



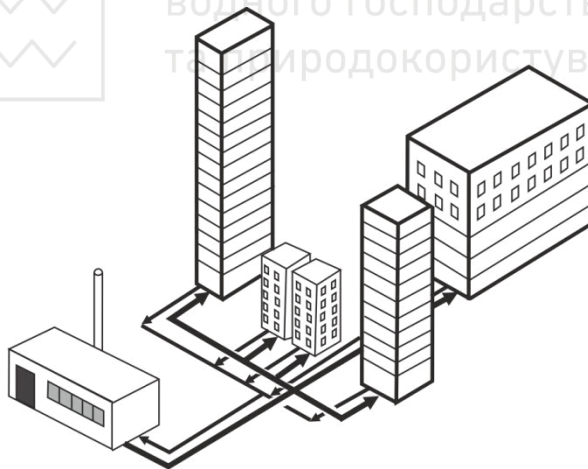
Національний університет
водного господарства
та природокористування

В.А. Ковальчук, Т.С. Мацнєва

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ



Національний університет
водного господарства
та природокористування



Рівне 2013



Національний університет

водного господарства

та природокористування

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування

В.А. Ковальчук, Т.С. Мацнєва

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Навчальний посібник

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки
України як навчальний посібник для студентів вищих
навчальних закладів, які навчаються за напрямом
підготовки «Будівництво»*

Рівне 2013



Національний університет

УДК 658.264(075)

ББК 31.38я7

K56

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України.

(Лист № 1/11–9573 від 06.06.2013 р.)

Рецензенти:

Редько О.Ф., доктор технічних наук, професор Харківського національного університету будівництва та архітектури;

Гіроль М.М., доктор технічних наук, професор Національного університету водного господарства та природокористування (м. Рівне);

Лозбін В.І., доктор технічних наук, професор Національного університету водного господарства та природокористування (м. Рівне);

Лук'янов О.В., доктор технічних наук, професор Донбаської національної академії будівництва та архітектури (м. Макіївка).

Ковальчук В.А., Мацнєва Т.С.

K56 Теплопостачання: Навчальний посібник. – Рівне: НУВГП, 2013. – 300 с. : іл. 67.

ISBN 978-966-327-261-0

У посібнику наведено класифікацію і методику розрахунку теплового навантаження систем теплопостачання. Описано централізовані системи та режими їх регулювання. Розглянуто методики гідравлічного та теплового розрахунків мереж, їх схеми, конструкції, способи прокладання. Матеріал посібника доповнено прикладами розрахунку, які можуть бути корисними під час курсового та дипломного проектування.

Навчальний посібник призначено для студентів спеціальностей «Теплогазопостачання і вентиляція» та «Теплоенергетика» вищих навчальних закладів.

УДК 658.264(075)

ББК 31.38я7

ISBN 978-966-327-261-0

© Ковальчук В.А., Мацнєва Т.С., 2013

© Національний університет водного господарства та природокористування, 2013



ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1. Стан і перспективи розвитку теплопостачання в Україні та за кордоном	7
1.1. Контрольні питання.....	20
2. Споживачі тепла	21
2.1. Визначення теплових потоків на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання.....	21
2.2. Графіки теплового споживання.....	26
2.3. Приклади розрахунку.....	28
2.4. Контрольні питання.....	33
3. Системи теплопостачання	34
3.1. Класифікація систем теплопостачання.....	34
3.2. Загальна характеристика джерел теплопостачання.....	34
3.3. Теплові мережі.....	37
3.4. Теплоносії систем теплопостачання.....	38
3.5. Водяні системи теплопостачання.....	39
3.6. Парові системи теплопостачання.....	47
3.7. Контрольні питання.....	52
4. Регулювання відпуску тепла в системах централізованого теплопостачання.....	53
4.1. Способи регулювання	53
4.2. Центральне регулювання теплового навантаження	57
4.2.1. Побудова графіка температур для опалювання	57
4.2.2. Побудова графіка температур для вентиляції.....	59
4.3. Центральне якісне регулювання за суміщеним графіком опалення і гарячого водопостачання	62
4.4. Приклади розрахунку.....	66
4.5. Контрольні питання.....	78
5. Гідравлічний розрахунок теплових мереж.....	79
5.1. Визначення розрахункових витрат води	79
5.2. Розрахунок водяних теплових мереж	82
5.3. Розрахунок паропроводів.....	87
5.4. Розрахунок конденсатопроводів	88
5.5. П'єзометричний графік	91
5.6. Вплив тиску в тепловій мережі на приєднання абонентських систем	101



5.7. Добирання насосів	104
5.8. Приклади розрахунку	107
5.9. Контрольні питання	125
6. Гідравлічний режим теплових мереж	126
6.1. Основи гідравлічного режиму	126
6.2. Розрахунок гідравлічного режиму	130
6.3. Гідравлічна стійкість систем теплопостачання	133
6.4. Регулювання тиску в теплових мережах	137
6.5. Приклади розрахунку	141
6.6. Контрольні питання	144
7. Трубопроводи та устаткування теплових мереж	145
7.1. Конструювання теплових мереж	145
7.2. Трубопроводи й арматура	147
7.3. Компенсатори у теплових мережах	159
7.4. Опори теплових мереж	168
7.5. Теплова ізоляція	177
7.6. Захист трубопроводів від корозії	188
7.7. Приклади розрахунку	190
7.8. Контрольні питання	209
8. Траса і способи прокладання теплових мереж	210
8.1. Вибір траси в населеному пункті	210
8.2. Способи прокладання теплових мереж	214
8.3. Контрольні питання	226
9. Приклади тестів	227
Словник термінів	248
ЛІТЕРАТУРА	254
ДОДАТКИ	259



ВСТУП

Дисципліна «Теплопостачання» є фаховою для майбутніх спеціалістів з теплогазопостачання та вентиляції. Вивчення її передбачає оволодіння знаннями стосовно конструкцій, принципів дії і характерних властивостей систем теплопостачання, засвоєння методів розрахунку і здобуття навичок проектування, знайомство з перспективними напрямками розвитку систем забезпечення теплом.

Для оволодіння теоретичними та практичними знаннями з «Теплопостачання» необхідне розуміння фізичних процесів, пов'язаних з рухом води та пари трубопроводами, їх нагріванням та охолодженням, передачею теплоти. Тому цю навчальну дисципліну студенти висвчають після засвоєння «Технічної механіки рідин і газів», «Тепломасообміну», «Будівельної теплофізики», «Термодинаміки і теплотехніки», «Опалення», «Теплогенеруючих установок».

Метою викладання дисципліни «Теплопостачання» є формування у майбутніх фахівців умінь і знань основ проектування, будівництва та експлуатації систем теплопостачання. На основі сучасних досягнень науки та техніки в змісті дисципліни відображено теоретичні, науково-методичні, проектні та виробничі аспекти для всебічної підготовки спеціалістів, які відповідають вимогам кваліфікаційної характеристики бакалавра за напрямками 6.060101 «Будівництво» та 6.050601 «Теплоенергетика».

Основними завданнями, що мають бути вирішені під час вивчення дисципліни, є теоретична і практична підготовка студентів з основних положень та вимог державних стандартів до систем теплопостачання; принципів роботи, призначення та конструкцій споруд теплопостачання.

Згідно з вимогами освітньо-професійної програми студенти повинні:

вміти: ставити і вирішувати завдання, пов'язані з проектуванням, розрахунком, експлуатацією споруд теплопостачання населених пунктів з врахуванням вимог щодо охорони навколишнього середовища і раціонального використання енергетичних ресурсів; керувати налагодженням і експлуатацією споруд теплопостачання; використовувати сучасну обчислювальну



техніку під час проектування та розрахунку систем; шукати і використовувати науково-технічну інформацію;

знати: вимоги нормативних документів до проектування та експлуатації систем теплопостачання; переваги, недоліки, доцільність використання систем та схем теплопостачання; методики розрахунку водяних та парових систем; шляхи економії паливно-енергетичних та водяних ресурсів, а також підвищення ефективності роботи за рахунок використання сучасного устаткування та прогресивних рішень.

Методичною основою навчального посібника є узагальнення досвіду викладання авторами навчальної дисципліни для студентів професійного спрямування «Теплогазопостачання та вентиляція» та «Теплоенергетика».

Після кожного розділу наведено приклади розв’язування практичних задач та питання для перевірки засвоєних знань, що стане в нагоді під час курсового, дипломного проектування та підготовки до іспитів.

У даному навчальному посібнику враховано вимоги нормативних документів станом на 01.09.2012.

Усі розділи навчального посібника написано авторами спільно.

Автори висловлюють вдячність рецензентам: докторові технічних наук, професору, завідувачу кафедри теплогазопостачання, вентиляції і використання вторинних енергоресурсів Харківського національного університету будівництва та архітектури О.Ф. Редьку, докторові технічних наук, професору, завідувачу кафедри водовідведення, теплогазопостачання та вентиляції Національного університету водного господарства та природокористування М.М. Гіролю, докторові технічних наук, професору, колишньому завідувачу кафедри теплоенергетики та машинознавства Національного університету водного господарства та природокористування В.І. Лозбіну, докторові технічних наук, професору Донбаської національної академії будівництва та архітектури О.В. Лук’янову, за висловлені зауваження та підтримку видання цього навчального посібника.

Автори із вдячністю сприймуть усі зауваження та пропозиції читачів, спрямовані на поліпшення навчального посібника, і просять надсилати їх на електронну адресу: kaf_wt@nuwm.rv.ua



1. Стан і перспективи розвитку теплопостачання в Україні та за кордоном

Від радянських часів Україні дісталась досить розвинена система теплопостачання. Основними споживачами теплової енергії є житлово-комунальний сектор (44%) та промисловість (35%), інші галузі економіки разом споживають близько 21% тепла [1].

Теплопостачання країни забезпечують різноманітні джерела теплоти: промислові і опалювальні ТЕЦ, великі і середні районні опалювальні котельні, групові та автономні промислово-опалювальні котельні, дрібні автономні опалювальні котельні, квартирні генератори, теплові вторинні енергоресурси, нетрадиційні та відновлювані джерела теплової енергії [1].

За даними Міністерства палива та енергетики України [1] на даний час працюють близько 250 ТЕЦ, з яких більше 200 — дрібні відомчі промислові установки. Основним паливом для ТЕЦ служить природний газ (76...80%), використовують також мазут (15...18%) і вугілля (5...6%). Обладнання на більшості ТЕЦ застаріле, не відповідає сучасним екологічним вимогам і нормативам, потребує реконструкції та модернізації.

Крім того в тепловому господарстві країни перебуває понад 100 тисяч котелень різного призначення [1]. Більшість — це дрібні промислові чи опалювальні автономні котельні. Стан їх обладнання переважно незадовільний, вони потребують реконструкції із заміною основного устаткування. У великих і середніх містах концентрація котелень найбільша. У Києві, Львові, Донецьку, Дніпропетровську, Харкові кількість котелень перевищує тисячу одиниць. У містах з населенням понад 100 тисяч чоловік кількість котелень становить від 100 до 800. Основним паливом для котелень є природний газ (52...58%), частка рідкого палива становить 12...15%, вугілля — 27...36%.

Чималий обсяг теплоти виробляють також індивідуальні (квартирні) генератори (газові, рідинні, твердопаливні котли, побутові печі тощо).

За радянських часів енергетична, екологічна і технічна перевага централізованого теплопостачання над автономним в умовах монополії державної власності вважалася апріорною. Автономне і



індивідуальне теплопостачання окремих будинків було виведене за рамки енергетики і розвивалося за залишковим принципом.

В системі централізованого теплопостачання велике розповсюдження отримали ТЕЦ — підприємства комбінованого виробітку електроенергії і теплоти. Технологічно ТЕЦ орієнтовані на пріоритет електропостачання, супутнє створюване тепло здебільшого використовували в холодний період року, а в теплий період скидали в довкілля. Гармонізувати режими виробництва теплової і електричної енергії з режимами їх споживання вдається далеко не завжди. Тим не менше, високий рівень великої енергетики визначив «технологічну незалежність» і навіть певний експортний потенціал країни, що не можна сказати про малу теплоенергетику. Низькі ціни на паливні ресурси, економічно не обгрунтована ціна теплової енергії не сприяли розвитку технологій «малого» котлобудування [2]. До нинішнього часу мільйони сільських мешканців в якості джерел тепла використовують глиняні або цегляні печі з коефіцієнтом енергетичної ефективності не більше ніж 30...40%.

В радянський час більшу увагу приділяли виробництву електроенергії. Всі плюси спільного вироблення тепла і електричної енергії відносили на сторону електроенергії, централізоване теплопостачання фінансували за залишковим принципом: часом ТЕЦ вже була побудована, а теплові мережі ще не підведені. Як результат теплопроводи були низької якості з поганою ізоляцією і неефективним дренажем, споживачів тепла до теплових мереж підключали без автоматичного регулювання навантаження, в кращому випадку, із застосуванням гідравлічних регуляторів стабілізації витрати теплоносія. Це примушувало відпускати тепло способом центрального якісного регулювання: шляхом зміни температури теплоносія залежно від зовнішньої температури за єдиним графіком для всіх споживачів з постійною циркуляцією в мережах, що зумовлювало перевитрати тепла споживачами через різні режими експлуатації і неможливість спільної роботи кількох джерел на єдину мережу для здійснення взаємного резервування. Відсутність або неефективність регулювальних приладів в місцях підключення споживачів до теплових мереж також викликала перевитрату теплоносія. Це призводило до зростання температури зворотної води до такого ступеня, що з'являлася небезпека виходу з



ладу станційних циркуляційних насосів, що примушувало знижувати відпуск тепла з джерела і порушувати температурний графік навіть в умовах достатньої потужності.

Важливим показником технологічного стану систем теплопостачання є обсяги втрат тепла в теплових мережах. Зараз вони є не виправдано високими. Протяжність магістральних і розподільчих теплових мереж в Україні становить 24,3 тис. км в двотрубному обчисленні [1]. Стан більшості тепломереж незадовільний, понад 28% експлуатується більше 25 років, 43% — понад 10 років і лише 29% тепломереж мають термін експлуатації менше 10 років. Втрати тепла в теплових мережах складають від 5 до 32% із середньозваженим показником близько 14,3%.

Теплові мережі в нашій країні є найбільш уразливим елементом системи теплопостачання. Основні засоби, що виділяють з бюджету на капітальний і поточний ремонт систем, поглинають саме теплові мережі. Практика аварійної заміни окремих вузлів або ділянок трубопроводів, яку зазвичай виконують за несприятливих метеорологічних умов в рекордні терміни з порушенням технології, є, по суті, вимушеною, але надто неефективною системою витрачання і без того недостатніх фінансових ресурсів, які виділяють на теплопостачання.

Зниження втрат теплової енергії в тепломережах можна досягти за рахунок їх реконструкції та модернізації.

Дискусія про стратегію майбутнього розвитку теплопостачання свідчить про широкий спектр думок і оцінок фахівців, нерідко прямо протилежних. Одні вважають розвиток автономного і індивідуального теплопостачання хибною тенденцією, яка призведе до зниження надійності і безпеки забезпечення споживачів тепловою енергією, до погіршення екології забудови. Інші заявляють про те, що централізоване теплопостачання від районних теплових мереж і квартальних котельних відживає свій вік через низьку енергетичну ефективність. Як правило, і ті і інші роблять глобальні висновки на підставі власних порівняльних оцінок конкретних проектів. Як результат, сьогодні установки децентралізованого теплопостачання (дахові та міні котельні) встановлюють в новобудовах практично усіх міст України [3]. Крім того, часто абоненти багатопверхових будівель від'єднуються від



системи централізованого тепlopостачання і встановлюють автономні квартирні системи опалення.

Останнім часом зазнає критики централізоване тепlopостачання на базі теплофікації — спільного виробництва теплової і електричної енергії. Основними недоліками вважають великі тепловтрати в трубопроводах під час транспортування тепла, зниження якості тепlopостачання через недотримання температурного графіка і необхідних напорів для споживачів. Пропонують переходити на децентралізоване автономне тепlopостачання від автоматизованих котелень, в тому числі і розташованих на дахах будинків, обґрунтовують це меншою вартістю і можливістю обійтись без прокладання теплопроводів. Але в той же час, переважно, не враховують, що підключення теплового навантаження до котельної позбавляє можливості виробітку дешевої електроенергії на тепловому споживанні. Тому ця частина невиробленої електроенергії повинна відшкодовуватись виробництвом її за конденсаційним циклом, ККД якого в 2...2,5 рази нижче порівняно з теплофікаційним. Отже, і вартість електроенергії, яку споживає будинок з тепlopостачанням від котельної, повинна бути вищою ніж для будинку, підключеного до теплофікаційної системи тепlopостачання, а це викличе різке збільшення експлуатаційних витрат.

З досвіду технічно розвинутих країн Європи можна зробити висновок, що за останні два десятиріччя широкого застосування в державах Західної Європи (Фінляндії, Данії, Норвегії, Австрії тощо) набули системи централізованого тепlopостачання з використанням технологій комбінованого виробітку теплової та електричної енергії [1].

Розширення застосування систем централізованого постачання зумовлене численними факторами, головними з яких є:

- ущільнення існуючої забудови, що призводить до підвищення щільності теплових навантажень, унаслідок чого різко збільшується рівень конкурентоспроможності систем тепlopостачання з розвинутими тепловими мережами;
- застосування новітніх технологій і устаткування у будівництві теплових мереж, що дає змогу значно знизити теплові втрати;



- використання новітніх технологій комбінованого виробітку тепла та електроенергії з високим рівнем ККД — парогазові, газотурбінні установки з утилізацією відкидного тепла;

- постійне підвищення ціни органічного палива на світових ринках, що поступово робить ефективним втілення різноманітних енергоощадних заходів, у тому числі тих, які раніше були економічно недоцільними. Насамперед це стосується подальшого впровадження централізації теплопостачання на базі комбінованого виробництва тепла і електроенергії на ТЕЦ.

Активно зростають потужності ТЕЦ і невеликих установок комбінованого циклу у Німеччині, Нідерландах, США, Франції, Великобританії. В цілому в державах Західної Європи частка комбінованого виробітку тепла та електроенергії в загальному сумарному виробництві електрики в 2000 році становила 9%. За прогнозом Всесвітньої Енергетичної Ради цей показник до 2010 мав збільшитись до 18%.

Централізоване теплопостачання столиці Австрії, Відня, здійснюють від ТЕЦ і сміттєспалювальних станцій. Встановлена теплова потужність цих установок — 2155 Гкал/год. Частка ТЕЦ у загальному балансі споживання тепла становить 38%, частка сміттєспалювальних станцій — 6% (решта — індивідуальні опалювальні та промислові котельні, квартирні генератори тепла). Теплові мережі мають довжину 820 км, у тому числі магістральні — 470 км, до них підключено близько 25% житлового фонду міста.

Централізоване теплопостачання Стокгольма (близько 65% споживачів) забезпечують комбіновані установки і теплові мережі фірми “Energi AB”.

Первинним енергоносієм для європейських ТЕЦ є природний газ (44%) та рідке паливо (15,6%). Решта складових паливного балансу ТЕЦ — це торф, деревина, вугілля, сміття тощо. У Швеції та Фінляндії майже 30% енергоустановок працюють на відходах.

За прогнозами провідних світових наукових установ, а також Всесвітнього Енергетичного Конгресу і Всесвітньої Енергетичної Ради, основним напрямом розвитку енергетики у XXI столітті буде будівництво парогазових установок комбінованого циклу, що підвищить централізацію теплопостачання від них.

Досвід Данії. Великого успіху в теплофікації досягла Данія, яка, незважаючи на низьку концентрацію теплового навантаження на



В Данії всі прибутки від теплофікації в перші 12 років віддають на сторону теплової енергії, а після цього ділять навпіл з електричною енергією. В результаті Данія стала першою країною, де було виготовлено попередньо ізольовані труби для безканального прокладання з герметичним покривним шаром і автоматичною системою встановлення витоків, що різко знизило втрати тепла під час його транспортування. В Данії вперше були винайдені безшумні безпорні циркуляційні насоси «мокрого ходу», прилади обліку тепла і ефективні системи авторегулювання теплового навантаження, що дозволило споруджувати безпосередньо в будинках споживачів автоматизовані індивідуальні теплові пункти (ІТП) з автоматичним регулюванням і обліком тепла в місцях його використання [4].

3 метою підвищення ефективності спільного виробництва теплової і електричної енергії та вирівнювання максимуму енергоспоживання в Данії знайшли широке застосування теплові акумулятори ємністю до 50 тис. м³, які встановлюють біля джерела тепла (не слід плутати з акумуляторами води, які застосовують у вітчизняних системах відкритого водозабору). Нижня частина акумулятора з'єднана із зворотним трубопроводом теплової мережі, верхня через рухомий дифузор — з подавальним трубопроводом. Із зменшенням циркуляції в розподільних теплових мережах бак заряджається, під час збільшення циркуляції надлишкова витрата теплоносія із зворотного трубопроводу надходить в бак, а гаряча вода видавлюється з нього.

Досвід Німеччини. У теплопостачанні міських населених пунктів Німеччини задіяні 585 установок з комбінованим виробленням



тепла та електроенергії, а також 1560 великих і середніх теплофікаційних котельень. Енергоустановки комбінованого вироблення тепла і електроенергії дають 76% тепла, 22% — газові котельні, 2% становить відкидне тепло промислових підприємств [6].

Енергетична політика Німеччини направлена на підтримання необхідного теплового комфорту за рахунок якомога менших затрат енергії. До переліку енергоощадних заходів входить належна теплоізоляція новобудов, санація старих будинків, регулярний огляд та контроль справності теплогенераторів, складання енергетичних паспортів будівель, енергетичний аудит об'єктів з високим рівнем споживання енергії.

Розроблено та впроваджено комерційну систему фінансування — контрактинг [5]. Згідно даної системи комерційна фірма за рахунок своїх та кредитних коштів виконує роботи в будинку і експлуатує обладнання до моменту повної його окупності та отримання визначеної договором долі прибутку. В зв'язку з цим фірма зацікавлена в досягненні максимальної ефективності виконаного проекту.

Досвід Швеції. Протягом 1970–2005 років у країні було повністю реконструйовано теплопостачання. Поетапно проведено заміщення природного газу та нафтопродуктів місцевими джерелами палива та енергії, здійснено перехід на відновлювальні джерела палива та енергії, втілена політика енергетичної незалежності країни, муніципалітетів і громадян від постійного подорожчання імпорту нафти та газу [7]. ТЕЦ використовують у якості палива деревину та відходи деревообробки, включаючи спалювання кори, тирси, швидкорослої деревини та пічне дизельне паливо. До того ж у країні побудовано сміттєпереробні заводи, що виробляють теплову та електричну енергію; у фермерському господарстві використовують як джерело теплової енергії котли, які працюють на макусі (відходах переробки насіння олійних культур); у власних садибах поширені сонячні водонагрівальні елементи; з харчових відходів та сільськогосподарських рослин, комунальних відходів і «обмивок» підприємств переробки м'яса заводи виробляють біогаз; виробляють деревинні плити, паливні брикети і деревинний пил («борошно») для спалювання в котельних агрегатах; на очисних



спорудах каналізації міст отримують біогаз і утилізують його для забезпечення власних потреб в електро- та теплоенергії [7].

Наступним кроком керівництва Швеції у 2005 році стало створення національної програми, направленої на подолання залежності країни від видобувних видів палива до 2020 року за рахунок поступового переходу з нафти до біопалива.

Серед країн колишнього соцтабору та СРСР яскравими прикладами є Польща та Латвія, в яких системи централізованого теплопостачання пройшли етапи становлення, занепаду та відновлення.

Досвід Польщі. На початку 90-х років двадцятого століття стан теплових мереж Варшави оцінювали як катастрофічний [3]. Якість послуг була незадовільною, перерви у теплопостачанні через аварії — звичайною справою. Масовим було від'єднання споживачів та встановлення ними індивідуального опалення.

Для виправлення ситуації у 1992 році було розроблено програму модернізації, яка включала упорядження теплових мереж, встановлення приладів обліку в абонентів та модернізацію теплових пунктів. За рахунок цього витрати теплоносія зменшили на 68%; втрати тепла — на 41%; кількість аварій — на 73%; чисельність персоналу — на 34% [3].

Зараз альтернативу централізованому теплопостачанню розглядають лише під час спорудження нових будинків. Це зумовлено тим, що більшість фірм пропонує індивідуальні джерела теплопостачання, капітальні затрати на які дещо менші, ніж на приєднання до централізованої системи (тому у деяких випадках тепломережа бере на себе половину витрат на приєднання), хоча подальша собівартість теплової енергії вища, ніж вартість покупної. Зауважимо, що вартість теплової енергії в Польщі помітно вища, ніж в Україні (у 2005 році різниця становила 40%).

Досвід Латвії. Показовим є приклад реконструкції системи централізованого теплопостачання м. Риги. Метою програми модернізації системи теплопостачання стало забезпечення комфортних умов для споживача. Наголос було зроблено на обліку енергоресурсів та модернізації внутрішніх квартальних мереж і теплових пунктів. Що стосується найбільш витратної частини системи, мережі, було вирішено обмежитися заходами, які не



потребували значних фінансових ресурсів: осушення каналів підземних теплотрас та підвищення рівня експлуатації [3].

Температура в приміщеннях регулюється автоматикою теплового пункту за температурою довкілля, але, якщо понад 50% мешканців на зборах постановили, що необхідно підвищити температуру, чи понизити її у нічні години, чи щось інше, то на ІТП відповідно програмують автоматику.

Для реформування систем теплопостачання в нашій країні було прийнято ряд законодавчих документів, які визначають та окреслюють зміни і подальший розвиток галузі.

Зокрема, прийнято «Концепцію Державної цільової програми модернізації комунальної теплоенергетики», яку передбачено виконати протягом 2009–2013 років. Результатом її виконання має стати підвищення енергоефективності галузі на 10...12% і зменшення обсягів споживання природного газу на 30% [2].

Державна цільова програма модернізації комунальної теплоенергетики спрямована на подолання системної кризи в галузі шляхом підвищення ефективності використання традиційних видів палива, переходу на альтернативні джерела енергії та нетрадиційні види палива, заміни застарілого і фізично зношеного обладнання, впровадження енергоощадних технологій та зменшення обсягів споживання газу.

В цільовій програмі [2] вказано, що можливі два варіанти розв'язання проблеми комплексної модернізації теплоенергетики. Перший варіант передбачає демонтаж усього застарілого обладнання, спорудження і введення в експлуатацію нових об'єктів, він потребує залучення великих за обсягами інвестицій для закупівлі і встановлення значної кількості імпортного устаткування. Другий, оптимальний варіант, — це розроблення та забезпечення виконання Державної цільової програми модернізації комунальної теплоенергетики, яка передбачає:

- створення умов для комплексної модернізації та технічного переоснащення підприємств галузі;
- розроблення і впровадження енергоефективних технологій та обладнання;
- підвищення рівня ефективності використання енергоресурсів;



- здійснення заходів, спрямованих на розвиток виробництва енергетичного обладнання;

- зменшення обсягів викидів забруднювальних речовин.

Для вирішення цих задач необхідно:

- провести системний аналіз технічних і організаційних рішень щодо модернізації комунальної теплоенергетики;

- розробити нормативну базу з питань реформування галузі;

- забезпечити використання альтернативних джерел енергії та нетрадиційних видів палива;

- створити та освоїти серійне виробництво сучасного енергетичного обладнання.

Головними напрямками реформування систем тепlopостачання відповідно до «Енергетичної стратегії України на період до 2030 року» [1] є:

Реконструкція ТЕЦ, впровадження нових технологій з комбінованим виробництвом тепла та електроенергії, введення в експлуатацію водогрійних котлів. Це має забезпечити високі енергетичні, економічні та екологічні показники. Введення в експлуатацію водогрійних котлів дозволить суттєво підвищити рівень надійності та обсяги забезпечення теплом в централізованих системах, а також вивільнити потужності на малоекономічних котельнях. Такі котли доцільно використовувати як в основному, так і в піковому режимах.

Використання для будівництва та реконструкції теплових мереж попередньо ізольованих пінополіуретаном теплопроводів. Порівняно з традиційними такі труби дозволяють зменшити втрати тепла з поверхні трубопроводу з 20% до 7%, а також у два рази зменшити витoki мережної води.

Впровадження в теплових мережах діагностичних приладів і систем. Використання в процесі експлуатації теплових мереж сучасних локальних і дистанційних діагностичних засобів дозволить ефективно виявляти та локалізувати місця пошкодження теплопроводів і проводити оперативне відновлення їх працездатності.

Створення облікової інфраструктури централізованих систем, впровадження засобів зв'язку та обладнання для

**теплопостачання.**

Енергетичний аудит і розробка науково обґрунтованих схем теплопостачання міст. Необхідність і доцільність реалізації напрямів розвитку централізованих систем слід визначати на підставі прогресивних схем теплопостачання міст і населених пунктів. Такі схеми слід розробляти на підставі даних енергетичного аудиту, очікуваної зміни рівнів і концентрації теплових навантажень, фактичного стану енергетичних об'єктів і теплотрас, фонового забруднення, можливості розміщення нових і реконструкції існуючих об'єктів тощо. Під час складання таких схем на підставі техніко-економічних розрахунків визначають: необхідну потужність об'єктів малої та великої енергетики, доцільність реконструкції енергетичних об'єктів, склад основного обладнання, найбільш ефективні напрями використання наявних інвестиційних ресурсів, а також необхідність залучення кредитів, заходи щодо охорони довкілля, розвитку і реконструкції теплових мереж тощо. Як свідчить аналіз, за рахунок комплексного вирішення проблем енергопостачання міст під час розробки схем теплопостачання, економія лише органічного палива може становити близько 8...10%.

Статистика розроблених і затверджених схем теплопостачання така: в Україні є 466 населених пунктів з централізованим теплопостачанням, станом на 01.05.2012 розроблено та погоджено відповідно до вимог чинного законодавства 139 схем теплопостачання [8], у тому числі генеральна схема теплопостачання м. Рівне та ще восьми міст Рівненської області.

Удосконалення обліку спожитого тепла та збору платежів. Необхідно забезпечити впровадження принципово нових технологій розрахунків, які забезпечать повний контроль і аналіз поточних оплат за тепло, що зробить процес збору коштів прозорим і керованим. У нових системах обліку доцільно забезпечити додаткові сервісні функції, за допомогою яких буде автоматизовано процес видачі технічних умов для укладання контрактів на теплоспоживання, підключення приладів і систем обліку, обслуговування та ремонт теплового устаткування споживачів, надання різноманітних послуг тощо.



Визначено також основні завдання розвитку систем забезпечення теплом [1]:

1. У найближчі 5–10 років доцільним є технічне переоснащення котельних із заміною малоефективних котлів на сучасні типу КВ–ГМ, ВК, КСВа, НКА та інші продуктивністю до 3 Гкал/год з ККД 90...92%. Доцільним заходом є подальша реконструкція діючих малоефективних котлів, зокрема типу НІСТУ-5, що експлуатуються в кількості близько 10 тис. одиниць, з підвищенням ККД до 90...92% та збільшенням їх потужності.

2. Впровадження автономних теплогерел (дахові котельні) доцільно здійснювати в тих районах міст і населених пунктів, де немає систем централізованого теплопостачання та за наявності відповідного техніко-економічного обґрунтування. Програми помірної децентралізації теплопостачання (дахові чи прибудовані котельні) треба втілювати для окремих споживачів, які значно віддалені від централізованих джерел. Зазвичай, такі котельні використовують природний газ і працюють в автоматизованому режимі. При цьому майже відсутні втрати тепла у транспортних мережах.

3. Доцільним заходом є відмова від використання парових котлів, переведення їх роботи у водогрійний режим, що сприятиме підвищенню ККД котелень і заощадженню палива.

4. Перспективним напрямом у технічному переозброєнні теплогерел є переведення діючих великих котелень у режим комбінованого виробництва теплової та електричної енергії за рахунок їх надбудови газотурбінними установками і використання турбогенераторних та турбодетандерних установок, які виробляють електроенергію при перепадах тиску пари і газу, що призводить до додаткового одержання тепла і конденсаційного виробництва електроенергії (міні-ТЕЦ). Розвиток цього напрямку стримувався відсутністю вітчизняних турбін малої потужності.

5. Переобладнання котельних на міні-ТЕЦ дає можливість забезпечувати власні потреби підприємства в електричній енергії, а також скоротити сумарні витрати палива на виробництво теплової та електричної енергії, витрати коштів порівняно з будівництвом нових конденсаційних електростанцій, строки окупності, втрати електроенергії в лініях електропередач.



6. В секторі теплозабезпечення також доцільними є заходи, що стосуються розвитку джерел тепlopостачання, а саме:

- застосування сучасних пальників котельних з низькою емісією оксидів сірки та азоту;
- організація випуску та використання більш ефективної та надійної автоматики регулювання і захисту котлоагрегатів і в цілому котельень;
- впровадження мікроконтролерної системи управління технологічним процесом роботи котлів;
- кільцювання діючих джерел тепла і створення можливості їх паралельної роботи;
- диспетчеризація системи обліку і контролю технологічних процесів розподілу теплової енергії;
- комп'ютеризація, автоматизація систем управління та контролю за процесами виробництва тепла;
- коригування управління процесів горіння газу за вмістом чадного газу у відхідних газах з регулюванням тягодуттєвими машинами за допомогою тиристорних перетворювачів;
- обладнання котельних ефективними утилізаторами тепла відхідних газів з котлів, що дає змогу заощадити природний газ;
- використання нових технологій хімічної підготовки води котельень і ТЕЦ;
- впровадження високоефективної технології приготування і спалювання в топках котлів рідкого палива — паливних емульсій та обладнання для її реалізації. Ця технологія дає можливість спалювати високов'язкий та некондиційний мазут;
- застосування стаціонарних газоаналізаторів оптимізації процесу горіння;
- встановлення електронасосних агрегатів з широким діапазоном робочих характеристик, що дозволить оптимізувати витрату енергії на привід насосів.

Розвиток систем тепlopостачання буде супроводжувати систематичне зменшення питомих витрат паливних ресурсів на одиницю відпущеної теплової енергії.



Необхідним є переведення сектору теплозабезпечення, як і всієї економіки України, з марнотратного шляху на енергоощадний за рахунок втілення нової стратегії державної політики енергозбереження.

Згідно з цією політикою та Законом України «Про енергозбереження» необхідно забезпечити посилення вимог до підприємств теплоенергетики щодо розробки та застосування енергетичних паспортів і впровадження енергоощадних заходів і технологій в проектування, будівництво та реконструкцію старих будівель і споруд.

Енергозаощадження повинно забезпечити скорочення витрат паливно-енергетичних ресурсів, стати основним фактором оздоровлення теплоенергетики, вдосконалення механізму ціноутворення і тарифної політики, сприяти подальшому ефективному розвитку систем теплопостачання.

1.1. Контрольні питання

1. Дайте визначення дисципліни «Теплопостачання». Які її мета і завдання?
2. Яким є сучасний стан теплопостачання в Україні?
3. Які законодавчі документи регулюють розвиток теплопостачання в Україні?
4. Назвіть основні напрямки реформування систем теплопостачання визначені «Енергетичною стратегією України на період до 2030 року».



2. Споживачі тепла

2.1. Визначення теплових потоків на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання

Системи теплопостачання подають тепло різним споживачам, які використовують його періодично (сезонно) або постійно (цілорічно) (рис. 1).

Сезонне споживання тепла залежить від кліматичних умов, головно температури зовнішнього повітря, і є відносно постійним впродовж доби. До сезонного теплоспоживання відносять опалювання, вентилявання та кондиціювання повітря (рис. 1).

На виробничі (технологічні) потреби та гаряче водопостачання тепло подають впродовж усього року. Графік технологічного споживання залежить від режиму роботи підприємства та його галузевої приналежності, а витрати на гаряче водопостачання — від благоустрою будівель, розпорядку робочого дня, режиму роботи комунальних підприємств. Ці витрати значно змінюються впродовж доби.

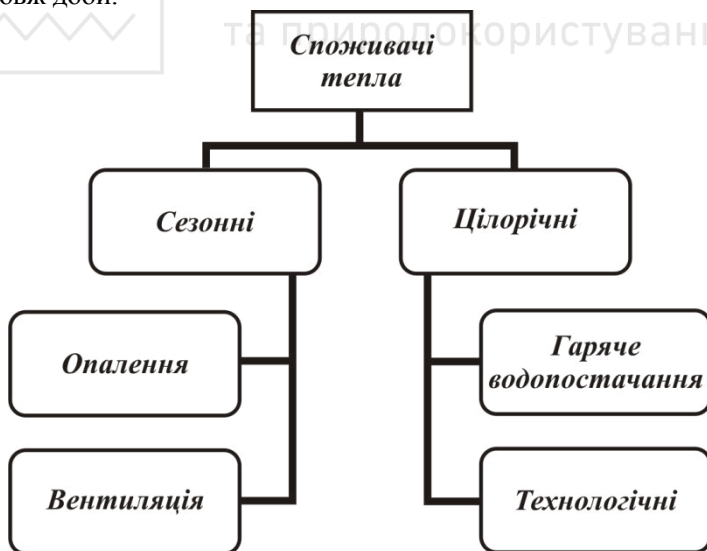


Рис. 1. Класифікація споживачів тепла



Першим етапом проектування систем теплопостачання є визначення розрахункової кількості тепла для забезпечення споживачів. Таке визначення здійснюють окремо для кожного виду використання тепла [9, п. 5.2] і для кожного будинку або об'єкта за індивідуальними та типовими проектами [9, дод. К]. Зрозуміло, що це найбільш точний спосіб обчислення теплових потоків, але він вимагає кропіткого обліку усіх споживачів, які будуть приєднані до теплової мережі. Крім того, і старі, і новозбудовані, особливо громадські, об'єкти доволі часто реконструюють: модернізують теплові вузли, встановлюють прилади обліку, утеплюють фасади, влаштовують системи кондиціювання повітря тощо — що призводить до значної зміни кількості використаного тепла. Тому, зазвичай, величину теплового потоку визначають за питомими показниками, тим більше, що це величина ймовірна. Разом з тим, слід застерегти від легковажного ставлення до розрахунку теплового навантаження, бо це в кінцевому результаті може викликати або незадоволення централізованим теплопостачанням, або збільшення капітальних вкладень та перевитрат палива.

Система теплопостачання повинна забезпечувати розрахункову кількість тепла в найбільш несприятливий період — період мінімальних розрахункових температур зовнішнього повітря і максимального навантаження технологічного споживання. Теплові потоки, розраховані для такого періоду, називають максимальними.

Максимальні теплові потоки на опалювання $Q_{o, \max}$, вентилявання $Q_{в, \max}$ і гаряче водопостачання $Q_{г.в, \max}$ житлових, громадських і промислових будівель приймають під час проектування теплових мереж за відповідними проектами. За відсутності проектів теплові потоки для підприємств визначають за питомими відомчими нормами на одиницю продукції, затверджуваними у встановленому порядку, або за проектами аналогічних підприємств [9, п. К.2]. Для житлових районів міст і інших населених пунктів теплові потоки визначають за спеціальними формулами [9, п. К.3].

Максимальний тепловий потік на опалення житлових і громадських будівель, Вт, визначають за формулою [9, п. К.3]:

$$Q_{o, \max} = q_o \cdot A \cdot 1 + K_1, \quad ()$$



де q_o — питомий показник максимального теплового потоку на опалення 1 м^2 загальної площі житлових будівель, Вт; A — загальна площа житлових будівель, м^2 ; K_1 — коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалювання громадських будівель (за відсутності даних K_1 приймають рівним 0,25).

Питомий показник максимального теплового потоку на опалювання житлових будівель q_o приймають за додатком 25 СНиП 2.04.05–91*У. Значення q_o залежить від температурної зони, типу і кількості поверхів будівлі [10], (додаток 1).

Максимальний тепловий потік, на вентиляцію громадських будівель, Вт:

$$Q_{в.макс} = K_1 \cdot K_2 \cdot q_o \cdot A, \quad ()$$

де K_2 — коефіцієнт, що враховує тепловий потік на вентиляцію громадських будівель (за відсутності даних K_2 приймають 0,6).

Середній тепловий потік, на гаряче водопостачання житлових і громадських будівель в опалювальний період, Вт:

$$Q_{г.в.сер} = \frac{1,2 \cdot m \cdot a + b \cdot 55 - t_{х.з}}{24 \cdot 3,6} \cdot c, \quad ()$$

де 1,2 — коефіцієнт, який враховує тепловіддачу трубопроводів систем гарячого водопостачання (для опалювання ванних кімнат, сушіння білизни); a — норма витрати води з температурою 55°C одним жителем за добу, який проживає в будинку з централізованим гарячим водопостачанням, приймають залежно від ступеню комфортності будівель відповідно до СНиП 2.04.01–85 [11], л/(люд·доб), (додаток 2); b — норма витрати води на гаряче водопостачання у громадських будівлях, яку вибирають відповідно до СНиП 2.04.01–85, л/(люд·доб) (за відсутності даних приймають 25 л/(люд·доб); m — число жителів, люд; c — питома теплоємність води, $c = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$; $t_{х.з}$ — температура холодної (водопровідної) води в опалювальний період (за відсутності даних вважають рівною 5°C).

Середній тепловий потік, на гаряче водопостачання житлових і громадських будівель також можна визначати за формулою, Вт:

$$Q_{г.в.сер} = q_n \cdot m, \quad ()$$

де q_n — питомий показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одного жителя, Вт/люд, приймають за додатком



К ДБН В.2.5-39:2008 залежно від норми витрати води на гаряче водопостачання, (додаток 3).

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

$$Q_{г.в.макс} = 2,4 \cdot Q_{г.в.сеп} \cdot \quad ()$$

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

$$Q_{о.сеп} = Q_{о.макс} \cdot \frac{t_g - t_{сеп.о}}{t_g - t_{p.о}}, \quad ()$$

а середній тепловий потік на вентиляцію, Вт:

$$Q_{в.сеп} = Q_{в.макс} \cdot \frac{t_g - t_{сеп.о}}{t_g - t_{p.о}}, \quad ()$$

де t_g — середня температура внутрішнього повітря опалюваних будівель, яку приймають для житлових і громадських споруд рівною $+20^\circ\text{C}$, для виробничих — $+16^\circ\text{C}$ [9, п. 9.7]; $t_{сеп.о}$ — середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період (період із середньодобовою температурою повітря $+8^\circ\text{C}$ і менше) (додаток 4), $^\circ\text{C}$; $t_{p.о}$ — розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення та вентиляції, $^\circ\text{C}$.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря наведено в ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 [12]. До характерних температур зовнішнього повітря в холодний період року відносять:

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

Згідно СНІП 2.04.05-91*У для розрахунку опалення, вентиляції і кондиціонування повітря в холодний період року приймають параметри категорії Б [10, п. 2.14], (додаток 4).



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

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

де $t_{х.л}$ — температура холодної (водопровідної) води в неопалювальний період (за відсутності даних приймають рівною 15°C); β — коефіцієнт, що враховує зміну середньої витрати води на гаряче водопостачання в неопалюваний період відносно опалювального періоду, приймають за відсутності даних для житлово-комунального сектора рівним 0,8 (для курортів та південних міст $\beta = 1,5$), для підприємств — 1,0 [9, дод. К].

Теплові потоки для опалення і вентиляції будинків можна також визначити за відомими зовнішніми будівельними об'ємами, $V_{б.уд}$, м³, і питомими опалювальними, $q_{оп}$, Вт/(м³·К), та вентиляційними, $q_{вент}$, Вт/(м³·К), характеристиками [13, п. 2.2.3], [14], Вт:

$$Q_{о.макс} = \alpha \cdot q_{оп} \cdot t_{г} - t_{р.о} \cdot V_{б.уд}, \quad ()$$

$$Q_{в.макс} = q_{вент} \cdot t_{г} - t_{р.о} \cdot V_{б.уд}, \quad ()$$

де α — корегувальний коефіцієнт до величини $q_{оп}$, який приймають залежно від розрахункової температури зовнішнього повітря $t_{р.о}$ [13, табл. 2.3], [14, табл. 2.7] або додаток 5.

Значення питомих характеристик приймають залежно від будівельного об'єму споруди [13, табл. 2.2, 2.6-2.8], [14, табл. 2.5, 2.6, 2.9], (додаток 6).

Середні $Q_{г.в.сер}$ і максимальні годинні $Q_{г.в.макс}$ теплові потоки на гаряче водопостачання житлових і громадських будівель визначають за нормами витрати гарячої води відповідно до вимог СНиП 2.04.01–85.

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

– на опалювання житлових або громадських будівель:

$$Q_{о.річ} = 86,4 \cdot Q_{о.сер} \cdot n_o; \quad ()$$

– на вентиляцію громадських будівель:

$$Q_{в.річ} = 3,6 \cdot Z_{в.сер} \cdot Q_{в.сер} \cdot n_o; \quad ()$$



— на гаряче водопостачання житлових або громадських будівель:

$$Q_{г.в.р\dot{и}ч} = 86,4 \cdot Q_{г.в.сер} \cdot n_o + 86,4 \cdot Q_{г.в.сер}^{\eta} \cdot n_{г.в} - n_o, \quad ()$$

де n_o — тривалість опалювального періоду, діб, (період з середньою добовою температурою зовнішнього повітря $+8^{\circ}\text{C}$ і нижче), приймають за [12, табл. 2] або додатком 4; $Z_{г.в.сер}$ — усереднене за опалювальний період число годин роботи системи вентиляції громадських будівель впродовж доби (за відсутності даних приймають рівним 16 год); $n_{г.в}$ — розрахункове число діб роботи системи гарячого водопостачання протягом року (за відсутності даних приймають 350 діб).

2.2. Графіки теплового споживання

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

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

$$Q_o^{t_3} = Q_{o, макс} \cdot \left(\frac{t_г - t_3}{t_г - t_{p.o}} \right), \quad ()$$

$$Q_v^{t_3} = Q_{в, макс} \cdot \left(\frac{t_г - t_3}{t_г - t_{p.o}} \right), \quad ()$$

де t_3 — будь-яка температура зовнішнього повітря протягом опалювального періоду, $^{\circ}\text{C}$; $t_г$ — середня температура внутрішнього



повітря опалюваних будівель, $^{\circ}\text{C}$; $t_{p.o}$ — розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення та вентиляції, $^{\circ}\text{C}$.

Приклад побудови графіків витрати тепла на опалювання і вентилявання залежно від температури зовнішнього повітря наведено на рисунку 2.

Витрата тепла на гаряче водопостачання не залежить від температури зовнішнього повітря, тому графік теплового потоку має вигляд горизонталі (рис. 2).

Сумарний графік витрат теплоти будують, складаючи ординати графіків окремих видів теплоспоживання. Цей графік використовують для побудови річного графіка тривалості теплового навантаження (графіка Россандера), для якого потрібні також дані тривалості стояння температур зовнішнього повітря (приймають за кліматичними даними району будівництва [15, табл. 3]) (додаток 7). Площа під кривою річного графіка тривалості теплового навантаження відповідає річній витраті теплоти. Для визначення витрати тепла з джерела тепlopостачання до річної витрати споживачів необхідно додати тепловтрати трубопроводами мережі.

Для побудови календарного графіка річної витрати тепла (рис. 3), розраховують за формулами (14) і (15) теплові потоки на опалювання і вентилявання для середньої місячної температури зовнішнього повітря із ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 або додатка 8. Сумарний тепловий потік кожного місяця опалювального періоду визначають додаванням теплових потоків на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання. В неопалювальний період (із зовнішніми температурами вище $+8^{\circ}\text{C}$), сумарний теплової потік буде дорівнювати середньому тепловому потоку на гаряче водопостачання (рис. 3).



2.3. Приклади розрахунку

Приклад 1. Для кліматичних умов м. Херсон виконати розрахунок і побудову графіків споживання тепла. Розрахункові теплові потоки кварталу міста: на опалення $Q_{o.макс} = 3200$ кВт, на вентиляцію $Q_{в.макс} = 410$ кВт, на гаряче водопостачання $Q_{г.в.сер} = 1200$ кВт. Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування систем опалення $t_{p.o} = -19^\circ\text{C}$.

Рішення. Для побудови графіка витрати теплоти залежно від температури зовнішнього повітря опорними точками на шкалі температур є температура для проектування опалення $t_{p.o} = -19^\circ\text{C}$ і температура $t_3 = +8^\circ\text{C}$. За формулами (14) і (15) для температури $t_3 = +8^\circ\text{C}$ визначають витрати тепла на опалювання і вентилявання, кВт:

$$Q_o^{+8} = Q_{o.макс} \cdot \left(\frac{t_6 - t_3}{t_6 - t_{p.o}} \right) = 3200 \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 - (-19)} \right) = 985,$$

$$Q_v^{+8} = Q_{в.макс} \cdot \left(\frac{t_6 - t_3}{t_6 - t_{p.o}} \right) = 410 \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 - (-19)} \right) = 126.$$

Будують координатні осі і наносять на них в зручному масштабі три шкали (рис.2):

а) на вісь абсцис зліва від початку координат наносять шкалу температур зовнішнього повітря. За початок шкали приймають розрахункову температуру зовнішнього повітря для проектування опалення $t_{p.o} = -19^\circ\text{C}$ за кінець шкали температуру $t_3 = +20^\circ\text{C}$;

б) на вісь абсцис справа від початку координат наносять шкалу тривалості стояння зовнішніх температур від нуля в початку координат до кінця року (таблиця 1);

в) на осі ординат вгору від початку координат відкладають шкалу витрат тепла для теплоносія води (і вниз, за необхідності, — пари).

З опорних точок на шкалі температур будують перпендикулярні лінії і на них відкладають відповідні значення витрат тепла на опалення: $Q_{o.макс} = 3200$ кВт, $Q_o^{+8} = 985$ кВт. З'єднавши ці точки прямою лінією отримують графік залежності витрати тепла від



температури зовнішнього повітря $Q_o = f(t_3)$. Аналогічно будують пряму для витрат тепла на вентиляцію $Q_v = f(t_3)$ (рис. 2).

Для побудови графіка витрати теплоти на гаряче водопостачання визначають за формулою (8) середню витрату в неопалювальний період, кВт:

$$Q_{г.в.сер}^л = Q_{г.в.сер} \cdot \frac{55 - t_{x.л}}{55 - t_{x.з}} \cdot \beta = 1200 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} \cdot 1,5 = 1440.$$

Графік середньої витрати теплоти на гаряче водопостачання не залежить від температури зовнішнього повітря. Він буде двоступеневим, паралельним осі абсцис з ординатою 1200 кВт для опалювального періоду і з ординатою 1440 кВт для неопалювального періоду.

Для кожної опорної точки знаходять сумарну витрату тепла, кВт:

$$\sum Q^{-19} = Q_{o.макс} + Q_{в.макс} + Q_{г.в.сер} = 3200 + 410 + 1200 = 4810,$$

$$\sum Q^{+8} = Q_o^{+8} + Q_v^{+8} + Q_{г.в.сер}^л = 985 + 126 + 1440 = 2551.$$

За цими точками будують лінію сумарних витрат тепла $\sum Q = f(t_3)$, яка для температур вище +8°C буде співпадати з лінією витрати теплоти на гаряче водопостачання.

Графіки залежності теплового споживання від температури зовнішнього повітря показано зліва на рисунку 2.

Для побудови річного графіка тривалості теплового навантаження визначають тривалість стояння температур зовнішнього повітря в годинах з інтервалом 5°C і тривалість опалювального періоду для м. Херсон (таблиця 1).

Таблиця 1

Тривалість стояння температур зовнішнього повітря

Інтервал температур, °C	Тривалість стояння, год	Зовнішня температура, °C	Сумарна тривалість стояння, год
від -24,9 до -20	7	-20 і менше	7
від -19,9 до -15	36	-15 і менше	43
від -14,9 до -10	163	-10 і менше	206
від -9,9 до -5	433	-5 і менше	639
від -4,9 до 0	885	0 і менше	1524
від +0,1 до +5	1555	+5 і менше	3079
від +5,1 до +8	929	+8 і менше	4008



Графік тривалості теплового навантаження (рис. 2) будують на підставі сумарного графіка $\Sigma Q = f(t_z)$. На шкалі абсцис відкладають тривалість стояння різних температур зовнішнього повітря з таблиці 1, наприклад, для температури -15°C і менше

$$n = 7 + 36 = 43 \text{ год},$$

а температури -5°C і менші стоятимуть у м. Херсоні

$$n = 7 + 36 + 163 + 433 = 639 \text{ год}.$$

Для отриманих значень n будують лінії перпендикулярні осі абсцис і проєктують на них відповідне сумарне навантаження з графіка залежності витрат тепла від температури зовнішнього повітря. Наприклад, на перпендикуляр з точки $n = 43$ год — витрату при $t_z = -15^\circ\text{C}$, а на перпендикуляр з точки $n = 639$ год — витрату при $t_z = -5^\circ\text{C}$. З'єднуючи знайдені точки плавною кривою, будують графік тривалості теплового навантаження в опалювальний період, який у м. Херсоні триває 4008 годин.

В неопалювальний період тепло витрачають лише на приготування гарячої води, а тому графік перейде в пряму паралельну осі абсцис з ординатою рівною $Q_{г.в.сеп}'' = 1440$ кВт до кінця розрахункової тривалості роботи системи теплопостачання, яка становить 8400 годин.

Річний графік тривалості теплового навантаження показано на рисунку 2 справа.

Для побудови календарного графіка теплового споживання (рис. 3) прийнято з додатка 8 середні місячні температури зовнішнього повітря для даного району будівництва (м. Херсон). За формулами (14) і (15) визначено витрати теплоти на опалювання і вентилування для кожного місяця із середньою температурою нижче $+8^\circ\text{C}$. Наприклад, для січня, кВт:

$$Q_o^{ciч} = Q_{o.макс} \cdot \left(\frac{t_6 - t_3^{ciч}}{t_6 - t_{p.o}} \right) = 3200 \cdot \left(\frac{20 - (-2,5)}{20 - (-19)} \right) = 1846,$$

$$Q_v^{ciч} = Q_{v.макс} \cdot \left(\frac{t_6 - t_3^{ciч}}{t_6 - t_{p.o}} \right) = 410 \cdot \left(\frac{20 - (-2,5)}{20 - (-19)} \right) = 237$$

Сумарна витрата тепла в січні, кВт:

$$Q^{ciч} = Q_o^{ciч} + Q_v^{ciч} + Q_{г.в.сеп} = 1846 + 237 + 1200 = 3283$$



Аналогічно виконують розрахунки і для інших місяців опалювального періоду. Для неопалювального періоду сумарна витрата тепла буде рівна середній витраті на гаряче водопостачання $Q'_{г.в.сер} = 1440$ кВт. Розрахунок наведено в таблиці 2.

За даними таблиці 2 побудовано річний графік теплового споживання за місяцями року (рис. 3).

Таблиця 2

Середні витрати тепла за місяцями року

Місяць року	Середня температура повітря, °C	Середня витрата теплоти, кВт			
		Q_o	Q_v	$Q'_{г.в.сер}$ ($Q'_{г.в.сер}$)	Разом
I	-2,5	1846	237	1200	3283
II	-1,6	1772	227	1200	3199
III	+2,8	1411	181	1200	2792
IV	+10,1	-	-	1440	1440
V	+16,1	-	-	1440	1440
VI	+20,0	-	-	1440	1440
VII	+22,4	-	-	1440	1440
VIII	+21,6	-	-	1440	1440
IX	+16,5	-	-	1440	1440
X	+10,1	-	-	1440	1440
XI	+4,3	1288	165	1200	2653
XII	-0,2	1657	212	1200	3069

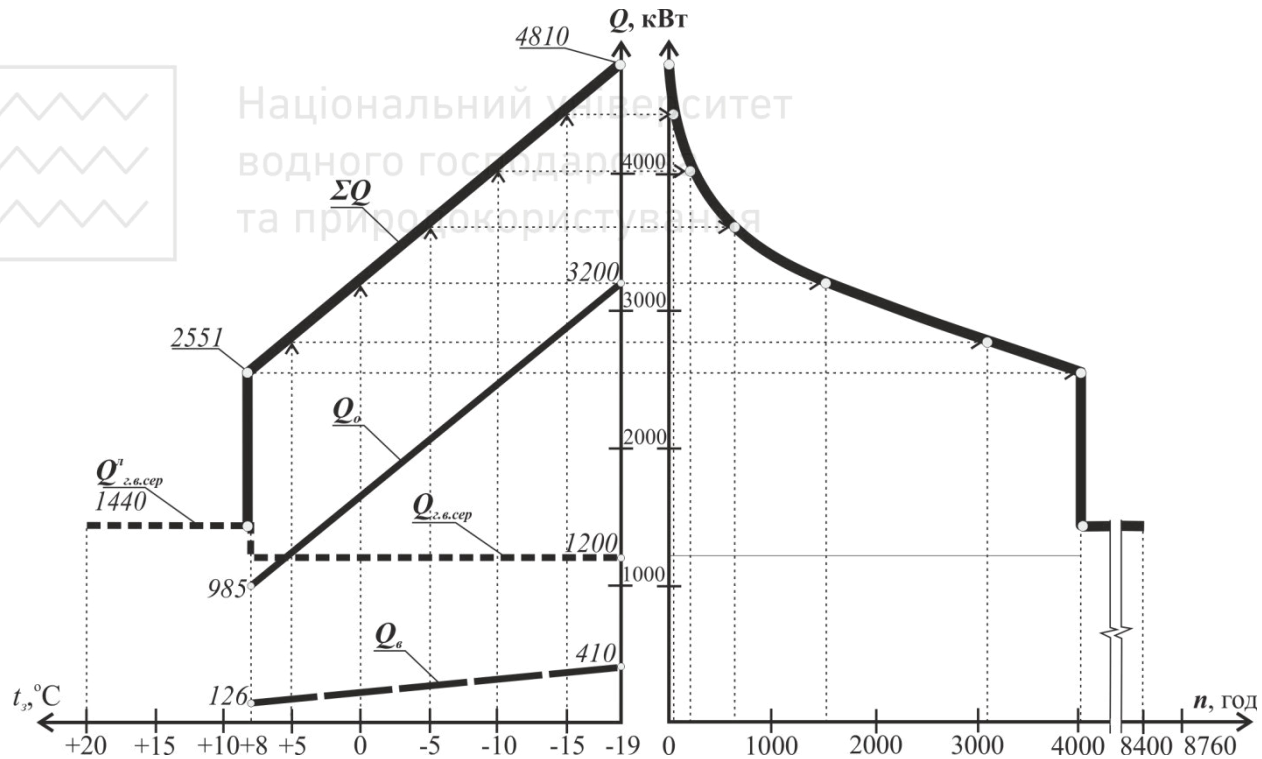


Рис. 2. Графік витрат тепла для різних температур зовнішнього повітря (зліва)
та графік тривалості теплового навантаження (справа)

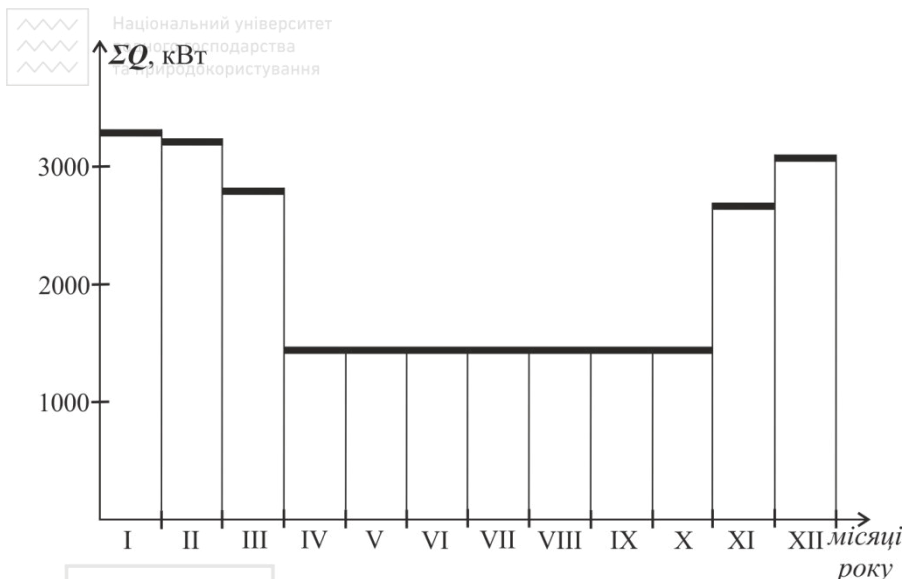


Рис. 3. Календарний графік теплового навантаження

2.4. Контрольні питання

1. Охарактеризуйте споживачів тепла населених міст.
2. Які теплові потоки називають максимальними? Від яких чинників вони залежать?
3. Як визначають максимальні та середні теплові потоки?
4. Які питання вирішують на підставі графіків теплового споживання?
5. Як за допомогою річного графіка тривалості теплового навантаження визначити річну витрату теплоти?
6. Чому дорівнює сумарний тепловий потік району міста у неопалувальний період?



3. Системи теплопостачання

3.1. Класифікація систем теплопостачання

Система централізованого теплопостачання призначена для виробництва, транспортування, розподілу між споживачами і використання тепла і, відповідно, складається з таких основних елементів (інженерних споруд): джерела тепла, теплових мереж, абонентських ввідів та місцевих систем споживання тепла.

Сучасні системи централізованого теплопостачання класифікують [9, п. 4.2]:

1. За джерелом теплопостачання — теплофікація і районне теплопостачання;
2. За потужністю джерела теплової енергії — автономні, децентралізовані, помірно централізовані і централізовані;
3. За видом теплоносія – водяні, парові, змішані;
4. За способом використання теплоносія в системах гарячого водопостачання та забезпечення технологічних потреб — відкриті і закриті;
5. За кількістю паралельних теплопроводів — однотрубні, двотрубні, тритрубні, чотиритрубні і багатотрубні.

3.2. Загальна характеристика джерел теплопостачання

Джерелами тепла в централізованих системах теплопостачання служать або теплоелектроцентралі (ТЕЦ), які виробляють водночас і електроенергію і тепло, або великі котельні, які інколи називають районними тепловими станціями. Системи теплопостачання на базі ТЕЦ називають «теплофікаційними». Таке спільне виробництво тепла і електричної енергії є більш економічним порівняно з окремими процесами підготовки теплоносія в котельних і виробітку електроенергії на теплових електростанціях.

В теплофікації джерелом виробітку електричної і теплової енергії є теплоелектроцентралі (ТЕЦ). Теплові потужності великих ТЕЦ сягають 2300...3500 МВт (2000...3000 Гкал/год). У зв'язку із підвищенням вимог до чистоти повітряного басейну нові сучасні ТЕЦ будують на околиці і навіть за межами міст на відстані 10...30 км.



В ТЕЦ застосовують так звані теплофікаційні турбіни — парові турбіни із проміжним відбором пари або з протитиском, відпрацьовану чи відібрану пару із яких використовують для потреб теплофікації. Отримане в джерелі тепло передається теплоносію (вода, пара), який транспортують тепловими мережами до абонентських ввідів споживачів.

Принципова схема теплофікації наведена на рисунку 4. Із котельної 1 пара надходить у турбіну 2, обертає її вал і з'єднаний з ним вал генератора 3, який виробляє електричний струм, а потім прямує в конденсатор 4. З проміжного ступеня турбіни частину пари відбирають і подають до споживачів тепла 8, де вона перетворюється на конденсат (воду), який насосом 9 направляють в бак живильної води 6, куди насосом 5 подають і конденсат з конденсатора 4. Для компенсації втрат пари і конденсату до живильної води додають хімічно очищену воду з споруд її підготовки 7. З бака 6 насосом воду подають у котел. Далі цикл повторюється.

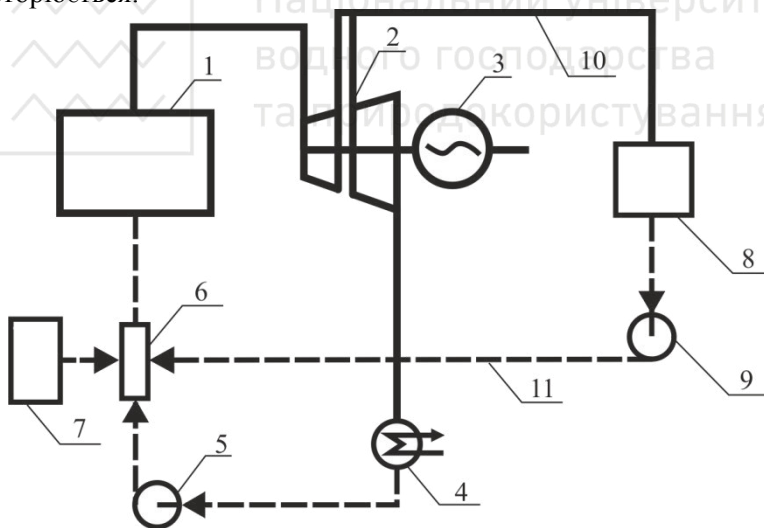


Рис. 4. Принципова схема теплофікації

1 — котельня; 2 — турбіна; 3 — електрогенератор; 4 — конденсатор; 5 — конденсатний насос; 6 — бак живильної води; 7 — хімічна підготовка води; 8 — споживачі тепла; 9 — насос; 10 — подавальний трубопровід теплової мережі; 11 — зворотний трубопровід теплової мережі



Якщо основним теплоносієм є вода, то на ТЕЦ встановлюють теплофікаційні турбіни, які мають регульований відбір пари тільки низького тиску (так звані турбіни «опалювального» типу), а також додатковий водонагрівник, і загальна схема дещо ускладнюється.

Атомні електростанції, які використовують тепло розпаду радіоактивних елементів для виробництва електроенергії, також доцільно використовувати в якості джерела теплопостачання. Такі станції називають атомними теплоелектроцентралями (АТЕЦ).

Поряд із теплофікацією широке поширення отримали і системи централізованого теплопостачання від потужних районних і промислових котелень, в яких теплоту виробляють за рахунок спалювання органічного палива різного виду. Будівництво районних котелень, оснащених великими економічними котлами, дозволяє ліквідувати малопотужні, дрібні котельні — джерела забруднення повітряного басейну.

Зараз починають впроваджувати когенераційні установки. Під час виробітку тепла температура в топках сягає $1200 \dots 1500^{\circ}\text{C}$, в той час як на виході з котлів отримують теплоносії з температурою $150 \dots 350^{\circ}\text{C}$. Температурний потенціал в $900 \dots 1200^{\circ}\text{C}$ марнується. У зв'язку з цим виникла ідея каскадного використання температурного потенціалу.

Комбінована генерація (когенерація) — це одночасне виробництво в одному технологічному процесі кількох видів енергії, зокрема, теплової та електричної. Для когенерації котли додатково устатковують газотурбінними, парогазовими, паротурбінними або іншими генераторами для виробництва електроенергії.

Залежно від розміщення джерела тепла стосовно споживачів системи теплопостачання поділять на децентралізовані і централізовані.

За потужністю джерела теплової енергії системи теплопостачання поділяють на [9, п. 4.2]:

- автономні — теплогенератори з потужністю менше ніж 1 МВт;
- децентралізовані — місцеві або групові котельні з потужністю від 1 до 3 МВт;
- помірно-централізовані — переважно квартальні котельні потужністю від 3 до 20 МВт;



- централізовані — ТЕЦ та районні котельні з потужністю більше ніж 20 МВт.

3.3. Теплові мережі

Транспортування теплової енергії від ТЕЦ або котельних до споживачів (житлових будинків, підприємств, адміністративних будівель тощо) здійснюють тепловими мережами. За видом теплового споживання мережі поділяють на промислові, комунальні і змішані. До промислових відносять ті, які несуть виключно технологічне навантаження; комунальних — такі, якими постачають житлові, громадські та інші будівлі; змішаних — які подають тепло і підприємствам, і комунальним будівлям. Комунальними споживачами тепла вважають місцеві системи опалювання, вентилявання та гарячого водопостачання житлових і громадських будівель, а промисловими — виробничо-технологічні системи.

Залежно від організації руху теплоносія системи теплопостачання поділяють на замкнені, напівзамкнені і розімкнені.

В замкнених системах споживач використовує тільки частину тепла теплоносія, після чого теплоносій разом з залишковим теплом повертається до джерела, де його знову підігрівають (двотрубні закриті системи). В напівзамкнених системах споживач використовує і частину тепла, що надходить до нього, і частину самого теплоносія, а невикористаний теплоносій вертається до джерела (двотрубні відкриті системи). В розімкнених системах і теплоносій, і тепло, що міститься у ньому, споживач використовує повністю (однотрубні системи).

В місцеві системи тепло з теплових мереж, а інколи і сам теплоносій, передають абонентські вводи. У більшості випадків невикористане в місцевих системах опалення і вентиляції тепло утилізують для приготування води систем гарячого водопостачання. На вводах регулюють кількість і потенціал тепла, а також здійснюють аудит роботи систем.

Залежно від прийнятої схеми підключення місцевих систем до тепломережі, розрахункові витрати теплоносія можуть змінюватися в 1,5...2 рази, що свідчить про істотний вплив абонентських вводів на економіку всієї системи теплопостачання.



3.4. Теплоносії систем теплопостачання

У якості теплоносія в централізованих системах теплопостачання використовують воду і водяну пару.

Згідно ДБН В.2.5–39:2008 в системах централізованого теплопостачання для опалення, вентиляції і гарячого водопостачання житлових, громадських і промислових будівель як теплоносіїв слід, переважно, використовувати воду. Необхідно також перевіряти чи може вода слугувати теплоносієм для технологічних процесів. Використання для підприємств пари як єдиного теплоносія повинно бути обґрунтоване техніко-економічними розрахунками [9, п. 9.1].

Порівняно з парою вода як теплоносій має суттєві переваги, які набувають особливо важливого значення, якщо тепло відпускають з ТЕЦ. Воду можна транспортувати на більші відстані без істотної втрати її енергетичного потенціалу, тобто її температури (зменшення температури води в крупних системах становить менше 1°C на 1 км шляху). Енергетичний потенціал пари (її тиск) під час транспортування зменшується більш суттєво: в середньому 0,1...0,15 МПа на 1 км шляху. Крім того, водяні системи дозволяють зберегти на ТЕЦ чистим конденсат пари, який гріє воду без влаштування дорогих і складних пароперетворювачів. В парових системах конденсат вертається від споживачів забрудненим і далеко не весь (40...50%), це вимагає значних затрат на його очищення і приготування додаткової живильної води для котлів. Також до переваг води як теплоносія слід віднести: меншу вартість приєднань до теплових мереж місцевих водяних систем опалення, а у відкритих системах ще і місцевих систем гарячого водопостачання; можливість центрального регулювання відпуску тепла споживачам зміною температури води; простоту експлуатації; відсутність у споживачів конденсатовідвідників і насосних установок для повернення конденсату.

Основними недоліками теплоносія води є:

- більша витрата електроенергії на переміщення води порівняно з витратами на транспортування конденсату в парових системах;
- «чутливість» до аварій (парові системи з незначними пошкодженнями тривалий час можуть залишатись в



роботі, в той час як водяні системи вимагатимуть зупинки через можливість значних витоків);

- значна густина теплоносія і гідравлічний зв'язок між усіма точками системи.

Пара також має свої переваги порівняно з водою:

- більшу універсальність, тобто задоволення всіх видів споживання тепла, включаючи технологічні процеси;
- меншу витрату електроенергії на транспортування теплоносія (витрати електроенергії на повернення конденсату в парових системах дуже невеликі у порівнянні з затратами електроенергії на переміщення води в водяних системах);
- створення незначного гідростатичного тиску внаслідок малої питомої густини пари у порівнянні з густиною води.

Вибір теплоносія і його параметрів суттєво впливають на економіку системи тепlopостачання. В системах з котельними доцільно приймати більшу температуру теплоносія, бо це зменшує діаметри трубопроводів мережі і витрати на його транспортування. В теплофікації враховують вплив якості теплоносія на роботу ТЕЦ.

В житлово-комунальному господарстві міст і селищ найбільш поширеними є водяні системи. В промисловості, де близько 70% всієї потреби в теплі задовольняють паром, водяні системи менш розповсюджені.

3.5. Водяні системи тепlopостачання

За способом використання теплоносія водяні системи тепlopостачання поділяють на закриті та відкриті [9, п. 4.2.4]. Різниця їх технологія приготування води для місцевих систем гарячого водопостачання та технологічних потреб.

У закритих системах (рис. 5, а) воду використовують лише для транспортування тепла, її з мережі не відбирають і не витрачають, вона циркулює між джерелом тепла і місцевими системами споживання з постійною витратою. Системи гарячого водопостачання приєднують до теплових мереж за допомогою поверхневих теплообмінників, в яких теплоносій нагріває холодну водопровідну воду. Для закритих систем теоретично справедлива

рівність $G_{pod} = G_{ze}$, тобто кількість води, яку подають від джерела і вертають до нього є однаковою. В реальних умовах завжди $G_{pod} > G_{ze}$, оскільки частину води втрачають крізь нещільності системи: сальники насосів, компенсаторів, арматуру тощо. Ці витоки невеликі і за умови нормальної експлуатації становлять не більше ніж 0,5...0,75% від об'єму води в системі [9, п.8.1]. Однак, навіть така кількість завдає збитків, бо це марні втрати і тепла, і теплоносія. Для компенсації витоків систему поповнюють водою біля джерела тепла.

