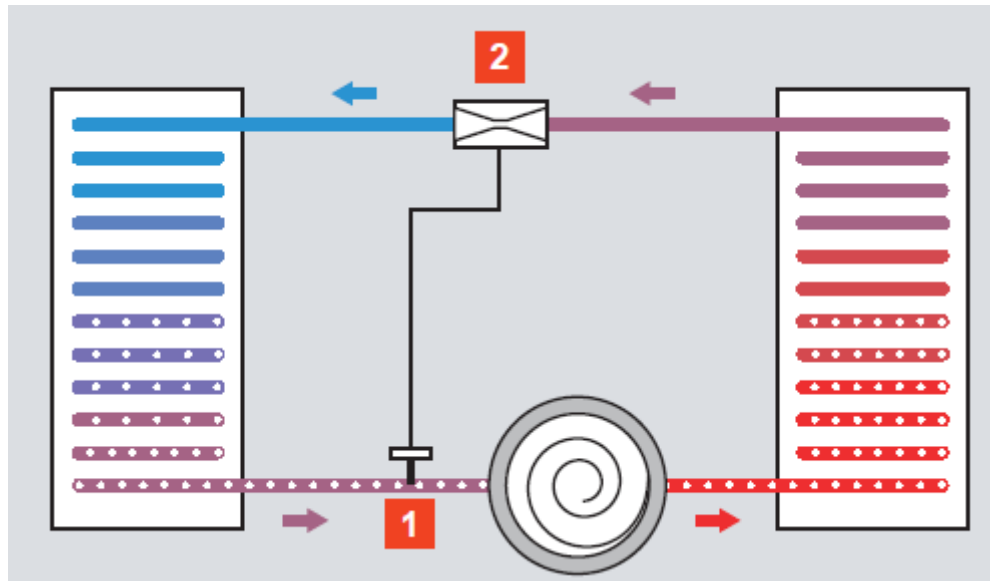


Рис. Термостатичний експанзійний (розширювальний) клапан

1 – Термостат. 2 – Розширювальний клапан.

Електронний експанзійний клапан (рис.). За допомогою електронного розширювального клапана перед компресором вимірюються як тиск, так і температура. Завдяки електричному сервоприводу розширювальний клапан дозволяє дуже швидко і точно регулювати витрату холодоагенту, що дозволяє підтримувати температуру на постійному рівні (у «Кельвінах») у всьому діапазоні робочої потужності теплового насоса. Термостатичні розширювальні клапани регулюють температуру тільки в певній точці робочого процесу, викликаючи в інших робочих точках перегрів. Електронний розширювальний клапан регулює швидко та точно у всіх діапазонах потужності теплового насоса. Термостатичні розширювальні клапани здійснюють регулювання тільки в розрахунковій точці, в інших точках не виключений перегрів.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль	Арк.	№	Підпис	Дата		28
	к		док.				

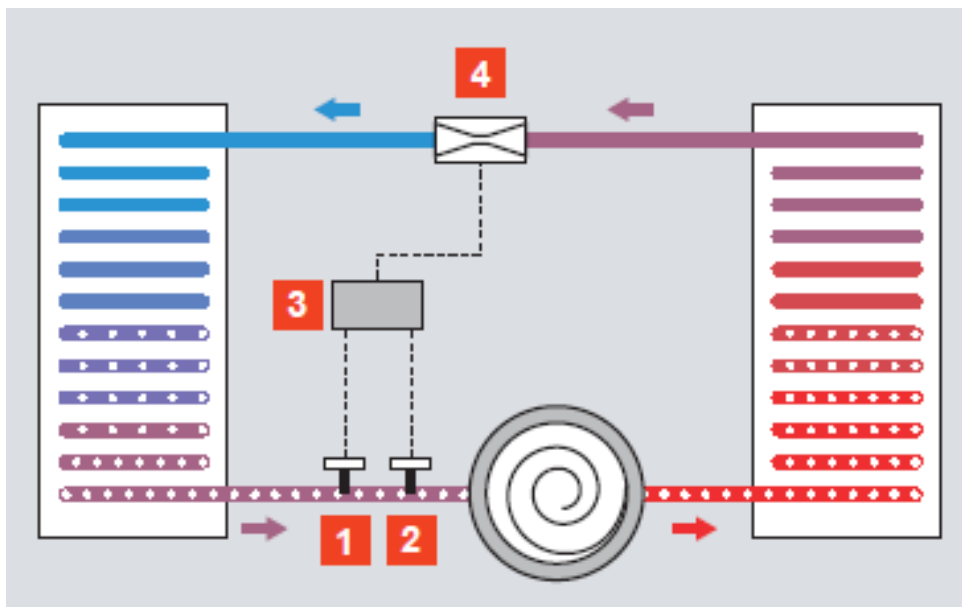


Рис. Електронний експанзійний клапан

Високої продуктивності пластинчастим теплообмінникам також допомагають досягати пристрої розподілу, які рівномірно розподіляють холодоагент по поверхні теплообмінника, дозволяючи уникати гідроударів і оптимально використовуючи всю корисну площу теплообміну.

У повітряно-водяних теплових насосах застосовуються ламельні **теплообмінники**. Це пов'язано з тим, що первинні поверхні теплообміну, які знаходяться на стороні повітря, повинні бути більш розвинені, ніж вторинні поверхні, обернені до води (розсолу), через різницю в коефіцієнті теплопередачі цих середовищ. При температурах навколишнього повітря, близьких до точки замерзання водяної пари, що знаходяться в ньому, ламельні поверхні теплообмінника починають обмерзати. Сучасні теплові насоси можуть в автоматичному режимі забезпечувати регулярне їхнє розморожування, проте, чим менше додаткової енергії тепловий насос витрачає на додаткові функції, тим ефективніше він працює.

Також, у процесі зрідження конструктивно використовуються пластинчасті теплообмінники, як такі, що забезпечують високу продуктивність.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		29

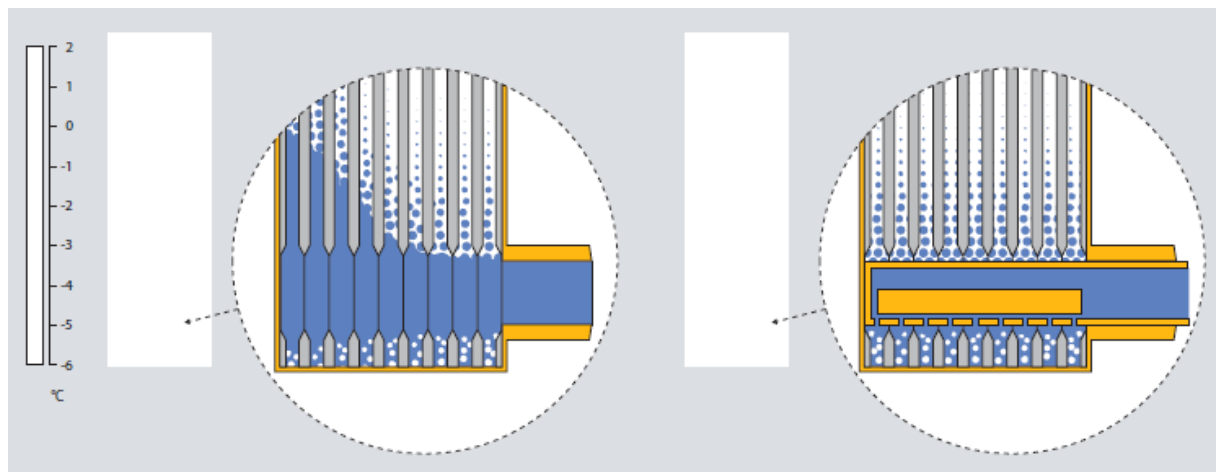


Рис. Випарник без пристрою розподілу (ліворуч) та з пристроєм розподілу (праворуч).

Термографічні фото показують розподіл тепла в теплообміннику без пристрою розподілу (ліворуч), коли холодоагент нерівномірно покриває поверхність теплообмінника, та з пристроєм розподілу (праворуч).

Усмоктуючий теплообмінник (рис. 88). Управління розширювальним клапаном гарантує нагрівання холодоагенту до необхідного пароподібного стану перед входом у компресор. Це особливо актуально для робочої рідини, що складається з суміші холодоагентів з різними температурами кипіння. Відсутність крапель рідини в паровій фазі дозволяє уникнути поломок компресора.

Іноді практично застосовують частковий відбір пари перед зрідженням холодоагенту, щоб отримати більш високі температурні показники теплоносія контуру системи гарячого водопостачання. Кількість енергії, що відбирається для цих потреб, як правило становить близько 10 % загальної кількості енергії. У теплових насосах Viessmann така технологія не знайшла свого застосування, оскільки вона не завжди задовольняє вимогам споживача при різкій зміні навантаження гарячого водопостачання та постійному навантаженню опалення.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		30
	к		док.				

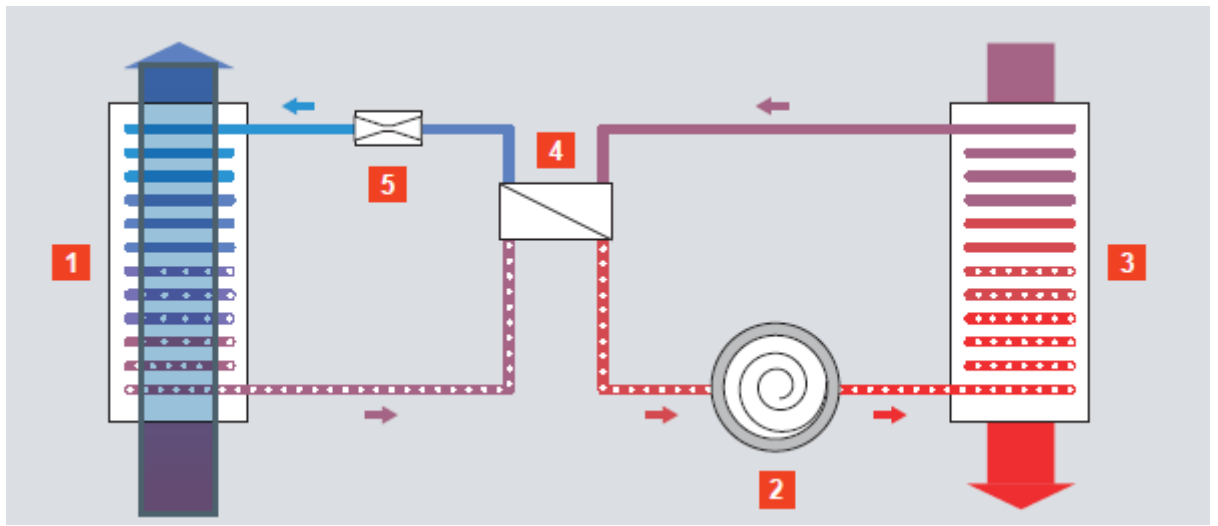


Рис. Всмоктувальний теплообмінник

1 – Випарник. 2 – Компресор. 3 – Конденсатор. 4 – Теплообмінник. 5 – Розширювальний клапан



Рис. Тепловий насос типу повітря-вода Viessmann Vitocal 350-A

Холодоагент призначений для сприйняття первинної енергії від природного джерела тепла (повітря), перетворення його (випаровування) та передачі вторинного теплоносія (зрідження), циркулюючого в контурі опалення. При цьому у всіх точках робочого процесу це одне й те саме робоче тіло.

Тому холодоагент, який застосовується в теплових насосах, повинен мати одразу декілька виняткових властивостей: він повинен мати нижчу точку кипіння,

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		31

невеликі обсяги пари та високу, щодо початкового обсягу холодопродуктивність. Крім того, він має бути нейтральним до конструкційних матеріалів теплового насоса, бути вогнебезпечним, а також мати мінімальну токсичність та високу екологічну складову по відношенню до озонового шару (ODP = Ozone depletion potential) і "парникового ефекту" (GWP = Global warming potential).

Цим вимогам найбільше задовольняють частково хлорфторвуглеводні (H-FKW), які використовуються в більшості випадків у теплових насосах. Поряд із штучними (синтетичними) холодоагентами, в окремих випадках використовуються і природні, такі як CO₂, пропан або бутан. Оскільки дві останні речовини є вибуховими, при роботі з ними необхідно дотримуватися особливих заходів безпеки.

Перелік холодоагентів визначено ДСТУ ISO 817:2012 Холодоагенти. з літери R (refrigerant), а саме цифри означають зв'язки хімічної взаємодії. Усі холодоагенти, назви яких після літери R починаються з цифри, являють собою суміші різних холодоагентів, які не входять до вищеприписаної структури. Ці суміші відрізняються особливо високими характеристиками та екологічною безпекою по відношенню до навколишнього середовища. Вибір холодоагенту залежить від умов експлуатації теплового насоса та вимог до джерела первинного тепла і системи тепlopостачання. Типи холодоагентів, які використовуються у теплових насосах Viessmann, такі:

Тип R-410A (розчин 50 % R-32, 50 % R-125);

Тип R-407C (розчин 25 % R-125, 23 % R-32, 52 % R-134a);

Тип R-134a (100 % CF₃CH₂F тетрафлюоритан).

Не кожен холодоагент чи суміш холодоагентів підходить під той чи інший тип теплового насоса.

1.9 Ефективність теплового насоса. Коефіцієнт перетворення (COP)

Ефективність роботи теплового насоса характеризується коефіцієнтом перетворення COP (coefficient of performance). Значення коефіцієнта являє собою відношення отриманої теплової енергії до витраченої електричної та визначається за формулою 1.1:

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		32

$$COP = Q_{тн}/E_{ел} \quad (1.1)$$

де $Q_{тн}$ — тепло, що вироблене тепловим насосом, кВт;

$E_{ел}$ — витрачена електроенергія, кВт.

Наприклад, якщо тепловий насос споживає 1 кВт•год електроенергії за годину і при цьому виробляє 4 кВт•год теплової енергії, то значення $COP = 4$.

Коефіцієнт перетворення завжди більший за одиницю, на відміну від електричного котла, у якого цей коефіцієнт дорівнює приблизно одиниці. Чим вище значення COP , тим вища ефективність теплонасосної системи.

Для досягнення максимальної ефективності використання енергії (високого значення COP) теплового насоса різниця між температурою джерела тепла і температурою подачі в систему опалення повинна бути якнайменшою. За допомогою цієї залежності також можна розрахувати значення COP :

$$COP = 0,5 * (T / (T - T_0)) \quad (1.2)$$

де T — температура подачі в систему опалення, К;

T_0 — температура джерела енергії, К.

Значення коефіцієнта перетворення COP і потужність завжди вказані в технічній документації для кожного теплового насоса. Згідно з європейськими нормами EN 14511, значення COP надається відповідно до певних значень температури джерела тепла і температури системи опалення.

Коефіцієнт перетворення COP показує ефективність теплового насоса в конкретний момент за певних умов, тим часом коефіцієнт сезонної ефективності **SPF (seasonal performance factor)** показує ефективність за обраний період року. Найчастіше його вказують для опалювального сезону або за рік. Для того, щоб розрахувати сезонний коефіцієнт SPF, необхідно розділити кількість тепла, що виробляється тепловим насосом за обраний період, на витрачену електроенергію за той самий період:

$$SPF = Q_{тн} / P_{ел} \quad (1.3)$$

де $Q_{тн}$ — енергія, що постачається тепловим насосом за обраний період, кВт•год;

$P_{ел}$ — витрачена електроенергія за обраний період, кВт•год.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		33
	к		док.				

На відміну від коефіцієнта перетворення COP, коефіцієнт SPF не вказується в технічних документах теплових насосів. Розрахувати значення коефіцієнта можна за допомогою програмного забезпечення, з огляду на регіон встановлення теплового насоса і характеристики системи опалення.



Рис. Приклад позначення коефіцієнта перетворення (COP) у теплових насосах

Приклад розрахунку для низькотемпературної системи опалення. Температура подачі в систему опалення становить 35 °C. Температура джерела тепла дорівнює 0 °C.

$$T = 35 \text{ °C} = (273 + 35)\text{K} = 308 \text{ K}$$

$$T_0 = 0 \text{ °C} = (273 + 0)\text{K} = 273 \text{ K}$$

$$\text{COP} = 0,5 * (308 / (308 - 273)) = 0,5 * (308 / 35) = 4,4$$

1.11 Повітря як джерело енергії

Зовнішнє повітря, як джерело тепла, вимагає найменших витрат при застосуванні. Повітря засмоктується вентилятором, охолоджується у випарнику теплового насоса і вкидається назад в навколишній простір.

До температури навколишнього повітря рівної -20 ° C сучасні повітряно-водяні теплові насоси можуть забезпечити тепlopостачання приміщення. Проте, при нижчих температурах такий тепловий насос не може забезпечити теплом

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		34

приміщення в моновалентному режимі та потрібен додатковий теплогенератор. Так як теплообмінник теплового насоса типу повітря-вода вимагає великої витрати повітря (від 3000 до 4500 м³/год), то необхідно передбачити правильне розташування повітроприймальних пристроїв для створення комфортних умов проживання.

Повітря, як джерело тепла, потребує найменших технічних витрат. Повітря засмоктується вентилятором, охолоджується у випарнику, віддаючи тепло, і викидається назад у навколишнє середовище. Повітря як джерело первинного тепла має дві найважливіші властивості, які необхідно враховувати при проектуванні.

По-перше, повітря влітку значно тепліше, ніж взимку, що суттєво впливає на продуктивність теплового насоса. По друге, вентилятори створюють сильний шум, який потрібно ізолювати.

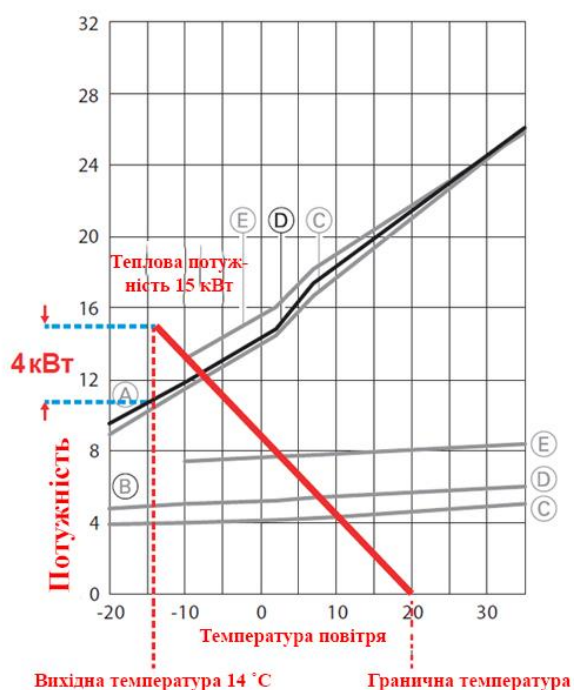
У галузі тепlopостачання використовуються теплові насоси як з регульованим компресором, так і з нерегульованим. Враховуючи певні умови експлуатації, теплові насоси з нерегульованим компресором (з постійною швидкістю обертання) досягають найкращого показника річного напращування.

При відносно постійній температурі первинного джерела тепла, наприклад, улітку та при постійному тепловому навантаженні (плавальний басейн) немає необхідності застосовувати регульований компресор. Проте, як правило, для обігріву приміщень такі теплові насоси повинні забезпечуватися акумулюючими накопичувальними ємностями.

При використанні навколишнього повітря, як джерела первинного тепла, слід враховувати, що потужність повітряно-водяного теплового насоса збільшується з підвищенням температури зовнішнього повітря і знижується зі зменшенням. Для моновалентного режиму експлуатації це означає дуже великі габарити установки, які у більшу частину річного періоду будуть не задіяні. Тому повітряно-водяні теплові насоси застосовують переважно у двовалентних схемах. Розрахункова бівалентна точка зовнішньої температури повинна лежати між -3°C та 10 °C, тоді річний показник використання буде максимальним.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		35

При попередньому моделюванні розрахунків додаткова електрична потужність на догрівання або покриття пікового навантаження не повинна перевищувати 5% річного показника. Якщо цей показник нижче, то така схема з тепловим насосом може бути застосована.



A – Потужність опалення Р. В – Електрична потужність Р_{ел.} С - T_{h_v} = 35°C. D - T_{h_v} = 45°C. E - T_{h_v} = 65°C. T_{h_v} - температура подачі, °C

На діаграмі показано графік теплового навантаження для 14-ти кіловатного теплового насоса (червона лінія). Опалювальне навантаження зліва від точки перетину показує, що тепловий насос не може впоратися з цією частиною навантаження. На цьому прикладі – це близько 4 кВт, які повинні покриватися додатковими джерелами тепла.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		36

1.12 Режими роботи теплового насоса типу повітря-вода

Режими роботи теплового насоса класифікуються наступним чином:

Моновалентний режим. У цьому режимі передбачається повне забезпечення всього теплового навантаження у будівлі за рахунок теплового насоса. При цьому потужність теплового насоса повинна бути не меншою за нормативну потужність системи тепlopостачання. Також необхідно, щоб максимальна температура подачі теплового насоса відповідала температурному графіку в системі опалення і гарячого водопостачання.

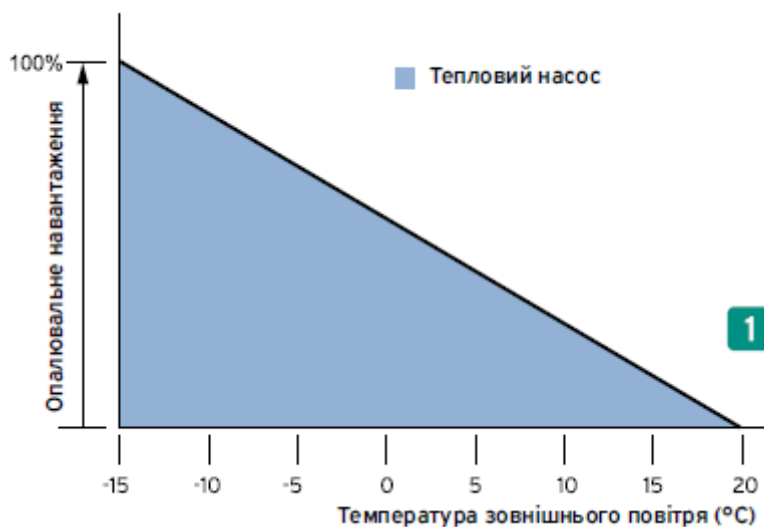


Рис. Моновалентний режим роботи теплового насоса

Моноенергетичний режим

Цей режим роботи теплового насоса відповідає його роботі у поєднанні з додатковим генератором тепла. І тепловий насос, і додатковий нагрівач при цьому використовують одне джерело енергії (електрику). Теплові насоси оснащені вбудованим електронагрівачем. Регулятор теплового насоса включає електронагрівач, коли необхідно покрити пікові навантаження системи тепlopостачання.

Бівалентний режим роботи теплового насоса

Бівалентний режим передбачає роботу теплового насоса у поєднанні з іншим нагрівальним приладом: газовим, електричним, твердопаливним котлом тощо. Вибір цього режиму може бути обумовлений необхідністю подачі більш високої температури в систему опалення при низьких зовнішніх температурах повітря.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		37
	к		док.				

Пікова потужність системи опалення розраховується, виходячи з найбільш холодної п'ятиденки в опалювальний сезон. На практиці такі низькі температури зустрічаються рідко і недовго. Протягом більшої частини сезону опалювальна система працює на рівні менше 50% від максимальної потужності.

Таблиця. Таблиця середньої кількості годин з різними температурними діапазонами за опалювальний період

Температура зовнішнього повітря, °С	Від +1 до +8	Від -5 до 0	Від -9 до -5	Від -19 до -10	Від -30 до -20	Всього
Кількість годин	2132	1224	626	466	36	4484

У таблиці вказана середня кількість годин з різними температурними діапазонами за опалювальний період для м. Києва. Середня температура за опалювальний сезон становить +1,1 °С. Кількість годин з температурою менше –10 °С не перевищує 10%. Отже, підбравши пікову потужність теплового насоса, наприклад, на температуру –10 °С, можна скоротити початкові витрати на тепловий насос, додаткове обладнання та монтажні роботи на 30–40%, при цьому забезпечити до 90% потреб на теплопостачання.



У цьому прикладі температура –10 °С називається температурою (точкою) бівалентності. При температурах нижче точки бівалентності тепловий насос може відключатися або працювати спільно з додатковим джерелом тепла, але при цьому не покривати всю потребу в теплі. Існують три види бівалентного режиму роботи теплового насоса:

- бівалентний альтернативний;
- бівалентний паралельний;
- бівалентний комбінований.

Бівалентний паралельний режим

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		38
	к		док.				

При допоміжному режимі роботи тепловий насос також повністю забезпечує теплове навантаження до точки бівалентності, однак при досягненні цієї точки він не вимикається, а працює в парі з додатковим теплогенератором.

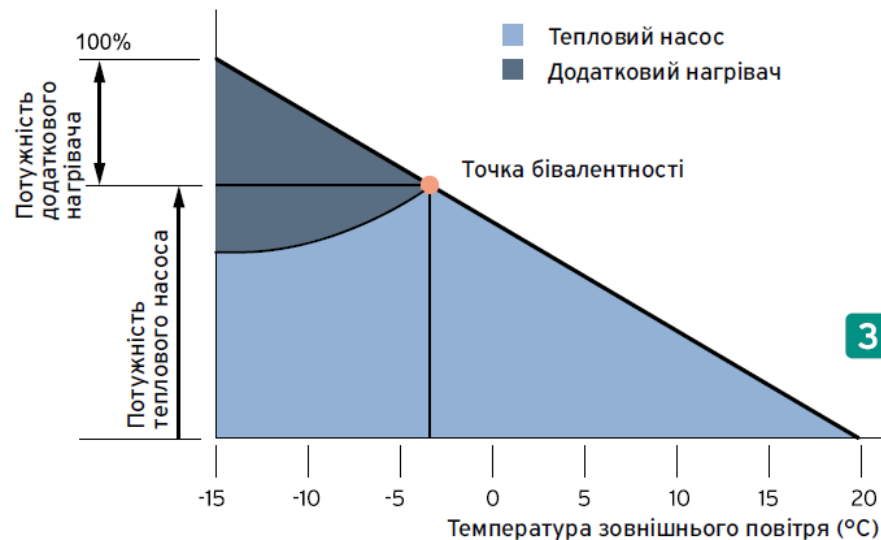


Рис. Бівалентний паралельний режим

Функція допоміжного теплогенератора полягає в забезпеченні відповідного температурного режиму після температури бівалентності. У такому випадку потужність додаткового джерела нагрівання може вибиратися, виходячи з потужності пікового навантаження, якої бракує. Теплові насоси оснащені вбудованим електронагрівачем потужністю 9 кВт для покриття пікового навантаження. Потужність теплового насоса підбирається до точки бівалентності.

Бівалентний комбінований режим

Комбінований режим поєднує в собі характеристики попередніх режимів роботи теплового насоса. Такий режим зазвичай відповідає роботі теплового насоса повітря/вода. При досягненні точки бівалентності тепловий насос не відключається, а працює паралельно з допоміжним теплогенератором до мінімально можливої температури зовнішнього повітря -22°C . У такому випадку в графіку додається точка відключення теплового насоса. Потужність допоміжного теплогенератора повинна бути, як в альтернативному режимі, розрахована на пікове теплове навантаження.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		39
	к		док.				

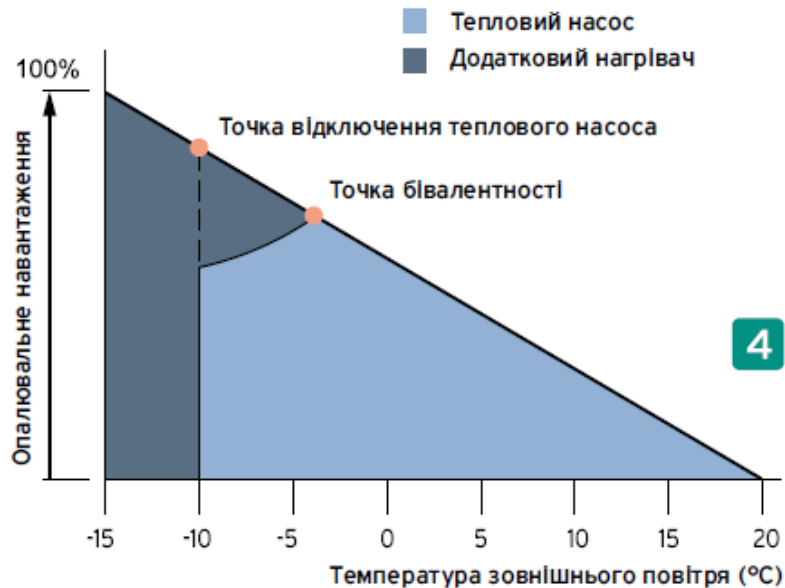


Рис. Бівалентний комбінований режим

1.14. Система низькотемпературного водяного (панельно-променевого опалення)

1.14.1 Загальна інформація

Ще за 80 років до н.е. римляни виявили, що кращим способом обігріву закритого приміщення є подання тепла під покриття підлоги з подальшим його випромінюванням вгору крізь конструкцію. У тій же мірі вірною залишається концепція теплої підлоги і сьогодні. Римляни використали один з видів повітряного підігріву плит підлоги, гіпокауст (система опалення під підлогою або в стіні в стародавньому Римі), що є такою системою, в котрій дим з печі (паливом служило вугілля або дрова) подавався по розташованих під будівлею димарях з тим, щоб обігріти цю будову.



						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		40

Рис. Гіпокауст

Аналогічною системою користувалися корейці. Поступово системи підігрівання підлоги ставали дедалі більш досконалішими. У 30-х роках 20-го століття ці системи монтувалися з використанням сталевих трубопроводів. Ще пізніше, в 60 і 70-х роках 20-го століття труби виготовлялися з міді. Вони працювали досить добре, проте виявилися ненадійними в довгостроковій перспективі. Було виявлено, що металеві труби просто не розраховані на деформаційні сили, викликані під навантаженням бетонної подушки. Тому були розроблені системи з використанням пластикових та композитних труб. Сьогодні труби РЕ-Ха компанії Уропор виготовляються з модифікованого поліетилену високої густини за методом Енгеля. Модифікація є хімічним процесом, в ході якого двомірні молекулярні СН-ланцюги поліетилену зв'язуються за допомогою хімічних зв'язків у тривимірну мережу. Нова структура матеріалу не дає можливості розплавити або розчинити РЕХ матеріал, поки не зруйнована його структура.

Найбільше поширення підлогове опалення отримало у житлових спорудах. Воно може використовуватися і на комерційних та промислових об'єктах. Системи з трубами, що вбудовуються в підлогу, можуть використовуватися також і для охолодження. В даній магістерській роботі викладено базову інформацію, що необхідна для проектування систем по підігріву підлоги з використанням труб РЕ-Ха та металополімерних труб.

1.14.2 Принцип теплообміну в системі підлогового опалення

Важливими факторами, що впливають на теплообмін систем підлогового опалення, є:

- коефіцієнт тепловіддачі між поверхнею теплої підлоги та повітрям приміщення (повний коефіцієнт тепловіддачі = конвекція + випромінювання);
- прийнятна максимальна температура поверхні (виходячи з нормативних вимог до комфортності);
- передача тепла між трубами та поверхнею підлоги;
- кут огляду між поверхнями та кутові фактори між мешканцем та поверхнями.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		41

На передачу тепла впливають три фізичні механізми. Взаємодія цих трьох механізмів визначає характер теплопередачі:

теплопровідність – передача теплової енергії між теплоносієм та поверхнями;

конвекція – те саме, між повітрям та поверхнею;

випромінювання – тепла енергія, яка передається від однієї поверхні до іншої за допомогою електромагнітних хвиль в діапазоні 0,8 - 400 мкм.

Огляд та кутовий фактор. Інтенсивність променистого теплообміну між поверхнею (підлогового опалення) та людиною залежить від відстані між об'єктами та площі поверхні (розміру, форми). Це означає, що чим ближче знаходиться джерело випромінювання до людини, тим більший вплив здійснюється на сприйняття цієї людиною температури. Найбільше впливу на температурні відчуття людей викликає підлога, оскільки в приміщенні вона є найбільшою поверхнею.

Наприклад для порівняння, зміна температури підлоги на 1 °С буде мати вплив на середню еквівалентну температуру випромінювання (та розрахункову комфортну температуру) в 2,5 рази перевищуючи вплив зміни температури стелі.

1.14.2 Переваги системи підлогового опалення

Демографічні дослідження показують, що в даний час люди проводять у домашній обстановці більше часу, багато в чому завдяки розвитку технологій, що дозволяють виконати великий обсяг робіт, не виходячи із дому. Саме тут система підлогового опалення буде найкращим рішенням для нашої оселі.

Дослідження показують, що ідеальний розподіл температури по вертикалі приміщення різний для різних опалювальних систем, як це показано на рисунку 1.1. Найбільш прийнятним кліматом у приміщенні є такий, за якого температура підлоги знаходиться в діапазоні 22–25 °С, а температура на рівні голови знаходиться в межах 19–20 °С.

Іншими словами, найбільш комфортно люди почуваються тоді, коли ногам трохи тепліше, ніж голові. Підігрів підлоги і являє собою той метод, який є найближчим до створення ідеального розподілу температур у приміщенні.

						192-191203 МР	Арк.
							42
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Вся поверхня підлоги стає низькотемпературним радіатором, що нагріває інші поверхні приміщення, забезпечує рівномірний розподіл температур по горизонталі та обволікає тіло теплом. Втрати тепла, що є однією з основних причин фізичного дискомфорту, зводяться до мінімуму. Зокрема, тут відсутні втрати тепла через холодну поверхню підлоги. Більше того, рух повітря також відбувається на нижньому рівні, не вимагаючи примусової циркуляції, що також сприяє запобіганню витоку тепла. Інші види опалення не можуть похвалитися такими характеристиками. Рисунок 1.1 показує, що радіаторні, конвекційні та стельові системи опалення не можуть забезпечувати достатню теплоту на рівні підлоги або поблизу неї, тоді як у разі використання систем з примусовим повітряним обдуванням створюється перегрів лише на рівні голови.

Крім того, радіаторні та конвекційні системи опалення створюють нерівномірний розподіл тепла, що може спричинити дискомфорт. Більше того, нагрівання примусовим повітряним обдуванням найчастіше веде до нерівномірного температурного розподілу.

Основні переваги:

- збереження підлоги теплою;
- передача теплової енергії найкомфортнішим способом;
- підвищена комфортність завдяки променистому теплообміну (понад 50%);
- постійна температура приміщень;
- гігієнічність в експлуатації – відсутність турбулентних потоків пилу;
- опалювальна система придатна як для будівництва нових, так і для реконструкції вже існуючих будівель;
- відсутня небезпека опіків від гарячих радіаторів;
- найекономічніша в експлуатації система опалення;
- може використовуватись у поєднанні з конденсаційними теплообмінниками та нетрадиційними джерелами енергії (сонячні батареї, теплові насоси тощо);
- може також використовуватися для охолодження у теплий період року;

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		43

- мала вартість ремонту та технічного обслуговування;
- система легко розміщується та встановлюється;
- може бути адаптована до будь-якого виду будівель;
- система захищена від навмисного псування (актів вандалізму);
- вільне планування приміщень.

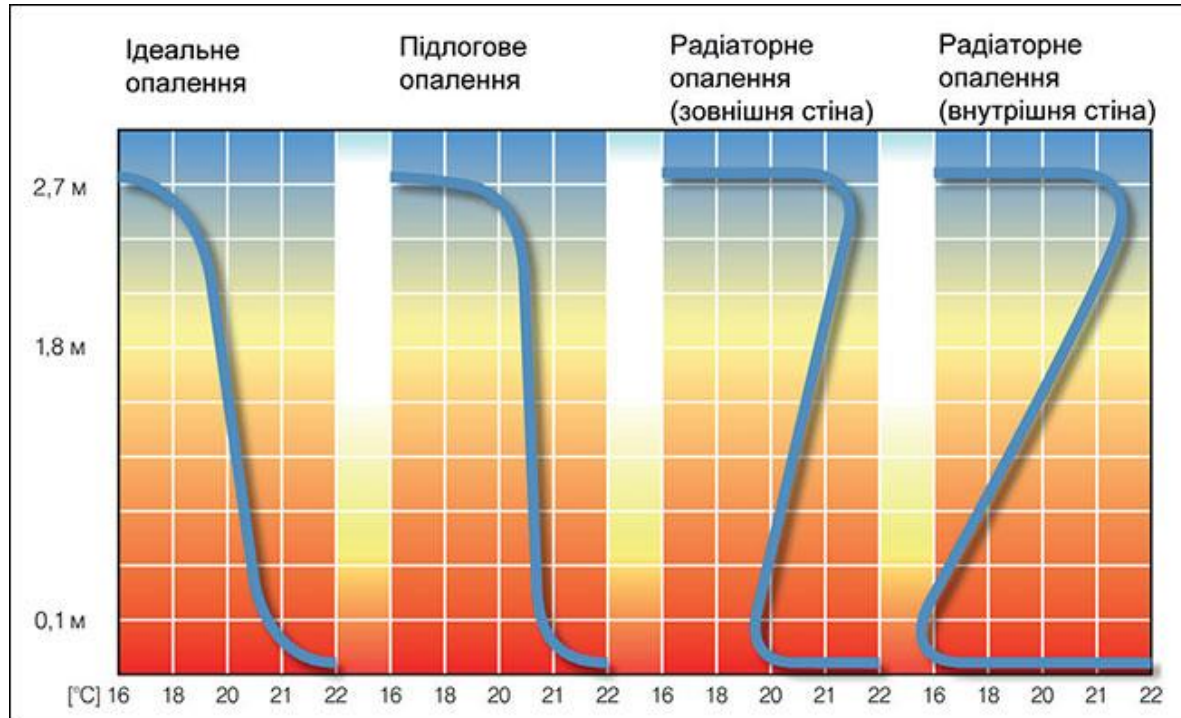


Рис. Профіль розподілення температури по вертикалі

Робота систем радіаторного опалення або систем нагрівання з примусовим повітряним обдуванням заснована на повітряній циркуляції. У той же час система опалення підлоги забезпечує природний рух повітряних потоків. Тому пил та інші завислі у повітрі частинки, такі як пилок, поширюються по будинку не так швидко, що робить будинок чистішим і здоровішим місцем проживання. До того ж, немає радіаторів, які збирають бруд або викликають травми. Більше того, система опалення підлоги працює тихо, немає ніяких дратівливих чи набридливих фонових шумів. А оскільки поверхня підлоги нагріта, то її миття та сушіння здійснюються легко та швидко, швидко висихаючі підлоги особливо зручні у ванних та коридорах.

При прихованій системі опалення (і захищеній таким чином від зовнішніх пошкоджень) приміщення можна проектувати, декорувати та обставляти меблями до смаку архітектора чи власника будинку. Залишається більше придатного для використання простору підлоги та стін, і немає потворних ґрат обігрівачів або

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		44

масивних радіаторів, що відволікають увагу від інтер'єру приміщення. Система підлогового опалення є ідеальним рішенням для сучасного дизайну інтер'єрів.

Система опалення підлоги може функціонувати від різноманітних джерел енергії: геотермальних, що працюють на дровах, газі, мазуті, електричних чи сонячних. Виходячи з цього, вона може бути переведена на більш економічний вид палива, якщо цього вимагатимуть обставини. Більше того, її можна адаптувати до всіх видів підлогового покриття, а також використовувати у поєднанні із системами опалення інших типів, якщо виникне така потреба.

Підігрів підлоги є найефективнішим режимом подачі тепла. Він призначений для забезпечення комфорту при температурі теплоносія, нижчій, ніж ті, які використовуються в радіаторних та конвекційних системах опалення, оскільки люди та предмети нагріваються безпосередньо від підлоги (як правило, температура поверхні підлога розраховується так, щоб не перевищувати 29°C). Температуру кожної окремої кімнати можна точно відрегулювати. Крім того, рухомих деталей небагато, а єдині вироби, що вимагають обслуговування, можуть бути обслужені або замінені з найменшими витратами.

1.14.3 Тепловий комфорт

Системи панельного опалення та охолодження в значній мірі покращують тепловий комфорт в приміщеннях. Їх головна перевага в тому, що значна частина тепла (або холоду) передається шляхом випромінювання, завдяки чому досить легко утримувати так звану відчутну температуру (результуюча температури повітря та температур стін і підлоги в приміщенні), що обумовлює відчуття теплового комфорту. Зв'язок відчутної температури з температурою перекриттів та температурою повітря ілюструє графік Кеніга (рис. 88).

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		45

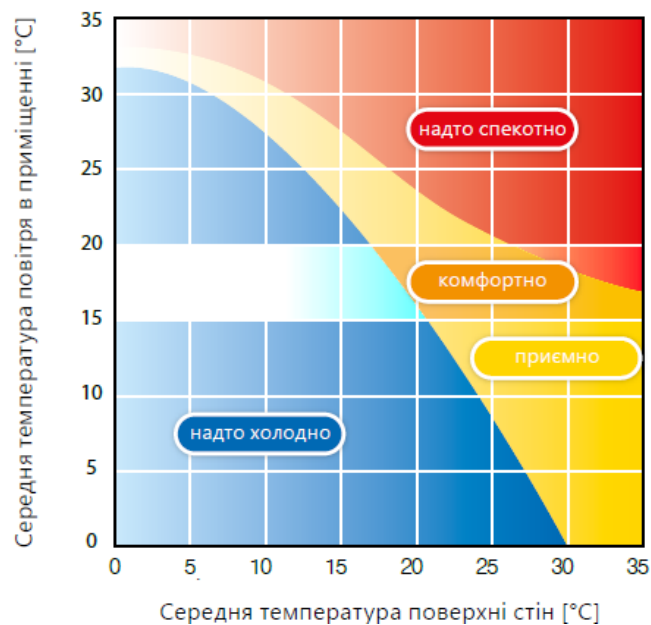


Рис. Графік Кеніга

Система панельного опалення/охолодження є низькотемпературною системою. Середня температура поверхні опалення/охолодження не набагато вища (відповідно нижча при охолодженні), ніж температура повітря в приміщенні. При температурі повітря в приміщенні 20 °C забезпечується той самий тепловий комфорт, як і при температурі 21-22 °C при традиційній конвекції (нагрівачі) або переносу (кондиціонування) систем опалення та охолодження. Панельному опаленню, а особливо підлоговому опаленню, властивий найбільш сприятливий для людини рівномірний розподіл температури в приміщенні - близький до ідеального. Це означає приємне тепло біля стоп та комфортну прохолоду на рівні голови.

Важливе значення має той факт, що в процесі експлуатації панельного опалення та охолодження спостерігається суттєве зменшення конвекційного руху повітря у порівнянні з радіаторним опаленням чи охолодженням та кондиціонуванням, які викликають переміщення алергенного пилу.

Більш того, такий вид систем обмежує розвиток шкідливих кліщів за рахунок низького зростання відносної вологості на рівні термічно активної поверхні. Панельне опалення, на противагу високотемпературному радіаторному опаленню, не викликає надмірної кількості шкідливої позитивної іонізації повітря.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		46
	к		док.				

1.14.3 Енергозбереження

Панельне опалення та охолодження - це енергозберігаючі системи. Завдяки можливості знизити (режим опалення) або підвищити (режим охолодження), при умові збереження теплового комфорту, температуру повітря в приміщенні на 1-2 °С у порівнянні з конвекційними рішеннями, можна заощадити близько 5-10% теплової енергії. Додаткова перевага панельно-променевих систем - це низька температура теплоносія на вході в систему, що дає можливість застосовувати нетрадиційні джерела тепла: сонячні колектори, теплові насоси або конденсаційні котли. Підлогове опалення в зоні перебування людей віддає тепло рівномірно. Це має особливе значення при опаленні високих приміщень. У випадку конвекційного опалення у таких приміщеннях тепле повітря концентрується в їх верхній частині, і, щоб підтримати в зоні перебування людей необхідний рівень температури, необхідне постачання значної кількості теплової енергії. Панельно-променевим системам притаманна саморегуляція. Ця особливість пов'язана з невеликою різницею температури гріючої або охолоджуючої поверхні та повітря в приміщенні, за якої відбувається теплообмін. Будь-яке підвищення температури повітря в приміщенні, що викликане, наприклад, теплонадходженням, призводить до зменшення тепловіддачі системи (зменшується різниця температур), і тим самим до реакції протидії росту температури. Це призводить, при постійній витраті води в гріючих контурах, до росту температури води на виході та економії енергії джерела тепла або холоду, оснащеного автоматикою для керування температурою подачі води.

1.14.3 Джерела тепла і температура подачі панельно-променевих систем

Водяна панельно-променева система є низькотемпературною. В системах опалення, відповідно до норми PN-EN 1264, максимальна температура подачі теплоносія складає 60 °С (для розрахункової зовнішньої температури), а оптимальна величина зниження температури теплоносія в гріючому контурі формується на рівні 10 °С (допустимий діапазон 5-15 °С).

Типові параметри води на вході та виході з контуру:

система панельного опалення:

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		47

- 55 °C/45 °C;
- 50 °C/40 °C;
- 45 °C/35 °C;
- 40 °C/30 °C;
- 35 °C/30 °C.

У будівлях, де утеплення будівельних перекриттів відповідає вимогам сучасних технічних умов, параметри подачі теплоносія до панельно-променевих систем коливаються на рівні найнижчої (найвищої при охолодженні) температури. З цієї причини в кожному конкретному випадку проектувальник повинен вказувати параметри подачі теплоносія на основі інформації про конструкцію будівлі, а також типу системи та джерела тепла.

Температура в подаючому та зворотньому трубопроводі для всієї системи підбирається для приміщення з найбільшим питомим споживанням тепла. Подача теплоносія в систему може здійснюватися безпосередньо з низькотемпературних джерел тепла (конденсаційні котли, теплові насоси) або, у випадку сумісної роботи з радіаторним опаленням з високими температурними параметрами, подача здійснюється шляхом встановлення пристрою, що знижує температуру теплоносія (наприклад, змішувальні системи). Якщо система панельного опалення є домінуючою в будівлі, то при використанні низькотемпературних джерел тепла можна отримати значне зменшення експлуатаційних витрат.

Економія енергії відбувається в результаті високої енергетичної ефективності цих джерел за рахунок менших тепловтрат у випадку панельного опалення. Ефективність енергії, що передається через систему опалення в приміщення, повинна бути не нижчою 90%.

1.14.3 Область застосування систем панельного опалення

Системи водяного опалення, що використовують внутрішню поверхню будівельних конструкцій, стають дедалі більш популярними як в будівництві житла, так і в об'єктах громадського та промислового призначення.

Приймаючи до уваги комфорт та енергозбереження, цей тип опалення обирають для постачання тепла (а також холоду) в будинки та квартири.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		48

Прикладом оптимального застосування панельного опалення є виробничі цехи та складські приміщення, а також церкви та костели - там, де високі стелі та велика площа, де недоцільні, з економічної точки зору, традиційні радіаторні системи. Також добре підходять для об'єктів, що потребують рівномірного розподілу температури – в басейнах, банях, спортивних та реабілітаційних приміщеннях. Особливою категорією є системи підігріву відкритих поверхонь, наприклад, комунікаційних трас або газонів футбольних полів.



Рис. Система панельного опалення в приватному будинку



Рис. Система панельного опалення в складському приміщенні

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		49
	к		ДОК.				



Рис. Система підігріву відкритих зовнішніх поверхонь

						192-191203 МР	Арк.
							50
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

2. Вихідні дані об'єкта дослідження

2.1 Об'єкт та методика проведення досліджень

Об'єктом досліджень у магістерській роботі вибраний житловий одноповерховий будинок на 278,42 м², що розташований у с. Рованці Волинської області.

Методика проведення досліджень передбачала проектування для даного будинку традиційної системи теплопостачання за допомогою електричного котла та сучасну систему теплопостачання за допомогою теплових насосів типу повітря-вода. Розробка техніко-економічного порівняння двох проектних рішень.

2.2. Географічне розташування об'єкта

Волинська область (Воли́нь) — область на північному заході України в межах Поліської низовини (понад 3/4 території) та Волинської височини. Межує на заході з Люблінським воєводством Республіки Польща, на півночі — з Брестською областю Республіки Білорусь, на сході — з Рівненською, на півдні — з Львівською областями України. Всього в межах області пролягає 395 кілометрів державного кордону.

Клімат помірно континентальний. Середня температура січня −4 °С, липня +17 °С. Рекордні температури повітря: найвища +38,0 °С (Володимир, 11 серпня 1946 р.), найнижча −38,9 °С (Володимир, 11 лютого 1929 р.). У середньому за рік випадає 570—620 мм опадів.

В районі будівництва відсутні пам'ятки архітектури, історії та культури, а також території природоохоронного, археологічного значення із статусом охоронних зон чи заповідників.

Фізико-геологічні явища та процеси (карсти, просідаючі ґрунти, зсуви), що можуть негативно впливати на умови експлуатації приміщень, відсутні.

2.3 Функціональне призначення об'єкта

Житловий одноповерховий будинок (індивідуальний житловий будинок) на момент будівництва цільове призначення якого проживання однієї сім'ї у складі: 2-ох дорослих та 3-ох неповнолітніх дітей.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		51

2.4. Вогнестійкість проектованих будинків і споруд

Об'єкт являє собою будівлю - II ступеня вогнестійкості. Зовнішні стіни, перегородки виконані з цегли, дах плоский, покрівля виконана з ПВХ мембрани. Протипожежні заходи виконані у відповідності з вимогами ДБН В.1.1-7-2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги». Об'єкт розміщується з дотриманням протипожежних розривів від існуючих будинків і споруд.

Зовнішнє пожежогасіння здійснюється за допомогою пересувної пожежної техніки, внутрішнє пожежогасіння передбачено первинними засобами пожежогасіння.

При проведенні будівництва застосовуються будівельні конструкції та матеріали із нормативною вогнестійкістю, яка підтверджується сертифікатами відповідності УКРСЕПРО, виданими Державним центром сертифікації виробів протипожежного призначення.

2.5 Технічна характеристика будівлі

Будинок являє собою одноповерхову будівлю без горища, загальною площею 278,42 м². План першого поверху з експлікацією приміщень наведено на рисунку 88. Покрівля виконана з ПВХ мембрани. Стіни складаються з червоної повнотілої цегли з утеплювачем ROCKWOOL Frontrock 35 товщиною 200 мм, цегла ізолювана від пари води гідроізоляційною мастикою, також нанесена фасадна штукатурка та фасадна атмосферостійка фарба Cerasit СТ-42 поверх утеплювача. Підлога монолітна та утеплена екструдованим пінополістиролом. Тип вікна: двокамерний склопакет є конструкцію з трьох листів скла і двох повітряних камер фірми «VIKNAR'OFF».

2.6 Інженерні мережі

Живлення об'єкта виконується по II категорії надійності електропостачання.

Споживачами електроенергії будівлі є побутове обладнання, електропостачання передбачено на напрузі ~ 220 В системи з глухозаземленою нейтраллю від існуючої шафи.

Мережі виконані кабелями з мідними жилами з ПВХ ізоляцією в оболонці, не підтримуючій горіння зі слабкою димоутворюючою здатністю.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		52

Джерелом водопостачання є мережа господарсько-питного водопроводу із забором води з підземної свердловини. Якісні показники питної води забезпечуються за допомогою водопідготовки.

Система газопостачання на території забудови відсутня.

На об'єкті влаштована система припливно-витяжної вентиляції з рекуперацією тепла. Ефективність рекуперації згідно з документацією заводу-виробника становить 88%. Система вентиляції з утилізацією тепла врахована у теплотехнічному розрахунку.

2.7 Метеорологічні умови району розташування об'єкта

Метеорологічні умови району розташування об'єкта характеризуються такими параметрами [11, табл. 2]:

- тривалість опалювального періоду (періоду із середньодобовою температурою повітря не вище 8 °C) – 177 діб;
- середня температура зовнішнього повітря впродовж опалювального періоду – +0,4 °C.

Дати переходу середньої добової температури повітря через 8°C восени та навесні (відповідно – дати початку та закінчення опалювального періоду) – 16.10 та 14.4 [11, табл. 3].

Температури зовнішнього повітря характеризуються такими значеннями [11, табл. 2], °C:

- середньорічна – (+7,5 °C);
- найхолоднішої доби забезпеченістю 0,98 – (-27°C), забезпеченістю 0,92 – (-24 °C);
- найхолоднішої п'ятиденки забезпеченістю 0,98 – (-22°C), забезпеченістю 0,92 – (- 20 °C).
- найжаркішої доби забезпеченістю 0,99 – (+27°C), забезпеченістю 0,95 – (+23 °C).

Кількість атмосферних опадів за рік становить 550 мм [11, табл. 29].

Дані щодо напрямів та швидкостей вітру в районі розташування об'єкта проектування прийняті за [11, табл. 5, 6] і наведені в табл. 2.1.

						192-191203 МР	Арк.
							53
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		
	к		док.				

Таблиця 2.1. Напрями та швидкості вітру [11, табл. 5, 6]

Січень									
Параметри	Напрями								
	Пн	ПнСх	Сх	ПдСх	Пд	ПдЗх	Зх	ПнЗх	штиль
Повторюваність напрямів, %	5,1	3,0	9,9	13,1	11,4	15,2	34,2	8,1	4,0
Середня швидкість вітру, м/с	3,6	2,9	3,9	3,9	4,0	4,8	5,8	5,1	–
Липень									
Параметри	Напрями								
	Пн	ПнСх	Сх	ПдСх	Пд	ПдЗх	Зх	ПнЗх	штиль
Повторюваність напрямів, %	4,6	3,5	10,3	13,1	15,4	16,4	26,1	10,6	6,2
Середня швидкість вітру, м/с	3,4	3,0	3,9	3,9	4,0	4,5	4,9	4,5	–

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		54

3. Визначення теплового навантаження житлового будинку

3.1 Загальні положення

Основою розрахунку частки теплової потужності системи тепlopостачання, призначеної для опалення приміщень, є опалювальне навантаження будівлі, яке визначають відповідно до ДСТУ EN 12831.

Під час визначення теплової потужності необхідно врахувати наступне:

- перерви в експлуатації;
- теплові характеристики будівлі;
- узгоджені температурні відхилення, наприклад, при перевищенні розрахункової зовнішньої температури, неповному використанні окремих частин будівлі; прийнятності зниження температури приміщень.

У разі тривалого постійного зниження температури повітря в приміщенні до +5 °C (тільки захист від замерзання) необхідно враховувати надбавку. Остигання приміщень внаслідок переривання опалення, акумулювання тепла, а також тривалість нагрівання приміщень, що нечасто використовуються, слід компенсувати підвищеною потужністю. Тривалість остигання приміщення залежить від багатьох факторів. Для температури зовнішнього повітря можна приблизно визначити середню температуру під час усього опалювального періоду, це буде приблизно +4 °C, чи найнижчу середньомісячну температуру в опалювальному періоді – приблизно -2 °C (дані австрійських норм).

3.2. Вихідні дані для об'єкта дослідження

3.2.1 Параметри зовнішнього повітря

Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування системи опалення індивідуального житлового будинку в с. Рованці прийнята згідно з вимогами ДБН В.2.5-67:2013 [5, п. 5.13] за ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 [11, табл. 2]

- Найхолодніша п'ятиденка забезпеченістю 0,92 – (-20°C).

Кліматичні характеристики вітру визначені відповідно до вимог ДСТУ-Н Б В.1.1-27 [11, табл. 4, 24] та становлять - $V = 7,0$ м/с.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		55

Відносна вологість повітря зовні у січні згідно до вимог ДБН В.2.5-67:2013 [5, п. 5.13] за ДСТУ-Н Б В.1.1-27 [11, табл. 4, 24] така: $\phi = 86 \%$.

3.2.1 Параметри внутрішнього повітря

Розрахункові температури внутрішнього повітря в холодний період року для проектування системи опалення індивідуального житлового будинку прийняті за ДБН В.2.5-67:2013 та ДБН В.2.2-15:2019 [5, Табл.2]. Результати внутрішньої температури та відносної вологості наведені у таблиці 88.

Таблиця 3.1 Розрахунок параметри внутрішнього повітря

№ з/п	Назва приміщення	Температура повітря, °C	Відносна вологість, %	Режим вологості приміщення
1	Предпокій	+20	55	нормальний
2	Гардероб	+20	55	нормальний
3	Коридор	+20	55	нормальний
4	Кухня	+20	55	нормальний
5	Вітальня	+22	55	нормальний
6	Санвузол	+24	55	нормальний
7	Пральня	+20	55	нормальний
8	Коридор	+20	55	нормальний
9	Спальня	+22	55	нормальний
10	Спальня	+22	55	нормальний
11	Санвузол	+24	55	нормальний
12	Спальня	+22	55	нормальний
13	Спальня	+22	55	нормальний
14	Санвузол	+24	55	нормальний
15	Гардероб	+20	55	нормальний
16	Технічне приміщення	+16	55	нормальний
17	Підвал	+16	55	нормальний

В теплотехнічних розрахунках огорожувальних конструкцій приміщень відносна вологість повітря прийнята рівною 55 % [7, табл. В2]. Режим вологості приміщень визначений за ДБН В.2.6-31:2021 [7, табл. Б1 Додаток Б] і наведений у табл. 3.1.

3.2.1 Умови експлуатації огорожень

Умови експлуатації огорожень прийняті відповідно до вимог ДБН В.2.6-31:2021 [7, табл. Б3 Додаток Б]. Для нормального вологісного режиму приймається умова експлуатації – Б. Матеріали внутрішніх конструкцій будівель із нормальним режимом експлуатації розраховується для умов експлуатації А.

3.2.1 Теплотехнічні показники матеріалів огороження

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		56

Теплотехнічні показники матеріалів огороження прийняті відповідно до завдання на проектування. Данні про властивості матеріалів огорожувальних конструкцій наведені таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 Теплотехнічні показники огорожувальних конструкцій

№ з/п	Назва огороження	Опір теплопередачі, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$		Коефіцієнт теплопередачі $\text{К}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
		мінімально допустимий $R_{Q \text{ min}}$	фактичний R_{Φ}	
1	Зовнішні стіни	4,0	4,7	0,26
2	Суміщені покриття	7,0	7,14	0,14
3	Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,9	1	1
4	Вхідні двері в малоповерхові будинки	0,7	0,702	1,42
5	Внутрішні конструкції	0,57	0,43	2,3

3.2.1 Мінімально допустимі значення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій

Відповідно до вимог ДБН В.2.6-31:2021 [7, табл. Б1 Додаток Б] мінімально допустиме значення приведенного опору теплопередачі огорожувальної конструкції житлових та громадських будівель $R_{q \text{ min}}$ для житлових та громадських будівель наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 Мінімально допустиме значення приведенного опору теплопередачі огорожувальної конструкції житлових та громадських будівель $R_{q \text{ min}}$

Ч.ч.	Вид огорожувальної конструкції	Значення $R_{q \text{ min}}, \text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, для температурної зони	
		I	II
1	Зовнішні стінові огорожувальні конструкції	4,00	3,50
2	Суміщені покриття, що межують із зовнішнім повітрям	7,00	6,00
3	Покриття опалюваних горищ (технічних поверхів), мансард, горищні перекриття неопалюваних горищ	6,00	5,50
4	Перекриття, що межують із зовнішнім повітрям, та над неопалюваними підвалами	5,00	4,00
5	Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,90	0,70
6	Зенітні ліхтарі	0,80	0,70
7	Зовнішні двері	0,70	0,60

При реконструкції, капітальному ремонті визначених проектною документацією частин будівлі, у тому числі з метою термомодернізації, для непрозорих огорожувальних конструкцій, світлопрозорих огорожувальних конструкцій та зовнішніх дверей в місцях загального користування

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		57

багатоквартирних житлових і громадських будівель допускається зниження значень приведенного опору теплопередачі до рівня 75 % від R_{qmin} при обов'язковому виконанні умов для цих елементів теплоізоляційної оболонки за формулами:

$$\Delta\theta_{int-si} \leq \Delta\theta_{int-si,max},$$

$$\theta_{tb,si,min} > \theta_{si,min}$$

3.3. Теплотехнічний розрахунок огорожень

Метою теплотехнічного розрахунку є визначення коефіцієнтів теплопередачі зовнішніх стін, підлоги та перекриття.

$$K = \frac{1}{R_o} \quad (3.1)$$

де R_o - термічний опір, $(m^2 \cdot K)/W$.

$$R_o = R_e + \sum R_T + \sum R_{e.n.} + R_z \quad (3.2)$$

де $\sum R_m$ - сумарний термічний опір всіх шарів огороження, $R_T = \frac{\delta}{\lambda}$;

λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу i -го шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації, $W/(m \cdot K)$, що приймають згідно з ДСТУ 9191:2022, в залежності від вологісного режиму приміщень табл. 3.3 та 3.4; для будівельних матеріалів, що не зазначені в таблиці ДСТУ, розрахункові значення теплофізичних характеристик визначають на підставі експериментальних випробувань.

$\sum R_{e.n.}$ - сумарний термічний опір повітряних прошарків;

$R_e = \frac{1}{\alpha_e}$ – опір теплопередачі внутрішньої поверхні;

$R_z = \frac{1}{\alpha_z}$ – опір теплопередачі зовнішньої поверхні;

α_e - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до поверхні, наведений в таблиці 3.5 ;

α_z – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні до навколишнього повітря, наведений в таблиці 3.3;.

Вологісний режим

Вологість внутрішнього повітря φ_e , %, за температури $t_{вн}$

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		58

	$t_{\text{вн}} \leq 12^{\circ} \text{C}$	$12 < t_{\text{вн}} \leq 24^{\circ} \text{C}$	$t_{\text{вн}} > 24$
Сухий	$\varphi_{\text{в}} < 60$	$\varphi_{\text{в}} < 50$	$\varphi_{\text{в}} < 40$
Нормальний	$60 \leq \varphi_{\text{в}} \leq 75$	$50 \leq \varphi_{\text{в}} \leq 60$	$40 \leq \varphi_{\text{в}} \leq 50$
Вологий	$75 < \varphi_{\text{в}}$	$60 < \varphi_{\text{в}} \leq 75$	$50 < \varphi_{\text{в}} \leq 60$
Мокрий	-	$75 < \varphi_{\text{в}}$	$60 < \varphi_{\text{в}}$

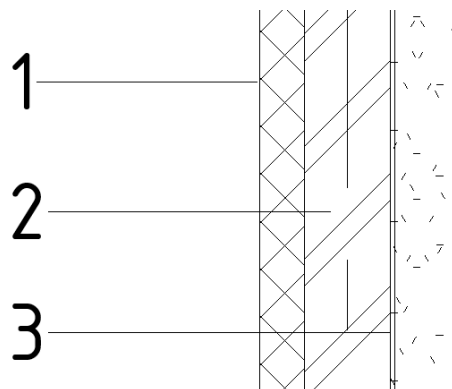
Таблиця 3.4 - Вологісні умови експлуатації матеріалу в огорожувальних конструкціях

Вологісний режим приміщень	Умови експлуатації
Сухий	А
Нормальний	Б
Вологий	Б
Мокрий	Б

Таблиця 3.5 – Розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхонь огорожувальних конструкцій

№ п/п	Тип конструкції	Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К)	
		$\alpha_{\text{в}}$	$\alpha_{\text{з}}$
1	Зовнішні стіни, суміщені покриття, перекриття над проїздами	8,7	23
2	Перекриття над холодними підвалами, що межують з холодним повітрям	8,7	17
3	Горищні покриття, перекриття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами у стінах, а також зовнішні стіни з вентиляваним повітряним прошарком, що вентилюються зовнішнім повітрям	8,7	12
4	Горищні перекриття та перекриття над неопалюваними підвалами та техпідпіллями, що не вентилюються зовнішнім повітрям	8,7	6
5	Вікна, двері балконні та входні, вітражі, зовнішні стіни з опорядженням світлопрозорими елементами	8,0	23
6	Зенітні ліхтарі	9,9	23

3.3.1 Теплотехнічний розрахунок зовнішніх стін



1 – Утеплювач. 2 – Зовнішня стіна. 3 – Вирівнюючий шар штукатурки.

Рисунок 88 – Конструкція зовнішньої стіни

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		59

Термічний опір для однорідної зовнішньої стіни

$$R_o = \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_s}, \quad (3.3)$$

де δ_1 – товщина основного матеріалу, з якого виконана зовнішня стіна, м;

δ_2 – товщина внутрішнього шару зовнішньої стіни, м;

λ_i – коефіцієнти теплопровідності шарів.

Знайдене значення R_o порівнюємо з мінімальним значенням опору теплопередачі - $R_{q \min}$, яке залежить від величини $H_{z.c.}$ – кількість градусоднів опалювального періоду.

$$H_{z.c.} = (t_e - t_{o.n.}) \cdot z_{o.n.}, \quad (3.5)$$

де $t_{o.n.}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період;

$z_{o.n.}$ – тривалість опалювального періоду, доба;

$t_e = 22$ °C – температура внутрішнього повітря.

Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції житлових та громадських будинків наведено у таблиці 3.2.

Якщо R_o менше $R_{q \min}$, то в конструкцію зовнішньої стіни необхідно додати шар утеплювача, і перерахувати фактичний опір теплопередачі, щоб R_o було більше або дорівнювало $R_{q \min}$.

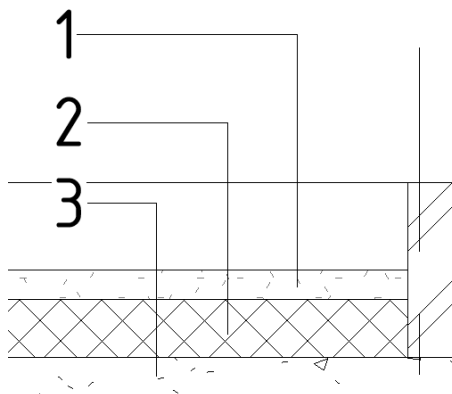
$$R_o^{\phi} = R_o + \frac{\delta_{ym}}{\lambda_{ym}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}, \geq R_{q \min}, \quad (3.6)$$

де δ_3 – товщина зовнішнього захисного шару стіни;

Коефіцієнт теплопередачі зовнішньої огорожі

$$K_{z.c.} = \frac{1}{R_o^{\phi}}$$

3.3. 2 Теплотехнічний розрахунок перекриттів



						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		60

1- ПВХ мембрана; 2- утеплювач; 3- плита перекриття

Рисунок 1.2 Конструкція перекриття

Опір теплопередачі R^{ϕ} (де δ_{ym}^{ϕ} - фактичне значення товщини утеплювача)

$$R^{\phi}_{\text{п}} = \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_{ym}^{\phi}}{\lambda_{ym}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_n} + R_{e.n.} \quad (3.7)$$

де $R_{e.n.}$ - опір повітряного прошарку для підлоги на лагах, для інших видів огорож $R_{e.n.} = 0$.