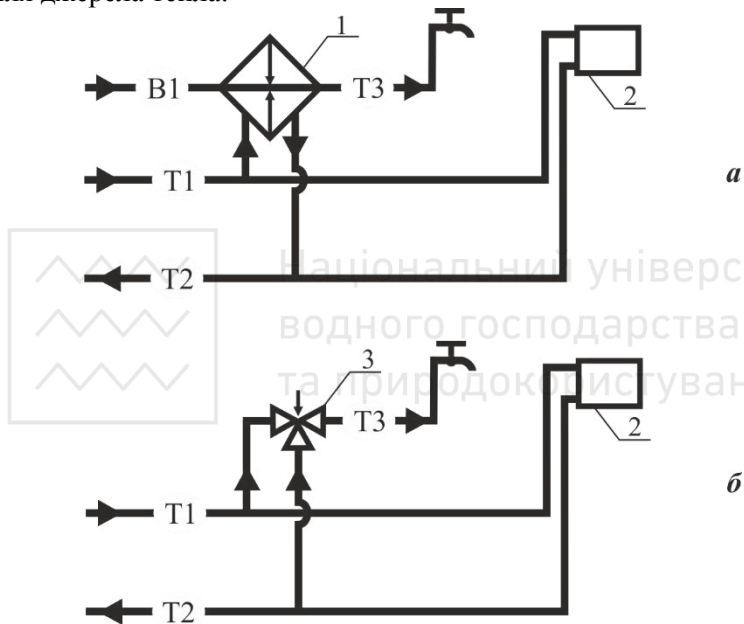


Рис. 5. Принципові схеми закритої (а) та відкритої (б) систем тепlopостачання:

1 — підігрівач системи гарячого водопостачання; 2 — система опалення; 3 — змішувач; T1 — подавальний трубопровід теплової мережі; T2 — зворотний трубопровід теплової мережі; T3 — трубопровід системи гарячого водопостачання; B1 — господарсько-питний водопровід

У відкритих системах (рис. 5, б) вода не лише транспортує тепло, її відбирають із подавального і зворотного трубопроводів мережі в такій кількості, щоб після змішування вона набула потрібної температури для потреб гарячого водопостачання і технологічних



потреб того чи іншого виробництва. Для таких систем навіть за відсутності витоків характерна нерівність $G_{под} > G_{зв}$. Поповнюють відкриті системи водою, зазвичай, так само як і закриті – біля джерела тепла, хоча це можна робити і в інших точках системи. Підживлювальна вода покриває не лише витoki із системи, вона компенсує ще й передбачуваний відбір споживачами.

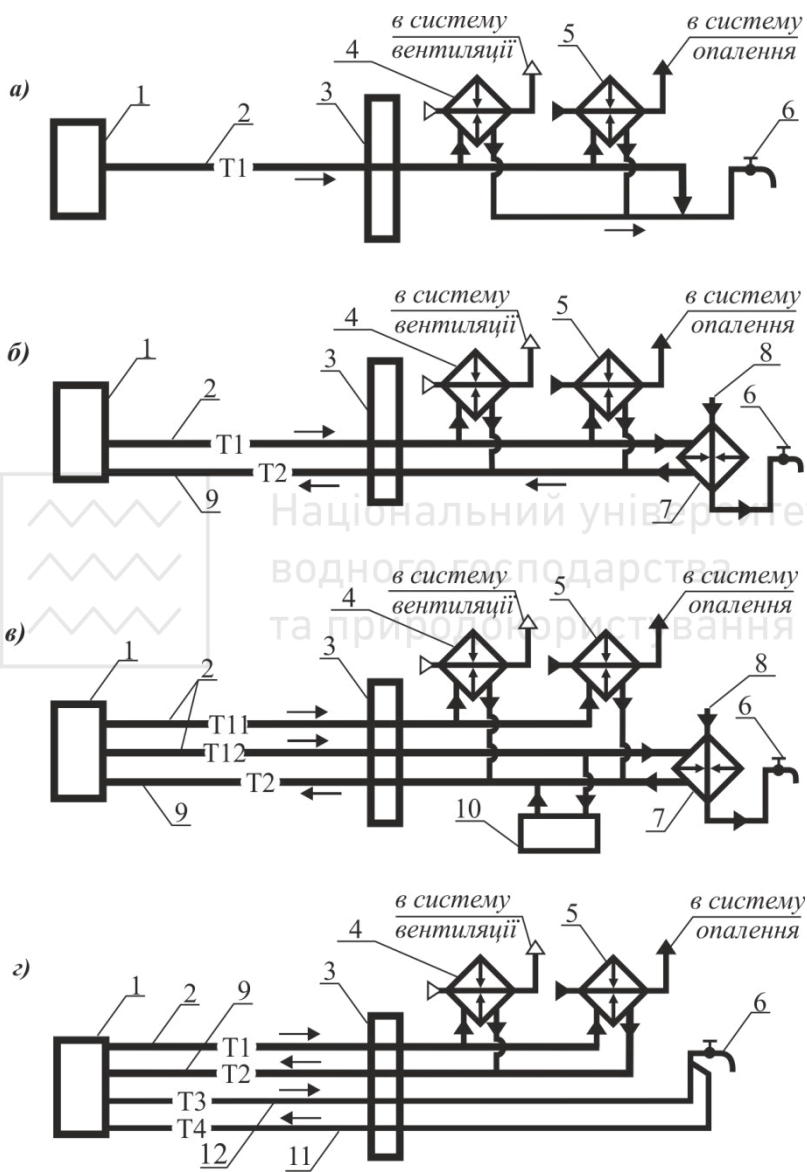
Вибір системи теплопостачання повинен бути обґрунтований техніко-економічними розрахунками.

Для закритих систем характерні менші капіталовкладення в будівництво джерел тепла, бо останні не вимагають спорудження потужних систем підготовки води, що в свою чергу спрощує і здешевлює їх експлуатацію. В цих системах простішою є і експлуатація теплових мереж, а теплові пункти, навпаки, дорожчі та складніші, порівняно з відкритими системами, бо потребують встановлення та обслуговування водо-водяних нагрівників для приготування гарячої води.

У відкритих системах необхідність централізованої підготовки води питної якості біля джерела тепла суттєво збільшує витрати на його будівництво та експлуатацію. Крім того, якість води під час транспортування її тепловими мережами не повинна погіршуватись, що ускладнює їх обслуговування. Проте теплові пункти значно простіші та дешевші, порівняно із закритими системами.

За кількістю паралельно прокладених теплопроводів водяні системи теплопостачання поділяють на однокотлові, двокотлові, тритрубні, чотиритрубні і багато трубні [9, п.4.2.3].

Водяну мережу, що складається лише з подавального трубопроводу, називають однокотловою (рис. 6, а). Вона вимагає найменших затрат на будівництво, але її спорудження доцільним є лише тоді, коли середня годинна витрата для потреб опалювання і вентильовання співпадає із середньою годинною витратою води для гарячого водопостачання. Але в більшості випадків розрахункові витрати для опалення і вентильовання більші ніж витрати для гарячого водопостачання, що призводить до скидання в дренаж невикористаної в системі гарячого водопостачання води і робить однокотлову мережу неекономічною.





Найбільш розповсюдженими є двотрубні системи теплопостачання (рис. 6, б), в яких тепла мережа має подавальний та зворотний трубопроводи. Ці системи проектують, якщо усі споживачі вимагають приблизного однакового потенціалу тепла, що найчастіше притаманне населеним пунктам.

Тритрубні системи застосовують для промислових систем теплопостачання з постійною витратою води на технологічні потреби (рис. 6, в). Такі системи мають дві подавальні труби: однією з них теплоносії з незмінною температурою надходить до технологічних апаратів і теплообмінників гарячого водопостачання, другою, вода із змінною температурою — на потреби опалювання і вентилявання. Охолоджена вода від всіх місцевих систем вертається до джерела тепла одним загальним трубопроводом. Тритрубна система дозволяє спростити методи регулювання відпускання тепла.

В чотиритрубних системах (рис. 6, г) подвоюють не лише подавальні, але й зворотні трубопроводи. Для них характерна велика витрата металу, тому їх застосовують лише для невеликих об'єктів щоб спростити абонентські вводи. В таких системах воду для гарячого водопостачання готують безпосередньо біля джерела тепла (в котельні) або в центральному тепловому пункті і спеціальною трубою підводять споживачам в місцеві системи гарячого водопостачання. Циркуляційна витрата вертається для підігрівання до джерела тепла. Дві інші труби в такій системі призначені для місцевих систем опалення і вентиляції.

ДБН В.2.5-39:2008 рекомендує застосовувати двотрубні водяні теплові мережі для одночасного подавання тепла на опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання і технологічні потреби [9, п. 7.8]. Одно- і багатотрубні мережі проектують за достатнього техніко-економічного обґрунтування.

Рис. 6. Принципові схеми водяних систем теплопостачання:

- а** — однотрубною; **б** — двотрубною закритою; **в** — тритрубною; **г** — чотиритрубною;
1 — джерело тепла; 2 — подавальний трубопровід тепломережі; 3 — тепловий пункт; 4 — калорифер системи вентиляції; 5 — теплообмінник системи опалення; 6 — система гарячого водопостачання; 7 — теплообмінник гарячого водопостачання; 8 — холодний водопровід; 9 — зворотний трубопровід тепломережі; 10 — технологічний апарат; 11 — подавальний трубопровід гарячого водопостачання; 12 — циркуляційний трубопровід



Максимальна температура води у водяній тепловій мережі становить 150°C , хоча в деяких системах вона сягає $180\ldots 190^{\circ}\text{C}$. Максимальна ж температура теплоносія у більшості систем опалювання за санітарно-гігієнічними вимогами не повинна бути більшою ніж $95\ldots 105^{\circ}\text{C}$ [10, п. 3.20], а в системах гарячого водопостачання 75°C [11, п. 2.2]. Тому тепло із теплових мереж до місцевих систем передають або із зменшенням його потенціалу, або без зменшення. Без зменшення потенціалу тепла до теплової мережі приєднують калорифери вентиляції і системи опалення виробничих приміщень, в яких дозволена підвищена температура води у нагрівальних приладах. Із зменшенням потенціалу тепла до теплової мережі приєднують системи опалювання більшості абонентів (за винятком вищезазначених) і системи гарячого водопостачання.

Принципові схеми приєднання місцевих систем до теплових мереж із зменшенням і без зменшення потенціалу тепла наведено на рисунку 7.

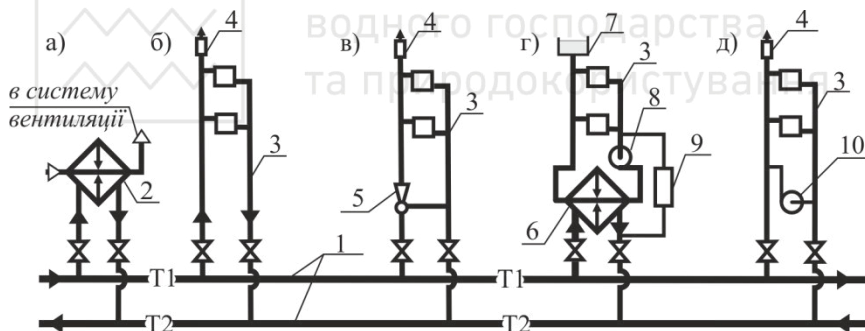


Рис. 7. Приєднання місцевих систем споживання тепла до теплових мереж (безпосереднє (а, б) та із зменшенням потенціалу (в-д))

1 — подавальний та зворотний трубопроводи теплової мережі; 2 — калорифер системи вентиляції; 3 — система опалення; 4 — обладнання для випуску повітря; 5 — елеватор; 6 — теплообмінник системи опалення; 7 — розширювальний бак; 8 — циркуляційний насос; 9 — підживлювальний пристрій; 10 — змішувальний насос

Щоб зменшити потенціал тепла застосовують теплообмінні пристрої (теплообмінники) змішувального і поверхневого типу.



Змішувальні вузли систем опалення обладнують елеватором або насосом (рис. 7, в і д). Елеватор виконує дві функції: змішує воду і спонукає циркуляцію води в місцевій системі. Елеваторні змішувальні вузли отримали широке розповсюдження завдяки простоті конструкції (відсутність рухомих частин) і надійності в експлуатації. Недоліки елеваторних змішувальних вузлів:

а) малий ККД (0,25...0,3). Елеватор має високий гідравлічний опір, що змушує підтримувати в тепломережі підвищену (приблизно у 8...10 разів більшу ніж втрати тиску в системі опалення) різницю тисків, для створення якої потрібні потужні циркуляційні насоси. В свою чергу значний тиск в подавальних трубопроводах призводить до більшої аварійності (до 90% відмов тепломережі [17, с. 18]);

б) сталий коефіцієнт підмішування: співвідношення між кількістю води, яка підмішується із зворотного трубопроводу, і кількістю води з теплової мережі, що проходить через сопло елеватора, лишається незмінним. Це зв'язує між собою гідравлічний і температурний режими теплової мережі і місцевої системи опалення і не дозволяє регулювати тепловіддачу опалювальних приладів, що суперечить сучасним нормативним вимогам. Через постійний коефіцієнт підмішування всяке скорочення витрати води крізь сопло елеватора призводить до пропорційного скорочення витрати води в місцевій системі опалювання, що спричиняє її розбалансування та нерівномірність тепловіддачі окремих нагрівальних приладів;

в) за умови припинення циркуляції води в тепловій мережі припиняється циркуляція теплоносія і в місцевих системах опалення. Це спричиняє швидке охолодження опалюваних приміщень і скорочує час на ліквідацію аварій.

Оскільки гідроелеватори неефективні в умовах змінного гідравлічного режиму, характерного для сучасних систем з терморегуляторами та балансувальними клапанами, то ДБН В.2.5–39:2008 забороняє приєднувати такі системи до теплової мережі через елеваторні вузли [9, п. 16.7.2]. Хоча в забудові радянських часів елеватори мають ще достатнє розповсюдження.

В сучасних системах опалення в змішувальних вузлах встановлюють насоси. В індивідуальних теплових пунктах,



розташованих безпосередньо в будинках, насоси повинні бути безшумними [9, п. 16.5].

Схеми приєднання систем опалення поділяють на залежні без змішування води, залежні із змішуванням води і незалежні.

Гідравлічний зв'язок між теплоносієм теплової мережі і теплоносієм місцевої системи, безпосередній або через змішувальні вузли зумовлює залежність тиску місцевих систем від тиску в трубах мережі, тому всі такі приєднання отримали загальну назву «залежних».

Якщо теплоносій з теплової мережі без зменшення температури (без змішування) надходить до споживача, то таке приєднання є найбільш простим і зручним в експлуатації. Його використовують, коли температури в системі опалення і в тепловій мережі співпадають. Проте більшість будинків приєднують за залежною схемою із змішуванням теплоносія [17, с. 17].

Приєднання місцевих систем до теплової мережі через поверхневі теплообмінники (рис. 7, г) без гідравлічного зв'язку між теплоносіями мережі і системи (тиск теплової мережі не передається в місцеву систему) отримали назву «незалежних». Незалежне приєднання складніше і дорожче ніж залежне. Окрім дорогих теплообмінних приладів, система опалення з незалежним приєднанням повинна бути оснащена таким додатковим устаткуванням: насосами для створення циркуляції води, розширювальним баком і пристроєм підживлення, що забезпечує поповнення системи опалення водою з теплової мережі.

ДБН В.2.5-39:2008 рекомендує приєднувати системи опалення і вентиляції до двотрубних водяних теплових мереж за залежною схемою [9, п. 16.7.1], а незалежну передбачати для будинків заввишки дванадцять і більше поверхів та споживачів, для яких таке приєднання зумовлене гідравлічним режимом роботи системи. Крім того незалежне приєднання може бути передбачене вимогами замовника [9, п. 16.7.1].

До переваг незалежного приєднання, окрім автономності тиску в місцевій системі, відносять:

а) можливість застосування в теплових мережах високотемпературного теплоносія, що зменшує витрати на його транспортування. Для залежного приєднання це неможливо через закипання води в соплі елеватора і виникнення шуму;



б) можливість зміни витрати і температури води в тепловій мережі, що має особливе значення для роботи кількох джерел тепла на єдину теплову мережу;

в) автономність циркуляції води в системі опалення.

Широке застосування незалежного приєднання значно збільшує надійність системи і скорочує терміни ліквідації аварій. Автономна циркуляція води в місцевих системах дозволяє тривалий час підтримувати температуру повітря в приміщеннях, а гідравлічне відокремлення місцевих систем від теплової мережі скорочує час зливання води з аварійних ділянок і заповнення їх після ремонту.

3.6. Парові системи теплопостачання

Парові системи теплопостачання також бувають однотрубними, двотрубними і багатотрубними (рис. 8).

В однотрубній паровій системі (рис. 8, а) конденсат пари використовують на гаряче водопостачання і технологічні потреби або скидають у дренаж, його не повертають від споживачів до джерела тепла. Такі системи неекономічні, їх застосовують, якщо витрата пари невелика.

Найбільш розповсюджені двотрубні парові системи з поверненням конденсату (рис. 8, б), який від окремих місцевих систем теплоспоживання збирають в загальний бак, розташований у тепловому пункті, а після цього насосом вертають до джерела тепла. Конденсат пари є цінним продуктом: він не містить солей твердості, розчинених агресивних газів і дозволяє зберегти до 15% тепла, яке міститься у парі. Приготування підживлювальної води для парових котлів зазвичай вимагає значних затрат, які перевищують затрати на повернення конденсату. Питання про доцільність повернення конденсату вирішують в кожному конкретному випадку на підставі техніко-економічних розрахунків.

Багатотрубні парові системи (рис. 8, в) застосовують для промислових майданчиків, де пару отримують від ТЕЦ, і у випадку, якщо технологія виробництва вимагає пари різного тиску. Затрати на спорудження окремих паропроводів для пари різного тиску є меншими, аніж вартість перевитрати палива на ТЭЦ задля відпуску пари тільки одного, найбільш високого тиску і подальшого зменшення його для абонентів, які потребують пари меншого тиску.

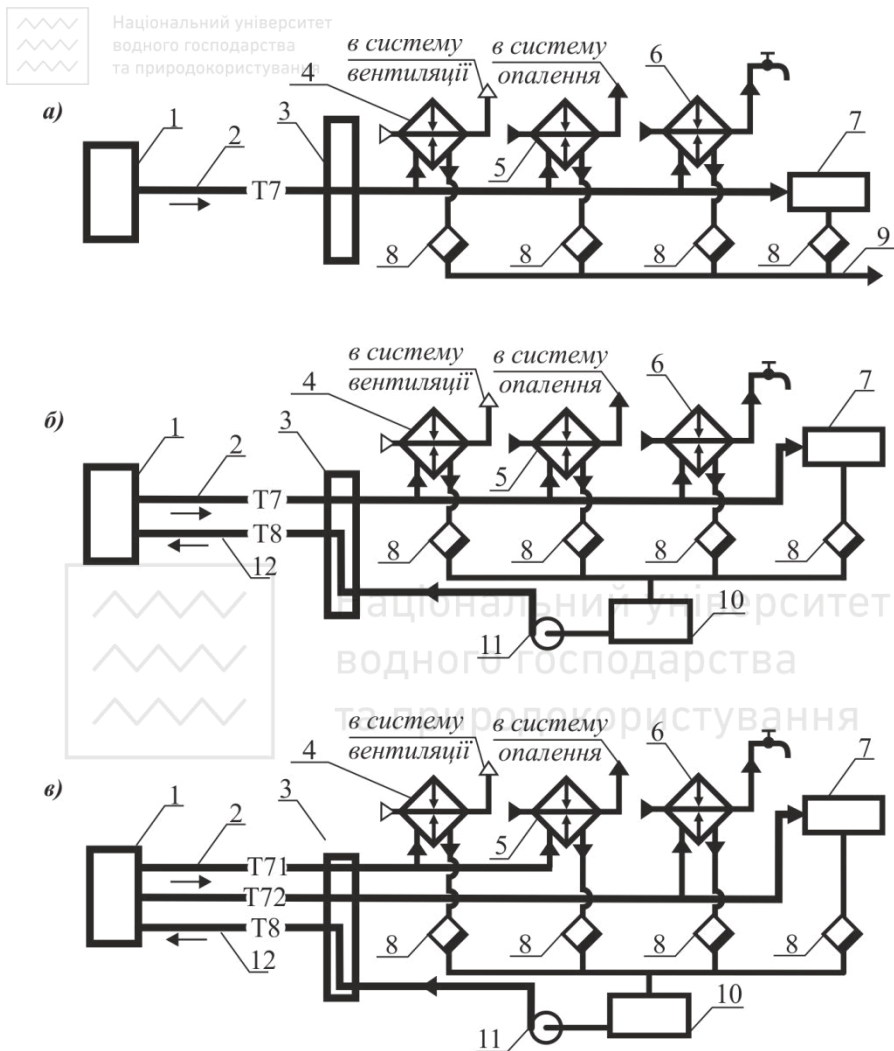


Рис. 8. Принципові схеми парових систем теплопостачання

а — однотрубна без повернення конденсату; **б** — двотрубна з поверненням конденсату; **в** — тритрубна з поверненням конденсату; 1 — джерело тепла; 2 — паропровід; 3 — тепловий пункт; 4 — калорифер системи вентиляції; 5 — теплообмінник системи опалення; 6 — теплообмінник системи гарячого водопостачання; 7 — технологічний апарат; 8 — конденсатовідвідник; 9 — дренаж; 10 — бак для збирання конденсату; 11 — конденсатний насос; 12 — конденсатопровід



Конденсат в тритрубних системах повертають одним загальним конденсатопроводом. Іноді подвійні паропроводи прокладають і за однакового тиску в них пари з метою надійного і безперебійного постачання споживачів. Число паропроводів може бути і більше двох, наприклад, для резервування подачі з ТЕЦ пари різного тиску або для подавання з ТЕЦ пари трьох різних тисків.

У великих промислових вузлах, що об'єднують кілька підприємств, споруджують комплексні водяні і парові системи з подаванням пари на технологічні процеси і води для опалення та вентиляції.

Пара надходить абонентським вводом, попадає в розподільчу гребінку, звідки безпосередньо або через редуційний клапан (регулятор тиску «після себе») прямує до апаратів, які використовують тепло. В теплових пунктах, окрім приладів для передавання тепла споживачеві, влаштовують системи збирання конденсату і повернення його до джерела тепла.

Схеми збирання конденсату поділяють на відкриті і закриті.



Рис. 9. Відкрита схема збирання конденсату

1 — паропровід; 2 — апарат, який використовує тепло; 3 — конденсатовідвідник;
4 — бак для збирання конденсату; 5 — насос; 6 — атмосферна труба

На рисунку 9 наведено найбільш просту відкриту схему. Конденсат від апарата 2, який використовує тепло, проходить конденсатовідвідник 3 (пристрій, що пропускає рідину і не пропускає пару) і попадає в бак для збирання конденсату 4, який через трубу 6 сполучений з атмосферою. З бака конденсат насосом 5 подають до джерела тепла або у випадку однотрубної системи спрямовують для використання споживачами.

Відкриті системи збирання та повернення конденсату можна проектувати, якщо його витрата менша ніж 10 т/год, а відстань до джерела теплопостачання не більша ніж 0,5 км [9, п. 8.2.1].



Недоліками відкритої схеми збирання конденсату є:

- небезпека абсорбції конденсатом кисню повітря, який викликає корозію конденсатопроводів;
- втрата в атмосферу пари вторинного закипання і тепла, яке відходить з парою.

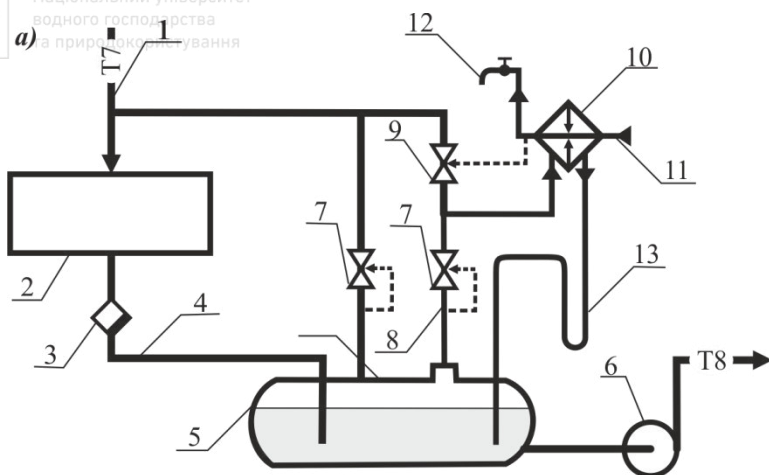
Найбільше розповсюдження мають закриті схеми збирання конденсату (рис. 10) [9, п. 8.2.1].

За схемою **а** конденсат від апарата 2, який використовує тепло, проходить крізь відвідник конденсату 3, попадає в закритий бак для його збирання 5, в якому підтримують надлишковий тиск. У баках-збірниках конденсату надлишковий тиск повинен бути більшим ніж 0,005 МПа [9, п. 8.2.1]. За умови надходження в бак високотемпературного конденсату ($t > 104^{\circ}\text{C}$), він закипає і утворює вторинну пару, яка може бути використана для різноманітних потреб, у тому числі і приготування води для систем гарячого водопостачання. Встановлений на підведенні до пароводяного теплообмінника регулятор тиску «до себе» 7 підтримує тиск в бакові не менше заданої величини. Конденсат з теплообмінника знов повертається у бак.

Надходження конденсату в бак впродовж опалювального періоду нерівномірне. Залежно від режиму роботи пароспоживного устаткування може змінюватися і надходження вторинної пари в пароводяний теплообмінник 10. Тому для підігрівання води в заданій кількості до теплообмінника крізь регулятор температури 9 підводять додаткову пару від основного паропроводу. Видаляють конденсат з бака насосом. Швидке спорожнення бака може спричинити його руйнацію атмосферним тиском. Для запобігання цьому до бака крізь редуктор підводять пару від основного паропроводу. Підтримування необхідного тиску в бакові залежить від спроможності пароводяного нагрівника сконденсувати задану кількість пари. Якщо він не справляється з цією задачею, то тиск в бакові може збільшуватись.

За схемою **б** конденсат попередньо охолоджують водою, що йде на потреби гарячого водопостачання.

а)



б)

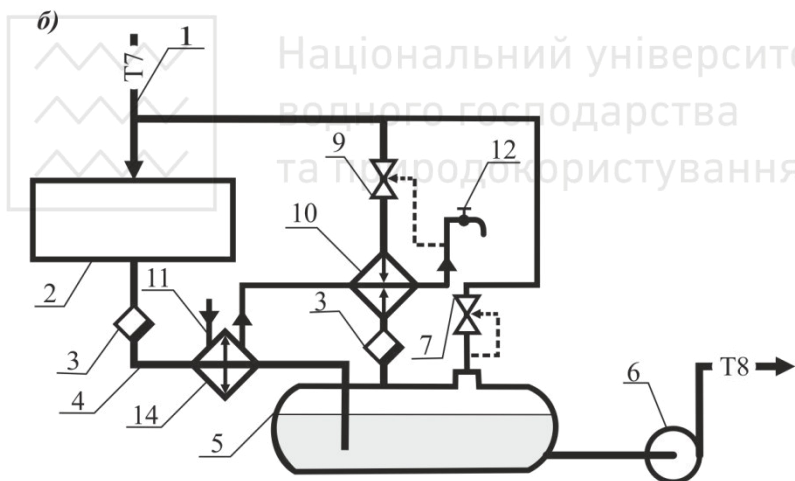


Рис. 10. Закриті схеми збирання конденсату

а — із закипанням конденсату; **б** — з охолоджувачем конденсату;

- 1 — паропровід; 2 — апарат, який використовує тепло; 3 — відвідник конденсату;
4 — конденсатопровід; 5 — бак для збирання конденсату; 6 — насос для
конденсату; 7 — регулятор тиску «до себе»; 8 — трубопровід пари вторинного
закипання; 9 — регулятор температури; 10 — пароводяний теплообмінник; 11 —
водопровід; 12 — система гарячого водопостачання; 13 — гідравлічний затвор;
14 — охолоджувач конденсату



В закритих схемах конденсат не поглинає кисень повітря, немає непродуктивних втрат конденсату і тепла. Недоліком закритих схем є їх складність, а також необхідність чіткого ув'язування кількості пари, що виділяється у бакові, з конденсаційною спроможністю пароводяного нагрівника і споживанням води, яка нагрівається в ньому.

Парові системи опалення промислових будинків і калорифери вентиляції приєднують до парових мереж або безпосередньо, якщо тиск в мережі не перевищує допустимого для цих систем, або за допомогою редуктора.

Водяні системи опалення зазвичай приєднують до парових теплових мереж через поверхневий теплообмінник.

Місцеві системи гарячого водопостачання найчастіше підключають до парових мереж за незалежною схемою. Можливе і змішувальне підігрівання в пліткових або струминних нагрівниках. Недоліком змішувального підігрівання є втрата такого цінного продукту, як конденсат пари.

3.7. Контрольні питання

1. За якими ознаками класифікують системи централізованого теплопостачання?
2. Що є джерелами тепла в централізованих системах теплопостачання? Що таке когенерація?
3. Перелічіть ознаки, за якими характеризують теплові мережі?
4. Назвіть основні переваги та недоліки води як теплоносія.
5. Назвіть основні переваги та недоліки пари як теплоносія.
6. Наведіть принципову схему двотрубною теплової мережі.
7. У чому полягає принципова різниця між відкритими та закритими системами теплопостачання?
8. Як приєднують місцеві системи теплопостачання до теплових мереж?
9. Які переваги та недоліки безпосереднього елеваторного приєднання місцевих систем опалення до теплових мереж?
10. Наведіть принципову схему двотрубною парової системи теплопостачання із поверненням конденсату.
11. Які є схеми повернення конденсату в парових системах теплопостачання?



4. Регулювання відпуску тепла в системах централізованого теплопостачання

4.1. Способи регулювання

Теплове навантаження абонентів не є сталим. Воно залежить від метеорологічних умов (температури зовнішнього повітря, швидкості вітру, інсоляції), режиму використання гарячої води, графіка роботи технологічного устаткування та інших чинників. Тому для забезпечення якості теплопостачання і енергозбереження здійснюють регулювання подачі тепла, під яким розуміють змінювання тепловіддачі відповідно до зміни потреби у теплі.

Способи регулювання залежно від пункту, де його здійснюють поділяють на [9, п. 9.8.1]:

- центральне, яке здійснюють в джерелі теплопостачання;
- групове — в центральному тепловому пункті (ЦТП);
- індивідуальне — в індивідуальних теплових пунктах (ІТП) споживачів;
- місцеве — безпосередньо на приладах споживання теплової енергії.

Місьове, індивідуальне та групове регулювання переважно застосовують на доповнення до центрального [9, п. 9.8.1].

Чим більше абонентів охоплює регулювання, тим у меншій мірі воно спроможне задовольнити індивідуальні вимоги до тепловіддачі більш дрібних груп споживачів. Наприклад, єдине регулювання нагрівальних приладів усієї будівлі не може задовольнити різних вимог до тепловіддачі приладів, розміщених з південної і північної сторони будинку. Крім того, в одному й тому ж районі теплопостачання до теплових мереж приєднують різних споживачів (опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання), а в системах із значною протяжністю трубопроводів абоненти приєднані на різній відстані від джерела тепла. У зв'язку з цим найбільш поширеним є комбіноване регулювання, яке поєднує центральне керування температурою води із місцевими змінами витрати теплоносія в окремих групах приладів (в опалюванні) або навіть в окремих приладах (калориферах вентиляції, теплообмінниках гарячого водопостачання).



Тепло, яке виробляють і передають системою тепlopостачання, використовують для нагрівання або підтримування необхідної температури різних середовищ: повітря приміщень, води в системах гарячого водопостачання тощо, — які оточують людину, чи якими вона користується в побуті та на виробництві. Тепло цим середовищам передають нагрівальні прилади місцевих систем, за тепловіддачею яких судять про якість усього централізованого тепlopостачання.

Регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів можна здійснювати лише за рахунок трьох параметрів: початкової температури, витрати теплоносія і тривалості роботи приладу. Залежно від того, який з цих параметрів змінюють, розрізняють такі види регулювання [9, п. 9.8.2]:

- 1) якісне, якщо змінюють початкову температуру теплоносія, який надходить у прилад, а витрату лишають постійною;
- 2) кількісне, якщо змінюють лише кількість (витрату) теплоносія;
- 3) якісно-кількісне, якщо одночасно змінюють і початкову температуру і витрату теплоносія;
- 4) переривчасте, якщо опалювальний прилад періодично включають і вимикають.

Для водяних теплових мереж в опалювальний період слід виконувати якісне регулювання відпуску теплоти за навантаженням опалення або за сумішним навантаженням опалення і гарячого водопостачання відповідно до графіка зміни температури води залежно від температури зовнішнього повітря [9, п. 9.8.4]. За відповідного обґрунтування можна регулювати відпуск тепла кількісно, а також якісно-кількісно.

Автоматизація абонентських вводів дозволяє доповнювати центральне якісне регулювання кількісним або переривчастим. Кількісне регулювання можна застосовувати лише для незалежних систем або систем із змішувальними насосами [18, с. 119]. У споживачів, приєднаних до теплової мережі за залежною схемою з елеватором, коливання витрати теплоносія призводить до розбалансування системи.

Якісне регулювання забезпечує сталість гідравлічного режиму окремих абонентів. Але можливість його використання обмежена, якщо до теплових мереж крім опалення і вентиляції приєднані системи гарячого водопостачання, теплове навантаження яких не



залежить від метеорологічних умов. В цих системах необхідно підтримувати температуру гарячої води перед водорозбірною арматурою в унормованих межах: від $50...60^{\circ}\text{C}$ до 75°C [11, п. 2.2]. Витрата цієї води не є постійною і залежить від інтенсивності користування. Тому в системах гарячого водопостачання можливе лише кількісне регулювання з підтримуванням температури води на заданому рівні [19, с. 102].

Якщо до двотрубних теплових мереж приєднані системи опалення і гарячого водопостачання, то здійснювати центральне якісне регулювання впродовж усього опалювального періоду практично неможливо, бо температура води в подавальних трубопроводах повинна забезпечувати унормовану в системі гарячого водопостачання. Ця температура майже завжди є вищою ніж температура опалювального графіка, якщо показники зовнішнього повітря наближені до температур початку і кінця опалювального періоду. За таких температур, а також у неопалювальний період з джерела теплової енергії подають теплоносії з температурою 65°C , якщо це не перешкоджає роботі котлоагрегатів [9, п.9.8.5].

У відкритих системах, якщо температура води в подавальному трубопроводі мережі більша ніж $60...65^{\circ}\text{C}$, її необхідно охолоджувати до вказаної температури. Таке охолодження здійснюють за рахунок змішування води з подавального і із зворотного трубопроводів (рис. 5, б). Якщо ж температура теплоносія в зворотному трубопроводі становить $65...70^{\circ}\text{C}$, що характерне для температур зовнішнього повітря наближених до розрахункової, то потреби гарячого водопостачання задовольняють водою із зворотного трубопроводу без змішування [19, с. 103].

В закритій системі тепlopостачання гаряче водопостачання здійснюють за рахунок підігрівання холодної водопровідної води до заданої температури у нагрівниках (теплообмінниках). Найпростішою схемою приєднання нагрівників є розміщення їх між подавальним і зворотним трубопроводом теплової мережі (одноступенева паралельна схема) (рис. 5, а). Але така схема не дає можливості використовувати потенціал зворотної води, а також вимагає найбільшої витрати теплоносія на нагрівники. Цих недоліків позбавлена двоступенева послідовна схема: нагрівники першого ступеня підігрівають холодну воду за рахунок теплоносія



із зворотного трубопроводу мережі, другого — догрівають її після першого ступеня за рахунок теплоносія з подавального трубопроводу (рис. 11).

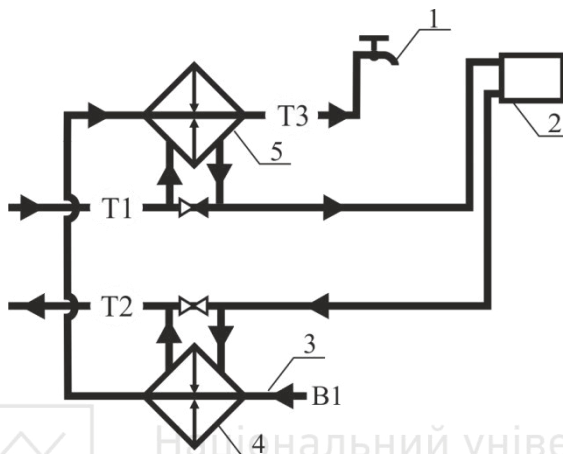


Рис. 11. Двоступенева послідовна схема приєднання теплообмінника гарячого водопостачання

1 — система гарячого водопостачання; 2 — система опалення; 3 — вода з господарсько-питного водопроводу; 4 — теплообмінник першого ступеня; 5 — теплообмінник другого ступеня

Для двоступеневої послідовної схеми характерні коливання температури теплоносія на виході з теплообмінника другого ступеня, які пов'язані із добовою нерівномірністю водоспоживання в системі гарячого водопостачання. Такі коливання можливі, якщо вони не зумовлюють відхилення внутрішньої температури повітря приміщень більше ніж на $\pm 1...2^{\circ}\text{C}$. Для збереження теплового балансу середню добову температуру води в подавальному трубопроводі теплової мережі приймають дещо більшою ніж за опалювальним графіком. Величину цього перевищення визначають з врахуванням температури води у зворотному трубопроводі і співвідношенням добового навантаження гарячого водопостачання і опалення. Відповідні графіки центрального якісного регулювання подачі тепла з врахуванням навантаження гарячого водопостачання називають скорегованими або підвищеними. Ці графіки будують і для відкритих і для закритих систем тепlopостачання.



Для відокремлених водяних теплових мереж, які працюють від одного джерела теплопостачання можна приймати різні графіки температури води: для підприємств — за навантаженнями опалення, для житлових районів — за суміщеним навантаженням опалення і гарячого водопостачання [9, п. 9.8.8].

У будівлях громадського і виробничого призначення, в яких у нічний та неробочий час зменшують температуру, передбачають програмне регулювання у теплових пунктах [9, п. 9.8.9].

Для розрахунку графіків температур приймають [9, п. 9.7]:

- початок і кінець опалювального періоду за середньодобової температури зовнішнього повітря $+8^{\circ}\text{C}$ впродовж трьох діб;
- усереднену розрахункову температуру внутрішнього повітря опалюваних житлових та громадських будівель 20°C , а будівель промислових підприємств 16°C .

4.2. Центральне регулювання теплового навантаження

В містах з централізованими системами теплопостачання основним тепловим навантаженням є опалювання. В районах багатоповерхової забудови суттєве також навантаження гарячого водопостачання. Порівняно з ними споживання тепла вентиляцією значно менше. Тому центральне якісне регулювання здійснюють або за опалювальним, або за суміщеним навантаженням опалювання і гарячого водопостачання.

4.2.1. Побудова графіка температур для опалювання

Опалювальне навантаження залежить від зовнішньої температури (рис. 2). Задача регулювання підтримувати розрахункову внутрішню температуру (t_e) відповідно до зміни температури зовнішнього повітря. Розрахунок якісного регулювання полягає у визначенні температури води в тепловій мережі залежно від теплового навантаження за умови сталої витрати теплоносія.

Для залежної схеми приєднання систем опалення до теплової мережі температуру води в подавальному, t_{10} , зворотному, t_{20} , трубопроводах, а також після змішувального вузла систем



опалення, τ_{30} , протягом опалювального періоду визначають за такими формулами [18, с.132], °C:

$$\tau_{10} = t_e + \Delta t \cdot \left(\frac{t_e - t_3}{t_e - t_{p.o}} \right)^{0,8} + \Delta \tau - 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_e - t_3}{t_e - t_{p.o}} \right), \quad ()$$

$$\tau_{20} = t_e + \Delta t \cdot \left(\frac{t_e - t_3}{t_e - t_{p.o}} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_e - t_3}{t_e - t_{p.o}} \right), \quad ()$$

$$\tau_{30} = t_e + \Delta t \cdot \left(\frac{t_e - t_3}{t_e - t_{p.o}} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_e - t_3}{t_e - t_{p.o}} \right), \quad ()$$

де t_e — розрахункова температура внутрішнього повітря, приймають для житлових районів 20°C, t_3 — температура зовнішнього повітря, °C; Δt — розрахунковий температурний напір нагрівального приладу визначають за формулою, °C:

$$\Delta t = \frac{\tau_3 + \tau_2}{2} - t_e, \quad ()$$

де τ_3 і τ_2 — розрахункові температури води, відповідно, в системах опалення і в зворотній магістралі теплової мережі для розрахункової температури зовнішнього повітря $t_{p.o}$ (для житлових районів, переважно, $\tau_3 = 95^\circ\text{C}$; $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$); $\Delta \tau$ — розрахунковий перепад температур води в тепловій мережі, °C:

$$\Delta \tau = \tau_1 - \tau_2; \quad ()$$

θ — розрахунковий перепад температур води в місцевій системі опалення, °C:

$$\theta = \tau_3 - \tau_2. \quad ()$$

Приймають різні значення температур зовнішнього повітря, t_3 , визначають τ_{10} , τ_{20} , τ_{30} і будують опалювальний графік температур води.

Якщо абоненти підключені без зменшення потенціалу тепла (без змішування), то розрахунок виконують за формулами (16) і (17).

Побудову температурних графіків для незалежної схеми приєднання систем опалення, а також для інших видів регулювання наведено в літературі [18, гл. 4].



Для задоволення навантаження гарячого водопостачання температура води в подавальній магістралі, τ_{10} , не повинна бути меншою ніж 65°C [9, п. 9.8.5]. Для цього опалювальний графік спрямляють на рівні означеної температури і він стає опалювально-побутовим (рис.13).

Температура зовнішнього повітря, що відповідає точці зламу графіків температур води, t_3' , ділить опалювальний період на два діапазони з різними режимами регулювання:

- в першому діапазоні з інтервалом температур зовнішнього повітря від $+8^{\circ}\text{C}$ до t_3' здійснюють групове або місцеве регулювання щоб запобігти перегріванню приміщень і марним втратам теплоти;
- в другому діапазоні з інтервалом температур зовнішнього повітря від t_3' до $t_{p.o}$ здійснюють центральне якісне регулювання.

В першому діапазоні з постійними температурами води в мережі можна регулювати подавання тепла на опалювання переривчастим способом. Тривалість роботи протягом доби системи опалення з переривчастим регулюванням визначають за формулою, год:

$$n = 24 \cdot \frac{t_g - t_3}{t_g - t_3'} \quad ()$$

4.2.2. Побудова графіка температур для вентиляції

За характером зміни температури і витрати теплоти на вентиляцію опалювальний період можна поділити на три діапазони.

В першому діапазоні (від $+8^{\circ}\text{C}$ до t_3') теплове вентиляційне навантаження змінюється, а температура води в подавальному трубопроводі лишається сталою. У цьому діапазоні здійснюють місцеве кількісне регулювання зміною витрати теплоносія.

Оскільки в першому діапазоні температура теплоносія в подавальному трубопроводі незмінна, то із збільшенням зовнішньої температури буде збільшуватись і температура повітря на виході з калорифера системи вентиляції. Це служить імпульсом для регулятора витрати теплоносія. Якщо на виході з калорифера температура збільшується, то регулятор зменшує витрату води, в результаті чого температуру після калорифера підтримують на заданому рівні (рис. 12).

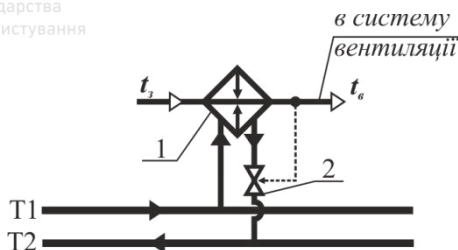


Рис. 12. Схема присіднання калорифера до теплової мережі

1 — калорифер; 2 — регулятор витрати теплоносія

В другому діапазоні (від t_3' до середньої температури найбільш холодного періоду) із збільшенням вентиляційного навантаження зростає і температура води в тепловій мережі. Тому в цьому діапазоні витрата води крізь калорифери залишається сталою.

В третьому діапазоні (від середньої температури найбільш холодного періоду до $t_{p.o}$) зростає і температура теплоносія, і теплове навантаження більшості вентиляційних систем. Для вентиляції з циркуляцією теплове навантаження в даному діапазоні підтримують постійним. Для систем без циркуляції повітря в другому і третьому діапазонах здійснюють центральне якісне регулювання. Для систем з циркуляцією в третьому діапазоні — місцеве кількісне регулювання зміною витрати теплоносія і кількості зовнішнього та циркуляційного повітря.

Основним завданням побудови графіків температур води в тепловій мережі для систем вентиляції є визначення температури в зворотному трубопроводі після калориферів ($\tau_{2\theta}$) для різних діапазонів опалювального періоду. Для цього використовують такі рівняння:

- для першого діапазону (від $+8^\circ\text{C}$ до t_3'):

$$\frac{\Delta t_K}{\Delta t_K'} \cdot \left(\frac{\tau_1' - \tau_{2\theta}'}{\tau_1 - \tau_{2\theta}} \right)^{0,15} = \left(\frac{t_\theta - t_3}{t_\theta - t_3'} \right)^{0,85}; \quad ()$$

- для другого діапазону (від t_3' до середньої температури найбільш холодного періоду):



$$\tau_{2\theta} = \tau_1 - \tau_{1\theta}^p - \tau_{2\theta}^p \cdot \left(\frac{t_\theta - t_3}{t_\theta - t_3'} \right); \quad ()$$

• для третього діапазону (від середньої температури найбільш холодного періоду до $t_{p.o}$):

$$\frac{\Delta t_\kappa}{\Delta t_\kappa^p} \cdot \left(\frac{\tau_{1\theta}^p - \tau_{2\theta}^p}{\tau_1 - \tau_{2\theta}} \right)^{0,15} = 1, \quad ()$$

де Δt_κ — температурний напір в калорифері при температурі t_3 , °C;
 Δt_κ — те ж при температурі t_3 , °C:

$$\Delta t_\kappa = 0,5 \cdot \tau_1 + \tau_{2\theta} - 0,5 \cdot t_3 + t_\theta; \quad ()$$

Δt_κ^p — розрахунковий температурний напір в калорифері, визначений для середньої температури найбільш холодного періоду $t_{x.n}$, °C:

$$\Delta t_\kappa^p = 0,5 \cdot \tau_{1\theta}^p + \tau_{2\theta}^p - 0,5 \cdot t_{x.n} + t_\theta; \quad ()$$

$\tau_{1\theta}$, $\tau_{2\theta}$ — значення температур теплоносія, відповідно, в подавальному трубопроводі перед калориферами і в зворотному трубопроводі після калориферів при температурі зовнішнього повітря t_3 , °C; $\tau_{1\theta}'$, $\tau_{2\theta}'$ — те ж, але для точки зламу температурного графіка, t_3' , °C; $\tau_{1\theta}^p$, $\tau_{2\theta}^p$ — те ж, але для розрахункової температури зовнішнього повітря, $t_{p.o}$, °C.

Невідомі значення температури зворотної води після калориферів, $\tau_{2\theta}$, для першого і третього діапазонів визначають способом послідовних наближень, розв'язуючи рівняння (23) і (25).

Розрахувати температури теплоносія для опалювальних і підвищених графіків регулювання можна за таблицями і номограмами, наведеними в літературі [16, 20].



4.3. Центральне якісне регулювання за суміщеним графіком опалення і гарячого водопостачання

В системах теплопостачання з переважним житлово-комунальним навантаженням приймають регулювання за суміщеним навантаженням опалювання і гарячого водопостачання, тобто за підвищеним (скоригованим) графіком температур води.

Виконувати розрахунок теплових мереж на сумарну витрату розрахункової на опалення і максимальної на гаряче водопостачання недоцільно, бо це зумовлює збільшення діаметрів труб і значне зростання вартості мережі та джерела тепла. Більш того таку підвищену потужність джерела тепла і пропускну здатність трубопроводів більшу частину опалювального періоду не використовують повністю. Тому під час розрахунку теплових потоків (розділ 2.1) для гарячого водопостачання визначають їх середнє значення. І тільки для розподільчих систем гарячого водопостачання (без інших видів теплового навантаження) розрахунок виконують на максимальну витрату.

Для забезпечення заданої температури води в системах гарячого водопостачання витрату теплоносія з подавального трубопроводу мережі змінює регулятор, встановлений перед змішувачем у відкритій системі або теплообмінником у закритій. З огляду на значну добову нерівномірність споживання гарячої води температура теплоносія може змінюватись в широких межах, але це не повинно призводити до неприпустимих коливань температури внутрішнього повітря опалюваних приміщень.

Двоступенева послідовна схема підключення водонагрівників (рис. 11) передбачає використання теплової інерції будівель для компенсації змін температури теплоносія зумовлених добовою нерівномірністю гарячого водопостачання. Ця схема дозволяє перейти від опалювального графіка регулювання подачі теплоти до графіка, який враховує вплив на роботу систем опалення змін температури теплоносія. Оскільки ці зміни компенсують відповідні надбавки, то такий графік називають підвищеним або скорегованим.

Підвищений графік враховує вплив системи гарячого водопостачання на роботу опалення, тому він відповідає



регулюванню за сумарним тепловим навантаженням цих систем. Цей метод регулювання дозволяє підтримувати у мережі постійну витрату води, яка дорівнює розрахунковій витраті на опалення.

Розрахунок підвищеного графіка закритих систем теплопостачання полягає у визначенні перепаду температур води в нагрівниках верхнього (другого), δ_1 , і нижнього (першого), δ_2 , ступенів за різних температур зовнішнього повітря, а також визначенні температур теплоносія у подавальному та зворотному трубопроводах мережі.

Оскільки добовий графік гарячого водопостачання є вкрай нерівномірним, то розрахунок виконують за балансовим навантаженням гарячого водопостачання, МВт:

$$Q_0 = \chi_0 \cdot Q_{2.в.сер}, \quad ()$$

де χ_0 — коригувальний множник для компенсації зменшення теплоти на опалювання, спричиненого нерівномірністю добового споживання гарячої води. Якщо в системі передбачені акумулятори гарячої води, то $\chi_0 = 1$, за їх відсутності для житлових будинків приймають $\chi_0 = 1,2$ для закритих і $\chi_0 = 1,1$ для відкритих систем [19, с. 149, 158].

Сумарний перепад температури води в нагрівниках обох ступенів (δ) протягом усього опалювального періоду постійний, його визначають за формулою, °C:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{Q_0}{Q_{0.макс}} \cdot \tau_1 - \tau_2. \quad ()$$

Перепад температури води в нижньому ступені нагрівника, δ_2' , який відповідає температурі зовнішнього повітря в точці зламу температурного графіка, t_3' , а також для усього діапазону температур зовнішнього повітря від +8°C до t_3' , °C:

$$\delta_2' = \delta \cdot \frac{t_2' - t_{x.3}}{t_2 - t_{x.3}}. \quad ()$$

Для діапазону від t_3' до $t_{p.o}$ величина δ_2 , °C:

$$\delta_2 = \delta_2' \cdot \frac{\tau_{20} - t_{x.3}}{\tau_{20}' - t_{x.3}}, \quad ()$$

де t_2 — температура гарячої води, яка надходить з водонагрівника у систему гарячого водопостачання, °C; $t_{x.3}$ — температура холодної



водопровідної води перед водонагрівником нижнього ступеню, °C;
 t_2' — температура водопровідної води після теплообмінника
нижнього ступеню, °C:

$$t_2' = \tau_{20}' - \Delta t_n, \quad ()$$

де τ_{20}' — температура води в зворотній магістралі в точці злам температурного графіка, °C; τ_{20} — температура води в зворотній магістралі, приймають за опалювальним графіком відповідно до заданої температури зовнішнього повітря t_3 , °C; Δt_n — величина недогрівання гарячої води у теплообміннику нижнього ступеня, приймають в межах 5...10°C.

Температуру у зворотній магістралі для підвищеного графіка, τ_{2n} , визначають за формулою, °C:

$$\tau_{2n} = \tau_{20} - \delta_2. \quad ()$$

Перепад температур води у верхньому ступені нагрівника, δ_1 , становитиме, °C:

$$\delta_1 = \delta - \delta_2. \quad ()$$

Температура теплоносія в подавальній магістралі, τ_{1n} , °C:

$$\tau_{1n} = \tau_{10} + \delta_1. \quad ()$$

Для центрального регулювання за суміщенням навантаженням опалення і гарячого водопостачання температура теплоносія в подавальному трубопроводі теплової мережі для зовнішніх температур більших ніж розрахункова вища ніж за опалювальним графіком: $\tau_{1n} > \tau_{10}$. Це дає можливість зсунути температуру злам графіка в сторону вищих зовнішніх температур, що покращує роботу системи теплопостачання, але призводить до збільшення поверхні теплообмінників для нагрівання гарячої води.

Для того щоб побудувати підвищений графік подачі теплоти за суміщенням навантаженням на опалювання і гаряче водопостачання для відкритих систем теплопостачання, спочатку будують графіки температур τ_{10} , τ_{20} та τ_{30} для залежних схем приєднання систем опалення (формули (16), (17), (18)). Температуру води у подавальній і зворотній магістралі для підвищеного графіка, відповідно, τ_{1n} і τ_{2n} , протягом опалювального періоду визначають за формулами, °C:



$$\tau_{1n} = t_{\theta} + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} \cdot \left(\Delta \tau + \Delta t \cdot \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0,2}} - 0,5 \cdot \theta \right), \quad ()$$

$$\tau_{2n} = t_{\theta} + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} \cdot \left(\Delta t \cdot \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0,2}} - 0,5 \cdot \theta \right), \quad ()$$

де $\bar{Q}_o$ — відносна витрата теплоти на опалення:

$$\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{Q_{o.макс}} = \frac{t_{\theta} - t_3}{t_{\theta} - t_{p.o}}, \quad ()$$

$\bar{G}_o$ — відносна витрата води на опалення:

$$\bar{G}_o = \frac{1 - 0,5 \cdot \rho_{\theta} \cdot \frac{\theta}{t_2 - t_{x.3}}}{1 + \frac{t_2 - t_{\theta}}{t_2 - t_{x.3}} \cdot \frac{\rho_{\theta}}{\bar{Q}_o} - \frac{\Delta t}{t_2 - t_{x.3}} \cdot \frac{\rho_{\theta}}{\bar{Q}_o^{0,2}}}, \quad ()$$

де ρ_{θ} — коефіцієнт, який визначають за формулою:

$$\rho_{\theta} = \frac{1,1 \cdot Q_{2.в.сер}}{Q_{o.макс}}. \quad ()$$

Регулювання за підвищеним графіком у відкритих системах здійснюють в діапазоні температур зовнішнього повітря від $+8^{\circ}\text{C}$ до t_3' .

Метод розрахунку центрального якісного регулювання відкритих систем тепlopостачання за суміщеним навантаженням опалення і гарячого водopостачання наведений в літературі [18, с. 157–166].



4.4. Приклади розрахунку

Приклад 2. Побудувати графік центрального якісного регулювання подачі тепла. Прийняти розрахункові температури води у подавальній магістралі $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$, у зворотній магістралі $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$, після змішувального вузла систем опалення $\tau_3 = 95^\circ\text{C}$. Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення $t_{p.o} = -21^\circ\text{C}$, а внутрішня температура приміщення $t_e = +20^\circ\text{C}$.

Рішення.

Попередньо визначають:

— розрахунковий температурний напір опалювального приладу за формулою (19), $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t = \frac{\tau_3 + \tau_2}{2} - t_e = \frac{95 + 70}{2} - 20 = 62,5;$$

— розрахунковий перепад температури води в тепловій мережі за формулою (20), $^\circ\text{C}$:

$$\Delta \tau = \tau_1 - \tau_2 = 150 - 70 = 80;$$

— розрахунковий перепад температури води в місцевій системі опалення за формулою (21), $^\circ\text{C}$:

$$\theta = \tau_3 - \tau_2 = 95 - 70 = 25.$$

Значення τ_{10} , τ_{20} і τ_{30} визначають за формулами (16), (17), (18) для температур зовнішнього повітря $t_3 = -15, -10, -5, 0, +5$ і $+8^\circ\text{C}$.

Наприклад, для $t_3 = -15^\circ\text{C}$ значення τ_{10} , τ_{20} і τ_{30} , $^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \tau_{10} &= t_e + \Delta t \cdot \left(\frac{t_e - t_3}{t_e - t_{p.o}} \right)^{0,8} + \Delta \tau - 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_e - t_3}{t_e - t_{p.o}} \right) = \\ &= 20 + 62,5 \cdot \left(\frac{20 - (-15)}{20 - (-21)} \right)^{0,8} + 80 - 0,5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{20 - (-15)}{20 - (-21)} \right) = 132,7 \end{aligned}$$



$$\tau_{20} = t_g + \Delta t \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right) =$$

$$= 20 + 62,5 \cdot \left(\frac{20 - (-15)}{20 - (-21)} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{20 - (-15)}{20 - (-21)} \right) = 64,4 ;$$

$$\tau_{30} = t_g + \Delta t \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right) =$$

$$= 20 + 62,5 \cdot \left(\frac{20 - (-15)}{20 - (-21)} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{20 - (-15)}{20 - (-21)} \right) = 85,7 .$$

Аналогічно розраховують температури τ_{10} , τ_{20} та τ_{30} і для інших значень температур зовнішнього повітря t_3 . Результати розрахунків наведено в таблиці 3.

Таблиця 3

Температура води в подавальній, зворотній магістралях та після змішувального вузла систем опалення

Температура, °C	Температура зовнішнього повітря t_3 , °C						
	-21	-15	-10	-5	0	+5	+8
τ_{10}	150	132,7	118,1	103,2	88,1	72,7	63,1
τ_{20}	70	64,4	59,5	54,5	49,1	43,4	39,7
τ_{30}	95	85,7	77,8	69,7	61,3	52,5	47,0

За даними розрахунку побудовано опалювальний графік температури води в тепловій мережі (рис. 13).

В разі, якщо до теплової мережі приєднане теплове навантаження гарячого водопостачання, то відповідно до ДБН В.2.5–39:2008 мінімальну температуру теплоносія приймають 65°C. На рівні цього значення графік τ_{10} випрямлено (рис. 13). Температура зовнішнього повітря, яка відповідає точці зламу графіка τ_{10} , становить $t_3' = +7,4^\circ\text{C}$.

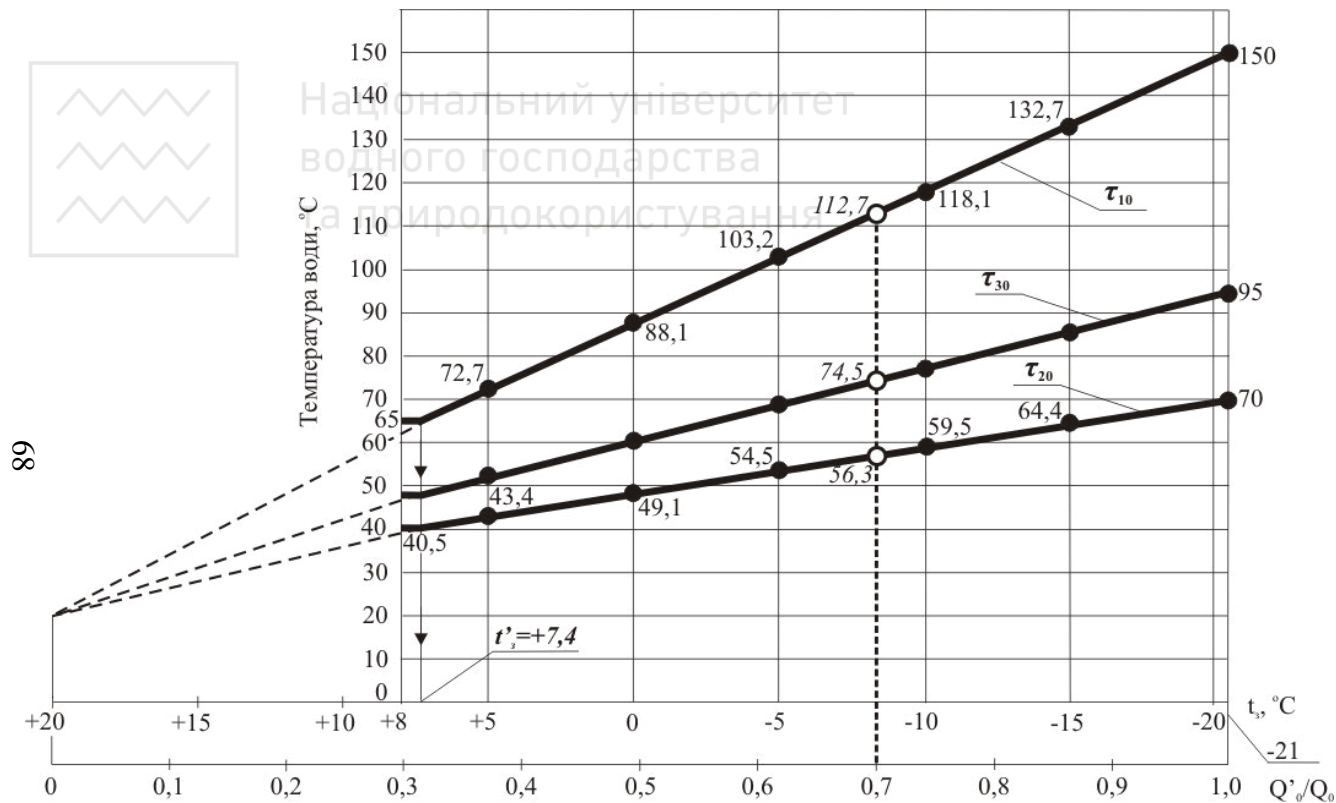


Рис. 13. Графік температури теплоносія для центрального якісного регулювання



Від точок на графіках τ_{20} та τ_{30} , які відповідають температурі t_3' , ці графіки також випрямлені і знайдено температуру у зворотному трубопроводі $\tau_{20}' = 40,5^\circ\text{C}$.

Опалювальний графік температури води в мережі, побудований для певної розрахункової температури зовнішнього повітря $t_{p.o.}$, можна використати і для інших розрахункових температур зовнішнього повітря. Для цього на осі абсцис будують другу шкалу із відносними витратами тепла на опалювання Q_o'/Q_o . Перпендикуляр проведений з точки заданої відносної витрати тепла на опалювання до графіків дасть значення температур теплоносіїв для t_3 . Наприклад, за графіком температур (рис. 13), побудованим для $t_{p.o.} = -21^\circ\text{C}$ (для цього значення розрахункової температури $Q_o'/Q_o = 1$), необхідно визначити температуру теплоносія для зовнішньої температури $t_3 = -15^\circ\text{C}$ для району із $t_{p.o.} = -30^\circ\text{C}$. Відносна витрата тепла для $t_3 = -15^\circ\text{C}$ становитиме:

$$\frac{Q_o'}{Q_o} = \frac{1 \cdot 20 - (-15)}{20 - (-30)} = 0,7.$$

Перетин перпендикуляру з цієї точки з графіками температур дає значення температур теплоносіїв, відповідно $\tau_{10} = 112,7$, $\tau_{30} = 74,5$ і $\tau_{20} = 56,3^\circ\text{C}$ (рис. 13).

Приклад 3. Для закритої системи тепlopостачання побудувати графік центрального якісного регулювання відпуску тепла за суміщеним навантаженням опалювання і гарячого водопостачання (підвищений або скорегований температурний графік). Прийняти розрахункові температури води: в подавальній магістралі $t_1 = 130^\circ\text{C}$, у зворотній магістралі $t_2 = 70^\circ\text{C}$, після змішувального вузла систем опалення $t_3 = 95^\circ\text{C}$. Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення $t_{p.o.} = -21^\circ\text{C}$, середня температура найбільш холодного періоду $t_{x.n} = -10^\circ\text{C}$, внутрішнього повітря приміщень $t_g = +20^\circ\text{C}$. Розрахункові теплові потоки складають: на опалення $Q_{o.макс} = 30$ МВт, на вентиляцію $Q_{в.макс} = 3,5$ МВт, на гаряче водопостачання $Q_{г.в.сер} = 6$ МВт.

Прийняти: температуру води в системах гарячого водопостачання $t_2 = 60^\circ\text{C}$, температуру холодної води $t_{x.з} = 5^\circ\text{C}$, балансовий коефіцієнт для навантаження гарячого водопостачання



$\chi_6 = 1,2$ схему приєднання нагрівників систем гарячого водопостачання — двоступеневу послідовну.

Рішення. Значення температур води для систем опалення τ_{10} , τ_{20} та τ_{30} визначені за формулами (16), (17), (18) для температур зовнішнього повітря $t_3 = +8$; 0; -10 ; -21°C . Попередньо розраховано за формулами (19), (20), (21) значення величин Δt , $\Delta \tau$, θ , $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t = \frac{\tau_3 + \tau_2}{2} - t_g = \frac{95 + 70}{2} - 20 = 62,5;$$

$$\Delta \tau = \tau_1 - \tau_2 = 130 - 70 = 60;$$

$$\theta = \tau_3 - \tau_2 = 95 - 70 = 25.$$

Тоді для температури $t_3 = +8^\circ\text{C}$ значення τ_{10} , τ_{20} та τ_{30} становитимуть, $^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \tau_{10} &= t_g + \Delta t \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right)^{0,8} + \Delta \tau - 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right) = \\ &= 20 + 62,5 \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 - -21} \right)^{0,8} + 60 - 0,5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 - -21} \right) = 57,3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{20} &= t_g + \Delta t \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right) = \\ &= 20 + 62,5 \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 - -21} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 - -21} \right) = 39,7; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{30} &= t_g + \Delta t \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot \theta \cdot \left(\frac{t_g - t_3}{t_g - t_{p.o}} \right) = \\ &= 20 + 62,5 \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 - -21} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot 25 \cdot \left(\frac{20 - 9}{20 - -21} \right) = 47. \end{aligned}$$

Аналогічно розраховано температури теплоносія і для інших значень t_3 (табл. 4).



Температура води в трубопроводах теплової мережі

Температура зовнішнього повітря, t_3 , °C	Температура теплоносія, °C		
	τ_{10}	τ_{20}	τ_{30}
+8	57,3	39,7	47,0
0	78,4	49,1	61,3
-10	103,4	59,5	77,8
-21	130	70	95

На підставі отриманих даних побудовано графік зміни температури води залежно від температури зовнішнього повітря (рис. 14).

Для забезпечення навантаження гарячого водопостачання температура в подавальному трубопроводі повинна становити 65°C, тому на рівні цієї температури графік випрямлено і отримано точку зламу, від якої випрямлено також графіки τ_{20} і τ_{30} . Точці зламу опалювального температурного графіка відповідають такі температури:

- зовнішнього повітря $t_3' = +5,1^\circ\text{C}$;
- в подавальному трубопроводі $\tau_{10}' = 65^\circ\text{C}$;
- в зворотному трубопроводі $\tau_{20}' = 43,3^\circ\text{C}$;
- в системі опалення після змішувального вузла $\tau_{30}' = 52,4^\circ\text{C}$.

Отримані значення температур зведено в таблицю 5.

Далі виконано розрахунки для побудови підвищеного температурного графіка.

Попередньо прийнято величину недогрівання $\Delta t_n = 7^\circ\text{C}$, тоді температура водопровідної води після нагрівника першого ступеню (формула (32)), °C:

$$t_c' = \tau_{20}' - \Delta t_n = 43,3 - 7 = 36,3.$$

Балансове навантаження гарячого водопостачання за формулою (28), МВт:

$$Q_0 = \chi_0 \cdot Q_{c.в.сеп} = 1,2 \cdot 6 = 7,2.$$

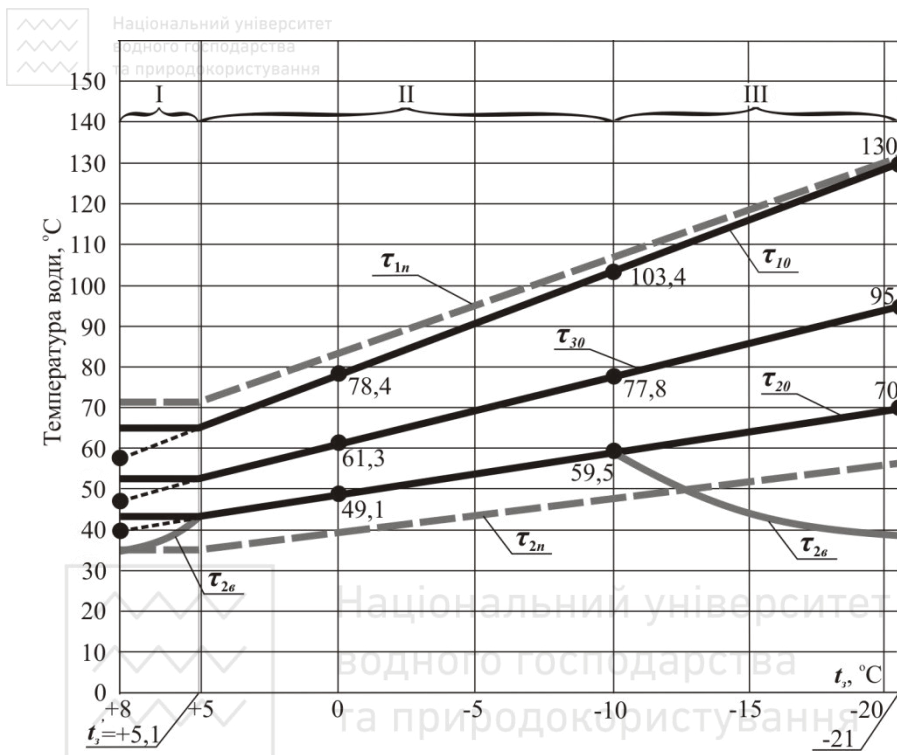


Рис. 14. Температурний графік центрального якісного регулювання закритої системи теплопостачання

За формулою (29) сумарний перепад температури води, δ , в обох ступенях нагрівників, $^\circ\text{C}$:

$$\delta = \frac{Q_\delta}{Q_{o.\text{макс}}} \cdot \tau_1 - \tau_2 = \frac{7,2}{30} \cdot 130 - 70 = 14,4.$$

Для діапазону температур зовнішнього повітря від $t_3 = +8^\circ\text{C}$ до $t_3' = +5,1^\circ\text{C}$ перепад температури води в нагрівнику першого ступеня δ_2' (формула (30)), $^\circ\text{C}$:

$$\delta_2' = \delta \cdot \frac{t_2' - t_{x.3}}{t_2 - t_{x.3}} = 14,4 \cdot \frac{36,3 - 5}{60 - 5} = 8,2,$$

а перепад температури води у другому ступені (формула (34)), $^\circ\text{C}$:



$$\delta_1 = \delta - \delta_2 = 14,4 - 8,2 = 6,2.$$

Визначено за формулами (31) і (34), значення величин δ_2 і δ_1 для діапазону температур зовнішнього повітря від $t_3' = +5,1^\circ\text{C}$ до $t_{p,o} = -21^\circ\text{C}$. Наприклад, для $t_3 = -10^\circ\text{C}$ ці значення становитимуть, $^\circ\text{C}$:

$$\delta_2 = \delta_2' \cdot \frac{\tau_{20} - t_{x,3}}{\tau_{20}' - t_{x,3}} = 8,2 \cdot \frac{59,5 - 5}{43,3 - 5} = 11,7;$$

$$\delta_1 = \delta - \delta_2 = 14,4 - 11,7 = 2,7.$$

Аналогічно виконано розрахунки величин δ_2 і δ_1 для значень зовнішньої температури 0°C і -21°C і заповнено колонки 5 і 6 таблиці 5.

Таблиця 5

Розрахунок температурних графіків регулювання для закритої системи тепlopостачання

$t_3, ^\circ\text{C}$	$\tau_{10}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{20}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{30}, ^\circ\text{C}$	$\delta_1, ^\circ\text{C}$	$\delta_2, ^\circ\text{C}$	$\tau_{1n}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{2n}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{2e}, ^\circ\text{C}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
+8	65	43,3	52,4	6,2	8,2	71,2	35,1	35
+5,1	65	43,3	52,4	6,2	8,2	71,2	35,1	43,3
0	78,4	49,1	61,3	5,0	9,4	83,4	39,7	49,1
-10	103,4	59,5	77,8	2,7	11,7	106,1	47,8	59,5
-21	130	70	95	0,5	13,9	130,5	56,1	39

Температури теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах для підвищеного температурного графіка визначено за формулами (35) і (33). Так, для $t_3 = +8^\circ\text{C}$ і $t_3' = +5,1^\circ\text{C}$ ці значення складуть, $^\circ\text{C}$:

$$\tau_{1n} = \tau_{10} + \delta_1 = 65 + 6,2 = 71,2;$$

$$\tau_{2n} = \tau_{20} - \delta_2 = 43,3 - 8,2 = 35,1.$$

Для $t_3 = -10^\circ\text{C}$:

$$\tau_{1n} = \tau_{10} + \delta_1 = 103,4 + 2,7 = 106,1;$$

$$\tau_{2n} = \tau_{20} - \delta_2 = 59,5 - 11,7 = 47,8.$$

Аналогічно виконано розрахунки для інших значень зовнішньої температури, отримані величини занесені в таблицю 5 і побудовано графіки τ_{1n} і τ_{2n} (рис. 14).