Отримане R_0 порівнюємо з $R_{q \min}$ (з таблиці 3.2), і якщо R_0 менше $R_{q \min}$, то необхідно збільшити шар утеплювача або замінити на інший.

У формулу 1.1 підставляємо фактичний опір теплопередачі і визначаємо коефіцієнт теплопередачі перекриттів.

3.4 Розрахунок проектного теплового навантаження будівлі

3.4.1 Повні проектні втрати тепла та проектне теплове навантаження опалюваного простору

Згідно зі стандартом EN 12831 повні проектні втрати тепла опалюваного простору в проектних умовах визначають за формулою:

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}, \text{ Вт} \quad (3.8)$$

де: $\Phi_{T,i}$ – проектні втрати тепла опалюваного простору (i) за рахунок теплопередачі через огородження (трансмісійні тепловтрати), Вт; $\Phi_{V,i}$ проектні вентиляційні втрати тепла опалюваного простору (i), Вт.

При визначенні проектного теплового навантаження опалюваного простору додатково враховують надлишок теплової потужності $\Phi_{RH,i}$, що необхідний для компенсації наслідків.

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i}, \text{ Вт} \quad (3.9)$$

3.4.2 Проектне теплове навантаження всієї будівлі

Проектне теплове навантаження всієї будівлі (або її частини) обчислюють аналогічно рівнянню (3.10) за такою формулою:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i}, \text{ Вт} \quad (3.10)$$

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		61

де: $\sum \Phi_{T,i}$ – сума проектних втрат тепла за рахунок теплопередачі через всі огороження будівлі, за винятком того тепла, що передається всередині будівлі, Вт;
 $\sum \Phi_{V,i}$ – сума проектних вентиляційних втрат тепла для всіх опалюваних просторів будівлі, Вт;

$\sum \Phi_{RH,i}$ – сума надлишків теплової потужності, що необхідні для компенсації наслідків зменшення продуктивності системи опалення, для всіх опалюваних просторів будівлі, Вт.

$\Phi_T =$	667	Вт	$\Phi_V =$	297	Вт	$\Phi_{HL} =$	964	Вт
$\dot{V}_{\text{мех, инф}} =$	0,00	м³/ч	$\dot{V} =$	19,88	м³/ч			

Рис. Фрагмент розрахунку проектного теплового навантаження у програмі
 Uponor heat and energy

3.4.3 Проектні втрати тепла за рахунок теплопередачі

Стандарт EN 12831 пропонує наступний вираз для розрахунку проектних втрат тепла опалюваного простору за рахунок теплопередачі:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \text{ Вт (3.11)}$$

де: $H_{T,ie}$ – коефіцієнт втрат тепла за рахунок теплопередачі з опалюваного простору (i) до навколишнього середовища € через оболонку будівлі, Вт/К;

$H_{T,iue}$ – коефіцієнт втрат тепла за рахунок теплопередачі з опалюваного простору (i) до навколишнього середовища €(e) через неопалювані простори (u), Вт/К;

$H_{T,ig}$ – коефіцієнт втрат тепла за рахунок теплопередачі з опалюваного простору (i) до ґрунту (g) у сталих умовах, Вт/К;

$H_{T,ij}$ – коефіцієнт втрат тепла за рахунок теплопередачі з опалюваного простору (i) до суміжного опалюваного простору (j) за різниці температур більше 3°C (тобто до суміжного опалюваного простору в тій самій частині будинку або в прилеглій частині будинку), Вт/К;

$\theta_{int,i}$ – проектна внутрішня температура опалюваного простору (i), °C;

θ_e – проектна зовнішня температура, °C

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№	Підпис	Дата		62
	к		док.				

№ п/п	S	Название	n	Тип	Ориент	A	W _H М	h _H /I _H М	A _H м²	A _H выч м²	O	U Вт/(м²·К)	ΔU Вт/(м²·К)	U _Σ Вт/(м²·К)	Помд _Σ	НТТ	θ _{ак} °С	Н _Т Вт/К	Φ _Т Вт
1	1	СВ	1	СВ	Ю	✓	0,71	3,00	2,12	2,12	□	2,33	0,00	2,33 12 - ЕЗ	-	□	22,0	0,22	10
2	2	СЗ	1	СН	Ю	✓	2,08	3,00	6,24	0,60	□	0,21	0,05	0,26 ВН	-	□	-20,0	0,15	7
3	3	ВЗ	1	ОН	Ю	✓	2,09	2,70	5,64	5,64	□	1,00	0,05	1,05 ВН	-	□		5,93	261
4	4	ПГ	1	ПГ	Ю	✓			15,54	15,54	✓	0,39	0,05	0,44 ПГ	-	□		3,01	133
5	5	СВ	1	СВ	Ю	✓	0,23	3,00	0,69	0,69	□	2,33	0,00	2,33 12 - ЕЗ	-	□	22,0	0,07	3
6	6	Покрівля	1	К	С	✓			15,54	15,54	□	0,14	0,05	0,19 ВН	-	□	-20,0	2,95	130
7	7	СВ	1	СВ	Ю	✓	1,92	3,00	5,76	5,76	□	2,33	0,00	2,33 12 - ЕЗ	-	□	22,0	0,61	27
8	8	СВ	1	СВ	Ю	✓	4,38	3,00	13,14	13,14	□	2,33	0,00	2,33 10 - ЕЗ	-	□	22,0	1,39	61
9	9	СВ	1	СВ	Ю	✓	0,20	3,00	0,60	0,60	□	2,33	0,00	2,33 10 - ЕЗ	-	□	22,0	0,06	3
10	10	СВ	1	СВ	Ю	✓	0,20	3,00	0,59	0,59	□	2,33	0,00	2,33 12 - ЕЗ	-	□	22,0	0,06	3
11	11	СВ	1	СВ	Ю	✓	1,75	3,00	5,26	5,26	□	2,33	0,00	2,33 12 - ЕЗ	-	□	22,0	0,56	24
12	12	СВ	1	СВ	Ю	✓	0,23	3,00	0,69	0,69	□	2,33	0,00	2,33 10 - ЕЗ	-	□	22,0	0,07	3
13	13	СВ	1	СВ	Ю	✓	2,90	3,00	8,70	6,60	□	2,33	0,00	2,33 8 - ЕЗ	-	□	20,0	1,40	62
14	14	ДВ	1	ДВ	Ю	✓	1,00	2,10	2,10	2,10	□	0,15	0,00	0,15 8 - ЕЗ	-	□		0,03	1
15	15	СВ	1	СВ	Ю	✓	0,16	3,00	0,48	0,48	□	2,33	0,00	2,33 8 - ЕЗ	-	□	20,0	0,10	4

Рис. Фрагмент розрахунку тепловтрат з програми Upronor heat and energy

3.4.4 Втрати тепла безпосередньо назовні

Значення коефіцієнта втрат тепла $H_{T,ie}$ за рахунок теплопередачі з опалюваного простору (i) до навколишнього середєща (e) залежить від розмірів та характеристик елементів будинку, що відділяють опа люваний простір від зовнішнього середовища, таких як: стіни, підлоги, покриття, двері, вікна. Згідно зі стандартом EN 12831, також враховують вплив лінійних теплових мостів:

$$H_{T,ie} = \sum A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum \psi_l \cdot l_l \cdot e_l \text{ Вт/К (3.12)}$$

де: A_k – площа елемента будинку (k), m^2 ; U_k – коефіцієнт теплопередачі огороження (k), $Вт/(m^2 \cdot K)$; ψ_l – коефіцієнт теплопередачі лінійного теплового мосту (l), $Вт/(m \cdot K)$; l_l – довжина лінійного теплового мосту між внутрішнім і зовнішнім просторами, m ; e_k , e_l – поправочні коефіцієнти на орієнтацію огороження з урахуванням впливів таких факторів, як тип ізоляції, абсорбція вологи елементами будівлі, швидкість вітру та температура повітря (у випадку, якщо ці впливи не були враховані раніше при визначенні коефіцієнта U_k).

Коефіцієнт теплопередачі огороження U_k слід обчислювати:

- для непрозорих елементів – згідно зі стандартом EN ISO 6946 [8];
- для дверей та вікон – згідно зі стандартом EN ISO 10077-1 [7].

																			Арк.
Зм.	Кіль	Арк.	№	Підпис	Дата														63
к			док.																

№ п/п	S	Название	n	Тип	Ориен	A	w _H	h _H /l _H	A _H	A _H выч	O	U
			[]				м	м	м ²	м ²		Вт/(м ² ·К)
1		СЗ	1	СН	Ю	✓	2,60	3,00	7,80	5,70	□	0,21
2		ДЗ	1	ДН	Ю	✓	1,00	2,10	2,10	2,10	□	1,42
3		СЗ	1	СН	З	✓	2,95	3,00	8,85	6,19	□	0,21
4		ВЗ	1	ОН	З	✓	2,22	1,20	2,66	2,66	□	1,00
5		СВ	1	СВ		✓	1,63	3,00	4,89	2,79	□	2,33
6		ДВ	1	ДВ		✓	1,00	2,10	2,10	2,10	□	0,15
7		СВ	1	СВ		✓	1,30	3,00	3,90	3,90	□	2,33
8		СВ	1	СВ		✓	0,43	3,00	1,28	1,28	□	2,33
9		ПГ	1	ПГ		✓			20,99	20,99	✓	0,39
10		Покрівля	1	К	С	✓			20,99	20,99	□	0,14
11		СВ	1	СВ		✓	1,99	3,00	5,97	5,97	□	2,33
12		СВ	1	СВ		✓	4,17	3,00	12,51	12,51	□	2,33
13		СВ	1	СВ		✓	2,51	3,00	7,53	5,43	□	2,33
14		ДВ	1	ДВ		✓	1,00	2,10	2,10	2,10	□	0,15
15		СВ	1	СВ		✓	2,28	3,00	6,84	6,84	□	2,33

Рис. Визначення коефіцієнта теплопередачі огороження U_k у програмі Uponor heat and energy

Методика розрахунку коефіцієнта теплопередачі огороження також наведена в ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель» [1]. Мінімально допустимі значення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій житлових та громадських будинків слід приймати згідно з вимогами пп. 5.2. за табл. 1 ДБН В.2.6-31:2021 [1], залежно від температурної зони, що визначається за [1, дод. А].

Коефіцієнт теплопередачі лінійного теплового мосту Ψ_l слід визначати точним методом згідно з EN ISO 10211-2 [8] або наближеним способом з використанням табличних значень, що наведені в EN ISO 14683 [9].

Безпосереднім призначенням табличних даних у EN ISO 14683 є розрахунок тепловтрат всією будівлею в цілому. У випадку розрахунку тепловтрат окремих приміщень виникає потреба в розподілі тепловтрат за рахунок теплового мосту між приміщеннями у випадку, коли тепловий міст знаходиться на межі цих приміщень (наприклад, міжповерхове перекриття, що перетинає ізоляцію зовнішньої стіни). Такий розподіл стандарт EN 12831 залишає на розсуд проектувальника.

Згідно зі стандартом EN 12831 урахування нелінійних теплових мостів у розрахунку не передбачене.

Значення поправочних коефіцієнтів на орієнтацію огорожень e_k та e_l подаються в національних додатках до стандарту EN 12831. За відсутності національних вимог, коефіцієнти e_k та e_l приймають за додатком D.4.1 EN

							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата	192-191203 МР	64

12831:2003 (E) [2] рівними 1,0. В останньому випадку рівняння (3.12) спрощується до такого виразу:

$$H_{T,ie} = \sum A_k \cdot U_{k^k} + \sum \psi_l \cdot l_l, \text{ Вт/К. (3.13)}$$

3.4.5. Втрати тепла через неопалюваний простір

Згідно зі стандартом EN 12831, коефіцієнт проектної передачі тепла з опалюваного простору (*i*) в навколишнє середовище (*e*) через неопалюваний простір (*u*) обчислюють за таким виразом:

$$H_{T,iue} = \sum A_k \cdot U_k \cdot v_u + \sum \psi_l \cdot l_l \cdot v_u, \text{ Вт/К (3.14)}$$

де: A_k – площа елемента будинку (*k*), м²; U_k – коефіцієнт теплопередачі огороження (*k*), Вт/(м²·К); ψ_l – коефіцієнт теплопередачі лінійного теплового мосту (*l*), Вт/(м·К); l_l – довжина лінійного теплового мосту між внутрішнім і зовнішнім просторами, м; v_u – коефіцієнт пониження температури, що враховує різницю між температурою неопалюваного простору та проектною зовнішньою температурою.

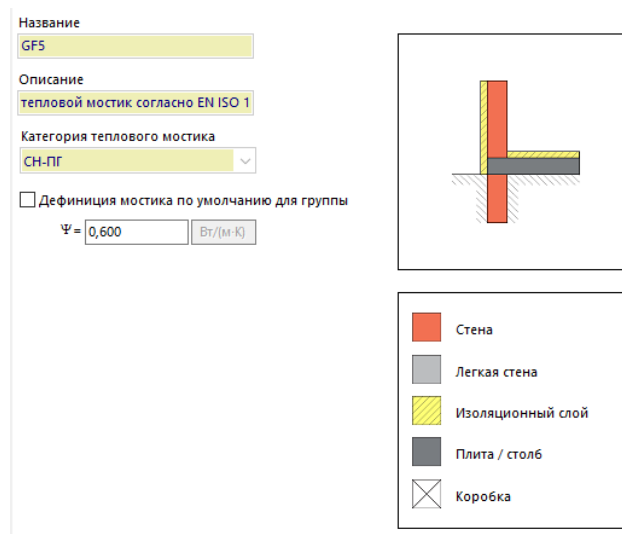


Рис. Визначення коефіцієнта теплопередачі лінійного теплового мосту у програмі Upronor heat and energy

Таблиця 3.6. Коефіцієнт пониження температури v_u

Неопалюваний простір		v_u
1		2
Приміщення:		
– тільки з однією зовнішньою стіною		0,4
– щонайменше з двома зовнішніми стінами без зовнішніх дверей		0,5

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		65

– щонайменше з двома зовнішніми стінами із зовнішніми дверима (наприклад, павільйони, гаражі)	0,6
– з трьома зовнішніми стінами (наприклад, зовнішня сходові клітка)	0,8
Підпілля¹:	
– без зовнішніх вікон/дверей	0,5
– із зовнішніми вікнами/дверима	0,8
Горище:	
– простір горища добре вентильований (наприклад, дах, що вкритий черепицею або іншими матеріалами, які не утворюють суцільного покриття) без решетування, вкритого толем, або плит, з'єднаних у стик	1,0
– дахове покриття без теплоізоляції	0,9
– дахове покриття з теплоізоляцією	0,7
Внутрішні комунікаційні простори (без зовнішніх стін, кратність повітрообміну менша 0,5 год ⁻¹)	0
Вільно вентильовані комунікаційні простори (співвідношення площі отворів до об'єму >0,005 м ² /м ³)	1,0
Простір під підлогою (підлога над непрохідним простором)	0,8
Проходи або проїзди неопалювані, двосторонньо закриті	0,9

3.4.6. Втрати тепла до суміжного опалюваного простору з нижчою внутрішньою температурою

Коефіцієнт $H_{T,ij}$ враховує втрати тепла за рахунок теплопередачі з опалюваного простору (i) до суміжного опалюваного простору (j) за суттєвої різниці температур. Суміжним опалюваним простором може бути сусіднє приміщення в тій самій квартирі або приміщення в іншій квартирі чи навіть у прилеглому будинку.

Коефіцієнт $H_{T,ij}$ обчислюють за таким виразом:

$$H_{T,ij} = \sum f_{ij} \cdot A_k \cdot U_k, \text{ Вт/К} \quad (3.15)$$

де: f_{ij} – коефіцієнт пониження температури, що враховує різницю між температурою суміжного опалюваного простору та проектною зовнішньою температурою; A_k – площа елемента будинку (k), м²; U_k – коефіцієнт теплопередачі огороження (k), Вт/(м²·К).

Коефіцієнт пониження температури обчислюють за таким виразом:

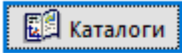
$$f_{ij} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_j}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (3.16)$$

де: $\theta_{int,i}$ – проектна внутрішня температура опалюваного простору (i),

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		66

$^{\circ}\text{C}$; θ_j – температура прилеглого опалюваного простору, $^{\circ}\text{C}$; θ_e – проектна зовнішня температура, $^{\circ}\text{C}$.

Климат.данные Данные расчетов теплопотерь Данные сезонного потребления



Местность
Луцк

Метеорологическая станция
Луцк

Актинометрическая станция
Ковель

$\theta'_e = -20,0$ $^{\circ}\text{C}$

$\Delta\theta_e = 0,0$ К 

$\theta_e = -20,0$ $^{\circ}\text{C}$ 

$\theta_{m,e} = 0,0$ $^{\circ}\text{C}$ 

Рис. Визначення зовнішньої температури у програмі Uponor heat and energy

☒ Ф, рассчитываемое согласно норм

Номер
13

Тип помещения
Жилая комната

Описание
Спальня

☒ Обогреваемое помещение

$\theta_i = 22,0$ $^{\circ}\text{C}$ 

Пом ds	НТТ	$\theta_{дс}$ $^{\circ}\text{C}$
3 12 - ЕЗ	↔	22,0
1 ВН	↔	-20,0
0 ВН	↔	-----
1 ПГ	↓	-----
3 12 - ЕЗ	↔	22,0
4 ВН	↗	-20,0
3 12 - ЕЗ	↔	22,0
3 10 - ЕЗ	↔	22,0
3 10 - ЕЗ	↔	22,0
3 12 - ЕЗ	↔	22,0
3 12 - ЕЗ	↔	22,0
3 10 - ЕЗ	↔	22,0
3 8 - ЕЗ	↔	20,0
3 8 - ЕЗ	↔	-----
3 8 - ЕЗ	↔	20,0

Рис. Внутрішня температура та температура прилеглого опалюваного простору у програмі Uponor heat and energy

3.4.7 Розрахунок проектних втрат тепла до ґрунту

Згідно зі стандартом EN 12831, коефіцієнт втрат тепла за рахунок теплопередачі з опалюваного простору (i) до ґрунту (g) у сталих умовах визначають за таким виразом:

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot \left(\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k} \right) \cdot G_w, \text{ Вт/К} \quad (3.17)$$

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		67

де: f_{g1} – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив річних коливань зовнішньої температури; f_{g2} – коефіцієнт пониження температури, що враховує різницю між середньою річною зовнішньою температурою та проектною зовнішньою температурою; A_k – площа елемента будинку (k), м²; $U_{equiv,k}$ – рівноважний коефіцієнт теплопередачі елемента огороження (k), Вт/(м²·К); G_w – коефіцієнт, що враховує вплив ґрунтових вод

P= 98,2	м		$\lambda_{гр} = 2$	Вт/(м·К)
B' = 6,97	м		T = 10	м
b _{зд} = 17,4	м		$f_{g1} = 1,45$	[-]
a _{зд} = 31,7	м		h _{гр} = -0,15	м
A _{зд} = 342	м ²		уг = 0,08	м
			c _{wirk} = 33,1	Вт·ч/(м ³ ·К)
			$\Sigma H_{T,\tau} = 288$	Вт/К

Рис. 88 Визначення коефіцієнта f_{g1} у програмі Uponor heat and energy

3.4.8. Характеристичний розмір підлоги

Для визначення втрат тепла крізь підлогу по ґрунту використовують характеристичний розмір підлоги B', який визначають за таким рівнянням:

$$B' = \frac{A}{0.5 \cdot P}, \text{ м (3.18)}$$

де: A – площа підлоги, м²;

P – периметр підлоги по обводу зовнішніх стін, м.

P= 98,2	м		$\lambda_{гр} = 2$	Вт/(м·К)
B' = 6,97	м		T = 10	м
b _{зд} = 17,4	м		$f_{g1} = 1,45$	[-]
a _{зд} = 31,7	м		h _{гр} = -0,15	м
A _{зд} = 342	м ²		уг = 0,08	м
			c _{wirk} = 33,1	Вт·ч/(м ³ ·К)
			$\Sigma H_{T,\tau} = 247$	Вт/К

Рис. Визначення втрат тепла крізь підлогу по ґрунту у програмі Uponor heat and energy

3.4.9 Проектні вентиляційні втрати тепла

У стандарті EN 12831 наведена така формула для розрахунку проектних вентиляційних втрат тепла опалюваного простору:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e), \text{ Вт (3.19)}$$

де: $H_{V,i}$ – коефіцієнт проектних вентиляційних втрат тепла, Вт/К; $\theta_{\text{int},i}$ – проектна внутрішня температура опалюваного простору (i), °С; θ_e – проектна зовнішня температура, °С.

3.4.10 Коефіцієнт проектних вентиляційних втрат тепла

З рівняння (3.19) виходить, що коефіцієнт проектних вентиляційних втрат тепла $H_{V,i}$ відносить вентиляційні тепловтрати до різниці внутрішньої і зовнішньої температур. Цей коефіцієнт обчислюють за таким виразом:

$$H_{V,i} = V_i \cdot \rho \cdot c_p, \text{ Вт/К (3.20)}$$

де: V_i – об'ємна витрата вентиляційного повітря опалюваного простору (i), м³/с;

ρ – густина повітря при температурі $\theta_{\text{int},i}$, кг/м³;

c_p – питома теплоємність повітря при температурі $\theta_{\text{int},i}$, Дж/(кг·К).

Вентиляция для тепловтрат

$n_{50} =$	1,5	1/ч	
$\dot{V}_{\text{инф}} =$	9,04	м³/ч	
$e =$	0,03	[-]	
$\epsilon =$	1,0	[-]	
$n_{\text{мин}} =$	0,5	1/ч	
$\dot{V}_{\text{мин}} =$	50,22	м³/ч	
$\dot{V}_{\text{ex}} =$	60,00	м³/ч	

Рис. Об'ємна витрата вентиляційного повітря опалюваного простору у програмі Upronor heat and energy

3.4.11 Інфільтрація крізь оболонку будівлі

Стандарт EN 12831 пропонує наступну формулу для розрахунку витрати повітря, що інфільтрується в опалюваний простір (i):

$$V_{\text{inf},i} = 2 \cdot V_j \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \epsilon_i, \text{ м³/год (3.21)}$$

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		69

де: V_i – об’єм опалюваного простору (i), обчислений на підставі внутрішніх розмірів (у світлі стін і перекриттів), м^3 ;

n_{50} – кратність повітрообміну за різниці тисків 50 Па назовні та всередині будинку (з урахуванням впливу повітряних клапанів), год^{-1} ;

e_i – коефіцієнт екранування будинку;

ε_i – поправочний коефіцієнт, що враховує збільшення швидкості вітру з висотою розташування опалюваного простору над рівнем землі;

2 – коефіцієнт, який враховує найбільш несприятливий випадок, коли все повітря, що інфільтрується, надходить у будинок з однієї його сторони.

Вентиляция для теплотерь			
$n_{50} =$	1,5	1/4	
$\dot{V}_{\text{инф}} =$	9,04	$\text{м}^3/\text{ч}$	
$e =$	0,03	[—]	
$\varepsilon =$	1,0	[—]	

Рис. Витрати повітря, що інфільтрується, у програмі Upronor heat and energy

3.4.12. Утилізація тепла

В разі, якщо у вентиляційній системі передбачена утилізація тепла витяжного повітря, температуру $\theta_{\text{gu},i}$ можна обчислити на підставі ефективності утилізації тепла.

$$\theta_{\text{gu},i} = \theta_e + \eta_v \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e), \quad (3.22)$$

де: θ_v – ефективність утилізації тепла.

						192-191203 МР	Арк.
							70
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		

Тип
Нагнетаемо-выдувное с рекуперацией тепла

☒ Всегда учитывать пмин

Способ назначения "V_{мех,инф,е}"
По отношению к кубатуре

n₅₀ = 1,5 1/4

θ_{su} = 16,08 °C

θ_{ex,m} = 21,0 °C

ζ = 0,5 [-]

η_{recup} = 88 %

η_{GWC} = 0 %

η_{WRG} = 88 %

Рис. Ефективність утилізації тепла у програмі Upronor heat and energy

3.4.13 Об'ємна витрата вентиляційного повітря

Стандарт EN 12831 пропонує такий вираз для визначення витрати вентиляційного повітря опалюваного простору (*i*) у випадку механічної вентиляції

$$V_i = V_{inf,i} + V_{sui,i} + V_{mech,inf,i} \text{ м}^3/\text{год} \quad (3.23)$$

Мин.поток вент.воздуха	$\dot{V}_{мин}$	77,4 м ³ /ч	1105
посредством инфильтрации	$\dot{V}_{инф}$	13,9 м ³ /ч	199
посредством вентиляции механической, надувной	$\dot{V}_{naw} \cdot f_{v,над.}$	16,9 м ³ /ч	242
в результате действия выдувной установки	$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{мех,инф,ij} \cdot f_{v,mech,}$	0,0 м ³ /ч	
Расход приточного воздуха	$\dot{V}$	77,4 м ³ /ч	

Рис. 88 Об'ємна витрата вентиляційного повітря у програмі Upronor heat and energy

3.4.14 Питома надбавка

Запас теплової потужності для компенсації наслідків пониження продуктивності опалення для опалюваного простору (*i*) може бути обчислений за таким виразом:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} , \text{ Вт} \quad (3.24)$$

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		71

☒ Отопление с перерывами (ослабление)
Данные временного снижения температур

Метод определения fRH
По умолчанию

$c_{wirk} = 30,6$ Вт*ч/(м³К)

Масса помещения
Средняя

$t_{A6c} = 8,0$ ч

$n_{Abs} = 0,1$ 1/ч

$t_{RH} = 2,0$ ч

$\Delta\theta_{RH} = 4,5$ К

$n_{RH} = 0,1$ 1/ч

Рис. Запас теплової потужності для компенсації наслідків пониження продуктивності опалення для опалюваного простору у програмі Upronor heat and energy

3.4.15 Розрахунок тепловтрат приміщень

Розрахунок тепловтрат приміщень житлового будинку виконаний за допомогою комп'ютерної програми Upronor heat and energy за методичними рекомендаціями, що наведені в літературі [18]. У дод. 3 наведені загальні результати розрахунку тепловтрат індивідуального житлового будинку, а в дод. 4 – відомість тепловтрат приміщень будинку. Узагальнені дані щодо тепловтрат приміщень будинку наведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.7. Тепловтрати приміщень житлового будинку

№ за експл.	Найменування приміщення	Розрахункова температура взимку, °С	Тепло-втрати Q _t , Вт
1	2	3	4
1	Предпокій	+20	951
2	Гардероб	+20	281
3	Коридор	+20	466
4	Кухня	+20	3718
5	Вітальня	+22	
6	Санвузол	+24	493
7	Пральня	+20	438
8	Коридор	+20	1509
9	Спальня	+22	1067
10	Спальня	+22	1005
11	Санвузол	+24	898
12	Спальня	+22	996
13	Спальня	+22	2441
14	Санвузол	+24	476
15	Гардероб	+20	80

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		72

3.5 Річне теплоспоживання системи опалення

Розрахункове річне теплоспоживання системи опалення котеджу визначене за формулою:

$$Q_{\text{РІЧ}} = \frac{0,086 Q S b}{t_B - t_3} = \frac{0,086 \cdot 12,98 \cdot 3501 \cdot 0,9}{22 - (-20)} = 83,74 \text{ ГДж (3.24)}$$

де Q – розрахункова теплова потужність системи опалення, 12,9 кВт;

S – кількість градусо-днів опалювального періоду для району проектування, 3501;

b – коефіцієнт, що враховує оснащення опалювальних приладів автоматичними терморегуляторами, 0,9;

t_B – розрахункова температура внутрішнього повітря у приміщеннях, прийнята в середньому 22°C;

t_3 – розрахункова температура зовнішнього повітря, (- 20°C).

3.6 Теплова потужність системи гарячого водопостачання (ГВП) котеджу

Середньогодинна витрата теплоти на гаряче водопостачання визначена за ДБН В.2.5-64:2012 [19, дод. А2]

$$Q_{\text{ГВ}} = \frac{1,2 \cdot c \cdot (55 - 10) \cdot n \cdot a}{3600 \cdot 24} = \frac{1,2 \cdot 4187 \cdot (55 - 10) \cdot 5 \cdot 100}{3600 \cdot 24} = 1,3, \text{ кВт (3.25)}$$

3.7 Річне теплоспоживання системи гарячого водопостачання

Розрахункове річне теплоспоживання системи гарячого водопостачання котеджу визначене за формулою:

$$\begin{aligned} Q_{\text{РІЧ.ГВ}} &= 365 \cdot 3,6 \cdot Q_{\text{ГВ}} \cdot 24 \cdot 10^{-3} \\ &= 365 \cdot 3,6 \cdot 1,3 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 41 \text{ ГДж (3.26)} \end{aligned}$$

де $Q_{\text{ГВ}}$ – розрахункова теплова потужність системи гарячого водопостачання, 1,3 кВт; 365 – розрахункова кількість днів на рік роботи системи гарячого водопостачання.

3.8. Потрібна теплова потужність генераторів теплоти

При виборі теплогенератора, який забезпечує живлення системи опалення та ГВП, теплова потужність теплогенератора визначається за формулою:

$$Q_{\text{КОТ.ОП+ГВП}} = 0,88 \cdot Q_{\text{КОТ.ОП}} + Q_{\text{ГВП}} = 0,88 \cdot 12,9 + 1,3 = 12,65 \text{ кВт (3.27)}$$

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		73

де $Q_{\text{гвп}}$ – навантаження гарячого водопостачання 1,3 кВт;

$Q_{\text{кот.оп}}$ – опалювальне навантаження з коефіцієнтом 1,1, що обчислюється за виразом:

$$Q_{\text{кот.оп}} = 1,1 \cdot Q = 1,1 \cdot 12,65 = 13,91, \text{ кВт (3.28)}$$

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		74

4. Проектування системи опалення

4.1 Вибір обладнання для систем опалення та ГВП

4.1.1 Вибір теплового насоса та електричного котла

Розглянемо два варіанти влаштування системи автономного теплопостачання.

Перший - з використанням теплового насоса, який буде працювати у бівалентному режимі, та **другий** – з використанням електричного котла.

Відповідно з розрахунком (3.28) загальна теплова потужність системи складає 13,91 кВт. Підберемо в якості джерела тепла спліт систему (тепловий насос) виробництва Daikin у комбінації EBBH16D6V (внутрішній блок теплового насоса) + ERLA16DW1 (зовнішній блок теплового насоса), номінальна теплопродуктивність якого згідно з наданими виробником технічними даними сягає 16,0 кВт, причому споживання теплового насоса буде 3,3 кВт, а отже виходячи з цих даних коефіцієнт перетворення (COP) буде дорівнювати 4,53. Детальні характеристики та співвідношення витраченої енергії до теплової продуктивності розглянемо згодом.

Технические параметры			EBBH11D6V + ERLA11DW1	EBBH16D6V + ERLA14DW1	EBBH16D6V + ERLA16DW1
Теплопроизводительность	Ном.	kW	10,6 (1) / 9,82 (2)	12,0 (1) / 12,5 (2)	16,0 (1) / 16,0 (2)
Входная мощность	Нагрев Ном.	kW	2,18 (1) / 2,68 (2)	2,46 (1) / 3,42 (2)	3,53 (1) / 4,56 (2)
COP			4,83 (1) / 3,66 (2)	4,87 (1) / 3,64 (2)	4,53 (1) / 3,51 (2)

Рис. Технічні параметри теплового насоса Daikin



Рис. Загальний вигляд теплового насоса Daikin серії Altherma

У другому варіанті розглянемо встановлення електричного котла. Для покриття теплової потужності підберемо теплогенератор, який буде працювати у моновалентному режимі. Для покриття заданої теплової потужності обираємо електричний котел TEKNIX модель Espro 15. Згідно з наданими технічними

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		75

даними, споживча потужність електричного котла сягає не більше 15,1 кВт, відповідно до цього коефіцієнт корисної дії (ККД) становить – 99%.

ОПИС ПАРАМЕТРА		ESPRO 4,5	ESPRO 6	ESPRO 7,5	ESPRO 9	ESPRO 12	ESPRO 15	ESPRO 18	ESPRO 21	ESPRO 24
Споживана потужність, кВт, не більше		4,6	6,1	7,6	9,1	12,1	15,1	18,1	21,1	24,1
Коефіцієнт корисної дії, %		99								
Номінальна напруга мережі, В,		380 (1x220) ± 10%			380 ±10%					
Частота електромережі, Гц		50								
Тип системи заземлення електромережі		TN-C-S / TN-S								
Струм споживання, А, не більше	При трифазному включенні	7	9	11	14	18	23	27	32	36
	При однофазному включенні	20,5	27	34	--	—	--	—	--	—

Рис. Технічні параметри електричного котла TEKNIX, модель Espro 15

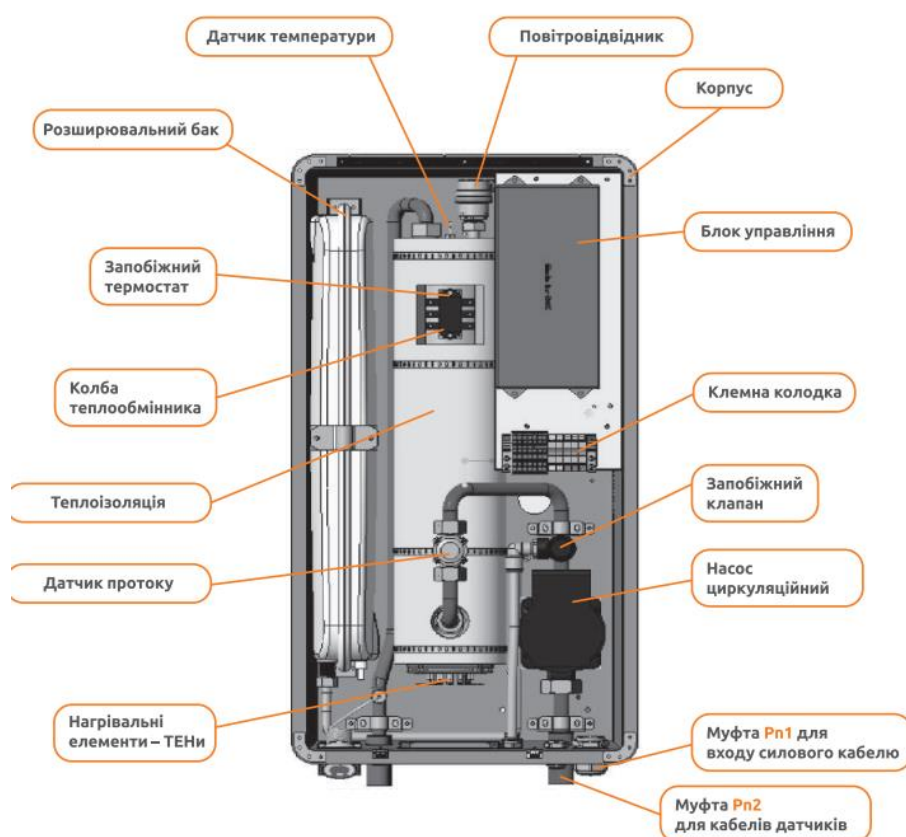


Рис. Загальний вигляд та будова електричного котла TEKNIX, модель Espro

15

4.1.2 Вибір буферної ємності

Підбір буферної ємності проводиться з метою оптимізації часу роботи теплового насоса та забезпечення мінімального об'єму системи. При розрахунку обирається найбільше значення. Згідно з технічними даними теплового насоса Daikin мінімальний об'єм системи для нормальної роботи теплогенератора повинен

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		76

бути не менше 20 літрів. Якщо мінімально необхідний об'єм забезпечується об'ємом опалювальних контурів, то для оптимізації часу роботи рекомендований об'єм бака-накопичувача становить 20 л/кВт теплової потужності системи. Розрахунок необхідного об'єму буферної ємності для теплового насоса потужністю, необхідною для покриття теплового навантаження, – 13,91 кВт можна записати виразом:

$$V_{б\epsilon} = Q_c \cdot V_{б\epsilon min} (4.1)$$

Де $V_{б\epsilon}$ – рекомендований об'єм буферної ємності, л;

Q_c – теплова потужність системи, кВт;

$V_{б\epsilon min}$ – рекомендований мінімальний об'єм на 1 кВт теплової потужності системи.

Згідно з розрахунками обираємо буферну ємність об'ємом 300 літрів VOLANO TERMICO PDC виробника Cordivari, буферна ємність розроблена спеціально для використання з тепловими насосами.

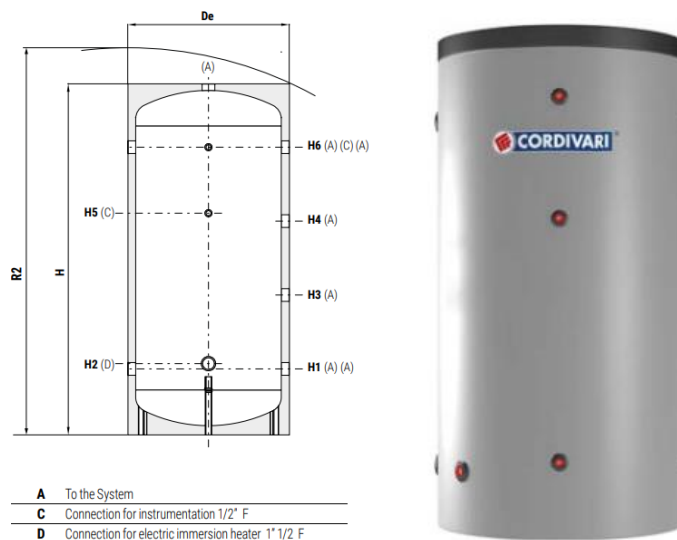


Рис. Буферна ємність VOLANO TERMICO PDC виробника Cordivari

4.1.3 Вибір бойлера для потреб ГВП

Приймаємо, що середня витрата води в душових $V_{сер.душ} = 12$ л/хв. У середньому мешканці будинку приймають душ $\tau = 5$ хв. Всього в будинку проживає $n = 5$ осіб. Тоді об'єм води буде складати:

$$V_{душ} = V_{сер.душ} \cdot \tau \cdot n = 12 \cdot 5 \cdot 5 = 300 \text{ л} (4.2)$$

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		77

Згідно з розрахунками обираємо бойлер об'ємом 300 літрів Bolly 1 XL виробника Cordivari, бойлер розроблений спеціально для лінійки теплових насосів, основною перевагою бойлера є збільшений теплообмінник, що дозволяє ефективно використовувати тепло від теплового насоса при використанні низьких температур обігріву, також збільшений теплообмінник скорочує час нагрівання гарячої води.



Рис. Бойлер об'ємом 300 літрів Bolly 1 XL виробника Cordivari

Model	Primary Flow rate [m³/h]	Ignition time (minutes) from 10 °C to t2 and primary at T1				Maximum power exchange (kW) with primary at T1, secondary within 10-45 °C and constant use of DHW production				DHW continuous production lt/h within 10-45 °C and primary at T1			
		T1/t2				T1				T1			
		55/50	65/60	70/60	80/60	55	65	70	80	55	65	70	80
200	2,5	40	42	30	20	21	31	36	47	522	773	899	1153
	1,25	49	52	36	24	19	28	32	40	468	677	780	990
300	3	44	46	32	22	30	45	52	66	751	1104	1281	1640
	1,5	55	57	41	27	27	39	44	56	664	951	1093	1377
400	3,5	47	49	35	23	42	61	71	90	1033	1510	1747	2229
	1,75	59	62	44	30	37	53	60	75	915	1298	1486	1863
500	3,5	49	51	36	24	48	70	81	103	1198	1740	2009	2551
	1,75	62	65	47	31	43	60	68	85	1060	1487	1696	2114
800	5	59	61	43	29	64	93	107	136	1571	2291	2650	3372
	2,5	72	76	55	37	57	80	92	115	1412	1993	2277	2845
1000	8	65	68	48	32	72	106	124	158	1780	2632	3058	3925
	4	76	80	57	38	66	95	110	139	1642	2364	2720	3436

Рис. Технічні характеристики бойлера об'ємом 300 літрів Bolly 1 XL виробника Cordivari

У разі використання в якості теплогенератора електричного котла немає необхідності використовувати даний тип бойлера. Адже температура подачі електричного котла значно більша за температуру подачі теплового насоса. Тому у разі використання моновалентної схеми з електричним котлом достатньо буде зупинитися на моделі Bolly 1ST того самого виробника з одним змійовиком.

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		78



Рис. Бойлер об'ємом 300 літрів Bolly 1 ST виробника Cordivari

Model	Primary Flow rate [m³/h]	Ignition time (minutes) from 10 °C to t2 and primary at T1				Maximum power exchange (kW) with primary at T1, secondary within 10-45 °C and constant use of DHW production				DHW continuous production lt/h within 10-45 °C and primary at T1			
		T1/t2				T1				T1			
		55/50	65/60	70/60	80/60	55	65	70	80	55	65	70	80
150	2	99	102	71	46	6,6	10	11,7	15,2	162	246	288	371
	1	111	116	81	53	6,1	9,1	10,6	13,2	149	223	260	336
200	2,5	92	95	66	43	9	13,5	15,8	20,5	220	332	389	506
	1,25	103	107	75	49	8,3	12,3	14,4	18,5	203	303	354	456
300	3	97	101	70	45	13,5	20,2	23,6	30,6	331	498	583	756
	1,5	106	111	78	51	12,5	18,5	21,5	27,5	307	455	529	680
400	3,5	105	110	76	50	16,9	25,4	29,6	38,3	416	625	731	947
	1,75	117	122	86	57	15,4	23,2	26,9	34,5	387	571	664	853
500	3,5	111	116	81	53	20,2	30,1	35,1	45,3	496	742	867	1121
	1,75	126	131	93	61	18,7	27,3	31,7	40,6	459	674	782	1000
800	6	116	120	84	55	30,3	45,4	53	68,6	746	1120	1309	1695
	3	131	136	96	64	28,2	41,4	48,1	61,6	692	1021	1186	1521
1000	6	114	119	84	56	38,9	57,9	67,5	87	958	1429	1667	2151
	3	132	138	98	65	35,5	52,2	60,4	77	882	1288	1492	1903
1500	6	162	168	119	78	41	61	71	91,5	1009	1504	1753	2261
	3	189	197	139	92	37,7	54,9	63,4	80,7	927	1352	1564	1993

Рис. 88 Технічні характеристики бойлера об'ємом 300 літрів Bolly 1 ST виробника Cordivari

4.1.4. Підбір триходового клапана для потреб ГВП

Для правильної роботи системи на опалення або на ГВП необхідно дообладнувати систему триходовим перекидним клапаном з сервоприводом. Розрахунок підбору триходового клапана можна записати наступним рівнянням:

$$G = 3600Q / c (\Delta t) \quad (4.3)$$

$$G = 3600 \cdot 13,910 / 4,187 \cdot 5 = 2,43 \text{ м}^3/\text{год}$$

Розрахунок теоретичного значення k_v регулюючого клапана:

$$k_v = \frac{q_s}{\sqrt{\Delta p_{V \min}}}; \quad (4.4)$$

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		79

k_v – об'ємна витрата через клапан при перепаді тиску 1 бар (пропускна здатність клапана), м³/год ;

q_v – об'ємна витрата, м³/год;

Δp_{vmin} – перепад тиску на повністю відкритому клапані, бар, приймаємо 0,1 бар.

Тоді значення K_v буде дорівнювати:

$$K_v = 2,43 / 0,316 = 7,68 \text{ м}^3/\text{год}$$

Згідно з результатами розрахунку приймаємо кран зонний кульовий 3-ходовий з приводом Ø1" Caleffi 6443 3BY з номінальним K_v 9,0 м³/год.



Рис. Кран зонний кульовий 3-ходовий з приводом

У разі використання в якості теплогенератора електричного котла даний триходовий клапан не використовується, на заміну його завод виробник рекомендує до встановлення власний комплект підключення водонагрівачів непрямого нагріву - триходовий клапан з електроприводом. А саме: триходовий клапан з електродвигуном в комплекті "KIT VALVOLA TRE VIE" (FUGAS).



Рис. Триходовий клапан з електродвигуном в комплекті "KIT VALVOLA TRE VIE" (FUGAS).

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		80

4.1.5 Підбір розширювального бака для систем опалення

Для точного визначення водомісткості розширювального бака слід застосовувати методику, наведену в ДБН В.2.5-67:2013, додаток Л, таблиця Л.1. За відсутності повних вихідних даних допускається застосовувати дані таблиці 4.1 для визначення об'єму розширювального бака. При цьому слід зважити на те, що дані таблиці 4.1 визначені для максимального температурного перерегулювання 110 °С та без забезпечення резервної місткості бака, тобто $VWR = 0 \text{ дм}^3$.

Таблиця 4.1 Водомісткість розширювального бака системи опалення

Повна водомісткість системи V_{system} , дм^3	Настроювання запобіжного клапана, бар (10^5 Па)							
	3,0			2,5			2,0	
	Зарядка бака та початковий тиск теплоносія в системі P_0 , бар (10^5 Па)							
	0,5	1,0	1,5	0,5	1,0	1,5	0,5	1,0
	Водомісткість розширювального бака, дм^3							
25	2,1	2,7	3,9	2,3	3,3	5,9	2,8	5,0
50	4,2	5,4	7,8	4,7	6,7	11,8	5,6	10,0
75	6,3	8,2	11,7	7,0	10,0	17,7	8,4	15,0
100	8,3	10,9	15,6	9,4	13,4	23,7	11,3	20,0
125	10,4	13,6	19,5	11,7	16,7	29,6	14,1	25,0
150	12,5	16,3	23,4	14,1	20,1	35,5	16,9	30,0
175	14,6	19,1	27,3	16,4	23,4	41,4	19,7	35,0
200	16,7	21,8	31,2	18,8	26,8	47,4	22,6	40,0
225	18,7	24,5	35,1	21,1	30,1	53,3	25,4	45,0
250	20,8	27,2	39,0	23,5	33,5	59,2	28,2	50,0
275	22,9	30,0	42,9	25,8	36,8	65,1	31,0	55,0
300	25,0	32,7	46,8	28,2	40,2	71,1	33,9	60,0

У нашому випадку водомісткість системи становить 300 л (ємність буферної ємності), приймаємо настроювання запобіжного клапана 2,5 бар та початковий тиск теплоносія у системі 1,0 бар. Згідно з таблицею об'єм розширювального бака становить 32,7 л. Приймаємо до встановлення бак розширювальний CAL-PRO 35 л виробника Zilmet.



Рис. Бак розширювальний CAL-PRO 35 л виробника Zilmet

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		81

4.1.6 Підбір деаератора та магнітного дешламатора

Для ефективного видалення повітря з системи використовуються не тільки автоматичні повітровідвідники та крани маєвського (у випадку радіаторного опалення), а також багатофункціональні деаератори, що дають змогу в автоматичному режимі виводити практично усе повітря із системи.

Підбір автоматичного деаератора здійснюється за номінальним діаметром котельної обв'язки. В нашому випадку зупиняємося на деаeratorі DISCAL® Ø1" BB 0÷110°C 10 bar виробника Caleffi.



Рис. Деаератор DISCAL® Ø1" BB 0÷110°C 10 bar виробника Caleffi

Для ефективного очищення системи від шламу, металічних елементів та різного сміття звичайного магістрального фільтра не вистачає, особливо у випадку з тепловими насосами, ремонт та обслуговування обладнання якого значно дорожче за традиційні системи опалення. Запобігти цьому дозволяє використання універсального дешламатора з магнітним фільтром.

Підбір універсального дешламатора з магнітним фільтром здійснюється за номінальним діаметром котельної обв'язки. В нашому випадку зупиняємося на дешламаторі DIRTMAG® Ø1" універсальному з магнітом (композит) 3,0 bar виробника Caleffi.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		82



Рис. Дешламатор DIRTMAG® Ø1" універсальний з магнітом (композит) 3,0 bar виробника Caleffi

4.1.7 Підбір циркуляційних насосів

Для підбору типоряду циркуляційних насосів скористаємося браузерною програмою від виробника Grundfos .

Вихідними даними для підбору циркуляційних насосів будуть данні згідно з гідравлічним розрахунком, що наведені у додатку 4:

витрата теплоносія (кг/год) для першого контуру опалення – 824 кг/год, для другого контуру - 1158 кг/год;

необхідний напір у системі опалення (Па) для першого контуру 22,7 Па, для другого 26,4 (Па);

температура теплоносія для двох контурів - 40°C.

Виберіть параметри

Does the application require BMS connectivity?
BMS connectivity allows monitoring and remote control.
The pumps may be selected at low flow.

Витрата (Q) * 824 л/год. ▾

Напір (H) * 22.7 кПа ▾

BMS connectivity ☐

Оціночний критерій Передбачуваний показник ▾

Обрати продукт з коротким терміном поставки ☐

Рис. Підбір циркуляційного насоса

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		83

Рідина, що перекачується	Вода в системі опалення	
Мінімальна температура рідини *	30	°C
Максимальна температура рідини *	50	°C
Температура рідини, що перекачується *	40	°C
Мінімальний гарантований тиск у зовнішньому водопроводі *	1.5	бар
Припустиме зменшення витрат	10	%

Рис. Підбір циркуляційного насоса

8 найкраще підходить						
☐ (0)	↓	🔍				
Крива	Номер продукту	Найменування продукції	Наявність на складі	List price [€]	Група знижок	Витрати за строк служби [€/15 років]
☐	99411165	ALPHA2 25-40 180	●	264,00	DH	534
☐	99411143	ALPHA2 25-40 130	●	264,00	DH	534
☐	99371956	ALPHA3 25-40 180	●	349,00	DH	651
☐	99371952	ALPHA3 25-40 130	●	349,00	DH	651
☐	99160584	ALPHA1 L 25-60 180	●	231,00	DH	769
☐	99160583	ALPHA1 L 25-60 130	●	231,00	DH	769
☐	99411365	ALPHA2 25-40 N 180	●	501,00	DH	771
☐	95047562	ALPHA2 L 25-40 180	●	200,00	DH	951

Рис. Підбір циркуляційного насоса

Як бачимо, виробник рекомендує до встановлення декілька циркуляційних насосів, наш вибір – це насос циркуляційний нержавіючий ALPHA-2 25-40 виробника GRUNDFOS. Система ALPHA2 складається з насоса ALPHA2, пристрою зв'язку ALPHA Reader* та мобільного додатка Grundfos GO Balance і дозволяє гідравлічно збалансувати опалення теплої підлоги та підготувати

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		84

документацію. ALPHA Reader - це невеличкий пристрій, що зчитує дані про продуктивність насоса та спілкується з мобільним додатком Grundfos GO Balance за допомогою Bluetooth під час процесу балансування. Насос забезпечує найкращу енергоефективність, має широкий спектр режимів керування та функцію гідравлічного балансування системи опалення.



Рис. Насос циркуляційний нержавіючий ALPHA-2 25-40 виробника GRUNDFOS

4.2 Проектування панельно-променевого опалення

4.2.1 Конструкція панелей підлогового опалення

Типова панель підлогового опалення (або охолодження) складається з наступних шарів:

- шар теплоізоляції, що лежить безпосередньо на конструкції перекриття (з гідроізоляцією або без неї),
- шар захисної гідроізоляції,
- шар, що розподіляє тепло у вигляді мокрої або сухої стяжки,
- шар підлогового покриття.

Залежно від способу розміщення труб, що гріють, норма PN-EN 1264 виділяє три (А, В, С) типи конструкції панелей.

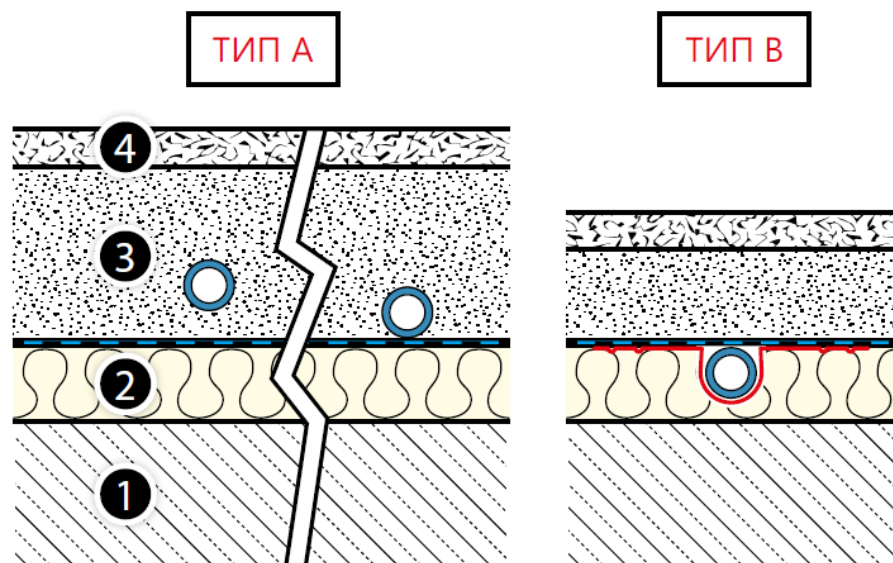
Варіанти панельного опалення включають переважно типи А і В.

Для підлогового опалення:

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		85

— Тип А – труби, що гріють, розміщуються на ізоляції або над ізоляцією в шарі стяжки.

— Тип В – труби, що гріють, розміщуються у верхній частині шару теплоізоляції.



1. Перекриття 2. Шар теплоізоляції
3. Шар стяжки 4. Шар підлогового покриття

Рис. 88 Типи укладання гріючих труб

4.2.2 Укладання гріючих труб

Спосіб укладання гріючих труб залежить від типу приміщення (його призначення, форми), розташування зовнішніх стін, вікон, конструкції підлоги, а також обраної техніки кріплення труб. Використовуються два основні способи укладання: у вигляді спіралі (у формі равлика) (рис.) та у вигляді меандру (рис.).

Укладання у вигляді спіралі (равлика) забезпечує найбільш рівномірний розподіл температури по поверхні, що гріє, тому що подаючі і зворотні трубопроводи розташовуються поперемінно, поруч один з одним. При укладанні у формі меандру на початку контуру температура теплоносія найвища, а далі температура внаслідок охолодження падає все нижче, також лінійно знижується температура поверхні, що гріє. Таким чином, меандричний контур повинен починатися від огорож з найбільшими втратами тепла (зовнішніх стін, вікон,

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		86

терас). Протилежна ситуація відбуватиметься для охолодження з використанням поверхні підлоги і петель, прокладених у формі меандру.

Вибір укладання гріючого контуру не впливає на загальну тепловіддачу панельного опалювального приладу в приміщенні, але має вирішальне значення у розподілі температури на його поверхні.

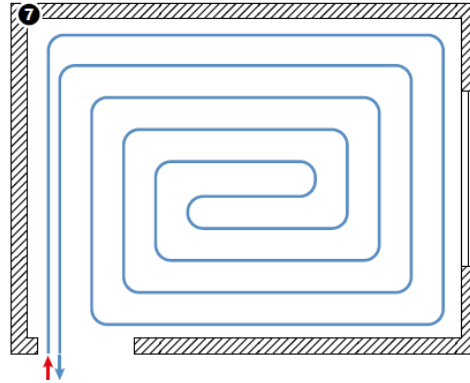


Рис. Контур підлогового опалення/охолодження у формі спіралі (равлика)

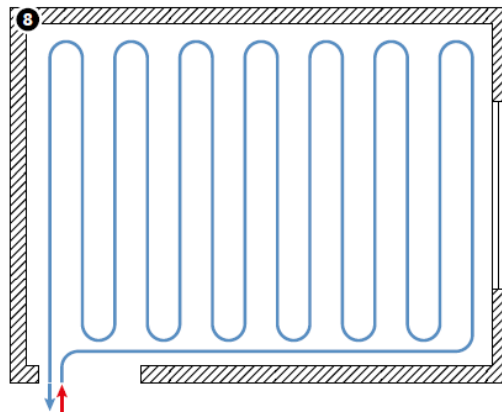
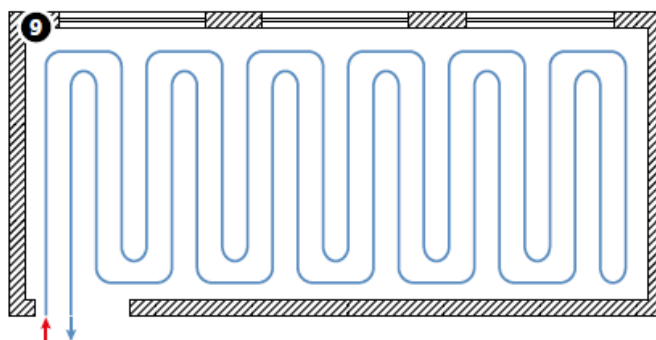


Рис. Контур підлогового опалення/охолодження у
формі меандру

Можливе також укладання у вигляді комбінації спіралі та меандру (рис. 88), що забезпечує більш рівномірний розподіл температур і підходить для приміщень видовженої форми.



						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		87

Рис. 9. Контур підлогового опалення/охолодження змішаної форми: здвоєний меандр

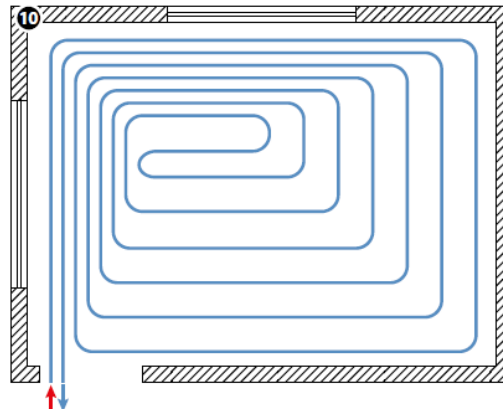
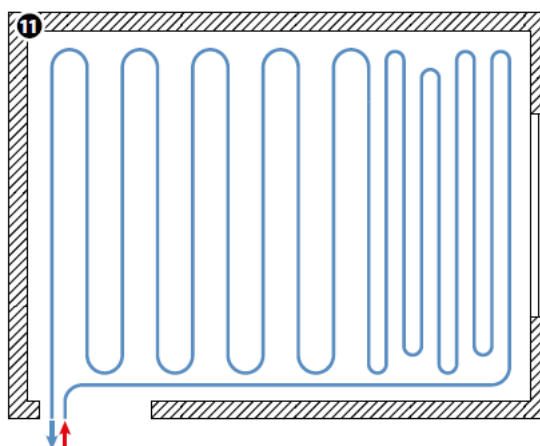


Рис. 10. Контур підлогового опалення/охолодження у формі спіралі (равлика) з граничною зоною, виконаний з однієї петлі, покладеної вздовж зовнішніх стін або поверхні з великою площею скління

Якщо в приміщенні є огорожі з великими втратами тепла, наприклад, великі віконні отвори та тераси, то поблизу них потрібно укласти труби щільніше, з меншим кроком, формуючи, таким чином, граничні зони (рис. 10, рис. 11, рис. 12). Стандартна ширина такої зони становить 1 м з допустимою температурою поверхні підлоги 31 °С для сухих приміщень та 35 °С для приміщень з підвищеною вологістю та ванних кімнат.

Гріючі труби граничної зони можуть бути як частиною основного гріючого контуру із загальним входом та виходом теплоносія (рис. 10, рис. 11), так і представляти окремий контур (рис. 12).



						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		88

Рис. 11. Контур підлогового опалення/охолодження в формі меандру з граничною зоною, виконаною з однієї петлі, покладеної вздовж зовнішніх стін або поверхні з великою площею скління

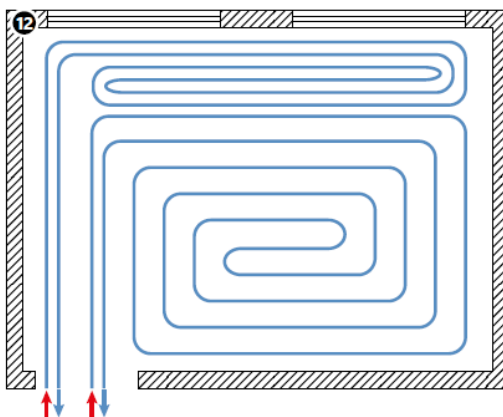


Рис. 12. Контур підлогового опалення/охолодження у формі спіралі (равлика) з граничною зоною, виконаною з окремої петлі, покладеної вздовж зовнішніх стін або поверхні з великою площею скління.

Гріючі труби не слід укладати під елементами інтер'єру приміщень, встановленими стаціонарно (кухонними шафами, ваннами тощо).

Істотним параметром панельного опалення є крок (відстань) між трубами гріючого контуру. Він визначає величину теплового потоку, що віддається гріючою поверхнею, а також впливає на рівномірність розподілу тепла по поверхні підлоги та на відчуття комфорту людиною.

Стандартний крок гріючих труб - це 10, 15, 20, 25 і 30 см. Більший крок між трубами у житлових приміщеннях не використовується через виразне відчуття тепліших і холодніших місць на поверхні підлоги. При укладанні труб (особливо у вигляді меандру) з певним кроком необхідно пам'ятати про дотримання відповідного радіусу вигину труб. При малій відстані, щоб дотриматися як необхідного кроку, так і радіусу вигину, необхідно формувати дугу повороту у формі літери „Ω” (омега).

4.2.2 Демпферні шви в панельному опаленні

Демпферні шви використовуються для запобігання негативним наслідкам теплового розширення гріючих плит, схильних до змін температури. До них

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		89

відносяться крайові демпферні шви по периметру гріючої плити та демпферні шви по самій плиті.

Крайові демпферні шви, крім функцій, пов'язаних із тепловим розширенням плит, також виконують функцію тепло- та звукоізоляції плити, яку відокремлюють від сусідніх будівельних конструкцій.

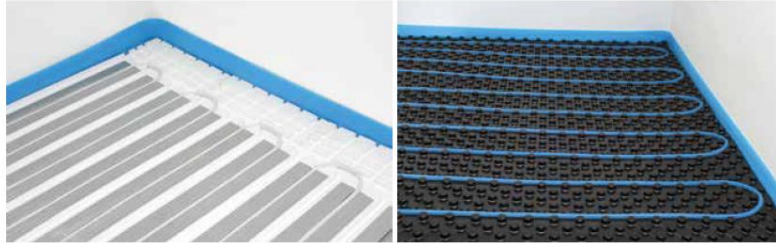


Рис. 13. Приклади крайової ізоляції у підлоговому опаленні

Крайовими демпферними швами необхідно відокремити всі місця стику. Слід дотримуватися відступу мінімум 5 мм гріючої плити від вертикальних будівельних конструкцій (стін, колон). Демпферні шви також необхідно виконувати по всій довжині дверного порогу.

В якості крайової ізоляції слід використовувати крайову демпферну стрічку з поліуретанової пінки розміром 8 × 150 мм з фартухом з плівки ПЕ, який викладається на теплоізоляцію та захищає від попадання стяжки. Крайова демпферна стрічка має укладатися від несучої основи підлоги та вище запланованого верхнього рівня підлогового покриття. Після заливки стяжки її потрібно відрізати на відповідну висоту (рівно зі стяжкою у разі еластичних покриттів).

Поділ гріючої поверхні демпферними швами необхідно передбачати у таких випадках:

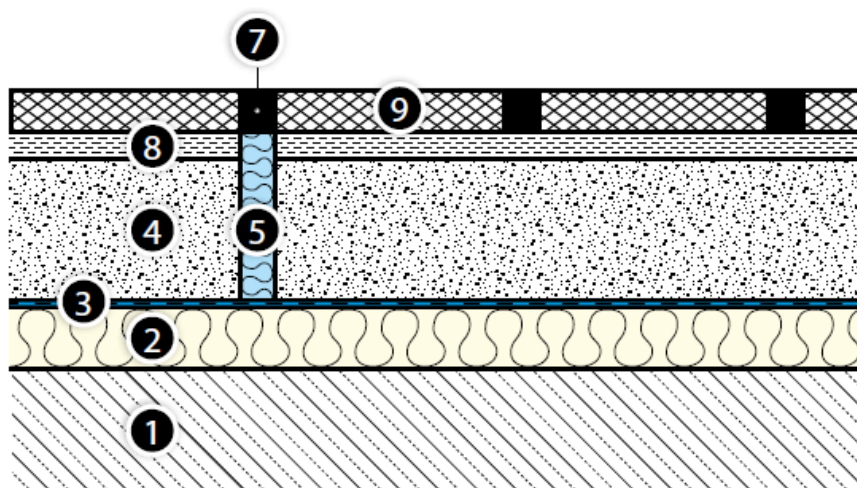
- поверхня плити перевищує 40 м²;
- відношення довжин сторін плити більше, ніж 2:1;
- довжина однієї сторони плити перевищує 8 м;
- поле плити має складну, непрямокутну форму (наприклад, типу L, Z тощо);
- гріюча плита покрита різними видами покриття для підлоги.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		90



Рис. 14. Поділ гріючої поверхні демпферними швами

Поділ поля гріючої поверхні має бути враховано у технічному проекті. Шов (з мінімальною шириною 5 мм) повинен розділяти стяжку плити по всій товщині, починаючи від теплоізоляції до шару підлогового покриття. Для виконання демпферних швів використовується профільна прокладка з самоклеючою основою, що дозволяє приклеїти її до поверхні ізоляції.



1. Перекриття 2. Шар тепло- і звукоізоляції 3. Захисна плівка 4. Стяжка (гріюча плита) 5. Демпферний шов 6. М'яке підлогове покриття, наприклад, Ковролін 7. Шов 8. Клеючий розчин 9. Плитка з каменю

Рис. 16. Виконання демпферного шва у разі підлогового покриття у вигляді плитки із каменю

У разі покриття з керамічної та кам'яної плитки розподіл полів гріючих плит необхідно підібрати за їх розмірами та способом укладання вже на етапі проектування так, щоб шви між плитками проходили точно над демпферними швами. Шви у цих місцях мають бути заповнені стабільно еластичним матеріалом, стійким до підвищеної температури.

Труби, що утворюють гріючий контур, не повинні перетинати демпферні шви.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		91

Транзитні подаючі трубопроводи до окремих гріючих контурів необхідно захищати від пошкоджень шляхом розміщення їх у спеціальних профілях для демпферного шва, що складаються зі стрічки зі спіненого поліетилену, профільованої шини та захисної гофрованої труби довжиною 40 см (кінці цих труб повинні бути захищені від попадання рідкої стяжки).