Для побудови графіка температури води в зворотному трубопроводі після калориферів систем вентиляції $\tau_{2\theta} = f(t_3)$ в першому діапазоні температур зовнішнього повітря (від $t_3 = +8$ до $t_3' = +5,1^\circ\text{C}$) використано рівняння (23). Наприклад, для $t_3 = +8^\circ\text{C}$, попередньо прийнято значення $\tau_{2\theta} = 17^\circ\text{C}$. Тоді температурний напір в калорифері (формула (26)), $^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\Delta t_K &= 0,5 \cdot \tau_1 + \tau_{2\theta} - 0,5 \cdot t_3 + t_\theta = \\ &= 0,5 \cdot 65 + 17 - 0,5 \cdot 8 + 20 = 27 ,\end{aligned}$$

а для температури $+5,1^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\Delta t_K &= 0,5 \cdot \tau_1' + \tau_{2\theta}' - 0,5 \cdot t_3' + t_\theta = \\ &= 0,5 \cdot 65 + 43,3 - 0,5 \cdot 5,1 + 20 = 41,6 .\end{aligned}$$

По тому розраховано ліву і праву частини рівняння (23):

- ліва частина $\frac{\Delta t_K}{\Delta t_K'} \cdot \left(\frac{\tau_1' - \tau_{2\theta}'}{\tau_1 - \tau_{2\theta}} \right)^{0,15} = \frac{27}{41,6} \cdot \left(\frac{65 - 43,3}{65 - 17} \right)^{0,15} = 0,58;$
- права частина $\left(\frac{t_\theta - t_3}{t_\theta - t_3'} \right)^{0,85} = \left(\frac{20 - 8}{20 - 5,1} \right)^{0,85} = 0,83.$

Оскільки числові значення правої і лівої частин рівняння розходяться більш як на 3%, то прийнято інше значення $\tau_{2\theta}$. Нехай $\tau_{2\theta} = 35^\circ\text{C}$, тоді, $^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\Delta t_K &= 0,5 \cdot \tau_1 + \tau_{2\theta} - 0,5 \cdot t_3 + t_\theta = \\ &= 0,5 \cdot 65 + 35 - 0,5 \cdot 8 + 20 = 36 ;\end{aligned}$$

$$\frac{\Delta t_K}{\Delta t_K'} \cdot \left(\frac{\tau_1' - \tau_{2\theta}'}{\tau_1 - \tau_{2\theta}} \right)^{0,15} = \frac{36}{41,6} \cdot \left(\frac{65 - 43,3}{65 - 35} \right)^{0,15} = 0,82 .$$

Тепер числові значення правої і лівої частин рівняння близькі за значенням (в межах 3%), тому остаточно прийнято $\tau_{2\theta} = 35^\circ\text{C}$.

Для систем вентиляції з рециркуляцією повітря необхідно визначити за рівнянням (25) температуру води після калориферів в третьому діапазоні від $t_{x,n} = -10^\circ\text{C}$ до $t_{p,o} = -21^\circ\text{C}$. Оскільки дане



рівняння розв'язується методом підбору, то попередньо прийнято значення $\tau_{2e} = 39^\circ\text{C}$, і визначені значення Δt_k і Δt_k^p , $^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\Delta t_k &= 0,5 \cdot \tau_1 + \tau_{2e} - 0,5 \cdot t_3 + t_e = \\ &= 0,5 \cdot 130 + 39 - 0,5 \cdot -21 + 20 = 85;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta t_k^p &= 0,5 \cdot \tau_{1e}^p + \tau_{2e}^p - 0,5 \cdot t_{x.n} + t_e = \\ &= 0,5 \cdot 103,4 + 59,5 - 0,5 \cdot -10 + 20 = 76,5.\end{aligned}$$

Далі обчислено ліву частину рівняння:

$$\frac{\Delta t_k}{\Delta t_k^p} \cdot \left(\frac{\tau_{1e}^p - \tau_{2e}^p}{\tau_1 - \tau_{2e}} \right)^{0,15} = \frac{85}{76,5} \cdot \left(\frac{103,4 - 59,5}{130 - 39} \right)^{0,15} = 0,996.$$

Ліва частина виразу близька за значенням до правої, тому попередньо прийняте значення $\tau_{2e} = 39^\circ\text{C}$ вважають остаточним.

Температурні графіки регулювання для закритої системи теплопостачання наведено на рисунку 14.

Приклад 4. Для вихідних даних попереднього прикладу побудувати для відкритої системи теплопостачання скоригований (підвищений) графік центрального якісного регулювання.

Рішення.

Спочатку будують графік залежності температури теплоносія від температури зовнішнього повітря (див. приклад 3). Спрямляють цей графік на рівні 65°C , знаходять температуру зовнішнього повітря для точки зламу графіка і відповідні їй температури τ'_{20} та τ'_{30} . Після цього виконують розрахунки для побудови підвищеного температурного графіка.

Визначають балансове навантаження гарячого водопостачання, МВт:

$$Q_{\bar{o}} = \chi_{\bar{o}} \cdot Q_{\text{г.в.сер}} = 1,2 \cdot 6 = 7,2.$$

Коефіцієнт відношення балансового навантаження гарячого водопостачання до розрахункового навантаження опалення $\rho_{\bar{o}}$:

$$\rho_{\bar{o}} = \frac{Q_{\bar{o}}}{Q_{\text{о.макс}}} = \frac{7,2}{30} = 0,24.$$



Для температур зовнішнього повітря $t_3 = +8; 0; -10; -21^\circ\text{C}$, визначено відносну витрату теплоти на опалення за формулою (38). Наприклад, для $t_3 = -10^\circ\text{C}$:

$$\bar{Q}_o = \frac{t_6 - t_3}{t_6 - t_{p.o}} = \frac{20 - (-10)}{20 - (-21)} = 0,73.$$

Відносні витрати води на опалення обчислено за формулою (39). Наприклад, для $t_3 = -10^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned} \bar{G}_o &= \frac{1 - 0,5 \cdot \rho_{\bar{Q}} \cdot \frac{\theta}{t_2 - t_{x.3}}}{1 + \frac{t_2 - t_6}{t_2 - t_{x.3}} \cdot \frac{\rho_{\bar{Q}}}{\bar{Q}_o} - \frac{\Delta t}{t_2 - t_{x.3}} \cdot \frac{\rho_{\bar{Q}}}{\bar{Q}_o^{0,2}}} = \\ &= \frac{1 - 0,5 \cdot 0,24 \cdot \frac{25}{60 - 5}}{1 + \frac{60 - 20}{60 - 5} \cdot \frac{0,24}{0,73} - \frac{62,5}{60 - 5} \cdot \frac{0,24}{0,73^{0,2}}} = 1. \end{aligned}$$

Аналогічно виконано розрахунки і для інших значень t_3 . Результати обчислень зведено до таблиці 6.

Таблиця 6

*Розрахунок температурних графіків для відкритої системи
теплопостачання*

$t_3, ^\circ\text{C}$	$\tau_{10}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{20}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{30}, ^\circ\text{C}$	$\bar{Q}_o$	$\bar{G}_o$	$\tau_{1n}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{2n}, ^\circ\text{C}$	$\tau_{26}, ^\circ\text{C}$
+8	65	43,3	52,4	0,29	0,75	68,5	42,1	35
+5,1	65	43,3	52,4	0,36	0,82	68,5	42,1	43,3
0	78,4	49,1	61,3	0,49	0,91	80,9	48,6	49,1
-10	103,4	59,5	77,8	0,73	1	103,3	59,5	59,5
-21	130	70	95	1	1,05	127,7	70,6	39

Температуру теплоносія у подавальному, τ_{1n} , і зворотному, τ_{2n} , трубопроводах для скоригованого графіка визначають за формулами (36) і (37). Наприклад, для $t_3 = -10^\circ\text{C}$ температури становитимуть, $^\circ\text{C}$:

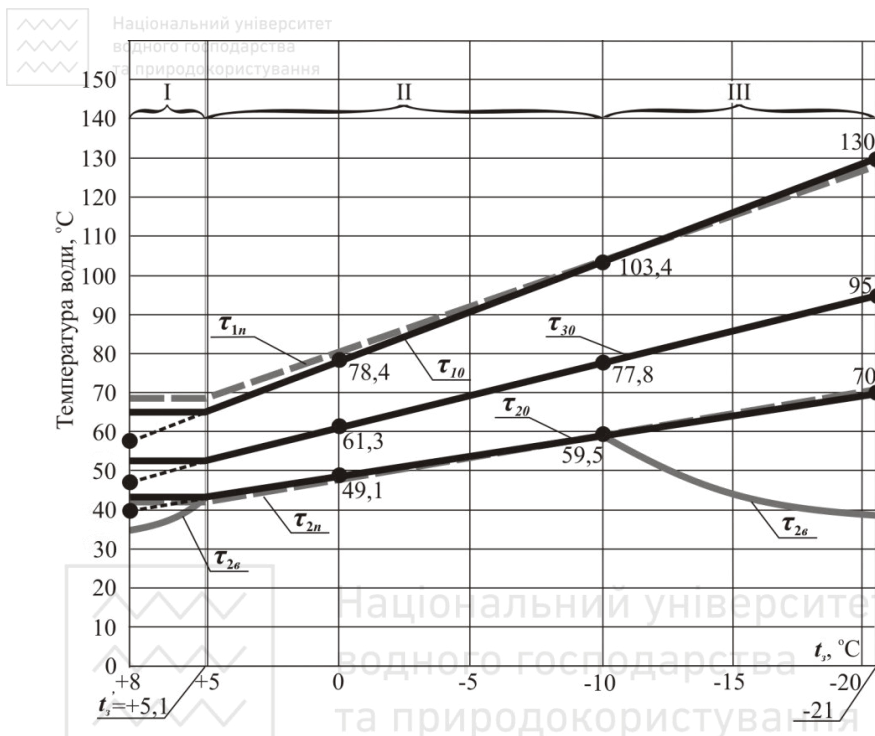


Рис. 15. Температурний графік центрального якісного регулювання відкритої системи теплопостачання

$$\begin{aligned} \tau_{1n} &= t_g + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} \cdot \left(\Delta \tau + \Delta t \cdot \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0,2}} - 0,5 \cdot \theta \right) = \\ &= 20 + \frac{0,73}{1} \cdot \left(60 + 62,5 \cdot \frac{1}{0,73^{0,2}} - 0,5 \cdot 25 \right) = 103,3 ; \\ \tau_{2n} &= t_g + \frac{\bar{Q}_o}{\bar{G}_o} \cdot \left(\Delta t \cdot \frac{\bar{G}_o}{\bar{Q}_o^{0,2}} - 0,5 \cdot \theta \right) = \\ &= 20 + \frac{0,73}{1} \cdot \left(62,5 \cdot \frac{1}{0,73^{0,2}} - 0,5 \cdot 25 \right) = 59,5 . \end{aligned}$$



Аналогічно виконано розрахунки і для інших значень t_3 (табл. 6).

Далі розраховано температури води, $t_{2в}$, після калориферів систем вентиляції (див. приклад 3). Результати наведено в таблиці 6.

Температурні графіки регулювання відкритої системи теплопостачання наведено на рисунку 15.

4.5. Контрольні питання

1. Які є способи регулювання подачі тепла системами теплопостачання?
2. Яким чином можна регулювати тепловіддачу опалювальних приладів?
3. Поясніть, яка залежність зображується на опалювальному графіку відпуску теплоти.
4. Поясніть, яким чином здійснюється побудова опалювально-побутового графіка відпуску теплоти.
5. Який фізичний зміст має точка перелому опалювально-побутового графіка?
6. З якою метою здійснюється відпуск теплоти за підвищеним графіком?
7. Які діапазони виділяють на графіку відпуску теплоти для потреб систем вентиляції?
8. Поясніть, у яких випадках регулювання відпуску теплоти в системах теплопостачання здійснюють за навантаженням опалення, а у яких за суміщеним навантаженням опалення та гарячого водопостачання.



5. Гідравлічний розрахунок теплових мереж

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

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

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

Для виконання гідравлічного розрахунку необхідні:

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

5.1. Визначення розрахункових витрат води

Розрахункову витрату води у теплових мережах з якісним регулюванням подавання тепла визначають окремо для опалення, вентиляції і гарячого водопостачання за такими формулами [9, дод. А]:

а) для опалення, кг/год:

$$G_{o.макс} = \frac{3,6 \cdot Q_{o.макс}}{c \cdot \tau_1 - \tau_2}; \quad ()$$

б) для вентиляції, кг/год:

$$G_{в.макс} = \frac{3,6 \cdot Q_{в.макс}}{c \cdot \tau_1 - \tau_2}; \quad ()$$



в) для гарячого водопостачання у відкритих системах теплопостачання:

— середня годинна, кг/год:

$$G_{12.в.сер} = \frac{3,6 \cdot Q_{2.в.сер}}{c \cdot t_2 - t_{x.3}}; \quad ()$$

— максимальна годинна, кг/год:

$$G_{12.в.макс} = \frac{3,6 \cdot Q_{2.в.макс}}{c \cdot t_2 - t_{x.3}}; \quad ()$$

г) для гарячого водопостачання у закритих системах теплопостачання з паралельним приєднанням нагрівників води:

— середня годинна, кг/год:

$$G_{22.в.сер} = \frac{3,6 \cdot Q_{2.в.сер}}{c \cdot \tau_1' - \tau_3'}; \quad ()$$

— максимальна годинна, кг/год:

$$G_{22.в.макс} = \frac{3,6 \cdot Q_{2.в.макс}}{c \cdot \tau_1' - \tau_3'}; \quad ()$$

д) для гарячого водопостачання у закритих системах теплопостачання з двоступеневим приєднанням нагрівників води:

— середня годинна, кг/год:

$$G_{32.в.сер} = \frac{3,6 \cdot Q_{2.в.сер}}{c \cdot \tau_1' - \tau_2'} \cdot \left(\frac{t_2 - t_2'}{t_2 - t_{x.3}} + 0,2 \right); \quad ()$$

— максимальна годинна, кг/год:

$$G_{32.в.макс} = \frac{3,6 \cdot Q_{2.в.макс}}{c \cdot \tau_1' - \tau_2'}. \quad ()$$

У формулах (41 - 48):

$Q_{о.макс}$, $Q_{в.макс}$, $Q_{2.в.сер}$, $Q_{2.в.макс}$ — розрахункові теплові потоки, відповідно, на опалювання, вентиляцію та гаряче водопостачання, Вт; c — питома теплоємність води, приймають $c = 4,187$ кДж/(кг·°С); τ_1 — температура в подавальному трубопроводі теплової мережі за розрахункової температури



зовнішнього повітря, $t_{p.o}$, °C; τ_2 — те саме в зворотному трубопроводі теплової мережі, °C; t_2 — температура води в системі гарячого водопостачання, °C; τ'_1 — температура води в подавальному трубопроводі теплової мережі в точці зламу графіка температур води, °C; τ'_2 — те саме в зворотному трубопроводі теплової мережі, °C; τ'_3 — температура води після паралельно включеного нагрівника в точці зламу графіка температур води, рекомендовано [9, дод. А] приймати $\tau'_3 = 30^\circ\text{C}$; $t_{х.з}$ — температура холодної води в зимовий період, °C; t'_2 — температура води після нагрівників першого ступеня, °C.

Сумарна розрахункова витрата води у двотрубних теплових мережах відкритих і закритих систем теплопостачання з якісним регулюванням подачі тепла [9, дод. А], кг/год:

$$G_p = G_{o.\text{макс}} + G_{в.\text{макс}} + k_3 \cdot G_{г.в.\text{сер}}, \quad ()$$

де k_3 — коефіцієнт, що враховує частину середньої годинної витрати води на гаряче водопостачання. Якщо регулювання здійснюють за навантаженням опалення, то k_3 приймають за таблицею 7. Якщо прийнято регулювання за сумішеним навантаженням опалення і гарячого водопостачання, то коефіцієнт k_3 приймають рівним нулю.

Таблиця 7

Значення коефіцієнта k_3 [9, дод. А]

Система теплопостачання	Теплове навантаження, МВт	Коефіцієнт k_3
Відкрита	100 і більше	0,6
	менше ніж 100	0,8
Закрита	100 і більше	1,0
	менше ніж 100	1,2
	менше ніж 100 за наявності баків-акумуляторів	1,0

Для споживачів, у яких відношення максимального теплового потоку на гаряче водопостачання, $Q_{г.в.\text{макс}}$, до максимального теплового потоку на опалення, $Q_{o.\text{макс}}$, більше за одиницю, відсутні баки-акумулятори і тепловий потік не більше ніж 10 МВт, сумарну розрахункову витрату води визначають за формулою, кг/год:

$$G_p = G_{o.\text{макс}} + G_{в.\text{макс}} + G_{г.в.\text{макс}}. \quad ()$$



Розрахункова витрата води у двотрубних теплових мережах у неопалювальний період, $G_p^{\text{л}}$, кг/год:

$$G_p^{\text{л}} = \beta \cdot G_{\text{г.в.макс}}, \quad ()$$

де β — коефіцієнт, що враховує зміну середньої витрати води на гаряче водопостачання в неопалюваний період відносно опалювального періоду, приймають за відсутності даних для житлово-комунального сектора рівним 0,8 (для курортів та південних міст $\beta = 1,5$), для підприємств — 1,0 [9, дод. К]; $G_{\text{г.в.макс}}$ — максимальна витрата води для гарячого водопостачання, яку для відкритих систем визначають за формулою (44) за температури холодної води в неопалювальний період, $t_{\text{х.л}}$, а для закритих систем і будь-якого приєднання нагрівників за формулою (46).

Витрату води в зворотному трубопроводі двотрубних водяних теплових мереж відкритих систем тепlopостачання приймають у розмірі 10% від розрахункової витрати води, визначеної за формулою (51).

5.2. Розрахунок водяних теплових мереж

Під час руху теплоносія трубами повні втрати тиску, ΔP , складаються з втрат тиску на тертя, ΔP_m , і втрат тиску в місцевих опорах, $\Delta P_{\text{м}}$, Па:

$$\Delta P = \Delta P_m + \Delta P_{\text{м}}. \quad ()$$

Втрати тиску на тертя, ΔP_m , визначають за формулою Вейсбаха-Дарсі, Па:

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

де λ — безрозмірний коефіцієнт гідравлічного тертя; d — внутрішній діаметр трубопроводу, м; ρ — густина теплоносія, кг/м³; ω — швидкість руху теплоносія, м/с; l — довжина трубопроводу, м.

Коефіцієнт гідравлічного тертя залежить від числа Рейнольдса (Re) і відносної еквівалентної шорсткості труби (k/d). Шорсткістю труби називають виступи і нерівності, які впливають на втрати напору під час турбулентного руху рідини. В реальних умовах ці виступи і нерівності різні за формою, величиною і нерівномірною



розміщені по довжині труби. За еквівалентну шорсткість, k_e , умовно приймають рівномірну зернисту нерівність, виступи якої мають однакову форму і розміри, а втрати напору по довжині такі ж, як і в реальних трубах. Величину еквівалентної шорсткості внутрішньої поверхні стінок сталевих труб з урахуванням корозії рекомендовано [9, п. 10.5, п. 8.2.5] приймати: для паропроводів 0,2 мм, для водяних теплових мереж — 0,5 мм, для мереж гарячого водопостачання і конденсатопроводів — 1 мм. Еквівалентну шорсткість внутрішньої поверхні труб зі структурованого поліетилену (PE-X) та інших термостійких термопластичних полімерів приймають для водяних теплових мереж і мереж гарячого водопостачання 0,005 мм [9, п. 10.5].

Для теплопроводів зовнішніх мереж характерний турбулентний режим руху теплоносіїв.

Якщо $Re \cdot k_e / d \leq 22$, то труби вважають гідравлічно гладкими. У цьому випадку ламінарний шар, суміжний з стінками, покриває їх шорсткість, тобто товщина суміжного шару більша ніж еквівалентна шорсткість і гідравлічні опори зумовлені лише силами тертя в рідині та залежать від числа Рейнольдса.

Для гідравлічно гладких труб і турбулентного руху коефіцієнт гідравлічного тертя визначають за формулою Г.А.Муріна:

$$\lambda_z = \frac{1,01}{\lg Re}^{2,5}. \quad ()$$

В гідравлічно шорстких трубах ($Re \cdot k_e / d \geq 560$) вирішальне значення для гідравлічного опору по усій довжині має сила тертя рідини об стінки трубопроводу, коефіцієнт гідравлічного тертя залежить лише від відносної еквівалентної шорсткості і визначають його за формулою професора Б.Л. Шифрінсона:

$$\lambda_{ш} = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{d} \right)^{0,25}. \quad ()$$

У перехідній області гідравлічних опорів ($22 < Re \cdot k_e / d < 560$) рекомендована формула професора А.Д. Альтшуля:

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



яка дозволяє достатньо точно визначити коефіцієнт λ для усіх трьох зон гідравлічних опорів (гладкої, перехідної і шорсткої). Для $Re \cdot k_e/d \leq 10$ результати розрахунку співпадають із даними Г.А. Муріна, а для $Re \cdot k_e/d \geq 500$ — з даними Б.Л. Шифрінсона. Тому для побудови розрахункових номограм застосовують формулу А.Д. Альтшуля.

Втрати тиску в місцевих опорах, ΔP_m , визначають за формулою Вейсбаха, Па:

$$\Delta P_m = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \quad ()$$

де $\sum \xi$ — сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці трубопроводу.

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

Вирішуючи разом рівняння (53) і (57), отримають, м:

$$l_e = \sum \xi \cdot \frac{d}{\lambda}. \quad ()$$

Для характерних тепловим мережам місцевих опорів значення еквівалентних довжин наведено у спеціальних таблицях [21, табл. 9.12].

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

$$\begin{aligned} \Delta P &= \Delta P_m + \Delta P_m = \Delta P_m \cdot \left(1 + \frac{\Delta P_m}{\Delta P_m} \right) = \\ &= R_m \cdot l \cdot 1 + \alpha = R_m \cdot l + l_e, \end{aligned} \quad ()$$

де α — коефіцієнт, що враховує частку втрат напору в місцевих опорах від опору по довжині; R_m — питомі втрати напору по довжині, Па/м, (з формули (53)):



$$R_m = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = 6,27 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{\lambda}{d^5} \cdot \frac{G^2}{\rho}, \quad ()$$

де G — витрата теплоносія, т/год.

Для полегшення розрахунків за формулою (60) складено таблиці та номограми, якими користуються під час проектування теплових мереж [21, табл. 9.11] (додатки 10–12).

Гідравлічний розрахунок дозволяє визначити діаметри трубопроводів, втрати тиску та напір в різних точках мережі, а також ув'язати усю систему.

Перед виконанням гідравлічного розрахунку розробляють схему теплових мереж, яку розбивають на розрахункові ділянки — трубопроводи, в яких витрата теплоносія не змінюється. На розрахунковій схемі проставляють номери ділянок (спочатку головної магістраллю, а потім відгалуженнями), витрати теплоносія в кг/с або в т/год, довжини ділянок в метрах. Головною магістраллю є найбільш довгий і навантажений напрямок мережі від джерела теплоти (точки підключення) до найбільш віддаленого споживача.

Припускають, що падіння тиску вздовж головної магістралі є рівномірним. За відомим гарантованим тиском, ΔP_p , для головної магістралі, а також для відгалужень визначають орієнтовні середні питомі втрати тиску, Па/м:

$$R_{сер} = \frac{\Delta P_p}{\sum l \cdot 1 + \alpha}, \quad ()$$

де $\sum l$ — сумарна довжина розрахункових ділянок, м, в яких використовується величина ΔP_p ; α — коефіцієнт, що враховує середню частку втрат тиску в місцевих опорах.

Для попередніх розрахунків частка втрат напору в місцевих опорах може бути орієнтовно визначена за формулою Б.Л. Шифрінсона:

$$\alpha = z \cdot \sqrt{G}, \quad ()$$

де z — коефіцієнт, який приймають рівним 0,01 для водяних мереж, 0,05...0,5 — для парових мереж; G — витрата теплоносія на початковій ділянці розгалуженого теплопроводу, т/год.



Якщо гарантований перепад тиску на початку теплотраси невідомий, то питомі втрати тиску $R_{сер}$ приймають:

- а) на ділянках головної магістралі 20...40, але не більш ніж 80 Па/м;
- б) на відгалуженнях — за гарантованим перепадом тиску, але не більше ніж 300 Па/м.

Гідравлічний розрахунок виконують за таблицями і номограмами, наведеними в літературі [19, табл. 9.6, 21, табл. 9.11], (додатки 10–12).

Спочатку розраховують головну магістраль. За відомими витратами, орієнтуючись на рекомендовані величини питомих втрат тиску, $R_{сер}$, визначають діаметр трубопроводу, $d_z \times S$, фактичні питомі втрати тиску, R_m , Па/м, а також швидкість руху теплоносія, ω , м/с. Умовний прохід труб, незалежно від розрахункової витрати, приймають в теплових мережах не меншим ніж 32 мм [9, п. 10.7]. Швидкість руху води не повинна перевищувати 3,5 м/с. Після визначення діаметрів трубопроводів, знаходять кількість компенсаторів на ділянках і інші види місцевих опорів. Втрати тиску в місцевих опорах обчислюють за формулою (57), або (58). Далі знаходять повні втрати тиску на ділянках головної магістралі і сумарні по всій її довжині.

Відтак виконують гідравлічний розрахунок відгалужень, ув'язують втрати тиску в них з відповідними частинами головної магістралі (від точки поділу потоків до кінцевих споживачів). Ув'язування втрат тиску виконують добиранням діаметрів трубопроводів відгалужень. Похибка ув'язування не повинна бути більшою ніж 10%. Якщо здійснити ув'язку діаметрами неможливо, то надлишковий напір на відгалуженнях повинен бути погашений соплами елеваторів, дросельними діафрагмами і авторегуляторами споживачів.

Таблиці і номограми для гідравлічного розрахунку, наведені в літературі [19, 21], складено для еквівалентної шорсткості труб $k_e = 0,5$ мм. Під час розрахунку трубопроводів із іншою шорсткістю до значень питомих втрат тиску R приймають поправний коефіцієнт β [19, табл. 9.5]. Діаметри подавального і зворотного трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж для спільного подавання теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання приймають однаковими [9, п. 10.6].



За результатами гідравлічного розрахунку можна встановити об'єм робіт для спорудження теплової мережі, кількість та характеристики циркуляційних та підживлювальних насосів, вибрати схеми приєднання абонентів, розробити режим експлуатації системи теплопостачання.

5.3. Розрахунок паропроводів

Гідравлічний розрахунок парових мереж також виконують за формулою Дарсі. Особливість розрахунку полягає у необхідності врахування змін параметрів пари (тиску, температури) під час її руху трубопроводом, які спричинені охолодженням теплоносія та втратами тиску, що впливає на об'єм транспортованої пари.

Порівняно з водою стисливість пари значно вища. Із збільшенням тиску її об'єм зменшується, а густина збільшується і навпаки. Під час розрахунку паропроводу густину пари визначають залежно від тиску за таблицями. Оскільки тиск пари, в свою чергу, залежить від гідравлічних втрат, то розрахунок виконують методом послідовних наближень. Спочатку приймають втрати тиску на ділянці, визначають середній тиск і густину пари, відтак знаходять дійсні втрати тиску. Якщо помилка виявляється неприпустимою, то здійснюють перерахунок.

Для розрахунку парових мереж задають витрату пари, її початковий тиск і потрібний тиск перед установками, які використовують пару. Розрахунок виконують за таблицями і номограмами для труб з еквівалентною шорсткістю $0,0002 \text{ м}$ [9, п. 10.5] (додаток 10, а).

Швидкість руху пари приймають: для насиченої пари і трубопроводів діаметром до 200 мм не більше ніж 35 м/с , а для труб більшого діаметра — до 60 м/с ; для перегрітої пари і трубопроводів діаметром до 200 мм не більше ніж 50 м/с , а для труб більшого діаметра — до 80 м/с [21, табл. 9.18]. Швидкість руху пари у трубопроводах відгалужень може бути більшою, порівняно з вказаними величинами, але не більше ніж в $1,3$ рази.

Вибирати діаметр можна також за оптимальною величиною питомих втрат тиску: $70 \dots 150 \text{ Па/м}$ [23, с. 182].

До початку гідравлічного розрахунку складають розрахункову схему парової мережі, так само як і для водяних теплових мереж.



Визначають розрахункові ділянки та головну магістраль, для якої середня питома втрата тиску на тертя має найменше значення.

Втрати тиску в паропроводі знаходять як різницю між тиском пари в джерелі тепла і потрібним тиском для абонента за формулою, Па:

$$\Delta P_p = P_n - P_k, \quad ()$$

де P_n і P_k — заданий початковий і кінцевий тиск, Па.

Питому втрату тиску на тертя розраховують за формулою (61).

Середня густина пари на розрахунковій ділянці, кг/м^3 :

$$\rho_{\text{сер}} = \frac{\rho_n + \rho_k}{2}, \quad ()$$

де ρ_n і ρ_k — густина пари на початку і в кінці розрахункової ділянки, кг/м^3 . Густина пари визначають за таблицями (додаток 20) за тиском, який залежить від гідравлічних втрат.

Спочатку приймають тиск і обчислюють середню густина пари на ділянці, розраховують втрати тиску і визначають параметри пари в кінці ділянки. Якщо середня густина пари не співпадає з прийнятим попередньо значенням, то розрахунок повторюють допоки попередньо прийняті значення не співпадуть з розрахованими.

5.4. Розрахунок конденсатопроводів

Після теплообмінників споживачів сконденсована пара проходить крізь конденсатовідвідники у конденсатопровід, яким вона рухається до збірного баку конденсату, звідки насоси подають її до джерела тепла або в паровий котел. Тому розрізняють збірні або двофазні і напірні конденсатопроводи. Напірні транспортують воду (конденсат), збірні — пароводяну суміш, яка утворюється внаслідок закипання конденсату, спричиненого зменшенням тиску після конденсатовідвідника. Тобто від конденсатовідвідника до конденсатного бака трубопровід працює як двофазний, після бака — як напірний.

Напірні конденсатопроводи розраховують на максимальну годинну витрату конденсату за умови роботи трубопроводу повним



поперечним перерізом в усіх режимах повернення конденсату. Тиск у мережі у всіх режимах повинен бути надлишковим [9, п. 8.2.4].

Гідравлічний розрахунок напірних конденсатопроводів виконують аналогічно гідравлічному розрахунку водяних теплових мереж. Питомі втрати тиску на тертя в конденсатопроводах після насосів приймають не більше ніж 100 Па/м [9, п. 8.2.5].

Пройходження крізь конденсатовідвідник неохолодженого конденсату призводить до його повторного закипання і утворення пари. Пара також утворюється під час руху конденсату конденсатопроводом, бо через гідравлічні опори тиск в ньому зменшується. За рахунок вторинного закипання у конденсатопроводі утворюється пароводяна суміш, густина якої менша ніж густина води, що необхідно враховувати під час гідравлічного розрахунку [9, п. 8.2.4].

Тиск в збірних конденсатопроводах повинен бути хоча б на 0,05 МПа менший ніж у паропроводі, з якого відводиться конденсат [18, с. 206]. Це забезпечить нормальний дренаж конденсату з паропроводу.

Конденсатовідвідник має звужений отвір, крізь який проходить конденсат, але не проходить пара. В цьому отворі, як і в інших гідравлічних опорах, виникає перепад тиску, Па:

$$\Delta P = P_1 - P_2, \quad ()$$

де P_1 і P_2 — тиск, відповідно, до і після конденсатовідвідника, Па.

Якщо в устаткованні абонента конденсат не охолоджується до температури меншої ніж температура насичення, то тиск після конденсатовідвідника буде не меншим критичного $P_2 = P_{кр} \approx 0,5 \cdot P_1$, внаслідок чого він може виявитись більшим ніж тиск в конденсатопроводі.

Збірні конденсатопроводи розраховують на різницю між тиском за конденсатовідвідником та тиском у баку для збирання конденсату з врахуванням висоти його підйому [9, п. 8.2.5]. Надлишковий тиск у баках повинен бути не менше ніж 0,005 МПа [9, п. 8.2.1].

Гідравлічний розрахунок виконують за середньою густиною пароводяної суміші, яка утворюється в результаті закипання конденсату.



Кількість вторинної пари визначають за падінням ентальпії конденсату, кг/кг:

$$x = \frac{i_1' - i_k'}{r_k}, \quad ()$$

де x — ступінь сухості пари:

$$x = \frac{G_n}{G}, \quad ()$$

де G_n і G — масові витрати пари закипання і конденсату, який надходить в конденсаторопровід; i_1' і i_k' — ентальпії води на лінії насичення, відповідно, для тиску P_1 і P_k ; r_k — прихована теплота пароутворення для значення P_k ; P_1 — тиск перед конденсаторівідником, Па, приймають відповідно до тиску в паропроводі; P_k — тиск пароводяної суміші в кінці розрахункової ділянки паропроводу, Па.

Густину пароводяної суміші визначають як відношення загальної її маси до суми об'ємів рідини і сухої пари під тиском P_k , кг/м³:

$$\rho_{\text{сум}} = \frac{G}{\frac{G - G_n}{\rho_k'} + \frac{G_n}{\rho_k''}} = \frac{\rho_k' \cdot \rho_k''}{x \cdot \rho_k' - \rho_k'' + \rho_k''}, \quad ()$$

де ρ_k' і ρ_k'' — густина води на лінії насичення і сухої пари під тиском P_k , кг/м³.

Наявні втрати тиску, ΔP , визначають з врахуванням різниці геодезичних відміток початку і кінця ділянки, Па:

$$\Delta P = P_n - P_k + \rho_{\text{сум}} \cdot g \cdot z_n - z_k, \quad ()$$

де P_n і P_k — тиск на початку і в кінці ділянки, Па; $\rho_{\text{сум}}$ — густина пароводяної суміші, кг/м³; g — прискорення вільного падіння, м/с²; z_n і z_k — геодезичні відмітки початку і кінця ділянки, м.



5.5. П'єзометричний графік

Розподіл тиску в мережах зручно зображати у вигляді п'єзометричного графіка, який є наочним уявленням про тиск в будь-якій точці і дає можливість враховувати численні фактори (рельєф місцевості, висоту будинків, особливості абонентських систем тощо) під час вибору оптимального гідравлічного режиму.

На п'єзометричних графіках показують лінії тисків в головній розрахунковій магістралі і в характерних відгалуженнях як для гідродинамічного, так і для статичного режиму системи теплопостачання. Якщо гідродинамічний режим сильно змінюється протягом опалювального сезону або року, то п'єзометричний графік будують для найбільш характерних режимів роботи. Наприклад, для відкритої системи теплопостачання графік будують для трьох характерних режимів: відсутності водокористування, максимального відбирання води з подавального трубопроводу, максимального відбирання води із зворотного трубопроводу теплової мережі.

Побудову п'єзометричного графіка починають з гідростатичного режиму, в якому система заповнена водою з температурою не більше ніж 100°C і немає циркуляції. Статичний режим характерний для періоду пуску мережі, для нього потрібно, щоб тиск, який розвивають підживлювальні насоси, з незначним запасом був достатнім для заповнення системи водою [9, п. 10.15]. Запас статичного тиску приймають $0,05 \text{ МПа}$ (5 м вод. ст.) [18, с. 197].

Для визначення тиску беруть до уваги геодезичні відмітки поверхні землі по трасі мережі. За умовну нульову відмітку приймають рівень осі всмоктувальних патрубків підживлювальних насосів або рівень підлоги насосної чи першого поверху будівлі джерела теплопостачання.

На підставі гідростатичного режиму встановлюють, чи можливо підтримувати однаковий статичний тиск для всієї системи, а також з'ясовують причини, які не дозволяють цього зробити.

На рисунку 16 показано графік статичного режиму для трьох споживачів висотою 30 м кожен, які розміщені на геодезичних відмітках 10, 25 і 45 м. За умови залежного приєднання усіх споживачів, лінія статичного тиску (S-S) має бути на 5 м вище абонентської системи найвищого споживача, тобто



$H_{cm} = 45 + 30 + 5 = 80$ м. Тоді статичний тиск для споживача I становитиме $H_I = 80 - 10 = 70$ м; для споживача II: $H_{II} = 80 - 25 = 55$ м; для споживача III: $H_{III} = 80 - 45 = 35$ м.

Аналіз статичного режиму враховує робочий тиск опалювальних приладів та іншого устаткування абонентських систем. Так робочий тиск для систем опалення з чавунними опалювальними приладами становить 0,6 МПа, для інших опалювальних приладів 1,0 МПа [22, с. 303]. Робочий тиск для калориферів, водонагрівників — 1,0 МПа. Статичний тиск повинен бути не вище допустимого для трубопроводів і устаткування джерела теплової енергії, теплових мереж, теплових пунктів та безпосередньо приєднаних систем споживання тепла [9, п. 10.8].

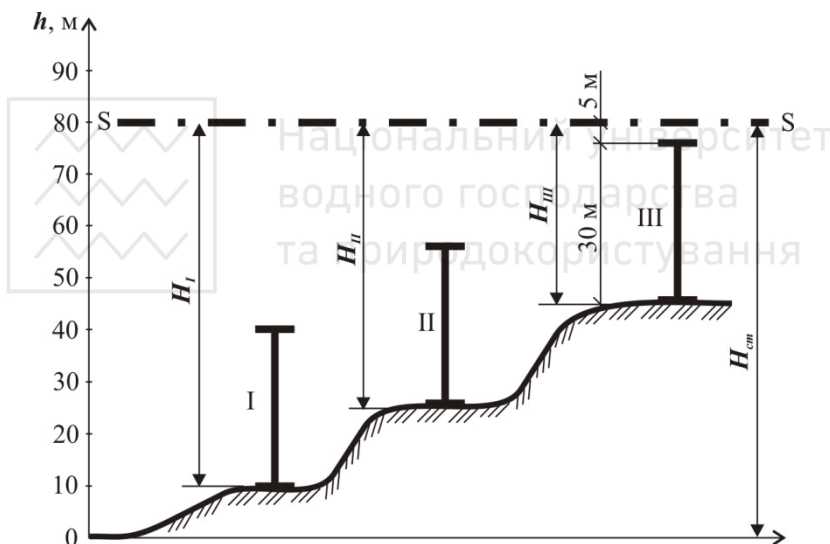


Рис. 16. П'єзометричний графік гідростатичного режиму системи тепlopостачання

Якщо в абонентських системах споживачів (рис. 16) передбачені чавунні радіатори, то статичний тиск для абонента I перевищує допустимий для цих опалювальних приладів. В такому разі такого споживача приєднують до теплової мережі за незалежною схемою [9, п. 10.8].



В гідродинамічному режимі системи теплопостачання п'єзометричний тиск в будь-якій точці для будь-якої витрати повинен задовольняти такі умови:

1. Тиск в абонентських системах, безпосередньо приєднаних до мережі, самій мережі та устаткованні джерела тепла не повинен перевищувати допустимий не тільки в статичному, але і в динамічному режимі. Максимальний тиск подавального трубопроводу обмежений міцністю труб і всіх нагрівальних установок. Робочий тиск приймають [19, с. 141]:

- для сталевих водогрійних котлів — 1,6...2,5 МПа;
- для чавунних котлів — 0,6 МПа;
- для пароводяних нагрівників — 1,4...2,3 МПа;
- для водо-водяних нагрівників — 1,0...1,3 МПа;
- для калориферів — 0,8 МПа;
- для чавунних і сталевих радіаторів — 0,6 МПа.

2. Тиск в подавальних трубопроводах, якими рухається вода з температурою більше ніж 100°C, повинен бути достатнім аби запобігти пароутворенню. Наприклад, якщо тиск насиченої пари з температурою 150°C становить 0,476 МПа (додаток 9), то для того щоб запобігти закипанню води тиск в мережі повинен бути більшим ніж 0,476 МПа. Відповідно до ДБН В.2.5-39:2008 значення тиску у будь-якій точці подавальної лінії повинно перевищувати тиск закипання води не менше ніж на 0,05 МПа [9, п. 10.9]. Отже, для наведеного прикладу мінімальний тиск у подавальному трубопроводі повинен бути 0,526 МПа.

У зв'язку із нерівномірним нагріванням в окремих трубках водогрійних котлів температуру води в них для визначення мінімального тиску приймають на 30°C більшою ніж розрахункова температура води в мережі.

3. Для попередження кавітації тиск у зворотному трубопроводі і у всмоктувальних патрубках насосів повинен бути не менше ніж 0,05 МПа (5 м вод ст.) [9, п. 10.10, 10.12].

4. Тиск у зворотних трубопроводах відкритих систем теплопостачання в неопалювальний період, а також в циркуляційному та подавальному трубопроводах мережі гарячого водопостачання приймають більшим на 0,05 МПа від статичного тиску систем гарячого водопостачання [9, п. 10.11].



5. В точках приєднання абонентів слід забезпечити достатній тиск для створення циркуляції води в місцевих системах. Положення п'єзометричних ліній як для статичного, так і для динамічного режиму встановлюють з урахуванням можливості приєднання більшості абонентських систем за найбільш дешевими залежними схемами.

Перед побудовою графіка гідродинамічного режиму визначають рівень допустимого максимального і мінімального п'єзометричного напору для подавального та зворотного трубопроводу. Фактичний п'єзометричний напір для будь-якого режиму роботи системи не повинен виходити за ці межі.

Оскільки допустимий тиск є п'єзометричним (його відраховують від осі трубопроводу), то лінія, яка його зображує повторюватиме рельєф місцевості (для побудови графіка умовно приймають, що вісь трубопроводу теплової мережі співпадає з поверхнею землі). Допустимий тиск для обладнання, яке має значні вертикальні габарити (наприклад, водогрійні котли), максимальний тиск відкладають від поверхні землі, а мінімальний — від верхньої точки устаткування.

Максимальний допустимий тиск обмежують:

- для подавального трубопроводу — міцністю труб, арматури, устаткування джерела тепла (нагрівники, котли, тощо);
- для зворотного трубопроводу систем із залежним приєднанням абонентів — міцністю устаткування абонентських систем (опалювальні та вентиляційні прилади);
- для зворотного трубопроводу систем із незалежним приєднанням абонентів — міцністю водо-водяних нагрівників.

Мінімальний допустимий тиск приймають:

- для подавального трубопроводу — таким, щоб запобігти закипанню води;
- для зворотного трубопроводу — з умов попередження вакууму (тиску менше ніж 0,1 МПа) і кавітації на всмоктувальному патрубку насосів.

Бажано, аби лінія дійсного гідродинамічного тиску в подавальному трубопроводі систем із залежним приєднанням абонентів не перетинала лінію статичного тиску (тоді на вводах абонентів не потрібно встановлювати підвищувальні насоси).



П'єзометричний напір вимірюють в метрах стовпа води густиною $\rho_в$, яку приймають рівною її максимальному значенню 1000 кг/м^3 . Тоді тиск (в метрах водяного стовпа) можна додавати до геодезичних відміток, в цьому випадку його ще називають п'єзометричною висотою. Якщо потрібно від п'єзометричної висоти перейти до дійсного тиску води з температурою $\tau, ^\circ\text{C}$, і густиною $\rho, \text{кг/м}^3$, то користуються формулою, Па:

$$P = g \cdot \rho \cdot h_n, \quad ()$$

де g — прискорення вільного падіння, $g = 9,807 \text{ м/с}^2$; h_n — п'єзометрична висота, м вод. ст. Густина води залежно від температури приймають за довідковою літературою або додатком 9.

Формула (70) дає також можливість перейти від втрат тиску, порохованих під час гідравлічного розрахунку в Па, до напору вираженого в метрах водяного стовпа.

П'єзометричний графік спрощеної системи тепlopостачання наведено на рисунку 17. Циркуляцію води в мережі здійснює насос 1. В динамічному режимі, коли насос мережі працює, п'єзометричний графік зображено лінією **K₁A₁B₁C₁B₂K₂**. Якщо за площину відліку напору прийняти рівень 0-0, то відрізок $H_{\text{СТ}}$ буде характеризувати статичний напір в тепловій мережі або тиск підживлювального насоса. Під час роботи мережного насоса відрізок H_H характеризує тиск в його нагнітальному патрубку, а відрізок H_{BC} — тиск у всмоктувальному патрубку насоса або напір у зворотному трубопроводі в джерелі тепlopостачання. Різниця $H_{\text{НМ}} = H_H - H_{\text{BC}}$ відповідає тиску, створюваному насосом мережі, який і витрачається на подолання гідравлічних опорів під час руху теплоносія. Відрізки ΔH_T , $\Delta H_{\text{П}}$, $\Delta H_{\text{ЗВ}}$ складають втрати тиску, відповідно, в нагрівальному устаткованні 2, в подавальній і зворотній магістралі мережі; ΔH_1 , ΔH_2 — наявний тиск для абонентських систем 1 і 2.

Якщо геодезична висота трубопроводу не співпадає з площиною відліку, зокрема, в точці приєднання абонента 2 (рис. 17) вона становить Z_2 , то п'єзометричний напір (п'єзометрична висота) в такій точці становитиме:

- для подавальної лінії, м: $H_{\text{П2}} - Z_2$;
- для зворотного трубопроводу, м: $H_{\text{ЗВ2}} - Z_2$.

Розрахунковий тиск в точці приєднання другого абонента (ΔH_2) — це різниця п'єзометричних напорів в подавальному і зворотному трубопроводах теплової мережі або різниця повних напорів, м:

$$\Delta H_2 = H_{П2} - H_{ЗВ2} \quad ()$$

Допоки працюватиме мережний насос 1, регулятор тиску 5 буде зменшувати напір підживлювального насоса 4 до значення H_{BC} (рис. 17). Зупинка насоса мережі призведе до встановлення статичного напору H_{CT} , зображеного лінією S-S.

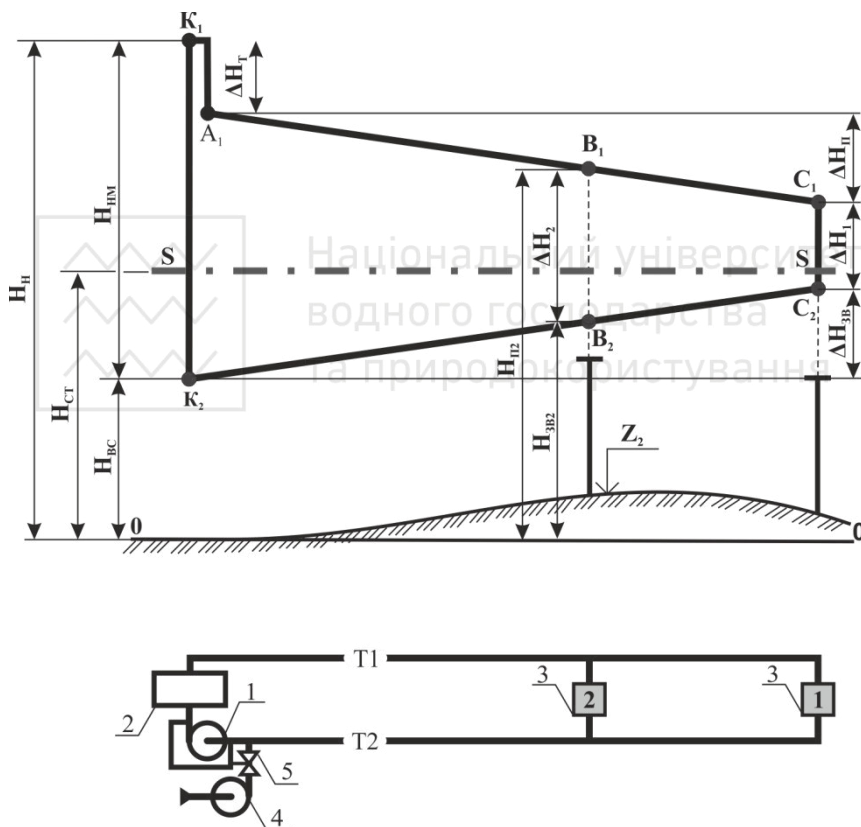


Рис. 17. П'єзометричний графік двотрубною тепловою мережею

1 — насос мережі; 2 — котел; 3 — споживачі тепла; 4 — підживлювальний насос;
5 — регулятор тиску



П'єзометричний графік будують в такій послідовності.

По осі абсцис відкладають довжини ділянок мережі від осі мережних насосів (від будівлі джерела тепла) до кінцевого споживача (теплого пункту).

По осі ординат відкладають відмітки поверхні землі і будують профіль місцевості за трасою трубопроводу. Зображають відрізками висоти будинків приєднаних до даної мережі і проставляють їх висотні відмітки.

Далі будують графік зміни тиску в подавальному та зворотному трубопроводі теплової мережі. В початковій точці відкладають сумарне значення величини і втрат тиску на всмоктувальному патрубку мережних насосів і отримують найнижчу точку п'єзометричної лінії для зворотного трубопроводу. Від цієї точки вона піднімається з уклоном вверх. Кут нахилу лінії до горизонталі відповідає гідравлічному уклону. В точці приєднання кінцевого споживача п'єзометрична лінія зворотного трубопроводу досягає найвищої точки, в якій відкладають вверх вертикальний відрізок втрат тиску в абонентській системі. Далі будують п'єзометричну лінію подавального трубопроводу, яка з уклоном вверх піднімається до початкової точки.

У закритій системі, де розрахункові витрати і діаметри труб подавального і зворотного трубопроводу однакові, їх п'єзометричні лінії симетричні відносно горизонталі.

Відкритій системі така симетрія не притаманна. Для мережі з однаковими діаметрами подавального і зворотного трубопроводу гідравлічний уклон зворотної лінії буде меншим. Для відкритої системи п'єзометричний графік будують для трьох різних режимів [9, п. 10.2].

Приклад побудови п'єзометричного графіка для системи теплопостачання з урахуванням умов викладених вище наведено на рисунку 18 [26, с. 178]. Спочатку побудовано профіль місцевості за трасою теплопроводів. На профіль в прийнятому масштабі нанесені висоти будинків. Під час побудови п'єзометричного графіка умовно прийнято, що осі трубопроводів співпадають з поверхнею землі. Така умовність цілком виправдана для підземного прокладання, коли заглиблення трубопроводу не більше ніж 1...2 м. В цьому випадку фактичний тиск в трубопроводі буде більшим на величину заглиблення.

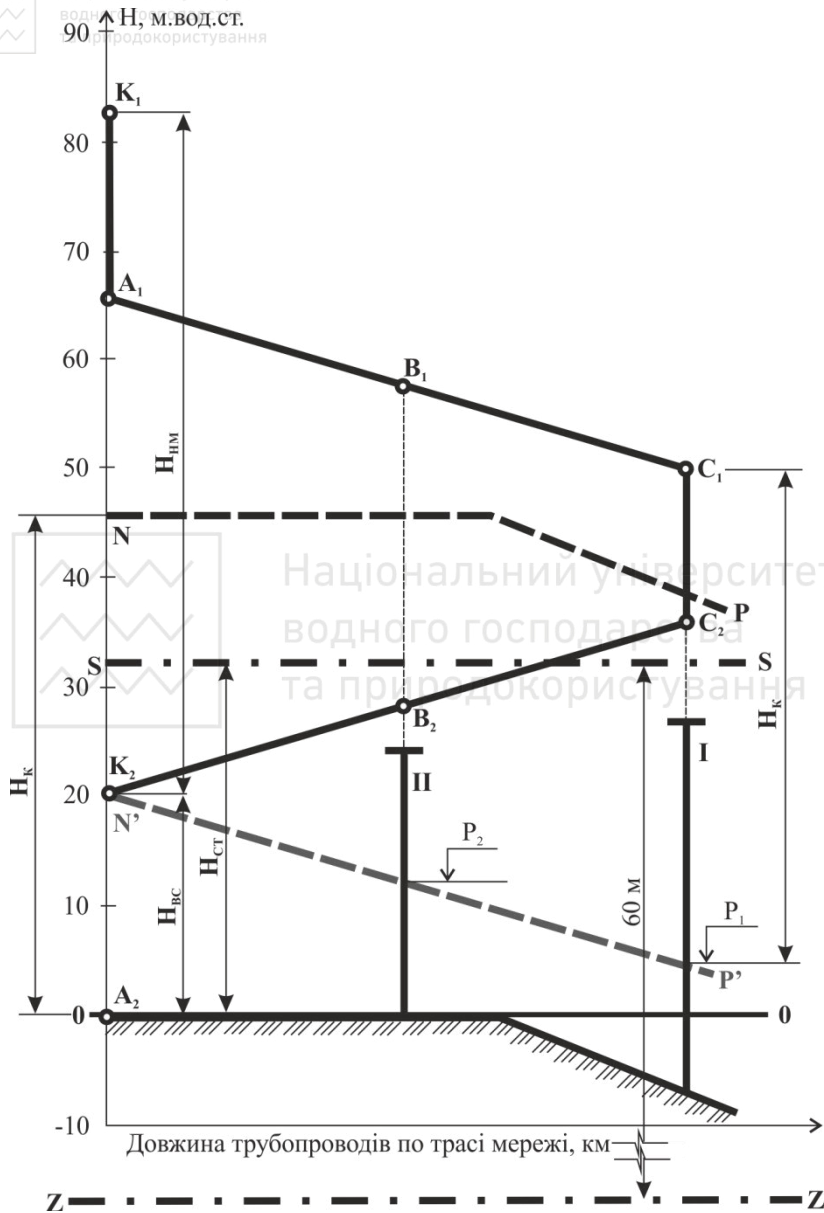


Рис. 18. П'єзометричний графік



Для надземного прокладання, навпаки, тиск в трубопроводі буде меншим, і цю обставину слід враховувати під час визначення мінімальних допустимих тисків.

Статичний напір (лінія S–S) повинен забезпечити заповнення водою всіх абонентських систем із запасом у 5 м стосовно самого високого абонента. На 60 м нижче лінії S–S проведено горизонталь Z–Z. В зоні, розташованій між цими лініями, у статичному режимі напір не більший ніж 60 м і є безпечним для чавунних радіаторів.

Тиск на всмоктувальному патрубку насосів, H_{BC} , з врахуванням його втрат в цьому трубопроводі відкладено у початковій точці мережі (відрізок A_2K_2).

Граничне положення п'єзометричної лінії для зворотної магістралі в динамічному режимі (рис. 18, лінія $K_2B_2C_2$) визначене з таких міркувань:

а) максимальний п'єзометричний напір не повинен перевищувати 60 м в радіаторах нижніх поверхів систем опалення, приєднаних за залежною схемою;

б) для захисту систем опалення від спорожнення п'єзометрична лінія повинна бути вища на 5 м від будинків.

Дійсний уклон п'єзометричної лінії визначено за даними гідравлічного розрахунку. Втрати тиску в місцевій системі кінцевого абонента I зображено відрізком C_1C_2 . Відклавши від точки C_1 втрати тиску в подавальній магістралі, проведено п'єзометричну лінію $C_1B_1A_1$. Точка K_1 вища за точку A_1 на величину втрати в станційній нагрівальній установці.

П'єзометрична лінія подавальної магістралі має задовольняти такі умови:

а) максимальний тиск не повинен перевищувати допустимого для труб і нагрівальних установок;

б) мінімальний тиск не повинен спричиняти закипання води.

На п'єзометричному графіку неможливість закипання води можна встановити двома способами:

- за першим — від кожної точки поверхні землі відкладають величину H_K , яку приймають рівною надлишковому тиску на лінії насичення відповідно до розрахункової температури води в подавальному трубопроводі (додаток 9). Проводять лінію NP, яку називають лінією незакипання. Якщо



гізометрична лінія $A_1B_1C_1$ буде вищою за лінію NP і її не перетинатиме, то вода в трубах кипіти не буде;

- за другим способом нижче від лінії $A_1B_1C_1$ на величину H_K проводять лінію NP'. В усіх точках, розташованих нижче цієї лінії, кипіння неможливе, бо тиск буде більший ніж H_K . Тільки в місцях, де лінія NP' перетинатиме подавальний трубопровід (лінію поверхні землі) і на ділянках, які будуть вище лінії NP', за розрахункових температурних умов настане пароутворення. Другий спосіб наочно ілюструє ті рівні, до яких можна піднімати воду з розрахунковою температурою вище ніж 100°C без пароутворення. Зокрема, у абонентів I і II теплоносій не буде кипіти тільки до відміток, відповідно, P_1 і P_2 .

Місцеві системи, для яких перераховані вище умови не можна виконати, приєднують до теплової мережі за незалежною схемою.

В місцевостях з нерівним рельєфом значна кількість споживачів може не попадати в єдиний для всіх гідравлічний режим. Тоді систему теплопостачання розбивають на незалежні за тиском зони.

Побудова графіка тиску для паропроводів простіша порівняно з водяними мережами. Перш за все для парових мереж не враховують рельєф поверхні землі, бо пара порівняно з водою має незначну густину. Густина пари з робочим тиском $0,1 \dots 1,4$ МПа змінюється від $0,5$ до $0,7$ кг/м^3 .

Будують графік тисків для паропроводів у тій самій послідовності, що й для водяних мереж [23, с. 195]: викреслюють профіль поверхні землі, наносять довжини розрахункових ділянок і вказують їх діаметри, вказують розташування споживачів, за даними гідравлічного розрахунку наносять лінію тиску пари. Втрату тиску на ділянці паропроводу приймають рівною різниці тисків на початку і в кінці ділянки. Лінія тиску для паропроводу полого знижується від джерела тепла до кінцевого споживача.

Після побудови графіка тисків для паропроводу аналізують його на відповідність вимогам споживачів.

Графік тиску в конденсатопроводі аналогічний графіку тиску в зворотному трубопроводі водяної теплової мережі і повинен задовольняти такі вимоги: тиск в конденсатопроводі перед джерелом тепла повинен бути достатнім для вільного виливання в деаератор або конденсаційний бак [9, п. 8.2.2], лінія тиску в



конденсатопроводі повинна бути не нижче ніж 5 м від поверхні землі, під час її побудови треба враховувати рельєф місцевості.

Порядок роботи над графіком тиску для конденсатопроводу аналогічний описаному вище. Після побудови перевіряють, чи виконуються обов'язкові вимоги.

5.6. Вплив тиску в тепловій мережі на приєднання абонентських систем

П'єзометричний графік дає наочне уявлення про тиск в гідродинамічному та статичному стані теплової мережі. Обидва режими визначають схему приєднання абонента до системи теплопостачання.

На рисунку 19 наведено п'єзометричний графік для двотрубною теплової мережі, тиск в подавальному трубопроводі якої достатній і гарантує не закипання води в ньому, бо лінія NP не перетинає поверхню землі. Однак ця лінія перетинає абонента III, а тому водонагрівники і калорифери, в які поступатиме вода з мережі, треба розміщувати на відмітках нижчих від лінії перетину. Напір в подавальній магістралі стосовно всіх абонентів не перевищує 100 м і тому безпечний для місцевих нагрівників гарячого водопостачання. Калорифери з робочим тиском до 0,8 МПа можна встановлювати на нижніх поверхах усіх будинків, окрім I і IV, для яких тиск в подавальному теплопроводі більше ніж 80 м. Наприклад, в абонента IV $H = 100$ м, тому припливні вентиляційні камери можна встановити не нижче відмітки +20 м.

Аналіз умов роботи систем кожного з абонентів дає можливість правильно вибрати схему їх приєднання до теплової мережі.

Абонент I розміщений між лініями S–S і Z–Z. Під час роботи насосів мережі напір у зворотній магістралі не перевищує 60 м, тобто є безпечним для радіаторів опалення. Спорожнення системи неможливе ані в статичному, ані в динамічному режимі. Тому відповідно до ДБН В.2.5-39:2008 цей абонент може бути приєднаний за найбільш простою залежною схемою [9, п. 6.7.1], яка наведена в літературі [17, рис. 2.8].

Абонент II. В статичному режимі тиск в тепловій мережі достатній для захисту системи опалення від спорожнення і менший



ніж 0,6 МПа, тобто безпечний для радіаторів. Однак в динамічному режимі система буде спорожнюватися через зворотний трубопровід, бо його п'єзометрична лінія нижча верху будинку. В такому випадку на зворотному трубопроводі встановлюють регулятор тиску «до себе» — регулятор підпору [17, рис. 2.9]. Гідравлічний опір регулятора має бути не меншим ніж різниця між гідростатичним тиском збільшеним на 5 м і тиском в зворотній магістралі.

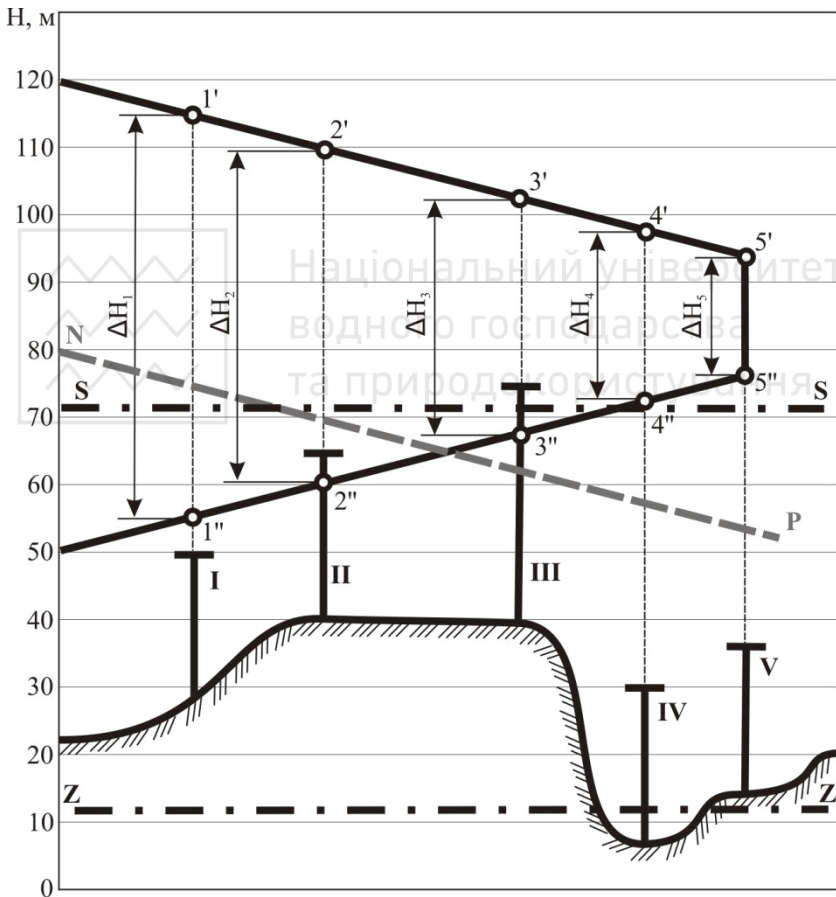


Рис. 19. Можливі варіанти розташування абонентів стосовно п'єзометричного графіка



Абонент III вищий лінії тиску в зворотній магістралі і лінії статичного тиску теплової мережі. Якщо зупинити мережні насоси, то система опалення спорожнюватиметься як через подавальний, так і через зворотний трубопровід. Тут слід встановити: зворотний клапан на подавальному і регулятор тиску на зворотному трубопроводі [17, рис. 2.10]. Регулятор налаштовують на тиск, який унеможливує спорожнення системи опалення. Якщо тиск в зворотній магістралі зовнішньої мережі стане меншим за налаштований тиск регулятора, він збільшить опір за рахунок зменшення прохідного отвору і створить підпір. Із зростанням тиску в зворотній магістралі регулятор максимально відкривається. Від спорожнення крізь подавальний трубопровід систему опалення захистить зворотний клапан.

Даного абонента можна приєднати за незалежною схемою, яка забезпечить найбільш надійну роботу.

Абонент IV і в статичному і в динамічному режимах теплової мережі матиме напір в опалювальних приладах нижнього поверху більший ніж 60 м, тому його приєднують тільки за незалежною схемою [17, рис. 2.12].

Абонент V також має бути приєднаний за незалежною схемою, бо в динамічному режимі напір у зворотній магістралі перевищує допустимі 60 м.

За незалежною схемою із встановленням у теплових пунктах теплообмінників приєднують системи опалення та вентиляції будинків заввишки 12 поверхів і більше [9, п. 16.7.1]. Абоненти з незалежним приєднанням є гідравлічно ізольованими як від динамічного так і від статичного режиму теплової мережі, це необхідно, коли тиск у мережі перевищує допустимий для системи опалення (абоненти IV і V), або, навпаки, — тиск в системі опалення більший ніж допустимий для мережі або інших абонентів.

Наведені приклади не вичерпують усіх можливих варіантів приєднання систем опалення до теплових мереж, але вони наочно демонструють важливість побудови п'єзометричних графіків для вибору схем абонентських введів. Детально вплив п'єзометричного графіка на вибір схеми підключення споживачів тепла описано в літературі [17, розд. 2.4].



5.7. Добирання насосів

Однією із задач гідравлічного розрахунку є визначення характеристик насосів. У водяних теплових мережах насоси створюють заданий тиск і подають необхідну кількість води споживачам тепла. Насоси мережі забезпечують циркуляцію теплоносія, підвищувальні збільшують тиск в подавальному трубопроводі і зменшують у зворотному, а підживлювальні компенсують витоки води і підтримують необхідний рівень п'єзометричних ліній як в статичному, так і в динамічному режимах.

Кількість насосів приймають [9, п. 10.19]:

- мережних — не менше двох, один з яких є резервним; резервний насос встановлюють незалежно від кількості робочих;
- підвищувальних — не менше трьох, один з яких є резервним; резервний насос встановлюють незалежно від кількості робочих;
- підживлювальних: у закритих системах — не менше двох, один з яких є резервним; у відкритих системах — не менше трьох, один з яких також є резервним.

Вибирають насоси за продуктивністю і величиною напору.

Подачу (продуктивність) мережних та підвищувальних робочих насосів приймають [9, п. 10.14]:

а) для закритих систем теплопостачання в опалювальний період — за сумарною розрахунковою витратою води, яку визначають за формулою (49), кг/год:

$$G_p = G_{o.макс} + G_{в.макс} + k_3 \cdot G_{г.в.сер};$$

б) для відкритих систем теплопостачання в опалювальний період:

• якщо насоси встановлено на подавальних трубопроводах теплових мереж — за сумарною розрахунковою витратою води за формулою, кг/год:

$$G_{p1} = G_{o.макс} + G_{в.макс} + k_4 \cdot G_{г.в.сер}, \quad ()$$

де k_4 — коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати води на гаряче водопостачання залежно від температурного графіка подачі



тепла і режиму водорозбору. Для розрахунку подачі насосів приймають $k_4 = 1,4$;

- якщо підвищувальний насос встановлено на зворотному трубопроводі — за формулою (49), з коефіцієнтом $k_3 = 0,6$;

в) для закритих та відкритих систем в неопалювальний період — за максимальною витратою води на гаряче водопостачання за формулою (51), кг/год:

$$G_p^I = \beta \cdot G_{\text{г.в.макс}} \cdot$$

Подача робочих підживлювальних насосів в закрити системах теплопостачання повинна компенсувати втрати теплоносія з теплової мережі, а у відкритих системах, крім того, ще й витрату води на гаряче водопостачання [9, п. 10.16].

Розрахункову витрату для визначення продуктивності підживлювальних насосів приймають [9, п. 10.16, 8.1.1]:

- у закритих системах теплопостачання рівною 0,75% від фактичного об'єму води в трубопроводах теплових мереж, V_{tm} , та в приєднаних до них системах опалення і вентиляції будівель, V_m . Якщо тепла мережа має ділянки завдовжки більше ніж 5 км від джерела теплової енергії без розподілу теплоносія, то розрахункову витрату приймають 0,5% від фактичного об'єму води в цих трубах, V_{tr} , м³/год:

$$G_{nn} = 0,0075 \cdot V_{tm} + V_m + 0,005 \cdot V_{tr}; \quad ()$$

- у відкритих системах теплопостачання рівною максимальній витраті на гаряче водопостачання збільшеній на 0,75% фактичного об'єму води в трубопроводах теплових мереж, V_{tm} , та в приєднаних до них системах опалення і вентиляції будівель, V_m . Для ділянок завдовжки більше ніж 5 км від джерела теплової енергії без розподілу теплоносія розрахункову витрату приймають 0,5% від фактичного об'єму води в цих трубах, V_{tr} , м³/год:

$$G_{nn} = G_{\text{г.в.макс}} + 0,0075 \cdot V_{tm} + V_m + 0,005 \cdot V_{tr} \cdot ()$$

Об'єм води в системі теплопостачання за відсутності фактичних даних приймають з розрахунку [9, п. 8.1.3]:

- ✓ 65 м³ на кожен МВт розрахункового теплового навантаження закритої системи теплопостачання;
- ✓ 70 м³ на 1 МВт відкритої системи теплопостачання;



✓ 30 м³ на 1 МВт середнього навантаження мереж гарячого водопостачання.

Напір мережних насосів визначають для опалювального і неопалювального періодів і приймають рівним сумі втрат напору в устаткованні джерела тепла, в подавальному та зворотному трубопроводах та в системі споживача [9, п. 10.13], м:

$$H_{nm} = \Delta H_{\partial m} + \Delta H_n + \Delta H_z + \Delta H_a, \quad ()$$

де $\Delta H_{\partial m}$ — втрати напору в устаткованні джерела тепла: нагрівнику, піковій котельні, за відсутності даних приймають в межах 20...25 м [18, с. 210]; ΔH_n , ΔH_z — втрати напору в подавальному і в зворотному трубопроводах від джерела тепла до найбільш віддаленого споживача, м. Ці величини визначають на підставі гідравлічного розрахунку мережі; ΔH_a — необхідний напір на ввіді кінцевого абонента, м.

Значення ΔH_a залежить від системи споживача і схеми її приєднання до теплової мережі. ДБН В.2.5-39:2008 рекомендує перепад тиску на ввіді двотрубних водяних теплових мереж приймати рівним розрахунковим втратам тиску місцевої системи з коефіцієнтом 1,5, але неменше ніж 0,2 МПа [9, п. 10.18].

Напір підвищувальних насосів на подавальному та зворотному трубопроводах визначають за п'єзометричним графіком [9, п. 10.13].

Напір підживлювальних насосів визначають з умови підтримування у водяних теплових мережах статичного тиску та перевіряють для умов роботи насосів мережі в опалювальний та неопалювальний періоди, [9, п. 10.15], м:

$$H_{nn} = H_c + \Delta H_{nl} - Z, \quad ()$$

де H_c — статичний напір в мережі відносно осі підживлювального насоса, за відсутності даних приймають 60 м [18, с. 210]; ΔH_{nl} — втрати напору в трубопроводі підживлювальної лінії від живильного бака до точки приєднання до теплової мережі, м; Z — різниця відміток осі насоса і нижнього рівня води в живильному баку, м.

Дозволено встановлювати окремі групи підживлювальних насосів із різними напорами для опалювального, неопалювального періодів та статичного режиму [9, п. 10.15].



Подачу насосів для транспортування конденсату визначають за його максимальною годинною витратою [9, п. 8.2.7].

Напір насосів для транспортування конденсату залежить від величини втрат тиску в конденсатопроводі з врахуванням висоти підйому конденсату від насосної до збірних баків [9, п. 8.2.7], м:

$$H_{\text{кн}} = \Delta H_{\text{к}} + Z, \quad ()$$

де $\Delta H_{\text{к}}$ — втрати тиску в конденсатопроводі, м; Z — різниця відміток бака станції і бака абонента, м. Якщо бак станції встановлено нижче абонентського, то різниця геодезичних відміток матиме від'ємне значення.

За відомими параметрами роботи насосів з довідкової літератури або додатків 14–17 підбирають насоси.

До складу насосної групи може входити кілька агрегатів, які працюють одночасно [18, с. 218]. Для визначення режиму їх сумісної роботи будують сумарну характеристику. Якщо насоси підключені паралельно, то сумарну характеристику будують додаванням витрат для одного й того ж напору. Якщо насоси підключені послідовно, то для побудови сумарної характеристики додають напори для одних і тих самих витрат [18, рис. 6.3].

Якщо добирають насоси для паралельного встановлення, то рекомендовано приймати їх з однаковими характеристиками, а розрахункову подачу кожного приймати рівною сумарній витраті поділеній на кількість робочих насосів [18, с. 219].

5.8. Приклади розрахунку

Приклад 5. Виконати гідравлічний розрахунок магістральних теплопроводів двотрубною водяної теплової мережі закритої системи теплопостачання. Витрати теплоносія і довжини ділянок наведені на розрахунковій схемі (рис. 20). Для компенсації температурних деформацій передбачити сальникові компенсатори. Питомі втрати тиску головною магістраллю прийняти в межах від 30 до 80 Па/м.

Рішення.

Розрахунок виконано для подавального трубопроводу. За головну магістраль прийнято найбільш довгу і завантажenu гілку тепломережі від точки 1 до точки 5 (ділянки 1, 2, 4, 6).

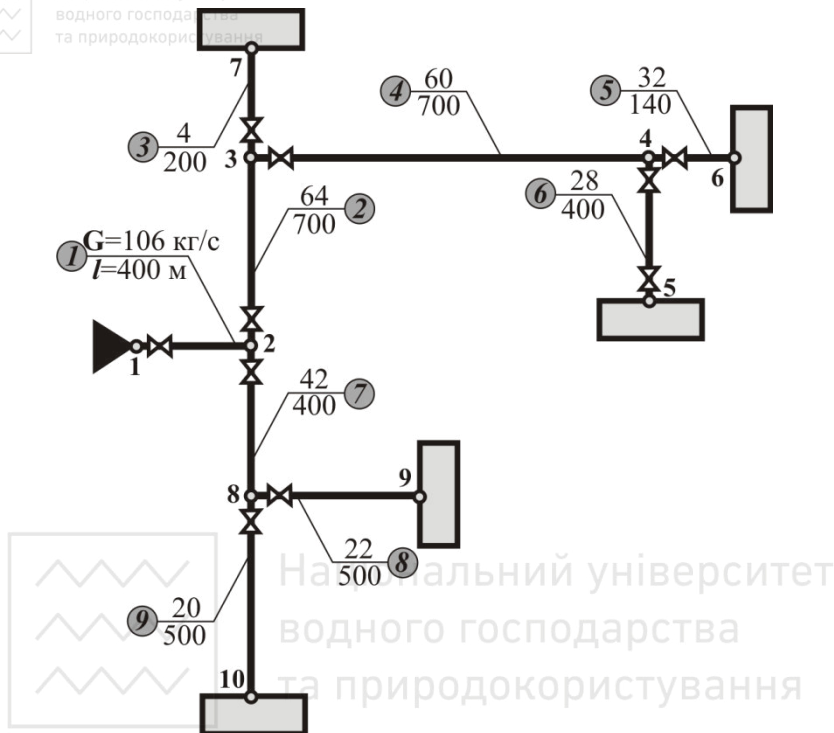


Рис. 20. Розрахункова схема теплової мережі

За номограмами або таблицями для гідравлічного розрахунку, наведеними в літературі [18, 19, 21], а також в додатках 10–12, на підставі відомих витрат теплоносія, орієнтуючись на питомі втрати тиску в межах від 30 до 80 Па/м, визначено для ділянок 1, 2, 4, 6 діаметри трубопроводів, фактичні питомі втрати тиску, R_m , Па/м, швидкість води, ω , м/с. Ці дані занесено в таблиці 8, 9.