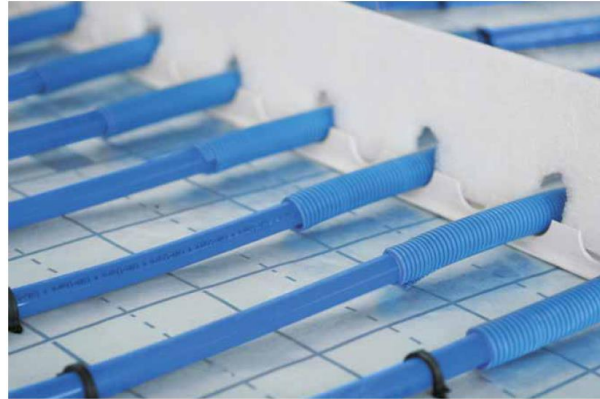
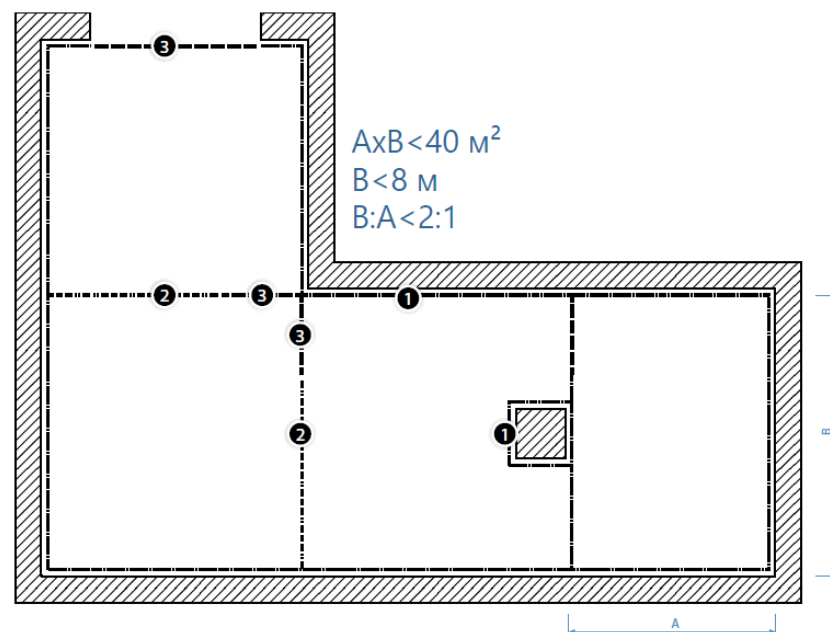


Рис. 17. Профіль для демпферного шва – спосіб прокладання транзитних труб через демпферний шов



1. Крайові демпферні шви – крайова стрічка з фартухом.
2. Демпферні шви плит – профільна прокладка для демпферного шва.
3. Демпферні шви плит – профіль для транзитних труб.

Рис. 18. Принцип виконання демпферних швів у гріючих плитах підлогового опалення

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		92

4.2.3 Підлогове покриття в панельному опаленні

У системі панельного опалення можна використовувати багато різних видів підлогового покриття. Враховуючи його великий вплив на тепловіддачу плити панельного опалення, необхідно прагнути до використання матеріалів з малим термічним опором. Вважається, що ця величина (для покриття та зв'язуючого шару) не повинна бути більшою за $R = 0,15 \text{ м}^2 \times \text{К/Вт}$.

Якщо на етапі проектування неможливо точно визначити вид підлогового покриття, то можна для розрахунків прийняти значення $R = 0,10 \text{ м}^2 \times \text{К/Вт}$.

Проект підлогового опалення повинен враховувати вид покриття на гріючій плиті, тому що цей шар визначає передачу тепла в приміщення та впливає на температуру поверхні підлоги. Тепловіддача для окремих систем панельного опалення, що враховує закладені термічні опори покриття, зазначена в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Орієнтовні значення термічного опору та теплопровідності різних матеріалів підлогових покриттів

Матеріал підлогового покриття	Теплопровідність λ [Вт/м × К]	Товщина [мм]	Термічний опір $R_{\lambda B}$ [м²К/Вт]
Плитка керамічна	1,05	6	0,0057
Мармур	2,1	12	0,0057
Плити із натурального каменю	1,2	12	0,010
Килимові покриття	–	–	0,07 – 0,17
Покриття ПВХ	0,20	2,0	0,010
Паркет мозаїчний (дуб)	0,21	8,0	0,038
Паркет штучний (дуб)	0,21	16,0	0,076
Ламінат	0,17	9	0,053

Для розрахунків, з достатньою точністю, можна прийняти такі величини термічного опору (з урахуванням в'язуючого шару) $R_{\lambda B}$ [м²К/Вт]:

- кераміка, камінь: 0,02;
- підлогове покриття зі штучних матеріалів: 0,05;
- паркет товщиною до 10 мм, килимове покриття товщиною до 6 мм: 0,10;
- паркет товщиною до 15 мм, килимове покриття товщиною до 10 мм, панелі для підлоги із підкладкою: 0,15.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		93

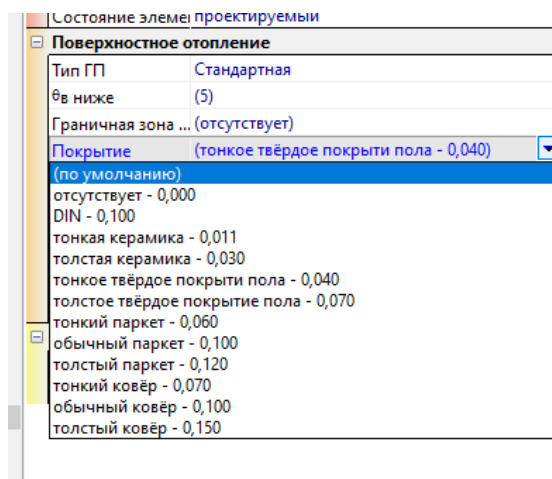


Рис. 88 Орієнтовні значення термічного опору та теплопровідності різних матеріалів підлогових покриттів у програмі Upronor therm HCR

4.2.4 Максимальна температура поверхні підлоги

Найбільш сприятлива, з точки зору фізіології, температура гріючої поверхні підлоги - це близько 26 °С. Оскільки при такій температурі може бути недостатньо теплової потужності гріючої панелі, то приймається, що максимальна температура може досягати наступних значень (у відповідності з нормою PN-EN 1264):

підлогове опалення:

- 29 °С у зонах перебування людей (температура повітря $\vartheta_i=20$ °С),
- 33 °С для ванних кімнат ($\vartheta_i=24$ °С),
- 35 °С для граничних зон ($\vartheta_i=20$ °С).

У разі підтримування вищенаведених максимальних значень температури, обмежується тепловіддача гріючої поверхні (густина теплового потоку) до граничних значень $q_{\max}=100$ Вт/м² у зонах перебування людей та у ванних кімнатах, а також до 175 Вт/м² для граничних периферійних зон (за умови розрахункових температур у приміщеннях).

Якщо тепловтрати приміщень вище за значення, отримані з розрахунку максимальної тепловіддачі гріючої панелі, то необхідно передбачати додаткові опалювальні прилади або додати зони з підвищеною тепловіддачею (граничні зони з більш щільним укладанням труб).

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		94

Поверхностное отопление	
θв ниже	(5)
Разделение Φпо .	(авто)
Тип помещ. ...	(Помещение с постоянным пребыванием люд
Термостат комн.	((отсутствует))
θпп макс	29,0
θпп макс ГЗ	35,0
Подводы [м] ...	0,00
Вид	

Рис. 88 Максимальна температура поверхні підлоги у програмі Uponor therm HCR

4.2.5 Граничні зони

Граничні зони використовуються тільки в системі опалення. З метою підвищення тепловіддачі, а також більш рівномірного розподілу температури в приміщеннях з зовнішніми "холодними" конструкціями (наприклад, зовнішні стіни зі скла) можна запроектувати граничні зони - ділянки підлоги завширшки 1 м з більш щільною укладкою гріючої труби вздовж цих "холодних" стін. Температура поверхні підлоги такої зони буде вища, але не повинна перевищувати 35 °С.

Гріючий контур граничної зони може бути об'єднаний з гріючим контуром, обслуговуючим зону постійного перебування людей, але потрібно організувати подачу теплоносія, в першу чергу, в цій зоні, при цьому тепловий потік розраховується окремо для кожної зони. При великих втратах тепла в приміщеннях віддають перевагу влаштуванню опалення в цих зонах за допомогою окремого контура.

☐ Отсутствует граничн.зона
☐ Вся площ. является граничн.зоной
☒ Определение ГЗ, являющейся частью другой петли:

Ширина [м] (0,0 - 1,0):
 Возле огр.конст.:

☒ В
☒ С
☐ З
☐ Ю

Вар-т укладки труб в граничн.зоне
☒ угЗ - создана путем уплотнения укладки труб
☐ пГЗ - подключена последоват-но через ВЗ

Площ.ГЗ: м² макс: 6,10 м²

Рис. Визначення граничних зон у програмі Uponor therm HCR

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кіль к	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		95

4.2.6 Температура подачі в панельних системах

Водяні панельні системи опалення є низькотемпературними. В панельному опаленні, згідно з нормою PN-EN 1264, максимальна температура подачі теплоносія не повинна перевищувати 60 °С (для розрахункової зовнішньої температури), а оптимальне падіння температури теплоносія в контурах становить 10 °С (допустимий діапазон 5÷15 °С).

Типові параметри робочої рідини системи панельного опалення: 55 °С/45 °С, 50/°С/40 °С, 45 °С/35 °С, 40 °С/30 °С.

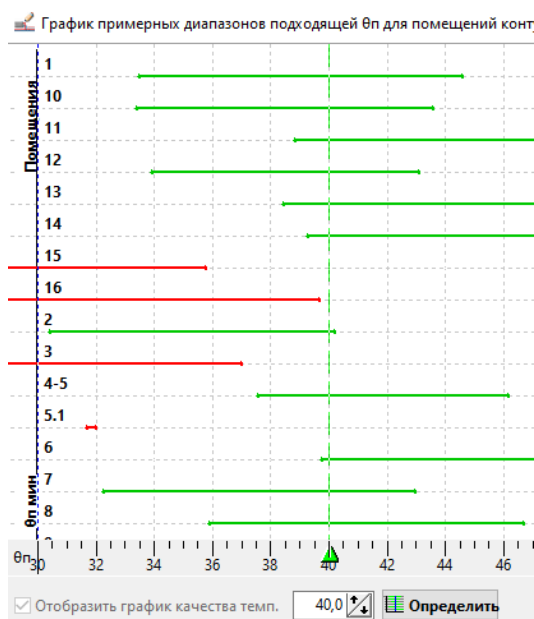


Рис. Визначення температури подачі у програмі Uponor therm HCR

4.2.7 Гідравлічні розрахунки системи, регулювання

Потік маси води m_H , який проходить через гріючий контур, з достатньою точністю розраховується (при умовах дотримання мінімального опору шару теплоізоляції під гріючими трубами) по формулі:

$$m_H = A_F \times q / \sigma \times C_W \text{ [кг/с]}$$

де: A_F – площа поверхні гріючої панелі [m^2];

q – потік тепла, що передається через гріючу панель в приміщення, [$Вт/m^2$];

σ – падіння температури робочої рідини [K];

C_W – питома теплоємність води = 4190 Дж/(кг × K);

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		96

Повні втрати тиску в циркуляційному кільці Δp (для підбору насоса прийняти найбільш не вигідні циркуляційні кільця) складаються з лінійного опору по довжині контуру Δp_L і суми місцевих опорів на вентилях розподільвача Δp_v і Δp_R .

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_v + \Delta p_R, \text{ Па}$$

Лінійні втрати у контурі Δp_L можна визначити з таблиць питомих лінійних опорів труб KAN-therm, при умовах мінімальної швидкості потоку $v_{\min}=0,15 \text{ м/с}$.

Загальна довжина гріючого контуру складається з довжини труб гріючого контуру, збільшеної на довжину підведення - подаючого і зворотнього трубопроводів, які йдуть транзитом від розподільвача до гріючої поверхні. Орієнтовну довжину контуру можна визначити з залежності:

$$L = AF / T \text{ (м)}$$

де T – крок гріючих труб (м)

Питома $[\text{м/м}^2]$ витрата труб приведена також в таблицях в розділі, де описані окремі системи кріплення труб. Місцеві втрати тиску на розподільвачі визначаються із характеристик вентилів, вбудованих в розподільвачі. Повні втрати тиску в гріючому контурі не повинні перевищувати 20 кПа.

Після визначення втрат тиску в самому не вигідному циркуляційному кільці (контурі) потрібно відрегулювати решту кілець, підключених до розподільвача.

Для цього по характеристикам регулюючих вентилів знаходяться відповідні налаштування, які визначають кількість обертів штока вентиля.

У випадку розподільвача з витратомірами регулювання виконується шляхом встановлення на кожному витратомірі величини витрати, розрахованої для відповідного гріючого контура.

						192-191203 МР	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		97

Символ ГП Покрытие Rλb [(m²·K)/Вт]	Ф треб [Вт]	Ф избыт [Вт]	Δθ [K]	ГЗ ВЗ	пощ. [m²]	VA [mm]	θпп/q [°C]/[Вт/m²]	Площ. прох. од. подв. одов	Фподв. [Вт]	Кол- во петел ь	Общ.дл. подвода и петли	Расход [кг/ч] [м/с]	Потери давл. труба+фитинг и к.л.п.; к.л.в. [кПа]	Настр. клап.
Этаж: 0; Единица здания: 01														
Двойной распределитель квартирный: K1; Питание от: (виртуальный) (θп = 40,0 °C)														
Кол-во выходов: 12; Начальн.настройки на: кл.возв.; G: ??? кг/ч; Дрмин 13,73 кПа; Др 16,84 кПа														
Помещение: 1; θв = 20 °C; Ф треб = 951 Вт; Избыток Ф = 0 Вт; Результат Ф.п.о. = 951 Вт;														
Кол-во ГП: 2;														
1_a тонкое твёрдое покрыти пола - 0,040	497	15,0	▼	ВЗ;	9,0	100 В	▼	25,3/55	0,1	5,3	100,2; 11,5+88,7	41,4; 0,102	1,75; 0,14; 14,94	0,45 л/мин
1_б тонкое твёрдое покрыти пола - 0,040	454	13,6	▼	ВЗ;	8,2	150 В	▼	25,1/54	2,3	137,2	45,3; 6,0+39,3	27,9; 0,068	0,52; 0,07; 16,25	0,23 л/мин
Помещение: 2; θв = 20 °C; Ф треб = 281 Вт; Избыток Ф = + 7 Вт; Результат Ф.п.о. = 289 Вт;														
Кол-во ГП: 1;														
2 тонкое твёрдое покрыти пола - 0,040	281	+7; 15,0	▼	угЗ; ВЗ;	5,4; 0,7	150 250	▼	24,7/49 23,7/38			51,0; 12,3+38,7	27,4; 0,067	0,59; 0,06; 16,18	0,23 л/мин

Рис. Фрагмент гідравлічного розрахунку у програмі Upronor therm HCR

Гідравлічний розрахунок системи поверхневого опалення проведений у розрахунковій програмі Upronor therm HCR. Результати розрахунку наведені у додатку.

						192-191203 MP	Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док.	Підпис	Дата		98

Схема влаштування системи опалення.
План поверху

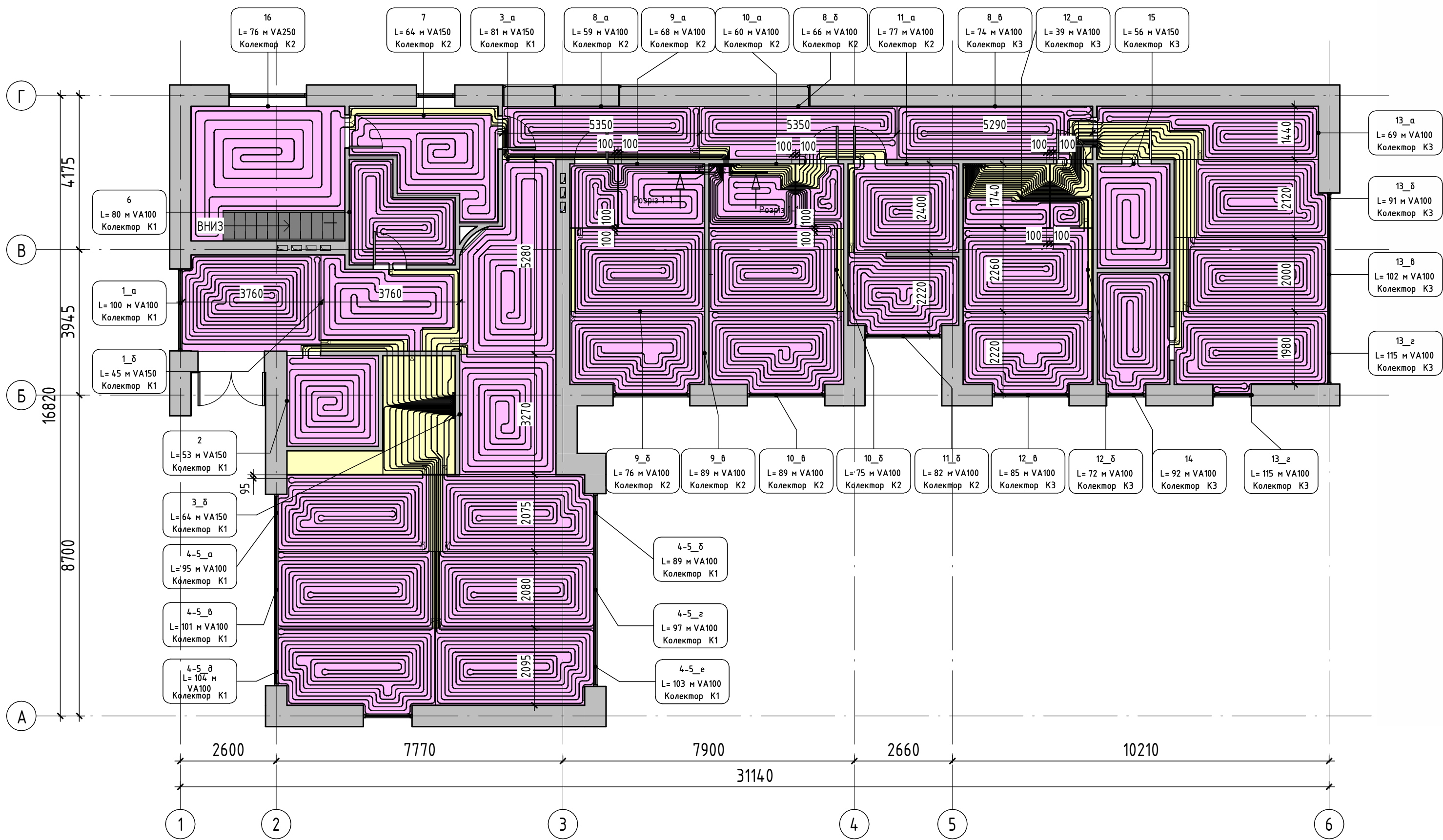
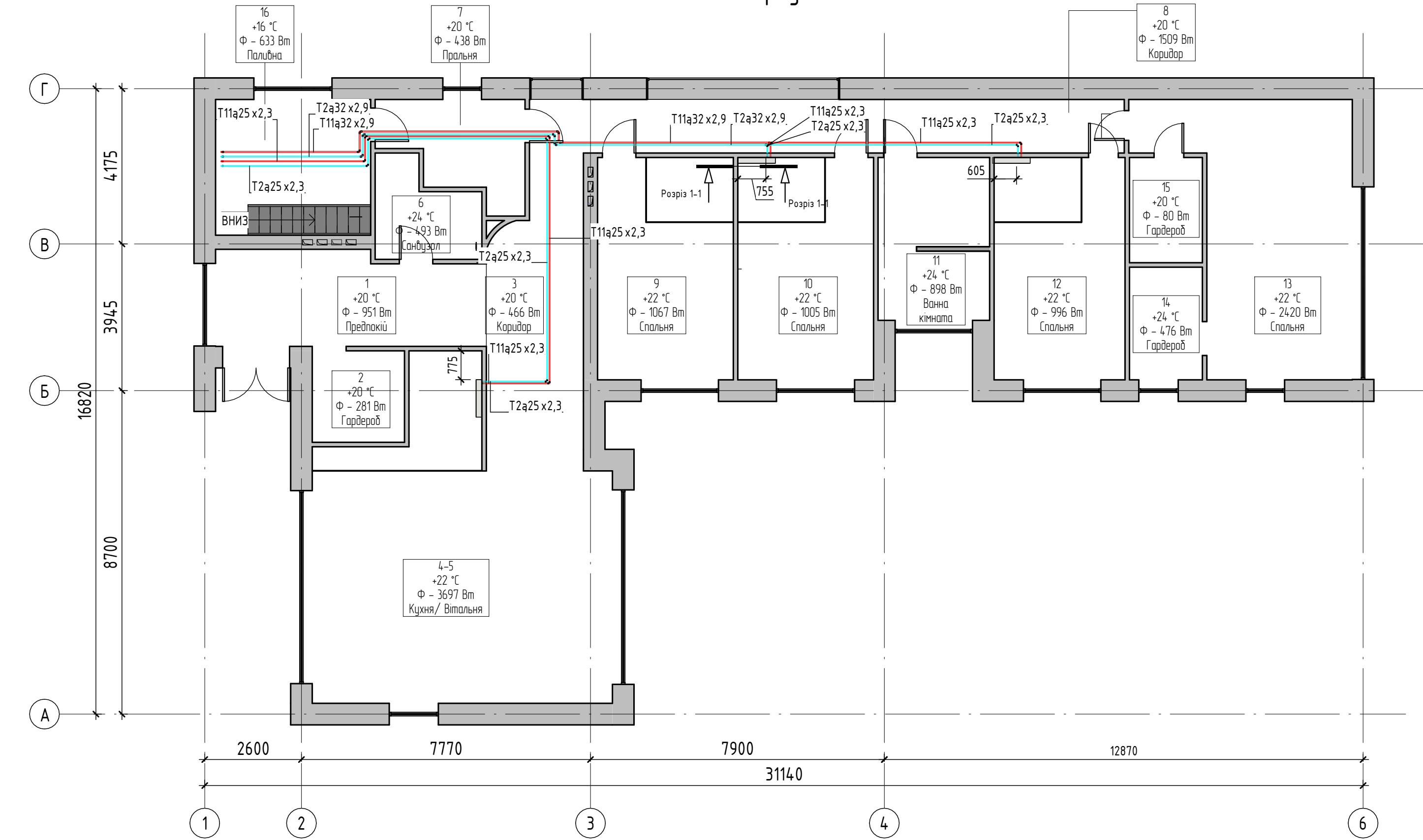


Схема влаштування системи опалення.
План поверху



Умовні позначення

- 4-5
+22 °C
Ф - 3697 Вт
Кухня/ Вітальня

Номер за експлікацією,
нормована температура
у приміщенні
Теплопотрати приміщення
Найменування
приміщення

8_а
L=50 м VA 100
Колектор K3

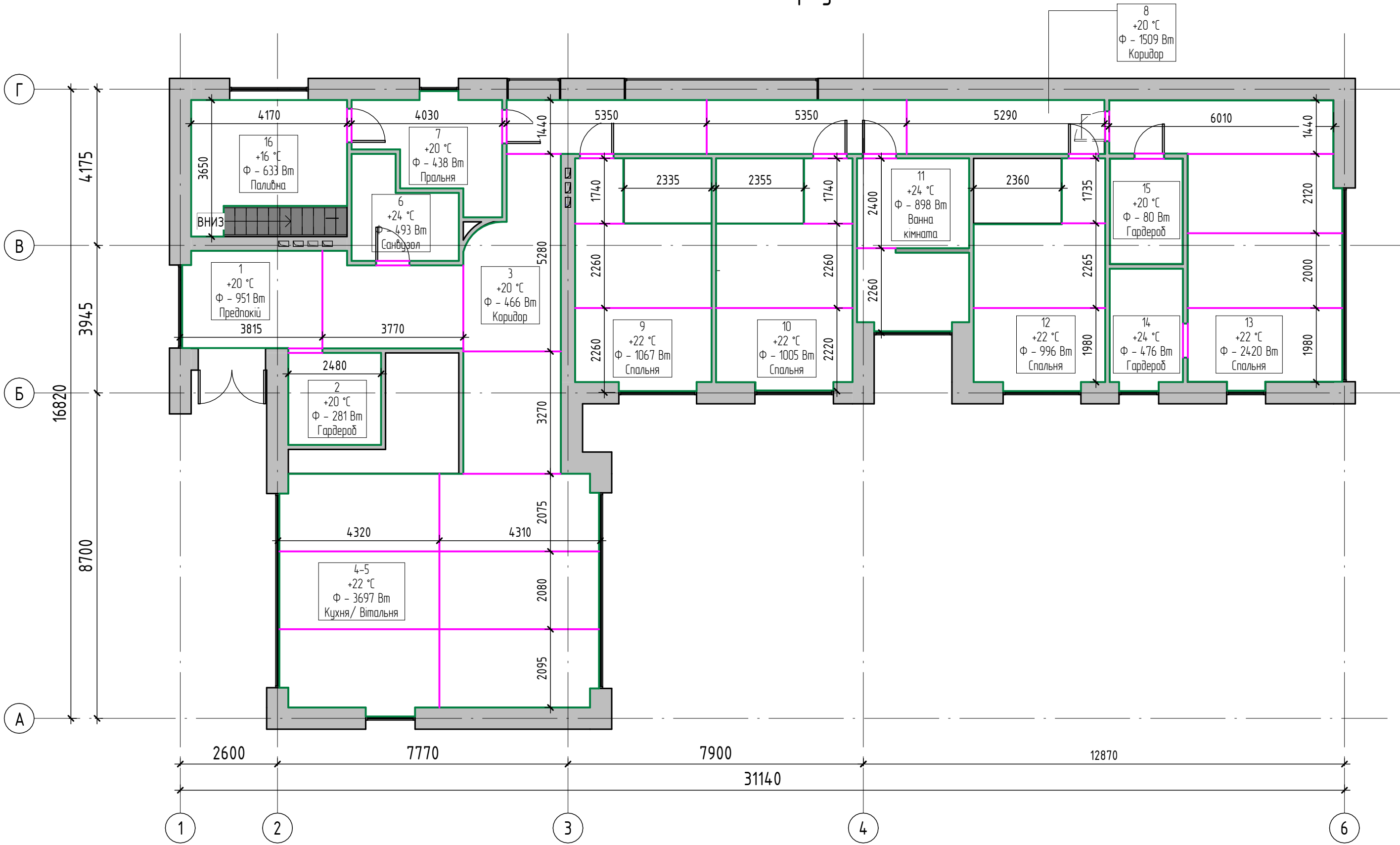
Порядковий номер
контури опалення
Крок укладання
Довжина контуру
Прив'язка до колектора

T11 - Подавчий трубопровід
T2 - Зворотний трубопровід
Деформаційний шов
Демпферна стрічка

Гідравлічне налаштування колекторів опалення

Колектор K1 G = 824,7 (кз/ч) Δр min = 12,90 (кПа)												
№	Тип	№ контуру	Описание	Тип трубы	Диаметр	Тип системы / Крепление	L [м]	A [м²]	VA	G [кз/ч]	Настр. (В) [л/мин]	Δр (В) [кПа]
1	Тепла підлога	4-5_б	Кухня Вітальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	891	8,9	100	95,6	1,35	8,27
2	Тепла підлога	4-5_г	Кухня Вітальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	973	9,0	100	101,8	1,57	6,46
3	Тепла підлога	4-5_е	Кухня Вітальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	1027	8,9	100	63,4	0,90	12,06
4	Тепла підлога	4-5_в	Кухня Вітальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	103,9	8,9	100	106,2	1,57	4,97
5	Тепла підлога	4-5_ж	Кухня Вітальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	100,5	9,0	100	105,2	1,57	5,53
6	Тепла підлога	4-5_з	Кухня Вітальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	94,6	8,9	100	60,9	0,90	12,71
7	Тепла підлога	2	Гардероб	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	53,0	6,1	150	27,9	0,23	16,15
8	Тепла підлога	1,а	Предпокії	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	100,2	9,0	100	41,4	0,45	16,94
9	Тепла підлога	1,б	Предпокії	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	45,3	8,2	150	27,9	0,23	16,25
10	Тепла підлога	6	Санвузол	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	79,7	6,4	100	119,3	1,80	5,44
11	Тепла підлога	3,а	Коридор	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	81,0	11,3	150	42,4	0,45	15,24
12	Тепла підлога	3,б	Коридор	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	63,1	8,7	150	32,9	0,45	15,87
Колектор K2 G = 508,7 (кз/ч) Δр min = 8,02 (кПа)												
№	Тип	№ контуру	Описание	Тип трубы	Диаметр	Тип системы / Крепление	L [м]	A [м²]	VA	G [кз/ч]	Настр. (В) [л/мин]	Δр (В) [кПа]
1	Тепла підлога	8,б	Коридор	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	66,2	7,7	100	38,2	0,45	16,04
2	Тепла підлога	11,а	Ванна кімната	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	76,9	7,2	100	93,7	1,35	9,98
3	Тепла підлога	11,б	Ванна кімната	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	81,8	6,7	100	87,5	1,35	10,42
4	Тепла підлога	10,а	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	59,6	7,3	100	18,9	0,23	16,68
5	Тепла підлога	10,б	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	75,0	7,3	100	25,0	0,23	16,35
6	Тепла підлога	9,б	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	89,2	7,9	100	30,9	0,45	15,95
7	Тепла підлога	9,а	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	89,7	7,9	100	34,3	0,45	15,81
8	Тепла підлога	9,в	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	76,0	7,3	100	28,3	0,23	16,23
9	Тепла підлога	8,а	Коридор	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	58,7	7,7	100	33,0	0,45	16,31
10	Тепла підлога	16	Пальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	75,7	12,5	250	60,8	0,90	14,94
11	Тепла підлога	7	Пральня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	63,8	9,0	150	33,2	0,45	16,20
12	Тепла підлога	9,а	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	68,3	7,3	100	24,9	0,23	16,43
Колектор K3 G = 64,99 (кз/ч) Δр min = 17,07 (кПа)												
№	Тип	№ контуру	Описание	Тип трубы	Диаметр	Тип системы / Крепление	L [м]	A [м²]	VA	G [кз/ч]	Настр. (В) [л/мин]	Δр (В) [кПа]
1	Тепла підлога	8,б	Коридор	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	65,8	7,7	100	35,4	0,45	16,01
2	Тепла підлога	13,а	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	68,7	8,6	100	79,0	1,13	12,24
3	Тепла підлога	13,б	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	90,6	8,3	100	96,7	1,35	8,20
4	Тепла підлога	13,в	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	101,5	8,6	100	103,3	1,57	6,01
5	Тепла підлога	13,г	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	115,0	8,9	100	111,1	1,57	2,95
6	Тепла підлога	14	Санвузол	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	92,1	6,1	100	131,7	2,02	15,9
7	Тепла підлога	15	Гардероб	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	56,1	5,5	150	24,9	0,23	16,42
8	Тепла підлога	12,б	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	71,5	7,0	100	24,8	0,23	16,27
9	Тепла підлога	12,в	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	85,4	7,6	100	30,7	0,45	15,89
10	Тепла підлога	12,а	Спальня	Uponor Comfort Pipe PLUS Труба	16 x 2,0	Tasker	39,0	7,0	100	12,2	0,00	16,85

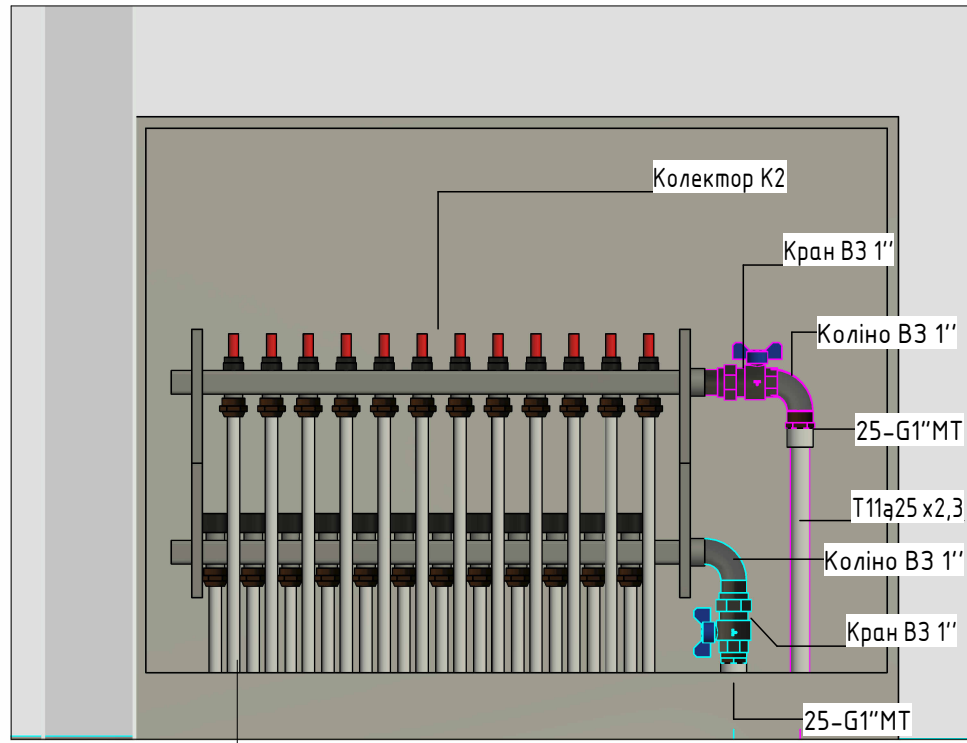
Схема прокладання демпферних стрічок та деформаційних швів.
План поверху