Далі для відомих діаметрів трубопроводів визначено кількість компенсаторів та інші місцеві опори кожної ділянки. Зокрема, на ділянці 1 є засувка ($\xi = 0,5$), трійник для потоку, який розходить ($\xi = 2,0$). Коефіцієнти місцевих опорів наведено в додатку 13. Кількість сальникових компенсаторів ($\xi = 0,3$) на ділянці залежить від її довжини, l , і максимальної допустимої відстані між нерухомими опорами. Для $DN = 350$ мм ця відстань становить 120



метрів (додаток 15). Отже, на ділянці 1 довжиною 400 м слід передбачити чотири сальникові компенсатори. Тоді сума коефіцієнтів місцевих опорів на даній ділянці становитиме:

$$\Sigma \xi = 0,5 + 2,0 + 4 \cdot 0,3 = 3,7.$$

За додатком 14 для трубопроводу з умовним проходом $DN = 350$ мм ($k_e = 0,0005$ м) еквівалентна довжина, l_{od} , для $\Sigma \xi = 1,0$ становить 16,9 м, а еквівалентна довжина ділянки, l_e , м:

$$l_e = l \cdot \Sigma \xi = 16,9 \cdot 3,7 = 62,5.$$

Аналогічно розраховано інші ділянки, результати занесені до таблиці 8.

Зведена довжина ділянки 1, $L_{зв}$, м:

$$L_{зв} = l + l_e = 400 + 62,5 = 462,5.$$

Втрати тиску, ΔP , на ділянці 1, Па:

$$\Delta P = R_m \cdot L_{зв} = 30,6 \cdot 462,5 = 14014.$$

Аналогічно виконано гідравлічний розрахунок інших ділянок головної магістралі (табл. 8 і 9).

Після розрахунку головної магістралі розраховують відгалуження. Втрати тиску від точки поділу потоку до кінцевих точок різних гілок системи повинні бути рівні між собою. Тому, розраховуючи відгалуження, намагаються виконати такі умови:

$$\Delta P_5 = \Delta P_6;$$

$$\Delta P_3 = \Delta P_6 + \Delta P_4;$$

$$\Delta P_7 + \Delta P_8 = \Delta P_6 + \Delta P_4 + \Delta P_2;$$

$$\Delta P_9 = \Delta P_8$$

Тоді середні питомі втрати тиску (формула (61)) для відгалуження 5 становитимуть, Па/м:

$$R_{сер}^5 = \frac{\Delta P_6}{\Sigma l \cdot 1 + \alpha} = \frac{17169}{140 \cdot 1 + 0,11} = 110.$$

Коефіцієнт α , який враховує частку втрат тиску на місцеві опори, визначено за формулою (62):

$$\alpha = 0,01 \cdot \sqrt{3,6 \cdot G_5} = 0,01 \cdot \sqrt{3,6 \cdot 32} = 0,11.$$



Таблиця 8

Розрахунок еквівалентних довжин місцевих опорів

№ діл.	d, мм	d _{3x5} , мм	ω, м/с	l, м	Вид місцевого опору	ξ	Кільк. опорів	Σξ	l _{од} , м	l _е , м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Головна магістраль										
6	207	219x6	0,9	400	засувка	0,5	2	5	8,5	42,5
					трійник на відгал.	2,5	1			
					сальник. компенс.	0,3	5			
4	259	273x7	1,2	700	засувка	0,5	1	4,2	11,2	47
					раптове звуження	0,3	1			
					трійник на відгал.	1,3	1			
					сальник. компенс.	0,3	7			
2	259	273x7	1,5	700	засувка	0,5	1	2,9	11,2	32,5
					раптове звуження	0,3	1			
					сальник. компенс.	0,3	7			
1	359	377x9	1,1	400	засувка	0,5	1	3,7	16,9	62,5
					трійник (розход.)	2	1			
					сальник. компенс.	0,3	4			
Відгалуження, ділянка 5										
5	207	219x6	1,0	140	засувка	0,5	1	1,1	8,5	9,4
					сальник. компенс.	0,3	2			
Відгалуження, ділянка 3										
3	70	76x3	1,2	200	засувка	0,5	1	6,1	2,19	13,4
					раптове звуження	0,5	1			
					компенс. П-подіб.	1,7	3			
Відгалуження, ділянки 7, 8										
8	150	159x4,5	1,5	500	засувка	0,5	1	2,9	5,7	16,5
					раптове звуження	0,3	1			
					сальник. компенс.	0,3	7			
7	207	219x6	1,5	400	засувка	0,5	1	3,9	8,5	33,2
					раптове звуження	0,4	1			
					сальник. компенс.	0,3	5			
					трійник на відгал.	1,5	1			
Відгалуження, ділянка 9										
9	150	159x4,5	1,3	500	засувка	0,5	1	2,9	5,7	16,5
					раптове звуження	0,3	1			
					сальник. компенс.	0,3	7			



Аналогічно визначено середні питомі втрати тиску для інших відгалужень, Па/м:

$$R_{сер}^3 = \frac{\Delta P_6 + \Delta P_4}{\sum l \cdot 1 + \alpha} = \frac{58926}{200 \cdot 1 + 0,04} = 283;$$

$$R_{сер}^{7,8} = \frac{\Delta P_6 + \Delta P_4 + \Delta P_2}{\sum l \cdot 1 + \alpha} = \frac{105586}{400 + 500 \cdot 1 + 0,12} = 105;$$

$$R_{сер}^9 = \frac{\Delta P_8}{\sum l \cdot 1 + \alpha} = \frac{74893}{500 \cdot 1 + 0,08} = 139.$$

Орієнтуючись на значення середніх питомих втрат тиску, за номограмами або таблицями для гідравлічного розрахунку прийнято діаметри трубопроводу, питомі втрати тиску, R_m , Па/м, швидкість руху теплоносія, ω , м/с, на ділянках відгалужень.

Результати гідравлічного розрахунку занесені в таблицю 9.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів теплової мережі

Таблиця 9

Номер ділянки	G , кг/с	Довжина, м			d_{xs} , мм	ω , м/с	R_m , Па/м	ΔP , Па	$\Sigma \Delta P$, Па
		l	l_e	$l + l_e$					
Головна магістраль									
6	28	400	42,5	442,5	219x6	0,9	38,8	17 169	17 169
4	60	700	47,0	747	273x7	1,2	55,9	41 757	58 926
2	64	700	32,5	732,5	273x7	1,5	63,7	46 660	105 586
1	106	400	62,5	462,5	377x9	1,1	30,3	14 014	119 600
Відгалуження, ділянка 5									
5	32	140	9,4	149,4	219x6	1,0	60	8 964	8 964
Відгалуження, ділянка 3									
3	4	200	13,4	213,4	76x3	1,2	273	58 258	58 258
Відгалуження, ділянки 7, 8									
8	22	500	16,5	516,5	159x4,5	1,5	145	74 893	74 893
7	42	400	33,2	433,2	219x6	1,5	87,6	37 948	112 841
Відгалуження, ділянка 9									
9	20	500	16,5	516,5	159x4,5	1,3	120	61 980	61 980

Після гідравлічного розрахунку обчислено похибку ув'язування втрат тиску у відгалуженнях, яка не повинна бути більшою ніж 10%.



Зокрема, похибка ув'язування втрат тиску для відгалуження 5 становить:

$$f_5 = \frac{\Delta P_6 - \Delta P_5}{\Delta P_6} \cdot 100 = \frac{17169 - 8964}{17169} \cdot 100 = 47,8\%;$$

- для відгалуження 3:

$$f_3 = \frac{\Delta P_6 + \Delta P_4 - \Delta P_3}{\Delta P_6 + \Delta P_4} \cdot 100 = \frac{58926 - 58258}{58926} \cdot 100 = 1,1\%;$$

- для відгалуження 7, 8:

$$\begin{aligned} f_{7,8} &= \frac{\Delta P_6 + \Delta P_4 + \Delta P_2 - \Delta P_7 + \Delta P_8}{\Delta P_6 + \Delta P_4 + \Delta P_2} \cdot 100 = \\ &= \frac{105586 - 112841}{105586} \cdot 100 = -6,9\%; \end{aligned}$$

- для відгалуження 9:

$$f_9 = \frac{\Delta P_8 - \Delta P_9}{\Delta P_8} \cdot 100 = \frac{74893 - 61980}{74893} \cdot 100 = 17,2\%.$$

Отже, на відгалуженнях 5, 7, 8 похибка ув'язування втрат тиску є допустимою. Зменшення діаметру на ділянках 5 і 9 призводить до надмірного збільшення втрат тиску і не дає можливості досягти похибки в межах 10%. Тому регулювання втрат тиску на цих ділянках слід провести на абонентському вводі, або прокласти їх з труб двох різних діаметрів.

Приклад 6. За даними гідравлічного розрахунку прикладу 5 побудувати п'єзометричний графік для головної магістралі в опалювальний період. Розрахункові температури теплоносія становлять 150...70°C. Відмітки поверхні землі в розрахункових точках: 35 м в першій, 34 м в другій, 36 м в третій, 37 м в четвертій і 38 м в п'ятій. Геодезична відмітка осі насосів становить 30 м. Район тепlopостачання забудований дев'ятиповерховими будинками.

Рішення.

Для побудови п'єзометричного графіка прийнято такі масштаби: вертикальний 1:1000, горизонтальний 1:10000 (рис. 21).

По осі абсцис в горизонтальному масштабі відкладено довжини ділянок мережі, а по осі ординат у вертикальному масштабі



нанесено відмітки поверхні землі по трасі мережі, за якими побудовано профіль поверхні землі. Висоту приєднаних до теплової мережі будинків в точках 3, 4 і 5 показано відрізками (висоту поверху прийнято рівною 3 м).

Під профілем викреслено таблицю, в якій наведено:

- спрощену однолінійну схему мережі;
- номери розрахункових точок;
- відмітки поверхні землі у метрах із двома десятковими знаками;
- довжини та діаметри ділянок трубопроводів;
- втрати тиску в подавальному та зворотному трубопроводах, м;
- тиск у зворотному трубопроводі, м.

П'єзометричний графік для статичного режиму (рис. 21).

Найвищу геодезичну відмітку (65,00) має споживач, приєднаний у точці 5. Запас статичного тиску стосовно цього споживача прийнято 5 м. Тоді лінія статичного напору пройде на рівні, м:

$$S - S = z_{nz} - z_{oo} + h_{гуд} + h_{зан} = 38 - 30 + 27 + 5 = 40,$$

де z_{nz} — геодезична відмітка поверхні землі в точці розташування найвищого споживача, м; z_{oo} — геодезична відмітка осі насосів, м; $h_{гуд}$ — висота будинку, м; $h_{зан}$ — прийнята величина запасу статичного тиску, м.

Для жодного з споживачів статичний напір не перевищує допустимого робочого тиску 60 м.

П'єзометричний графік для динамічного режиму (рис. 21).

Для побудови п'єзометричної лінії зворотної магістралі прийнято мінімальний напір на всмоктувальному патрубку насосів мережі $H_{вс} = 15$ м і відкладено його від умовної нульової відмітки, за яку прийнято відмітку осі насосів (за умовою задачі 30,0 м). Крім того, в початковій точці враховують втрати тиску в зворотному трубопроводі і устаткованні джерела тепла, прийнято $\Delta h_{зв}^{dm} = 5$ м. Таким чином, висота початкової точки п'єзометричної лінії зворотної магістралі А' становить 20 м над підлогою джерела тепла (лінія 0–0).

Відкладаючи в масштабі від умовної горизонталі, проведеної через точку А', величини втрат тиску будують лінію напору в зворотному трубопроводі мережі А'Б'. Перевищення точки Б'



стосовно А' складає 11,96 м — сумарні втрати тиску в головній магістралі теплової мережі.

Перевіряють чи відповідає побудована лінія А'Б' вимогам усіх споживачів тепла:

- напір в будь-якій точці зворотної магістралі не повинен бути меншим ніж 0,05 МПа. Мінімальний напір на вході в джерело тепла більший ніж вказана величина;
- максимальний п'єзометричний напір не повинен бути більшим ніж 60 м, якщо устаткування абонентських систем розраховане на робочий тиск 0,6 МПа. В жодній точці зворотної магістралі п'єзометричний напір не перевищує 60 м;
- для захисту систем від спорожнення п'єзометрична лінія повинна проходити на 5 м вище будинків. Побудована лінія А'Б' перетинає відрізки, якими позначено висоту будинків, а це означає, що дана вимога не виконана. Щоб дотриматись цієї умови лінію А'Б' було піднято вверх на 12 м (лінія АБ). Тоді напір на всмоктувальному патрубку насосів (тиск в зворотному трубопроводі в точці 1) становитиме 32 м, в другій точці $32 + 1,4 = 33,4$ м, третій — $33,4 + 4,7 = 38,1$ м і т.д. П'єзометрична лінія АБ проходить над будинком в третій точці на висоті $38,1 - (63 - 30) = 5,1$ м; в четвертій — $42,3 - (64 - 30) = 7,3$ м; в п'ятій — $44,0 - (65 - 30) = 9$ м. Таким чином умову виконано.

Відповідно до СНиП 2.04.05-91*У [10, п. 3.28] втрати тиску в системі опалення абонента, приєднаного в точці 5, прийнято рівними 15 м (вертикальний відрізок БВ).

Побудову п'єзометричної лінії подавальної магістралі починають від точки В. Від умовної горизонталі, проведеної через цю точку, відкладено вверх втрати тиску в подавальному трубопроводі і побудовано лінію ВГ. Перевищення точки Г стосовно точки В становить 11,96 м.

Тиск в будь-якій точці подавального трубопроводу повинен бути не менше ніж на 0,05 МПа [9, п. 10.9] більшим за тиск закипання теплоносія, який для води з розрахунковою температурою 150°C становить 0,376 МПа (надлишковий) (додаток 9). Значення надлишкового тиску у будь-якій точці подавальної лінії повинно перевищувати $0,376 + 0,05 = 0,426$ МПа. П'єзометрична висота лінії мінімального тиску NP за формулою (70), м:

Рис. 21. П'єзометричний графік для головної магістралі теплової мережі



$$h_n = \frac{P}{g \cdot \rho} = \frac{0,426 \cdot 10^6}{9,807 \cdot 916,8} = 47,4.$$

Лінію не закипання води НР проведено паралельно поверхні землі на відстані 47,4 м від неї, вона не перетинає лінію ВГ, отже тиск в усіх точках подавального трубопроводу більший.

Втрати тиску в устаткованні джерела тепла зображені відрізком ГД (прийнято 25 м).

Приклад 7. Розрахувати паропровід (рис. 22), якщо початковий тиск насиченої пари на виході з джерела теплопостачання $P_n = 1,3$ МПа (надлишковий), кінцевий тиск пари біля споживачів $P_k = 0,7$ МПа, витрата пари споживачами, т/год: $G_I = 25$; $G_{II} = 10$; $G_{III} = 20$; $G_{IV} = 15$; довжина ділянок, м: $l_{1-2} = 500$; $l_{2-3} = 500$; $l_{3-4} = 450$; $l_{4-IV} = 400$; $l_{2-I} = 100$; $l_{3-II} = 200$; $l_{4-III} = 100$ [24, с. 196].

Рішення.

Сумарна витрата пари, кг/с:

$$G = 25 + 10 + 20 + 15 = 70 \text{ т/год} = 19,4.$$

Частка втрат напору в місцевих опорах за формулою (62):

$$\alpha = z \cdot \sqrt{G} = 0,15 \cdot \sqrt{19,4} = 0,7,$$

де z — коефіцієнт, для парової мережі прийнято рівним 0,15.

Втрати тиску в паропроводі за формулою (63) становлять, Па:

$$\Delta P_p = P_n - P_k = 1,3 - 0,7 \cdot 10^6 = 0,6 \cdot 10^6.$$

Середнє значення питомих втрат тиску (формула (61)) на третя головною магістраллю до найбільш віддаленого споживача IV, Па/м:

$$R_{сеп} = \frac{\Delta P_p}{\sum l \cdot 1 + \alpha} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{1850 \cdot 1 + 0,7} = 190,$$

де $\sum l$ — сума довжин ділянок від джерела тепла до найбільш віддаленого споживача IV, м.

Початковий тиск на ділянці 1–2 $P_1 = 1,4$ МПа (абсолютний). Густина насиченої пари під таким тиском $\rho_1 = 7,1$ кг/м³. Величину кінцевого тиску на ділянці в точці 2 прийнято $P_2 = 1,2$ МПа (абсолютний), для цього тиску густина насиченої пари $\rho_2 = 6,12$ кг/м³. Тоді середня густина пари на ділянці 1–2 за формулою (64), кг/м³:



$$\rho_{сер} = \frac{\rho_n + \rho_k}{2} = \frac{7,1 + 6,12}{2} = 6,61.$$

Номограма для гідравлічного розрахунку трубопроводів складена для пари густиною $2,45 \text{ кг/м}^3$, тому, щоб скористатись нею, необхідно перерахувати середню питому втрату на тертя на табличну густину, Па/м :

$$R_{сер}^{табл} = R_{сер} \frac{\rho_{сер}}{\rho_{табл}} = 190 \cdot \frac{6,61}{2,45} = 513.$$

За цією величиною для витрати пари $19,4 \text{ кг/с}$ за додатком 10 (а) прийнято на ділянці 1–2 діаметр трубопроводу $325 \times 8 \text{ мм}$ з питомими втратами тиску $R_{табл} = 790 \text{ Па/м}$ і швидкістю руху пари $w_{табл} = 107 \text{ м/с}$. Фактична втрата тиску становитиме, Па/м :

$$R_{1-2} = R_{табл} \cdot \frac{\rho_{табл}}{\rho_{сер}} = 790 \cdot \frac{2,45}{6,61} = 293.$$

Аналогічно виконано перерахунок швидкості, м/с :

$$w_{1-2} = w_{табл} \cdot \frac{\rho_{табл}}{\rho_{сер}} = 107 \cdot \frac{2,45}{6,61} = 39,7.$$

Швидкість руху насиченої пари не більша ніж рекомендована максимальна 60 м/с .

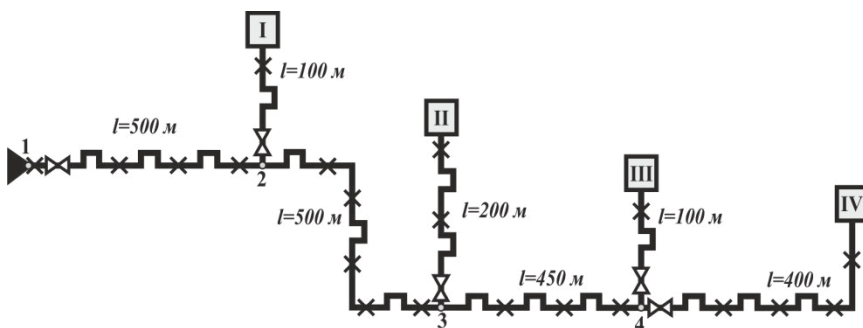


Рис. 22. Розрахункова схема паропроводу

Таблиця 10

Гідравлічний розрахунок парової мережі.

Номер ділянки	Витрата пари		Діаметри труб, мм		Довжина ділянки, м			Початок ділянки		Для $\rho_{табл}=2,45$ кг/м ³		Прийнята середня густина пари, $\rho_{сер}$, кг/м ³	Для $\rho_{сер}$, кг/м ³			Кінець ділянки		Середня густина пари, $\rho_{сер}$, кг/м ³	Сумарні втрати тиску, МПа
	т/год	кг/с	умовний	зовнішній	l	l_e	$L_{зв}$	тиск P_n , МПа	густина ρ_n , кг/м ³	швидкість, $w_{табл}$, м/с	питомі втрати тиску, $R_{табл}$, Па/м		швидкість, м/с	Втрати тиску		тиск P_k , МПа	густина ρ_k , кг/м ³		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Головна магістраль (1-2-3-4-IV)																			
1-2	70	19,4	300	325x8	500	174	674	1,4	7,1	107	790	6,61	39,7	293	197480	1,203	6,12	6,61	0,197
2-3	45	12,5	300	325x8	500	183	683	1,203	6,12	67	300	5,9	27,8	125	85375	1,118	5,72	5,92	0,282
3-4	35	9,72	250	273x7	450	132	582	1,118	5,72	77	480	5,4	34,9	218	126876	0,99	5,09	5,41	0,409
4IV	15	4,17	200	219x6	400	101	501	0,99	5,09	51	288	4,92	25,4	144	72144	0,918	4,74	4,92	0,481
Відгалуження																			
2-I	25	6,94	200	219x6	100	51	151	1,203	6,12	82	770	6,0	33,5	314	47414	1,156	5,91	6,02	0,244
3-II	10	2,78	150	159x4,5	200	54	254	1,118	5,72	64	700	5,53	28,4	310	78740	1,039	5,33	5,53	0,361
4-III	20	5,56	200	219x6	100	51	151	0,99	5,09	67	490	5,01	32,8	240	36240	0,954	4,92	5,01	0,445



Сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці 1–2 (додаток 13)

$$\Sigma \xi = 9,9;$$

- засувка: 0,5
- компенсатор П-подібний із зварними відводами 3 шт: $2,8 \cdot 3 = 8,4$
- трійник з розподілом потоку (прохід): 1

Еквівалентна довжина трубопроводу діаметром 325x8 мм для одиничного місцевого опору і $k_e = 0,0002$ м становить 17,6 м (додаток 14), тоді еквівалентна довжина ділянки 1–2, м:

$$l_e = 9,9 \cdot 17,6 = 174,$$

а зведена довжина ділянки, м:

$$L_{зв} = l + l_e = 500 + 174 = 674.$$

Втрати тиску на тертя і в місцевих опорах на ділянці 1–2, Па:

$$\Delta P_{1-2} = R_{1-2} \cdot L_{зв} = 293 \cdot 674 = 197480.$$

Тиск пари в точці 2, МПа:

$$P_2 = P_1 - \Delta P_{1-2} = 1,4 - 0,197 = 1,203,$$

а густина пари 6,12 кг/м³. Тоді середня густина пари на ділянці 1–2, кг/м³:

$$\rho_{сер} = \frac{\rho_n + \rho_k}{2} = \frac{7,1 + 6,12}{2} = 6,61,$$

що співпадає з прийнятим на початку розрахунку значенням. Тому розрахунок ділянки 1–2 закінчено. Якби отримане значення відрізнялось від прийнятого, то розрахунок необхідно було б повторити.

Інші ділянки паропроводу розраховано аналогічно. Результати розрахунку наведено в таблиці 10.

Приклад 8. Виконати гідравлічний розрахунок двофазного конденсатопроводу, схема якого наведена на рисунку 23. Бак для збирання конденсату розміщено на 3 м нижче споживачів. Абсолютний тиск в теплообмінниках споживачів $P_I = P_{II} = 0,6$ МПа, в збірному баку $P_6 = 0,12$ МПа. Витрата конденсату від першого споживача $G_I = 0,5$ кг/с, від другого — $G_{II} = 0,7$ кг/с.

Рішення.

Тиск в конденсатопроводі після конденсатовідвідників прийнято рівним критичному значенню, МПа:

$$P_1 = P_{кр} \approx 0,5 \cdot P_I = 0,5 \cdot 0,6 = 0,3.$$



Нехай густина пароводяної суміші в конденсатопроводі $\rho_{\text{сум}} = 22 \text{ кг/м}^3$, тоді за формулою (69) допустима втрата тиску на ділянках 1–2–3 становитиме, Па:

$$\begin{aligned}\Delta P &= P_n - P_k + \rho_{\text{сум}} \cdot g \cdot z_n - z_k = \\ &= 0,3 - 0,12 \cdot 10^{-6} + 22 \cdot 9,81 \cdot 3 = 180647.\end{aligned}$$

За формулою (61) питома втрата тиску, Па/м:

$$R_{\text{сер}} = \frac{\Delta P_p}{\sum l \cdot 1 + \alpha} = \frac{180647}{280 \cdot 1 + 0,1} = 587.$$

Аби знайти діаметр за номограмами для водяних мереж (додаток 10 (б)) величину $R_{\text{сер}}$ перераховано на табличну густину пароводяної суміші, Па/м:

$$R_{\text{сер}}^{\text{табл}} = R_{\text{сер}} \cdot \frac{\rho_{\text{сум}}}{\rho_{\text{табл}}} = 587 \cdot \frac{22}{975} = 13,2.$$

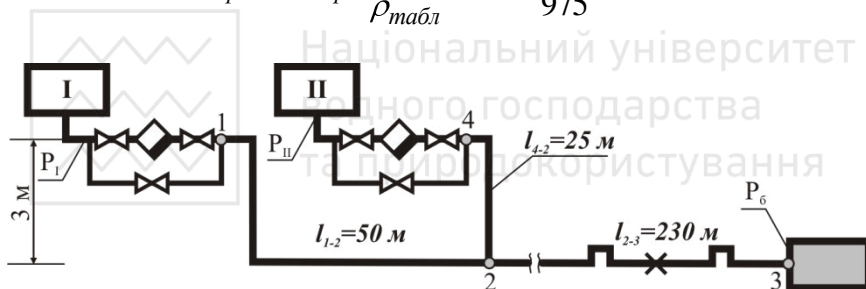


Рис. 23. Розрахункова схема конденсатопроводу

На ділянці 1–2 витрата конденсату становить $G_I = 0,5 \text{ кг/с}$. Беручи до уваги середню питому втрату тиску 13,2 Па/м, за додатком 10 (б) прийнято: трубопровід умовним діаметром 50 мм (57х3,5), швидкість руху конденсату $w_{\text{табл}} = 0,26 \text{ м/с}$, питомі втрати тиску $R_{\text{табл}} = 22 \text{ Па/м}$. Питома втрата тиску на ділянці 1–2 з врахуванням густини пароводяної суміші становитиме, Па/м:

$$R_{1-2} = R_{\text{табл}} \cdot \frac{\rho_{\text{табл}}}{\rho_{\text{сум}}} = 22 \cdot \frac{975}{22} = 975.$$

Орієнтовне значення тиску в точці 2, МПа:

$$P_2 = 0,3 - 975 \cdot 50 \cdot 1,1 \cdot 10^{-6} = 0,25.$$



Питома ентальпія води під абсолютним тиском 0,6 МПа становить $i_1' = 670,6$ кДж/кг. Для значення абсолютного тиску в точці 2, $P_2 = 0,25$ МПа, прийнято (додаток 20): питому ентальпію води $i_2' = 535,6$ кДж/кг, густину води $\rho_2' = 936,5$ кг/м³, густину пари $\rho_2'' = 1,391$ кг/м³, теплоту пароутворення $r_2 = 2181,35$ кДж/кг. Тоді кількість пари вторинного закипання за формулою (66), кг/кг:

$$x = \frac{i_1' - i_2'}{r_2} = \frac{670,6 - 535,6}{2181,35} = 0,062,$$

а фактична густина пароводяної суміші за формулою (68), кг/м³:

$$\rho_{\text{сум}} = \frac{\rho_2' \cdot \rho_2''}{x \cdot \rho_2' - \rho_2'' + \rho_2''} = \frac{936,5 \cdot 1,391}{0,062 \cdot 936,5 - 1,391 + 1,391} = 21,9$$

майже співпадає із значенням, прийнятим на початку розрахунку.

Коефіцієнт перерахунку табличних даних на фактичні становитиме:

$$\varphi = \frac{975}{21,9} = 44,5.$$

Тоді швидкість, м/с, і питомі втрати тиску, Па/м, становитимуть:

$$w = \varphi \cdot w_{\text{табл}} = 44,5 \cdot 0,26 = 11,6;$$

$$R = \varphi \cdot R_{\text{табл}} = 44,5 \cdot 22 = 979.$$

На ділянці 1–2 є два гнуті відводи під кутом 90° ($\xi = 0,5$) і трійник на злиття потоку (прохід) ($\xi = 1,5$) (додаток 13). Сума коефіцієнтів місцевих опорів становить $\Sigma \xi = 2,5$, а еквівалентна довжина: $2,5 \cdot 1,24 = 3,1$ м. Тоді зведена довжина дорівнює 53,1 м, а втрати тиску на ділянці 1–2, Па:

$$\Delta P_{1-2} = 979 \cdot 53,1 = 51985.$$

Фактичний тиск в точці 2, Па:

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_n - P_k + \rho_{\text{сум}} \cdot g \cdot z_n - z_k = \\ &= 0,3 \cdot 10^{-6} - 51985 \cdot +21,9 \cdot 9,81 \cdot 3 = 248660. \end{aligned}$$

Інші ділянки розраховано аналогічно. Усі розрахунки зведено до таблиці 11.

Таблиця 11

Гідравлічний розрахунок конденсатопроводу

Номер ділянки	Витрата пароводяної суміші		Діаметр труби, мм		Різниця геодезичних відміток на ділянці, м	Тиск, МПа, (абсолютний)			Коефіцієнт φ	Довжина ділянки, м			Для $\rho_{табл} = 975 \text{ кг/м}^3$		Для $\rho_{сум}, \text{ кг/м}^3$			Сумарні втрати тиску, МПа
	кг/с	т/ГОД	умовний	зовнішній		до конденсаторівідвідника, P_1	на початку ділянки, P_n	в кінці ділянки, P_k		l	l_e	$l + l_e$	швидкість, $w_{табл}, \text{ м/с}$	питомі втрати тиску, $R_{табл}, \text{ Па/м}$	швидкість, $w, \text{ м/с}$	питомі втрати тиску, $R, \text{ Па/м}$	втрати тиску на ділянці, Па	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Магістраль 1–2–3																		
1-2	0,5	1,8	50	57x3,5	3	0,6	0,3	0,2487	44,5	50	3,1	53,1	0,26	22	11,6	979	51985	0,052
2-3	1,2	4,3	80	89x3,5	0	0,6	0,2487	0,139	45,3	230	12,4	242,4	0,24	10	10,9	453	119807	0,172
Відгалуження 4–2																		
4-2	0,7	2,5	50	57x3,5	3	0,6	0,3	0,2471	47,6	25	3,1	28,1	0,37	40	17,6	1904	53502	0,054

Приклад 9. Для закритої системи тепlopостачання, яка працює за підвищеним графіком регулювання, з сумарним тепловим потоком $Q = 325$ МВт і з розрахунковою витратою теплоносія $G_p = 3500$ т/год підібрати насоси мережі і підживлення. Втрати напору в теплофікаційному обладнанні джерела теплоти прийняти $\Delta H_{от} = 30$ м. Сумарні втрати напору в подавальній і зворотній магістралях теплової мережі $(\Delta H_n + \Delta H_{зв}) = 50$ м. Втрати напору в абонентських системах теплоспоживачів $\Delta H_a = 40$ м. Статичний напір прийняти $H_c = 40$ м, втрати тиску в підживлювальній лінії $\Delta H_{пл} = 15$ м. Бак з підживлювальною водою розміщено вище осі підживлювальних насосів на $Z = 5$ м.

Рішення. Необхідний напір насоса мережі визначають за п'єзометричним графіком або за формулою (75), м:

$$H_{нм} = \Delta H_{от} + \Delta H_n + \Delta H_{з} + \Delta H_a = 30 + 50 + 40 = 120.$$

Подача насосу мережі повинна забезпечити розрахункову витрату теплоносія $G_p = 3500$ т/год.

За каталогом насосів або додатком 17 прийнято до встановлення три робочих і один резервний насос марки СЭ 1250–140 з'єднані паралельно, які забезпечать необхідні параметри з деяким надлишком напору, котрий може бути здросельований в джерелі теплоти. ККД насосу становить 83%.

Необхідний напір підживлювального насоса, $H_{пн}$, визначають за п'єзометричним графіком або за формулою (76), м:

$$H_{пн} = H_c + \Delta H_{пл} - Z = 40 + 15 - 5 = 50.$$

Подача підживлювального насоса, $G_{пн}$, в закритій системі тепlopостачання повинна компенсувати втрати теплоносія, які прийнято в розмірі 0,75 % від об'єму води в системі тепlopостачання [9, п. 8.1.1]. Питомий об'єм закритої системи становить 65 м³/МВт [9, п. 8.1.3], тому об'єм води в ній становитиме, м³:

$$V_{тм} + V_{м} = 65 \cdot Q = 65 \cdot 325 = 21125,$$

а продуктивність підживлювального насоса, м³/год:

$$G_{пн} = 0,0075 \cdot V_{тм} + V_{м} = 0,0075 \cdot 21125 = 158,5.$$

За каталогом насосів або додатком 19 прийнято до встановлення два робочих і один резервний насоси К 100–65–200 з'єднані паралельно, які забезпечать необхідні параметри. ККД насоса — 70%.

Приклад 10. Для відкритої системи тепlopостачання підібрати насоси мережі і підживлення. Середня годинна витрата води на гаряче водопостачання в системі $G_{12.в.сер} = 650$ т/год. Інші вихідні дані з прикладу 9.

Рішення. Необхідний напір насоса мережі $H_{nm} = 120$ м, а подачу, G_{p1} , для відкритої системи визначено за формулою (72), т/год:

$$G_{p1} = G_{o.макс} + G_{в.макс} + k_4 \cdot G_{12.в.сер} = 3500 + 1,4 \cdot 650 = 4410.$$

За каталогом насосів або додатком 17 прийнято до встановлення чотири робочі насоси СЭ 1250–140–16 і один резервний, які забезпечать сумарну подачу $5000 \text{ м}^3/\text{год}$ з деяким надлишком напору і з ККД 83 %.

Напір підживлювального насоса $H_{nn} = 50$ м.

Прийнято питомий об'єм води в мережі 70 м^3 на 1 МВт теплової потужності [9, п. 8.1.3], тоді кількість води в трубопроводах становитиме, м^3 :

$$V_{tm} + V_m = 70 \cdot Q = 70 \cdot 325 = 22750,$$

а продуктивність підживлювального насоса за формулою (74), $\text{м}^3/\text{год}$:

$$\begin{aligned} G_{nn} &= G_{12.в.макс} + 0,0075 \cdot V_{tm} + V_m = \\ &= 2,4 \cdot 650 + 0,0075 \cdot 22750 = 1731 \end{aligned}$$

За каталогом насосів або додатком 18 прийнято до встановлення два робочих і один резервний насоси Д 1250–63, встановлені паралельно, які забезпечують необхідні параметри з ККД 86%.



5.9. Контрольні питання

1. З якою метою виконують гідравлічний розрахунок теплових мереж?
2. За якими формулами визначають витрати мережної води на потреби опалення, вентиляції та гарячого водопостачання?
3. Що розуміють під еквівалентною шорсткістю труб?
4. Що таке еквівалентна довжина місцевого опору?
5. Яка послідовність гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж?
6. У чому полягають особливості гідравлічного розрахунку відгалужень теплових мереж?
7. Які особливості гідравлічного розрахунку паропроводів у порівнянні із водяними тепловими мережами?
8. Що таке п'єзометричний графік теплової мережі?
9. За якими правилами встановлюють положення лінії статичних напорів п'єзометричного графіка?
10. Яким вимогам повинен відповідати п'єзометричний графік для динамічного режиму роботи теплової мережі?
11. Яка послідовність побудови п'єзометричного графіка теплової мережі?
12. Яким чином за п'єзометричним графіком теплової мережі можна перевірити неможливість закипання води?
13. Як впливає розподіл тиску в тепловій мережі на можливий спосіб приєднання до неї абонентських систем?
14. Як унормована мінімальна кількість мережних, підвищувальних та підживлювальних насосів?
15. Від чого залежить розрахункова продуктивність підживлювальних насосів?
16. За якими формулами визначають необхідний напір мережних та підживлювальних насосів?



6. Гідравлічний режим теплових мереж

6.1. Основи гідравлічного режиму

Водяна тепла мережа — це складна гідравлічна система, керованість якої залежить від якості налагодження гідравлічного режиму.

Під гідравлічним режимом теплової мережі розуміють взаємозв'язок між витратою і тиском теплоносія у всіх точках системи [25, с. 33]. Його зумовлюють характеристики основних елементів: насосів, трубопроводів, абонентських систем. Ці елементи поділяють на активні (насоси), які за рахунок зовнішньої механічної енергії збільшують тиск води, і пасивні (усі інші елементи), в яких тиск води зменшується за рахунок втрат на тертя і в місцевих опорах.

Під час гідравлічного розрахунку мережі визначають параметри розрахункового гідравлічного режиму, який відповідає розподілу теплоносія відповідно до розрахункових теплових навантажень абонентів, вважаючи що всі вони підключені до теплової мережі і працюють в розрахунковому режимі. Витрата води в цьому випадку є постійною, тиск у вузлових точках мережі і на абонентських вводах дорівнює розрахунковому. Наочне уявлення про розрахунковий гідравлічний режим дає п'єзометричний графік, побудований за даними гідравлічного розрахунку.

Однак, під час експлуатації витрата води в системі змінюється, що зумовлено нерівномірністю споживання гарячої води, наявністю місцевого кількісного регулювання навантаження, а також переключеннями в мережі. Зміна витрати і зв'язана з нею зміна тиску призводять до порушення як гідравлічного, так і теплового режиму абонентів. Розрахунок гідравлічного режиму дає можливість визначити перерозподіл витрати і тиску в мережі і встановити допустимі межі зміни навантаження, що забезпечить безаварійну експлуатацію системи [9, п. 10.1].

Для водяної теплової мережі розробляють такі гідравлічні режими [9, п. 10.2]:

- розрахунковий — для розрахункової витрати теплоносія;
- опалювальний — для максимального розбору води на гаряче водопостачання із зворотного трубопроводу;



- **перехідний** — для максимального розбору води на гаряче водопостачання з подавального трубопроводу;
- **неопалювальний** — для максимального навантаження гарячого водопостачання в неопалювальний період;
- **статичний** — за відсутності циркуляції теплоносія в тепловій мережі;
- **аварійний**.

Розрахунок гідравлічного режиму ґрунтується на основних рівняннях гідродинаміки. Для теплових мереж характерна квадратична залежність падіння тиску, ΔP , від витрати, Па:

$$\Delta P = S \cdot G^2, \quad ()$$

де S — характеристика опору, яка становить падіння тиску на одиницю витрати теплоносія, $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$; G — витрата теплоносія, $\text{м}^3/\text{год}$. Значення характеристики опору знаходять з сумісного розв'язку рівнянь (78), (59), (60):

$$S = \frac{\Delta P}{G^2} = \frac{R_m \cdot l + l_e}{G^2} = A_s \cdot \frac{l + l_e}{d^{5,25}} \cdot \rho, \quad ()$$

де A_s — сталий коефіцієнт, що залежить від шорсткості стінок трубопроводу (табл. 12):

$$A_s = 0,0894 \cdot \frac{k_e^{0,25}}{z^2}, \quad ()$$

де $z = 3600 \text{ с}$

Таблиця 12

Значення коефіцієнта A_s [26, с. 185]

Еквівалентна шорсткість стінки труби k_e , м	0,0002	0,0005	0,001
A_s , $\text{м}^{0,25} \cdot \text{год}^2/\text{с}^2$	$8,15 \cdot 10^{-10}$	$10,3 \cdot 10^{-10}$	$12,15 \cdot 10^{-10}$

На підставі формул (79) і (80) можна зробити висновок, що характеристика опору залежить від геометричних розмірів мережі, еквівалентної довжини місцевих опорів, шорсткості стінок трубопроводу і густини теплоносія, але не залежить від його витрати. Але щоб розрахувати характеристику опору достатньо знати витрату і відповідну їй втрату тиску (формула 78).

Графічне зображення залежності втрат напору від витрати називають характеристикою мережі. Характеристика теплової

мережі — це квадратична парабола, що проходить через початок координат (рис. 24). Перетин характеристики мережі з характеристикою насоса (точка А) визначає режим роботи насоса на дану мережу, тобто гідравлічний режим системи.

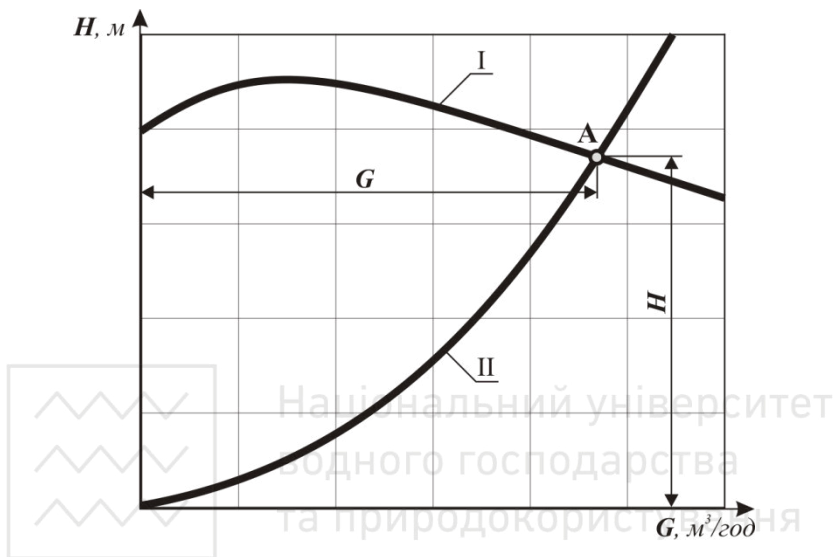


Рис. 24. Характеристика насоса і теплової мережі

I — характеристика насоса; II — характеристика теплової мережі

Прислання нових абонентів, відключення частини навантаження, зміна шорсткості стінок трубопроводу міняє характеристику опору мережі під час її експлуатації.

Нехай розгалужена мережа має послідовно з'єднані ділянки (рис. 25, а), якими транспортують незмінну витрату G . Загальні втрати тиску, ΔP , в такій мережі становитимуть, Па:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3, \quad ()$$

де $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3$ — втрати тиску на окремих ділянках мережі, Па.

Якщо виразити втрати тиску через витрату і характеристику опору за формулою (78), то отримаємо:

$$S \cdot G^2 = S_1 \cdot G^2 + S_2 \cdot G^2 + S_3 \cdot G^2, \quad ()$$

де S — характеристика опору мережі, $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$; S_1, S_2, S_3 , — характеристики опору окремих ділянок, $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$.



Звідси:

$$S = S_1 + S_2 + S_3. \quad ()$$

Отже, сумарна характеристика опору послідовно з'єднаних ділянок мережі дорівнює сумі характеристик опорів цих ділянок.

Для паралельного з'єднання (рис. 25, б) загальна витрата мережі дорівнює сумі витрат транспортованих паралельними ділянками, м³/год:

$$G = G_1 + G_2 + G_3. \quad ()$$

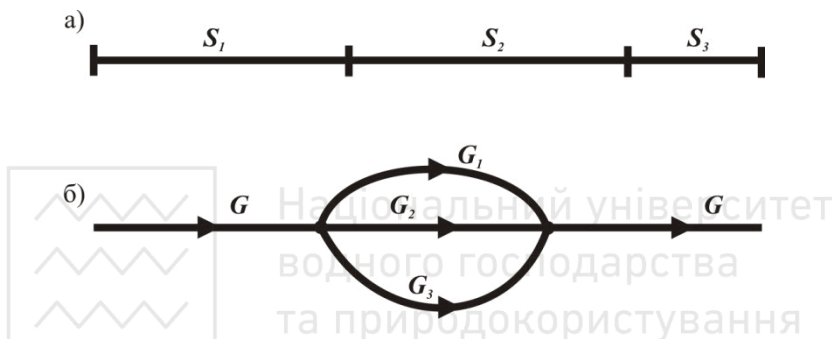


Рис. 25. Послідовне (а) і паралельне (б) з'єднання ділянок теплової мережі

Витрата води, згідно з формулою (78), може бути представлена у вигляді, м³/год:

$$G = \sqrt{\frac{\Delta P}{S}}; \quad G_1 = \sqrt{\frac{\Delta P_1}{S_1}}; \quad G_2 = \sqrt{\frac{\Delta P_2}{S_2}}; \quad G_3 = \sqrt{\frac{\Delta P_3}{S_3}}. \quad ()$$

Втрати тиску в паралельно з'єднаних ділянках мережі однакові, Па:

$$\Delta P = \Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_3, \quad ()$$

тоді

$$\sqrt{\frac{1}{S}} = \sqrt{\frac{1}{S_1}} + \sqrt{\frac{1}{S_2}} + \sqrt{\frac{1}{S_3}}. \quad ()$$

Величина $1/S^{0.5}$ — це гідравлічний показник, який називають провідністю. Він дорівнює витраті води за умови перепаду тиску в 1 Па, м³/(год·Па^{0.5}):



$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{S}} = \frac{G}{\sqrt{P}}. \quad ()$$

Тоді

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3, \quad ()$$

де α — провідність мережі, $\text{м}^3/(\text{год} \cdot \text{Па}^{0.5})$; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ — провідності окремих ділянок, $\text{м}^3/(\text{год} \cdot \text{Па}^{0.5})$.

Таким чином, сумарна провідність паралельно з'єднаних ділянок дорівнює сумі провідностей цих ділянок.

Отже, характеристики ділянок теплової мережі додають за таким правилом:

- для послідовного з'єднання додають характеристики опору;
- для паралельного — провідності.

За отриманими рівняннями розраховують гідравлічний режим системи.

6.2. Розрахунок гідравлічного режиму

Зміна витрат і тиску в мережі перерозподіляє витрати в магістральних трубопроводах і на абонентських вводах. Розрахунок гідравлічного режиму виявляє витрати води і відповідні їм втрати тиску для змінених умов роботи системи.

Вихідними даними служать: схема мережі, розрахунковий п'єзометричний графік і тиск в колекторах джерела теплопостачання.

Якщо абонентські системи автоматизовані, то авторегулятори підтримують витрату води на заданому рівні і забезпечують споживачів необхідною кількістю теплоносія. У цьому випадку витрата води кожного абонента відома, а гідравлічний режим повинен забезпечити споживачам необхідний тиск.

Якщо система теплопостачання неавтоматизована, то фактичний потокорозподіл в мережі залежить лише від її конфігурації, гідравлічного опору окремих її елементів та умов живлення. З точки зору гідравлічного режиму систему теплопостачання можна поділити на дві складові: тепла мережа, якою рухається теплоносій та абоненти [24, с. 225]. Нехай тепла мережа має n абонентів (рис. 26) [25, с. 71]. Характеристики опору магістральних ділянок становлять $S_I, S_{II}, S_{III}, \dots, S_N$, а характеристики опору

абонентів з урахуванням відгалужень — $S_1, S_2, S_3, \dots S_n$. Сумарна витрата води в мережі рівна G , витрата води на абонентських вводах — G_i (з індексом, відповідним його номеру).

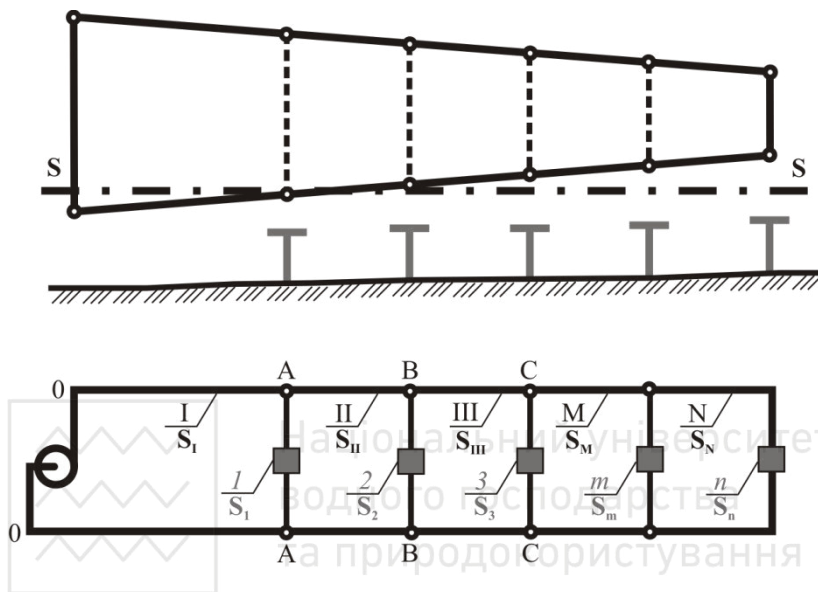


Рис. 26. Пієзометричний графік та схема теплової мережі

Втрати тиску в паралельних ділянках мережі AS_1A і AS_nA рівні:

$$S_1 \cdot G_1^2 = S_{1-n} \cdot G^2, \quad ()$$

де S_{1-n} — характеристика опору мережі від абонента 1 до n -го включно зі всіма відгалуженнями, яку визначають за формулами (83) і (89).

З рівняння (90) відносна витрата води абонента 1:

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{S_{1-n}}{S_1}}. \quad ()$$

Для абонентського вводу 2 втрати тиску в паралельних ділянках BS_2B і BS_nB однакові:

$$S_2 \cdot G_2^2 = S_{2-n} \cdot (G - G_1)^2, \quad ()$$

де S_{2-n} — сумарна характеристика опору мережі від абонента 2 до n -го включно зі всіма відгалуженнями.



Але, з іншого боку, перепад тиску у вузлі А дорівнює:

$$S_{II} + S_{2-n} \cdot G - G_1^2 = S_{1-n} \cdot G^2. \quad ()$$

Тоді, розв'язуючи спільно рівняння (92) і (93), можна знайти відносну витрату води другого абонента:

$$\overline{G_2} = \frac{G_2}{G} = \sqrt{\frac{S_{1-n}}{S_2} \cdot \frac{S_{2-n}}{S_{II-n}}}, \quad ()$$

де

$$S_{II-n} = S_{II} + S_{2-n}. \quad ()$$

Аналогічно для будь-якого абонента m системи, яка складається із n споживачів:

$$\overline{G_m} = \frac{G_m}{G} = \sqrt{\frac{S_{1-n}}{S_m} \cdot \frac{S_{2-n}}{S_{II-n}} \cdot \frac{S_{3-n}}{S_{III-n}} \cdot \frac{S_{m-n}}{S_{M-n}}}. \quad ()$$

Таким чином, якщо відомі сумарна витрата води і характеристики опорів окремих ділянок мережі, можна знайти витрату води будь-якої абонентської системи. Аналіз рівняння (96), дозволяє зробити такі висновки [18, с. 223]:

1. Відносна витрата абонента залежить лише від опору мережі і абонентських систем і не залежить від абсолютної витрати води в мережі.
2. Якщо до мережі приєднано n абонентів, то відношення витрат води проміжних абонентів залежить від опору системи від ближчого до джерела тепла абонента до кінця мережі і не залежить від опору мережі до ближчого абонента.

Зміна опору будь-якої ділянки теплової мережі спричиняє у всіх абонентів, підключених між даною ділянкою і кінцевою точкою мережі, пропорційальну зміну витрати води.

На підставі розрахунку гідравлічного режиму вирішують цілий ряд питань, пов'язаних із експлуатацією системи теплопостачання: можливості приєднання нових абонентів, аварійного резервування системи, перевірки роботи мережі під час максимальної витрати на гаряче водопостачання.

Гідравлічні режими розгалужених і багато кільцевих мереж розраховують за допомогою відповідних комп'ютерних програм. Сучасні програми видають результати розрахунку не лише в



таблицях, а й у вигляді п'єзометричних графіків для заданих магістралей [25, с. 63].

6.3. Гідравлічна стійкість систем теплопостачання

Під гідравлічною стійкістю розуміють здатність системи підтримувати заданий гідравлічний режим або зберігати сталою витрату теплоносія на абонентських вводах, не зважаючи на те що параметри роботи інших споживачів змінюються. Чим більша гідравлічна стійкість, тим менший вплив гідравлічного режиму усієї системи на роботу окремого абонента.

Гідравлічну стійкість кількісно оцінюють коефіцієнтом гідравлічної стійкості:

$$Y = \frac{G_p}{G_{max}}, \quad ()$$

де G_p , G_{max} — відповідно, розрахункова і максимально можлива витрата води на абонентському вводі.

Коефіцієнт гідравлічної стійкості автоматизованих абонентських систем практично дорівнює одиниці, фактичні витрати теплоносія в таких системах максимально наближені до розрахункових.

В неавтоматизованих системах коефіцієнт гідравлічної стійкості значно відрізняється від одиниці. В таких системах будь-які переключення в мережі змінюють витрати води абонентів. Так, наприклад, в разі відключення частини навантаження витрата води в тепловій мережі зменшиться, що призведе до зниження втрат тиску в мережі і до зростання наявного тиску на вводах. Витрата води в абонентів, що залишилися, зросте. Відхилення фактичної витрати від розрахункової викликає гідравлічне розрегулювання абонентських систем, яке буде максимальним, якщо залишиться підключеним лише один споживач. Падіння тиску в мережі в цьому випадку буде настільки незначним, що ним можна знехтувати і прийняти наявний перепад тиску на вводі рівним розрахунковому тиску насоса мережі. Тоді, з врахуванням квадратичної залежності між витратою води і втратою тиску, формулу (97) для абонентських вводів без автоматичного регулювання можна записати так:



$$Y = \frac{G_p}{G_{max}} = \sqrt{\frac{\Delta P_{аб}}{P_n}} = \sqrt{\frac{\Delta P_{аб}}{\Delta P_{аб} + \Delta P_m}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\Delta P_m}{\Delta P_{аб}}}}, \quad ()$$

де $\Delta P_{аб}$ — наявний тиск на ввіді за розрахункової витрати води;
 ΔP_m — втрати тиску в мережі в розрахунковому режимі;
 $P_n = \Delta P_{аб} + \Delta P_m$ — тиск насоса мережі.

З формули (98) слідує, що гідравлічна стійкість системи зростає із зменшенням втрат тиску в магістральних мережах і із збільшенням гідравлічного опору абонентських установок. Основним шляхом підвищення гідравлічної стійкості є зменшення втрат тиску в тепловій мережі за рахунок збільшення діаметрів труб.

Гідравлічне розрегулювання можна оцінити також за формулою:

$$y = \frac{G - G_p}{G_p}, \quad ()$$

де G — фактична витрата теплоносія в абонента; G_p — розрахункова витрата води на абонентському ввіді.

Розрегулювання за формулою (99) може бути як додатнім, так і від'ємним. В першому випадку кількість теплоносія в абонента збільшується, в другому — зменшується. Додатне розрегулювання спричинить підвищення температури повітря в приміщеннях абонента, від'ємне — зменшення.

Деякі випадки розрегулювання мережі наведено на рисунку 27 [26, рис. VII.5].

Наприклад, якщо від теплової мережі відключать третього абонента, то сумарний опір системи зростає, а сумарна витрата води в ній зменшиться. Внаслідок скорочення кількості теплоносія знизяться втрати тиску на ділянках магістральних трубопроводів між джерелом тепла і точкою приєднання третього абонента, а п'єзометричний графік стане більш пологим (рис. 27, а). В точці підключення третього абонента наявний напір збільшиться, що призведе до зростання витрати води в мережі між ним і останнім споживачем, в результаті чого п'єзометричний графік на цих ділянках буде більш крутим.

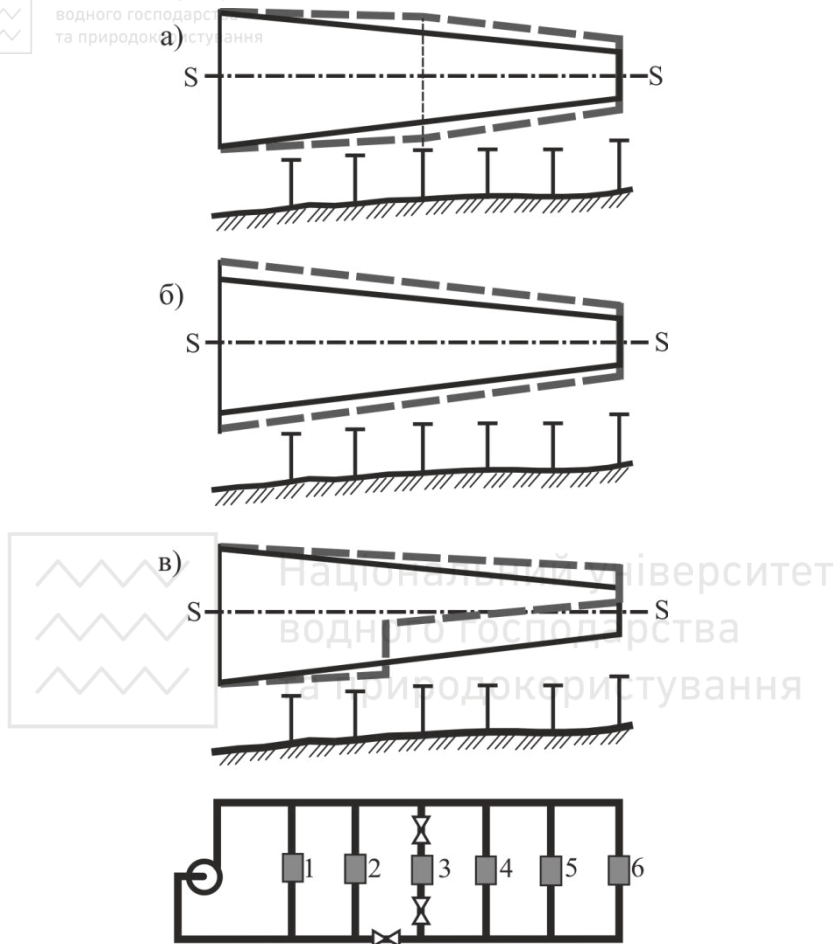


Рис. 27. П'єзометричні графіки теплової мережі для різних видів регулювання
а — місцеве регулювання на абонентському вводі; б — центральне; в — місцеве на зворотньому трубопроводі. П'єзометричні графіки розрахункового режиму показано суцільною лінією, зміненого — пунктирною

З формули (96) можна зробити висновок, що для всіх абонентів розміщених між відключеним і кінцевим споживачем (абоненти 4, 5 і 6 на рис. 27) роз регулювання буде пропорційним, тобто ступінь зміни витрати води буде однаковим. Таке розрегулювання, коли знак зміни витрати для всіх абонентів однаковий, називають



відповідним. Для кількісної оцінки розрегулювання порівнюють витрати теплоносія абонентів. Відношення витрат четвертого і шостого абонентів з формули (96) становить:

$$\frac{G_4}{G_6} = \sqrt{\frac{S_6}{S_4} \cdot \frac{S_{V-6}}{S_{5-6}}}. \quad (9)$$

Для споживачів, розміщених між джерелом тепла і відключеним абонентом розрегулювання буде непропорційним, тобто ступінь зміни витрати води буде різним для різних абонентів, причому чим ближчий абонент до джерела тепlopостачання, тим меншою буде зміна перепаду тиску і, отже, витрати. Найближчі до джерела тепла абоненти мають, переважно, більшу гідравлічну стійкість.

Збільшення тиску насоса мережі (рис. 27, б) за незмінної характеристики опору призводить до пропорційного зростання наявного тиску на вводах, що зумовить пропорційне розрегулювання.

Якщо на магістральному трубопроводі зменшити витрату (прикрити засувку), то зменшиться й загальна витрата води в системі, але в абонентів кількість теплоносія зміниться неоднаково. Так, прикривання засувки на зворотній магістралі (рис. 27, в) зменшує витрату води і втрати тиску в мережі. Наявний тиск на вводах абонентів між джерелом тепlopостачання і засувкою, збільшиться. Тому витрати води першого і другого абонента зростуть. Підвищення тиску в зворотній магістралі перед засувкою зменшить наявний тиск у споживачів, які розміщені перед нею, а, відповідно, і витрати води в абонентських системах 3–6. Таке розрегулювання, за якого знак зміни витрат у абонентів неоднаковий, називають невідповідним.

Наведені приклади показують велику різноманітність можливих змін гідравлічного режиму залежно від умов експлуатації системи.



6.4. Регулювання тиску в теплових мережах

Щоб забезпечити надійну роботу теплової мережі і абонентів необхідно встановити допустимі межі для можливих змін тиску в системі під час її експлуатації. Особливого значення набуває підживлювання мережі і зміна тиску в зворотній магістралі. Збільшення тиску в зворотному трубопроводі може спричинити неприпустиме його зростання в опалювальних системах, приєднаних за залежними схемами. Зменшення тиску призведе до спорожнення верхніх частин місцевих систем і до порушення циркуляції в них.

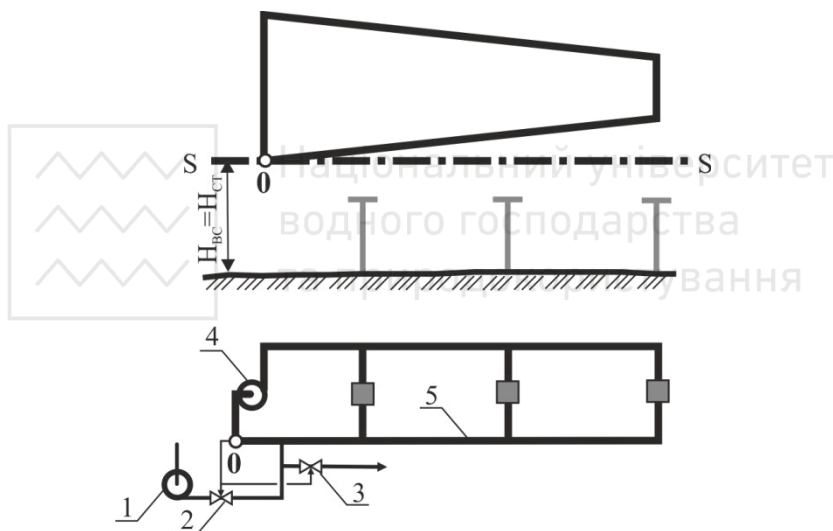


Рис. 28. П'єзометричний графік і схема підживлення мережі з нейтральною точкою біля всмоктувального патрубка насоса

1 — підживлювальний насос; 2 — регулятор підживлення; 3 — дренажний клапан;
4 — мережний насос; 5 — тепла мережа

Для обмеження коливань тиску в системі в одній точці теплової мережі (а для складного рельєфу місцевості в кількох точках) змінюють тиск залежно від режиму роботи системи. Такі точки називають точками регульованого тиску. Якщо за умовами роботи системи тиск в цих точках підтримують постійним як в статичному, так і в динамічному режимах, то їх називають

нейтральними [26, с. 193]. Сталий тиск в нейтральній точці автоматично підтримує підживлювальний пристрій.

В невеликих за довжиною мережах, коли статичний тиск може дорівнювати тиску біля всмоктувального патрубка насоса мережі, нейтральну точку встановлюють біля всмоктувального патрубка насоса (рис. 28). Тиск підживлювального насоса, вибраний з умови заповнення системи водою, лишається сталим і в динамічному режимі, що забезпечує найбільш просту схему підживлювального пристрою.

В розгалужених теплових мережах нейтральну точку можна розмістити на одній з магістралей або на перемичці насоса мережі. Перший варіант не забезпечує необхідної стійкості гідравлічного режиму. Нехай нейтральна точка **0** закріплена на зворотній магістралі району **II** (рис. 29, графік 1). Зменшення витрати води в мережах цього району зменшить втрати тиску в трубопроводі, що за умови сталого тиску в точці **0** призведе до зростання тиску біля всмоктувального патрубка насоса мережі і до відповідного підвищення тиску в магістралі району **I** (рис. 29, графік 2). Припинення

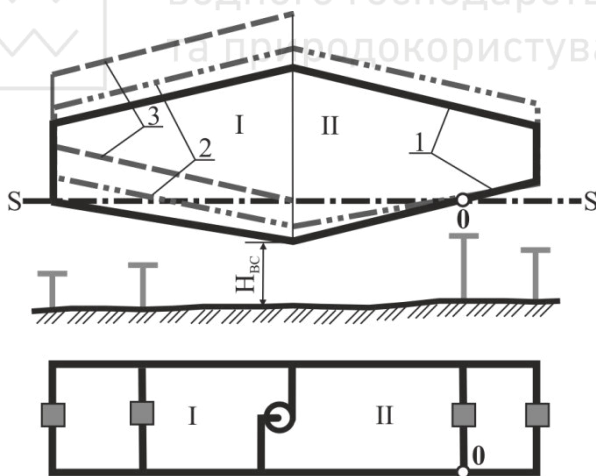


Рис. 29. П'єзометричні графіки розгалуженої мережі з нейтральною точкою на одній з магістралей

циркуляції в мережі району **II** підвищить тиск у всмоктувальному патрубку насоса мережі до статичного, що зумовить подальше

зростання тиску в усіх точках системи району I (рис. 29, графік 3) і може стати причиною аварій в абонентських системах.

Тому нейтральну точку не слід розміщувати ні на одній з магістралей. Її закріплюють на спеціально виконаній перемичці біля насоса мережі. Під час роботи насоса в перемичці безперервно циркулює вода від нагнітального патрубку насоса 5 до нейтральної точки 0 і від неї до всмоктувального патрубка (рис. 30, а). Тиск в нейтральній точці є імпульсом, який регулює підживлювання мережі. Зменшення тиску в системі і, відповідно, в точці 0 відкриє регулятор підживлювання 2, що збільшить подачу води підживлювальним насосом 1. І, навпаки, зростання тиску в мережі і, відповідно, в нейтральній точці спричинить прикривання клапана 2 і подача води зменшиться, що відновить тиск в нейтральній точці. Якщо після закривання клапана 2 тиск продовжує рости, то дренажний клапан 3 зливає частину води. Останній буде відкритим доти, поки тиск в нейтральній точці не досягне потрібного значення.

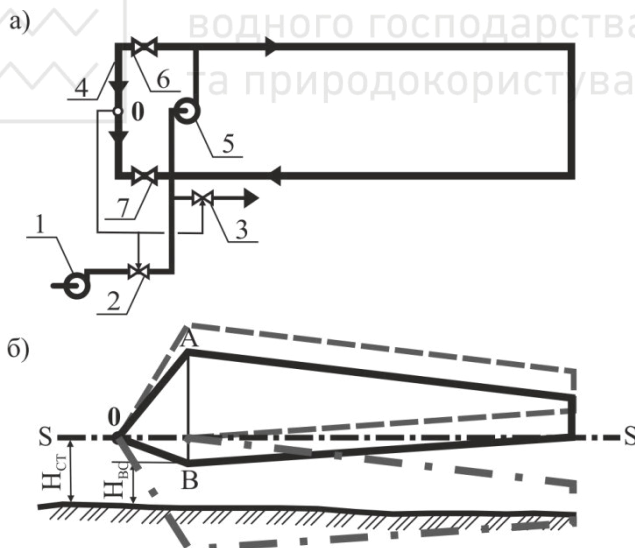


Рис. 30. Підживлення мережі із нейтральною точкою на перемичці насоса
а — схема підживлювально-дренажного пристрою; б — п'єзометричний графік;
1 — підживлювальний насос; 2 — підживлювальний клапан; 3 — дренажний клапан; 4 — перемичка; 5 — насос мережі; 6 і 7 — регулювальні вентиля

Ступінь відкриття регулювальних кранів 6 і 7 на перемичці 4 дозволяє встановлювати різні значення фіксованого тиску в нейтральній точці або статичного тиску в системі тепlopостачання. Повне закривання вентиля 6 припинить циркуляцію в перемичці і тиск біля всмоктувального патрубку, $H_{вс}$, стане рівним тиску в точці 0. У системі тиск зростає, а п'єзометричний графік переміститься вгору паралельно самому собі і займе гранично високе положення (рис. 30, б, пунктирна лінія). Якщо закрити регулювальний вентиль 7 (рис. 30, а), то тиск на нагнітальному патрубку насоса стане рівним тиску в нейтральній точці, а п'єзометричний графік переміститься вниз до гранично низького положення (рис. 30, б, штрих-пунктирна лінія).

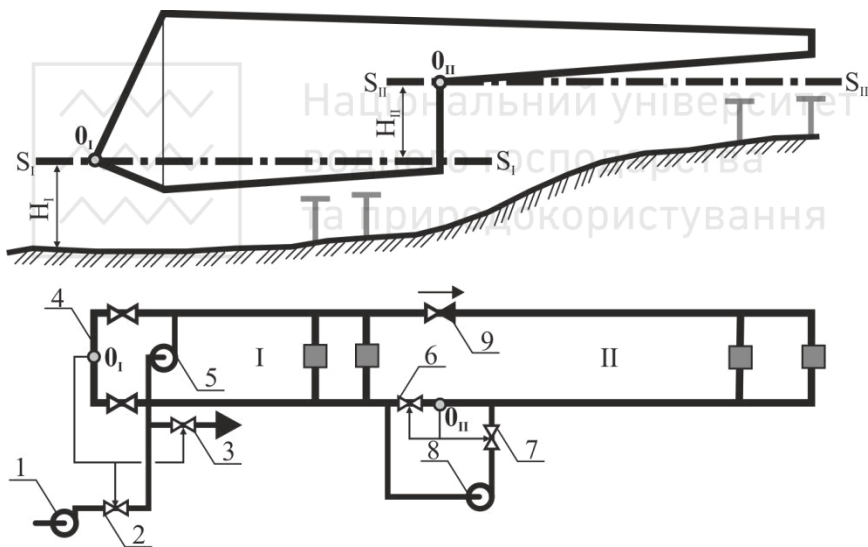


Рис. 31. П'єзометричний графік і схема мережі з двома нейтральними точками

1 і 8 — підживлювальні насоси; 2 і 7 — підживлювальні клапани; 3 — дренажний клапан; 4 — перемичка; 5 — насос мережі; 6 — регулятор тиску «до себе»; 9 — зворотний клапан

Складний рельєф місцевості з великою різницею геодезичних відміток або приєднання до мережі групи висотних будинків не



дозволяє встановити однаковий гідростатичний тиск для всіх абонентів. За таких умов систему ділять на зони з незалежним гідравлічним режимом (рис. 31). Основну нейтральну точку O_I закріплюють на перемичці насоса мережі 5. Статичний тиск в першій зоні, S_I-S_I , підтримує автоматично регулятор підживлення 2 і підживлювальний насос 1. Додаткову нейтральну точку O_{II} фіксують на зворотній лінії зони II, в якій підтримують постійний тиск за допомогою регулятора тиску «до себе» 6. Якщо циркуляція в мережі припиниться і тиск у верхній зоні почне зменшуватись, то регулятор 6 закриється. Водночас закриється і зворотний клапан 9, встановлений на подавальній лінії. Завдяки цьому верхня зона буде гідравлічно ізольована від нижньої. Підживлення верхньої зони здійснюють за допомогою підживлювального насоса 8 і регулятора підживлення 7 за імпульсом тиску з точки O_{II} .

6.5. Приклади розрахунку

Приклад 11. Визначити витрати води і втрати напору в мережі, схема якої наведена на рисунку 32, якщо абонент 2 буде відключений. Побудувати характеристику мережі для розрахункового і не розрахункового режимів.

Прийняти розрахункові витрати води і відповідні їм втрати тиску з таблиці 13. Вважати, що тиск насоса лишається постійним і становить 0,372 МПа, а густина води — $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$ [26, с. 188].

Рішення. Розрахункова характеристика опору системи за даними розрахункового режиму, (формула 78), $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$:

$$S = \frac{\Delta P}{G^2} = \frac{372 \cdot 10^3}{565^2} = 1,16$$

Для побудови характеристики мережі задаються витратами води і визначають відповідні їм втрати напору при $S = 1,16 \text{ Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$.

Характеристики опору магістральних ділянок мережі і абонентів за відомими витратами і втратами тиску для розрахункового режиму визначені за формулою (78). Результати розрахунку наведено в таблиці 13, графа 6. Наприклад, характеристика опору магістральної ділянки I становить, $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$:

$$S = \frac{\Delta P}{G^2} = \frac{77,5 \cdot 10^3}{565^2} = 0,243$$

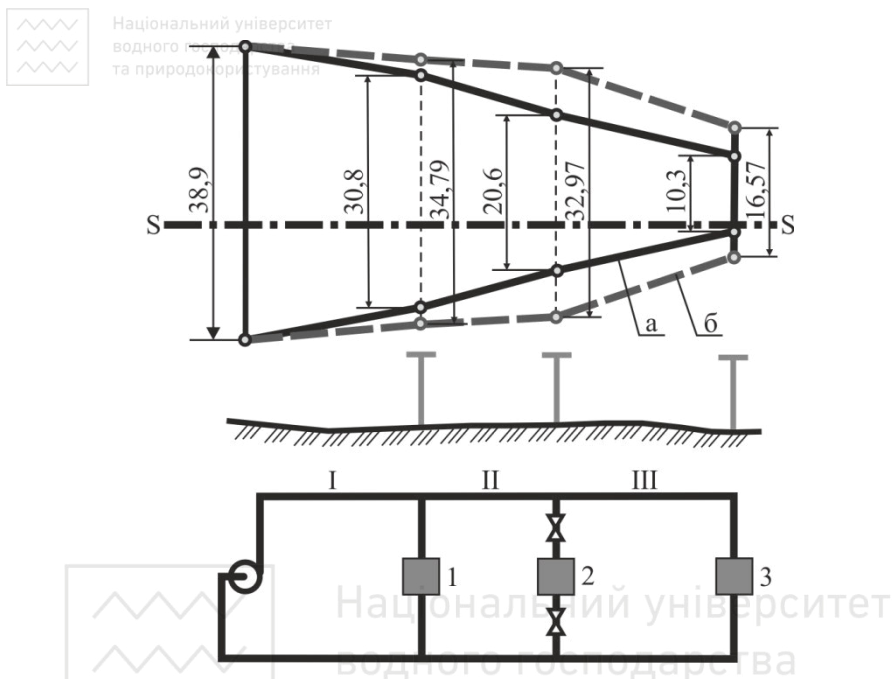


Рис. 32. П'єзометричний графік та схема мережі до прикладу 11
а — розрахунковий режим; б — графік після відключення абонента 2

Таблиця 13

Розрахунок гідравлічного режиму теплової мережі

Найменування ділянки	Розрахункова витрата води		Розрахункові втрати		Характеристика опору, $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$	Провідність, $\text{м}^3/(\text{год} \cdot \text{Па}^{0.5})$
	т/год	м ³ /год	тиску, кПа	напору, м		
1	2	3	4	5	6	7
Магістральна ділянка I	550	565	77,5	8,1	0,243	-
Магістральна ділянка II	300	308	97,5	10,2	1,03	-
Магістральна ділянка III	100	103	98,5	10,3	9,28	-
Абонент 1	250	256	294,6	30,8	4,50	0,471
Абонент 2	200	205	197,0	20,6	4,69	-
Абонент 3	100	103	98,5	10,3	9,28	-



Далі знаходять характеристики опору і провідності окремих вузлів системи після відключення абонента 2. Для цього обчислюють суму характеристик опору послідовно з'єднаних ділянок або провідності паралельних ділянок.

Характеристика опору магістральних ділянок II, III і абонента 3 після відключення споживача 2 складе, $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$:

$$S_{II-3} = S_{II} + S_{III} + S_3 = 1,03 + 9,28 + 9,28 = 19,6.$$

Провідність ділянок II-3 (формула 88), $\text{м}^3/(\text{год} \cdot \text{Па}^{0,5})$:

$$\alpha_{II-3} = \frac{1}{\sqrt{S_{II-3}}} = \frac{1}{\sqrt{19,6}} = 0,226.$$

Сумарна провідність ділянок II-3 і абонента 1, $\text{м}^3/(\text{год} \cdot \text{Па}^{0,5})$:

$$\alpha_{1-3} = \alpha_{II-3} + \alpha_1 = 0,226 + 0,471 = 0,697.$$

Загальна характеристика опору цих ділянок мережі, $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$:

$$S_{1-3} = \frac{1}{\alpha_{1-3}^2} = \frac{1}{0,697^2} = 2,06.$$

Сумарна характеристика опору всієї системи після відключення абонента 2 дорівнює, $\text{Па}/(\text{м}^3/\text{год})^2$:

$$S = S_1 + S_{1-3} = 0,243 + 2,06 = 2,303.$$

Отже, характеристика опору системи після відключення паралельної ділянки збільшується.

Характеристику мережі після відключення абонента 2 будують за залежністю (78) при $S = 2,303$.

$$G = \sqrt{\frac{\Delta P}{S}} = \sqrt{\frac{372000}{2,303}} = 402 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Витрату води абонента 1 визначають за формулою (91), $\text{м}^3/\text{год}$:

$$G_1 = G \cdot \sqrt{\frac{S_{1-3}}{S_1}} = 402 \cdot \sqrt{\frac{2,06}{4,5}} = 272.$$

Витрата води абонента 3, $\text{м}^3/\text{год}$:

$$G_3 = G - G_1 = 402 - 272 = 130.$$

Втрати тиску і напору на ділянках мережі:

$$\Delta P_1 = S_1 \cdot G^2 = 0,243 \cdot 402^2 = 39270 \text{ Па};$$



$$\Delta H_I = \frac{\Delta P_I}{9,81 \cdot \rho} = \frac{39270}{9,81 \cdot 975} = 4,11 \text{ м};$$

$$\Delta P_{II} = S_{II} \cdot G_3^2 = 1,03 \cdot 130^2 = 17407 \text{ Па};$$

$$\Delta H_{II} = \frac{17407}{9,81 \cdot 975} = 1,82 \text{ м};$$

$$\Delta P_{III} = S_{III} \cdot G_3^2 = 9,28 \cdot 130^2 = 156832 \text{ Па};$$

$$\Delta H_{III} = \frac{156832}{9,81 \cdot 975} = 16,4 \text{ м}.$$

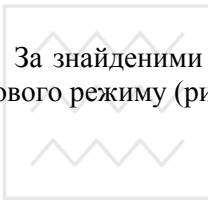
Наявні напори у вузлових точках складають, м:

$$\Delta H_1 = H_n - \Delta H_I = 38,9 - 4,11 = 34,79;$$

$$\Delta H_2 = 34,79 - 1,82 = 32,97;$$

$$\Delta H_3 = 32,97 - 16,4 = 16,57.$$

За знайденими величинами будують п'єзометричний графік для нового режиму (рис. 32, б).



6.6. Контрольні питання

1. Що таке гідравлічний режим теплової мережі? Які гідравлічні режими розробляють для водяної теплової мережі?
2. Як знайти характеристики опору для мережі з послідовно з'єднаними ділянками?
3. Що таке провідність мережі?
4. Що таке гідравлічна стійкість системи тепlopостачання? Яким показником її оцінюють?
5. Що називають точками регульованого тиску та нейтральними точками? Їх розміщення в тепловій мережі.



7. Трубопроводи та устаткування теплових мереж

7.1. Конструювання теплових мереж

Теплова мережа — це в першу чергу система теплопроводів, якими рухається високотемпературний теплоносіє. Під час її конструювання необхідно забезпечити міцність і надійність роботи мережі, врахувати лінійні розширення і пов'язані з ними переміщення труб, теплові втрати і чинники, які сприяють корозійним процесам.

Теплопровід складається з таких основних елементів [18, с. 307]:

- робочого трубопроводу, яким транспортується теплоносіє;
- компенсаційних пристроїв, призначених для сприймання теплових подовжень труб;
- ізоляційної конструкції, необхідної для захисту сталевих труб від корозії і усіх теплопроводів від марних втрат тепла;
- тримальної конструкції, яка сприймає зусилля, що виникають під час роботи мережі.

Конструктивне виконання всіх перелічених елементів залежить від типу і матеріалу теплопроводу. В конструкції трубопроводу передбачають також додаткові пристрої, призначені для обслуговування мережі. Правильне конструювання і розміщення устаткування сприяє надійній безаварійній експлуатації системи теплопостачання.

Для забезпечення циркуляції води під час аварійних відключень мережі та для заповнення трубопроводу водою в пусковий період його довгі магістральні ділянки з умовним діаметром від 100 мм і більше ділять перемичками між подавальною і зворотною лініями на окремі секції довжиною не більше ніж 1000 м (рис. 33). Діаметр перемички приймають 0,3 від діаметра магістральної труби, але не менше ніж 50 мм [9, п. 12.16]. На ній встановлюють дві засувки і контрольний спускний вентиль між ними з умовним діаметром 25 мм. За перемичкою (як рахувати від джерела теплопостачання) встановлюють запірну арматуру для секціонування [9, п. 12.16] (рис. 33).

У нижніх точках трубопроводів водяних теплових мереж і конденсатопроводів, а також окремих секцій трубопроводу встановлюють штуцери з перекривальною арматурою для

спускання води (спускні пристрої) [9, п. 12.17; 29, п. 8.39]. Діаметр спускного пристрою приймають за ДБН В.2.5-39:2008 [9, дод. В], або розраховують на витікання (або заповнення) води з однієї секції трубопроводу за унормований час [9, п. 12.18]:

- для труб умовним діаметром до 300 мм — не більше ніж 2 години;
- для труб умовним діаметром від 350 до 500 мм — не більше ніж 4 години;
- для труб умовним діаметром від 600 мм і більше — не більше ніж 5 годин.

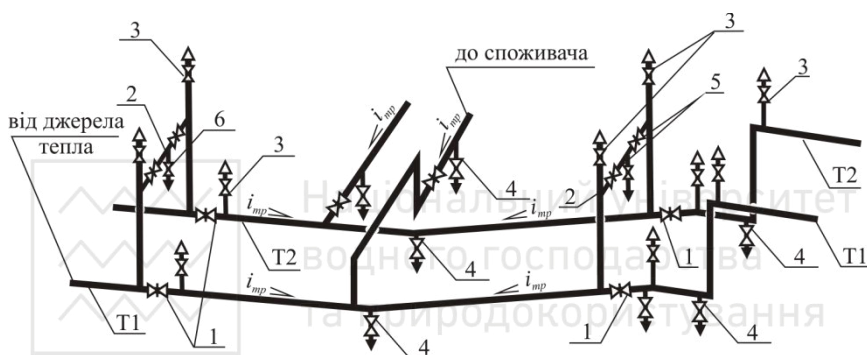


Рис. 33. Схема розміщення арматури водяних теплових мереж

- 1 — запірні арматури для секціонування; 2 — перемичка; 3 — повітряні клапани;
4 — спускні пристрої; 5 — перекидальні арматури на перемичці;
6 — контрольний вентиль на перемичці

Для кращого спускання води трубопроводи прокладають з незалежним від напрямку руху теплоносія уклоном не меншим ніж 0,002 [9, п. 11.4]. Ділянки введів підземної тепломережі в окремі будинки влаштовують з уклоном від будівлі до найближчої теплової камери [9, п. 11.5]. Для труб, які спираються на коткові або кульові рухомі опори уклон визначають відношенням [9, п. 11.4]:

$$i \leq \frac{0,05}{r}, \quad ()$$

де r — радіус котка або кульки, см.

Розрахунок спускних пристроїв наведено в розділі 7.7.



Воду спускають з кожної труби окремо з розривом струменя у скидні колодязі, з яких її відводять у систему каналізації. Температура скидної води не повинна бути більшою ніж 40°C (її зменшують за рахунок охолодження у системах споживачів) [9, п. 12.22]. Спускати воду в теплову камеру або на поверхню землі не можна. Допускають відведення води в прилеглу до даної секції трубопроводу ділянку, або з подавальної лінії в зворотну [9, п. 12.22].

Для заповнення трубопроводів водою і пришвидшення випуску її у верхніх точках теплових мереж влаштовують штуцери з арматурою для випуску повітря (повітряні клапани) [9, п. 12.21; 29, п. 8.39]. Такі клапани, зазвичай, повинні бути автоматичними з умовним проходом залежним від діаметру труби [9, п. 12.21, дод. В]. Їх встановлюють також на кожній секції трубопроводу і в місцях його підйому заввишки більше ніж 1 м [9, п. 12.21] (рис. 33).

На паропроводах влаштовують штуцери для постійного і пускового дренажу: у нижніх точках мереж і перед вертикальними підйомами — для постійного дренажу, а для пускового дренажу ще додатково і на прямих відрізках через 400...500 м для труб з супутнім уклоном і через 200...300 м для труб із зустрічним уклоном [9, п. 12.23]. Дренаж трубопроводів потрібен для відведення конденсату, який утворюється під час розігрівання холодних труб (пусковий дренаж) та за рахунок охолодження пари під час експлуатації (постійний дренаж).

7.2. Трубопроводи й арматура

Основними характеристиками трубопроводу є його діаметр та товщина стінки. Кожна труба має зовнішній та внутрішній діаметр. За умовами виробництва зовнішній діаметр є постійною величиною, а внутрішній залежить від товщини стінки труби. Для зменшення типорозмірів труб і для характеристики усіх елементів трубопровідної системи: арматури, фасонних частин, обладнання — користуються певним номінальним внутрішнім діаметром або «умовним проходом». Умовний прохід не має одиниць виміру і наближено дорівнює внутрішньому діаметру, вираженому в мм [27], додаток 21. Умовний прохід вказують позначенням DN (або старе позначення D_y) і числовим значенням, наприклад, DN200 [27]. Зазвичай, справжній внутрішній діаметр не дорівнює і не відповідає



умовному проходу. Так, наприклад, для труб зовнішнім діаметром 159 мм і з товщиною стінки 8 мм внутрішній діаметр становитиме 143 мм, а з товщиною стінки 5 мм — 149 мм. Однак, в обох випадках умовний прохід вважають рівним 150 мм.

Товщину стінки труби приймають залежно від тиску теплоносія, його температури і механічних властивостей матеріалу труб. Механічна міцність матеріалу труб з підвищенням температури і тиску змінюється. Для урахування зміни міцності під дією тиску і температури середовища було введено поняття «умовний тиск» — найбільший надлишковий тиск, який забезпечує тривалу роботу деталей, частин трубопроводу і арматури за температури 20°C [28].

Пробний тиск — це надлишковий тиск під яким проводять гідравлічне випробовування системи за температури не більше ніж 70°C [28].

Робочий тиск — це найбільший надлишковий тиск заданого режиму експлуатації [28]. Максимальний надлишковий тиск, на який розраховують трубопроводи на міцність для обґрунтування основних розмірів за умови забезпечення надійної експлуатації протягом розрахункового ресурсу, називають також розрахунковим тиском [9, п. 3.9].

Матеріал труб, арматуру і метод розрахунку трубопроводів вибирають на підставі вимог ДБН В.2.5-39:2008 [9], НПАОП 0.00–1.11–98 [29], ДСТУ–Н Б В.2.5–35:2007 [30].

Для трубопроводів магістральних теплових мереж застосовують труби сталеві безшовні або електрозварні: безшовні гарячекатані за ТУ 14–3–190–2004 умовними діаметрами 50...400 мм, прямошовні (ГОСТ 10705–80) або спіральношовні (ТУ 14–3–808–78) електрозварні труби діаметрами понад 400 мм. Для теплових мереж гарячого водопостачання після ЦТП в закритих системах теплопостачання застосовують оцинковані водогазопровідні труби за ГОСТ 3262-75 діаметрами 25...150 мм. Безшовні гарячекатані і електрозварні прямошовні труби з каліброваними торцями можна використовувати для всіх способів прокладання мереж. Електрозварні із спіральним швом — для надземного і каналного прокладання.

Для будівництва і реконструкції магістральних мереж і розподільчих трубопроводів рекомендовано застосовувати попередньо ізольовані труби згідно з ДСТУ Б В.2.5–31:2007 [9, п. 12.2].



Попередньо ізольовані труби — це нове покоління трубопроводів, що реалізує сучасні технології виробництва та новітні теплоізоляційні матеріали. Найчастіше в якості теплоізоляційного матеріалу застосовують пінополіуретан, який використовують для трубопроводів з температурою теплоносія не більше ніж 140°C (максимальна робоча температура пінополіуретану).

Попередньо ізольована труба складається із внутрішньої провідної труби, зовнішньої оболонки і пінополіуретанової теплоізоляції, розміщеної між ними (рис. 34). Для зовнішньої захисної оболонки використовують поліетиленові труби або оцинковану сталь. Оскільки поліетилен руйнується під дією сонячного світла, то труби з такою зовнішньою оболонкою прокладають підземно, а для надземного прокладання застосовують труби в оболонці з тонколистової оцинкованої сталі, яка захищає теплоізоляцію від механічного пошкодження. Провідна труба може бути сталевую або полімерною. У верхній частині теплоізоляційного шару розміщено мідні дроти аварійної сигналізації, що дозволяє знаходити ділянки з ушкодженням провідної труби або оболонки. Попередньо ізольована труба — це єдина нерозбірна конструкція заводського виготовлення.

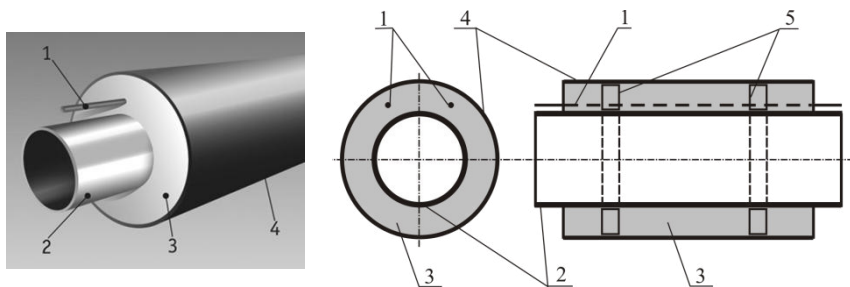


Рис. 34. Конструкція попередньо ізольованого трубопроводу

- 1 — дроти системи сигналізації пошкодження провідної труби або оболонки;
2 — провідна труба; 3 — ізоляція; 4 — оболонка з поліетилену або металу, стійкого до впливу атмосферної корозії; 5 — центратори

Впровадження попередньо ізольованих труб забезпечує [31]:

- спрощення будівництва, експлуатації, ремонту;
- можливість безканального прокладання трубопроводів;



- збільшення терміну безаварійної експлуатації мереж у 2...3 рази (середній термін експлуатації становить 30 років);
- зменшення тепловтрат крізь ізоляцію у 3 рази (ККД теплової ізоляції становить 99...97%, тобто втрати тепла не перевищують 1...3%);
- зменшення капітальних затрат на 15...20%;
- зменшення експлуатаційних витрат в 9 разів;
- зменшення витрат на ремонт у 3 рази.

Труби та фасонні вироби попередньо теплоізовані поліуретаном випускають згідно ДСТУ Б В.2.5-31:2007 [32]. Цей документ окреслює сферу застосування попередньо ізованих труб так:

- для підземних теплових мереж, які транспортують теплоносії з максимальним робочим тиском не більше ніж 1,6 МПа і температурою не більше ніж 140°C (з піковими підвищеннями до 150°C впродовж 240 годин на рік і менше) застосовують трубопроводи з провідною трубою зі сталі та оболонкою з поліетилену (трубопроводи виду СТ/ПЕ);
- для надземних мереж, які транспортують теплоносії з максимальним робочим тиском не більше ніж 1,6 МПа з температурою не більше ніж 140°C (з піковими підвищеннями до 150°C впродовж 240 годин на рік і менше) застосовують трубопроводи зі сталевую провідною трубою і захисною оболонкою з металу, стійкого до атмосферної корозії (трубопроводи виду СТ/НМ);
- для підземних мереж гарячого водопостачання і розподільчих мереж водяного опалення, які транспортують воду з максимальним робочим тиском не більше ніж 1,0 МПа, температурою не більше ніж 80°C (з піковими підвищеннями до 100°C впродовж 100 годин на рік і менше) застосовують трубопроводи з провідною трубою з структурованого поліетилену і оболонкою з поліетилену (трубопроводи виду РЕ-Х/ПЕ);
- для підземних мереж гарячого водопостачання, які транспортують воду з максимальним робочим тиском не більше ніж 1,0 МПа, температурою не більше ніж 70°C (з піковими підвищеннями до 95°C впродовж 100 годин на рік і менше) застосовують трубопроводи з провідною трубою з



поліпропілену ПП-80 типу 3 і оболонкою з поліетилену (трубопроводи виду ПП/ПЕ);

- для надземних мереж гарячого водопостачання, які транспортують воду з максимальним робочим тиском не більше ніж 1,0 МПа, температурою не більше ніж 70°C (з піковими підвищеннями до 95°C впродовж 100 годин на рік і менше) застосовують трубопроводи з провідною трубою з ПП-80 типу 3 і оболонкою з металу, стійкого до атмосферної корозії (трубопроводи виду ПП/НМ).

Труби з'єднують зварюванням. Для сталевих труб застосовують електродугове зварювання, для полімерних — зварювання нагрітим інструментом. Кожен зварювальний шов треба перевіряти методами неруйнівного контролю відповідно до чинних нормативних вимог. Місця стиків попередньо ізольованих труб ізолюють за допомогою спеціальних муфт.

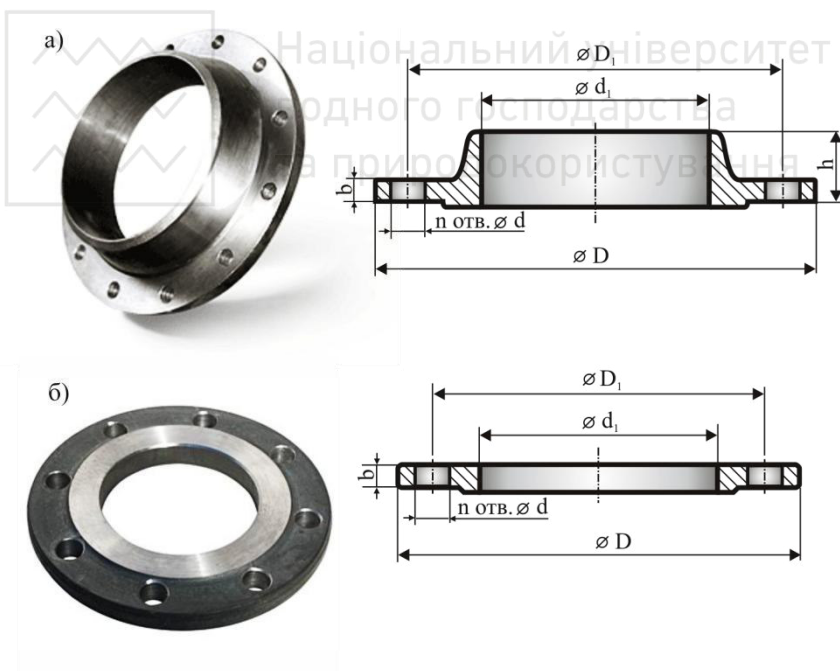


Рис. 35. Фланці

а — приварні в стик за ДСТУ ГОСТ 12821:2008; б — плоскі приварні за ДСТУ ГОСТ 12820:2008



Фланцеві з'єднання застосовують тільки для встановлення фланцевої арматури. Фланці підбирають за умовним проходом і тиском. Для трубопроводів діаметром до 150 мм і умовним тиском до 2,5 МПа рекомендовані [19, с. 19] приварні фланці в стик за ДСТУ ГОСТ 12821:2008 (рис. 35, а). Для трубопроводів більшого діаметра — плоскі приварні фланці за ДСТУ ГОСТ 12820:2008 (рис. 35, б). Для ущільнення фланцевих з'єднань використовують паронітові прокладки товщиною 1,5...2 мм (ГОСТ 15180-86). Використання прокладок товщиною більше ніж 3 мм не рекомендоване через небезпеку їх розриву під тиском теплоносія.

Під час прокладання трубопроводу доводиться змінювати його напрямок, діаметр, підключати відгалуження, що неможливо зробити без використання спеціальних деталей [33], які називають фасонними частинами. Фасонні частини — це відводи, трійники, переходи, заглушки.

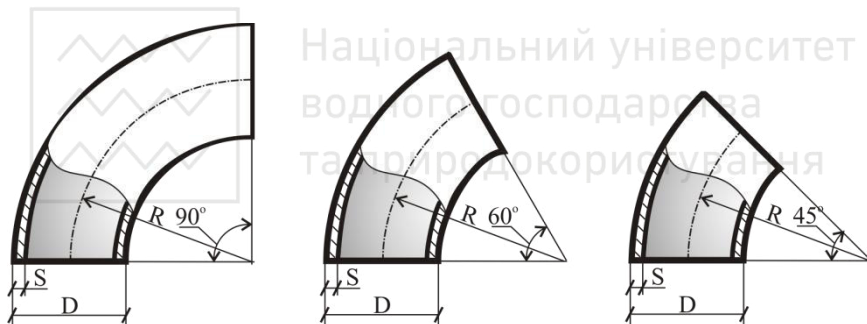


Рис. 36. Відводи крутовигнуті

Відводи служать для плавної зміни напрямку трубопроводу [33, п. 3]. Відводи бувають гнучими і зварними. Гнуті відводи виготовляють за ДСТУ ГОСТ 30753:2003 з радіусом вигину, який дорівнює діаметру труби, і за ДСТУ ГОСТ 17375:2003 з радіусом вигину півтора діаметра труби (рис. 36). Гладкі круто вигнуті відводи виготовляють з безшовних труб умовним діаметром від 50 до 600 мм і кутом повороту 45, 60, 90 градусів. Для трубопроводів великих діаметрів (від 400 до 1600 мм) використовують зварні відводи за ОСТ 34 10.752-97 з кутами повороту 15, 30, 45, 60 і 90 градусів. Їх виготовляють з електрозварних труб зварюванням окремих секторів (рис. 37).

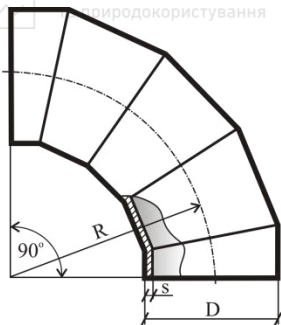


Рис. 37. Відвід зварний

Для приєднання бічних відгалужень використовують трійники. Їх випускають за ДСТУ ГОСТ 17376:2003 рівно прохідними (усі патрубки мають однаковий діаметр) і перехідними (для з'єднання труб різного діаметра).

Переходи служать для плавної зміни діаметра трубопроводу [33, п. 3]. Їх випускають концентричними і ексцентричними за ДСТУ ГОСТ 17376:2003. Для діаметрів до 500 мм виготовлюють штамповані переходи, для більших — зварні.

Ексцентричні (несиметричні, вхідний і вихідний отвір розміщені на різних осях) переходи (рис. 38, а) встановлюють для вирівнювання низу трубопроводів в місцях стикування, полегшення видалення конденсату з паропроводу і спорожнення водяних теплових мереж на горизонтальних ділянках. Для труб з ексцентричними переходами можна застосовувати ковзкі опори однакової висоти.

Концентричні (симетричні, вхідний і вихідний отвір розміщені на одній осі) переходи (рис. 38, б) встановлюють на вертикальних ділянках та на підвісних трубопроводах.

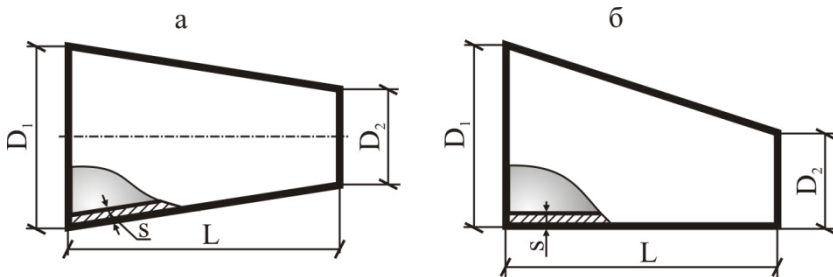


Рис. 38. Переходи

а — концентричний; б — ексцентричний

Заглушки служать для закривання кінців трубопроводів. Їх випускають за ДСТУ ГОСТ 17379:2003.



Для управління потоком теплоносія служить трубопровідна арматура. Це пристрої, які дозволяють відключати, розподіляти, регулювати, змішувати або скидати транспортоване середовище. Більшість арматури встановлюють безпосередньо на трубах, меншу частину — на устаткованні, котлах та апаратах.

Основними параметрами трубопровідної арматури є:

- діаметр умовного проходу;
- умовний тиск;
- температура робочого середовища;
- робочий тиск;
- пробний тиск.

Трубопровідну арматуру класифікують за такими ознаками:

1. Способом перекривання потоку середовища (засувки, клапани, крани, затвори).
2. Галуззю використання.
3. Робочим середовищем та його параметрами.
4. Матеріалом корпусних деталей (сталева, чавунна, з кольорових металів, з полімерних матеріалів).
5. Методом управління (керована, автоматична).
6. Функціональним призначенням (перекривальна (запірна), запобіжна, регульовальна, зворотна, розподільно-змішувальна, спускна, фазовороздільна, конденсатовідвідна, захисна, редуційна, контрольна).
7. Способом приєднання до трубопроводу (муфтова, приварна, фланцева, цапкова, штуцерна).
8. Величиною діаметра умовного проходу.
9. Величиною умовного тиску.

Арматура має експлуатаційні та конструктивні характеристики. Експлуатаційні визначають область використання арматури, а конструктивні — особливості конструкції, які впливають на управління, монтаж, технічне обслуговування і ремонт арматури. До експлуатаційних характеристик відносять клас, тип арматури, матеріал основних деталей та тип приводу. Конструктивними характеристиками є: будівельна довжина та висота, тип патрубків та спосіб приєднання до трубопроводу, тип ущільнення.

Трубопровідну арматуру вибирають залежно від типу і призначення трубопроводу, виду і властивостей транспортованого



середовища, характеру роботи та навантажень на арматуру, температурних умов.

Вся трубопровідна арматура має умовний індекс за класифікацією Центрального конструкторського бюро арматуробудування (ЦКБА). Індекс арматури складається з п'яти послідовних елементів і включає цифри і літери. Перші дві цифри вказують на тип арматури. Одна або дві літери за першими цифрами позначають матеріал, з якого виготовлено корпус. Цифра після літерного позначення вказує на вид приводу, далі йде номер моделі, а останні літери позначають матеріал ущільнення. Іноді індекс арматури доповнюють іншими відомостями. Наприклад, засувку із вуглецевої сталі з корозійностійким ущільненням позначають — 30С64НЖ, а з електроприводом і кільцями ущільнення з бронзи — 30С964БР.

Для теплових мереж переважно застосовують сталеву арматуру [9, п. 12.9]. Чавун менш міцний ніж сталь, тому область застосування чавунної арматури обмежена тиском 0,07 МПа (для пари) і температурою 115°C (для води) [9, п. 12.9]. Чавунну арматуру можна встановлювати в межах теплових пунктів [9, п. 12.9]. Її розміщують на прямих ділянках труб, захищених від згинальних зусиль [9, п. 12.10]. Не можна застосовувати чавунну арматуру в районах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря менше ніж -10°C [9, п. 12.9]. Арматуру із латуні та бронзи дозволено встановлювати на трубопроводах з температурою води до 200°C [9, п. 12.9].

На корпусі арматури повинно бути чітке маркування із зазначенням [29, п. 8.52]:

- найменування або товарного знаку;
- підприємства-виробника;
- умовного проходу;
- умовного тиску та температури середовища;
- напрямку потоку середовища;
- марки сталі.

Найбільше в теплових мережах використовують перекривальну (запірну) арматуру: засувки, вентилі, крани. Її встановлюють [9, п. 12.16]:

- на виході трубопроводу з джерела теплової енергії;
- на конденсатопроводі перед баком-збірником конденсату;



- на трубопроводах водяних теплових мереж діаметром більше ніж 100 мм на відстані не більше ніж 1000 м одна від одної (арматура для секціонування). Між подавальним і зворотним трубопроводом передбачають перемичку з запірною арматурою;
- на трубопроводах відгалужень.

Засувки (ДСТУ ГОСТ 5762:2004) за конструктивним виконанням поділяють на клинові і паралельні, з висувним і не висувним шпинделем (рис. 39). Сталеві засувки мають клинове ущільнення, чавунні — паралельне. Ущільнення створюють кільця з бронзи або нержавіючої сталі. Кільця запресовують на дисках клинів і в корпусі.

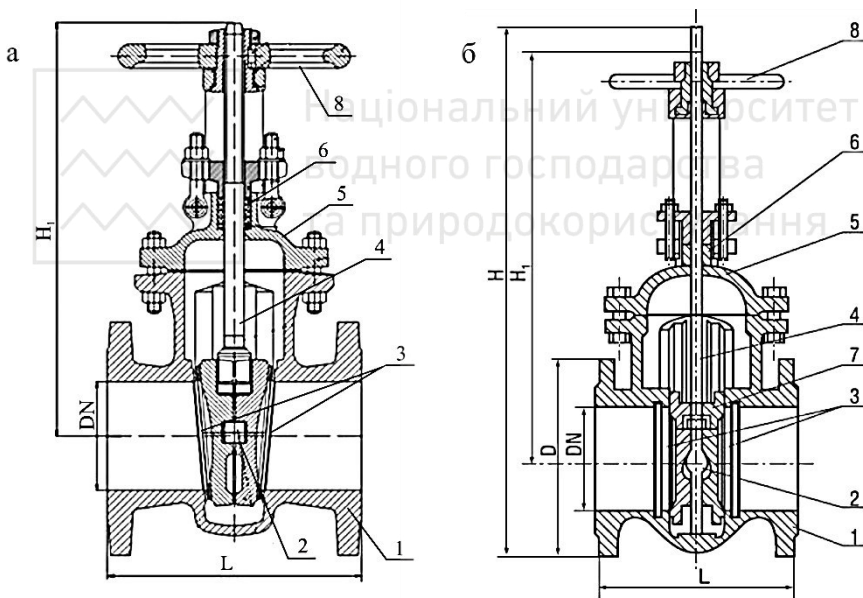


Рис. 39. Засувки

а — клинова; б — паралельна;

1 — корпус; 2 — клин; 3 — диски; 4 — шпindel; 5 — кришка; 6 — сальник;
7 — нарізна втулка; 8 — маховик

В клинових засувках затвор є суцільним або дводисковим клином, ущільнення досягається притисканням кілець клина до кілець корпусу. Під час опускання дводискового клина розжимний



клин між дисками впирається в дно корпуса, розпирає диски і щільно притискає їх до кілець ущільнення.

Затвор паралельних засувок має два диски з плоскими паралельно розташованими поверхнями ущільнення. Закривання такої засувки аналогічне до клинової із дводисковим затвором.

В засувках з висувним шпинделем маховик обертає запресовану в його ступицю гайку і передає шпинделю поступальний рух. Диски або клин з'єднані з висувним шпинделем шарнірно. В засувках з невисувним шпинделем під час обертання маховика диски піднімаються або опускаються за допомогою гайки, нагвинченої на нижній кінець шпинделя.

Для перекривальної арматури водяних теплових мереж діаметром більшим ніж 500 мм з тиском більшим ніж 1,6 МПа або більшим ніж 300 мм і з тиском більшим ніж 2,5 МПа передбачають обвідні трубопроводи з запірною арматурою (розвантажувальні байпаси) [9, п. 12.13]. Для арматури парових мереж байпаси передбачають, якщо діаметр більший ніж 200 мм, а тиск більший ніж 1,6 МПа. Після відкриття байпасної засувки тиск з обох сторін запірного диску вирівнюється, в результаті чого зменшують зусилля для відкриття арматури.

Арматуру діаметром більшим ніж 500 мм, а також арматуру, для відкриття і закривання якої необхідно докладати зусилля понад 250 Н, встановлюють з електроприводом [9, п. 12.14; 29, п. 8.58].

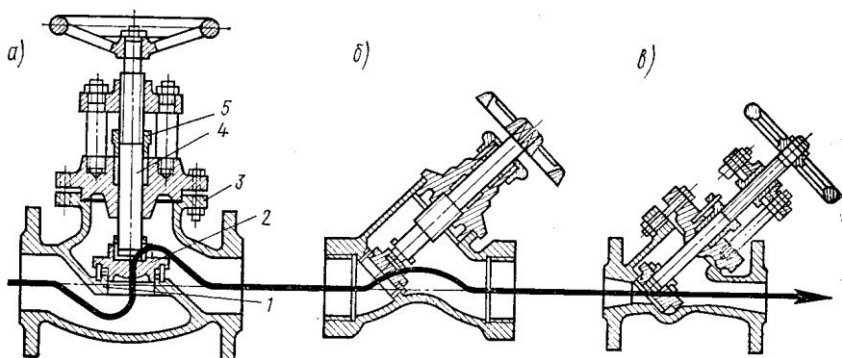


Рис. 40. Вентилі

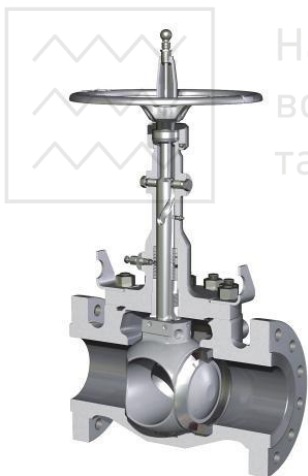
а — звичайний; б — типу «Косва»; в — прямоточний;
1 — сідло; 2 — золотник (клапан); 3 — корпус; 4 — шпиндель; 5 — сальникове ущільнення



Вентилі — це клапани з ручним управлінням, в яких затвор рухається за допомогою нарізної пари. Їх випускають відповідно до ДСТУ ISO 5209:2008. Вентилі мають запірний елемент у вигляді клапана, який в закритому стані щільно прилягає до сідла і герметично перекриває прохідний отвір (рис. 40). Кришка вентилля закріплена до корпусу болтами або за допомогою нарізки. Сальникове ущільнення підтягують двома відкидними болтами, розміщеними на кришці, або накидною гайкою.

Вентилі за способом приєднання до трубопроводу є фланцеві приварні і муфтові. Приварні вентилі з'єднують з трубами зварюванням і застосовують на теплопроводах з тиском менше ніж 1,6 МПа.

Недоліком вентилів є великий гідравлічний опір, а також менший прохідний отвір сідла порівняно з засувками. Цих недоліків позбавлені крани.



Крани мають затвор у вигляді тіла обертання (конус, циліндр, куля) з отвором для пропускання транспортного потоку (рис. 41). На відміну від вентилля і засувки для відкривання крану достатньо здійснити один поворот на 90° . Найбільш поширеними є кульові крани, які випускають за ДСТУ ISO 7121:2010 діаметром до 500 мм для умовного тиску від 1 до 10 МПа.

Рис. 41. Кульовий кран



7.3. Компенсатори у теплових мережах

Теплова мережа транспортує високотемпературний теплоносій, через це в її трубах виникають напруження, які спричиняють теплове подовження труб.

Теплове подовження трубопроводу визначають за формулою [9, п. 12.28], мм:

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L, \quad ()$$

де α — середній коефіцієнт лінійного подовження сталі, мм/(м·К), який приймають за довідковою літературою або за таблицею 14; Δt — перепад температури — різниця між робочою температурою теплоносія та розрахунковою температурою зовнішнього повітря для проектування опалення, К; L — довжина розрахункової ділянки трубопроводу, м.

Наприклад, для трубопроводу довжиною 100 м, яким транспортують теплоносій з температурою 150°C в районі з розрахунковою температурою зовнішнього повітря мінус 20°C теплове подовження становитиме 0,21 м. Тобто компенсація температурних деформацій є досить важливою для транспортування тепла. Якщо ці деформації не компенсувати, то вони спричинять руйнівні напруження в стінках трубопроводів. Величину цих напружень можна розрахувати за законом Гука, Па:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad ()$$

де E — модуль пружності (модуль Юнга), який приймають за довідковою літературою або таблицею 14, Па; ε — відносне видовження:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \alpha \cdot \Delta t. \quad ()$$

Таблиця 14

Значення коефіцієнта лінійного розширення та модуля пружності для сталевих труб [30, табл. Б.7]

Показник	Температура, °C				
	20	75	100	125	150
Коефіцієнт лінійного розширення, $\alpha \cdot 10^{-6}$, 1/°C	11,6	12,0	12,2	12,4	12,5
Модуль пружності, $E \cdot 10^{11}$, Па	2,011	1,952	1,938	1,913	1,893



Тоді напруження в прямолінійній ділянці трубопроводу між нерухомими опорами становитиме [30, п. Б.8.5], Па:

$$\sigma = E \cdot \alpha \cdot \Delta t . \quad ()$$

Для сталі $\sigma = 2,4 \cdot \Delta t$ МПа.

З формули (105) видно, що напруження, яке виникає в трубопроводі не залежить від його діаметра, товщини стінки чи довжини, а залежить лише від матеріалу і перепаду температури.

Для компенсації теплової деформації трубопроводів застосовують [9, п. 12.27]:

- гнучкі компенсатори та повороти трубопроводів — для різних параметрів теплоносія і способів прокладання;
- сальфонові і лінзові компенсатори — для параметрів теплоносія і способів прокладання рекомендованих заводами-виробниками;
- стартові компенсатори — для часткової компенсації температурної деформації за рахунок попереднього напруження трубопроводів для безканального прокладання;
- сальникові сталеві компенсатори — для теплоносія з температурою до 300°C під тиском до 2,5 МПа і трубопроводів діаметром більше ніж 100 мм для підземного прокладання та надземного на низьких опорах.

Загалом усі компенсатори за принципом роботи поділяють на дві групи: осьові та радіальні [18, с. 332]. Осьові компенсатори використовують для прямолінійних ділянок трубопроводів, радіальні — для ділянок будь-якої конфігурації.

Найпоширеніші осьові компенсатори — сальникові, сальфонові та лінзові.

Сальникові компенсатори працюють за принципом телескопічної труби і складаються з двох патрубків вставлених один в інший. Компенсація відбувається за рахунок їх переміщення один відносно другого. В зазорі між патрубками зроблено сальникове ущільнення (рис. 42). Ці компенсатори мають малі габарити (що важливо в умовах стисненого прокладання) і невеликий гідравлічний опір, однак, ненадійні під час експлуатації й потребують постійного обслуговування, яке пов'язане з періодичним підтягуванням ущільнення або його заміною. В зв'язку з цим сальникові компенсатори на підземних мережах встановлюють лише в камерах.

Сальникові компенсатори виготовляють одно- і двобічними, їх

випускають для трубопроводів від 100 до 1400 мм. Розрахункова компенсаційна здатність одnobічних сальникових компенсаторів становить від 250 до 600 мм. Двобічні компенсатори застосовують для зменшення числа камер, бо посередині їх закріплюють нерухомою опорою, яка поділяє трубопровід на окремі ділянки, теплові подовження котрих компенсуються з різних боків.

Нормативними документами заборонено використовувати чавунні сальникові компенсатори [29, п. 8.35].

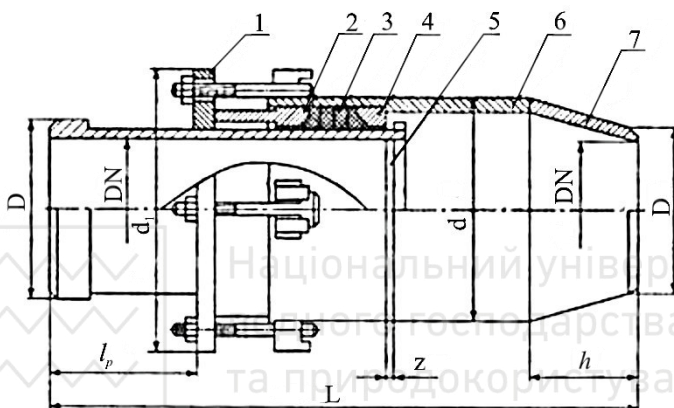


Рис. 42. Одnobічний сальниковий компенсатор

1 — натискний фланець; 2 — грундбукса; 3 — сальникова набивка;
4 — контрбукса; 5 — стакан; 6 — корпус; 7 — перехід діаметра

Основними перевагами сальникових компенсаторів є їх компактність, усунення значних теплових деформацій та низький гідравлічний опір, що зумовило їх широке використання в теплових мережах.

Сальникові компенсатори вибирають за діаметром умовного проходу трубопроводу і визначають його встановлювану довжину [21, с. 59], мм:

$$L_{вст} = L_k - z - l_p - \Delta L , \quad ()$$

де L_k — паспортна довжина компенсатора, мм; z — величина, яка враховує можливість зсування нерухомих опор, мм, приймають рівною 50 мм для одnobічних і 100 мм для двобічних компенсаторів; l_p — розрахункова компенсаційна здатність,



приймають зменшеною на величину z за даними виробника, мм;
 ΔL — теплове подовження трубопроводу за формулою (102), мм.

Монтажну довжину сальникового компенсатора, яка враховує температуру зовнішнього повітря на час монтажу трубопроводів визначають за формулою, мм:

$$L_{\text{мон}} = L_{\text{вст}} - \alpha \cdot t_{\text{мон}} - t_{p.o} \cdot L, \quad ()$$

де α — середній коефіцієнт лінійного подовження сталі, мм/(м·К), який приймають за довідковою літературою або за таблицею 14; $t_{\text{мон}}$ — температура зовнішнього повітря, за якої монтують компенсатор, °С; $t_{p.o}$ — розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °С; L — довжина розрахункової ділянки трубопроводу, м.

Реакцію сальникового компенсатора — силу тертя в сальниковій набивці визначають за формулами [9, дод. Г], Н:

$$N_f^c = \frac{4000 \cdot n}{A_c} \cdot L_c \cdot d_{ec} \cdot \mu_c \cdot \pi; \quad ()$$

$$N_f^c = 2 \cdot P_p \cdot L_c \cdot d_{ec} \cdot \mu_c \cdot \pi, \quad ()$$

де P_p — розрахунковий тиск теплоносія, Па (але не менше ніж $0,5 \cdot 10^6$ Па); L_c — довжина шару набивки по осі сальникового компенсатора, м; d_{ec} — зовнішній діаметр патрубку сальникового компенсатора, м; μ_c — коефіцієнт тертя набивки по металу, приймають рівним 0,15; n — кількість болтів компенсатора; A_c — площа поперечного перерізу набивки сальникового компенсатора, м²:

$$A_c = 0,785 \cdot d_{ic}^2 - d_{ec}^2, \quad ()$$

де d_{ic} — внутрішній діаметр корпусу сальникового компенсатора, м.

В формулі (108) величину $(4000 \cdot n / A_c)$ приймають не менше ніж $1 \cdot 10^6$ Па.

З визначених за формулами (108) і (109) величин, за розрахункову приймають більшу силу.

На відміну від сальникових компенсаторів, сильфонові не вимагають постійного обслуговування. Основною робочою частиною цих компенсаторів є сильфон — пружна гофрована металева оболонка, приварена до двох патрубків. Сильфони сучасних компенсаторів виготовляють з кількох тонких шарів

нержавіючої сталі, сформованих пресуванням. Компенсація теплового видовження здійснюється за рахунок осьового переміщення (стиснення — розтягування) сільфона (рис. 43).

Осьові сільфонові компенсатори, захищені від забруднення, зовнішнього впливу і поперечних навантажень міцним кожухом, застосовують для всіх видів прокладання [9, п. 12.40]. Їх розміщують у будь-якому місці теплопроводу між нерухомими опорами [9, п. 12.40].

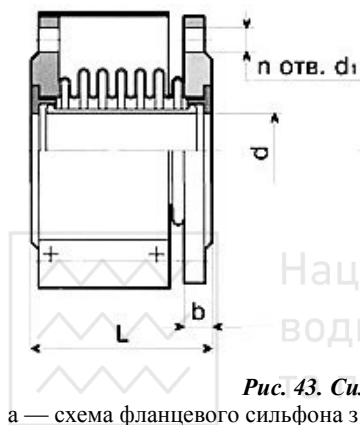


Рис. 43. Сільфоновий компенсатор

a — схема фланцевого сільфона з кожухом; *б* — зовнішній вигляд приварного сільфона без захисного кожуха

Виготовляють сільфонові компенсатори одно- і двосекційними для труб діаметром від 15 до 5000 мм. Розрахункова компенсаційна здатність односекційних компенсаторів становить 20...50 мм залежно від діаметра.

Для раціонального використання осьового переміщення сільфонового компенсатора його під час монтажу попередньо розтягують. Величину розтягування перед встановленням визначають за формулою (рекомендації РД-3-ВЭП-2006), мм:

$$L_{роз} = \alpha \cdot L \cdot 0,5 \cdot \tau_1 + t_{p.o} - t_{мон} , \quad ()$$

де α — середній коефіцієнт лінійного подовження сталі, мм/(м·К), який приймають за довідковою літературою або за таблицею 14; L — довжина розрахункової ділянки трубопроводу, м; τ_1 — розрахункова температура теплоносія, °С; $t_{p.o}$ — розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °С;



— температура зовнішнього повітря, за якої монтують компенсатор, °С.

Тоді монтажна довжина сифонового компенсатора становитиме, мм:

$$L_{\text{мон}} = L_{\kappa} + L_{\text{роз}}, \quad ()$$

де L_{κ} — паспортна довжина компенсатора, мм, визначають за даними виробника.

Осьову реакцію сифонових компенсаторів знаходять за формулою [18, с. 333], Н:

$$N_{\kappa} = N_p^c + N_R^s, \quad ()$$

де N_p^c — розпирні зусилля від внутрішнього тиску, Н; N_R^s — жорсткість компенсатора, Н.

Розпирні зусилля сифонових компенсаторів від внутрішнього тиску [9, дод. Г], Н:

$$N_p^c = P_p \cdot A_s, \quad ()$$

де A_s — ефективна площа поперечного перерізу компенсатора, м²:

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_e^s - d_i^s}{16}, \quad ()$$

де d_e^s, d_i^s — відповідно зовнішній і внутрішній діаметри гнучкого елемента компенсатора, м.

Жорсткість сифонових компенсаторів [9, дод. Г], Н:

$$N_R^s = R \cdot \frac{\Delta}{2}, \quad ()$$

де R — жорсткість компенсатора стиснутого на 1 мм, Н/мм; Δ — компенсаційна здатність компенсатора, мм.

Лінзові компенсатори складаються з спеціальних пружних лінз, які влаштовують на трубопроводі зварюванням двох штампованих тарілчастих напівлінз (рис. 44). Їх виготовляють зі сталі з товщиною стінки від 2,5 до 4 мм. Кількість лінз залежить від потрібної величини компенсації. Компенсаційна здатність однієї лінзи відносно невелика — від 10 до 16 мм. Щоб зменшити гідрравлічний опір всередині компенсатора встановлено стакан з гладкої труби.

Основними недоліками лінзових компенсаторів є мала компенсаційна здатність, складність виготовлення, а значна



кількість зварних швів зменшує їх надійність та обмежує область використання тільки низьким тиском (до 1,6 МПа).

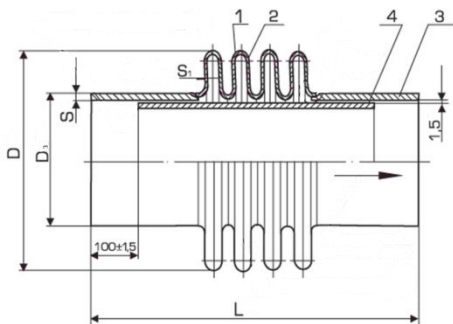


Рис. 44. Лінзовий компенсатор

а — зовнішній вигляд трилінзового компенсатора; б — схема лінзового компенсатора; 1 — лінза; 2 — напівлінза; 3 — корпус; 4 — стакан

Радіальну компенсацію здійснюють за рахунок спеціальних гнучких вставок або поворотів траси трубопроводу. Здатність трубопроводу компенсувати теплові подовження за рахунок своєї геометричної форми без спеціальних пристроїв називають самокомпенсацією.

Гнучкі компенсатори, які усувають теплові подовження за рахунок пружної деформації, виготовляють із труб такого ж діаметра та якості, що й трубопроводи теплової мережі. Їх виробляють різної конфігурації: П-, S-, Ω -подібними, ліроподібними тощо — з круто загнутих відводів з радіусом вигину не менше ніж один діаметр труби [9, п. 12.35]. Найбільше розповсюдження через простоту виготовлення мають П-подібні компенсатори (рис. 45). Вони прості за конструкцією й надійні в експлуатації, проте мають великі габарити й підвищений гідравлічний опір. Компенсаційна здатність гнучких компенсаторів залежить від діаметра труб і становить 200...600 мм.

Розміри гнучких компенсаторів визначають відповідно до розрахунку на міцність у холодному та робочому стані трубопроводів [9, п.12.29].

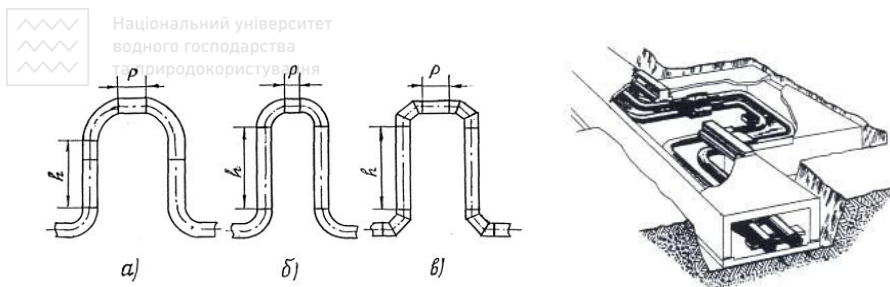


Рис. 45. П-подібні компенсатори та їх розміщення в каналі

а — з гнучкими відводами; б — круто вигнутими відводами;
в — зі зварними відводами

Для збільшення компенсаційної здатності або зменшення величини зміщення гнучкого компенсатора, його під час монтажу розтягують. Температурне подовження труб призводить спочатку до переходу такого компенсатора в ненапружений стан, а потім до напружень протилежних за знаком.

Розрахункове теплове подовження трубопроводу для визначення розмірів гнучких компенсаторів визначають за формулою [9, п.12.28], мм:

$$\Delta X = \epsilon \cdot \Delta L, \quad (1)$$

де ϵ — коефіцієнт, який враховує релаксацію компенсаційних напружень і попереднє розтягування компенсатора, приймають за таблицею 15; ΔL — повне теплове подовження розрахункової ділянки трубопроводу, мм, розраховане за формулою (102).

Таблиця 15

Значення коефіцієнта ϵ [9]

Температура теплоносія, t , °C	Для трубопроводу в холодному стані	Для трубопроводу в робочому стані
Менше ніж 250	0,5	0,5
250...300	0,6	0,5
301...400	0,7	0,5
401...450	1,0	0,35

Типорозміри, компенсаційна здатність, а також осьова реакція П-подібних компенсаторів наведені в довідковій літературі [19,



табл. 11.6–11.7]. Компенсаційна здатність П-подібних компенсаторів з гнучими відводами — в додатку 23.

Для самокомпенсації необхідно аби трубопровід складався з кількох плечей (не менше двох), розташованих під певним кутом один до одного (рис. 46). Самокомпенсація також залежить від правильного розміщення нерухомих опор.

Розрахунок компенсації трубопроводу заданої конфігурації полягає у визначенні і оцінюванні сил і напружень, які виникають у ньому, тобто зводиться до розрахунку міцності. Це великий об'єм обчислень, а тому їх виконують за допомогою спеціальних комп'ютерних програм.

Розрахунок на самокомпенсацію виконують для робочого стану трубопроводу без врахування попереднього розтягування труб на поворотах [9, п. 12.29]. Теплове подовження ділянок визначають для кожного напрямку координатної осі за формулою (102). Розрахунки для безканального прокладання попередньо теплоізованих труб здійснюють відповідно до ДСТУ Н Б В.2.5–35:2007.

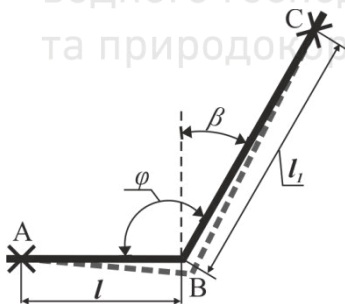


Рис. 46. Схема самокомпенсації

Основним завданням розрахунку самокомпенсації є визначення максимального напруження прогину, яке обчислюють за такими формулами [18, с. 338], МПа:

- для кутів повороту більше ніж 90° (рис. 46):

$$\sigma = \frac{1,5 \cdot \Delta L \cdot E \cdot d}{l^2 \cdot \cos \beta} \cdot \left(n + 1 + \frac{n + 3}{n + 1} \cdot \sin \beta \right), \quad ()$$

де ΔL — теплове подовження короткого плеча, м; l — довжина короткого плеча, м; E — модуль поздовжньої пружності, МПа; d — зовнішній діаметр труби, м; $n = l_1/l$ — відношення довжин довгого плеча до короткого (рис. 46); $\beta = \varphi - 90^\circ$;

- для кутів повороту рівних 90° :

$$\sigma = \frac{1,5 \cdot \Delta L \cdot E \cdot d \cdot n + 1}{l^2}. \quad (9)$$

В короткому плечі в місці защемлення у нерухомій опорі виникає максимальне напруження, величина якого не повинна перевищувати номінальні допустимі значення наведені в нормативних документах (додаток 24) [34; 35].

На ділянках з кутами повороту, які використовують для самокомпенсації, нерухомі опори розміщують так, щоб сума довжин плечей кута між опорами становила не більше ніж 60% від граничної відстані для прямолінійних ділянок. Максимальний кут повороту, який використовують для самокомпенсації дорівнює 130° .

7.4. Опори теплових мереж

Міцне і правильне кріплення труб сприяє надійній і безпечній роботі тепломережі. На трубопровід діють різні навантаження [9, п. 12.44]: від внутрішнього тиску і ваги транспортованого середовища, від власної ваги і ваги теплової ізоляції, від ґрунту для підземних мереж і вітру для надземних, від температурного перепаду і попереднього розтягу компенсаторів тощо. Для сприймання і передавання цих навантажень на тримальні конструкції або ґрунт встановлюють опори. Залежно від призначення опори поділяють на рухомі (вільні) і нерухомі (мертві).

Нерухомі опори утримують трубопровід і не дозволяють йому пересуватись у будь-якому напрямку. Ці опори ділять трубопровід на окремі, незалежні одна від одної за температурною деформацією, ділянки і сприймають навантаження, які виникають на них. В такий спосіб уникають послідовного наростання зусиль і розвантажують устаткування і арматуру.

Нерухомі опори поділяють на упорні, щитові і хомутові (рис. 47, 48). Упорні застосовують для трубопроводів усіх способів

прокладання мережі, щитові — для безканального прокладання, хомутів — для надземного і прокладання у тунелях [9, п. 12.32].

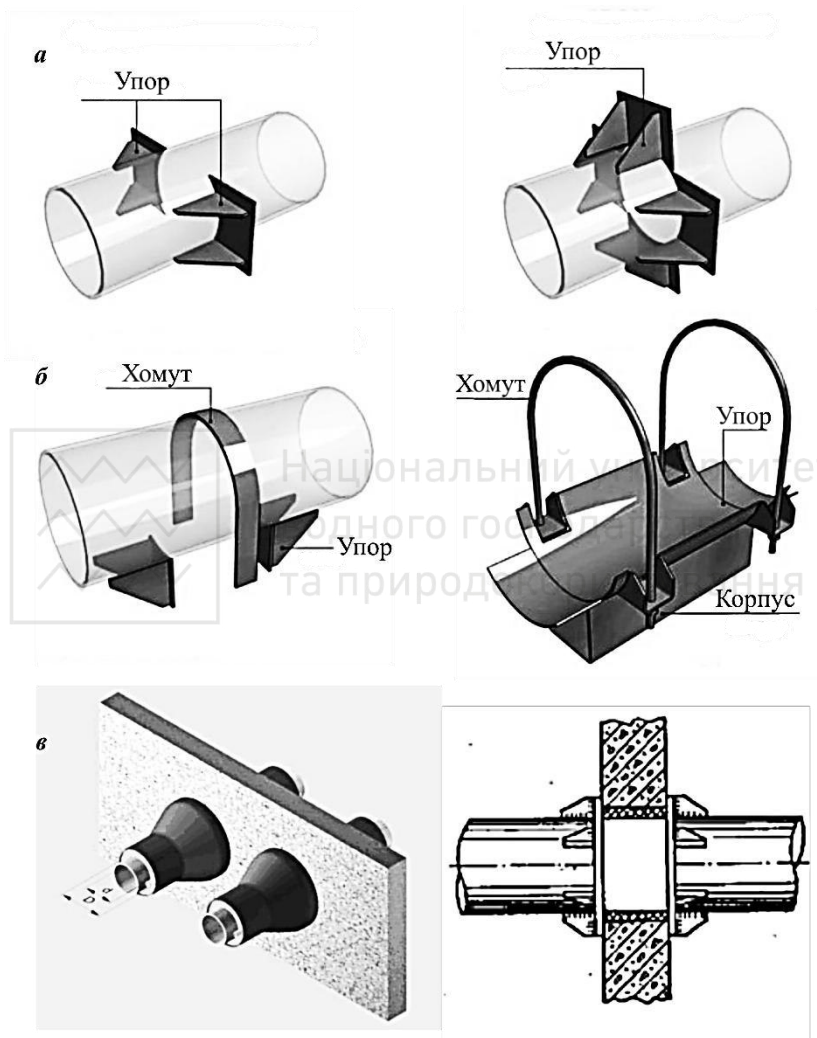


Рис. 47. Нерухомі опори
а — лобова (упорна); **б** — хомутова; **в** — щитова

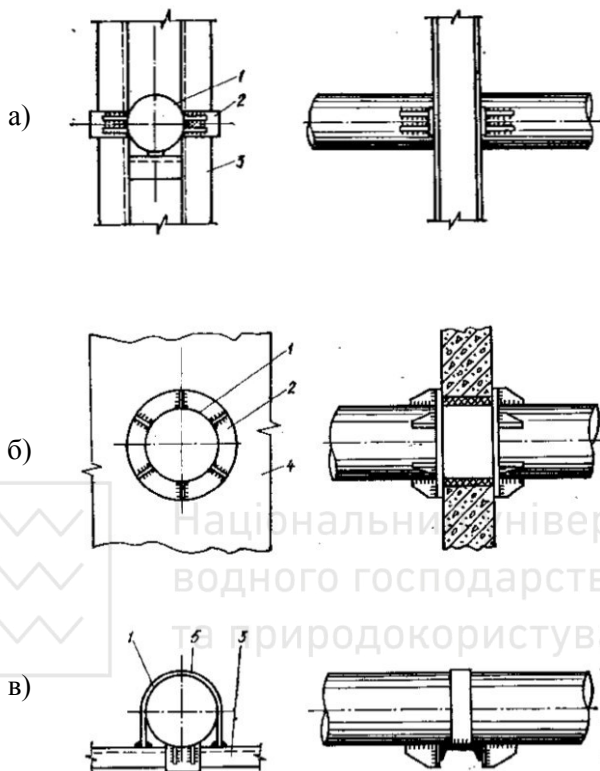


Рис. 48. Схеми нерухомих опор

а — лобова (упорна); б — щитова; в — хомутова; 1 — трубопровід; 2 — упор;
3 — швелер; 4 — тримальна залізобетонна конструкція; 5 — хомут

Виготовляють нерухомі опори із сталі або залізобетону. Сталеві опори (упорні, хомутові) — це балка або швелер з кріпленням, до якого приварюють трубу. Залізобетонні опори роблять у вигляді щита, який встановлюють на фундамент або затискають в основі і перекритті камер і каналів. З обох боків щита приварені опорні кільця (фланці з косинками), які й утримують трубопровід.

Технічні характеристики типових конструкцій нерухомих опор наведені в серії 4.903–10 (випуск 4).



Нерухомі опори під час складання монтажної схеми теплової мережі розставляють:

- на виході з джерела тепла; на вході і виході з ЦТП, насосних підстанцій, щоб не передавати напруження трубопроводів на арматуру і устаткування;
- в місцях відгалужень, щоб усунути взаємний вплив перпендикулярних ділянок;
- на поворотах траси, щоб уникнути впливу згинальних і крутних моментів, які виникають в разі самокомпенсації.

Таким чином трасу теплової мережі розбивають на прямолінійні ділянки різної довжини і діаметрів. Для кожної з цих ділянок вибирають тип та потрібну кількість компенсаторів і визначають необхідне число проміжних нерухомих опор (на одну менше ніж компенсаторів).

Максимальні віддалі між нерухомими опорами становлять: для сталевих трубопроводів діаметром 50...400 мм з гнучкими компенсаторами — від 60 до 160 м, з сальниковими — від 70 до 140 м для труб діаметром 100...400 мм, за умови що тиск теплоносія не більший ніж 1,6 МПа, а температура — 150°C (додаток 15).

На кожній ділянці трубопроводу, обмеженій нерухомими опорами, передбачають встановлення компенсатора. Гнучкі компенсатори встановлюють у нішах посередині прогону між нерухомими опорами, що пов'язано з особливістю їх конструкції, а сальникові — біля нерухомих опор в теплових камерах.

Нерухомі опори сприймають вертикальні і горизонтальні навантаження.

Вертикальне нормативне навантаження на опори визначають за формулою [9, п. Г.1], Н:

$$F_v = G_v \cdot L, \quad ()$$

де G_v — вага одного метра трубопроводу в робочому стані, тобто сумарна вага труби, теплоізоляційної конструкції і води (для паропроводів враховують вагу води під час гідравлічного випробовування), Н/м; L — прогін між рухомими опорами, м.

Під час визначення нормативного горизонтального навантаження на нерухому опору враховують: сили внутрішнього тиску, якщо застосовано сальникові неврівноважені компенсатори, на ділянках із запірною арматурою, переходами, кутами повороту, заглушками; сили тертя в рухомих опорах, а також в ґрунті для



безканального прокладання; реакції компенсаторів і самокомпенсацію [9, дод. Г].

Горизонтальні навантаження на нерухомі опори поділяють на осьові, які діють вздовж осі трубопроводу, і бічні — перпендикулярно до осі. Осьові навантаження передаються на всі нерухомі опори, бічні — на опори розміщені у вузлах відгалужень, перед поворотом на ділянках з самокомпенсацією. Для відгалужень на два боки бічне навантаження передається від більшого відгалуження [9, п. Г.6].

Є проміжні і кінцеві опори. На перші сили діють з обох боків, на другі — лише з одного. Тому горизонтальне осьове навантаження на нерухому опору визначають [9, п. Г.5]:

- як суму сил, що діють на опору — для кінцевих опор;
- як різницю суми сил, що діють із кожного боку опори — для проміжних опор. Слід зауважити, що меншу суму сил, за винятком неврайонованих сил внутрішнього тиску, розпірних зусиль і пружності сильфонових компенсаторів, приймають з коефіцієнтом 0,7. Це забезпечує певний запас навантаження на нерухому опору. Якщо суми сил, що діють з кожного боку проміжної нерухомої опори, однакові, то горизонтальне осьове навантаження визначають як суму сил, які діють з одного боку опори, з коефіцієнтом 0,3 [9, п. Г.5].

За величиною і напрямком горизонтальні навантаження не є сталими, тому нерухомі опори розраховують на найбільше з них для різних режимів роботи трубопроводу (охолодження, нагрівання), у тому числі з відкритими і закритими засувками. Для кільцевої схеми теплової мережі передбачають можливість руху теплоносія з будь-якого боку [9, п. Г.7].

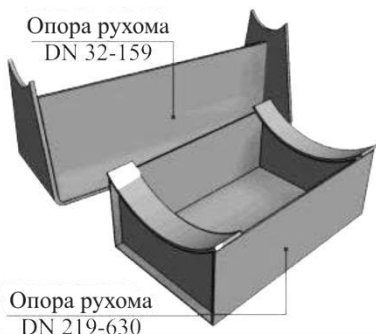
Методика визначення навантажень на опори наведена у ДБН В.2.5-39:2008 (дод. Г).

Рухомі опори підтримують трубопровід і сприяють розподілу температурних деформацій та вільному пересуванню труб. Для трубопроводів безканального прокладання рухомі опори не встановлюють — труби вкладають на втрамбований шар піску, що забезпечує рівномірне передавання напружень на ґрунт.

За принципом роботи розрізняють ковзні, коткові (рис. 49), кульові (роликові) (рис. 50), підвісні опори (рис. 51). Їх виготовляють відповідно до серії 4.903–10 (випуск 5, 6).



а



б

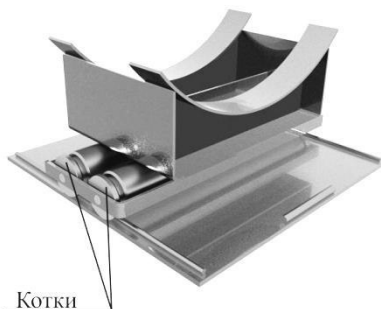


Рис. 49. Рухомі опори

а — ковзна; б — котка

Ковзні опори використовують для всіх способів прокладання і всіх діаметрів труб незалежно від напрямку пересування трубопроводу [9, п. 12.38]. Сили тертя, які виникають під час переміщення сприймає нерухома опора. Для труб великих діаметрів ці сили сягають значних величин (десятки і навіть сотні кН [18, дод. 25]) і для їх зменшення застосовують коткові і кульові опори [9, п. 12.38]:

- коткі — для труб діаметром 200 мм і більше при осьовому переміщенні трубопроводу прокладеному в тунелі, на кронштейнах, на окремо розташованих опорах і естакадах;
- кульові — для труб діаметром 200 мм і більше при горизонтальних переміщеннях трубопроводів під кутом до осі траси за тих самих умов прокладання.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

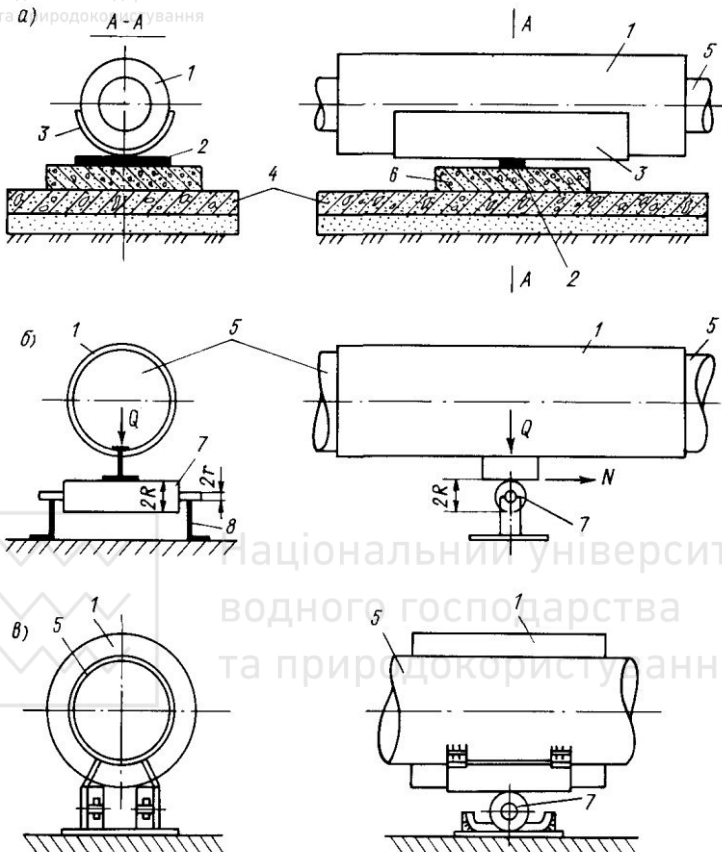


Рис. 50. Схеми рухомих опор

а — ковзна; б — роликова; в — котка;

- 1 — теплова ізоляція; 2 — сталеві прокладки; 3 — опірний напівциліндр;
4 — цементно-піщаний розчин; 5 — трубопровід; 6 — бетонний камінь; 7 — коток;
8 — цапфа

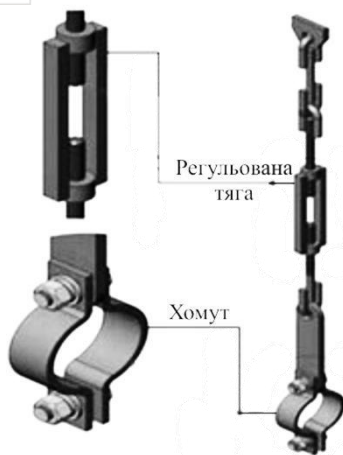


Рис. 51. Підвісна опора

Підвісні опори (пружинні) використовують для труб діаметром 150 мм і більше в місцях вертикального переміщення труб [9, п. 12.38]. Жорсткі підвіски — для надземного прокладання трубопроводів з гнучкими компенсаторами і на ділянках самокомпенсації [9, п. 12.38]. Для зменшення перекосів труб вибирають підвіски з якомога більшою довжиною. Якщо виникають неприпустимі перекоси (наприклад, на ділянках з сальниковими компенсаторами), то встановлюють пружинні підвісні опори.

Трубопровід, який лежить на рухомих опорах під дією власної ваги, ваги теплоносія, теплоізоляції, устаткування, встановленого на ньому, прогинається. В ньому виникають напруження згинання, величина яких залежить від відстані (прогону) між опорами. Тому основною задачею розрахунку є визначення максимально допустимого прогону, для якого напруження ще не перевищує допустимого значення.

Неправильне розміщення рухомих опор призводить до витоків води з арматури, зменшення міцності зварних з'єднань, компенсаторів та інших небажаних явищ. Віддаль між рухомими опорами залежить від маси та конструкції трубопроводу. Вона збільшується із зростанням діаметра труб. Так, для теплоносія під тиском до 1,6 МПа і температурою не більше ніж 150°C віддаль між рухомими опорами сталевих труб діаметром 50 мм незалежно від способу прокладання становить 3 м, а для труб діаметром 400 мм — 8,5 м для підземного прокладання й 14 м — для надземного. Максимальну відстань між рухомими опорами на прямих ділянках визначають під час розрахунків на міцність за умови максимального використання тримальної здатності трубопроводу і за величиною

допустимого прогину, який приймають не більше ніж 2% від умовного проходу труб [9, п. 12.5].

Вертикальні навантаження на рухомі опори визначають за формулою (120).

Горизонтальне осьове, F_{hx} , і бокове, F_{hy} , навантаження на рухомі опори від сил тертя в опорах визначають за формулами [9, п. Г.2], Н:

$$F_{hx} = \mu_x \cdot G_h \cdot L; \quad ()$$

$$F_{hy} = \mu_y \cdot G_h \cdot L, \quad ()$$

де μ_x, μ_y — коефіцієнти тертя в опорах, відповідно, при переміщенні опори вздовж осі трубопроводу і під кутом до осі, приймають за таблицею 17; G_h — вага одного метра трубопроводу в робочому стані, що включає вагу труби, теплоізоляції і води для водяних мереж і конденсаторопроводів (вагу води в паропроводах не враховують), Н/м; L — прогін між рухомими опорами, м.

Коефіцієнти тертя (сталь по сталі)

Таблиця 17

Тип опори	ковзна	котка	кульова	жорстка підвіска
μ_x	0,3	0,1	0,1	0,4
μ_y	0,3	0,3	0,1	0,4

Примітка. Коефіцієнт тертя під ковзними опорами з фторопластовими прокладками приймають рівним 0,1.