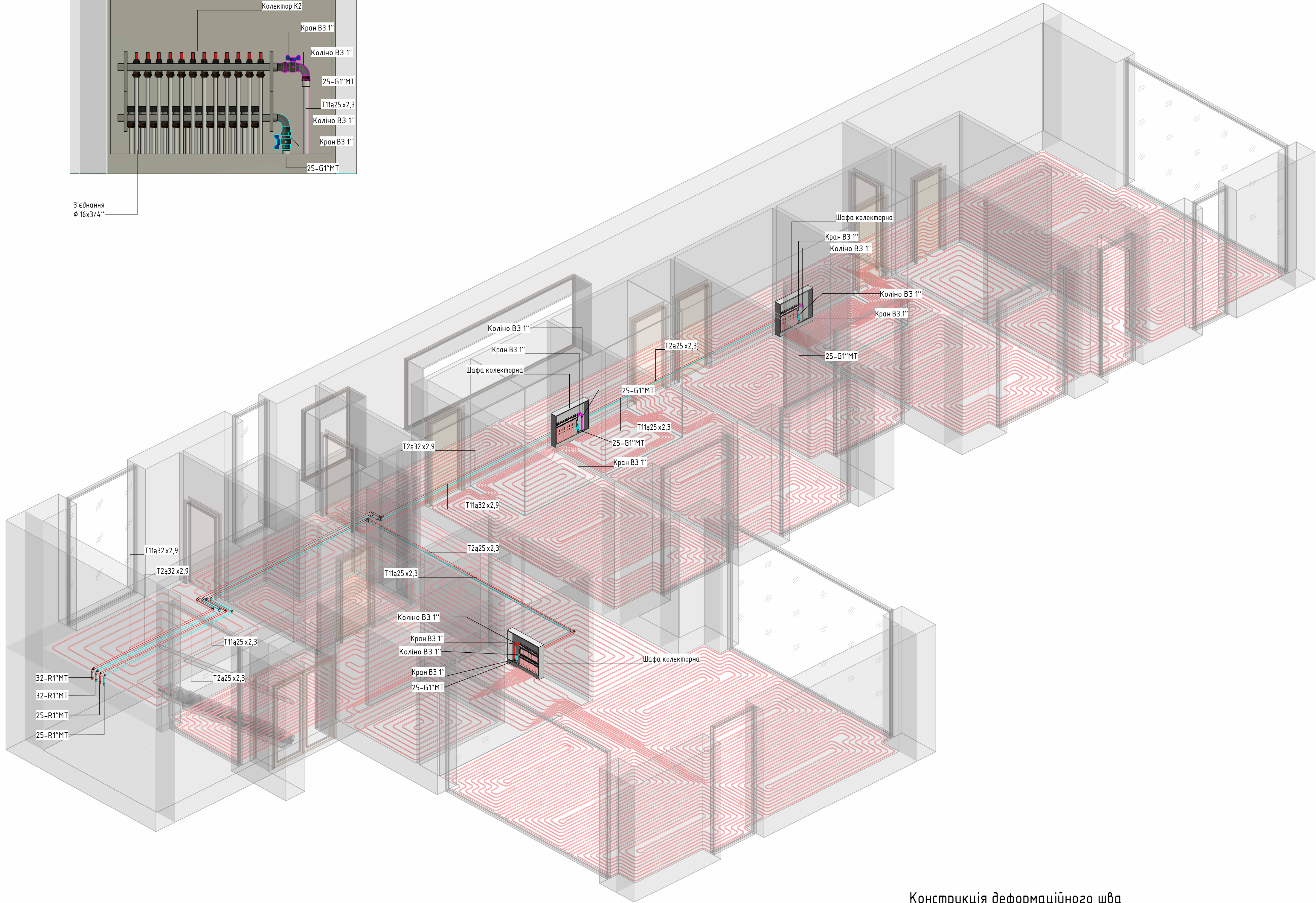
НУБГП ННБА ТГВ 03-02-887777 - МР					
Система автономного теплопостачання індивідуального житлового будинку з використанням потрійних теплових насосів					
Зм.	К-сть	Арх.	№ док.	Підпис	Дата
Керівник					12.23
Консультант					12.23
Рецензент					12.23
Студент					12.23
Норм. Контр.					12.23
Система автономного теплопостачання індивідуального житлового будинку.				Стадія	Архив
Схема влаштування панельно променевої системи опалення				Н	2
				НУБГП ННБА ТГВ м. Рівне	

Просторова модель системи опалення

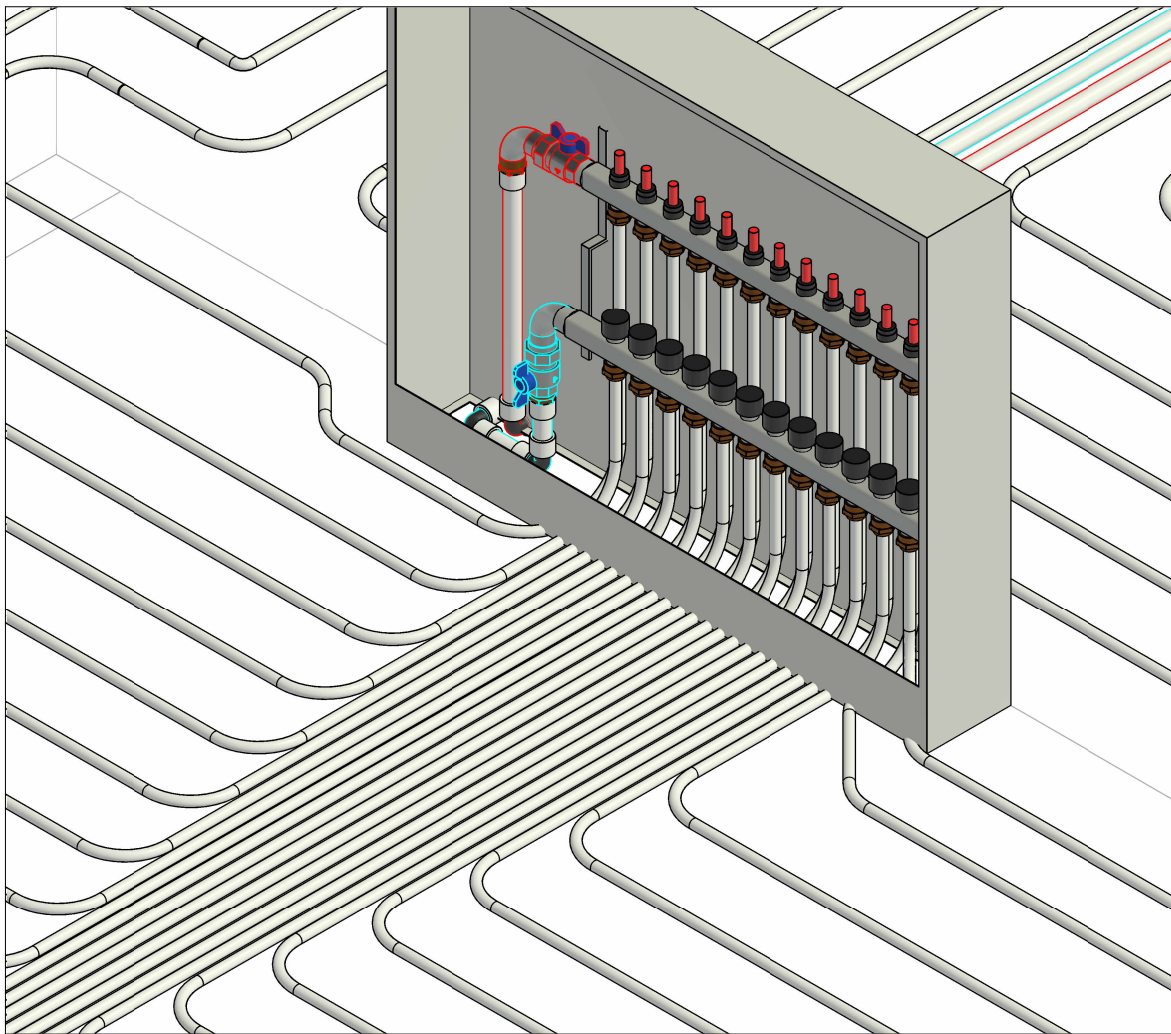
Розріз 1-1
Схема влаштування колектора опалення



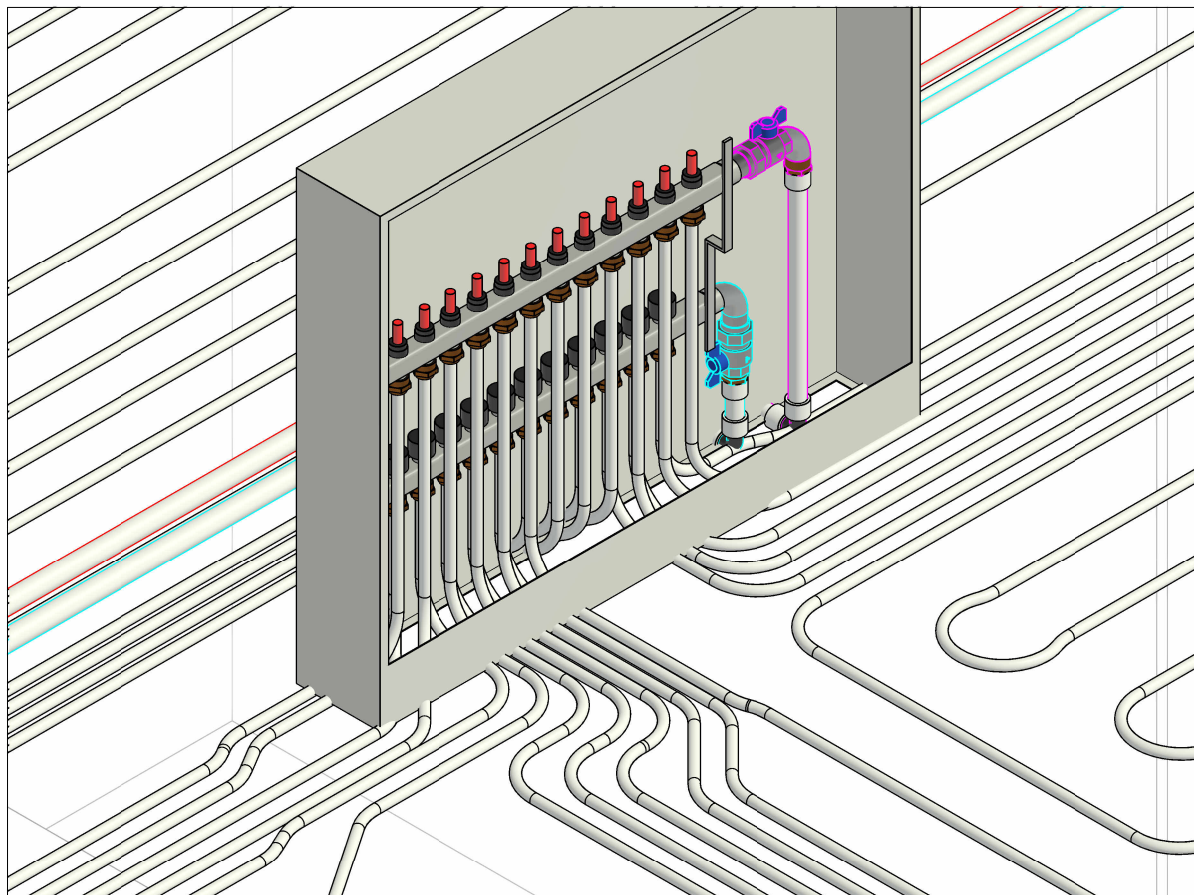
З'єднання
Ø 16x3/4"



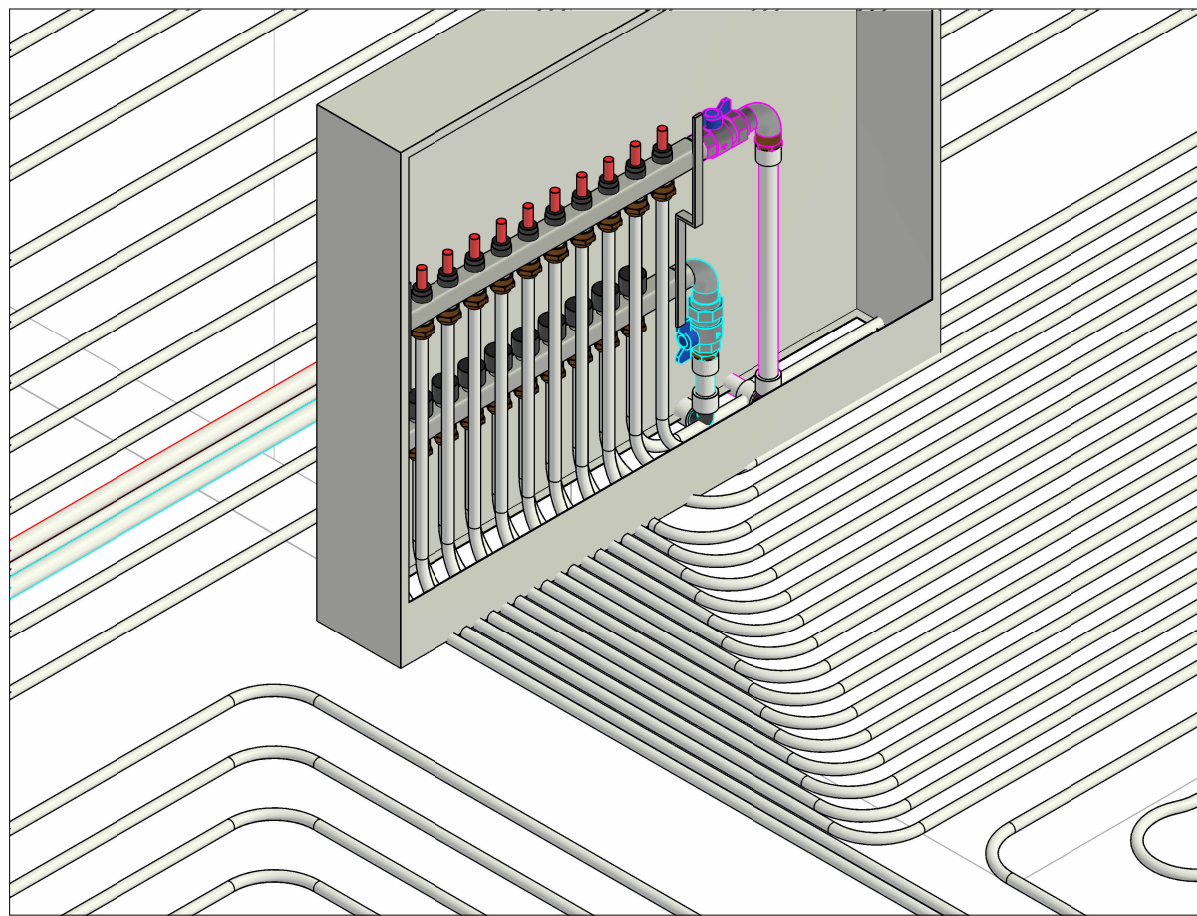
Колектор K1



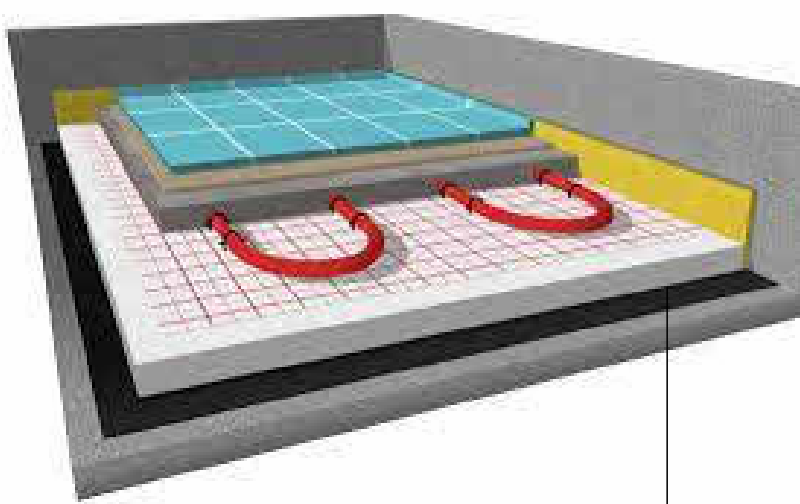
Колектор K2



Колектор K3

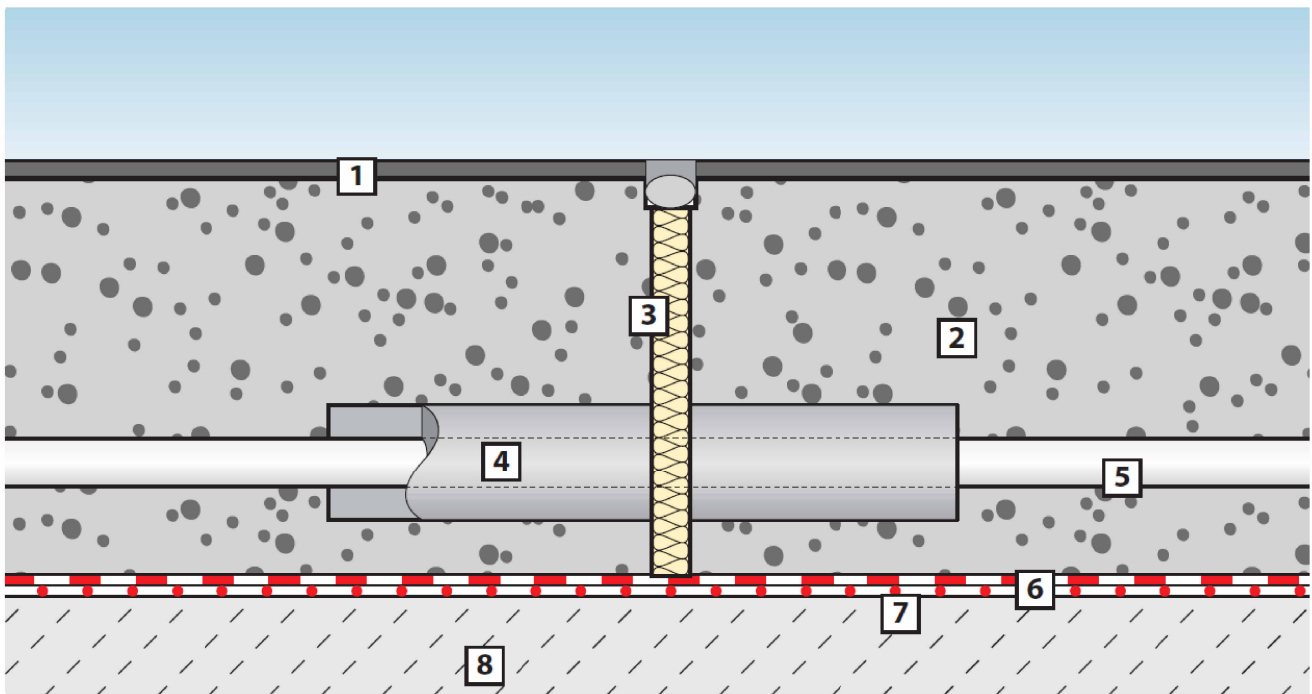


Конструкція підлогового опалення



Конструкція підлоги
Бетонна стяжка t= 65 мм
Uropog Comfort Pipe PLUS Труба 16 x 2,0
Uropog Tasker Скоба для степлера станд. 14-20 мм
Фольгований теплоізолятор
Теплова ізоляція (пінополістирол) t 20-50 мм
Конструкція перекриття

Конструкція деформаційного шва



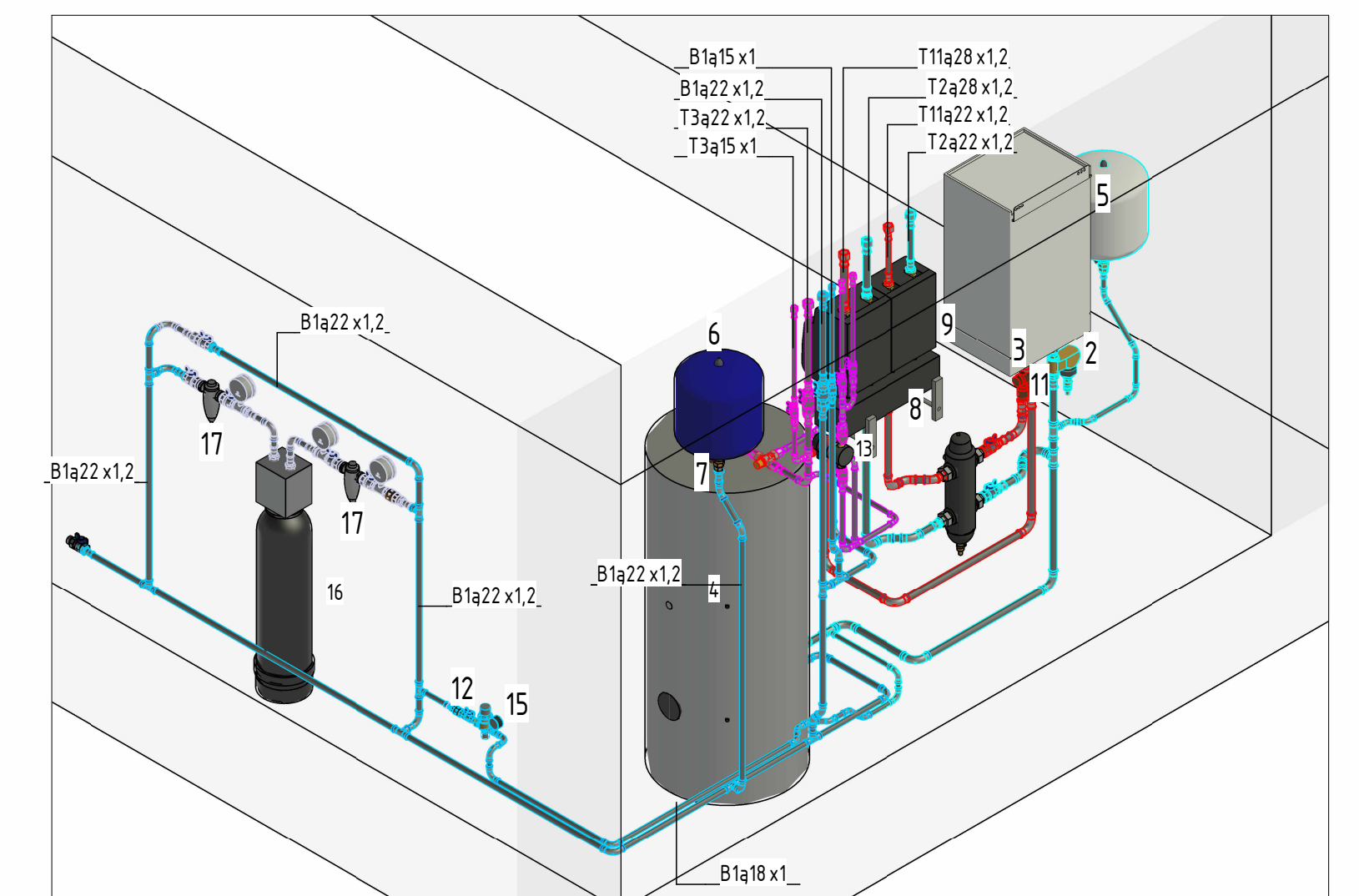
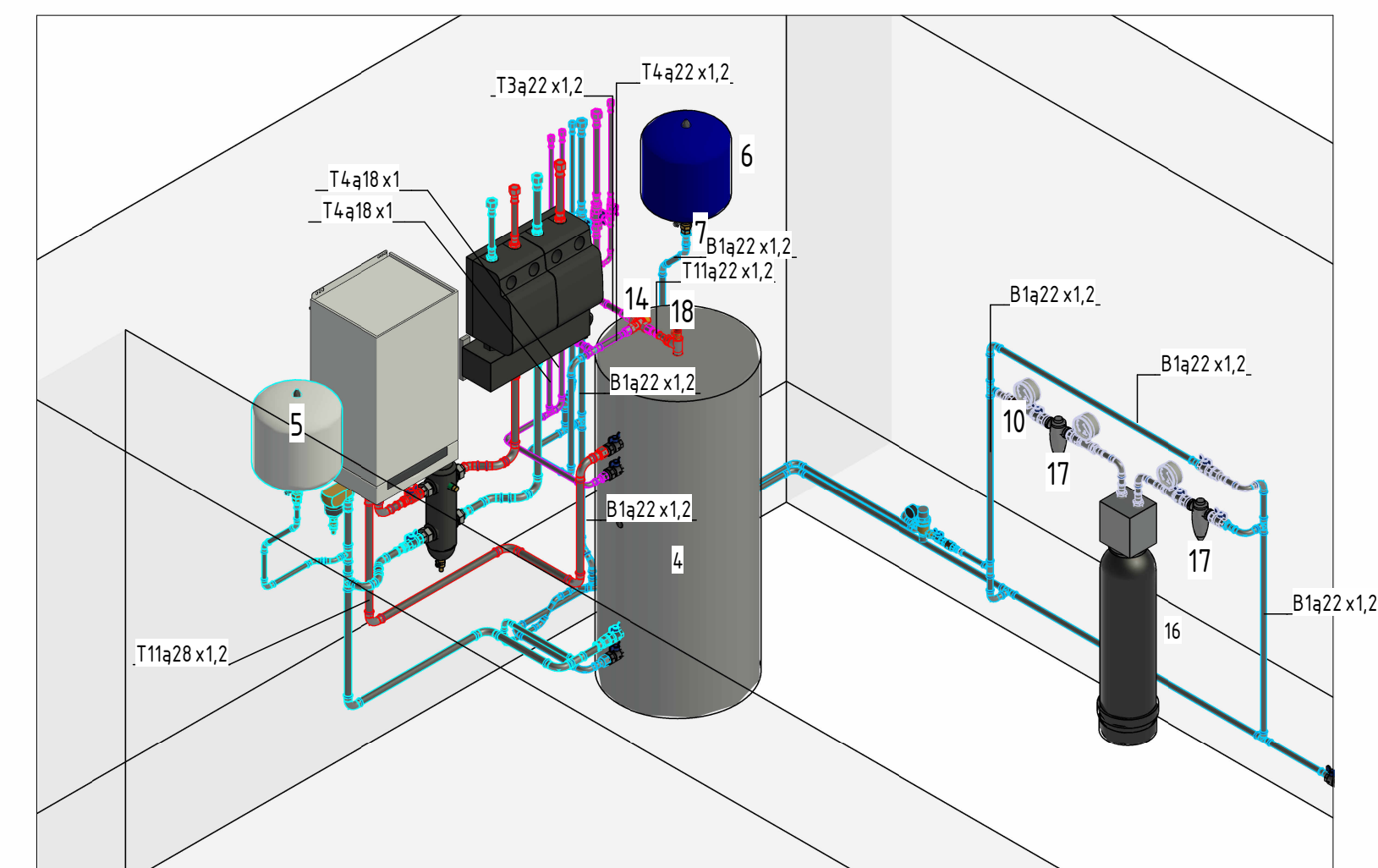
1. Покриття підлоги
2. Стяжка
3. Деформаційний шов 10 мм
4. Захисний кожух
5. Труба теплої підлоги
6. Гідроізоляція
7. Поверхня з підвищеною вологістю
8. Несуча конструкція

НУВГП ННІБА ТГВ 03-02-887777 - МР					
Система автономного тепlopостачання індивідуального житлового будинку з використанням повітряних теплових насосів					
Зм.	К-сть	Арк.	№ док.	Підпис	Дата
Керівник					12.23
Консультант					12.23
Рецензент					12.23
Студент					12.23
Норм. Контр.					12.23
Система автономного тепlopостачання індивідуального житлового будинку.				Стадія	Аркуші
Просторова модель панельно променевої системи опалення				Н	3
				НУВГП ННІБА ТГВ м. Рівне	

Technical drawing of a floor plan showing the layout of a room. The drawing includes dimensions and labels for various components:

- Dimensions:**
 - Overall width: 2600
 - Overall height: 4175
 - Distance from top wall to the top of the equipment area: 750
 - Distance from the top of the equipment area to the bottom of the equipment area: 650
- Labels and Components:**
 - 1:** A rectangular unit, likely a boiler or furnace, located at the bottom left of the equipment area.
 - 6:** A circular unit, likely a water tank or storage tank, located at the top left of the equipment area.
 - 16:** A small circular component, possibly a valve or sensor, located on the top wall of the equipment area.
- Grid Lines:**
 - Horizontal grid lines are labeled **Г** (top) and **Б** (bottom).
 - Vertical grid lines are labeled **1** (left) and **2** (right).
- Equipment Area:** A rectangular area defined by dashed lines, containing the boiler (1), tank (6), and other components.
- Room Features:** A staircase is shown in the bottom right corner of the room.