Якщо відома довжина тяги жорсткої підвіски, то коефіцієнт тертя визначають за формулою [9, п. Г.2]:

$$\mu_x = \frac{0,5 \cdot \Delta L}{L_t}, \quad ()$$

де ΔL — теплове подовження ділянки трубопроводу від нерухомої опори до компенсатора, мм; L_t — робоча довжина тяги, мм.

Горизонтальне бічне навантаження з врахуванням напрямку його дії беруть до уваги в розрахунках опор, розташованих під гнучкими компенсаторами, а також на відстані не більше ніж 40 діаметрів трубопроводу від повороту або гнучкого компенсатора.

Для теплопроводів з сильфоновими компенсаторами встановлюють напрямні опори, які обмежують можливість



поперечного пересування і не перешкоджають осьовому переміщенню труби [9, п. 12.41, 12.42].

Безканальний трубопровід безпосередньо контактує з ґрунтом і знаходиться під його тиском. Тому внаслідок температурних деформацій виникають сили тертя і відповідна горизонтальна реакція, яку визначають залежно від типу ізоляції [9, п. Г.4.8].

7.5. Теплова ізоляція

Одним з важливих конструктивних елементів теплової мережі є теплова ізоляція, яку передбачають для труб, арматури, компенсаторів, фланцевих з'єднань незалежно від температури теплоносія і способу прокладання [36, п. 1.2].

Теплова ізоляція служить для:

- зменшення втрат тепла під час його транспортування, що знижує енергоємність та сприяє підвищенню техніко-економічних показників роботи системи тепlopостачання;
- збереження температури теплоносія, що надходить до споживача. Це покращує якість тепlopостачання і зменшує витрату теплоносія;
- зменшення температури поверхні конструкції теплопроводу, що підвищує безпеку та полегшує обслуговування інженерної мережі.

Крім того, сучасні матеріали і технології виготовлення теплової ізоляції дозволяють використовувати її в якості антикорозійного захисту, що збільшує надійність і довговічність систем тепlopостачання.

Теплоізоляційна конструкція повинна мати малу теплопровідність, незначне водопоглинання і корозійну активність, але високий електричний опір і механічну міцність [18, с. 320]. Вона складається з таких основних елементів: теплоізоляційного шару, арматури, кріплення, пароізоляційного і покривного шарів [36, п. 2.1].

Матеріали, які використовують для теплоізоляційного шару дуже різноманітні: СНиП 2.04.14–88 рекомендує до використання близько тридцяти таких матеріалів і виробів. Це пояснюється тим, що універсального теплоізоляційного матеріалу, який би підходив для усіх трубопроводів і всіх умов прокладання немає. Для кожного



конкретного проекту необхідно вибирати свій теплоізоляційний матеріал, який задовольнить ті чи інші умови експлуатації.

В найбільш складних умовах перебувають безканальні підземні трубопроводи, що пов'язане тиском ґрунту, наявністю ґрунтової та поверхневої води, блукаючим струмом. Зокрема, зволоження теплової ізоляції різко збільшує її теплопровідність, крім того, безпосередній контакт труб з водою сприяє протіканню зовнішньої корозії. Для теплоізоляційного шару підземних безканальних мереж рекомендовано застосовувати матеріали густиною не більше ніж 600 кг/м^3 і теплопровідністю не більше ніж $0,13 \text{ Вт/(м}^\circ\text{С)}$ при температурі 20°С і унормованій вологості, міцність на стискання теплової ізоляції повинна становити не менше ніж $0,4 \text{ МПа}$ [36, п. 2.6]. Для інших способів прокладання густина матеріалу не повинна бути більшою ніж 400 кг/м^3 , а теплопровідність не більша ніж $0,07 \text{ Вт/(м}^\circ\text{С)}$ за температури 25°С і унормованій вологості [36, п. 2.3].

Для основного шару теплоізоляційних конструкцій не припустимо застосовувати матеріали, що зазнають гниття, містять речовини, які сприяють корозії трубопроводів і захисного покриття.

В якості основного теплоізоляційного шару використовують:

- для безканального підземного прокладання — армопінобетон (АПБ), пінополімермінерал (полімербетон) і пінополіуретан (ППУ) [36, дод. 2]. Конструкції на основі бітумоперліту, бітумовермикуліту, бітумокерамзиту, фенольних пінопластів (ФРП-1, ФЛ), які застосовували раніше, за фізико-технічними і експлуатаційними характеристикам вже не відповідають сучасним вимогам. Ці матеріали використовують за відповідного техніко-економічного обґрунтування і відсутності зазначених вище матеріалів;
- для підземного прокладання в непрохідних каналах — мати зі скляного волокна в рулонах, мати мінераловатні прошивні з покривним матеріалом із склотканини або з металевої сітки, плити з мінеральної вати на синтетичному в'язучому тощо;
- для надземного і підземного прокладання в тунелях — півциліндри та сегменти з пінопласту ФРП, перлітоцементу, вулканітових плит, а також матеріали та вироби, що їх



застосовують для підземного прокладання в непрохідних каналах [36, дод. 1].

У якості покривного шару, який захищає теплову ізоляцію, застосовують липку стрічку з полівінілхлориду ПВХ, склопластик рулонний РСТ, склопластик фенольний покривний ФСП, склотекстоліт, склоруберойд, армопластмасові матеріали АПМ, ізол, азбестоцементну штукатурку по металевій сітці, стрічки й листи з алюмінію й алюмінієвих сплавів, сталь тонколистову оцинковану тощо [36, дод. 3].

Для теплової ізоляції трубопроводів теплових мереж, переважно, використовують теплоізоляційні конструкції заводського виготовлення, а також труби з тепловою ізоляцією повної заводської готовності [36, п. 1.1]. Конструкція теплової ізоляції не повинна деформуватись і сповзати в нижню частину трубопроводу за час експлуатації [36, п. 4.8]. Засипну ізоляцію для трубопроводів, прокладених у каналах і безканально, не використовують [36, п. 2.10].

Сучасні технічні рішення в основному зорієнтовані на виготовлення повнозбірних теплоізоляційних конструкцій заводського виготовлення, які зменшують трудозатрати під час монтажу і підвищують ефективність теплоізоляції. Під час виготовлення попередньо ізольованих, зокрема, армопінобетоном, пінополіуретаном трубопроводів відбувається адгезія ізоляційного матеріалу до стінки труби, яка зберігається і в разі температурної деформації труб. Це виключає можливість утворення щілини між трубою і ізоляційною оболонкою і зменшує ймовірність корозії.

Труби з армопінобетонною ізоляцією випускають діаметром від 57 до 1420 мм. Сучасний армопінобетон має малу густину ($200...250 \text{ кг/м}^3$) і теплопровідність ($0,05 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) та високу міцність на стискання (не менше ніж $0,5 \text{ МПа}$). Перевагами АПБ є його негорючість, висока температура застосування (до плюс 500°C), відсутність корозійного впливу на сталеві труби, паропроникність гідрозахисного покриття і, як наслідок, довговічність. Попередньо ізольовані армопінобетоном труби можна застосовувати у всьому діапазоні температур для водяних і парових теплових мереж усіх видів прокладання.

Попередньо ізольовані в заводських умовах труби з тепловою ізоляцією на основі ППУ і захисним покриттям з поліетилену



застосовують для теплових мереж з температурою теплоносія до 140°C і робочим тиском не більше ніж 1,6 МПа. Ці трубопроводи обладнані системою оперативного дистанційного аудиту технічного стану теплоізоляції, що дозволяє вчасно виявляти і усувати дефекти, які виникають [32]. До переваг теплопроводів з пінополіуретановою ізоляцією відносять низький коефіцієнт теплопровідності ППУ ($0,033 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$), технологічність виготовлення і монтажу теплопроводів, довговічність. Обмеженнями для застосування цього виду ізоляції в теплових мережах є: високі температури теплоносія (більше ніж 140°C), горючість, висока токсичність продуктів згорання та значне димоутворення.

Метою теплового розрахунку ізоляційних конструкцій є визначення:

- втрат тепла під час його транспортування;
- товщини теплової ізоляції;
- величини зменшення температури вздовж траси трубопроводу;
- температури зовнішньої поверхні ізоляційної конструкції, а також температурного поля навколо трубопроводу (визначення температури ґрунту, повітря в каналі, стінок каналу).

Вихідними даними для теплового розрахунку є температура теплоносія, теплофізична характеристика та товщина шарів теплоізоляційної конструкції, температура навколишнього середовища.

Розрахункову температуру теплоносія для визначення тепловтрат водяної мережі приймають [9, п. 13.6]:

- для подавальних трубопроводів мереж з постійною температурою і кількісним регулюванням – максимальну температуру теплоносія;
- для подавальних трубопроводів мереж з якісним регулюванням — середню температуру 110°C для температурного графіка $180\ldots 70^{\circ}\text{C}$; 90°C для $150\ldots 70^{\circ}\text{C}$; 65°C для $130\ldots 70^{\circ}\text{C}$; 55°C для $95\ldots 70^{\circ}\text{C}$ і 45°C для $80\ldots 50^{\circ}\text{C}$;
- 50°C для зворотних трубопроводів.



Для парових мереж температуру теплоносія приймають максимальну усереднену по довжині трубопроводу, а для конденсатопроводів і мереж гарячого водопостачання — максимальну [36, п. 3.7].

Розрахункову температуру теплоносія для визначення температури ґрунту приймають за нормативною літературою [36, п. 3.8].

За розрахункову температуру навколишнього середовища приймають:

- температуру повітря в прохідних каналах і тунелях не більше ніж 40°C [9, п. 13.14];
- для трубопроводів прокладених в межах службових приміщень, технічного простору під підлогою, підвалів житлових будинків 20°C [9, п. 13.7];
- для надземного прокладання — середню температуру зовнішнього повітря впродовж року або середню температуру зовнішнього повітря опалювального сезону — для мереж, які працюють лише в опалювальний період [36, п. 3.9];
- для підземного прокладання в каналах і безканального — середню температуру ґрунту на глибині прокладання осі трубопроводу [36, п. 3.9].

Теплофізичні характеристики матеріалів теплоізоляційної конструкції приймають згідно з СНиП 2.04.14–88 [36, дод. 1–3].

Розрахунок товщини ізоляції проводять [36, п. 3.1]:

- за нормативною щільністю теплового потоку крізь ізольовану поверхню теплопроводу (за унормованими тепловтратами);
- за заданою величиною зменшення температури теплоносія. Забезпечити задану температуру теплоносія в окремих точках теплової мережі необхідно для паропроводів з гарантованим подаванням перегрітої пари абонентам;
- за заданою кількістю конденсату в паропроводах;
- за заданою температурою на поверхні ізоляції. Якщо трубопровід прокладено під підлогою, в службових приміщеннях, підвалах житлових будинків, то за умовами безпеки температура на його поверхні повинна становити не більше ніж 40°C [9, п. 13.7].



Питомі втрати тепла крізь поверхню трубопроводу визначають за формулою [21, с. 252], Вт/м:

$$q = \frac{\tau - t_{\text{зов}}}{R_{\text{tot}}}, \quad ()$$

де τ — температура теплоносія, °C; $t_{\text{зов}}$ — температура навколишнього середовища, °C; R_{tot} — повний термічний опір трубопроводу, м·°C/Вт.

Повний термічний опір теплоізоляційної конструкції розміщеної в повітряному просторі складається з опору теплосприйняття внутрішньої поверхні стінки труби, $R_{\text{вн}}$, сумарного опору шарів конструкції, ΣR_i , та опору теплопередачі зовнішньої поверхні ізоляції, $R_{\text{зов}}$, м·K/Вт:

$$R_{\text{tot}} = R_{\text{вн}} + \Sigma R_i + R_{\text{зов}}. \quad ()$$

Термічний опір циліндричної поверхні (зокрема, $R_{\text{вн}}$ і $R_{\text{зов}}$) [37, с. 36], м·K/Вт:

$$R_{\text{пов}} = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot \alpha}, \quad ()$$

де $\pi \cdot d$ — довжина кола, або площа поверхні 1 м довжини труби, м; α — коефіцієнт тепловіддачі або теплосприйняття, Вт/(м²·°C).

Якщо вважати, що температура внутрішньої поверхні труби дорівнює температурі теплоносія, то величиною $R_{\text{вн}}$ можна знехтувати. Опір тепловіддачі зовнішньої поверхні залежить від умов теплообміну з середовищем, в якому прокладено трубопровід. Зважаючи на можливість різних умов прокладання мережі і різного стану середовища, цю величину в розрахунках обов'язково беруть до уваги.

Сумарний опір шарів конструкції залежить від їх кількості і дорівнює арифметичній сумі послідовно розташованих опорів, м·K/Вт:

$$\Sigma R_i = R_{\text{тр}} + R_{\text{ак}} + R_{\text{із}} + R_{\text{ми}}, \quad ()$$

де $R_{\text{тр}}$ — термічний опір стінки трубопроводу, м·K/Вт. Для сталевих трубопроводів ця величина доволі мала через значну теплопровідність металу, а тому в практичних розрахунках її не враховують. Для неметалевих труб термічний опір визначають за формулою (129) [36, п. 3.3]; $R_{\text{ак}}$ — термічний опір антикорозійного покриття, яким в практичних розрахунках зазвичай нехтують через



його малу товщину, м·К/Вт; R_{i3} — термічний опір ізоляційного шару, м·К/Вт, з внутрішнім діаметром $d_{i3}^{вн} = d$ і зовнішнім діаметром $d_{i3}^{зов}$, який визначають за формулою (128). Зовнішній діаметр ізоляційного шару можна розрахувати, знаючи зовнішній діаметр трубопроводу, d , і товщину ізоляційного шару δ_{i3} , м:

$$d_{i3}^{зов} = d + 2 \cdot \delta_{i3}; \quad ()$$

$R_{ни}$ — термічний опір покривного шару, м·К/Вт, з внутрішнім діаметром $d_{ни}^{вн} = d_{i3}^{зов}$ і зовнішнім $d_{ни}^{зов}$, який визначають за формулою (128).

Термічний опір стінки трубопроводу, ізоляційного, покривного та інших шарів, обмежених циліндричними поверхнями з внутрішнім діаметром $d^{вн}$ і зовнішнім $d^{зов}$, м, знаходять з основного рівняння теплопередачі в циліндричних об'єктах [36, п. 3.3];, м·К/Вт:

$$R_{и} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{и}} \cdot \ln \frac{d^{зов}}{d^{вн}}, \quad ()$$

де $\lambda_{и}$ — теплопровідність сухого матеріалу шару конструкції, Вт/(м·К). Теплопровідність основного шару теплоізоляції підземних безканальних трубопроводів визначають за формулою [36, п. 3.11], Вт/(м·К):

$$\lambda'_{и} = \lambda_{и} \cdot K, \quad ()$$

де K — коефіцієнт зволоження, який враховує збільшення теплопровідності вологого матеріалу, приймають за [36, табл. 3].

Таким чином, повний термічний опір теплоізоляційної конструкції сталевого надземного трубопроводу становитиме, м·К/Вт:

$$R_{tot} = R_{i3} + R_{ни} + R_{зов}, \quad ()$$

звідки потрібний опір шару ізоляції:

$$R_{i3} = R_{tot} - R_{ни} - R_{зов}. \quad ()$$

Якщо відомі теплофізичні характеристики ізоляційного матеріалу та опір шару ізоляції, то з врахуванням формули (128) із формули (129) знаходять необхідну товщину ізоляційного шару, м:

$$\delta_{i3} = \frac{d}{2} \cdot \exp \left(2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i3} \cdot R_{i3} - 1 \right). \quad ()$$



Якщо відношення зовнішнього діаметра ізоляції d_{i3}^{306} до зовнішнього діаметра труби d ($d = d_{i3}^{6H}$) позначити літерою B :

$$B = \frac{d_{i3}^{306}}{d}, \quad ()$$

то формулу (133) можна записати так, м:

$$\delta_{i3} = \frac{d}{2} \cdot B - 1. \quad ()$$

Саме така формула рекомендована СНиП 2.04.14-88 для визначення товщини ізоляційного шару циліндричних об'єктів діаметром менше ніж 2 м [36, п. 3.2]. Величину B визначають так [36, п. 3.2]:

$$\ln B = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i3} \cdot \left(R_{tot} - R_{mp} - \frac{1}{\alpha_{306} \cdot \pi \cdot d + 0,1} \right), \quad ()$$

а, якщо розрахунок виконують за заданою температурою на поверхні ізоляції, то за формулою [36, п. 3.4]:

$$B \cdot \ln B = \frac{2 \cdot \lambda_{i3} \cdot \tau - t_{i3}}{\alpha_{306} \cdot d \cdot t_{i3} - t_{306}}. \quad ()$$

Товщину ізоляційного шару визначають із врахуванням усіх термічних опорів шарів теплоізоляційної конструкції, а також ґрунту, каналу і взаємного впливу трубопроводів [36, прим. до п. 3.2].

Для визначення повного термічного опору трубопроводу прокладеного в ґрунті в формулах (131) і (132) опір тепловіддачі зовнішньої поверхні ізоляції слід замінити на термічний опір ґрунту [19, с. 155], R_{ep} , м·К/Вт:

$$R_{tot} = R_{i3} + R_{mi} + R_{ep}. \quad ()$$

Термічний опір ґрунту визначають за формулою [37, с. 37], м·К/Вт:

$$R_{ep} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ep}} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot h}{d_{mi}^{306}} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot h}{d_{mi}^{306}} \right)^2 - 1} \right), \quad ()$$

де h — заглиблення від поверхні ґрунту до осі трубопроводу, м;
 λ_{ep} — теплопровідність ґрунту, Вт/(м·К).



Якщо $(h/d_{mul}^{зов}) \geq 2$, то термічний опір ґрунту можна розрахувати за спрощеною формулою [37, с. 38], м·К/Вт:

$$R_{cp} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cp}} \cdot \ln \frac{4 \cdot h}{d_{mul}^{зов}}. \quad ()$$

Для визначання повного термічного опору теплоізоляційної конструкції двотрубно́ї безканальної мережі необхідно додатково врахувати взаємний вплив теплових потоків на теплопередачу кожного з трубопроводів. Це роблять за допомогою умовного додаткового опору, R_o , який залежить від заглиблення труб, h , горизонтальної відстані між їх осями, b_{mp} , теплопровідності ґрунту, λ_{cp} , і не залежить від діаметру труб та ізоляційних конструкцій [19, с. 158], м·К/Вт:

$$R_o = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cp}} \cdot \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b_{mp}} \right)^2}. \quad ()$$

Таким чином для подавального трубопроводу теплової мережі, м·К/Вт:

$$R_{tot1} = R_{iz1} + R_{mul1} + R_{cp1} + \psi_1 \cdot R_o, \quad ()$$

а для зворотного

$$R_{tot2} = R_{iz2} + R_{mul2} + R_{cp2} + \psi_2 \cdot R_o, \quad ()$$

де ψ_1 і ψ_2 — коефіцієнти, які враховують взаємний вплив температурного поля розміщеного поруч трубопроводу:

$$\psi_1 = \frac{q_1}{q_2}; \quad ()$$

$$\psi_2 = \frac{q_2}{q_1}, \quad ()$$

де q_1 і q_2 — нормована щільність теплового потоку, відповідно, для подавального і зворотного трубопроводу, Вт/м, (формула (124)).

Найбільш складним є тепловий розрахунок для каналного прокладання двотрубно́ї мережі. В цьому випадку тепловий потік (тепловтрати) від кожного з трубопроводів поступає в канал, а потім відводиться крізь стінки каналу і ґрунт. Тому трубопроводи розраховують як для випадку надземного прокладання, але за температуру навколишнього середовища приймають температуру



повітря в каналі, а сам канал — як для випадку однотрубного безканального прокладання, але замість температури теплоносія приймають ту ж таки температуру повітря в каналі. Тоді повний термічний опір такої конструкції становитиме, м·К/Вт:

$$R_{tot} = R_{iz} + R_{mul} + R_{zov} + R_{nk} + R_{ck} + R_{zp}, \quad ()$$

де R_{nk} , R_{ck} — відповідно, опір теплосприйняття внутрішньої поверхні стінки каналу і термічний опір стінки каналу, м·К/Вт. Для розрахунку цих величин за формулами (126) і (129), відповідно, розраховують еквівалентний діаметр, м:

- внутрішній

$$d_{ek}^{in} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}; \quad ()$$

- зовнішній

$$d_{ek}^{zov} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B}, \quad ()$$

де a і b — внутрішні розміри прямокутного каналу, м; A і B — зовнішні розміри прямокутного каналу, м.

Якщо кожен з трубопроводів двотрубною мережі прокладений в окремому каналі, то під час теплового розрахунку необхідно враховувати взаємний вплив теплових потоків [37, с. 45–46]. В такому випадку повний термічний опір подавального і зворотного трубопроводів розраховують за формулами, м·К/Вт:

$$\Sigma R_{tot1} = R_{tot1} + \psi_1 \cdot R_o; \quad ()$$

$$\Sigma R_{tot2} = R_{tot2} + \psi_2 \cdot R_o. \quad ()$$

Величини R_{tot1} і R_{tot2} розраховують за формулою (146).

Для розрахунку товщини теплової ізоляції за нормованою щільністю теплового потоку крізь ізольовану поверхню теплопроводу потрібно:

- 1) за відомим діаметром труби і середньою температурою теплоносія прийняти нормовану лінійну щільність теплового потоку для подавального і зворотного трубопроводів [36, дод. 4–8];
- 2) визначити повний термічний опір теплоізоляційної конструкції для кожного трубопроводу окремо за формулою, м·К/Вт:

$$R_{tot} = \frac{\tau - t_{zov}}{q}. \quad ()$$



- 3) в разі безканального прокладання обчислити коефіцієнти ψ_1 і ψ_2 та умовний додатковий опір R_o ;
- 4) попередньо прийняти товщину шару ізоляції для кожного з трубопроводів і визначити відповідні термічні опори;
- 5) визначити необхідний опір ізоляційного шару для кожного трубопроводу, R_{iz} ;
- 6) за формулою (135) обчислити потрібну товщину ізоляції кожного трубопроводу;
- 7) порівняти попередньо прийняті значення товщини з розрахованими і за необхідності повторити розрахунок до збігу цих величин.

Максимальну товщину теплоізоляційної конструкції для надземного та підземного прокладання в каналах і тунелях наводить ДБН В.2.5–39:2008 [9, дод. Е]. Мінімальна товщина ізоляції також унормована [36, п. 4.2]:

- для ізоляції шнурами, тканинами — 30 мм;
- для ізоляції з волокнистих матеріалів, які піддаються ущільненню, — 40 мм;
- для жорстко формованих виробів — за відповідними стандартами.

Розраховану товщину теплової ізоляції заокруглюють відповідно до вимог СНиП 2.04.14–88 [36, п. 4.1, дод. 11].

Ефективність ізоляційної конструкції оцінюють коефіцієнтом ефективності ізоляції [18, с. 348]:

$$\eta = \frac{Q - Q_{iz}}{Q}, \quad ()$$

де Q і Q_{iz} — тепловтрати неізольованої та ізольованої труби, Вт.

Для ізоляційних конструкцій теплових мереж коефіцієнт ефективності становить 0,85...0,95.

Більш повно методики теплових розрахунків викладені в літературі [18, 19, 21, 30, 36, 37].

Розрахунок теплової ізоляції є однією з найбільш трудомістких практичних задач. В зв'язку з цим розроблено різні комп'ютерні програми для виконання таких розрахунків з використанням нормативних методик.



7.6. Захист трубопроводів від корозії

Захист теплових мереж від корозії зумовлює надійну і довготривалу роботу трубопроводів. Мережі експлуатують в умовах, що сприяють протіканню корозійних процесів, які в свою чергу є однією з головних причин аварій систем теплопостачання. Корозія може бути і внутрішньою, і зовнішньою. Внутрішня більше притаманна мережам гарячого водопостачання. Зовнішня корозія вражає подавальні трубопроводи, які працюють в небезпечному температурному режимі: за температури 70...80°C, коли корозія протікає найбільш інтенсивно [19, с. 267]. Швидкість зовнішньої корозії сталевих труб не повинна бути більшою ніж 0,03 мм/рік [9, п. 13.12, 13.18]. Швидкість внутрішньої корозії не унормована, бо вважають, що за належної якості теплоносія, трубопроводи не зазнаватимуть корозії.

Внутрішня корозія пов'язана з якістю теплоносія: твердістю води, величиною рН, вмістом розчиненого кисню, вуглекислоти, сульфатів і хлоридів, органічних домішок [9, п. 15.1]. Якість мережної води повинна відповідати таким вимогам [38, п. 6.8.9]:

- вміст вільної вуглекислоти — 0 мг/дм³;
- значення рН для відкритих систем — 8,3...9,0;
- значення рН для закритих систем — 8,3...9,5;
- вміст розчиненого кисню не більше ніж 20 мкг/дм³;
- концентрація завислих речовин не більше ніж 5 мг/дм³;
- вміст заліза не більше ніж 0,5 мг/дм³ (у відкритих системах не більше ніж 0,3 мг/дм³).

Труби від внутрішньої корозії захищають за рахунок [9, п. 15.1]:

- підвищення рН;
- зменшення концентрації розчиненого кисню;
- покривання внутрішньої поверхні сталевих труб антикорозійними сумішами;
- застосування безреагентного електрохімічного способу оброблення води;
- попередньої підготовки води та її деаерації;
- використання інгібіторів корозії.



Вимоги до захисту від внутрішньої та зовнішньої корозії підземних сталевих трубопроводів систем гарячого водопостачання наведені в ДСТУ Б В.2.5–30:2006.

Одним з найбільш перспективних шляхів захисту від зовнішньої корозії і збільшення корозійної стійкості теплових мереж є використання конструкцій повної заводської готовності типу «труба в трубі» з тепловою ізоляцією з пінополіуретану в оболонці з поліетиленових труб [32]. Для таких конструкцій захист від зовнішньої корозії не здійснюють [9, п. 15.5], в них передбачена система оперативного дистанційного контролювання стану теплової ізоляції, яка дозволяє вчасно виявляти проблемні ділянки і вживати необхідних заходів для попередження аварійних ситуацій. Для теплопроводів з іншою конструкцією теплової ізоляції незалежно від способу прокладання необхідно передбачати антикорозійні покриття [9, п. 15.5]. Перелік матеріалів рекомендованих для захисного покриття наведений в довідковій літературі [19, табл. 21.1].

Окрім захисту зовнішньої поверхні сталевих труб за рахунок нанесення антикорозійного покриття необхідно передбачати додатковий захист безканальних підземних трубопроводів у ґрунтах з високою корозійною активністю та у полі небезпечної дії блукаючого струму [9, п. 15.7]. Корозія блукаючим струмом (електрокорозія) викликає небезпечне швидке локальне руйнування трубопроводу.

Способи захисту трубопроводів перераховані в нормативних документах [9, п. 15.8] та детально описані в довідковій літературі [19, с. 267–279].

Проект (або окремий розділ) захисту трубопроводів від корозії розробляють одночасно з проектом теплових мереж, а в разі необхідності і під час їх експлуатації.



7.7. Приклади розрахунку

Приклад 12. Визначити діаметр спускного пристрою і арматури для випуску повітря з трубопроводу, схема якого наведена на рисунку 52.

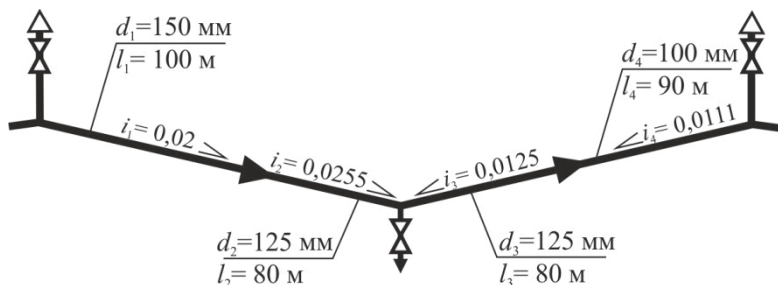


Рис. 52. Схема трубопроводу до прикладу 12

Рішення. Відповідно до рекомендацій ДБН В.2.5–39:2008 умовний прохід штуцерів і арматури для випуску повітря з трубопроводів умовним діаметром 150 і 100 мм прийнято рівним 50 мм [9, дод. В].

Розрахунок спускного пристрою виконано за методикою наведеною в довідковій літературі [21, с. 62]. Згідно цієї методики діаметр спускного пристрою визначають окремо для кожного з трубопроводів, які прилягають до найнижчої точки.

Розрахунок для лівої частини трубопроводу.

Зведений діаметр, $d_{звл}$, лівої частини з уклоном в одному напрямку знайдено за формулою [21, с. 62], м:

$$d_{звл} = \frac{d_1 \cdot l_1 + d_2 \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{0,150 \cdot 100 + 0,125 \cdot 80}{100 + 80} = 0,139, \quad ()$$

де d_1 і d_2 — діаметри трубопроводів, м; l_1 і l_2 — довжини ділянок трубопроводів, м.

Зведений уклон лівої частини:

$$i_{звл} = \frac{i_1 \cdot l_1 + i_2 \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{0,02 \cdot 100 + 0,0255 \cdot 80}{100 + 80} = 0,0224, \quad ()$$

де i_1 і i_2 — уклон ділянок трубопроводів.



Діаметр спускного пристрою для лівої частини визначено за формулою, м:

$$d_{\text{л}} = d_{\text{звл}} \cdot \alpha \cdot n \cdot \sqrt[4]{\frac{\sum l}{i_{\text{звл}}}}, \quad ()$$

де α — коефіцієнт витрати арматури: для вентилів приймають рівним 0,0144, для засувки — 0,011; n — коефіцієнт, який приймають залежно від тривалості спуску води: для 1 години $n = 1$; для 2 годин $n = 0,72$; для 3 годин $n = 0,58$; для 4 годин $n = 0,5$; для 5 годин $n = 0,45$.

Оскільки трубопроводи діаметром до 300 мм повинні спорожнюватись не більше ніж 2 години [9, п. 12.18], то прийнято $n = 0,72$, а коефіцієнт $\alpha = 0,0144$.

$$d_{\text{л}} = d_{\text{звл}} \cdot \alpha \cdot n \cdot \sqrt[4]{\frac{\sum l}{i_{\text{звл}}}} = 0,139 \cdot 0,0144 \cdot 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{180}{0,0224}} = 0,0136.$$

Аналогічно виконано розрахунки і для правої частини трубопроводу.

Зведений діаметр, $d_{\text{звпр}}$, правої частини за формулою (153), м:

$$d_{\text{звпр}} = \frac{d_3 \cdot l_3 + d_4 \cdot l_4}{l_3 + l_4} = \frac{0,125 \cdot 80 + 0,100 \cdot 90}{80 + 90} = 0,112.$$

Зведений уклон правої частини за формулою (154):

$$i_{\text{звпр}} = \frac{i_3 \cdot l_3 + i_4 \cdot l_4}{l_3 + l_4} = \frac{0,0125 \cdot 80 + 0,0111 \cdot 90}{80 + 90} = 0,0118.$$

Діаметр спускного пристрою для правої частини (формула (155)), м:

$$d_{\text{пр}} = d_{\text{звпр}} \cdot \alpha \cdot n \cdot \sqrt[4]{\frac{\sum l}{i_{\text{звпр}}}} = 0,112 \cdot 0,0144 \cdot 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{170}{0,0118}} = 0,0127$$

Діаметр штуцера і запірної арматури для обох сторін [21, с. 62], м:

$$d = \sqrt{d_{\text{л}}^2 + d_{\text{пр}}^2} = \sqrt{0,0136^2 + 0,0127^2} = 0,0186. \quad ()$$

Отже, діаметр випуску має бути не менше ніж 20 мм.

Приклад 13. Для ділянки трубопроводу довжиною 100м з умовним діаметром 400 мм, яка транспортує теплоносій з температурою 150°C підібрати однобічний сальниковий компенсатор, визначити його встановлювану та монтажну довжину, якщо монтаж здійснювали за температури плюс 15°C, а розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення становить мінус 20°C.

Рішення. Компенсатор буде працювати з перепадом температури, °C:

$$\Delta t = t_1 - t_{p.o} = 150 - (-20) = 170.$$

Теплове подовження ділянки трубопроводу за формулою (102), мм:

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L = 12,5 \cdot 10^{-3} \cdot 170 \cdot 100 = 213.$$

За даними виробника (додаток 22) компенсаційна здатність однобічного компенсатора з умовним діаметром 400 мм становить 500 мм, а його довжина 1550 мм. Тоді розрахункова компенсаційна здатність, мм:

$$l_p = 500 - 50 = 450,$$

а встановлювана довжина за формулою (106), мм:

$$L_{вст} = L_k - z - l_p - \Delta L = 1550 - 50 - 450 - 213 = 1263.$$

Монтажна довжина компенсатора становитиме (формула (107)), мм:

$$\begin{aligned} L_{мон} &= L_{вст} - \alpha \cdot t_{мон} - t_{p.o} \cdot L = \\ &= 1263 - 12,5 \cdot 10^{-3} \cdot 15 - (-20) \cdot 100 = 1219. \end{aligned}$$

Приклад 14. Визначити напруження прогину від теплової деформації трубопроводу зовнішнім діаметром $d = 159$ мм біля нерухомої опори А (рис. 46), якщо розрахункова температура теплоносія становить $t_1 = 150^\circ\text{C}$, а розрахункова температура для проектування опалення $t_{p.o} = -20^\circ\text{C}$. Допустиме напруження прийняти рівним 106 МПа.

Розрахунок виконати для таких варіантів конфігурації траси:

1. Довжина короткого плеча $l = 15$ м, довжина довгого плеча $l_l = 45$ м, а кут повороту $\varphi = 120^\circ$.



2. Довжина короткого плеча $l = 15$ м, довжина довгого плеча $l_1 = 45$ м, а кут повороту $\varphi = 90^\circ$.
3. Довжини короткого і довгого плеча однакові і становлять по 30 м, а кут повороту $\varphi = 120^\circ$. Для цього варіанту визначити також силу пружної деформації.

Рішення для варіанту 1. Теплова мережа працюватиме з перепадом температури, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t = \tau_1 - t_{p.o} = 150 - -20 = 170.$$

Теплове подовження короткого плеча за формулою (102), м:

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L = 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 170 \cdot 15 = 0,032.$$

Модуль повздовжньої пружності для сталі з температурою 150°C становить $E = 1,893 \cdot 10^5$ МПа (табл. 14), кут

$$\beta = \varphi - 90^\circ = 30^\circ,$$

відношення довжини довгого плеча до короткого $n = l_1/l = 45/15 = 3$.

Тоді напруження прогину біля опори А за формулою (118), МПа:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{1,5 \cdot \Delta L \cdot E \cdot d}{l^2 \cdot \cos \beta} \cdot \left(n + 1 + \frac{n+3}{n+1} \cdot \sin \beta \right) = \\ &= \frac{1,5 \cdot 0,032 \cdot 1,893 \cdot 10^5 \cdot 0,159}{15^2 \cdot \cos 30} \cdot \left(3 + 1 + \frac{3+3}{3+1} \cdot \sin 30 \right) = 35,2. \end{aligned}$$

Отримане значення напруження прогину не більше ніж допустиме 106 МПа. Отже даний кут повороту можна використати для самокомпенсації.

Рішення для варіанту 2. Теплове подовження короткого плеча становить 0,032 м.

Модуль повздовжньої пружності для сталі з температурою 150°C становить $E = 1,893 \cdot 10^5$ МПа (табл. 14), відношення довжини довгого плеча до короткого $n = l_1/l = 45/15 = 3$. Тоді напруження прогину біля опори А за формулою (119), МПа:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{1,5 \cdot \Delta L \cdot E \cdot d \cdot n + 1}{l^2} = \\ &= \frac{1,5 \cdot 0,032 \cdot 1,893 \cdot 10^5 \cdot 0,159 \cdot 3 + 1}{15^2} = 25,7. \end{aligned}$$



Отримане значення напруження прогину не перевищує допустиме 106 МПа. Отже даний кут повороту можна використати для самокомпенсації.

Рішення для варіанту 3. Теплова мережа працюватиме з перепадом температури, °C:

$$\Delta t = t_1 - t_{p.o} = 150 - -20 = 170.$$

Теплове подовження ділянки за формулою (102), м:

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L = 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 170 \cdot 30 = 0,064.$$

Модуль повздовжньої пружності для сталі з температурою 150°C становить $E = 1,893 \cdot 10^5$ МПа (табл. 14), кут

$$\beta = \varphi - 90^\circ = 30^\circ,$$

відношення довжини довгого плеча до короткого $n = l_1/l = 30/30 = 1$. Тоді напруження прогину біля опори А за формулою (118), МПа:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{1,5 \cdot \Delta L \cdot E \cdot d}{l^2 \cdot \cos \beta} \cdot \left(n + 1 + \frac{n+3}{n+1} \cdot \sin \beta \right) = \\ &= \frac{1,5 \cdot 0,064 \cdot 1,893 \cdot 10^5 \cdot 0,159}{30^2 \cdot \cos 30} \cdot \left(1 + 1 + \frac{1+3}{1+1} \cdot \sin 30 \right) = 11,1. \end{aligned}$$

Отримане значення напруження прогину менше ніж допустиме 106 МПа. Отже даний кут повороту можна використати для самокомпенсації.

Силу пружної деформації обчислюють за формулою [21, табл. 10.19], Н:

$$P_n = B \cdot \frac{\alpha \cdot E \cdot I \cdot \Delta t}{10^7 \cdot l^2}, \quad ()$$

де B — коефіцієнт, який визначають за формулою [21, табл. 10.19]:

$$B = \frac{12 \cdot 1 + \sin^2 \beta}{\cos^2 \beta} = \frac{12 \cdot 1 + \sin^2 30}{\cos^2 30} = 36. \quad ()$$

Значення добутку $\alpha \cdot E \cdot I \cdot 10^{-7}$ приймають за довідковою літературою [21, табл. 10.21], для зовнішнього діаметра труби $d = 15,9$ см $\alpha \cdot E \cdot I \cdot 10^{-7} = 15,3$ Н·м²/°C.

Тоді для плеча довжиною $l = 30$ м сила пружної деформації складе, Н:



$$P_n = B \cdot \frac{\alpha \cdot E \cdot I \cdot \Delta t}{10^7 \cdot l^2} = 36 \cdot 15,3 \cdot \frac{170}{30^2} = 104.$$

Приклад 15. Визначити розміри П-подібного компенсатора, встановленого з попереднім розтягом, і його реакцію для ділянки трубопроводу умовним діаметром 150 мм, якщо нерухомі опори встановлені на відстані $L = 100$ м. Розрахункова температура теплоносія становить $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$, а розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення $t_{p,o} = -21^\circ\text{C}$.

Рішення. Трубопровід працюватиме з перепадом температури, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t = \tau_1 - t_{p,o} = 150 - (-21) = 171.$$

Для сталі температурою 150°C коефіцієнт лінійного розширення $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ (табл. 14). Теплове подовження ділянки за формулою (102), м:

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L = 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 171 \cdot 100 = 0,214.$$

Розрахункове подовження з урахуванням попереднього розтягу компенсатора складе (формула (117)), м:

$$\Delta X = \epsilon \cdot \Delta L = 0,5 \cdot 0,214 = 0,107.$$

За довідковою літературою [19, табл. 11.3] для трубопроводу умовним діаметром 150 мм, орієнтуючись на розраховану величину ΔX , прийнято П-подібний компенсатор з компенсаційною здатністю $\Delta l_k = 120$ мм, вильотом $H = 1,8$ м, спинкою $c = 1,56$ м. Одинична осьова сила для такого компенсатора становитиме $P_k = 0,72$ кН/см [19, табл. 11.4], тоді реакція компенсатора, кН:

$$P = P_k \cdot \Delta X = 0,72 \cdot 10,7 = 7,7.$$

Приклад 16. Визначити необхідну кількість однобічних сальникових компенсаторів для ділянки теплової мережі умовним діаметром 500 мм, довжиною $L = 400$ м, якщо температура теплоносія $\tau_1 = 150^\circ\text{C}$, а розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення $t_{p,o} = -21^\circ\text{C}$. Визначити реакцію компенсатора, якщо робочий тиск $P_p = 1,5$ МПа.

Рішення. Трубопровід працюватиме з перепадом температури, $^\circ\text{C}$:



$$\Delta t = \tau_1 - t_{p.o} = 150 - -21 = 171.$$

Для сталі температурою 150°C коефіцієнт лінійного розширення $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ (табл. 14). Теплове подовження ділянки за формулою (102), м:

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L = 12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 171 \cdot 400 = 0,855.$$

До встановлення прийнято сальниковий компенсатор з умовним діаметром 500 мм, компенсаційною здатністю 500 мм, довжиною сальникової набивки 130 мм, зовнішнім діаметром патрубку 530 мм, (додаток 22).

Тоді, розрахункова компенсаційна здатність, мм:

$$l_p = 500 - 50 = 450.$$

Необхідна кількість компенсаторів на розрахунковій ділянці, шт.:

$$n = \frac{\Delta L}{l_p} = \frac{855}{450} = 1,9 \approx 2.$$

Реакція сальникового компенсатора — сила тертя в сальниковій набивці за формулами (108) і (109), Н:

$$N_f^c = \frac{4000 \cdot n}{A_c} \cdot L_c \cdot d_{ec} \cdot \mu_c \cdot \pi = 1 \cdot 10^6 \cdot 0,13 \cdot 0,53 \cdot 0,15 \cdot 3,14 = 32452$$

$$N_f^c = 2 \cdot P_p \cdot L_c \cdot d_{ec} \cdot \mu_c \cdot \pi =$$

$$= 2 \cdot 1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,13 \cdot 0,53 \cdot 0,15 \cdot 3,14 = 97356.$$

З двох обчислених значень прийнято більшу величину реакції сальникового компенсатора — 97,4 кН.

Приклад 17. Визначити вертикальне і горизонтальне осьове навантаження на нерухому опору Б (рис. 53) трубопроводу діаметром 159x6 мм прокладеному в технічному підпіллі, якщо його питома вага в робочому стані становить 513 Н/м. Рухомі опори мають коефіцієнт тертя 0,4 і встановлені на відстані $L = 7$ м одна від одної. Сили пружної деформації: для П-подібного компенсатора з попереднім розтягом — $P_k = 7,85$ кН; для кута повороту без попереднього розтягу — $P_n = 0,12$ кН.

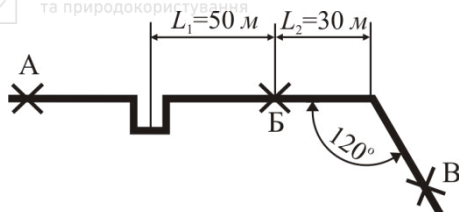


Рис. 53. Схема трубопроводу до прикладу 17

Рішення. Вертикальне нормативне навантаження на опору розраховано за формулою (120), Н:

$$F_v = G_v \cdot L = 513 \cdot 7 = 3591.$$

Нерухома опора Б буде зазнавати навантаження:

- від сил пружної деформації гнучкого компенсатора з одного боку опори і кута повороту з іншого. Ці величини задані за умовою прикладу;
- від сил тертя в рухомих опорах, які визначають за формулою [9, п. Г.4.1], Н:

$$N_f^{op} = \mu \cdot G_h \cdot L, \quad ()$$

де G_h — вага одного метра трубопроводу в робочому стані, Н/м; L — довжина трубопроводу від нерухомої опори до компенсатора або повороту траси в разі компенсації, м; μ — коефіцієнт тертя в рухомих опорах труб.

Величина сил тертя в рухомих опорах на ділянці з гнучким компенсатором відповідно до формули (159) становитиме, Н:

$$N_{f1}^{op} = \mu \cdot G_h \cdot L_1 = 0,4 \cdot 513 \cdot 50 = 10260,$$

а на ділянці з поворотом траси, Н:

$$N_{f2}^{op} = \mu \cdot G_h \cdot L_1 = 0,4 \cdot 513 \cdot 30 = 6156.$$

Горизонтальне навантаження відповідно до нормативних вимог буде визначено для таких режимів роботи трубопроводу:

- нагрівання — температура трубопроводу поступово зростає;
- охолодження — температура в трубопроводі зменшується.

Для кожного режиму роботи сили, що діють в одному напрямку прийняті з однаковим знаком: «плюс» або «мінус» (знак «мінус» прийнято для меншої суми сил). Відповідно до вимог ДБН В.2.5-39:2008 менша сума сил врахована з коефіцієнтом 0,7. Тоді за



рекомендаціями довідкової літератури [21, с. 233] горизонтальне осьове навантаження на нерухомому опорі холодного трубопроводу визначено за формулами, Н:

- для режиму нагрівання:

$$H_x^H = P_{\kappa} + N_{f2}^{op} - 0,7 \cdot N_{f1}^{op} = 7850 + 6156 - 0,7 \cdot 10260 = 6824 ;$$

- для режиму охолодження:

$$H_x^{ox} = P_{\kappa} + N_{f1}^{op} - 0,7 \cdot N_{f2}^{op} = 7850 + 10260 - 0,7 \cdot 6156 = 13801.$$

Силу пружної деформації кута повороту для холодного трубопроводу не враховано, бо поворот виконано без попереднього розтягу. Температурні деформації нагрітого трубопроводу буде сприймати як гнучкий компенсатор, так і кут повороту. Тому горизонтальне осьове навантаження на нерухомому опорі трубопроводу нагрітого до розрахункової температури визначено за формулами [21, с. 233], Н:

- для режиму нагрівання:

$$\begin{aligned} H_z^H &= P_{\kappa} + N_{f1}^{op} - 0,7 \cdot P_n + N_{f2}^{op} = \\ &= 7850 + 10260 - 0,7 \cdot 120 + 6156 = 13717 ; \end{aligned}$$

- для режиму охолодження:

$$\begin{aligned} H_z^{ox} &= P_{\kappa} + N_{f2}^{op} - 0,7 \cdot P_n + N_{f1}^{op} = \\ &= 7850 + 6156 - 0,7 \cdot 120 + 10260 = 6740 . \end{aligned}$$

Отже горизонтальне осьове навантаження на нерухомому опорі становитиме $H = 13801 \text{ Н} = 13,8 \text{ кН}$.

Приклад 18 [37, с. 51]. Визначити за нормованою щільністю теплового потоку крізь ізольовану поверхню трубопроводу товщину теплової ізоляції для двотрубною мережі зовнішнім діаметром 426 мм, яку прокладено в каналі КП 208x102 (рис. 54).

Середньорічна температура води в подавальному трубопроводі $\tau_1 = 90^\circ\text{C}$, в зворотному — $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$.

Заглиблення осі трубопроводу $h = 1,2 \text{ м}$.

Канал влаштовано в суглинку густиною 1200 кг/м^3 з вологістю до 12%. Середньорічна температура ґрунту $t_{\text{зов}} = +3^\circ\text{C}$.

Для ізоляції прийняти мати з скляного штапельного волокна на синтетичному в'язучому марки МС-50 з покривним шаром з бризолу в два шари товщиною $\delta_{\text{пш}} = 0,008$ м і коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{пш}} = 0,175$ Вт/(м·°C).

Визначити ефективність прийнятої ізоляції.

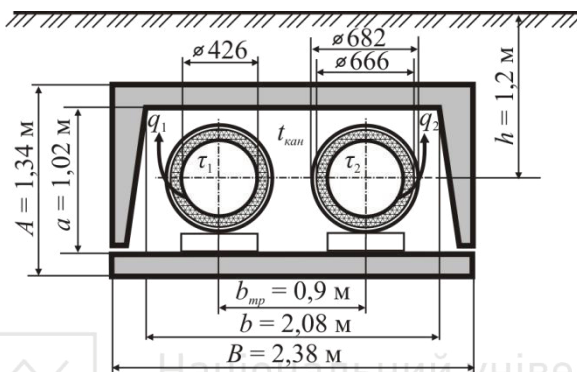


Рис. 54. Схема двотрубно́ї тепломережі до прикладу 18

Рішення. Нормовану щільність теплового потоку крізь ізольовану поверхню трубопроводу для двотрубно́го підземного прокладання в непрохідних каналах прийнято [36, дод. 7, табл. 2] (додаток 25):

- $q_1 = 82$ Вт/м для подавального трубопроводу з температурою теплоносія $\tau_1 = 90^\circ\text{C}$;
- $q_2 = 33$ Вт/м для зворотного трубопроводу з температурою теплоносія $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$.

Повний термічний опір теплоізоляційної конструкції для кожного трубопроводу (формула (151)), м°C/Вт:

$$R_{\text{tot1}} = \frac{\tau_1 - t_{\text{зов}}}{q_1} = \frac{90 - 3}{82} = 1,183;$$

$$R_{\text{tot2}} = \frac{\tau_2 - t_{\text{зов}}}{q_2} = \frac{50 - 3}{33} = 1,424.$$

Середню температуру теплоізоляційного шару визначено за формулою [36, дод. 1, прим. 1], °C:



$$t_{cep1} = \frac{\tau_1 + 40}{2} = \frac{90 + 40}{2} = 65;$$

$$t_{cep2} = \frac{\tau_2 + 40}{2} = \frac{50 + 40}{2} = 45.$$

Теплопровідність заданого ізоляційного матеріалу визначено за формулою [36, дод. 1], Вт/(м·°C):

$$\lambda_{i3} = 0,042 + 0,00028 \cdot t_{cep};$$

- для подавального трубопроводу

$$\lambda_{i31} = 0,042 + 0,00028 \cdot 65 = 0,06;$$

- для зворотного трубопроводу

$$\lambda_{i32} = 0,042 + 0,00028 \cdot 45 = 0,055.$$

Прийнято коефіцієнт тепловіддачі для труб прокладених в каналах $\alpha_{308} = 8$ Вт/(м²·°C) [36, дод. 9, прим. 1], тоді за формулою (136):

- для подавального трубопроводу

$$\ln B_1 = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i31} \cdot \left(R_{tot1} - \frac{1}{\alpha_{308} \cdot \pi \cdot d + 0,1} \right) =$$
$$= 2 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot \left(1,183 - \frac{1}{8 \cdot 3,14 \cdot 0,426 + 0,1} \right) = 0,4172,$$

тоді $B_1 = 1,518$;

- для зворотного трубопроводу

$$\ln B_2 = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i32} \cdot \left(R_{tot2} - \frac{1}{\alpha_{308} \cdot \pi \cdot d + 0,1} \right) =$$
$$= 2 \cdot 3,14 \cdot 0,055 \cdot \left(1,424 - \frac{1}{8 \cdot 3,14 \cdot 0,426 + 0,1} \right) = 0,4657,$$

тоді $B_2 = 1,593$.

Необхідна товщина ізоляційного шару (формула (135)), м:

$$\delta_{i31} = \frac{d}{2} \cdot B_1 - 1 = \frac{0,426}{2} \cdot 1,518 - 1 = 0,11;$$



$$\delta_{i32} = \frac{a}{2} \cdot B_2 - 1 = \frac{0,426}{2} \cdot 1,593 - 1 = 0,126.$$

Відповідно до рекомендацій СНиП 2.04.14–88 [36, дод. 11–12] прийнято товщину основного шару ізоляції для обох трубопроводів $\delta_{i3} = 0,12$ м. Тоді термічний опір основного шару ізоляції для кожного трубопроводу за формулою (129), $\text{м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_{i31} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i31}} \cdot \ln \frac{d_{i3}^{306}}{d_{i3}^{6H}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,06} \cdot \ln \frac{0,666}{0,426} = 1,186;$$

$$R_{i32} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i32}} \cdot \ln \frac{d_{i3}^{306}}{d_{i3}^{6H}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,055} \cdot \ln \frac{0,666}{0,426} = 1,294.$$

Термічний опір покривного шару для обох труб (формула (129)), $\text{м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_{mi} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{mi}} \cdot \ln \frac{d_{mi}^{306}}{d_{mi}^{6H}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,175} \cdot \ln \frac{0,682}{0,666} = 0,022.$$

Термічний опір на поверхні обох трубопроводів (формула (126)), $\text{м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_{306} = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot \alpha_{306}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,682 \cdot 8} = 0,058.$$

Термічний опір кожного трубопроводу за формулою (131), $\text{м}^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_1 = R_{i31} + R_{mi} + R_{306} = 1,186 + 0,022 + 0,058 = 1,266;$$

$$R_2 = R_{i32} + R_{mi} + R_{306} = 1,294 + 0,022 + 0,058 = 1,374.$$

Відтак необхідно обчислити опори теплопередачі для каналу і ґрунту.

Внутрішній і зовнішній еквівалентний діаметр каналу розраховано за формулами (147) і (148), м;

$$d_{ек}^{6H} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 2,08 \cdot 1,02}{2,08 + 1,02} = 1,37;$$

$$d_{ек}^{306} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B} = \frac{2 \cdot 2,38 \cdot 1,34}{2,38 + 1,34} = 1,71.$$



Прийнято коефіцієнт теплосприйняття внутрішньої поверхні каналу $\alpha_{нк} = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ [36, дод. 9, прим. 3], тоді термічний опір поверхні каналу (формула (123)), $\text{м}^\circ\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_{нк} = \frac{1}{\pi \cdot d_{ек}^{вн} \cdot \alpha_{нк}} = \frac{1}{3,14 \cdot 1,37 \cdot 8} = 0,029.$$

Коефіцієнт теплопровідності залізобетону прийнято $\lambda_{ск} = 1,55 \text{ Вт}/(\text{м}^\circ\text{C})$ [37, дод. 3]. Опір теплопередачі стінки каналу (формула (129)), $\text{м}^\circ\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_{ск} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ск}} \cdot \ln \frac{d_{ск}^{306}}{d_{ск}^{вн}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,55} \cdot \ln \frac{1,71}{1,37} = 0,023.$$

Термічний опір ґрунту з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{гр} = 0,62 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ [37, дод. 11] за формулою (139), $\text{м}^\circ\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_{гр} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{гр}} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot h}{d_{ек}^{306}} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot h}{d_{ек}^{306}} \right)^2 - 1} \right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,62} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot 1,2}{1,71} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1,2}{1,71} \right)^2 - 1} \right) = 0,225.$$

Термічний опір потоку тепла від повітря в каналі в ґрунт, $\text{м}^\circ\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_{кан} = R_{нк} + R_{ск} + R_{гр} = 0,029 + 0,023 + 0,225 = 0,277.$$

Для визначення дійсних втрат тепла необхідно обчислити температуру повітря в каналі за формулою [37, с. 44], $^\circ\text{C}$:

$$t_{кан} = \frac{\frac{\tau_1}{R_1} + \frac{\tau_2}{R_2} + \frac{t_{306}}{R_{кан}}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_{кан}}}; \quad ()$$

$$t_{кан} = \frac{\frac{90}{1,266} + \frac{50}{1,374} + \frac{3}{0,277}}{\frac{1}{1,266} + \frac{1}{1,374} + \frac{1}{0,277}} = 23,1.$$



Тоді фактичні питомі втрати тепла подавальним і зворотним трубопроводом за формулою (124), Вт/м:

$$q_1 = \frac{\tau_1 - t_{\text{кан}}}{R_1} = \frac{90 - 23,1}{1,266} = 52,8;$$

$$q_2 = \frac{\tau_2 - t_{\text{кан}}}{R_2} = \frac{50 - 23,1}{1,374} = 19,6,$$

а сумарні втрати обома трубопроводами, Вт/м:

$$q_{\text{із}} = 52,8 + 19,6 = 72,4.$$

Якби трубопроводи були неізольовані, то їх термічний опір дорівнював би опору зовнішньої поверхні трубопроводу (див. формулу (126)), м°С/Вт:

$$R_{\text{ніз}} = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot \alpha_{\text{зов}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,426 \cdot 8} = 0,093.$$

Тоді температура повітря в каналі з неізольованими трубами за формулою (160), °С:

$$t_{\text{кан}}^{\text{ніз}} = \frac{\frac{90}{0,093} + \frac{50}{0,093} + \frac{3}{0,277}}{\frac{1}{0,093} + \frac{1}{0,093} + \frac{1}{0,277}} = 60,4.$$

Питомі втрати тепла неізольованими трубопроводами, Вт/м:

$$q_{\text{ніз1}} = \frac{\tau_1 - t_{\text{кан}}^{\text{ніз}}}{R_{\text{ніз}}} = \frac{90 - 60,4}{0,093} = 318,3;$$

$$q_{\text{ніз2}} = \frac{\tau_2 - t_{\text{кан}}^{\text{ніз}}}{R_{\text{ніз}}} = \frac{50 - 60,4}{0,093} = -111,8.$$

Від'ємне число свідчить про те, що для зворотного трубопроводу тепловий потік буде направлений від повітря в каналі до теплоносія (повітря гарячіше ніж теплоносій в зворотній трубі). Отже сумарний тепловий потік неізольованих труб, Вт/м:

$$q_{\text{ніз}} = q_{\text{ніз1}} = 318,3.$$

Ефективність теплової ізоляції за формулою (152):

$$\eta = \frac{q_{\text{ніз}} - q_{\text{із}}}{q_{\text{ніз}}} = \frac{318,3 - 72,4}{318,3} = 0,77.$$

Приклад 19. Визначити ефективність теплової ізоляції попередньо ізольованих трубопроводів двотрубною тепловою мережі, якщо:

- середня річна температура теплоносія $\tau_1 = 90^\circ\text{C}$, $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$;
- зовнішній діаметр сталевих труб $d_{\text{зов}} = 273 \text{ мм}$;
- заглиблення осі трубопроводів $h = 1 \text{ м}$;
- середня річна температура ґрунту $t_{\text{зов}} = +5^\circ\text{C}$;
- коефіцієнт теплопровідності ґрунту $\lambda_{\text{зр}} = 1,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$;
- трубопроводи прокладено без каналів, схема наведена на рисунку 55;
- трубопроводи ізольовані пінополіуретаном з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{із}} = 0,035 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ і товщиною $\delta_{\text{із}} = 57,2 \text{ мм}$;
- захисна оболонка виконана з поліетилену з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{пиш}} = 0,43 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ і товщиною $\delta_{\text{пиш}} = 6,3 \text{ мм}$.

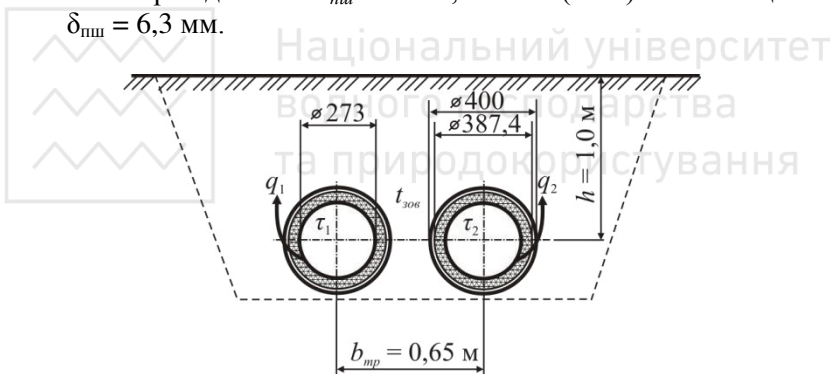


Рис. 55. Схема двотрубною тепломережі до прикладу 19

Рішення. Термічний опір пінополіуретанового шару ізоляції за формулою (129) [30, дод. Г], $\text{м}\cdot^\circ\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_{\text{із}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{із}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{із}}^{\text{зов}}}{d_{\text{із}}^{\text{вн}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,035} \cdot \ln \frac{0,3874}{0,273} = 1,59.$$

Термічний опір покривного шару — захисної поліетиленової оболонки (формула (129)), $\text{м}\cdot^\circ\text{C}/\text{Вт}$:



$$R_{nu} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{nu}} \cdot \ln \frac{d_{nu}^{306}}{d_{nu}^{6H}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,43} \cdot \ln \frac{0,4}{0,3874} = 0,012.$$

Термічний опір ґрунту визначено за формулою (139) [30, дод. Г], м°С/Вт:

$$R_{ep} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ep}} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot h}{d_{nu}^{306}} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot h}{d_{nu}^{306}} \right)^2 - 1} \right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot 1}{0,4} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1}{0,4} \right)^2 - 1} \right) = 0,243.$$

Тоді термічний опір кожного теплопроводу (формула (138)), м°С/Вт:

$$R_1 = R_2 = R_{iz} + R_{nu} + R_{ep} = 1,59 + 0,012 + 0,243 = 1,845$$

Умовний додатковий термічний опір, який враховує взаємний вплив сусідніх труб визначено за формулою (141), м°С/Вт:

$$R_o = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ep}} \cdot \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot h}{b_{mp}} \right)^2} =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \cdot \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1}{0,65} \right)^2} = 0,125.$$

Питомі втрати подавального і зворотного трубопроводів визначено за формулами [30, дод. Г], Вт/м:

$$q_1 = \frac{\tau_1 - t_{306} \cdot R_2 - \tau_2 - t_{306} \cdot R_o}{R_1 \cdot R_2 - R_o^2} =$$

$$= \frac{90 - 5 \cdot 1,845 - 50 - 5 \cdot 0,125}{1,845 \cdot 1,845 - 0,125^2} = 44,7;$$



$$q_2 = \frac{\tau_2 - t_{306} \cdot R_1 - \tau_1 - t_{306} \cdot R_o}{R_1 \cdot R_2 - R_o^2} =$$

$$= \frac{50 - 5 \cdot 1,845 - 90 - 5 \cdot 0,125}{1,845 \cdot 1,845 - 0,125^2} = 21,4.$$

Розраховані питомі втрати для подавального і зворотного трубопроводів практично співпадають з величинами наведеними в ДСТУ Н Б В.2.5–35:2007 [30, табл. Г.2].

Сумарні питомі тепловтрати ізолюваного трубопроводу, Вт/м:

$$q_{iz} = q_1 + q_2 = 44,7 + 21,4 = 66,1$$

Для неізолюваних трубопроводів термічний опір кожного з них буде дорівнювати термічному опору ґрунту (формула (139)), м°С/Вт:

$$R_{zp} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{zp}} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot h}{d_{306}} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot h}{d_{306}} \right)^2 - 1} \right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot 1}{0,273} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1}{0,273} \right)^2 - 1} \right) = 0,285.$$

Питомі тепловтрати неізолюваного подавального і зворотного трубопроводів, відповідно, Вт/м:

$$q_{niz1} = \frac{\tau_1 - t_{306} \cdot R_2 - \tau_2 - t_{306} \cdot R_o}{R_1 \cdot R_2 - R_o^2} =$$

$$= \frac{90 - 5 \cdot 0,285 - 50 - 5 \cdot 0,125}{0,285 \cdot 0,285 - 0,125^2} = 283,5;$$

$$q_{niz2} = \frac{\tau_2 - t_{306} \cdot R_1 - \tau_1 - t_{306} \cdot R_o}{R_1 \cdot R_2 - R_o^2} =$$

$$= \frac{50 - 5 \cdot 0,285 - 90 - 5 \cdot 0,125}{0,285 \cdot 0,285 - 0,125^2} = 33,5.$$

Сумарні втрати неізолюваними трубами, Вт/м:



$$q_{ніз} = q_{ніз1} + q_{ніз2} = 283,5 + 33,5 = 317.$$

Ефективність теплової ізоляції за формулою (152):

$$\eta = \frac{q_{ніз} - q_{із}}{q_{ніз}} = \frac{317 - 66,1}{317} = 0,79.$$

Приклад 20. За нормованою щільністю теплового потоку визначити необхідну товщину теплової ізоляції із мінераловатних напівциліндрів на синтетичному в'язучому марки 150, вкритих алюмінієвою фольгою, для двотрубною теплової мережі діаметром $d_{зов} = 159$ мм прокладеної в технічному підпіллі. Середньорічні температури теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах, відповідно, $\tau_1 = 90^\circ\text{C}$, $\tau_2 = 50^\circ\text{C}$. Середньорічна температура повітря в технічному підпіллі $t_{зов} = +20^\circ\text{C}$.

Рішення. За додатком 25 нормовану щільність теплового потоку для подавального трубопроводу визначено інтерполяцією $q_1 = 44$ Вт/м, а для зворотного прийнято $q_2 = 24$ Вт/м [36, дод. 4, табл. 3]. Повний термічний опір розраховано за формулою (151) для подавального R_{tot1} і зворотного R_{tot2} трубопроводів, $\text{м}^\circ\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_{tot1} = \frac{\tau_1 - t_{зов}}{q_1} = \frac{90 - 20}{44} = 1,591;$$

$$R_{tot2} = \frac{\tau_2 - t_{зов}}{q_2} = \frac{50 - 20}{24} = 1,25.$$

Середню температуру шару ізоляції, $t_{сер}$, визначено за формулою [36, дод. 1, прим. 1], $^\circ\text{C}$:

- для подавального теплопроводу:

$$t_{сер1} = \frac{\tau_1 + 40}{2} = \frac{90 + 40}{2} = 65;$$

- для зворотного теплопроводу:

$$t_{сер2} = \frac{\tau_2 + 40}{2} = \frac{50 + 40}{2} = 45.$$

Теплопровідність мінераловатних напівциліндрів на синтетичному в'язучому марки 150 [36, дод. 1], $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$:

$$\lambda_{із} = 0,051 + 0,0002 \cdot t_{сер}.$$

Тоді для подавального трубопроводу:



$$\lambda_{i31} = 0,051 + 0,0002 \cdot t_{cep1} = 0,051 + 0,0002 \cdot 65 = 0,064,$$

а для зворотного трубопроводу:

$$\lambda_{i32} = 0,051 + 0,0002 \cdot t_{cep2} = 0,051 + 0,0002 \cdot 45 = 0,06.$$

Прийнято коефіцієнт тепловіддачі для покривного шару з малим коефіцієнтом випромінювання $\alpha_{308} = 6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ [36, дод. 9], тоді за формулою (136):

- для подавального трубопроводу

$$\begin{aligned} \ln B_1 &= 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i31} \cdot \left(R_{tot1} - \frac{1}{\alpha_{308} \cdot \pi \cdot d_{308} + 0,1} \right) = \\ &= 2 \cdot 3,14 \cdot 0,064 \cdot \left(1,591 - \frac{1}{6 \cdot 3,14 \cdot 0,159 + 0,1} \right) = 0,5571, \end{aligned}$$

тоді $B_1 = 1,746$;

- для зворотного трубопроводу

$$\begin{aligned} \ln B_2 &= 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{i32} \cdot \left(R_{tot2} - \frac{1}{\alpha_{308} \cdot \pi \cdot d_{308} + 0,1} \right) = \\ &= 2 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot \left(1,25 - \frac{1}{6 \cdot 3,14 \cdot 0,159 + 0,1} \right) = 0,3937, \end{aligned}$$

тоді $B_2 = 1,482$.

Необхідна товщина ізоляційного шару для кожного з трубопроводів, відповідно, (формула (135)), м:

$$\delta_{i31} = \frac{d_{308}}{2} \cdot B_1 - 1 = \frac{0,159}{2} \cdot 1,746 - 1 = 0,059;$$

$$\delta_{i32} = \frac{d_{308}}{2} \cdot B_2 - 1 = \frac{0,159}{2} \cdot 1,482 - 1 = 0,04.$$

Відповідно до рекомендацій [36, дод. 11] прийнято для зворотного трубопроводу напівциліндри товщиною 40 мм, для подавального трубопроводу — 60 мм.



7.8. Контрольні питання

1. Із яких основних елементів складається трубопровід теплової мережі?
2. Яку арматуру встановлюють у верхніх та нижніх точках теплової мережі?
3. Що називають умовним проходом трубопроводу?
4. Що розуміють під умовним, пробним та робочим тиском трубопроводу?
5. Поясніть конструкцію попередньо ізольованих труб? Де їх застосовують?
6. Що таке фасонні частини і у яких випадках їх застосовують?
7. За якими ознаками класифікують трубопровідну арматуру?
8. Вкажіть види компенсаторних пристроїв та дайте їх порівняльну характеристику.
9. Вкажіть види опор і місця їх встановлення на тепловій мережі.
10. З якою метою влаштовують теплову ізоляцію трубопроводів?
11. Які матеріали використовують для теплової ізоляції труб?
12. За якими параметрами розраховують теплову ізоляцію трубопроводів теплових мереж?
13. Які чинники зумовлюють внутрішню корозію трубопроводів теплових мереж?
14. Як захищають трубопроводи теплових мереж від зовнішньої корозії?



8. Траса і способи прокладання теплових мереж

8.1. Вибір траси в населеному пункті

Проектування теплових мереж починають з вибору траси. Трасування виконують з врахуванням топографічних умов місцевості, характеру планування і забудови населеного пункту, дорожньо-транспортної мережі, розміщення водоймищ, ліній електрифікованих залізничних і трамвайних колій, виду ґрунтів, розташування надземних і підземних споруд, місцеположення найбільших споживачів теплової енергії.

Теплотрасу прокладають найкоротшим шляхом, але обминають перешкоди і території не дозволені для прокладання: дитячі ігрові та спортивні майданчики, пішохідні доріжки, садово-паркову зону лікувальних закладів [9, п. 11.1]. Теплові мережі не будують там, де є можливість забруднення теплоносія (цвинтарі, смітники, скотомогильники, сховища радіоактивних відходів, поля зрошування або фільтрації тощо) [9, п. 11.1].

Теплопроводи прокладають у відведених для інженерних мереж технічних або роздільних смугах, паралельно червоним лініям вулиць, доріг і проїздів, поза проїжджою частиною та смугою зелених насаджень, а всередині мікрорайонів і кварталів — поза проїжджою частиною доріг. Під проїжджою частиною вулиць і доріг та під тротуарами трубопроводи влаштовують за відповідного обґрунтування [39, п. 8.54].

Діаметри труб, які прокладають в кварталах і мікрорайонах, за умовами безпеки вибирають не більше ніж 500 мм, а траса їх не повинна проходити в місцях можливого скупчення населення (спортмайданчики, сквери, двори громадських будинків тощо) [19, с. 212].

Будівельні норми дозволяють перетинати трасою транзитної водяної мережі діаметром до 300 мм включно житлові і громадські будівлі, за умови її прокладання у технічних підвалах і тунелях (заввишки не менше ніж 1,8 м) і влаштування дренажного колодязя на виході з будівлі [9, п. 11.3]. Проте, будівлі дитячих дошкільних, шкільних та лікувально-профілактичних установ перетинати транзитними тепловими мережами не можна. Територією цих закладів трубопроводи прокладають лише підземно в монолітних



залізобетонних каналах з посиленою гідроізоляцією [9, п. 11.3].

Перетин тепловими мережами річок, автомобільних доріг, трамвайних колій, а також будівель здійснюють під прямим кутом [9, п. 11.8].

Трасу теплопроводів і перетин з різними інженерними спорудами виконують з дотриманням норм розділу 11 ДБН В.2.5–39:2008 [9].

Мережу, нанесену на план міської забудови, прив'язують до червоних ліній, капітальних споруд, геодезичних реперів. Мінімальні відстані в плані від конструкцій теплових мереж до споруд та інженерних комунікацій унормовані [9, дод. Б; 30, дод. И] і наведені в таблиці 18.

Таблиця 18

Мінімальні віддалі (на провіт) від будинків, споруд та інженерних мереж до конструкцій теплових мереж (неповний перелік) [9, табл. Б.3; 39, дод. 8.1]

Споруди, інженерні мережі	Мінімальна віддаль по горизонталі, м
До фундаментів будинків і споруд для прокладання в каналах труб умовним діаметром менше ніж 500 мм	2
Теж саме для безканального прокладання	5
До осі найближчої трамвайної колії	2,8
До бортового каменю автомобільної дороги, вулиці	1,5
До фундаментів опор щогл і стовпів зовнішнього освітлення	2
До водопроводу	1,5
До каналізації, водостоків, дренажів	1
До газопроводу з тиском до 0,6 МПа для теплових мереж у каналах та безканальних	2
До газопроводу з тиском понад 0,6 МПа до 1,2 МПа	4
До газопроводу з тиском до 0,3 МПа для безканального прокладання	1
До блока телефонної каналізації або до броньованого кабелю зв'язку	1
До силових кабелів напругою до 35 КВ	2



Приклад та вимоги до оформлення плану мереж наведені в ДСТУ Б А.2.4–28:2008 [40].

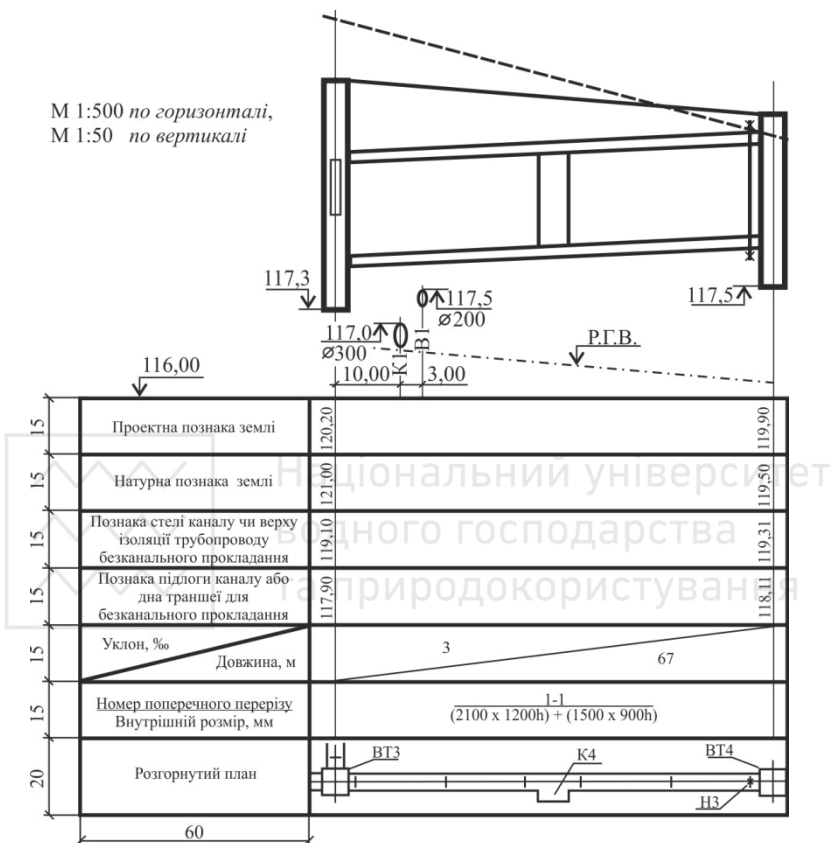


Рис. 56. Повздовжній профіль теплової мережі у непрохідному каналі

Трасування теплової мережі супроводжує і вибір способу прокладання труб.