Просторова модель

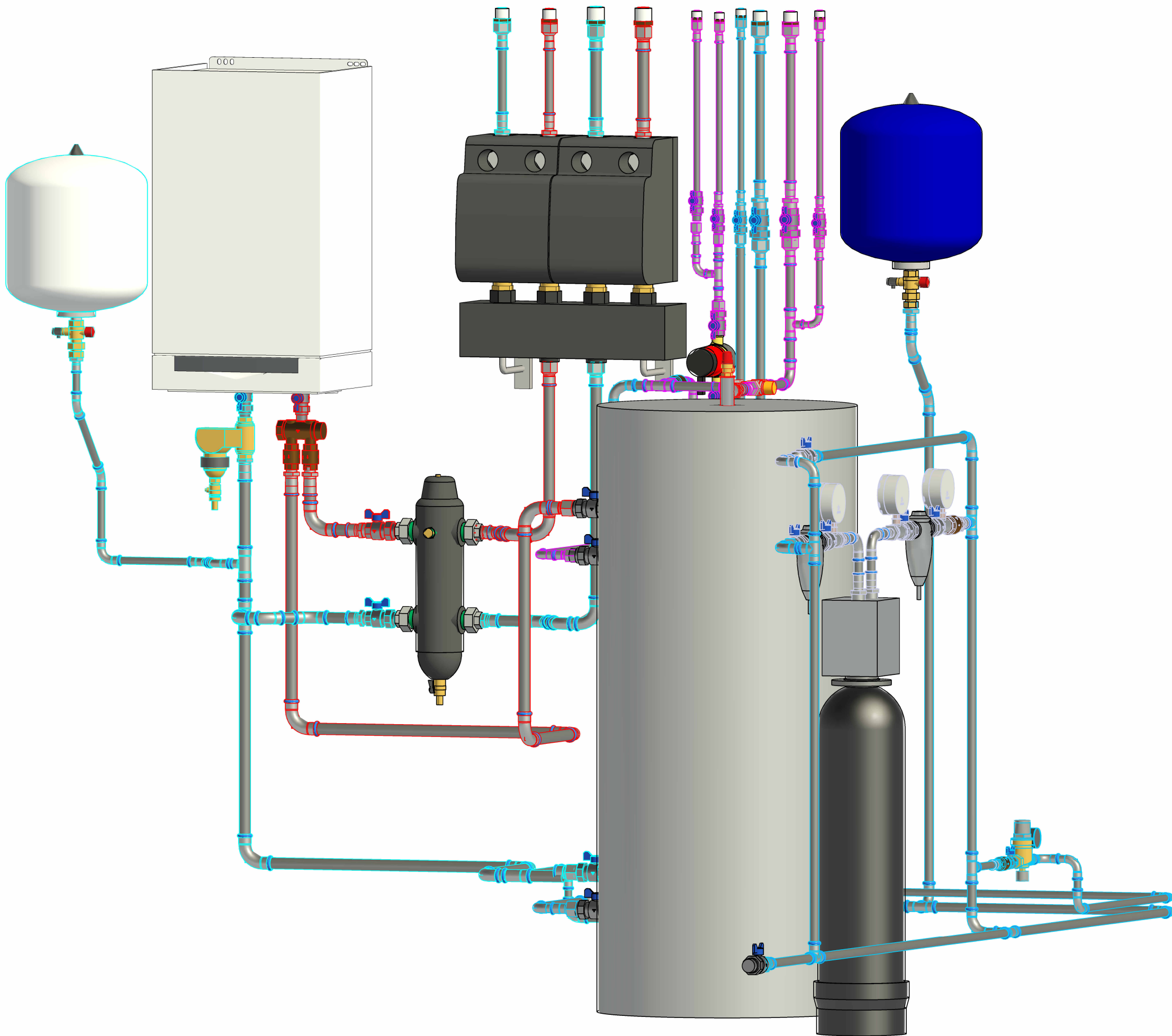
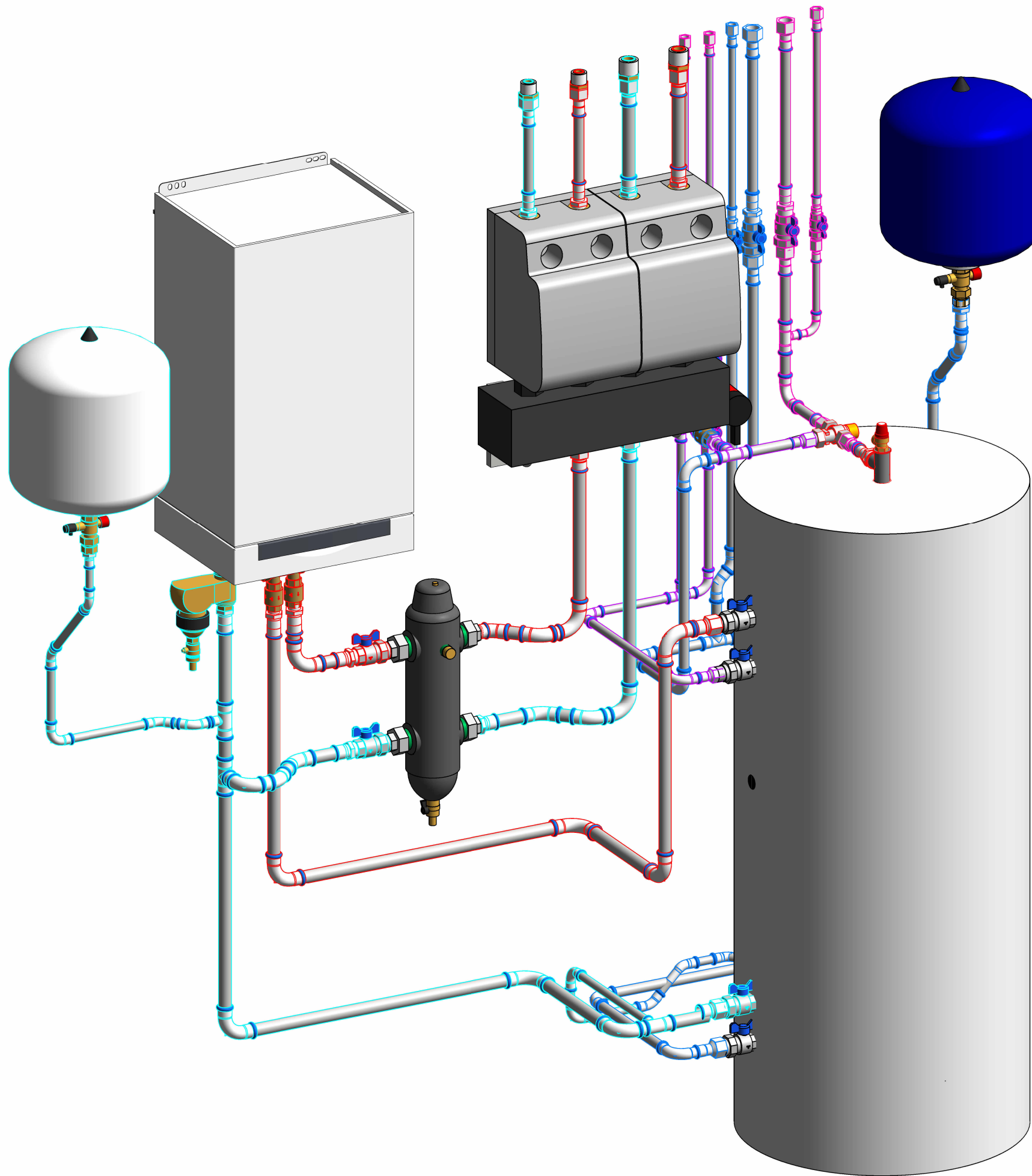
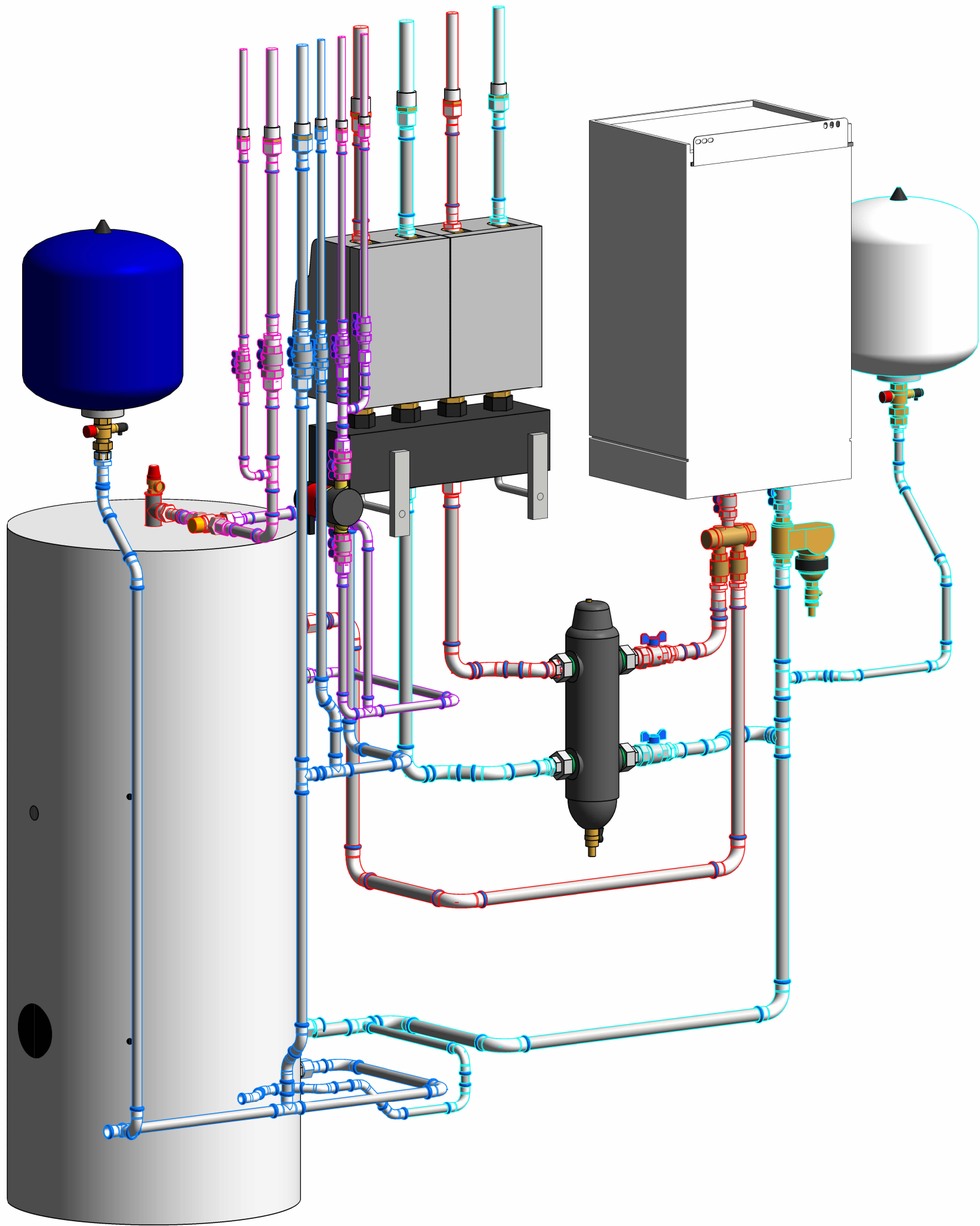


Формат A1A

Просторова модель котельного обладнання

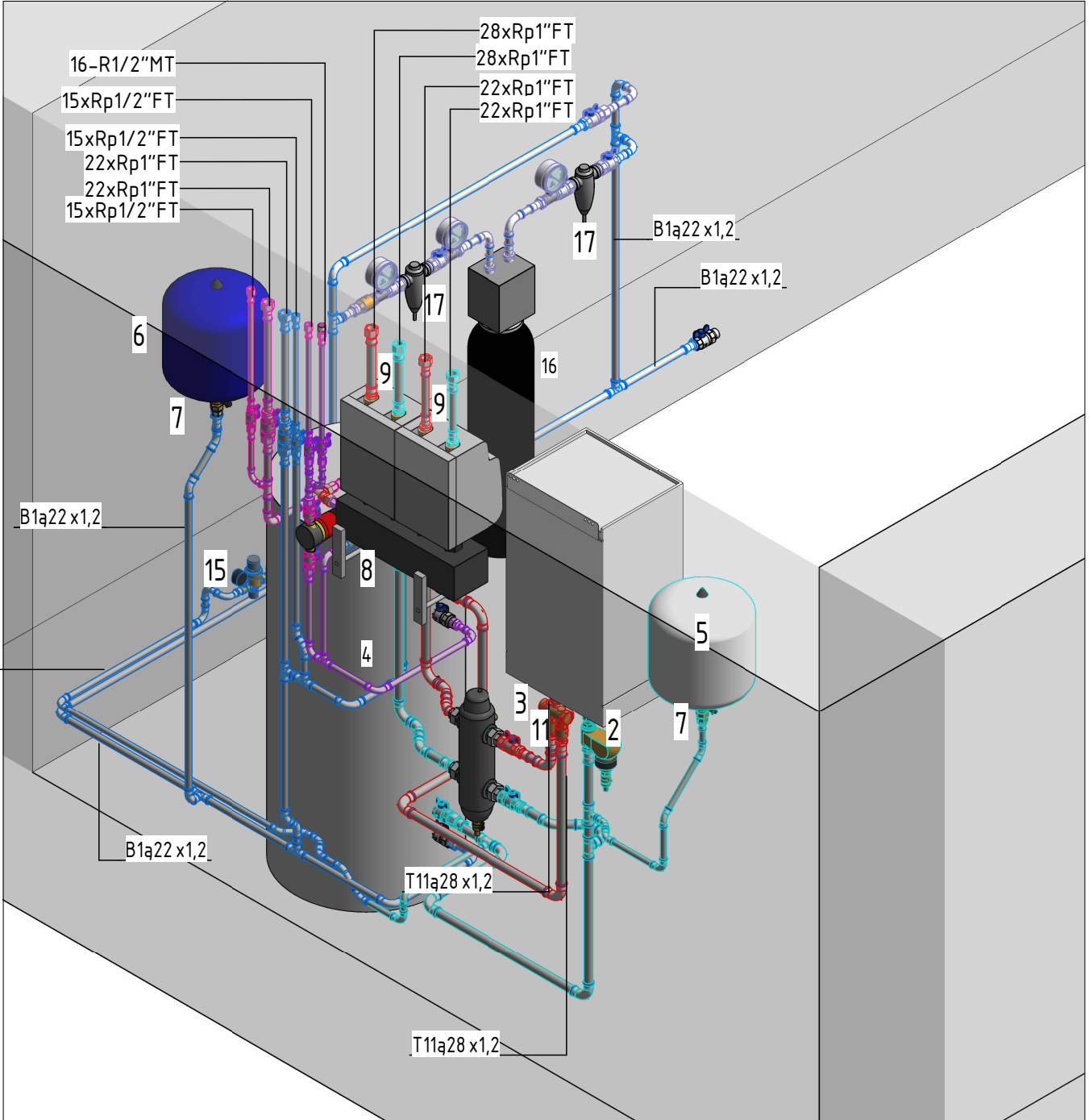
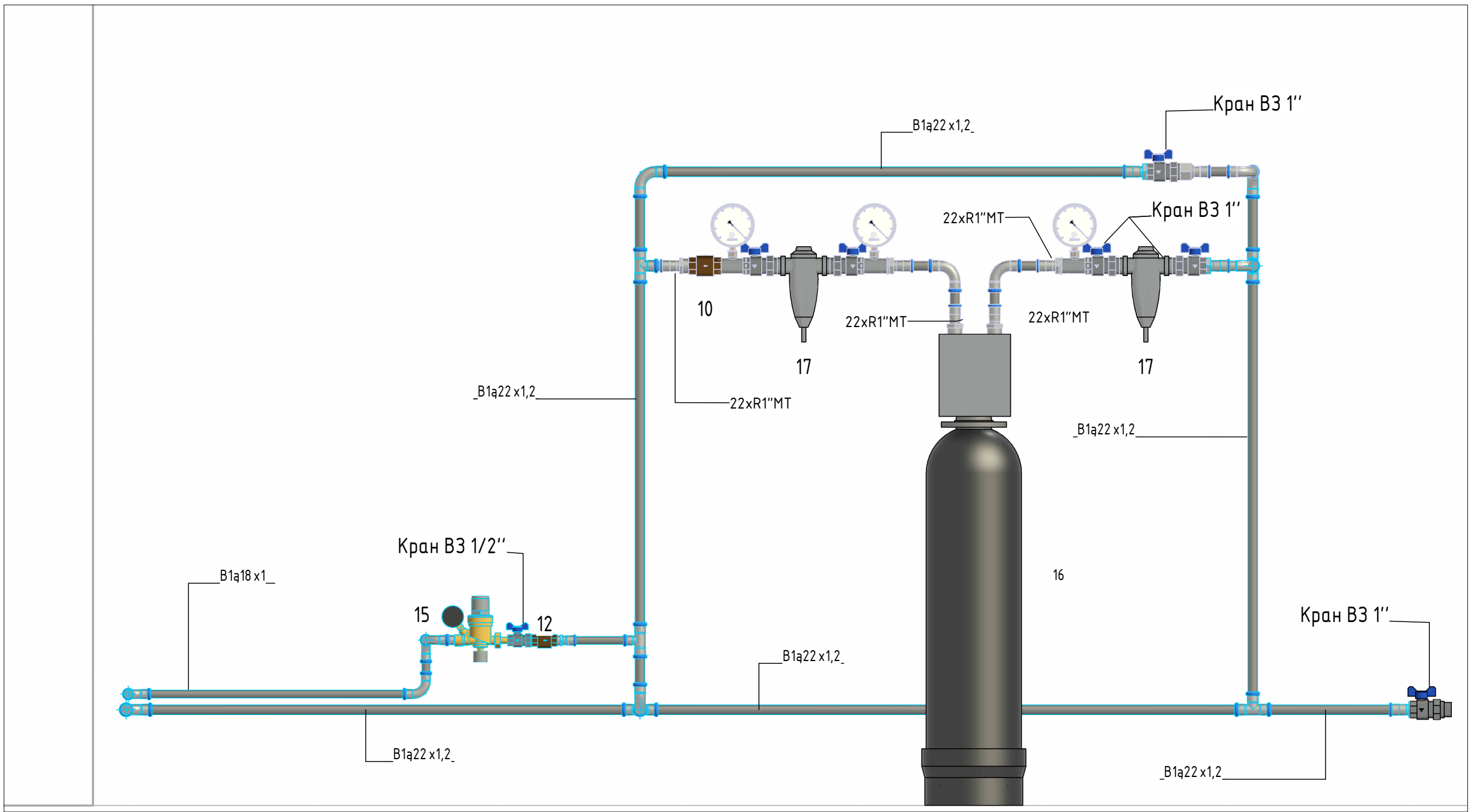
Просторова модель котельного обладнання

Просторова модель котельного обладнання



Розріз 4-4. Система водопідготовки

Просторова модель котельного обладнання

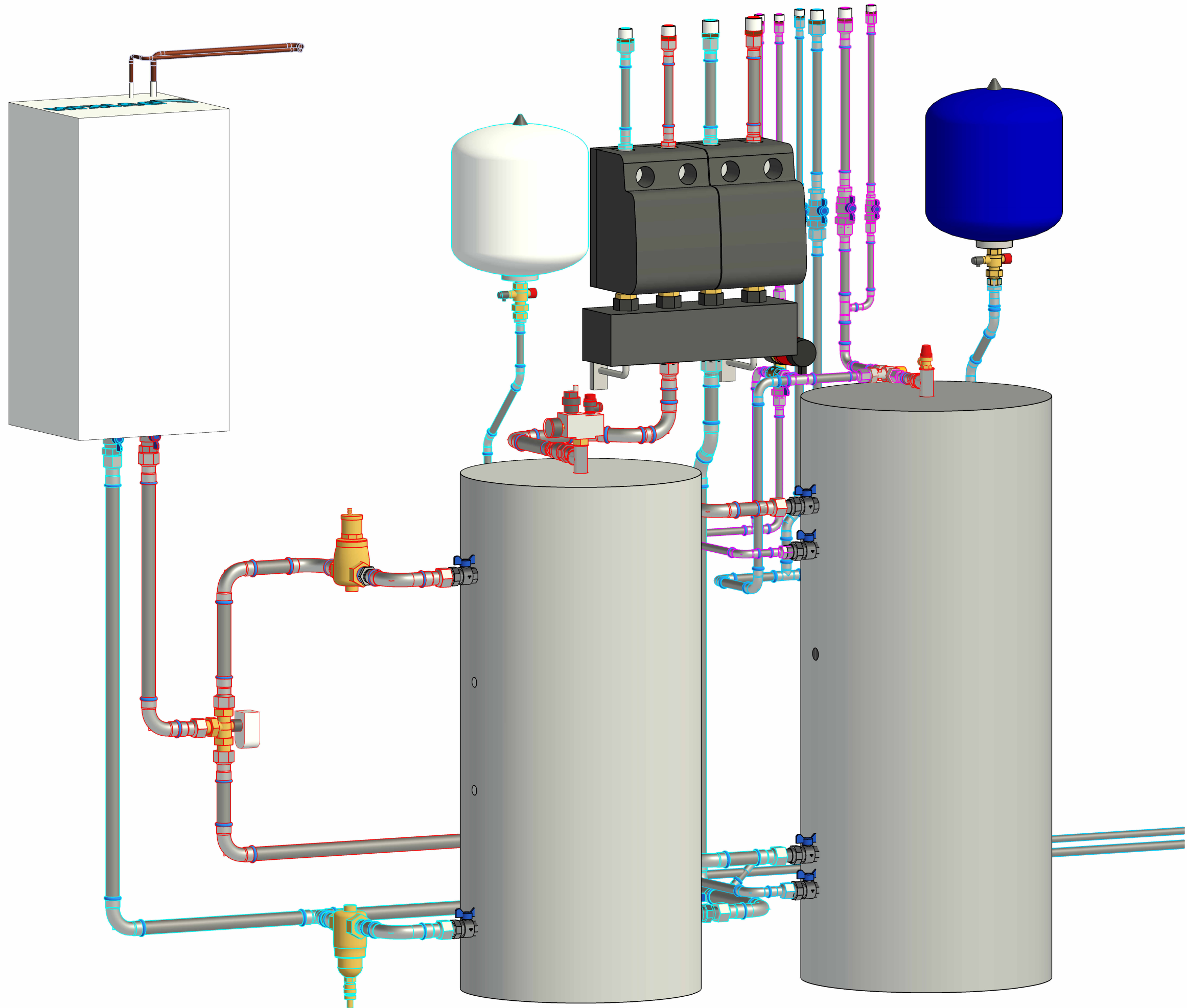


Експлікація обладнання	
№ поз.	Найменування

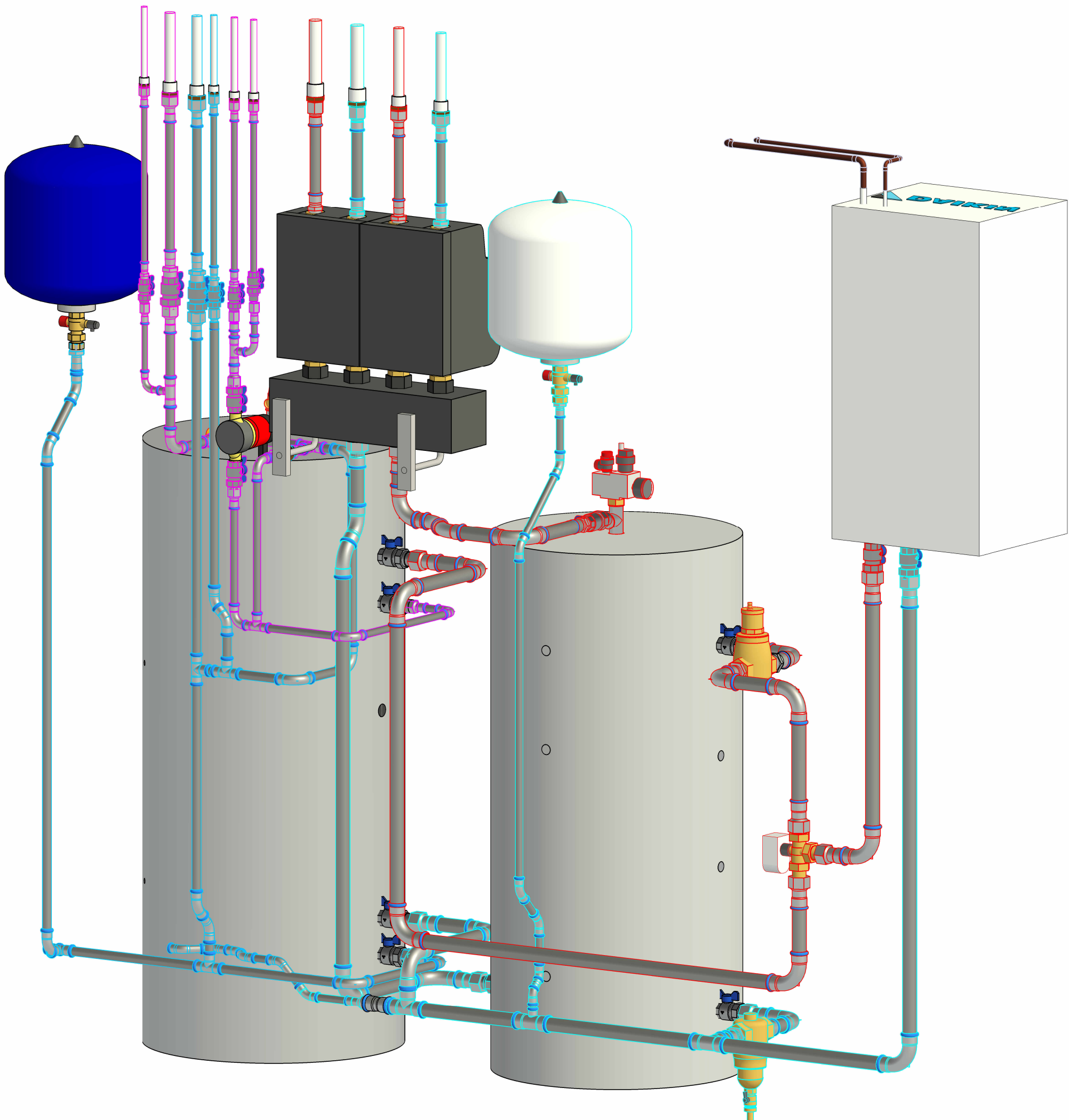
1	Котел електричний
2	Дешламатор магнітний 3/4"
3	Триходовий змішувальний клапан 3/4"
4	Бойлер комбінований BOLL ^Y ² XL
5	Бак для систем опалення CAL-Pro 3/4" - 35 л
6	Бак для холодної та гарячої води HY-Pro 3/4" - 24 л
7	Кульовий запірний + зливний кран для розширювального баку
8	Гідравлічний колектор Ў1 1/2" 2 пари
9	Група терморегуляції
10	Зворотній клапан 1"
11	Зворотній клапан 3/4"
12	Зворотній клапан 1/2"
13	Насос рециркуляційний
14	Змішувач-термостат Ў3/4" з налаштуванням 30A48 °C
15	Антивапняна (anti-scale) установка підвищення
16	Система пом'якшення води JUPITER
17	Фільтр-колба DP
18	Мембранний клапан ВЗ

НУВГП ННБА ТГВ 03-02-887777 - МР					
Система автономного тепlopостачання індивідуального житлового будинку з використанням повітряних теплових насосів					
Зм.	К-сть	Арк.	№ док.	Підпис	Дата
Керівник					12.23
Консультант					12.23
Рецензент					12.23
Студент					12.23
Норм. Контр.					12.23
Система автономного тепlopостачання індивідуального житлового будинку.				Стадія	Аркш.
Система автономного тепlopостачання за допомогою електро котла				Н	6
				НУВГП ННБА ТГВ м. Рівне	