Для запроектованої траси будують повздовжній профіль і здійснюють вертикальне або висотне проектування. На профіль наносять планувальні та дійсні відмітки поверхні землі, рівень ґрунтової води, усі підземні і надземні комунікації і споруди, які впливають на прокладання теплової мережі, усі споруди і конструкції самої мережі, нерухомі опори [40, п. 8.2]. Приклад



оформлення профілю ділянки підземного трубопроводу прокладеного у непрохідному каналі наведено на рисунку 56. На профілі вказують прийняті уклони, відмітки осі трубопроводів, місця розміщення камер, дренажних колодязів тощо. На ділянках між камерами уклон має бути однакового напрямку, хоча величина його може змінюватись. Уклон труб повинен бути не менше ніж 0,002 незалежно від напрямку руху теплоносія [9, п. 11.4]. Міняти напрямок уклону можна тільки у камері. Точки зламу профілю підземного трубопроводу необхідно влаштовувати там, де є можливість відведення води у разі спорожнення трубопроводу (у дощову каналізацію, водойму). Ламаний профіль траси ускладнює експлуатацію мережі, збільшує кількість спускних пристроїв та повітряних клапанів.

Заглиблення теплових мереж від поверхні землі приймають [9, дод. Б] не менше ніж:

- 0,5 м до верху перекриття каналів і тунелів;
- 0,3 м до верху перекриття камер;
- 0,7 м до верху оболонки безканального трубопроводу.

Якщо мережу прокладено над поверхнею землі на низьких опорах, то відстань до низу теплової ізоляції повинна становити не менше ніж 0,35 м для групи труб завширшки до 1,5 м і 0,5 м для більшої ширини [9, дод. Б].

Під час побудови повздовжнього профілю необхідно слідкувати за дотриманням мінімальних допустимих відстаней до інших підземних та надземних інженерних мереж [9, дод. Б]. Зокрема, для підземних трубопроводів найменша відстань на просвіт по вертикалі між теплопроводом і трубами водопроводу, каналізації, газопроводу повинна становити не менше ніж 0,2 м; до підшви рейок трамвайних колій і до верху покриття автодоріг — 1 м; до телефонної каналізації і броньованого кабелю зв'язку — 0,15.

Якщо водопровід або каналізація перетинають теплову мережу, прокладену в каналах, і проходять над нею, то для трубопроводів водопроводу і каналізації влаштовують футляри, які виступають на 3 м з обох боків від конструкції каналу. Так само виконують перетин з газопроводом [9, п. 11.15]. Для труб безканального прокладання футляри можна не влаштовувати.



Профіль траси бажано проектувати з найменшим заглибленням без врахування глибини промерзання ґрунту, що зменшує вартість будівництва і ремонтних робіт.

8.2. Способи прокладання теплових мереж

За способом прокладання теплові мережі поділяють на підземні і надземні. Прийнятий спосіб прокладання повинен забезпечувати найбільшу надійність роботи системи теплопостачання та мати найменші капітальні та експлуатаційні затрати. Він залежить від призначення трубопроводів, вулично-дорожньої мережі, характеру рельєфу, категорії ґрунту, архітектурних вимог тощо; його приймають на підставі техніко-економічного розрахунку варіантів.

У містах та інших населених пунктах теплові мережі, здебільшого, прокладають підземно: безпосередньо в землі (без каналів) або в каналах і тунелях [9, п. 11.1].

Надземне прокладання теплових мереж передбачають за відповідного обґрунтування майданчиками промислових підприємств, незабудованими територіями, а також для перетину природних або штучних перешкод (залізниць, річок, яруг, відкритих водостоків тощо) [9, п. 11.11].

8.2.1. Підземне прокладання теплопроводів у непрохідних каналах

Канали захищають теплопроводи від впливу ґрунтової, атмосферної і паводкової води та забезпечують їх вільне теплове подовження. Конструкція каналу сприймає навантаження від ваги ґрунту і транспорту. Найбільш розповсюдженими для будівництва теплових мереж є непрохідні та прохідні канали (тунелі).

Непрохідні канали влаштовують переважно для прокладання двотрубною мережі всіх діаметрів або більшої кількості труб малого діаметра. В непрохідних каналах трубопроводи розміщують в один ряд і, зазвичай, подавальний справа за рухом теплоносія від джерела теплової енергії від зворотного [9, п. Ж.6].

Канали споруджують із збірних уніфікованих залізобетонних елементів, виготовлених в заводських умовах [9, п. 14.3]. Конструкція збірних каналів наведена в типовій серії 3.006.1–8 [41],



вони складаються з лотків та плит перекриття або днища. З цих залізобетонних конструкцій можна будувати канали таких типів [41, вип. 0–1, с. 11]:

- КЛ — канал, який складається з лотка, перекритого плитою (рис. 57, а);
- КП — канал, споруджений з перевернутих лотків, встановлених на плити днища (рис. 57, б);
- КТ — канал, який складається з двох лоткових елементів, встановлених один на один (рис. 57, в).

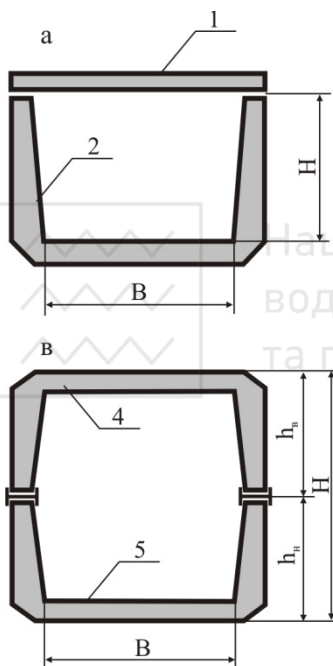


Рис. 57. Типи уніфікованих непрохідних каналів

а — канал КЛ; б — канал КП; в — канал КТ; 1 — плита перекриття; 2 — лоток; 3 — плита днища; 4 — верхній лоток; 5 — нижній лоток

Номенклатура основних елементів для збірних каналів налічує 30 типорозмірів лотків і 19 типорозмірів плит. Їх випускають довжиною 3 м і добірні елементи по 0,75 м, шириною від 0,3 до 3,6 м з висотою лотків від 0,3 до 1,5 м. Для кріплення трубопроводів в елементах каналів передбачені закладні деталі. Для встановлення рухомих опор трубопроводів виготовляють залізобетонні опорні подушки, які розроблено для труб діаметром від 25 до 1400 мм [41, вип. 0–1, п. 2.4–2.9].



В сухих ґрунтах підготовку під канали влаштовують з шару піску товщиною 100 мм [41, вип. 0–1, п. 2.7], а для зовнішніх поверхонь — обмазувальну ізоляцію та обклеювальну гідроізоляцію перекриття [9, п. 14.5].

Якщо канали будують нижче максимального рівня ґрунтової води, то їх встановлюють на бетонну або щебеневу, просочену бітумом, підготовку товщиною 100 мм [41, вип. 0–1, п. 6.1.5], споруджують попутний дренаж, а зовнішні поверхні і закладні деталі вкривають гідроізоляцією [9, п. 14.6]. Якщо попутний дренаж здійснити неможливо, то гідроізоляцію влаштовують на 0,5 м вище максимального рівня ґрунтової води [9, п. 14.6].

Діаметр дренажних труб приймають не менше ніж 150 мм, які вкладають з уклоном не менше ніж 0,003 [9, п. 14.7, п. 14.11]. Воду з дренажної системи відводять самотливом або насосами в дощову каналізацію, водойми або яри [9, п. 14.9].

Для прокладання тепломереж найбільш зручними є канали типу КП. В каналах типу КЛ і КТ стінки лотків обмежують вільний доступ до трубопроводів і утруднюють проведення монтажно-зварювальних та ремонтних робіт.

Розміри каналів вибирають залежно від діаметру та кількості трубопроводів, які будуть розміщені в каналі, з дотриманням вимог щодо розміщення труб [9, дод. Ж]. Канали можуть бути одно і багатосекційними. Приклад двосекційного каналу марки 2КП наведено на рисунку 58.

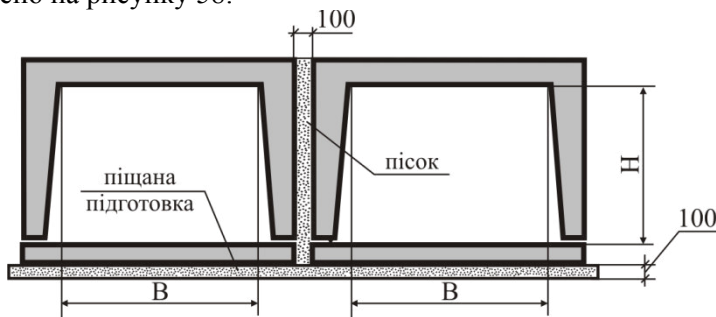


Рис. 58. Двосекційний канал марки 2КП

Непрохідні канали не дозволяють здійснювати періодичний огляд та профілактичні роботи, тому заміна труб, які вийшли з ладу,



а також ремонт теплової ізоляції в таких каналах можливі лише після розкривання ґрунту, розбирання вуличного покриття та будівельної конструкції каналу, що є їх експлуатаційним недоліком.

8.2.2. Прокладання в прохідних каналах (тунелях)

Серед усіх способів підземного прокладання трубопроводів найбільш надійним, але й з найбільшими капітальними витратами є прокладання в прохідних каналах (тунелях). Вони забезпечують постійний доступ до трубопроводів, що дозволяє проводити ревізію, ремонтні роботи та ліквідовувати аварії без руйнування дорожнього покриття і розкривання ґрунту.

Тунелі, зазвичай, проєктують для спільного прокладання теплопроводів з іншими інженерними мережами, а також для підземного перетину залізничних, автомобільних, трамвайних шляхів та ліній метрополітену [9, п. 11.11]. В прохідних каналах разом з теплопроводами можна прокладати водопровід діаметром до 500 мм, кабелі зв'язку, силові кабелі напругою до 10 кВт, трубопроводи стисненого повітря з тиском не більше ніж 1,6 МПа, напірну каналізацію. Трубопроводи іншого призначення розміщувати в тунелях не можна [9, п. 11.6]. Теплова мережа може бути в одному ряду або над іншими трубопроводами [9, п. 11.6].

Тунелі для спільного прокладання інженерних мереж проєктують відповідно до генерального плану розвитку міста вздовж вулиць і доріг та споруджують відкритим способом з використанням типових збірних залізобетонних конструкцій. Конструктивні рішення прохідних каналів типу ТЛ розроблені серією 3.006.1–8 з габаритними розмірами від 1,5 x 2,1 м до 3,2 x 2,6 м [41]. Тунелі більшого розміру приймають за серією 3.006.1–5 «Тунелі з монолітного залізобетону» (розміром до 4,2 x 4,2 м) або за серією 3.006.1–6 «Конструкції залізобетонні збірно-монолітних тунелів» (розмір до 4,8 x 4,2 м).

Висоту прохідних каналів приймають не менше ніж 2,0 м [29, п. 8.28]. Розміри тунелів визначають з врахуванням унормованих мінімальних відстаней від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу до стінок, дна і перекриття тунелю [9, дод. Ж], а також ширини проходу, яку приймають рівною діаметру найбільшої

труби збільшеному на 100 мм, але не менше ніж 700 мм [9, п. 14.14; 29, п. 8.28].

Тунелі облаштовують входами з драбинами, відстань між якими повинна становити не менше ніж 300 м, а також аварійними та вхідними люками через кожні 200 м [9, п. 14.15]. Вхідні люки передбачають також на всіх кінцевих точках, на поворотах та у місцях, де встановлено арматуру [29, п. 8.31]. На прямолінійних ділянках комунікаційних тунелів передбачають монтажні отвори довжиною не менше ніж 4 м і шириною 0,7 м і більше [9, п. 14.16], які перекривають збірними залізобетонними плитами.

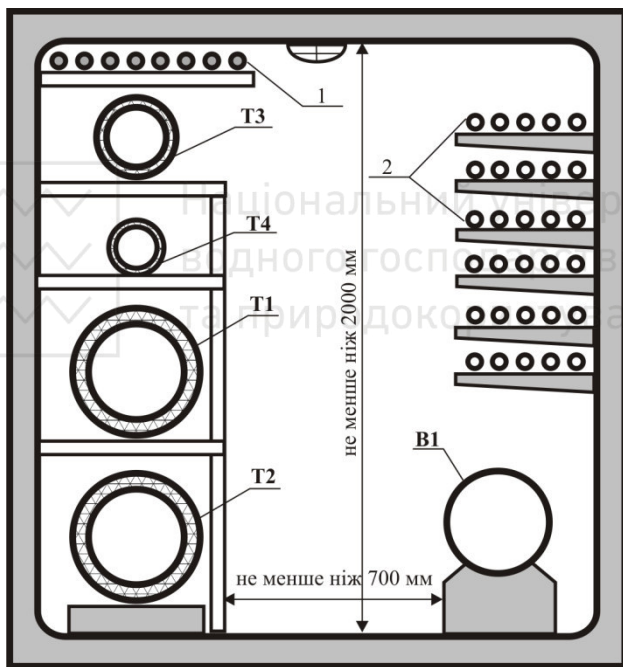


Рис. 59. Схема розміщення трубопроводів у прохідному каналі (тунелі)

1 — кабелі зв'язку; 2 — силові кабелі

Тунелі, розміщені поза межами будівель і доріг, заглиблюють не менше ніж на 0,3 м [42, п. 4.6], під автомобільними дорогами — 0,5 м, під залізницями — 1 м [42, п. 4.7].

Прохідні канали повинні мати освітлення й припливно-витяжну



вентиляцію з не менше ніж трикратним повітрообміном, яка забезпечує температуру повітря в тунелі не більше ніж 40°C і взимку, і влітку. Для виконання ремонтних робіт температуру повітря зменшують до 33°C і менше [9, п. 14.19].

Щоб відвести аварійну, ґрунтову та конденсаційну воду тунель споруджують з повздовжнім уклоном не менше ніж 0,002 і поперечним — не менше ніж 0,01 [42, п. 4.5]. Тунелі захищають від проникнення в них підземної води [42, п. 4.26].

Приклад комунікаційного міського тунелю наведено на рисунку 59.

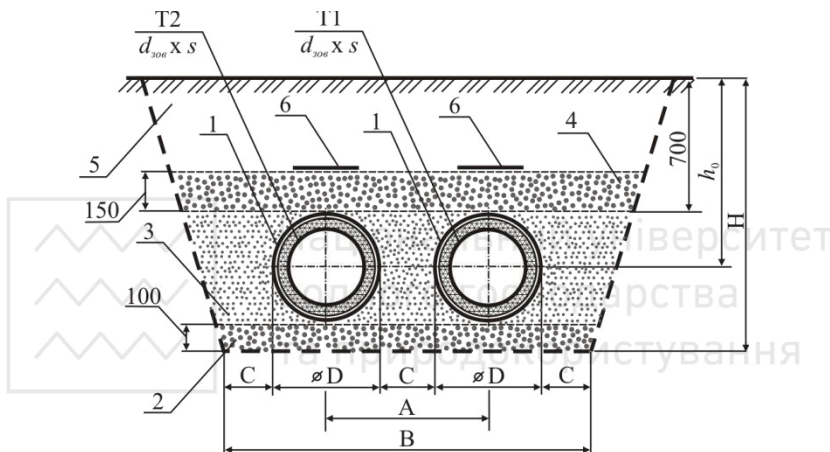
8.2.3. Безканальне прокладання

Одним із шляхів зменшення вартості будівництва теплової мережі є безканальне прокладання трубопроводів, для якого застосовують труби заводського виготовлення в пінополіуретановій, пінополімермінеральній або армопінобетонній теплоізоляції [9, п. 13.11]. Такі труби мають досить міцну теплоізоляційну оболонку, здатну витримувати навантаження ґрунту. Крім того, завдяки хорошій адгезії шарів ізоляції до зовнішньої поверхні сталевих труби, теплопровід захищений не лише від втрат тепла, але й від корозійної активності ґрунту.

Найбільшого поширення для будівництва теплових мереж набули попередньо ізольовані труби з пінополіуретановою ізоляцією. Їх прокладають під непроїзною частиною вулиць і всередині кварталів житлової забудови [30, п. 5.2.2.7] на глибині не менше ніж 0,5 м від поверхні ґрунту і не менше ніж 0,6 м від низу конструкції дорожнього покриття до зовнішньої поверхні ізоляційної оболонки [30, п. 5.2.1.1]. В той же час ДБН В.2.5–39:2008 встановлює мінімальне заглиблення безканальних трубопроводів 0,7 м від поверхні ґрунту до зовнішньої оболонки труби [9, дод. Б]. Максимальне допустиме заглиблення попередньо ізольованих сталевих теплопроводів становить 3 м, а поліетиленових — 1,5 м [30, п. 5.2.1.2]. Більш глибоке прокладання здійснюють в каналах або тунелях [30, п. 5.2.1.3].

Для трубопроводів влаштовують уклон не менше ніж 0,002 незалежно від напрямку руху теплоносія [30, п. 5.2.2.10]. В найнижчих точках траси передбачають спускні пристрої [30, п. 5.2.2.9].

В місцях перетину із залізницями, автомобільними дорогами і трамвайними коліями безканалні труби прокладають у футлярах, каналах, тунелях або із застосуванням розвантажувальних плит над трубою [30, п. 5.2.2.8]. В місцях перетину з іншими інженерними мережами безканалні теплопроводи можуть проходити як над так і під ними [30, п. 5.2.2.15].



1 — попередньо теплоізолювана труба типу СТ/ПЕ; 2 — піщана подушка;
3 — засипка піском; 4 — верхній шар піску; 5 — засипка ґрунтом; 6 — сигнальна
стрічка

220

розрахунковим переміщенням трубопроводу. Після монтажу труб простір між ними та стінками траншеї засипають піском на 0,15 м вище зовнішньої оболонки теплоізоляційної конструкції [30, п. 6.1.3.4]. На захисний шар піску над кожною трубою по всій її довжинікладають сигнальну стрічку шириною 250 мм (рис. 60). Відтак траншею засипають вибраним ґрунтом, очищеним від каміння та сміття [30, п. 6.1.3.4].

Перекривальну арматуру на відгалуженнях до окремих будинків встановлюють, якщо діаметр провідної труби становить 150 мм і більше або, якщо довжина відгалуження більша ніж 100 м [30, п. 5.2.2.27].

Перевагами безканального прокладання теплопроводів є зменшення, порівняно з прокладанням у непрохідних каналах, приблизно на 30% капітальних затрат і більш як у 2 рази трудовитрат, скорочення обсягу земляних робіт і строків будівництва. До недоліків такого прокладання відносять ускладнення ремонтних робіт та утруднення переміщення трубопроводів, затиснутих ґрунтом.

8.2.4. Камери підземних теплопроводів

Засувки, сальникові компенсатори, спускні пристрої, повітряні клапани та інше устаткування, яке встановлюють на підземних теплопроводах і яке вимагає обслуговування, розміщують в камерах.

Камери будують із збірного або монолітного залізобетону, висотою не менше ніж 1,8...2,0 м [9, п. 14.14]. Заглиблення перекриття камер від поверхні землі приймають так само як і для тунелів.

Під час визначення габаритів камер враховують унормовані мінімальні відстані до будівельних конструкцій і між устаткуванням [9, дод Ж], розміри трубопроводів, арматури, нерухомих опор тощо (рис. 61). Розраховані габарити камер дозволяють підібрати необхідний типорозмір елементів збірного залізобетону та виконати компоновку перекриття.

Камери проектують з дотриманням таких умов [19, с. 237-238]:

- в перекриттях камер влаштовують не менше двох люків, розміщених по діагоналі [9, п. 14.17], які тримають



відкритими під час виконання робіт в камері. Якщо в камері завдовжки до 3,5 м є сальникові компенсатори і відгалуження з проходом під трубами до 1 м, то кількість люків збільшують до трьох. Для камер завдовжки більше ніж 3,5 м і двома відгалуженнями передбачають чотири люки (рис. 62);

- люки обладнують замками для запобігання несанкціонованому доступу сторонніх осіб [9, п. 14.17] та металевими драбинами або ходовими скобами [29, п. 8.30]. Горловину люка монтують із залізобетонних кілець діаметром 700 мм, якщо перекриття заглиблене не більше ніж на 1 м; для більшого заглиблення діаметр горловини приймають 1000 мм;

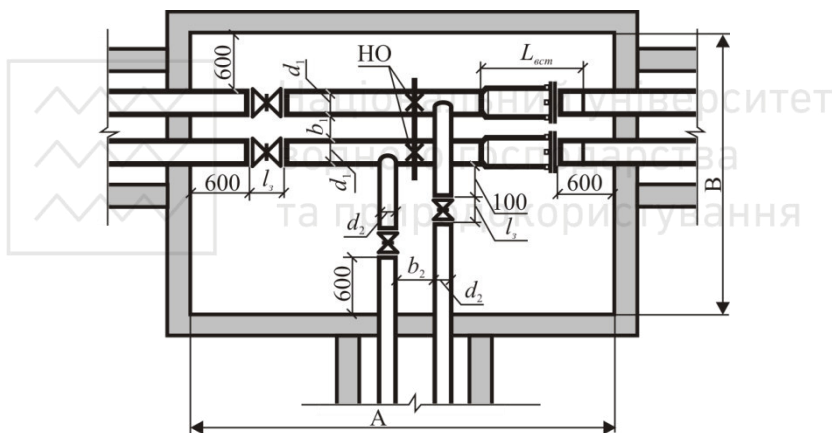


Рис. 61. Мінімальні відстані до будівельних конструкцій для трубопроводів діаметром до 500 мм

- для захисту від ґрунтової води та атмосферних опадів передбачають гідроізоляцію;
- днище камер рекомендовано розмішувати вище відміток попутного дренажу. Якщо цю умову виконати неможливо, то слід влаштовувати обклеювальну гідроізоляцію, яка перевищуватиме максимальний рівень ґрунтової води на 0,5 м [9, п. 14.6]. Днище камери повинне мати уклон в бік напрямка для збирання води;



- для зручності видалення води з камер пересувними насосами прямок влаштовують безпосередньо під одним із люків;
- сальникові компенсатори на подавальному і зворотному трубопроводах можна встановлювати із зміщенням на 150...200 мм один відносно одного, а фланцеві засувки та сифонові компенсатори — не менше ніж 100 мм [9, п. Ж.8];
- трубопроводи відгалужень підключають до основних труб зверху або збоку.

Приклад оформлення вузла теплопроводів, розміщеного в тепловій камері, наведено в ДСТУ Б А.2.4–28:2008 [40].

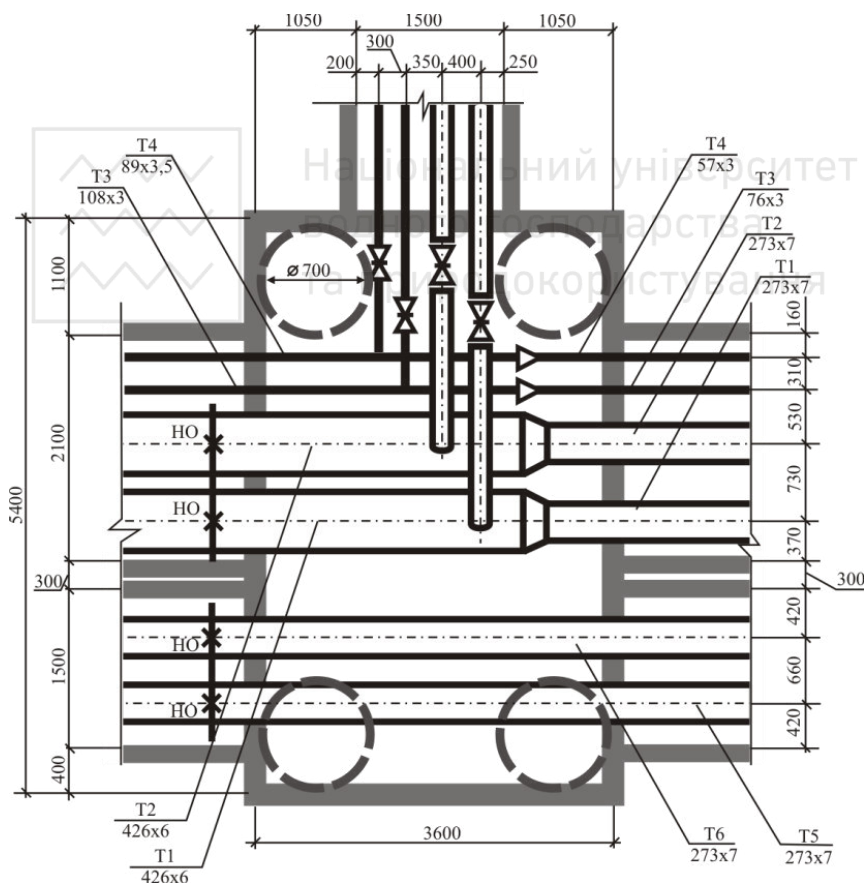


Рис. 62. Тепловий вузол



8.2.5. Надземне прокладання

Надземне прокладання теплових мереж здійснюють в місцях їх перетину із залізничними шляхами, річками, ярами, відкритими водотоками. Для цього можна використовувати автомобільні та залізничні мости [9, п. 11.11]. Крім того над землею прокладають теплопроводи незабудованою територією за межами населених пунктів [9, п. 11.2] та в межах промислових майданчиків. У всіх інших випадках надземні трубопроводи проектують вкрай рідко через архітектурно-планувальні вимоги.



Рис. 63. Схема надземного прокладання трубопроводів на залізобетонних опорах

- 1 — залізобетонна опора; 2 — анкерна опора;
3 — П-подібний компенсатор; 4 — трубопровід;
5 — опорна конструкція трубопроводу; 6 — траверса;
7 — колона; 8 — вісь траси; 9 — фундамент

Надземне прокладання здійснюють на низьких та високих опорах (рис. 63), щоглах, естакадах, кронштейнах по зовнішніх стінах виробничих будівель. Для технологічних трубопроводів розроблено типові будівельні конструкції (серія 3.015–1/92), які використовують і для теплових мереж [42, п. 14.5]. Відстань між окремими опорами визначають розрахунком труб на міцність і приймають кратною 3 м, але не менше ніж 6 м [42, п. 14.4]. З метою скорочення кількості опор можна влаштовувати проміжне підвищення трубопроводів. Уклон мережі створюють змінюючи відмітку верху фундаменту або довжину колони [42, п. 14.3].



Методика розрахунку і підбору колон і траверс наведена в серії 3.015–1/92, випуск 0. Опори, щогли, уніфіковані естакади складають із збірних елементів: колон, фундаментів, ригелів, траверс.

Надземне прокладання здійснюють з дотриманням мінімальних відстаней між поверхнями теплоізоляційних конструкцій трубопроводів, яка залежить від умовного діаметру труб [9, дод. Ж]. Відстань від поверхні землі до низу трубопроводів приймають [9, п. 14.26]:

- для низьких опор — від 0,3 м до 1,2 м (залежно від планування поверхні землі і уклону труб);
- для високих опор та естакад такою, щоб забезпечити проїзд автотранспорту.

Висоту прокладання труб на кронштейнах по стінах будівель приймають такою, щоб вони не перекривали віконні отвори.

В місцях перетину залізниць, річок, ярів для обслуговування надземних теплопроводів влаштовують прохідні містки, завширшки не менше ніж 0,6 м [9, п. 14.25]. Для обслуговування арматури і устаткування, розміщеного на висоті 2,5 м і більше, передбачають стаціонарні площадки завширшки 0,6 м з огороженням, обладнані драбиною [9, п. 14.27].

Трубопроводи прокладені над землею убезпеченні від ґрунтової та електрокорозії, значно простіші в експлуатації. Порівняно з іншими способами прокладання, надземне вимагає найменше капітальних затрат (в середньому на 30%).



8.3. Контрольні питання

1. Як вибирають трасу теплової мережі в населеному пункті?
2. Яких вимог необхідно дотримуватись під час висотного проектування мережі?
3. Які є способи прокладання теплових мереж? Сфера їх застосування.
4. Наведіть основні типи непрохідних каналів.
5. Переваги використання прохідних каналів для прокладання теплотрас.
6. Наведіть основні вимоги до безканального прокладання теплопроводів.
7. Для чого споруджують теплові камери? Основні вимоги до їх проектування.
8. В яких випадках теплові мережі прокладають надземним способом? Які опори для цього використовують?





9. Приклади тестів

1. Згідно з ДБН В.2.5–39:2008 максимальний тепловий потік на опалення житлових і громадських будівель визначають за ...

- *питомим показником максимального теплового потоку на опалення житлових будинків на 1 м^3 об'єму будівлі;*
- *питомим показником максимального теплового потоку на опалення житлових будинків на 1 м^2 загальної площі;*
- *питомим показником максимального теплового потоку на опалення громадських будівель, який залежить від призначення будинку.*

2. У формулі

$$Q_{o.\text{макс}} = q_o \cdot A \cdot 1 + K_1$$

K_1 – це:

- *коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення громадських будівель;*
- *коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення житлових будівель;*
- *коефіцієнт, що враховує втрати тепла.*

3. Згідно з ДБН В.2.5–39:2008 максимальний тепловий потік на вентиляцію громадських будівель визначають за ...

- *питомим показником максимального теплового потоку на вентиляцію громадських будинків на 1 м^3 об'єму будівлі;*
- *питомим показником максимального теплового потоку на опалення житлових будинків на 1 м^2 загальної площі;*
- *питомим показником максимального теплового потоку на опалення громадських будівель, який залежить від призначення будинку.*

4. У формулі

$$Q_{в.\text{макс}} = K_1 \cdot K_2 \cdot q_o \cdot A$$

K_2 – це:

- *коефіцієнт, що враховує тепловий потік на вентиляцію громадських будівель;*
- *питомий показник максимального теплового потоку на опалення житлових будинків на 1 м^2 загальної площі;*
- *коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення громадських будівель;*



– загальна площа житлового будинку.

5. Згідно з ДБН В.2.5–39:2008 середній тепловий потік на гаряче водопостачання житлових і громадських споруд в опалювальний період визначають за...

– нормами витрати води на гаряче водопостачання за температури 55 град.С;

– питомим показником середнього теплового потоку на гаряче водопостачання;

– кількістю санітарно-технічних приладів, до яких подають гарячу воду;

– середньою температурою зовнішнього повітря за опалювальний період.

6. Згідно з ДБН В.2.5–39:2008 за формулою

$$Q_{\dots} = \frac{1,2 \cdot m \cdot a + b \cdot 55 - t_{x.3}}{24 \cdot 3,6} \cdot c$$

визначають ...

– середній тепловий потік на гаряче водопостачання житлових і громадських споруд в опалювальний період;

– середній тепловий потік на гаряче водопостачання житлових і громадських споруд у неопалювальний період;

– максимальний тепловий потік на опалення житлових та громадських споруд;

– максимальний тепловий потік на вентиляцію громадських споруд.

7. За якою з наведених формул згідно з ДБН В.2.5–39:2008 визначають середній тепловий потік на гаряче водопостачання житлових і громадських споруд в опалювальний період?

– $Q_{\dots} = q_n \cdot t$;

– $Q_{\dots} = Q_{г.в.сер} \cdot \frac{55 - t_{x.л}}{55 - t_{x.3}} \cdot \beta$;

– $Q_{\dots} = 2,4 \cdot Q_{г.в.сер}$;

– $Q_{\dots} = Q_{o.макс} \cdot \frac{t_г - t_{сер.о}}{t_г - t_{p.о}}$.

8. За якою з наведених формул згідно з ДБН В.2.5–39:2008 визначають середній тепловий потік на опалення?

– $Q_{\dots} = q_n \cdot t$;



$$- Q_{\dots} = Q_{2.в.сер} \cdot \frac{55 - t_{x.л}}{55 - t_{x.з}} \cdot \beta ;$$

$$- Q_{\dots} = 2,4 \cdot Q_{2.в.сер} ;$$

$$- Q_{\dots} = Q_{o.макс} \cdot \frac{t_{в} - t_{сер.о}}{t_{в} - t_{p.о}} .$$

9. За якою з наведених формул згідно з ДБН В.2.5–39:2008 визначають максимальний тепловий потік на гаряче водопостачання житлових і громадських споруд?

$$- Q_{\dots} = q_n \cdot m ;$$

$$- Q_{\dots} = Q_{2.в.сер} \cdot \frac{55 - t_{x.л}}{55 - t_{x.з}} \cdot \beta ;$$

$$- Q_{\dots} = 2,4 \cdot Q_{2.в.сер} ;$$

$$- Q_{\dots} = Q_{o.макс} \cdot \frac{t_{в} - t_{сер.о}}{t_{в} - t_{p.о}} .$$

10. Графіки теплового споживання необхідні для...

- визначення витрат палива;
- розрахунку тарифів;
- розрахунку кількості теплоносія;
- визначення параметрів теплоносія.

11. Яке регулювання згідно з ДБН В.2.5–39:2008 здійснюють в опалювальний період в джерелі теплової енергії?

- якісне;
- кількісне;
- якісно-кількісне;
- індивідуальне.

12. З якою температурою згідно з ДБН В.2.5–39:2008 слід подавати теплоносії з джерела теплової енергії в системи тепlopостачання з навантаженням гарячого водопостачання в неопалювальний період і за температури зовнішнього повітря вищої ніж точка зламу температурного графіка?

- 65°C;
- 55°C;
- 75°C;



– з *розрахунковою температурою*.

13. Яке регулювання здійснюють за параметрами та витратою теплоносія?

- *якісне;*
- *кількісне;*
- *індивідуальне;*
- *групове.*

14. Виберіть способи регулювання, які залежать від пункту, де його здійснюють.

- *місцеве;*
- *центральне;*
- *індивідуальне;*
- *якісне.*

15. Які об'єкти слід віднести до джерел теплової енергії?

- *ТЕЦ;*
- *районні котельні;*
- *теплові мережі;*
- *абонентські системи.*

16. Як згідно з ДБН В.2.5–39:2008 класифікують системи теплопостачання за видом теплоносія?

- *водяні, парові, змішані;*
- *водяні, парові, повітряні;*
- *автономні, децентралізовані, централізовані;*
- *відкриті та закриті.*

17. Як згідно з ДБН В.2.5–39:2008 класифікують системи теплопостачання за способом використання теплоносія в системах гарячого водопостачання?

- *водяні, парові, змішані;*
- *водяні, парові, повітряні;*
- *автономні, децентралізовані, централізовані;*
- *відкриті та закриті.*

18. Що таке когенерація?

- *одночасне виробництво в одному технологічному процесі теплової та електричної енергії;*
- *одночасне виробництво в одному технологічному процесі кількох видів теплоносія;*
- *виробництво теплоносія з використанням різних видів палива.*



19. Для яких систем тепlopостачання теоретично справедливе твердження, що кількість теплоносія в подавальному трубопроводі дорівнює кількості теплоносія у зворотному трубопроводі?

- закритих;
- відкритих;
- однотрубних;
- парових.

20. Для яких систем тепlopостачання характерне таке співвідношення витрат в подавальному та зворотному трубопроводах: $G_{\text{под}} > G_{\text{зв}}$?

- закритих;
- відкритих;
- однотрубних;
- парових.

21. На опалювальному температурному графіку температура зовнішнього повітря, що відповідає точці зламу графіків температур води...

- ділить опалювальний період на два діапазони з різними режимами регулювання;
- відповідає температурі зовнішнього повітря, при якій температура води в подавальній магістралі дорівнює температурі в зворотній магістралі;
- є розрахунковою для систем опалювання та вентилявання житлових та громадських будівель.

22. Яке регулювання відпуску теплової енергії здійснюють в діапазоні опалювального температурного графіка від точки зламу до температури зовнішнього повітря $+8^{\circ}\text{C}$?

- групове;
- місцеве;
- переривчасте регулювання подачі тепла на опалення;
- центральне якісне регулювання.

23. Сукупність джерел теплової енергії потужністю менше ніж 1 МВт, розподільчих теплових мереж та мереж гарячого водопостачання за класифікацією ДБН В.2.5–39:2008 відносять до ...

- автономного тепlopостачання;
- децентралізованого тепlopостачання;
- однотрубних систем;



– *централізованого теплопостачання.*

24. Сукупність джерел теплової енергії потужністю більше ніж 20 МВт, магістральних, розподільчих теплових мереж та мереж гарячого водопостачання за класифікацією ДБН В.2.5–39:2008 відносять до ...

- *автономного теплопостачання;*
- *децентралізованого теплопостачання;*
- *однотрубних систем;*
- *централізованого теплопостачання.*

25. Трасу теплових мереж в містах прокладають ...

- *у відведених для інженерних мереж технічних смугах паралельно червоним лініям вулиць, доріг і проїздів;*
- *поза проїжджою частиною;*
- *під смугою зелених насаджень.*

26. Територією кварталів і мікрорайонів теплопроводи прокладають ...

- *під проїздами, які не мають капітального дорожнього покриття;*
- *під тротуарами.*

27. Діаметри трубопроводів, що прокладають в кварталах або мікрорайонах, за умовами безпеки приймають ...

- *не більше ніж 250 мм;*
- *не більше ніж 300 мм;*
- *не більше ніж 500 мм.*

28. Чи можуть транзитні теплові мережі перетинати дитячі дошкільні, шкільні і лікувально-профілактичні установи?

- *так;*
- *ні;*
- *можуть, якщо діаметр трубопроводу не більше ніж 300 мм;*
- *можуть, якщо діаметр трубопроводу не більше ніж 500 мм.*

29. Як ДБН В.2.5–39:2008 обмежує діаметр транзитного трубопроводу водяної тепломережі, який перетинає житлові та громадські будівлі?

- *до 300 мм включно;*
- *до 500 мм;*
- *менше ніж 300 мм;*
- *менше ніж 200 мм.*

30. Уклон водяних теплових мереж незалежно від напрямку руху теплоносія і способу прокладання повинен бути не менше ніж ...



– 0,0002;

– 0,002;

– 0,02.

31. Запірну арматуру в теплових мережах встановлюють ...

– на виході теплових мереж з джерел теплоти;

– через кожні 500 м;

– на трубопроводах відгалужень незалежно від діаметрів трубопроводів.

32. Де згідно з ДБН В.2.5–39:2008 у водяних теплових мережах передбачають спускні пристрої?

– через кожні 600 м;

– у нижніх точках;

– у верхніх точках;

– перед тепловими пунктами.

33. Де згідно з ДБН В.2.5–39:2008 у парових теплових мережах здійснюють постійний дренаж трубопроводів?

– через кожні 600 м;

– у нижніх точках;

– у верхніх точках;

– перед вертикальними підйомами.

34. Згідно з ДБН В.2.5–39:2008 тривалість спуску води з ділянки трубопроводу діаметром до 300 мм становить ...

– не більше ніж 4 год;

– не більше ніж 2 год;

– не унормована;

– не більше ніж 5 год.

35. Для сприймання навантажень, що діють на трубопровід, в системах теплопостачання застосовують ...

– запірну арматуру;

– опори;

– теплову ізоляцію;

– трубопроводи з більшою товщиною стінки.

36. Нерухомі упорні опори передбачають ...

– для безканального прокладання і прокладання в непрохідних каналах з розміщенням опор поза камерами;

– для всіх способів прокладання трубопроводів;

– для прокладання надземного і в тунелях (на ділянках із гнучкими компенсаторами і самокомпенсацією).



37. *Нерухомі щитові опори передбачають ...*

- *для безканального прокладання і прокладання в непрохідних каналах з розміщенням опор поза камерами;*
- *для всіх способів прокладання трубопроводів;*
- *для прокладання надземного і в тунелях (на ділянках із гнучкими компенсаторами і самокомпенсацією).*

38. *Нерухомі хомутові опори слід передбачають ...*

- *для безканального прокладання і прокладання в непрохідних каналах з розміщенням опор поза камерами;*
- *для всіх способів прокладання трубопроводів;*
- *для прокладання надземного і в тунелях (на ділянках із гнучкими компенсаторами і самокомпенсацією).*

39. *Вкажіть, які є типи рухомих опор.*

- *сальникові;*
- *ковзні;*
- *коткові;*
- *гнучкі.*

40. *Які компенсатори застосовують у теплових мережах?*

- *сальникові;*
- *сильфонні;*
- *хомутові;*
- *ковзні.*

41. *Вкажіть основні переваги сальникових компенсаторів.*

- *низький гідравлічний опір порівняно з іншими видами компенсаторів;*
- *компактність;*
- *не вимагають постійного огляду і обслуговування;*
- *можуть бути встановлені безпосередньо в непрохідних каналах.*

42. *Вкажіть основні переваги сильфонних компенсаторів.*

- *не вимагають обслуговування;*
- *можуть бути встановлені безпосередньо в непрохідних каналах;*
- *мають порівняно невелику компенсаційну здатність.*

43. *Вкажіть які твердження характеризують гнучкі компенсатори?*

- *їх застосовують для будь-яких діаметрів трубопроводів;*
- *вони не вимагають обслуговування;*
- *мають менший гідравлічний опір, порівняно з сальниковими і сильфон ними;*
- *їх встановлюють тільки в теплових камерах.*



44. Згідно з ДБН В.2.5–39:2008 висота теплових камер становить ...

- не менше ніж 1,5 м;
- не менше ніж 1,8 м;
- не менше ніж 2,2 м;
- не більше ніж 2,2 м.

45. В перекритті будь-якої теплової камери влаштовують ...

- не менше двох люків $D = 700$ мм розміщених по діагоналі;
- не менше двох люків $D = 700$ мм розміщених над засувками;
- не менше чотирьох люків $D = 630$ мм розташованих по діагоналі
- один люк.

46. Відстань від поверхні землі до верху перекриття теплової камери, розміщеної за межами доріг, приймають не менше ніж ...

- 0,3 м;
- 0,5 м;
- 0,7 м
- 1 м.

47. Як унормовує ДБН В.2.5–39:2008 мінімальне заглиблення безканальних трубопроводів?

- не менше ніж 0,3 м;
- не менше ніж 0,5 м;
- не менше ніж 0,7 м
- не менше ніж 1 м.

48. Як обмежене максимальне заглиблення безканальних попередньо ізольованих сталевих трубопроводів?

- не більше ніж 3 м;
- не менше ніж 0,5 м;
- не більше ніж 1,5 м;
- не більше ніж 5 м.

49. За якою формулою згідно з ДБН В.2.5–39:2008 визначають розрахункову витрату води для опалення?

- $G_{...} = \frac{3,6 \cdot Q_{o.макс}}{c \cdot \tau_1 - \tau_2}$;
- $G_{...} = G_{o.макс} + G_{в.макс} + k_3 \cdot G_{г.в.сер}$;
- $G_{...} = q_o \cdot A \cdot 1 + K_1$;
- $G_{...} = G_{o.макс} + G_{в.макс} + G_{г.в.макс}$.



50. За якою формулою згідно з ДБН В.2.5–39:2008 визначають сумарну розрахункову витрату води для двотрубних теплових мереж з якісним регулюванням подачі тепла?

$$- G_{...} = \frac{3,6 \cdot Q_{o.макс}}{c \cdot \tau_1 - \tau_2} ;$$

$$- G_{...} = G_{o.макс} + G_{в.макс} + k_3 \cdot G_{г.в.сер} ;$$

$$- G_{...} = q_o \cdot A \cdot 1 + K_1 ;$$

$$- G_{...} = G_{o.макс} + G_{в.макс} + G_{г.в.макс} .$$

51. За якою формулою визначають втрати тиску на тертя під час гідравлічного розрахунку теплопроводів?

– Рейнольдса;

– Вейсбаха–Дарсі;

– Г.А.Муріна;

– Б.Л.Шифрінсона.

52. Коефіцієнт гідравлічного тертя в теплопроводах залежить від ...

– числа Рейнольдса (Re);

– суми коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці трубопроводу;

– відносної еквівалентної шорсткості труби (k_s/d);

– еквівалентної довжини трубопроводу.

53. За якою формулою визначають втрати тиску в місцевих опорах під час гідравлічного розрахунку теплопроводів?

– Вейсбаха–Дарсі;

– Вейсбаха;

– А.Д.Альтишуллі;

– Рейнольдса.

54. Що розуміють під еквівалентною довжиною місцевих опорів?

– таку довжину прямолінійного трубопроводу, лінійні втрати напору в якому чисельно рівні одиниці;

– таку довжину прямолінійного трубопроводу, лінійні втрати напору в якому чисельно рівні втратам напору в місцевих опорах;

– таку довжину прямолінійного трубопроводу, яку він має в наслідок теплового видовження за розрахункової температури теплоносія;

– сумарну довжину лише прямолінійних ділянок трубопроводу.

55. Що розуміють згідно з ДБН В.2.5–39:2008 під розрахунковою схемою теплових мереж?



– схему, що містить інформацію щодо діаметрів труб, абонентів, теплових камер, насосних станцій тощо;

– план траси теплової мережі;

– комплекс обладнання, призначеного для транспортування та розподілу теплоносія.

56. Що розуміють під розрахунковою ділянкою теплової мережі?

– трубопроводи між двома нерухомими опорами;

– трубопроводи, в яких витрата теплоносія не змінюється;

– трубопроводи між двома найближчими засувками.

57. З яких міркувань визначають головну магістраль теплової мережі?

– це магістраль, яка проходить головною вулицею міста;

– це найбільш довгий і навантажений напрямок мережі від джерела теплоти (точки підключення) до найбільш віддаленого споживача;

– це магістральний трубопровід, який з'єднує джерело теплоти і розподільчу мережу

– це ділянки мережі з найбільшими діаметрами труб.

58. Як вибирають діаметри трубопроводів головної магістралі, якщо гарантований перепад тиску на початку теплотраси невідомі?

– приймають питомі втрати тиску в межах від 20 до 40 Па/м;

– приймають питомі втрати тиску не більше ніж 80 Па/м;

– приймають питомі втрати тиску не більше ніж 300 Па/м;

– приймають перепад тиску, який можуть створити насоси.

59. Якою може бути похибка ув'язування втрат тиску під час гідравлічного розрахунку?

– не менше ніж 5 %;

– не більше ніж 10 %;

– не більше ніж 15 %.

60. Як згідно з ДБН В.2.5–39:2008 унормовано мінімальний діаметр теплової мережі?

– не менше ніж 32 мм;

– не менше ніж 15 мм;

– не менше ніж 50 мм;

– не менше ніж 100 мм.

61. Якою згідно з ДБН В.2.5–39:2008 приймають еквівалентну шорсткість внутрішньої поверхні сталевих труб водяної теплової мережі?



– 0,2 мм;

– 0,5 мм;

– 1 мм;

– 0,005 мм.

62. Якою згідно з ДБН В.2.5–39:2008 приймають еквівалентну шорсткість внутрішньої поверхні сталевих труб парової теплової мережі?

– 0,2 мм;

– 0,5 мм;

– 1 мм;

– 0,005 мм.

63. Як згідно з ДБН В.2.5–39:2008 унормовано мінімальний діаметр циркуляційних трубопроводів гарячого водопостачання?

– не менше ніж 32 мм;

– не менше ніж 25 мм;

– не менше ніж 50 мм;

– не менше ніж 100 мм.

64. Яким має бути тиск згідно з ДБН В.2.5–39:2008 у будь-якій точці подавального трубопроводу водяної системи теплопостачання, щоб запобігти закипанню води?

– не менше ніж на 0,05 МПа більшим ніж значення тиску закипання води для розрахункової температури теплоносія;

– меншим на 0,05 МПа ніж значення тиску закипання води для розрахункової температури теплоносія;

– не менше ніж 0,05 МПа;

– дорівнювати статичному тиску.

65. Як ДБН В.2.5–39:2008 обмежує тиск в зворотному трубопроводі теплової мережі за умови роботи мережних насосів?

– не менше ніж 0,05 МПа;

– не більше ніж допустимий для трубопроводів, устаткування джерела тепла і теплових пунктів;

– не менше ніж 0,5 МПа;

– не більше ніж 0,5 МПа.

66. Яким згідно з ДБН В.2.5–39:2008 повинен бути статичний тиск в системах теплопостачання?

– таким, щоб забезпечити заповнення водою теплової мережі та усіх приєднаних до неї систем тепло споживання;

– не більше ніж 30 м. вод. ст.;



– не більше ніж 60 м, вод. ст.;

– рівним тиску, який розвивають підвищувальні насоси.

67. Для попередження кавітації напір у всмоктувальному патрубку мережного насоса повинен бути не менше ніж ...

– 2 м;

– 5 м;

– 10 м

68. Що розуміють під системою централізованого теплопостачання?

– комплекс споруд для виробництва теплової енергії;

– районні опалювальні котельні та теплофікацію;

– комплекс споруд для виробництва, транспортування, розподілу та використання тепла;

– комплекс розподільчих та магістральних трубопроводів для транспортування теплоносія.

69. Що розуміють під регулюванням відпуску тепла?

– сукупність заходів для зміни тепловіддачі відповідно до зміни потреби в теплі;

– подачу сталої кількості теплоносія з сталою температурою;

– підтримування температури теплоносія не нижче 70°C ;

– сукупність заходів для забезпечення тиску та температури теплоносія.

70. Що таке опалювальний період?

– період, коли температура зовнішнього повітря не перевищує 0°C ;

– період з температурою зовнішнього повітря $+8^{\circ}\text{C}$;

– період з середньодобовою температурою зовнішнього повітря нижче $+8^{\circ}\text{C}$;

– період з середньодобовою температурою зовнішнього повітря нижче $+10^{\circ}\text{C}$.

71. Як згідно з ДБН В.2.5–39:2008 визначають подачу підживлювальних насосів для закритих систем теплопостачання?

– рівною витраті води на компенсацію витоків теплоносія;

– як суму витрати води на компенсацію витоків теплоносія та максимальної витрати води на гаряче водопостачання;

– рівною максимальній витраті води на гаряче водопостачання;

– рівною сумарній розрахунковій витраті теплоносія.

72. Як згідно з ДБН В.2.5–39:2008 визначають подачу мережних насосів для закритих систем теплопостачання в опалювальний період?



– *рівною витраті води на компенсацію витоків теплоносія;*

– *як суму витрати води на компенсацію витоків теплоносія та максимальної витрати води на гаряче водопостачання;*

– *рівною максимальній витраті води на гаряче водопостачання;*

– *рівною сумарній розрахунковій витраті теплоносія.*

73. Як ДБН В.2.5–39:2008 унормовує витoki теплоносія з систем теплопостачання?

– *в розмірі 0,75% від фактичної кількості води в трубопроводах та абонентських системах;*

– *в розмірі 0,5% від фактичної кількості води в трубопроводах для ділянок теплової мережі без розподілу теплоносія завдовжки більше ніж 5 км;*

– *в розмірі 65 м³ на 1 МВт розрахункового теплового навантаження;*

– *не більше ніж 30 м³ на 1 МВт розрахункового теплового навантаження.*

74. Як згідно з ДБН В.2.5–39:2008 приймають кількість мережних насосів?

– *не менше двох, один з яких є резервним;*

– *не менше трьох, один з яких є резервним;*

– *не менше двох, обидва робочі;*

– *не менше трьох, усі робочі.*

75. Як згідно з ДБН В.2.5–39:2008 приймають кількість підживлювальних насосів для закритих систем теплопостачання?

– *не менше двох, один з яких є резервним;*

– *не менше трьох, один з яких є резервним;*

– *не менше двох, обидва робочі;*

– *не менше трьох, усі робочі.*

76. Як згідно з ДБН В.2.5–39:2008 приймають кількість підживлювальних насосів для відкритих систем теплопостачання?

– *не менше двох, один з яких є резервним;*

– *не менше трьох, один з яких є резервним;*

– *не менше двох, обидва робочі;*

– *не менше трьох, усі робочі.*

77. Чому дорівнює сумарна характеристика опору послідовно з'єднаних ділянок мережі?

– *сумі провідності цих ділянок;*

– *сумі характеристик опорів цих ділянок;*



- відношенню провідності цих ділянок;
- добутку характеристик опорів цих ділянок.

78. Чому дорівнює сумарна характеристика опору паралельно з'єднаних ділянок мережі?

- сумі провідності цих ділянок;
- сумі характеристик опорів цих ділянок;
- відношенню провідності цих ділянок;
- добутку характеристик опорів цих ділянок.

79. Під гідравлічною стійкістю розуміють ...

- спроможність системи зберігати постійний тиск на абонентських вводах за умови зміни параметрів роботи інших споживачів;
- спроможність системи зберігати постійну витрату теплоносія на абонентських вводах за умови зміни параметрів роботи інших споживачів;
- спроможність системи зберігати сталими і тиск, і витрату теплоносія на абонентських вводах;
- поділ системи на незалежні одна від одної зони.

80. Гідравлічну стійкість системи теплопостачання підвищують за рахунок ...

- зменшення втрат тиску в магістральних мережах;
- збільшення втрат тиску в магістральних мережах;
- збільшення гідравлічного опору абонентських установок;
- зменшення гідравлічного опору абонентських установок.

81. Які точки теплової мережі називають нейтральними?

- точки регульованого тиску, в яких підтримують постійний тиск як в статичному, так і в динамічному режимах;
- точки регульованого тиску, в яких підтримують постійний тиск лише в статичному режимі;
- точки регульованого тиску, в яких підтримують постійний тиск лише в динамічному режимі;
- точки в яких підтримують надлишковий тиск рівним нулю.

82. Де закріплюють нейтральну точку?

- на подавальній магістралі;
- на зворотній магістралі;
- на перемищці мережного насоса;
- і на подавальній і на зворотній магістралі.



83. Що розуміють під залежною схемою приєднання систем опалення до теплових мереж?

- приєднання, яке влаштовують без запірної арматури на трубопроводах вводу в будинок;
- таке приєднання, коли вода безпосередньо з теплової мережі надходить в системи опалення абонентів;
- таке приєднання, коли теплоносії з теплової мережі надходить в теплообмінний апарат, де нагріває вторинний теплоносії;
- таке приєднання, в якому температура теплоносія в системі опалення не залежить від температури теплоносія в тепловій мережі.

84. Що розуміють під незалежною схемою приєднання систем опалення до теплових мереж?

- приєднання, яке влаштовують без запірної арматури на трубопроводах вводу в будинок;
- таке приєднання, коли вода безпосередньо з теплової мережі надходить в системи опалення абонентів;
- таке приєднання, коли теплоносії з теплової мережі надходить в теплообмінний апарат, де нагріває вторинний теплоносії;
- таке приєднання, в якому температура теплоносія в системі опалення не залежить від температури теплоносія в тепловій мережі.

85. Яку величину температури зовнішнього повітря приймають за розрахункову для визначення теплових потоків на опалення та вентиляцію?

- середню температуру найбільш холодної п'ятиденки забезпеченістю 0,92 (параметр Б);
- середню температуру найбільш холодної п'ятиденки забезпеченістю 0,98;
- мінімальну зимову температуру за період спостереження;
- середню температуру найбільш холодного періоду року.

86. За рахунок чого виникає подовження трубопроводів, якими транспортують високотемпературний теплоносії?

- швидкості руху теплоносія;
- турбулентності руху теплоносія;
- великої довжини трубопроводів;
- теплових напруг.



87. Яке обладнання використовують для усунення наслідків подовження трубопроводу?

- засувки;
- нерухомі опори;
- теплофікаційні камери;
- компенсатори.

88. За рахунок чого виникає самокомпенсація трубопроводів?

- поворотів траси;
- зменшення температури теплоносія;
- влаштування теплоізоляції;
- великої довжини магістральних трубопроводів.

89. Що називають теплоносієм?

- робочу речовину для виробництва енергії;
- речовину з високою теплотворною здатністю;
- речовину, яку використовують для транспортування та передавання тепла;

90. Вкажіть переваги теплоносія води.

- значний коефіцієнт тепловіддачі;
- зростання тиску з підвищенням температури води;
- можливість центрального регулювання тепловіддачі систем;
- значний статичний тиск в системах споживачів тепла.

91. Діаметри подавальних та зворотних трубопроводів двотрубних водяних тепломереж згідно з ДБН В.2.5–39:2008 рекомендовано приймати ...

- за гідравлічним розрахунком однаковими;
- за гідравлічним розрахунком діаметр подавального, а діаметр зворотного на сортамент меншим;
- за окремим гідравлічним розрахунком подавальних та зворотних трубопроводів;
- за гідравлічним розрахунком діаметр подавального, а діаметр зворотного на сортамент більшим.

92. Як ДБН В.2.5–39:2008 унормовує час заповнення та спорожнення трубопроводу водяних тепломереж?

- не унормовує;
- залежно від похилу трубопроводу та діаметра спускних пристроїв;
- залежно від об'єму води в трубопроводі;
- від 2 до 5 годин, залежно від діаметра трубопроводу.



93. Якою буде величина теплового видовження трубопроводу довжиною 100 м з різницею температур теплоносія та навколишнього середовища 100°C та коефіцієнтом теплового розширення $0,01 \text{ мм}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$?

- 1 м;
- 0,1 м
- 10 мм
- 1 мм.

94. Що розуміють під якісним регулюванням відпуску тепла?

- зміну температури теплоносія;
- зміну витрати теплоносія;
- зміну тиску теплоносія;
- періодичність подачі теплоносія.

95. Що розуміють під кількісним регулюванням відпуску тепла?

- зміну температури теплоносія;
- зміну витрати теплоносія;
- зміну тиску теплоносія;
- періодичність подачі теплоносія.

96. За якою формулою згідно з ДБН В.2.5–39:2008 визначають теплове подовження трубопроводу?

- $\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L$;
- $\Delta L = E \cdot \varepsilon$;
- $\Delta L = E \cdot \alpha \cdot \Delta t$

97. У формулі

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L$$

L — це ...

- відстань між рухомими опорами;
- відстань між нерухомими опорами;
- відстань між ділянками з самокомпенсацією.

98. Вкажіть сезонних споживачів тепла.

- гаряче водопостачання;
- технологічні потреби;
- опалення;
- вентиляція.

99. Мінімальна кількість трубопроводів в закритій системі тепlopостачання ...

- два;
- один;



три,
чотири.

100. Як ДБН В.2.5–39:2008 унормовує мінімальну відстань між запірною арматурою для секціонування для трубопроводів діаметром не менше ніж 100 мм?

- 1000 м;
- 100 м;
- 500 м;
- 1500 м.

101. Які інженерні мережі згідно з ДБН В.2.5–39:2008 можна прокласти спільно з тепловою мережею у тунелях?

- напірну каналізацію;
- стисненого повітря;
- газопровід;
- водопровід діаметром до 500 мм.

102. Якою згідно з ДБН В.2.5–39:2008 приймають довжину футлярів теплової мережі в місцях перетину її із залізницею?

- на 3 м більшою в обидва боки ніж ширина земляного полотна;
- на 3 м більшою ніж ширина залізничної колії;
- рівною ширині земляного полотна;
- не менше ніж 40 м.

103. Яка система тепlopостачання зображена на рисунку 64?

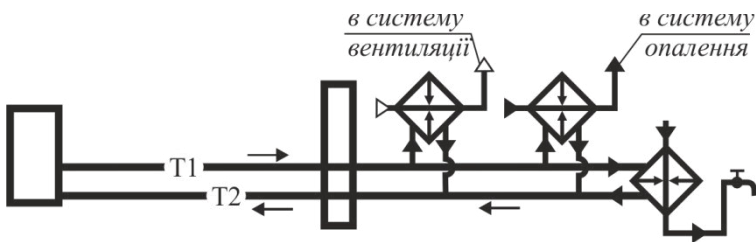


Рис. 64. Схема системи тепlopостачання до питання 103

- двотрубна закрита;
- однотрубна закрита;
- однотрубна відкрита;
- двотрубна відкрита.

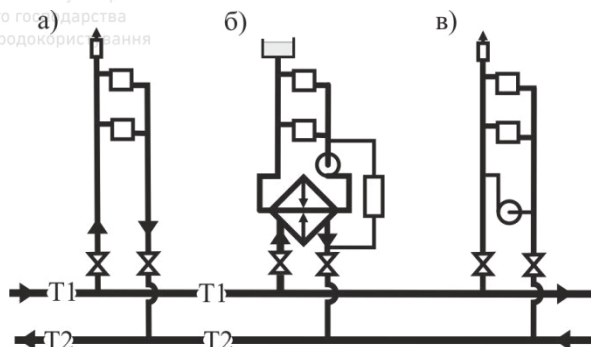


Рис. 65. Приєднання абонентів до теплової мережі. Рисунок до питань 104–107

104. На рисунку 65, а показано приєднання системи опалення до теплової мережі. За якою схемою здійснене це приєднання?

- залежною;
- без зменшення потенціалу теплоносія;
- незалежною;
- із зменшенням потенціалу теплоносія.

105. На рисунку 65, б показано приєднання системи опалення до теплової мережі. За якою схемою здійснене це приєднання?

- залежною;
- без зменшення потенціалу теплоносія;
- незалежною;
- із зменшенням потенціалу теплоносія.

106. На рисунку 65, в показано приєднання системи опалення до теплової мережі. За якою схемою здійснене це приєднання?

- залежною;
- без зменшення потенціалу теплоносія;
- незалежною;
- із зменшенням потенціалу теплоносія.

107. Яка теплова мережа показана на рисунку 65?

- двотрубна;
- водяна;
- парова;
- багатотрубна.

108. Для якої системи тепlopостачання характерне таке приєднання внутрішнього гарячого водопроводу (рис. 66)?

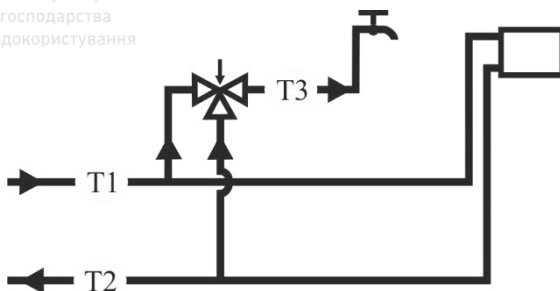


Рис. 66. Приєднання системи гарячого водопостачання до теплової мережі.

Рисунок до питання 108

- відкритої;
- закритої;
- парової;
- низькотемпературної.

109. Для якої системи тепlopостачання характерне таке приєднання внутрішнього гарячого водопроводу (рис. 67)?

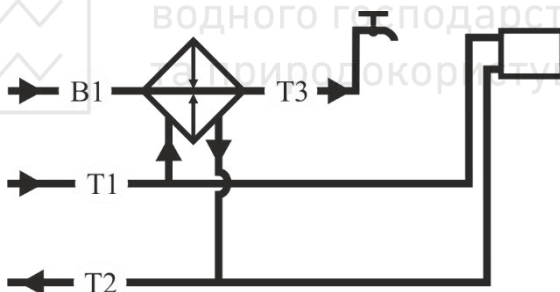


Рис. 67. Приєднання системи гарячого водопостачання до теплової мережі.

Рисунок до питання 109

- відкритої;
- закритої;
- парової;
- водяної.

110. Як згідно з ДСТУ Б А.2.4–1:2009 позначають паропровід?

- T7;
- T8;
- T4;
- T5.



Бак-аккумулятор — ємність, призначена для зберігання запасу гарячої води з метою вирівнювання добового графіка витрат води та тепла в системах теплопостачання, а також для створення та зберігання запасу води і підживлення джерела теплоти;

Відкрита водяна система теплопостачання — система теплопостачання, в якій теплоносії (воду), що циркулює в тепловій мережі, відбирають для технологічних потреб та гарячого водопостачання;

Водно-хімічний режим — сукупність заходів, які регламентують відповідну якість робочих середовищ з метою забезпечення надійної та економічної експлуатації устаткування, яке контактує з ними;

Водопідігрівальна установка (водонагрівник) — теплообмінний пристрій з тиском середовища більшим від атмосферного для нагрівання води за допомогою водяної пари, гарячої води;

Вузол обліку теплової енергії — комплект приладів та обладнання для обліку теплової енергії та реєстрації параметрів теплоносія;

Джерело теплової енергії (джерело теплопостачання) — виробничий об'єкт, призначений для виробництва теплової енергії або комбінованого виробництва електричної та теплової енергії;

Дозволений тиск — максимально допустимий надлишковий тиск у трубопроводі, визначений за результатами технічного посвідчення або контрольного розрахунку на міцність;

Експлуатація — період служби устаткування з моменту введення і до виведення з роботи, протягом якого підтримують і відновлюють його функціонування. Експлуатацію поділяють на чотири оперативні стани: робота, резерв, ремонт, консервація;

Життєздатність системи — здатність системи зберігати свої експлуатаційні характеристики в аварійних (позаштатних) умовах, а також після тривалої (більше 50 годин) зупинки;

Закрита водяна система теплопостачання — це система, в якій воду, що циркулює в тепловій мережі, використовують тільки в якості теплоносія і з мережі не відбирають;



Індивідуальний тепловий пункт — тепловий пункт, із якого здійснюють теплопостачання та керування системою теплоспоживання не більше ніж однієї будівлі або її частини;

Ймовірність безвідмовної роботи системи — здатність системи не допускати відмов, які спричиняють зменшення температури в опалюваних приміщеннях житлових та громадських будинків і споруд нижче $+12^{\circ}\text{C}$, а у промислових будівлях — нижче $+8^{\circ}\text{C}$, більше ніж кількість разів, установлених нормативами;

Когенераційна установка — комплекс обладнання для комбінованого виробництва електричної та теплової енергії або перетворення скидного енергетичного потенціалу технологічних процесів в електричну та теплову енергію;

Коефіцієнт готовності (якості) системи — ймовірність системи в довільний період часу підтримувати в опалюваних приміщеннях розрахункову внутрішню температуру повітря, крім періодів зменшення температури, які допускають нормативи;

Магістральна тепла мережа — комплекс трубопроводів і споруд, які забезпечують транспортування теплоносія від джерела теплової енергії до місцевої (розподільчої) теплової мережі;

Мережна вода — спеціально підготована вода, яку використовують у водяній тепловій мережі як теплоносії;

Місцева (розподільча) тепла мережа — сукупність енергетичних установок, обладнання і трубопроводів, яка забезпечує транспортування теплоносія від джерела теплової енергії, центрального теплового пункту або магістральної теплової мережі до теплового вводу споживача;

Оболонка — складовий елемент труб, виробів та арматури трубопроводу ПТПУ, виготовлений у заводських умовах, який безпосередньо контактує із навколишнім середовищем, захищає ізоляцію труб, виробів та арматури від проникнення вологи та зменшує термічні подовження провідної труби за рахунок сили тертя, що виникає між оболонкою та ґрунтом;

Опори та підвіски — пристрої, призначені для утримування в заданому положенні трубопроводів пари і гарячої води під час їх експлуатації.

Підземні споруди — теплові камери, прохідні та напівпрохідні канали, колектори і колодязі;



Прилад комерційного обліку теплової енергії — засіб вимірювальної техніки з нормованими метрологічними характеристиками, тип якого внесено до Державного реєстру засобів вимірювальної техніки, або такий, що пройшов державну метрологічну атестацію, на підставі показників якого визначають обсяг спожитої теплової енергії;

Пробний тиск — надлишковий тиск, під яким провадять гідравлічне випробування трубопроводу або його елементів на міцність і щільність;

Провідна труба — складовий елемент труб ПТПУ кільцевого перерізу, виготовлений у заводських умовах без застосування складальних операцій, яким транспортують теплоносії з унормованими параметрами без зміни напрямку та організації руху теплоносія;

Режим теплопостачання (теплоспоживання) — відпускання (споживання) теплової енергії у визначеній кількості та унормованій якості відповідно до температурного графіка;

Робочий тиск в елементі трубопроводу — максимальний надлишковий тиск на вході в елемент, який визначають за робочим тиском трубопроводу з урахуванням опору і гідростатичного тиску;

Розрахункова температура — максимальна температура теплоносія у трубопроводі, для якої виконують розрахунок на міцність для обґрунтування основних розмірів трубопроводу, теплові розрахунки та розрахунки технологічних втрат теплової енергії за умови забезпечення надійної експлуатації протягом розрахункового ресурсу;

Розрахункова температура зовнішнього повітря — середньодобова температура повітря в даному районі за найбільш холодну п'ятиденку року;

Розрахункова товщина стінки — товщина стінки, теоретично необхідна для забезпечення міцності деталі, яка перебуває під дією сукупності навантажень (внутрішнього або зовнішнього тиску, навантажень від ваги, вигину, скручування, зрізу тощо);

Розрахункова схема теплових мереж — схема теплових мереж міста (району, ділянки), що містить інформацію щодо діаметрів трубопроводів, номерів абонентів, позначень теплових камер (у тому числі камер і прохідних каналів, де існує небезпека проникнення газу), насосних станцій, місць затоплення трас;



Розрахунковий ресурс — тривалість експлуатації трубопроводу в годинах з урахуванням встановленої кількості циклів навантаження, протягом якої виробник гарантує надійність його роботи за дотримання умов експлуатації;

Розрахунковий тиск — максимальний надлишковий тиск у трубопроводі, на який здійснюють розрахунок на міцність для обґрунтування основних розмірів за умови забезпечення надійної експлуатації протягом розрахункового ресурсу;

Система автономного теплопостачання — сукупність джерел теплової енергії (теплогенераторів) потужністю менше ніж 1 МВт, розподільчих теплових мереж та мереж гарячого водопостачання;

Система децентралізованого теплопостачання — сукупність джерел теплової енергії (місцевих або групових котелень) потужністю не менше ніж 1 МВт та не більше ніж 3 МВт, розподільчих теплових мереж та мереж гарячого водопостачання;

Система помірно-централізованого теплопостачання — сукупність джерел теплової енергії (квартальних котелень) потужністю не менше ніж 3 МВт і не більше ніж 20 МВт, магістральних та/або розподільчих теплових мереж та мереж гарячого водопостачання;

Система централізованого теплопостачання — сукупність джерел теплової енергії (ТЕЦ та районних котелень) потужністю більше ніж 20 МВт, магістральних, розподільчих теплових мереж та мереж гарячого водопостачання;

Споживач теплової енергії — фізична або юридична особа, яка використовує теплову енергію на підставі договору або від власних джерел теплопостачання;

Тариф (ціна) на теплову енергію — грошовий вираз витрат на виробництво, транспортування, постачання одиниці теплової енергії (1 Гкал) з урахуванням рентабельності виробництва, інвестиційної та інших складових, визначений за методиками, розробленими центральним органом виконавчої влади у сфері теплопостачання;

Температурний графік теплової мережі — розрахункові значення температури теплоносія, які залежать від кліматичних умов (стосовно розрахункової зовнішньої температури повітря для системи опалення), після джерела теплопостачання, на вході в теплову мережу споживачів теплової енергії і після його повернення від споживачів;



Теплова мережа — трубопроводи, призначені для транспортування пари або гарячої води до споживачів тепла і повернення конденсату пари та відпрацьованої гарячої води в систему тепlopостачання;

Тепловий вузол — комплекс пристроїв, призначених для приєднання систем споживання тепла до теплової мережі для керування ними та забезпечення відповідного режиму теплоспоживання;

Тепловий пункт (ТП) — розташований у відособленому приміщенні комплекс обладнання (пристроїв), який забезпечує приєднання до магістральної теплової мережі та (за потреби) мережі холодного водопостачання, керування режимами теплоспоживання, трансформацію теплової енергії, регулювання параметрів теплоносія й розподіл теплової енергії за типами споживання (включно з підігріванням води) у розподільчі мережі (опалення, гарячого водопостачання) та захист цих мереж від аварійного підвищення параметрів теплоносія;

Теплоносій — рідка або газоподібна речовина, що циркулює у трубах або каналах і передає теплову енергію в системи тепlopостачання, опалення, вентиляції та технологічні установки;

Трубопровід — сукупність деталей і складальних одиниць із труб з елементами, що є їхніми складовими (трійники, переходи, відводи, арматура та ін.), які призначені для транспортування пари або гарячої води від джерела (котел, турбіна, насос, бойлер, ТЕЦ, котельня тощо) до споживачів: турбіна, підігрівач, система опалення тощо;

Тунель — споруда для прокладання під землею інженерних мереж круглого, овального або прямокутного перерізу у вигляді кілець із чавунних, сталевих або залізобетонних тюбінгів, збірних бетонних блоків, кам'яної або бетонної кладки й монолітного залізобетону;

Умовний прохід — параметр для характеристики приєднувальних частин трубопровідних систем, який не має одиниці виміру та наближено дорівнює внутрішньому діаметрові (мм) приєднувального трубопроводу, заокругленому до найближчої величини зі стандартного ряду;



Умовний тиск — робочий тиск середовища в арматурі і деталях трубопроводів, який забезпечує їх тривалу експлуатацію за температури 20°C;

Фасонна частина (деталь) — деталь або складальна одиниця трубопроводу для зміни напрямку, зливання або розподілення, розширення або звуження потоку робочого середовища;

Центральний тепловий пункт — тепловий пункт, до якого приєднані системи теплоспоживання двох і більше будівель (споруд);

Центратор — деталь для коаксіальної фіксації взаємного положення провідної труби і оболонки.