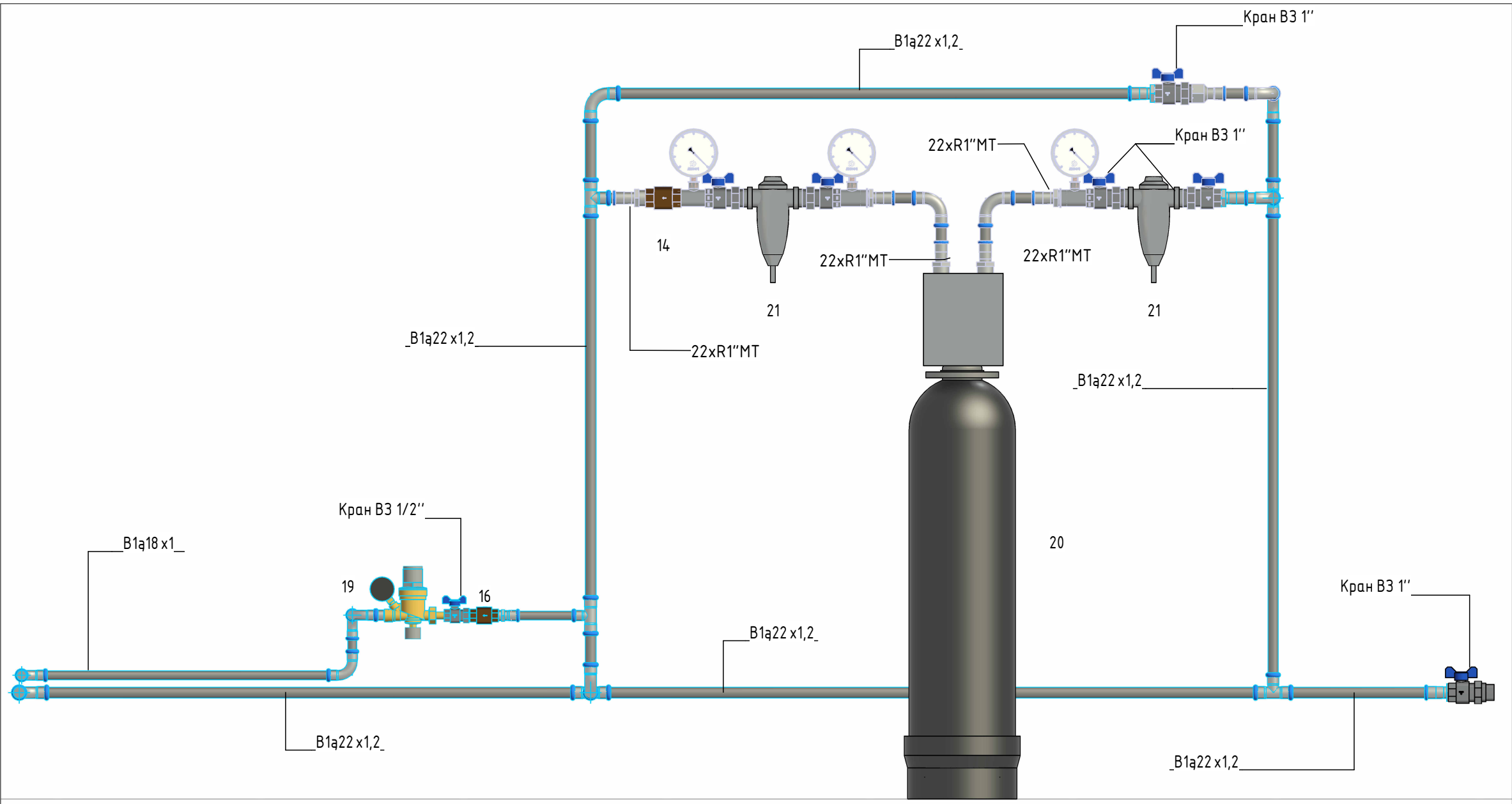
Просторома модель котельного обладнання



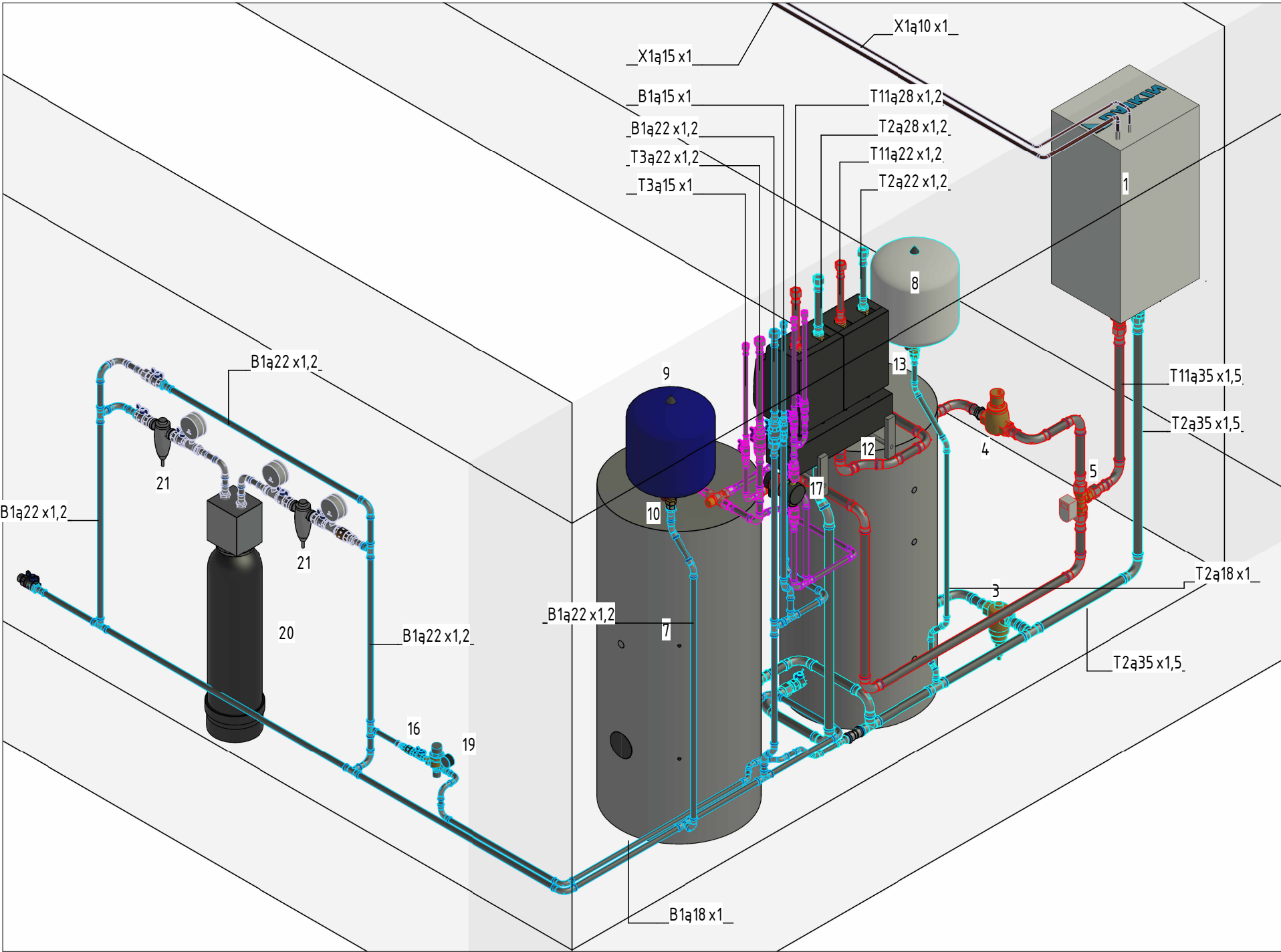
Просторома модель котельного обладнання



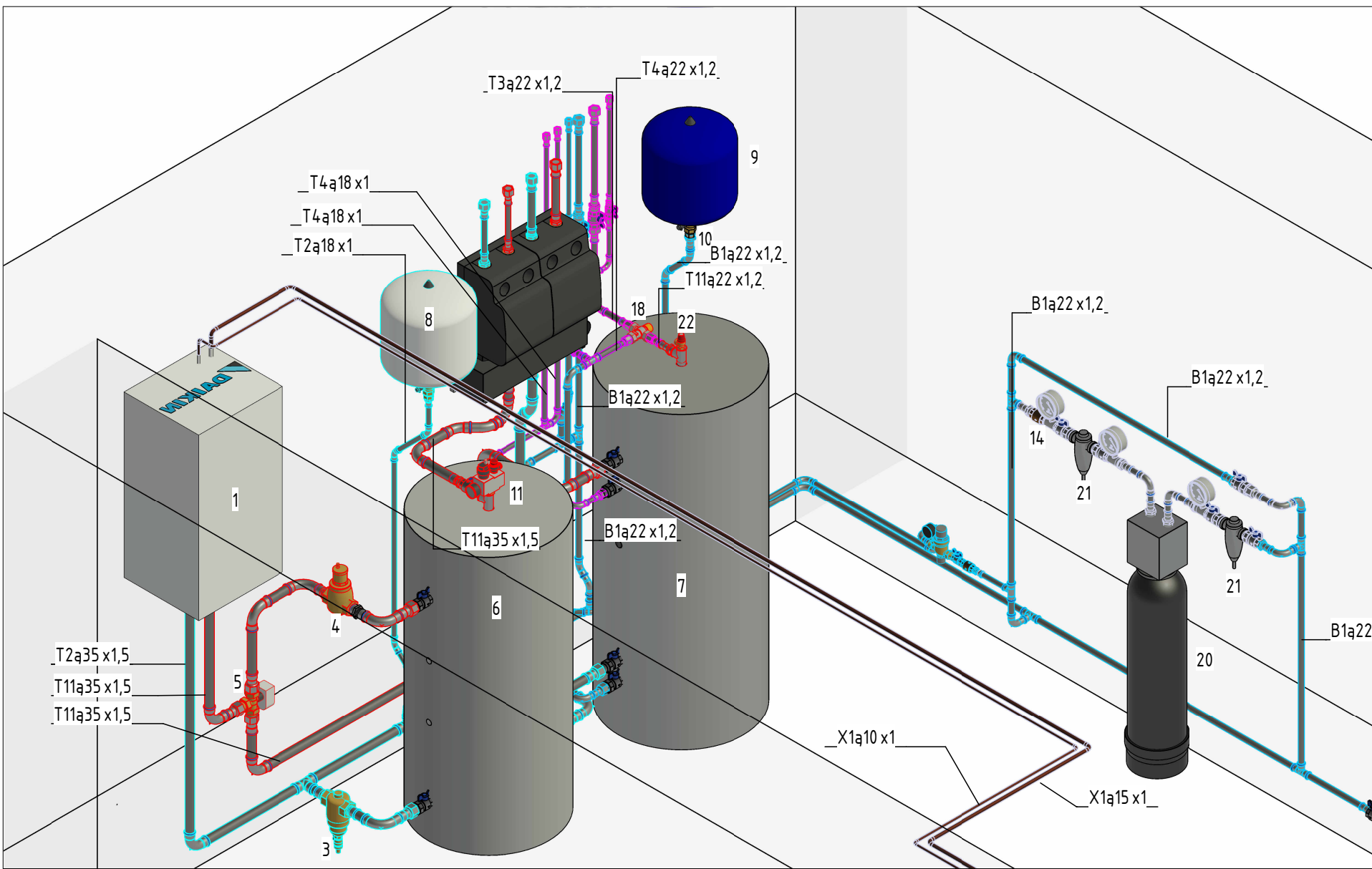
Розріз 4-4. Система водопідготовки



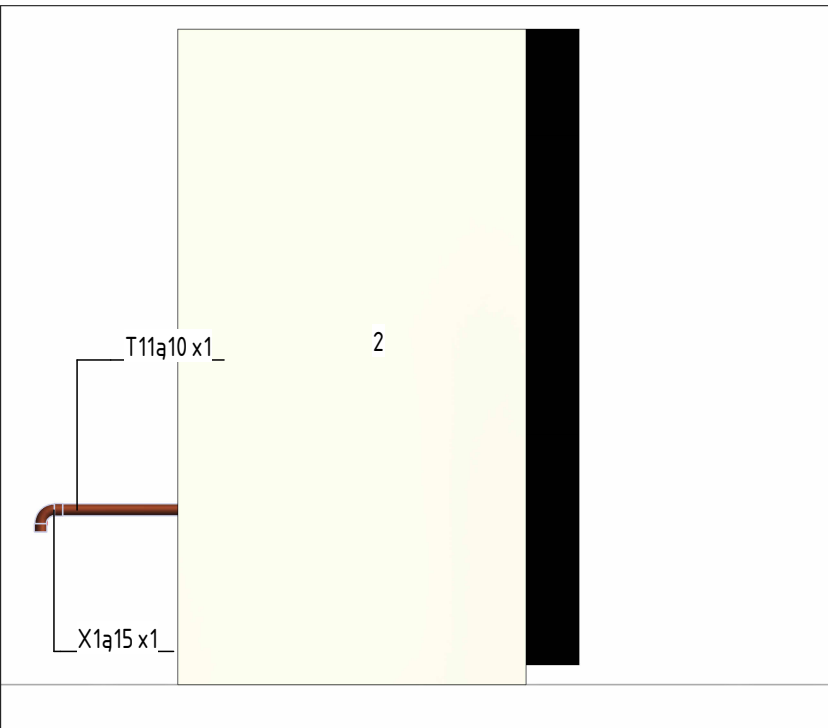
Просторова модель системи опалення



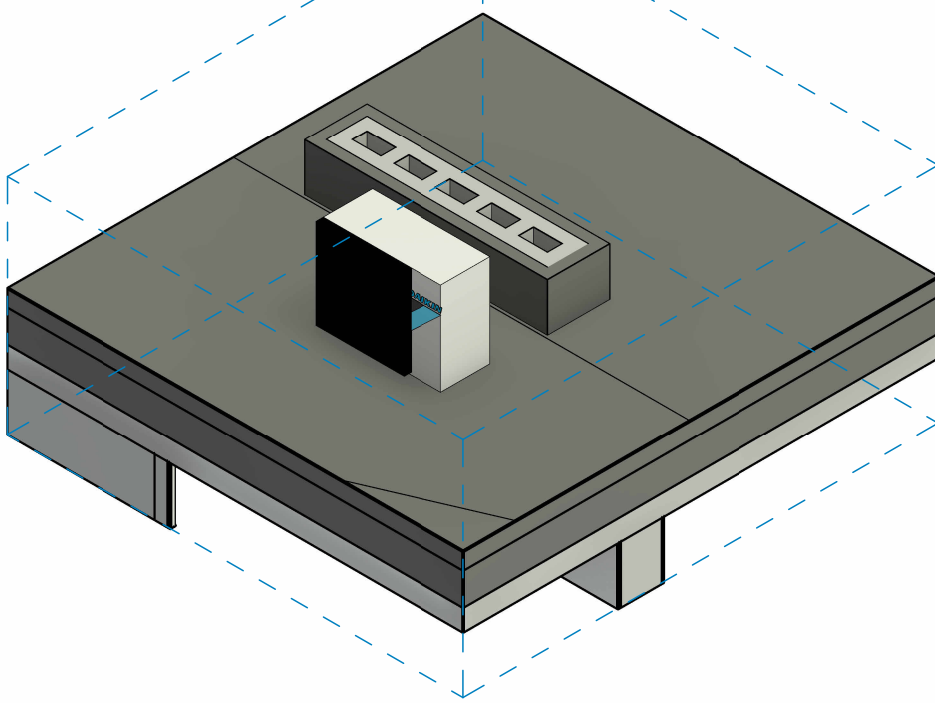
Просторова модель системи опалення



Зовнішній блок вигляд збоку



Зовнішній просторова модель

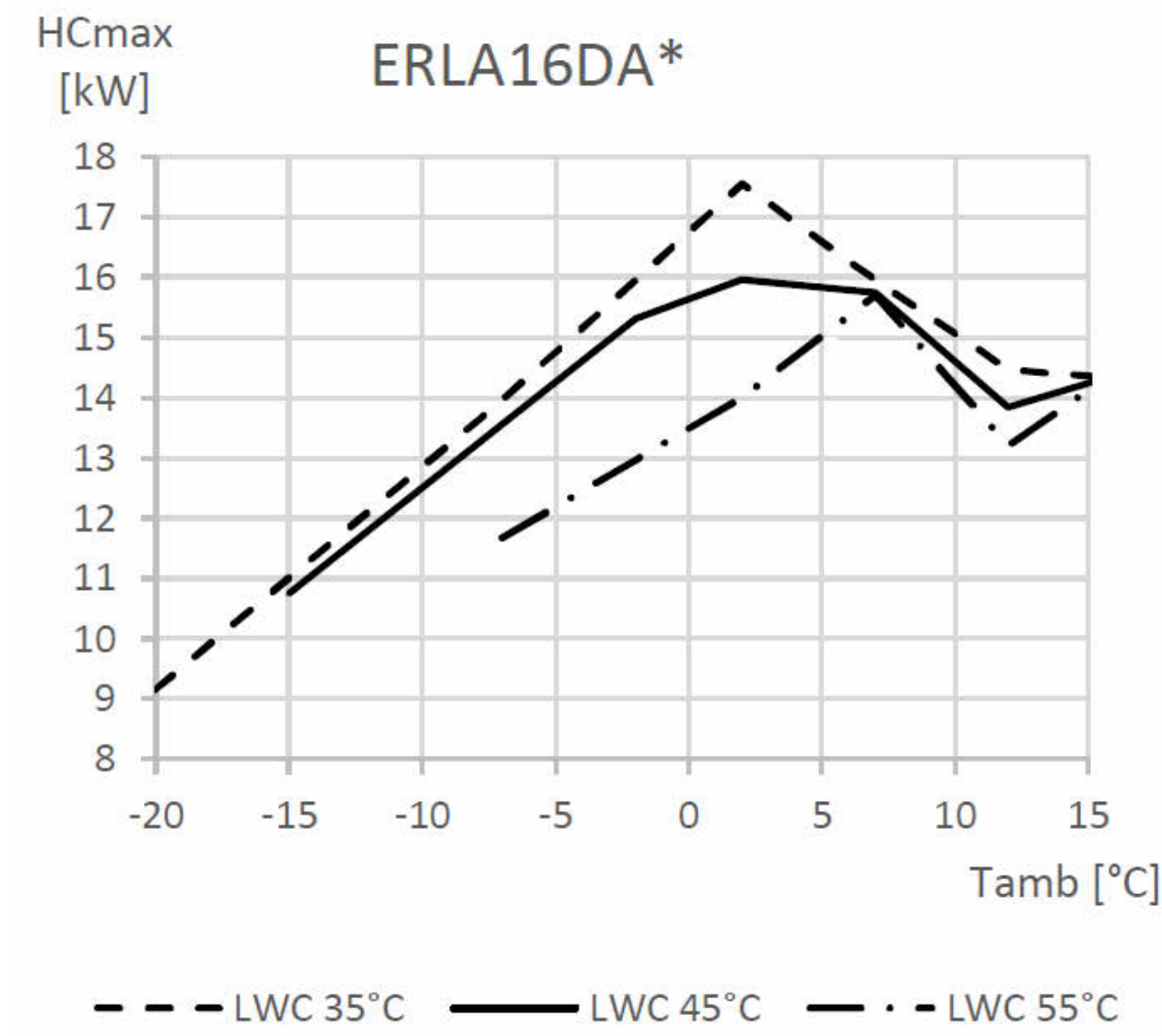


Експлікація обладнання

№ поз.	Найменування
1	Внутрішній блок теплового насосу Daikin
2	Внутрішній блок теплового насосу Daikin
3	Дешламатор магнітний 11/4"
4	Деаератор в ізоляції 11/4"
5	Триходовий змішувальний клапан 1"
6	Буферна ємність
7	Бойлер комбінований BOLLY ² XL
8	Бак для систем опалення CAL-Pro 3/4" - 35 л
9	Бак для холодної та гарячої води HY-Pro 3/4" - 24 л
10	Кульовий запірний + зливний кран для розширювального баку
11	Група безпеки
12	Гідравлічний колектор 1 1/2" 2 пари
13	Група терморегуляції
14	Зворотній клапан 1"
15	Зворотній клапан 3/4"
16	Зворотній клапан 1/2"
17	Насос рециркуляційний
18	Змішувач-термостат 1 3/4" з налаштуванням 30A48 °C
19	Антикальцина (anti-scale) установка підживлення
20	Система пом'якшення води JUPITER
21	Фільтр-колба DP
22	Мембранний клапан B3

						НУВГП ННІБА ТГВ 03-02-887777 - МР			
						Система автономного теплопостачання індивідуального житлового будинку з використанням повітряних теплових насосів			
Зм.	К-сть	Арк.	№ док.	Підпис	Дата				
Керівник					12.23	Система автономного теплопостачання індивідуального житлового будинку.		Стодія	Аркуш
Консультант					12.23			Н	5
Рецензент					12.23				
Студент					12.23	Схема автономного теплопостачання будинку за допомогою теплового насосу		НУВГП ННІБА ТГВ м. Рівне	
Норм. Контр.					12.23				

Графік теплової потужності інтегральний показник



Графік теплової потужності пікові значення

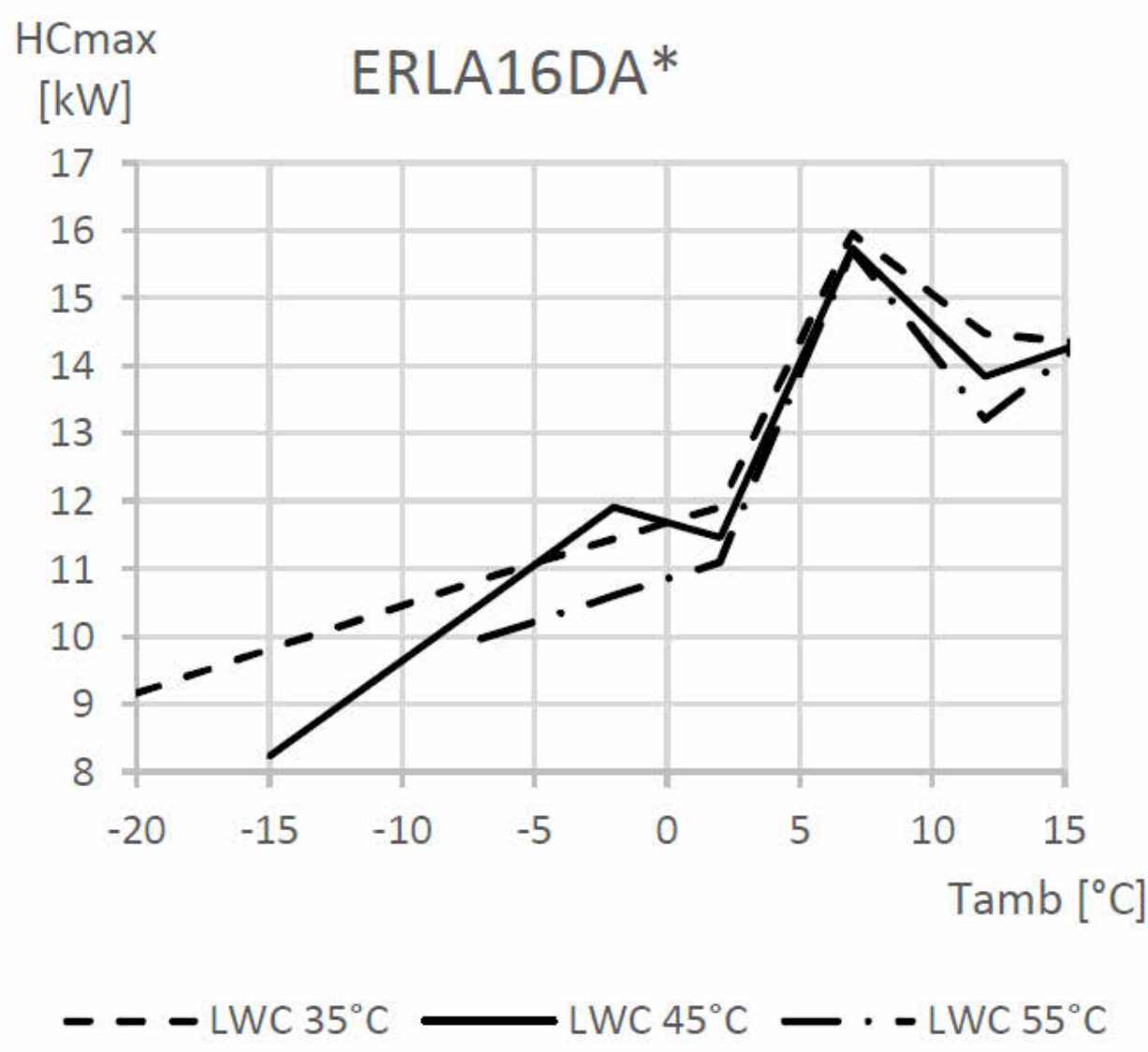


Схема трубопроводів

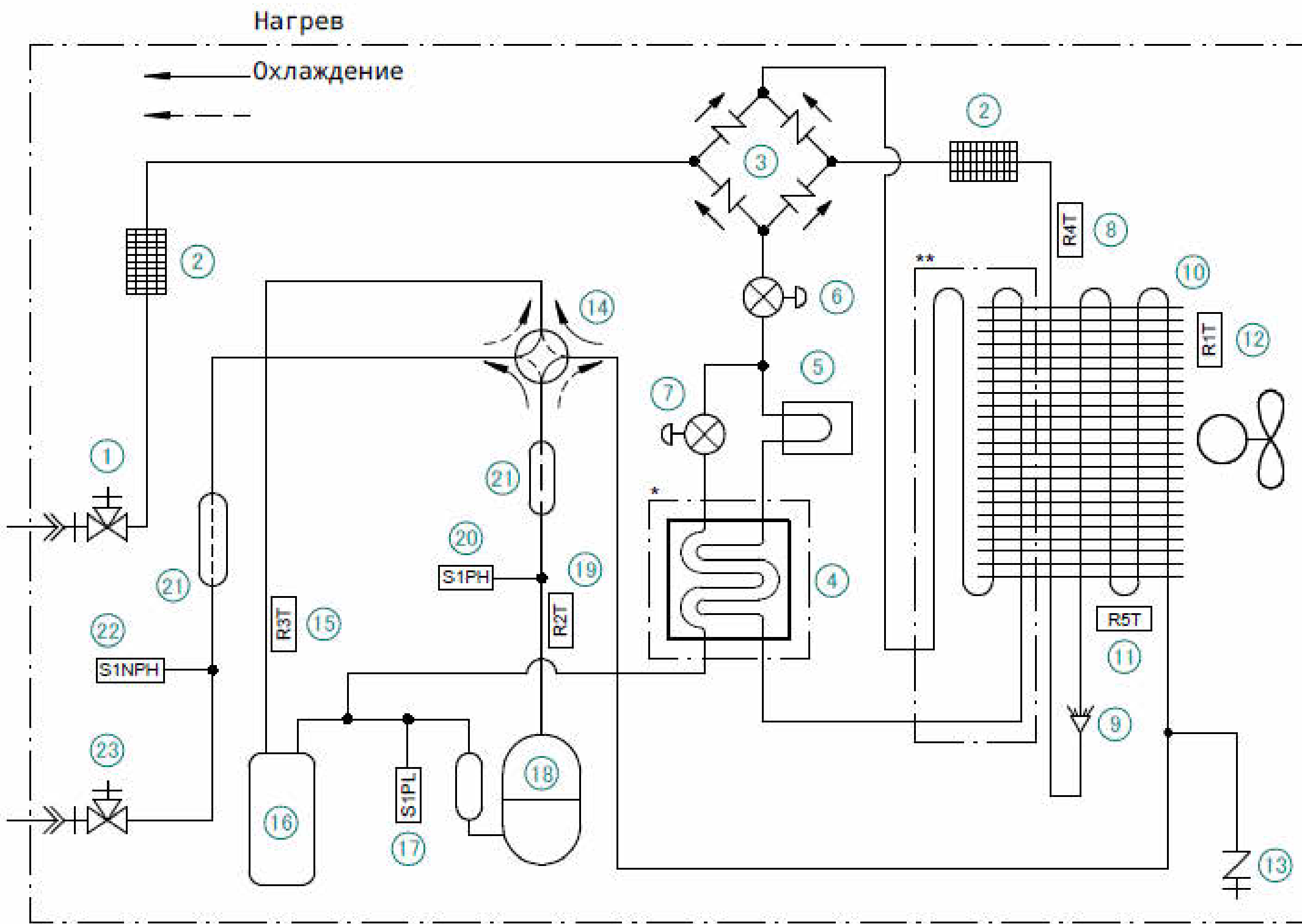
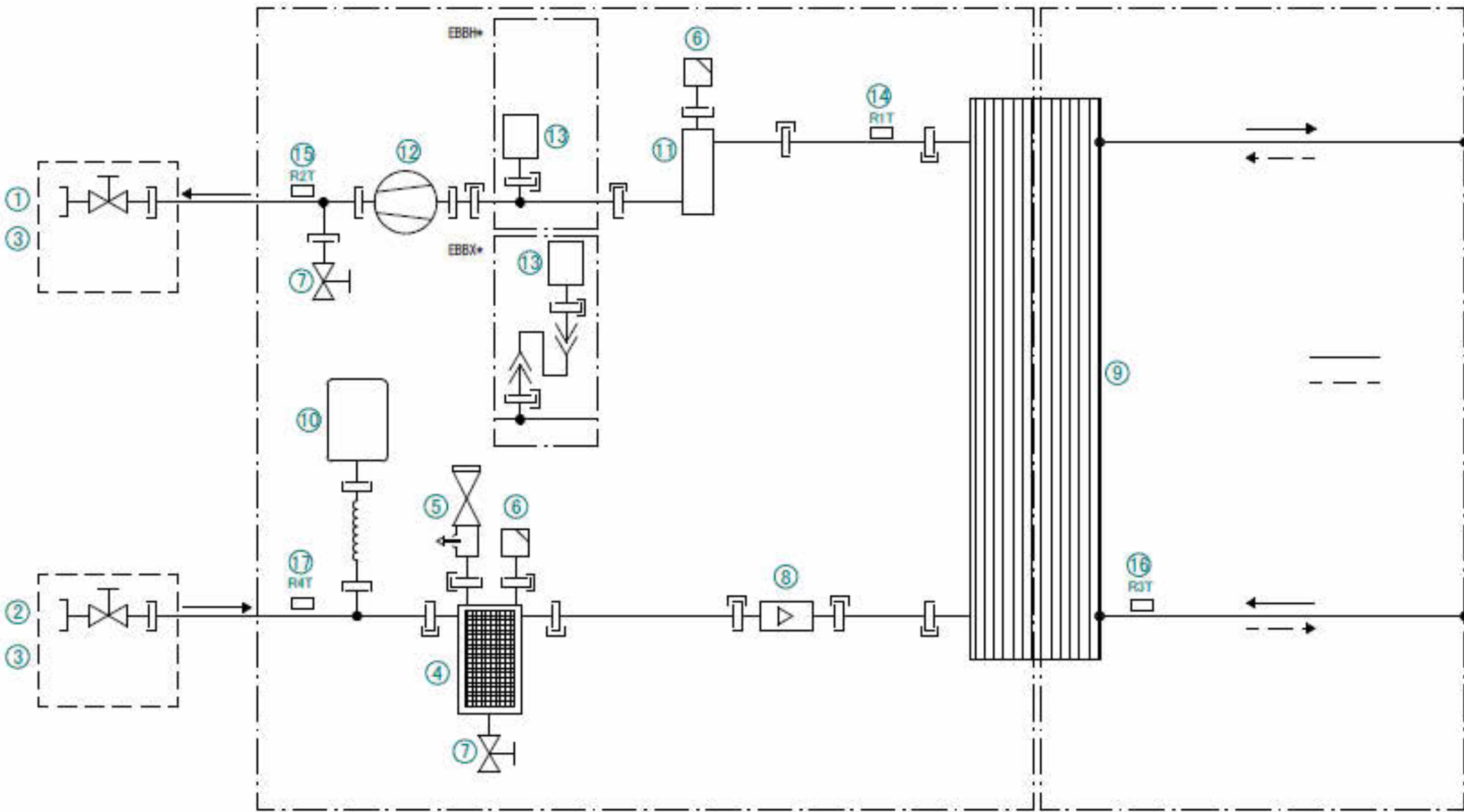


Схема трубопроводів



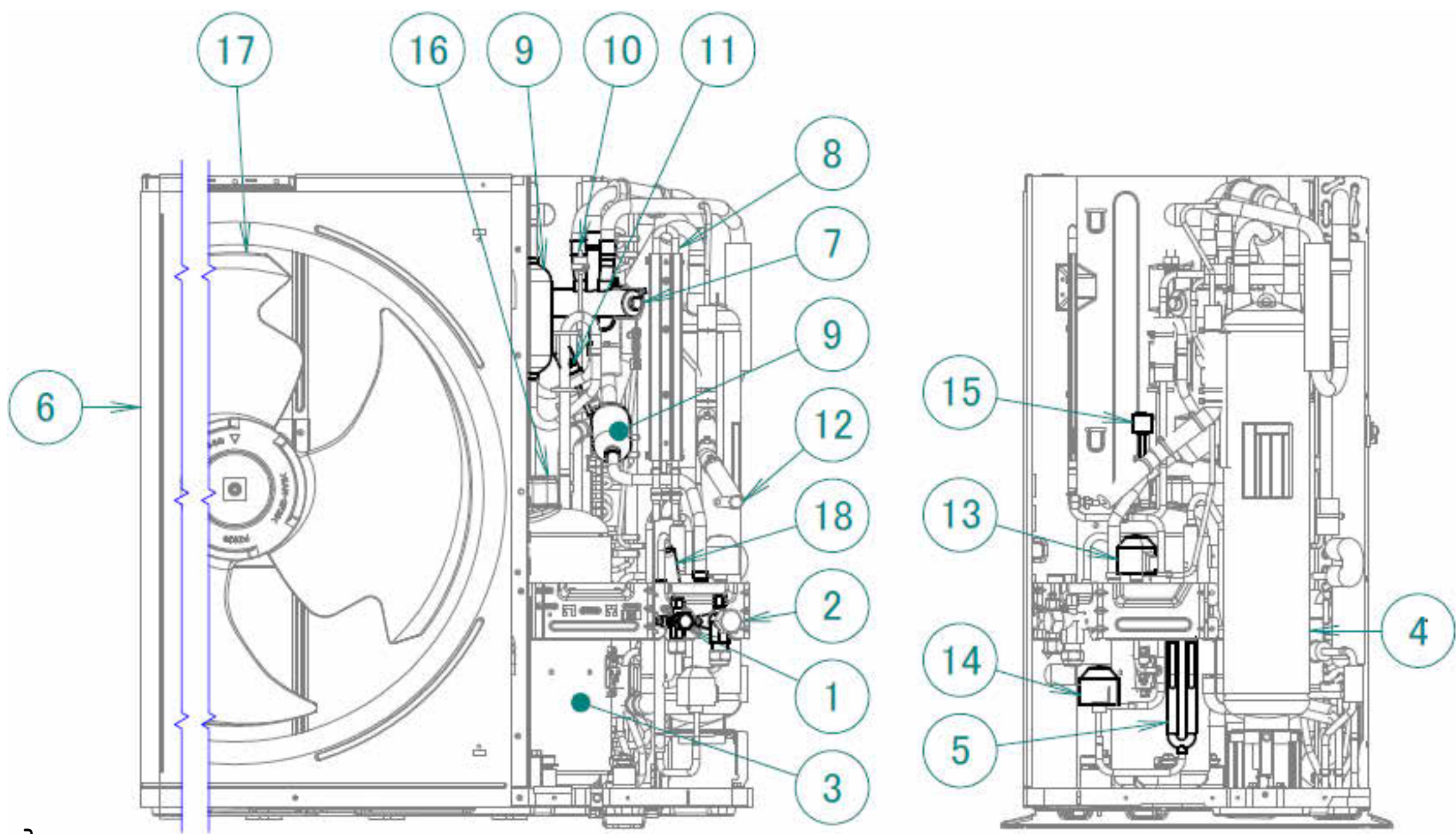
Експлікація обладнання

- 1- Запірний вентиль лінії рідини з сервісним портом;
- 2 - Фільтр;
- 3 - Випрямник;
- 4 - Економізатор;
- 5 - Тепловідвід;
- 6 - Електронний терморегулюючий вентиль (основний);
- 7 - Електронний терморегулюючий вентиль (впорскування);
- 8 - Термістор;
- 9 - Розподільювач;
- 10 - Теплообмінник;
- 11 - Термістор (теплообмінник);
- 12 - Термістор (зовнішня температура);
- 13 - Сервісний порт;
- 14 - 4-ходовий клапан;
- 15 - Термістор (всмоктувач);
- 16 - Накопичувач;
- 17 - Перемикач низького тиску;
- 18 - Компресор;
- 19 - Термістор (нагнітання);
- 20 - Перемикач високого тиску;
- 21 - Глушник;
- 22 - Датчик тиску;
- 23 - Запірний вентиль газової лінії;

Експлікація обладнання

- 1- Нагрів приміщення - вихід води;
- 2 - Нагрів приміщення - вхід води;
- 3 - Запірний клапан;
- 4 - Фільтр;
- 5 - Запобіжний клапан;
- 6 - Випуск повітря;
- 7 - Дренаж;
- 8 - Датчик витрати;
- 9 - Пластинчастий теплообмінник;
- 10 - Розширювальний бак;
- 11 - Резервний нагрівач;
- 12 - Насос;
- 13 - Датчик тиску води в системі опалення приміщення;
- 14 - Термістор на виході води з теплообмінника;
- 15 - Термістор на виході води з резервного нагрівача;
- 16 - Термістор (теплообмінник; трубопровід рідини);
- 17 - Термістор на вході води;

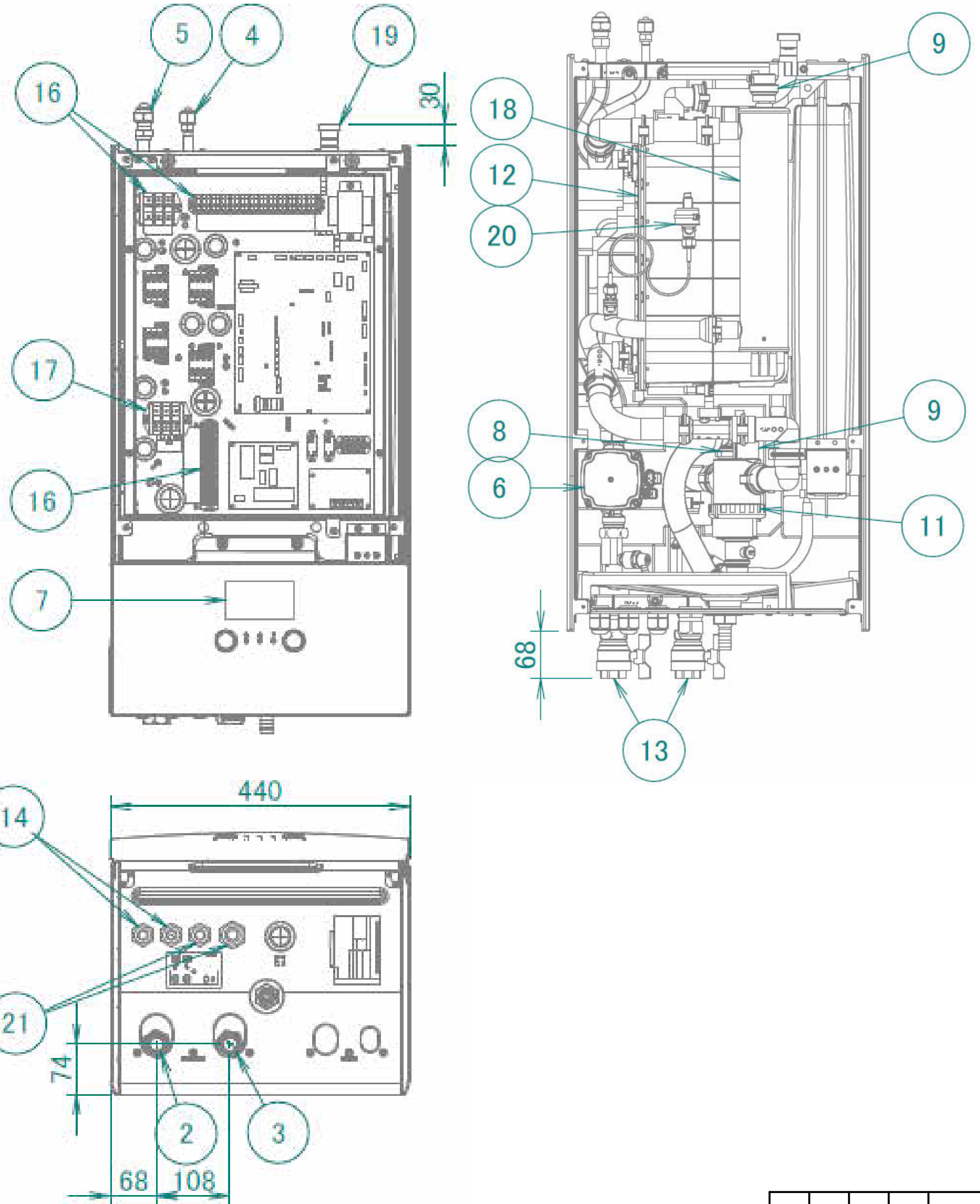
Будова зовнішнього блоку теплового насосу Daikin



Експлікація обладнання

- 1- Запірний вентиль лінії рідини з сервісним портом;
- 2 - Запірний вентиль газової лінії з сервісним портом;
- 3 - Компресор;
- 4 - Накопичувач;
- 5 - Випрямник;
- 6 - Теплообмінник;
- 7 - 4-ходовий клапан;
- 8 - Тепловідвід;
- 9 - Глушник;
- 10 - Перемикач високого тиску;
- 11 - Перемикач низького тиску;
- 12 - Сервісний порт;
- 13 - Електронний терморегулюючий вентиль (впорскування);
- 14 - Електронний терморегулюючий вентиль (основний);
- 15 - Датчик тиску;
- 16 - Вивід компресора;
- 17 - Вентилятор;
- 18 - Фільтр;
- 19 - Отвір;
- 20 - 4 отвори для анкерних болтів.

Будова внутрішнього блоку (гідромодуля) теплового насосу Daikin



Експлікація обладнання

- 1- Отвір для кріплення на стіні;
- 2 - Вивід води;
- 3 - Вивід для води;
- 4 - Вивід рідкого холодоагента;
- 5 - Патрубок газоподіюного холодоагенту;
- 6 - Насос;
- 7 - Інтерфейс користувача;
- 8 - Запобіжний клапан (тиск);
- 9 - Викид повітря;
- 10 - Розширювальний бак;
- 11 - Фільтр;
- 12 - Теплообмінник (холодоагент/вода);
- 13 - Запірний клапан;
- 14 - Підключення живлення;
- 15 - Дверцята обслуговування;
- 16 - Клема розподільчої коробки;
- 17 - Клема розподільчої коробки для ГВП;
- 18 - Резервний нагрівач;
- 19 - Викид холодоагента;
- 20 - Датчик тиску води в системі опалення приміщення;
- 21 - Налаштування.

НУВГП ННІБА ТГВ 03-02-887777 - МР					
Система автономного теплоснабчання індивідуального житлового будинку з використанням повітряних теплових насосів					
Зм.	К-сть	Арк.	№ док.	Підпис	Дата
Керівник					12.23
Консультант					12.23
Рецензент					12.23
Студент					12.23
Норм. Контр.					12.23
Система автономного теплоснабчання індивідуального житлового будинку.				Стадія	Аркш.
				Н	6
Технічні дані теплового насоса Daikin				НУВГП ННІБА ТГВ м. Рівне	