1. Енергетична стратегія України на період до 2030 року / Міністерство палива та енергетики України, Національна академія наук України. — 2008. — 129 с.
2. Концепція Державної цільової програми модернізації комунальної теплоенергетики. (Розпорядження Кабінету міністрів України від 2.04.2009 р., № 440–р)
3. Маліновський А.А. Централізоване теплопостачання має перспективу в Україні / Маліновський А. А., Турковський В. Г., Музичак А. З. // Проблеми загальної енергетики : Науковий збірник. N 19/2009 / Інститут загальної енергетики НАН України / Гол.ред. М. М.Кулик. — К. : ІЗЕ НАН України, 2009. — 80 с.
4. Ливчак В. И. Энергосбережение в системах централизованного теплоснабжения на новом этапе развития // Энергосбережение. — 2000. — № 2. — С. 4–10.
5. Рыкалов В. Централизованное теплоснабжение в Дании и Германии [Електронний ресурс] // ООО АРЗ СИНТУР–НТ. — Режим доступу до ст.: <http://sintur.ru/stat/453/>.
6. Шалигайло А. І. Аналіз досвіду застосування систем опалення, у тому числі індивідуальних, іноземними державами [Електронний ресурс] // Міністерство з питань житлово-комунального господарства України. — 2010 р. — Режим доступу до ст.: <http://www.minjkg.gov.ua/about/branch/branch-te/1416-analiz-dosvidu-zastosuvannya-sistem-opalennya-u.html>.
7. Скриль В. В. Зарубіжний досвід реформування і розвитку теплового господарства та можливість застосування його в регіонах України // Економічний простір. — 2008. — № 20/2. — С. 22–29.
8. Інформація про наявність схем теплопостачання населених пунктів України, розроблених та погоджених відповідно до вимог чинного законодавства, станом на 01.05.2012. — 2012 р. [Електронний ресурс] // Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України — Режим доступу до ст.: http://minregion.gov.ua/index.php?option=com_k2&view=itemlist&task=category&id=377%3Ateplopостachannya&Itemid=169&lang=uk.



9. Теплові мережі : ДБН В.2.5-39:2008. — [Чинний з 2009–01–07]. — К. : Мінрегіонбуд України, 2009. — 56 с. — (Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі і споруди) (Державні будівельні норми України).
10. Отопление, вентиляция и кондиционирование : СНиП 2.04.05–91*У. — [Чинний з 1996–01–10]. — К. : КиевЗНИИЭП, 1996. — 89 с.
11. Внутренний водопровод и канализация зданий : СНиП 2.04.01–85. — [Чинний з 1986–01–07]. — М. : Госстрой СССР, 1986. — 56 с.
12. Будівельна кліматологія : ДСТУ–Н Б В.1.1–27:1010. — [Чинний з 2011–01–11]. — К. : Мінрегіонбуд України, 2011. — 120 с. — (Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі) (Національний стандарт України).
13. Методические указания по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку тепла отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий / Приказ Министерства жилищно-коммунального хозяйства РСФСР от 6 апреля 1987 № 156. — М. : АКХ, 1987.
14. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби в Україні. КТМ 204 Україна 244–94. — К. : ЗАТ «Віпол», 2001. — 376 с.
15. Справочное пособие к СНиП «Строительная климатология и геофизика» — М. : Госстрой СССР, 1990. — 275 с.
16. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей : Справочник. / [Манюк В. И., Каплинский Я. И., Хиж Э. Б. и др.]. — 3-е изд., перер. и доп. — М. : Стройиздат, 1988, — 432 с.
17. Пырков В. В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование / Пырков В. В. — К. : ІДП «Такі справи», 2007. — 252 с.
18. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети : Учебник для вузов / Соколов Е. Я. — 7-е изд., стереот. — М. : Издательство МЭИ, 2001. — 472 с.
19. Водяные тепловые сети : Справочное пособие по проектированию / [Беляйкина И. В., Витальев В. П.,



Громов Н. К. и др.]; под ред. Н. К. Громова, Е. П. Шубина. — М. : Энергоатомиздат, 1988. — 376 с.

20. Апарцев М. М. Наладка водяных систем централизованного теплоснабжения : Справочно-методическое пособие / Апарцев М. М. — М. : Энергоатомиздат, 1983. — 204 с.
21. Проектирование тепловых сетей / [Александров И. П., Беляйкина И. В., Далин А. М. и др.]; под ред. А. А. Николаева. — М. : Стройиздат, 1965. — 360 с. — (Справочник проектировщика).
22. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 1. Отопление / [В. Н. Богословский, Б. А. Крупнов, А. Н. Сканава и др.]; под ред. И. Г. Старовойтова и Ю. И. Шиллера. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Стройиздат, 1990. — 334 с. — (Справочник проектировщика).
23. Ширакс З. Э. Теплоснабжение / Ширакс З. Э.; [пер. з латыш. Шапиро О. И.]. — М. : Энергия, 1979. — 256 с.
24. Теплоснабжение : Учебник для вузов / [А. А. Ионин, Б. М. Хлыбов, В. Н. Братенков, Е. Н. Терлецкая]; под ред. А. А. Ионина. — М. : Стройиздат, 1982. — 336 с.
25. Зингер Н. М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем / Зингер Н. М. — 2-е изд., перераб. — М. : Энергоатомиздат, 1986. — 320 с.
26. Теплоснабжение : Учебное пособие для студентов вузов / [В. Е. Козин, Т. А. Левина, А. П. Макаров и др.]. — М. : Высшая школа, 1980. — 408 с.
27. Соединения трубопроводов и арматура. Проходы условные (размеры номинальные). Ряды : ДСТУ ГОСТ 28338:2008 (ИСО 6708-80). — [Чинний з 2008-01-01]. — (Національний стандарт України).
28. Арматура и детали трубопроводов. Давления условные, пробные и рабочие. Ряды : ГОСТ 356-80. — М. : Государственный комитет СССР по стандартам.
29. Правила будови і безпечної експлуатації трубопроводів пари і гарячої води : НПАОП 0.00-1.11-98. — [Чинний з 1998-08-09]. — (Державні нормативні акти з охорони праці).
30. Теплові мережі та мережі гарячого водопостачання з використанням попередньо теплоізованих трубопроводів. Настанова з проектування, монтажу, приймання та експлуатації :



- ДСТУ-Н Б В.2.5–35:2007. — [Чинний з 2008–07–01]. — К. : Мінрегіонбуд України, 2008. — 99 с. — (Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі і споруди) (Національний стандарт України).
31. Борисенко С. І. Важливий резерв підвищення ефективності централізованого теплопостачання / Борисенко С. І. // ОВБК (Отопление. Водоснабжение. Вентиляция кондиционеры). — 2005. — № 1. — С. 50–53.
32. Трубопроводы попередньо теплоізольовані спінієм поліуретаном для мереж гарячого водопостачання та теплових мереж. Труби, фасонні вироби та арматура. Технічні умови: ДСТУ Б В.2.5–31:2007. — [Чинний від 2007–08–01]. — К. : Мінбуд України, 2007. — 88 с. — (Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі і споруди) (Національний стандарт України).
33. Деталі трубопроводів безшовні приварні з вуглецевої і низьколегованої сталі. Загальні технічні умови : ДСТУ ГОСТ 17380:2003 (ИСО 3419–81). — [Чинний від 2004–01–01]. — (Національний стандарт України).
34. Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды. : РД 10–249–98. — СПб. : Издательство ДЕАН, 2002. — 384 с.
35. Котлы стационарные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность : ОСТ 108.031.08-85.
36. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов : СНиП 2.04.14–88. — [Чинний від 1990–01–01].
37. Копко В. М. Теплоизоляция трубопроводов теплосетей : Учеб.–метод. пособие / В. М. Копко. — Минск : Технопринт, 2002 — 160 с.
38. Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж. / Затверджено наказом Міністерства палива та енергетики України від 14.02.2007 р. № 71.
39. Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений : ДБН 360-92**. — К. : 2002. — 92 с. — (Державні будівельні норми України).
40. Мережі теплові (тепломеханічна частина). Робочі креслення : ДСТУ Б А.2.4–28:2008. — [Чинний від 2010-01-01]. — К. :



Мінрегіонбуд України, 2009. — 13 с. — (Система проектної документації для будівництва) (Національний стандарт України).

41. Каналы и тоннели сборные железобетонные из лотковых элементов : Серия 3.006.1–8. — [Чинний від 1993–04–01].
42. Сооружения промышленных предприятий : СНиП 2.09.03–85. — [Чинний від 1987–01–01].
43. Сафонов А. П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям : Учебное пособие для вузов / Сафонов А. П. — 3-е изд., перераб. — М. : Энергоатомиздат, 1985. — 232 с.
44. Wilo — Online Catalog [Електронний ресурс] — Режим доступу: <http://productfinder.wilo.com/finder>
45. Насосы центробежные консольные для воды. Основные параметры и размеры. Требования безопасности. Методы контроля : ГОСТ 22247–96. — [Чинний від 1997–01–01]. — (Межгосударственный стандарт).
46. Компенсаторы трубопроводов сальниковые : Серия 5.903–13. Выпуск 4. — [Чинний від 1988].
47. Тихомиров А. К. Теплоснабжение района города : Учебное пособие / Тихомиров А. К. — Хабаровск : Изд-во Тихоокеанского гос. ун-та, 2006. — 135 с.



ДОДАТКИ

Додаток 1

Питомий тепловий потік на опалення житлових і громадських будівель [10, додаток 25]

Тип будівлі	Кількість поверхів	Питома теплова потужність, Вт/м ²			
		кількість градусодіб			
		>3500	3001-3500	2501-3000	<2500
1	2	3	4	5	6
Одноквартирний житловий будинок	1	94	93	91	83
	2	86	83	81	74
Двоквартирний житловий будинок	1	79	77	76	68
	2	72	69	68	63
Секційний жилий будинок	3	61	58	57	51
	4	57	56	55	48
Рядова, кутова, поворотна житлова блок-секція	5	55	53	52	48
	9-10	51	50	49	43
	12-16	55	53	52	48
	>16	59	57	56	50
Торцева житлова блок-секція з рядовим кінцем	5	57	55	54	50
	9-10	53	52	50	45
	12-16	57	55	54	50
	>16	61	60	59	52
Торцева житлова блок-секція з двома торцями	5	59	57	56	52
	9-10	55	53	52	48
	12-16	59	57	56	52
	>16	64	63	62	56
Односекційний житловий будинок	12-16	63	61	60	55
	>16	68	67	66	59
Те ж саме складної конфігурації в плані	12-16	61	59	58	54
	>16	66	65	64	58
Дитячі дошкільні заклади	1	79	77	75	67
	2	75	74	71	64
	3	65	64	62	55
Загальноосвітні школи, спеціалізовані навчально-виробничі комбінати, ПТУ, технікуми	1	58	57	55	49
	2	50	49	48	43
	3	44	43	42	37
	4	39	38	37	33



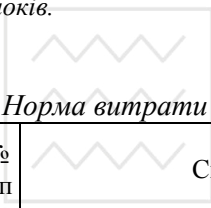
1	2	3	4	5	6
НДІ, проектні, громадські організації, управління, адміністративні будівлі	2	75	74	71	64
	3	65	64	62	55
	4	62	61	59	53
	>4	59	57	55	49
Будівлі для лікування та відпочинку					
лікарні, госпіталі, пологові будинки, диспансери, лікувально-санаторні корпуси	2	72	71	69	61
	3	63	62	60	54
	4	60	59	57	51
	>4	58	57	55	49
поліклініки, амбулаторії	2	70	69	67	60
	3	61	60	58	52
	4	58	57	55	49
	>4	56	55	53	48
адміністративно-громадські корпуси санаторіїв	1	77	76	73	65
	2	74	73	70	63
	3	65	64	62	55
	4	62	61	59	53
спальні корпуси санаторіїв	2	75	74	71	64
	3	65	64	62	55
	4	62	61	59	53
	>4	59	58	56	50
Будівлі соціального захисту, будинки-інтернати	1	79	77	75	67
	2	75	74	71	64
	3	65	64	62	55
	4	62	61	59	53
	>4	60	59	57	51
Криті фізкультурно-спортивні споруди змішаної поверховості, однозальні		60	59	57	51
Теж саме, багатозальні		65	64	62	55
Культурно-освітні та видовищні споруди змішаної поверховості					
кінотеатри		50	49	48	43
виставкові зали, клуби, бібліотеки		65	64	62	55
Магазини, універмаги, універсами	1	45	44	43	38
	2	40	39	38	34
Їдальні, кафе	1	47	46	45	40
	2	42	41	40	36



Підприємства побутового обслуговування населення (окрім пралень)	1	75	74	71	64
	2	70	69	67	60
	3	66	65	63	56
	4	63	62	60	54
Готелі, кемпінги, мотелі	2	74	73	70	63
	3	65	64	62	55
	4	62	61	59	53
	>4	59	58	56	50
Відділення зв'язку	1	75	74	71	64
	2	70	69	67	60

Примітки:

Питомі показники приймають з коефіцієнтами: 1,1 — для будівель, зовнішні стіни яких зведені з багатопанельних панелей або ніздрюватого бетону; 1,15 — для будівель, зовнішні стіни яких зведені з цегли і крупних блоків.



Норма витрати води на гаряче водопостачання [11, додаток 3]

№ з/п	Споживач	Споживна одиниця	Норма витрати гарячої води за середню добу, л
1	2	3	4
1	Житлові будинки квартирного типу з централізованим гарячим водопостачанням:		
	з умивальниками, мийками і душами	1 житель	85
	з сидячими ваннами, устаткованими душами	1 житель	90
	з ваннами довжиною від 1500 до 1700 мм, устаткованими душами	1 житель	105
	заввишки більше 12 поверхів і підвищеними вимогами до благоустрою	1 житель	115
2	Гуртожитки:		
	з загальними душовими	1 житель	50
	з душами при всіх житлових кімнатах	1 житель	60
	з загальними кухнями і блоками душових на поверхах в кожній секції будинку	1 житель	80



1	2	3	4
3	Готелі, пансіонати і мотелі з загальними ваннами і душами	1 житель	70
4	Готелі і пансіонати з душами у всіх номерах	1 житель	140
5	Лікарні:		
	з загальними ваннами і душовими	1 ліжко	75
	з санітарними вузлами наближеними до палат	1 ліжко	90
	інфекційні	1 ліжко	110
6	Санаторії та будинки відпочинку:		
	з ваннами у всіх жилих кімнатах	1 ліжко	120
	з душами у всіх жилих кімнатах	1 ліжко	75
7	Поліклініки і амбулаторії	1 хворий	5,2
8	Дитячі ясла, садки:		
	з денним перебуванням дітей і їдальнями, які працюють з напівфабрикатами	1 дитина	11,5
	з денним перебуванням дітей і їдальнями, які працюють на сировині, та з пральнями з автоматичними пральними машинами	1 дитина	25
	з цілодобовим перебуванням дітей і їдальнями, які працюють з напівфабрикатами	1 дитина	21,4
	з цілодобовим перебуванням дітей і їдальнями, які працюють на сировині, та з пральнями з автоматичними пральними машинами	1 дитина	28,5
9	Піонерські табори з їдальнями та пральнями	1 місце	40
10	Пральні	1 кг сухої білизни	25
11	Адміністративні будівлі	1 працівник	5
12	Навчальні заклади (у тому числі вищі та середні спеціальні)	1 студент і 1 викладач	6
13	Загальноосвітні школи	1 учень і 1 вчитель	3
14	Загальноосвітні школи з прод. днем	те ж саме	3,4

1	2	3	4
15	Професійно-технічні училища	1 учень і 1 вчитель	8
16	Школи-інтернати з спальнями	1 місце	30
17	Аптеки без приготування ліків	1 працівник	5
18	Їдальні	1 умовне блюдо	4
19	Магазини продовольчі	1 працівник (20 м ² торгової зали)	65
20	Магазини промтоварні	1 працівник	5
21	Перукарні	1 робоче місце	33
22	Кінотеатри	1 місце	1,5
23	Клуби	1 місце	2,6
24	Театри	1 глядач	5
25	Стадіони	1 місце	1
26	Лазні з оздоровчими процедурами	1 відвідувач	190*

*норма витрати води в добу найбільшого водоспоживання.

Додаток 3

Питомий показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину, Вт [9, табл. К.1]

Середня за опалувальний період норма витрати води на гаряче водопостачання, л/(люд·доб)	Для будинків:		
	з гарячим водопостачанням	з гарячим водопостачанням з врахуванням споживання в громадських будинках	без гарячого водопостачання з врахуванням споживання в громадських будинках
85	247	320	73
90	259	332	73
105	305	376	73
115	334	407	73



Розрахункові параметри зовнішнього повітря [12, таблиця 2]

Місто	Температура найбільш холодної п'ятиденки забезпеченістю 0,92	Середня температура опалювального періоду, °C	Тривалість опалювального періоду
1	2	4	5
Вінниця	-21	-0,2	182
Дніпропетровськ	-24	-0,2	172
Донецьк	-22	-0,5	176
Житомир	-22	-0,2	184
Запоріжжя	-21	+0,6	166
Івано-Франківськ	-20	+0,4	179
Ізмаїл	-15	+2,0	151
Київ	-22	-0,1	176
Кіровоград	-22	-0,3	175
Луганськ	-25	-0,4	172
Луцьк	-20	+0,3	180
Львів	-19	+0,4	179
Любашівка	-19	+0,3	172
Миколаїв	-20	+1,1	161
Одеса	-18	+2,0	158
Полтава	-23	-0,8	178
Рівне	-21	+0,1	182
Сімферополь	-15	+2,6	154
Суми	-25	-1,4	187
Тернопіль	-20	-0,2	184
Ужгород	-18	+1,4	154
Умань	-20	-0,1	179
Феодосія	-15	+3,6	142
Харків	-23	-1,0	179
Херсон	-19	+1,3	163
Хмельницький	-21	-0,1	183
Черкаси	-21	-0,3	178
Чернівці	-20	+0,5	175
Чернігів	-23	-0,9	187
Ялта	-6	+5,3	126



Значення коефіцієнта α для розрахункових температур
зовнішнього повітря $t_{p.o}$ [14, табл. 2.7], [13, табл. 2.3]

$t_{p.o}, ^\circ\text{C}$	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30
α	2,05	1,67	1,45	1,29	1,17	1,08	1,00

Питомі теплові характеристики житлових і громадських будівель
[13, табл. 2.2, 2.5, 2.6, 2.8], [14, табл. 2.2, 2.5, 2.6, 2.9]

Найменування споруди	Об'єм споруди, $V_{\text{буд}}$, тис. м^3	Питомі теплові характеристики, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$		Розрахункова усереднена внутрішня температура t_v , $^\circ\text{C}$
		для опалення $q_{\text{оп}}$	для вентиляції $q_{\text{вент}}$	
1	2	3	4	5
Житлові цегляні	до 5	0,44		20
	до 10	0,38		
	до 15	0,37		
	до 20	0,37		
	до 30	0,36		
	до 40	0,35		
Житлові 5–ти поверхові крупноблочні, житлові 9–ти поверхові крупно панельні	до 50	0,34		20
	до 6	0,49		
	до 12	0,43		
	до 16	0,42		
	до 25	0,43		
Адміністративні будівлі	до 40	0,42		20
	до 5	0,50	0,10	
	до 10	0,44	0,09	
	до 15	0,41	0,08	
Клуби, будинки культури	>15	0,37	0,19	16
	до 5	0,43	0,29	
	до 10	0,38	0,27	
Кінотеатри	>10	0,35	0,23	14
	до 5	0,42	0,50	
	до 10	0,37	0,45	
	> 10	0,35	0,44	



1	2	3	4	5
Театри, цирки, концертні та видовищно-спортивні зали	до 10	0,38	0,48	15
	до 15	0,31	0,47	
	до 20	0,26	0,44	
	до 30	0,23	0,42	
Універмаги, магазини промтоварні	до 5	0,44	0,50	15
	до 10	0,38	0,40	
	> 10	0,36	0,32	
Магазини продовольчі	до 1,5	0,60	0,70	12
	до 8	0,45	0,50	
Дитячі садки і ясла	до 5	0,44	0,19	20
	> 5	0,40	0,12	
Школи і вищі навчальні заклади	до 5	0,45	0,10	16
	до 10	0,41	0,09	
	> 10	0,38	0,08	
Поліклініки, лікарні і диспансери	до 5	0,47	0,34	20
	до 10	0,42	0,23	
	до 15	0,37	0,29	
	> 15	0,35	0,29	
Лазні, душові павільйони	до 5	0,32	1,16	25
	до 10	0,36	1,11	
	> 10	0,27	1,05	
Пральні	до 5	0,44	0,93	15
	до 10	0,38	0,91	
	> 10	0,36	0,87	
Підприємства громадського харчування, їдальні, фабрики-кухні	до 5	0,41	0,81	16
	до 10	0,38	0,76	
	> 10	0,35	0,70	
Комбінати побутового обслуговування, будинки побуту	до 0,5	0,70	0,80	18
	до 7	0,50	0,55	



Тривалість стояння температур зовнішнього повітря [16, табл. 1.3]

Місто	Інтервали температур зовнішнього повітря, °С									Всього годин
	від -34,9 до -30	від -29,9 до -25	від -24,9 до -20	від -19,9 до -15	від -14,9 до -10	від -9,9 до -5	від -4,9 до 0	від +0,1 до +5	від +5,1 до +8	
	Кількість годин з вказаною температурою									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Біла Церква	1	4	31	131	338	630	1231	1488	658	4512
Бердянськ		9	35	122	226	439	1107	1452	642	4032
Вінниця	1	10	39	126	320	642	1225	1493	680	4536
Джанкой					7	78	457	1782	1516	3840
Дніпропетровськ		9	37	127	235	457	1152	1514	669	4200
Донецьк		10	44	183	398	730	1141	1216	670	4392
Дрогобич			2	21	63	464	1055	1704	1155	4464
Євпаторія					6	73	426	1660	1411	3576
Житомир		5	22	103	309	616	1237	1554	762	4608
Жмеринка	1	10	38	125	318	638	1219	1487	676	4512
Запоріжжя		9	37	127	235	457	1142	1504	665	4176
Івано-Франківськ		10	39	134	247	481	1212	1591	702	4416
Ізмаїл			3	14	85	331	818	1321	1100	3672
Кам'янець Подільськ.		3	18	70	258	537	1173	1458	803	4320
Керч			2	10	77	284	866	1400	1033	3672
Київ	1	4	31	130	336	627	1225	1480	654	4488
Кіровоград		10	39	134	248	483	1219	1600	707	4440
Конотоп	1	10	39	129	327	655	1251	1526	694	4632
Коростень		5	22	104	312	623	1250	1570	770	4656
Котовськ			2	46	194	410	1003	1926	691	4272
Кременчук	5	8	44	155	376	696	1178	1086	772	4320
Кривий Ріг		9	38	129	239	465	1172	1540	680	4272
Луганськ	1	7	53	161	382	665	1038	1340	673	4320
Луцьк		5	21	100	301	600	1206	1513	742	4488
Львів		2	5	34	168	497	1183	1625	1070	4584
Маріуполь		12	52	134	248	515	1157	1454	676	4248
Мелітополь		9	36	123	227	441	1113	1461	646	4056
Миколаїв			7	54	196	460	1050	1467	726	3960
Миргород	5	8	46	162	393	726	1231	1134	807	4512



1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ніжин	1	10	39	128	325	625	1245	1517	691	4608
Одеса			5	22	134	399	975	1781	644	3960
Полтава	5	8	45	161	391	723	1224	1128	803	4488
Рівне		5	22	102	307	613	1231	1546	758	4584
Севастополь					6	67	392	1525	1298	3288
Сімферополь			3	15	87	341	846	1346	1136	3792
Суми	1	10	40	130	330	662	1263	1542	702	4680
Тернопіль	1	10	39	126	322	644	1231	1502	685	4560
Ужгород			2	18	55	404	919	1484	1006	3888
Феодосія			2	12	53	236	689	1367	1097	3456
Харків		10	46	189	411	754	1179	1255	692	4536
Херсон			7	36	163	433	885	1555	929	4008
Черкаси	1	10	39	126	320	642	1225	1493	680	4536
Чернігів	1	10	39	127	324	648	1238	1510	687	4584
Чернівці		10	38	130	240	468	1179	1548	683	4296
Ялта					5	61	360	1404	1194	3024

Середні місячні температури зовнішнього повітря, °C [12, табл. 2]

Місто	Місяці року											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Вінниця	-5,1	-3,8	0,5	8,1	14,2	17,2	18,7	18,0	13,3	7,6	1,8	-2,9
Дніпропетровськ	-4,7	-3,8	1,1	9,6	16,0	19,6	21,6	20,7	15,4	8,6	2,2	-2,5
Донецьк	-5,2	-4,4	0,7	9,4	15,4	19,0	21,2	19,8	14,9	8,0	1,8	-2,9
Житомир	-5,1	-4,0	0,4	7,9	14,0	17,1	18,5	17,7	13,0	7,4	1,7	-2,8
Запоріжжя	-3,5	-2,6	2,0	10,1	16,4	20,2	22,4	21,4	16,2	9,6	3,5	-1,1
Івано-Франківськ	-4,3	-2,6	1,7	8,1	13,6	16,7	18,3	17,7	13,4	8,0	2,5	-2,4
Ізмаїл	-1,3	0,2	4,3	10,6	16,3	20,3	22,3	21,7	17,0	11,2	5,7	0,7
Київ	-4,7	-3,6	1,0	9,0	15,2	18,3	19,8	19,0	13,9	8,1	1,9	-2,5
Кіровоград	-4,9	-3,9	0,8	9,1	15,2	18,6	20,4	19,7	14,7	8,2	2,1	-2,6
Луганськ	-5,0	-4,2	1,1	10,1	16,1	19,9	22,0	20,7	15,1	8,2	2,2	-2,5
Луцьк	-4,2	-3,0	1,1	8,1	13,9	16,9	18,4	17,7	13,2	7,9	2,4	-2,4
Львів	-4,0	-2,7	1,4	7,9	13,4	16,3	17,7	17,2	13,0	8,0	2,5	-2,2
Любашівка	-4,3	-3,0	1,5	9,3	15,3	18,6	20,5	19,9	15,1	8,9	2,8	-1,9
Миколаїв	-2,6	-1,6	2,8	10,2	16,4	20,3	22,7	22,0	16,8	10,4	4,2	-0,4
Одеса	-1,3	-0,6	2,9	9,2	15,3	19,6	22,0	21,6	17,0	11,3	5,8	1,1



Полтава	-5,6	-4,7	0,3	9,0	15,4	18,7	20,5	19,7	14,3	7,7	1,3	-3,4
Рівне	-4,6	-3,4	0,7	8,0	13,8	16,7	18,2	17,5	13,1	7,7	2,1	-2,6
Сімферополь	-0,3	0,4	3,7	10,1	15,1	19,2	21,8	21,3	16,7	11,0	6,1	-2,1
Суми	-6,6	-5,8	-0,8	8,1	14,6	17,9	19,5	18,4	13,0	6,7	0,4	-4,3
Тернопіль	-5,0	-3,7	0,4	7,6	13,5	16,4	17,8	17,2	12,8	7,5	1,8	-3,1
Ужгород	-2,4	-0,2	4,7	10,8	15,8	18,7	20,3	19,8	15,5	10,2	4,7	-0,5
Умань	-4,8	-3,7	0,9	8,7	14,6	17,8	19,4	18,6	13,6	7,7	2,0	-2,5
Феодосія	1,2	1,6	4,6	10,6	16,1	20,8	23,2	23,1	18,4	12,6	7,6	3,8
Харків	-5,9	-5,1	0,0	9,0	15,5	18,9	20,7	19,7	14,1	7,5	1,0	-3,7
Херсон	-2,5	-1,6	2,8	10,1	16,1	20,0	22,4	21,6	16,5	10,1	4,3	-0,2
Хмельницький	-4,9	-3,6	0,6	7,9	13,9	16,8	18,4	17,7	13,1	7,6	1,9	-2,9
Черкаси	-5,0	-4,0	0,7	8,9	15,2	18,4	20,1	19,3	14,2	7,9	2,0	-2,7
Чернівці	-4,1	-2,4	2,0	8,9	14,5	17,6	19,1	18,4	14,1	8,7	2,7	-2,1
Чернігів	-5,9	-4,9	-0,1	8,0	14,4	17,6	19,2	18,1	12,9	6,9	1,0	-3,5
Ялта	4,1	4,2	6,0	10,6	15,7	19,8	23,6	23,2	19,0	13,6	9,5	6,1

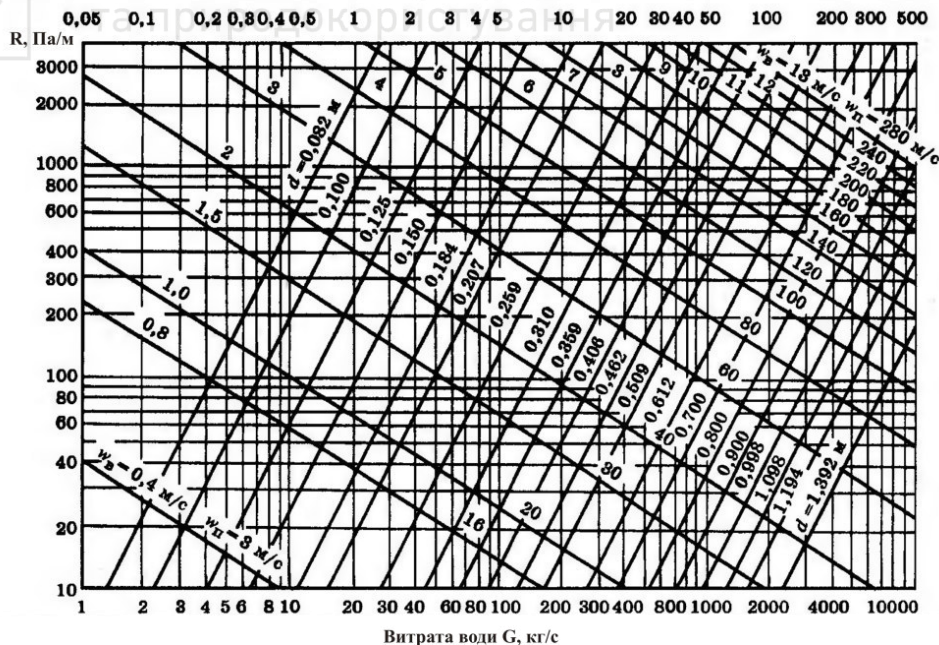
Густина води залежно від тиску і температури на лінії насичення
[19, табл. 9.1]

Температура, °C	Абсолютний тиск, МПа	Густина води, кг/м ³	Температура, °C	Абсолютний тиск, МПа	Густина води, кг/м ³
5	0,0009	1000,0	120	0,1985	942,9
10	0,0012	999,7	125	0,2321	938,8
20	0,0023	998,3	130	0,2701	934,6
30	0,0042	995,7	135	0,3131	930,2
40	0,0074	992,3	140	0,3614	925,8
50	0,0123	988,0	145	0,4155	921,4
60	0,0199	983,2	150	0,4760	916,8
70	0,0312	977,7	155	0,5433	912,1
75	0,0385	974,7	160	0,6180	907,3
80	0,0474	971,6	165	0,7001	902,4
85	0,0578	968,4	170	0,7920	897,3
90	0,0701	965,2	175	0,8925	892,1
95	0,0845	961,7	180	1,0027	886,9
100	0,1013	958,1	185	1,1234	881,5
105	0,1208	954,5	190	1,2552	876,0
110	0,1433	950,7	195	1,3989	870,4
115	0,1690	946,8	200	1,5551	864,7

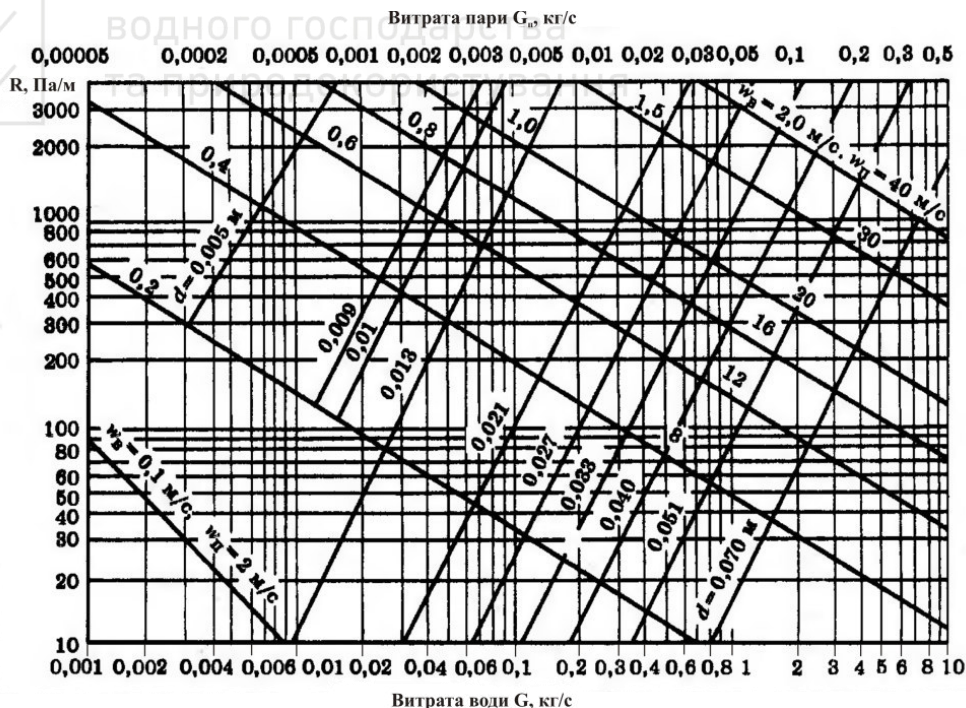
Номограми для гідравлічного розрахунку сталевих трубопроводів [18, с. 192-194]:

а) для трубопроводів з внутрішнім діаметром від 82 мм до 1392 мм з еквівалентною шорсткістю $k_e = 0,0002$ м, для води густиною $\rho_v = 975$ кг/м³, пари густиною $\rho_n = 2,45$ кг/м³. Для іншої густини пари питомі втрати тиску обчислюють за формулою $R_2 = (2,45/\rho_2) \cdot R$.

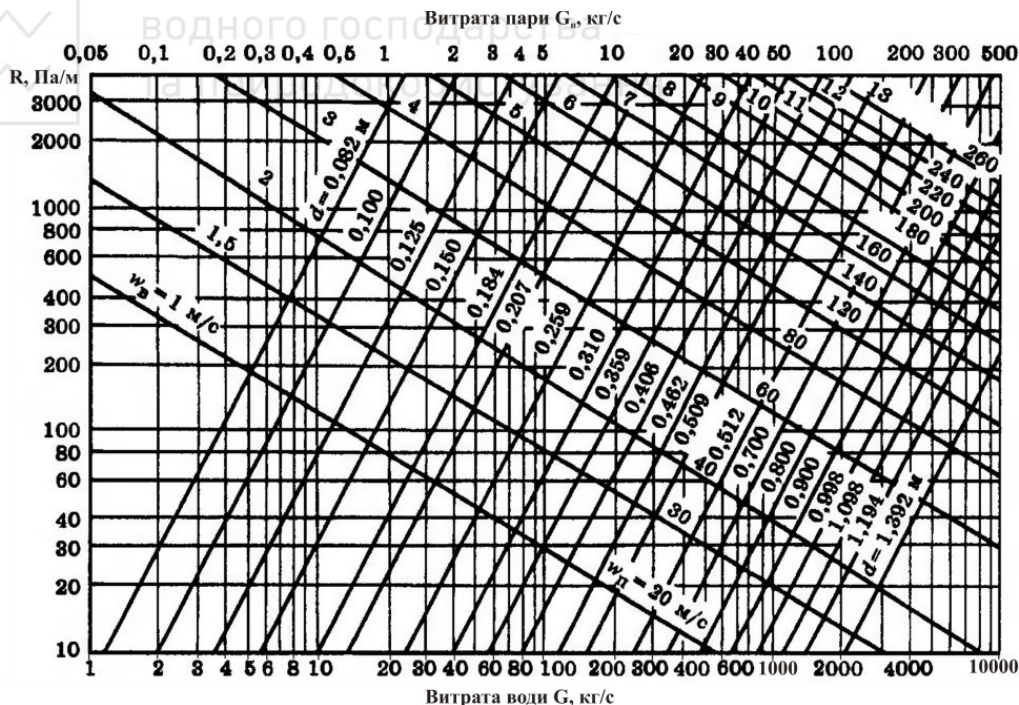
Витрата пари G_p , кг/с



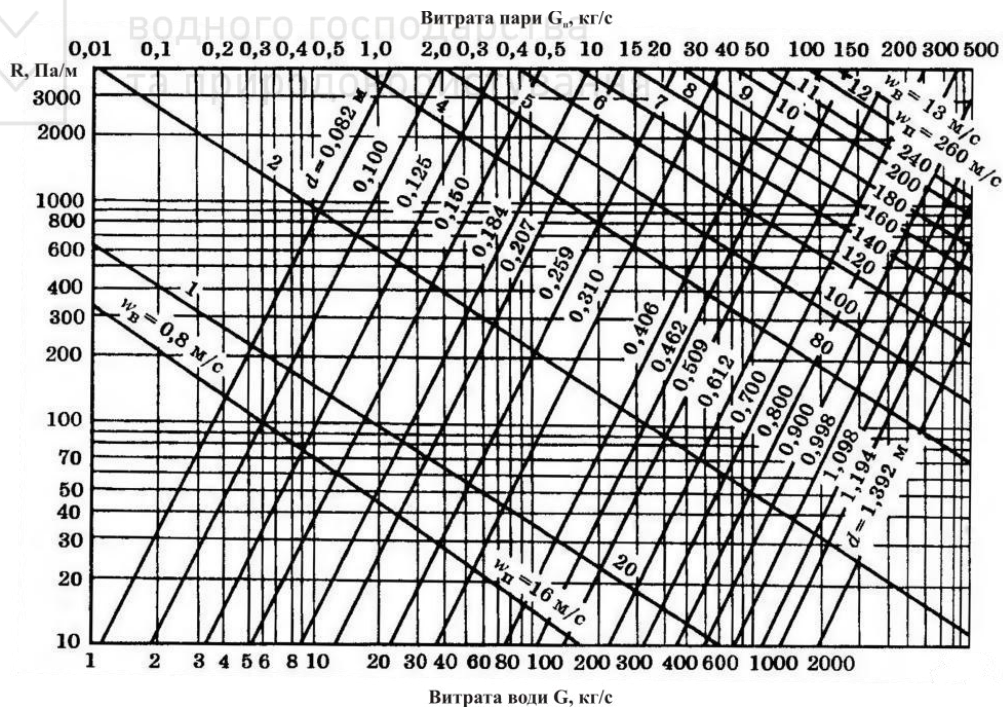
б) для трубопроводів з внутрішнім діаметром від 5 мм до 70 мм з еквівалентною шорсткістю $k_e = 0,0005$ м, для води густиною $\rho_v = 975$ кг/м³, пари густиною $\rho_n = 2,45$ кг/м³. Для іншої густини пари питомі втрати тиску обчислюють за формулою $R_2 = (2,45/\rho_2) \cdot R$.



в) для трубопроводів з внутрішнім діаметром від 82 мм до 1392 мм з еквівалентною шорсткістю $k_e = 0,0005$ м, для води густиною $\rho_v = 975$ кг/м³, пари густиною $\rho_n = 2,45$ кг/м³. Для іншої густини пари питомі втрати тиску обчислюють за формулою $R_2 = (2,45/\rho_2) \cdot R$.



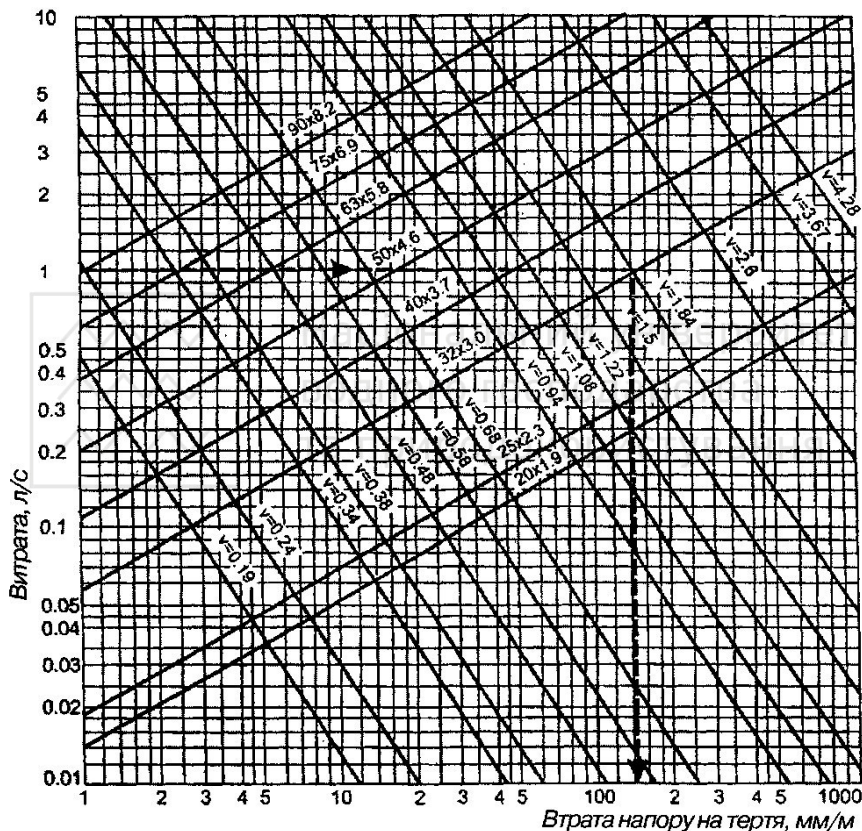
г) для трубопроводів з внутрішнім діаметром від 82 мм до 1392 мм з еквівалентною шорсткістю $k_e = 0,001$ м, для води густиною $\rho_v = 975$ кг/м³, пари густиною $\rho_n = 2,45$ кг/м³. Для іншої густини пари питомі втрати тиску обчислюють за формулою $R_2 = (2,45/\rho_2) \cdot R$.





*Номограми для гідравлічного розрахунку полімерних трубопроводів
[30, дод. Д]:*

а) номограма для інженерного гідравлічного розрахунку трубопроводу ПП/ПЕ з провідною трубою SDR 11 [30, рис. Д.1]



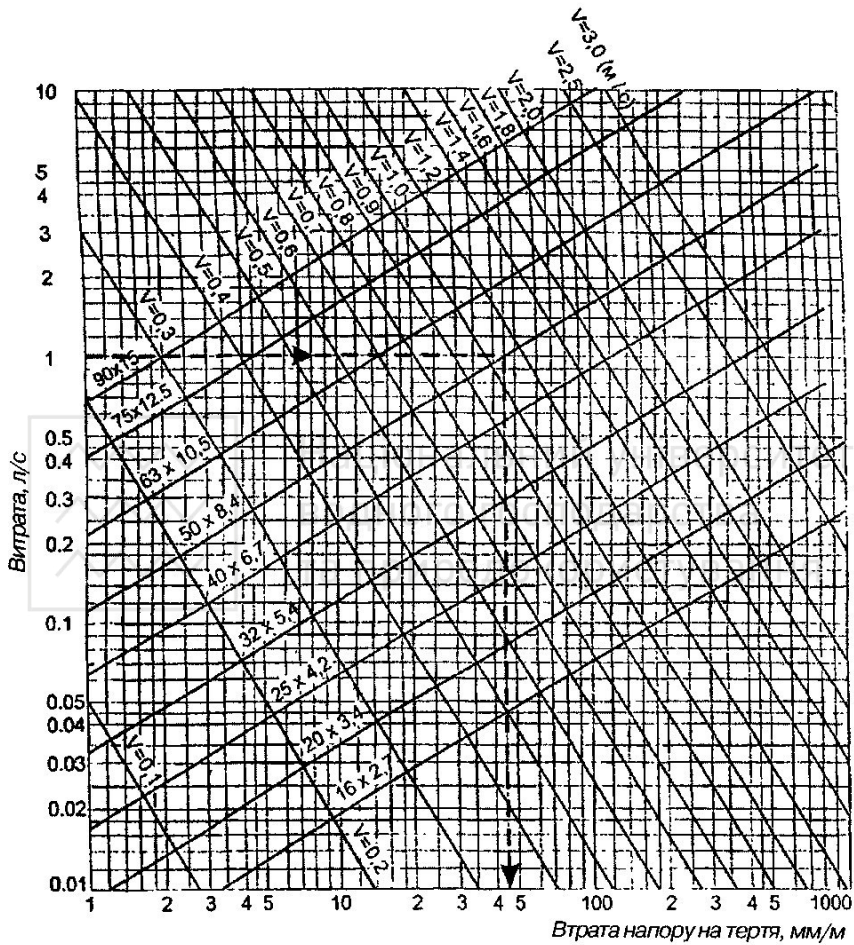
Приклад:

Дано: провідна труба з ПП-80, тип 3 SDR 11, $d_n = 32$ мм, витрата рідини 1 л/с.

За номограмою: середня швидкість плинущої рідини 1,84 м/с, втрата напору 140 мм/м.



б) номограма для інженерного гідравлічного розрахунку
трубопроводу ПП/ПЕ з провідною трубою SDR 6 [30, рис. Д.2]



Приклад:

Дано: труба ПП-80, тип 3 SDR6, $d_n = 50$ мм, витрата рідини 1 л/с.

За номограмою: середня швидкість плинущої рідини 1,1 м/с, втрата напорів 45 мм/м.



Таблиці для гідравлічного розрахунку сталевих трубопроводів
водяних теплових мереж з еквівалентною шорсткістю

$k_e = 0,0005$ м, для води з температурою 100°C , густиною $\rho_e = 958,4 \text{ кг/м}^3$ і кінематичною в'язкістю $\nu = 0,295 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [23, дод. 2]

G, т/год	$D_3 \times s$, мм							
	32×2,5		38×2,5		45×2,5		57×3,5	
	ν , м/с	Δp , Па/м	ν , м/с	Δp , Па/м	ν , м/с	Δp , Па/м	ν , м/с	Δp , Па/м
0,2	0,10	9,32	—	—	—	—	—	—
0,22	0,11	11,18	—	—	—	—	—	—
0,24	0,12	13,24	—	—	—	—	—	—
0,26	0,13	15,60	—	—	—	—	—	—
0,28	0,14	17,85	—	—	—	—	—	—
0,30	0,15	20,40	0,10	7,06	—	—	—	—
0,32	0,16	23,25	0,11	7,95	—	—	—	—
0,34	0,17	26,59	0,12	9,03	—	—	—	—
0,36	0,18	29,14	0,12	10,10	—	—	—	—
0,38	0,19	32,37	0,13	11,28	—	—	—	—
0,40	0,20	35,81	0,14	12,36	—	—	—	—
0,42	0,21	39,24	0,14	13,44	—	—	—	—
0,44	0,22	42,97	0,15	14,91	0,10	5,40	—	—
0,46	0,23	46,60	0,16	16,28	0,11	5,89	—	—
0,48	0,24	50,52	0,16	17,85	0,11	6,38	—	—
0,50	0,25	54,45	0,17	19,13	0,12	6,87	—	—
0,55	0,26	65,33	0,19	23,05	0,13	8,34	—	—
0,60	0,30	77,01	0,20	27,47	0,14	9,91	—	—
0,65	0,33	80,34	0,22	31,98	0,15	11,58	—	—
0,70	0,35	104,97	0,24	36,98	0,16	13,44	0,10	4,32
0,75	0,38	120,66	0,25	42,28	0,17	15,40	0,11	4,91
0,80	0,41	137,34	0,27	47,68	0,18	17,36	0,12	5,59
0,85	0,43	155,00	0,29	53,46	0,20	19,62	0,13	6,38
0,90	0,46	173,64	0,31	59,64	0,21	21,78	0,13	7,06
0,95	0,48	193,26	0,32	66,02	0,22	24,33	0,14	7,85
1,00	0,51	214,84	0,34	73,08	0,23	26,68	0,15	8,63
1,05	0,53	236,42	0,36	80,54	0,24	29,33	0,16	9,52
1,10	0,56	259,97	0,37	88,39	0,25	32,27	0,16	10,30



G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	38×2,5		45×2,5		57×3,5		76×3,5	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
1,15	0,39	96,63	0,27	35,12	0,17	11,18	—	—
1,20	0,41	104,97	0,28	37,96	0,18	12,16	—	—
1,25	0,42	113,80	0,29	41,20	0,18	13,15	—	—
1,30	0,44	123,61	0,30	44,24	0,19	14,13	0,10	2,65
1,35	0,46	133,42	0,31	47,68	0,20	15,21	0,10	2,84
1,40	0,47	143,23	0,32	51,11	0,21	16,38	0,11	3,04
1,45	0,49	154,02	0,33	54,84	0,21	17,46	0,11	3,24
1,50	0,51	164,81	0,35	55,66	0,22	18,74	0,12	3,53
1,55	0,53	175,60	0,36	62,59	0,23	19,82	0,12	3,73
1,60	0,54	187,37	0,37	66,71	0,24	20,99	0,12	3,92
1,65	0,56	199,14	0,38	70,93	0,24	22,17	0,13	4,22
1,70	0,58	210,92	0,39	75,34	0,25	23,54	0,13	4,51
1,75	0,59	223,67	0,40	79,85	0,26	24,82	0,14	4,71
1,80	0,61	236,42	0,42	84,46	0,27	26,09	0,14	5,00
1,85	0,63	250,16	0,43	89,17	0,27	27,57	0,14	5,20
1,90	0,64	263,89	0,44	94,08	0,28	29,04	0,15	5,49
1,95	0,66	277,62	0,45	99,08	0,29	30,41	0,15	5,79
2,0	0,68	292,34	0,46	103,99	0,30	31,88	0,16	6,08
2,1	0,71	321,77	0,48	114,78	0,31	34,83	0,16	6,67
2,2	0,75	353,16	0,51	126,55	0,33	36,20	0,17	7,36
2,3	0,78	386,51	0,53	138,32	0,34	41,89	0,18	7,95
2,4	0,81	420,85	0,55	150,09	0,35	45,52	0,19	8,63
2,5	0,85	456,17	0,58	162,85	0,37	49,44	0,19	9,42
2,6	0,88	493,44	0,60	176,58	0,38	53,46	0,20	10,10
2,7	0,92	532,68	0,62	190,31	0,40	57,68	0,21	10,89
2,8	0,95	572,90	0,65	204,05	0,41	62,00	0,22	11,28
2,9	0,98	614,11	0,67	218,76	0,43	66,51	0,22	12,26
3,0	1,02	657,27	0,69	234,46	0,44	71,22	0,23	13,24
3,1	1,05	702,40	0,72	250,16	0,46	76,03	0,24	14,22
3,2	1,09	748,50	0,74	266,83	0,47	81,03	0,25	15,01
3,3	1,12	795,59	0,76	283,51	0,49	86,13	0,26	15,89
3,4	1,15	844,64	0,78	301,17	0,50	91,43	0,26	16,97



G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	45×2,5		57×3,5		76×3,5		89×3,5	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
3,5	0,81	319,81	0,52	96,92	0,27	17,85	0,19	6,97
3,6	0,83	337,46	0,53	102,02	0,28	18,84	0,20	7,36
3,7	0,85	357,08	0,55	107,91	0,29	19,82	0,20	7,75
3,8	0,88	376,70	0,56	113,80	0,29	20,90	0,21	8,14
3,9	0,90	396,32	0,58	120,66	0,30	21,78	0,21	8,63
4,0	0,92	416,93	0,59	126,55	0,31	22,86	0,22	9,03
4,2	0,97	460,09	0,62	139,30	0,33	24,33	0,23	9,91
4,4	1,02	504,23	0,65	153,04	0,34	27,57	0,24	10,89
4,6	1,06	551,32	0,68	167,75	0,36	30,12	0,25	11,87
4,8	1,11	600,37	0,71	182,47	0,37	32,77	0,26	12,95
5,0	1,15	651,38	0,74	198,16	0,39	35,51	0,27	14,03

G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	57×3,5		76×3,5		89×3,5		108×4	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
5,2	0,77	213,86	0,40	38,46	0,29	15,11	0,19	5,59
5,4	0,80	230,54	0,42	41,50	0,30	16,28	0,20	5,98
5,6	0,83	252,12	0,43	55,54	0,31	17,46	0,21	6,38
5,8	0,86	265,85	0,45	47,77	0,32	18,74	0,21	6,87
6,0	0,89	284,49	0,47	51,21	0,33	20,01	0,22	7,36
6,2	0,92	304,11	0,48	54,64	0,34	21,78	0,23	7,85
6,4	0,95	323,73	0,50	58,27	0,35	23,25	0,24	8,34
6,6	0,98	344,33	0,51	61,90	0,36	24,72	0,24	8,83
6,8	1,00	365,91	0,53	65,73	0,37	26,29	0,25	9,32
7,0	1,03	387,50	0,54	69,65	0,38	27,86	0,26	9,91
7,5	1,11	445,37	0,58	79,95	0,41	31,98	0,28	11,28
8,0	1,18	506,20	0,62	90,94	0,44	36,30	0,30	12,75
8,5	1,26	571,92	0,66	103,01	0,47	41,01	0,31	14,32
9,0	1,33	640,59	0,70	114,78	0,49	46,01	0,33	16,09
9,5	1,40	714,17	0,74	128,51	0,52	51,21	0,35	17,85



G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	76×3,5		89×3,5		108×4		133×4	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
10,0	0,78	142,25	0,55	56,86	0,37	19,82	—	—
10,5	0,81	156,96	0,58	62,59	0,39	21,78	—	—
11,0	0,85	171,68	0,60	68,67	0,41	23,94	—	—
11,5	0,89	188,35	0,63	75,05	0,42	26,19	—	—
12,0	0,93	205,03	0,66	81,72	0,44	28,55	0,28	8,83
12,5	0,97	221,71	0,69	88,68	0,46	30,90	0,30	9,61
13,0	1,01	240,35	0,71	95,94	0,48	33,45	0,31	10,40
13,5	1,05	258,98	0,74	103,01	0,50	36,10	0,32	11,09
14,0	1,09	278,60	0,77	110,85	0,52	38,85	0,33	11,87
14,5	1,12	299,21	0,80	119,68	0,54	41,59	0,34	12,75
15,0	1,16	319,81	0,82	127,53	0,55	44,54	0,35	13,64

G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	89×3,5		108×4		133×4		159×4,5	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
16	0,88	145,19	0,59	50,72	0,38	15,50	0,26	6,08
17	0,93	163,83	0,63	57,19	0,40	17,56	0,28	6,77
18	0,99	184,43	0,66	64,16	0,43	19,72	0,30	7,55
19	1,04	205,03	0,70	71,51	0,45	21,88	0,31	8,34
20	1,10	227,59	0,74	79,26	0,47	24,33	0,33	9,32
21	1,15	250,16	0,78	87,31	0,50	26,78	0,34	10,20
22	1,21	274,68	0,81	95,84	0,52	29,43	0,36	11,18
23	1,26	300,19	0,85	104,97	0,54	32,08	0,38	12,26
24	1,32	326,67	0,89	113,80	0,57	35,02	0,39	13,34
25	1,37	355,12	0,92	123,61	0,59	37,96	0,41	14,42
26	1,43	383,57	0,96	133,42	0,62	41,10	0,43	15,70
27	1,48	413,98	1,00	144,21	0,64	44,24	0,44	16,87
28	1,54	445,37	1,03	155,00	0,66	47,58	0,46	18,15
29	1,59	477,75	1,07	166,77	0,69	51,11	0,48	19,52
30	1,65	511,10	1,11	178,54	0,71	54,64	0,49	20,80



G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	108×4		133×4		159×4,5		219×6	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
31	1,15	190,31	0,73	58,37	0,51	22,27	—	—
32	1,18	203,07	0,76	62,20	0,53	23,74	—	—
33	1,22	215,82	0,78	66,12	0,54	25,21	—	—
34	1,26	228,57	0,80	70,24	0,56	26,78	—	—
35	1,29	242,31	0,83	74,36	0,57	28,35	—	—
36	1,33	257,02	0,85	78,68	0,59	30,02	—	—
37	1,37	270,76	0,87	83,19	0,61	31,69	—	—
38	1,40	286,45	0,90	87,70	0,62	33,45	—	—
39	1,44	301,17	0,92	92,41	0,64	35,22	0,34	6,47
40	1,48	316,86	0,95	97,22	0,66	37,08	0,35	6,77
41	1,51	332,56	0,97	102,02	0,67	38,95	0,35	7,06
42	1,55	349,24	0,99	106,93	0,69	40,81	0,36	7,46
43	1,59	365,91	1,02	111,83	0,71	42,77	0,37	7,85
44	1,63	383,57	1,04	117,72	0,72	44,83	0,38	8,14
45	1,66	401,23	1,06	122,63	0,74	46,89	0,39	8,53

G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	133×4		159×4,5		219×6		273×7	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
46	1,09	128,51	0,76	48,95	0,40	8,93	0,25	2,94
47	1,11	134,40	0,77	51,11	0,41	9,32	0,26	3,04
48	1,13	140,28	0,79	53,37	0,41	9,71	0,26	3,14
49	1,16	146,17	0,80	55,62	0,42	10,20	0,27	3,34
50	1,18	152,06	0,82	57,88	0,43	10,59	0,28	3,43
52	1,23	163,83	0,85	62,59	0,45	11,48	0,29	3,73
54	1,28	177,56	0,88	67,49	0,47	12,36	0,30	4,02
56	1,32	190,31	0,92	72,59	0,48	13,24	0,31	4,32
58	1,37	204,05	0,95	77,89	0,50	14,22	0,32	4,51
60	1,42	218,76	0,98	83,39	0,52	15,21	0,33	4,81



G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	133×4		159×4,5		219×6		273×7	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
62	1,47	233,48	1,02	88,98	0,53	16,28	—	—
64	1,51	249,17	1,05	94,86	0,55	17,36	—	—
66	1,56	264,87	1,08	101,04	0,57	18,44	—	—
68	1,61	280,57	1,12	106,93	0,59	19,52	—	—
70	1,65	297,24	1,15	113,80	0,60	20,70	—	—
72	1,70	314,90	1,18	119,68	0,62	21,88	—	—
74	1,75	332,56	1,21	126,55	0,64	23,15	0,41	7,06
76	1,80	351,20	1,25	133,42	0,66	24,43	0,42	7,46
78	1,84	369,84	1,28	141,26	0,67	25,70	0,43	7,95
80	1,89	388,48	1,31	148,13	0,69	27,08	0,44	8,34
85	2,01	438,51	1,40	167,75	0,73	30,51	0,47	9,42
90	2,13	491,48	1,48	187,37	0,78	34,24	0,50	10,50
95	2,25	548,38	1,56	208,95	0,82	38,16	0,52	11,67

G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	159×4,5		219×6		273×7		325×8	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
100	1,64	231,52	0,86	42,28	0,55	12,95	0,39	5,10
105	1,72	255,06	0,91	46,60	0,58	14,32	0,41	5,69
110	1,81	280,57	0,95	51,21	0,61	15,70	0,43	6,18
115	1,89	306,07	0,99	55,92	0,63	17,17	0,44	6,77
120	1,97	333,54	1,03	60,92	0,66	18,74	0,46	7,36
125	2,05	361,99	1,08	66,12	0,69	20,31	0,48	8,04
130	2,13	391,42	1,12	71,51	0,72	21,97	0,50	8,63
135	2,22	421,83	1,16	77,11	0,74	23,64	0,52	9,32
140	2,30	454,20	1,21	82,89	0,77	25,41	0,54	10,10
145	2,38	486,58	1,25	88,88	0,80	27,27	0,56	10,79
150	2,46	520,91	1,29	95,13	0,83	29,23	0,58	11,58
155	2,54	556,23	1,34	102,02	0,85	31,20	0,60	12,36
160	2,63	592,52	1,38	107,91	0,88	33,26	0,62	13,15



G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	219×6		273×7		325×8		377×9	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
165	1,42	114,78	0,91	35,31	0,64	13,93	0,47	6,38
170	1,47	122,63	0,94	37,57	0,66	14,81	0,49	6,77
175	1,51	129,49	0,96	39,73	0,68	15,70	0,50	7,16
180	1,55	137,34	0,99	42,08	0,70	16,58	0,52	7,55
190	1,64	153,04	1,05	46,89	0,74	18,54	0,54	8,44
200	1,72	168,73	1,10	51,99	0,77	20,50	0,57	9,32
210	1,81	186,39	1,16	57,29	0,81	22,66	0,60	10,30
220	1,90	205,03	1,21	62,88	0,85	24,82	0,63	11,28
230	1,98	223,67	1,27	68,67	0,89	27,17	0,66	12,36
240	2,07	243,29	1,32	74,85	0,93	29,53	0,69	13,44
250	2,16	263,89	1,38	81,13	0,97	32,08	0,72	14,62
260	2,24	285,47	1,43	87,80	1,01	34,73	0,75	15,79
270	2,33	308,03	1,49	94,67	1,04	37,38	0,77	16,97
280	2,41	331,58	1,54	102,02	1,08	40,22	0,80	18,25
290	2,50	356,10	1,60	108,89	1,12	43,16	0,83	19,62

G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	273×7		325×8		377×9		426×7	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
300	1,65	116,74	1,16	46,21	0,86	20,99	—	—
310	1,71	124,59	1,20	49,34	0,89	22,37	—	—
320	1,76	133,42	1,24	52,58	0,92	23,84	0,70	11,58
330	1,82	141,26	1,28	55,92	0,95	25,41	0,72	12,36
340	1,87	150,09	1,32	59,35	0,97	26,98	0,74	13,05
350	1,93	158,92	1,35	62,88	1,00	28,55	0,76	13,83
360	1,98	168,73	1,39	66,51	1,03	30,21	0,78	14,72
370	2,04	177,56	1,43	70,24	1,06	31,88	0,81	15,50
380	2,09	187,37	1,47	74,07	1,09	33,65	0,83	16,38
390	2,15	197,18	1,51	77,99	1,12	35,51	0,85	17,17
400	2,20	207,97	1,55	82,11	1,15	37,28	0,87	18,15



G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	325×8		377×9		426×7		478×7	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
410	1,59	86,23	1,18	39,24	0,89	19,03	0,70	10,20
420	1,62	90,55	1,20	41,10	0,91	20,01	0,72	10,69
430	1,66	94,86	1,23	43,16	0,94	20,90	0,74	11,18
440	1,70	99,08	1,26	45,13	0,96	21,88	0,75	11,77
450	1,74	103,99	1,29	47,19	0,98	22,96	0,77	12,26
460	1,78	108,89	1,32	49,34	1,00	23,94	0,79	12,85
470	1,82	113,80	1,35	51,50	1,02	25,02	0,81	13,44
480	1,86	117,72	1,38	53,76	1,04	26,09	0,82	13,93
490	1,90	123,61	1,40	56,02	1,07	27,17	0,84	14,52
500	1,93	128,51	1,43	58,27	1,09	28,25	0,86	15,21
520	2,01	138,32	1,49	63,08	1,13	30,61	0,89	16,38
540	2,09	150,09	1,55	67,98	1,18	32,96	0,93	17,66
560	2,17	160,88	1,60	73,18	1,22	35,51	0,96	19,03
580	2,24	172,66	1,66	78,48	1,26	38,06	1,00	20,40
600	2,32	184,43	1,72	83,97	1,31	40,71	1,03	21,88
620	2,40	197,18	1,78	89,66	1,35	43,46	1,06	23,35
640	2,48	209,93	1,83	95,55	1,39	46,40	1,10	24,82
660	2,55	223,67	1,89	102,02	1,44	49,34	1,13	26,39
680	2,63	237,40	1,95	107,91	1,48	52,29	1,17	28,06
700	2,71	251,14	2,01	114,78	1,52	55,43	1,20	29,72

G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	377×9		426×7		478×7		529×7	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
720	2,06	120,66	1,57	58,66	1,24	31,49	—	—
740	2,12	127,53	1,61	62,00	1,27	33,26	1,03	19,23
760	2,18	134,40	1,65	65,33	1,30	35,02	1,06	20,31
780	2,24	142,25	1,70	68,87	1,34	36,89	1,09	21,39
800	2,29	149,11	1,74	72,40	1,37	38,85	1,11	22,46
820	2,35	156,96	1,78	76,13	1,41	40,81	1,14	23,64



G, т/год	$D_3 \times s, \text{ мм}$							
	377×9		426×7		478×7		529×7	
	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$	$v, \text{ м/с}$	$\Delta p, \text{ Па/м}$
840	2,41	164,81	1,83	79,85	1,44	42,77	1,17	24,82
860	2,46	172,66	1,87	83,68	1,48	44,83	1,20	26,00
880	2,52	180,50	1,91	87,60	1,51	46,99	1,23	27,17
900	2,58	189,33	1,96	91,63	1,54	49,15	1,25	28,45
920	2,64	197,18	2,00	95,75	1,58	51,31	1,28	29,72
940	2,69	206,01	2,05	100,06	1,61	53,56	1,31	31,00
960	2,75	214,84	2,09	103,99	1,65	55,92	1,34	32,37
980	2,81	223,67	2,13	108,89	1,68	58,27	1,36	33,75
1000	2,87	233,48	2,18	112,82	1,72	60,63	1,39	35,12
1020	2,92	242,31	2,22	117,72	1,75	63,08	1,42	36,49
1040	2,98	252,12	2,26	122,63	1,78	65,63	1,45	37,96
1060	3,04	261,93	2,31	127,53	1,82	68,18	1,48	39,44
1080	3,10	271,74	2,35	132,44	1,85	70,73	1,50	40,91
1100	3,15	282,53	2,39	137,34	1,89	73,38	1,53	42,48
1150	3,30	308,03	2,50	150,09	1,97	80,25	1,60	46,40
1200	3,44	335,50	2,61	162,85	2,06	87,31	1,67	50,52
1250	3,58	363,95	2,72	176,58	2,14	94,76	1,74	54,84
1300	—	—	2,83	191,30	2,23	102,02	1,81	59,35
1350	—	—	2,94	206,01	2,32	110,85	1,88	63,96
1400	—	—	3,05	221,71	2,40	118,70	1,95	68,77
1450	—	—	3,16	238,38	2,49	127,53	2,02	73,77
1500	—	—	3,26	255,06	2,57	136,36	2,09	78,97
1550	—	—	3,37	271,74	2,66	146,17	2,16	84,37
1600	—	—	3,48	289,40	2,74	155,00	2,23	89,86
1650	—	—	3,59	308,03	2,83	164,81	2,30	95,55



Значення коефіцієнтів місцевих опорів [24, таб. 7.1; 20, таб. П15.1;
43, дод. 4]

№ з/п	Характеристика місцевого опору	Значення ξ
1	Засувка	0,5
2	Вентиль з косим шпинделем	0,5
3	Вентиль с вертикальним шпинделем	6
4	Зворотний клапан підйомний	7
5	Зворотний клапан поворотний	3
6	Компенсатор сальниковий	0,3
7	Компенсатор П-подібний:	
	с гладкими відводами	1,7
	с крутовигнутими відводами	2,4
	із зварними відводами	2,8
8	Відводи гнуті під кутом 90° із складками:	
	якщо $R/d = 3$	0,8
	якщо $R/d = 4$	0,5
9	Відводи зварні одношовні під кутом, град:	
	60	0,7
	45	0,3
	30	0,2
10	Відводи зварні двошовні під кутом 90°	0,6
11	Відводи зварні тришовні під кутом 90°	0,5
12	Відводи гнуті під кутом 90° гладкі:	
	якщо $R/d = 1$	1
	якщо $R/d = 3$	0,5
	якщо $R/d = 4$	0,3
13	Трійник для потоків, які зливаються:	
	прохід*	1,5
	відгалуження	2
14	Трійник для потоків, які розділяються:	
	прохід*	1
	відгалуження	1,5
15	Трійник для потоків,	
	що розходиться	2
	що зустрічається	3
16	Грязьовик	10

*Коефіцієнт ξ віднесений до ділянки із сумарною витратою води.



Еквівалентна довжина, l_e , для труб з $\sum \xi = 1$ [24, табл. 7.2]

Розміри труб, мм		l_e , м, якщо k_e , м			Розміри труб, мм		l_e , м, якщо k_e , м		
DN	$D_3 \times s$	0,0002	0,0005	0,001	DN	$D_3 \times s$	0,0002	0,0005	0,001
32	38×2,5	1,08	0,85	0,72	400	426×9	24,9	19,8	16,7
40	45×2,5	1,37	1,09	0,91	400	426×6	25,4	20,2	17
50	57×3	1,85	1,47	1,24	450	480×7	29,4	23,4	19,7
80	89×4	3,3	2,63	2,21	500	530×8	33,3	26,5	22,2
100	108×4	4,3	3,42	2,87	600	630×9	41,4	32,9	27,7
125	133×4	5,68	4,52	3,8	700	720×10	48,9	38,9	32,7
150	159×4,5	7,1	5,7	4,8	800	820×10	57,8	46	38,7
200	219×6	10,7	8,5	7,1	900	920×11	66,8	53,1	44,7
250	273×7	14,1	11,2	9,4	1000	1020×12	76,1	60,5	50,9
300	325×8	17,6	14,0	11,8	1200	1220×14	95,2	95,2	63,7
350	377×9	21,2	16,9	14,2	1400	1420×14	115,6	91,9	77,3

Рекомендовані віддалі між нерухомими опорами
(теплоносій — вода, $t_1 \leq 150^\circ\text{C}$, $P_p \leq 1,6 \text{ МПа}$) [21, табл. 3.7]

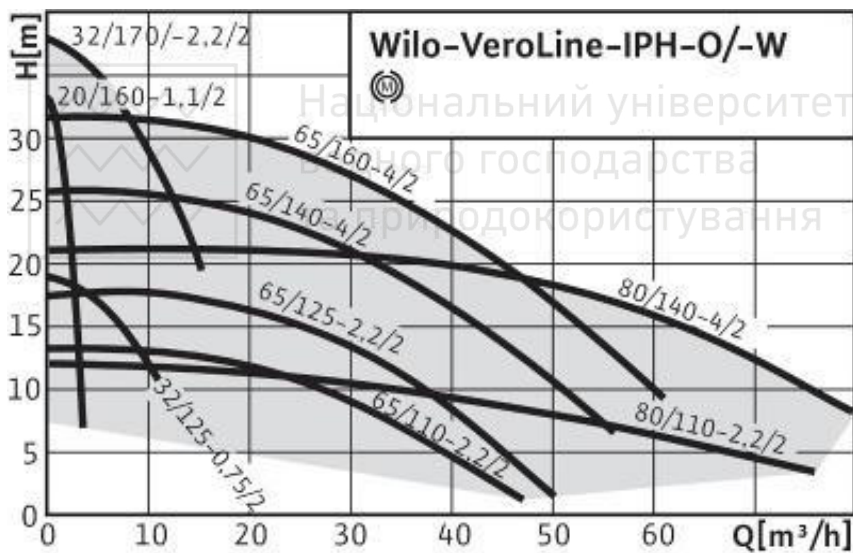
Умовний діаметр сталевих труб, мм	Віддаль між нерухомими опорами залежно від типу компенсатора, м	
	сальниковий	гнучкий П-подібний
1	2	3
32	—	50
40–50	—	60
70	—	70
80	—	80
100	70	80
125	70	90
150	80	100
200	80	120
250–300	100	120
350	120	140



1	2	3
400–450	140	160
500	140	180
600–1000	160	200

Примітка. Віддаль між нерухомими опорами на ділянках з самокомпенсацією (з кутами повороту) рекомендовано приймати не більше ніж 60% від значень, наведених у таблиці для П-подібних компенсаторів.

Поле характеристик насосів Wilo VeroLine-IPH-W [44]



Насоси призначені для транспортування гарячої води з температурою до +210°C в системах централізованого теплопостачання. Робочий тиск до 23 бар (2,3 МПа).



Основні технічні характеристики насосів СЭ

Призначені для транспортування води в теплових мережах.

Позначення насоса	Подача		Напір, м	ККД, %, не менше	Температура води, °С	Маса, кг	
	м³/с	м³/ГОД					
СЭ 160–50–5	0,044	160	50	77	120	350	
СЭ 160–50–16					180	400	
СЭ 160–70–5					120	550	
СЭ 160–70–16					180	600	
СЭ 250–50–16	0,069	250	50	80	180	800	
СЭ 320–110–5	0,089	320	110	80	120	1000	
СЭ 500–70–5	0,139	500	70	82	120	1000	
СЭ 500–70–16				180	1034		
СЭ 500–140–16			140		81	1350	
СЭ 800–55–5	0,222	800	55	81	120	1450	
СЭ 800–55–11				180	1514		
СЭ 800–100–8			100	82	120	3000	
СЭ 800–100–16				81	180	3200	
СЭ 800–160–16			160		180	3500	
СЭ 1250–70–7			0,347	1250	70	83	120
СЭ 1250–70–11		180			1400		
СЭ 1250–100–5	100	120			2400		
СЭ 1250–100–16		180			2500		
СЭ 1250–140–8	140	84			120	3000	
СЭ 1250–140–16		83			180	3200	
СЭ 2500–60–5	0,694	2500	60	85,5	120	3850	
СЭ 2500–60–11						180	3875
СЭ 2500–60–25						6000	
СЭ 2500–100–25					100	7000	
СЭ 2500–180–5					180	120	2800
СЭ 2500–180–25						180	3800
СЭ 5000–70–5	1,389	5000	70	87	120	5520	
СЭ 5000–70–16				86	180	6500	
СЭ 5000–100–25			100	87		7000	
СЭ 5000–160–8			160		120	5120	
СЭ 5000–160–25					180	5800	



Основні технічні характеристики насосів Д.

Насоси призначені для транспортування води з температурою до 85°C.

Позначення насоса	Подача, м³/год (л/с)	Напір Н, м	Допустимий кавітаційний запас, м, не більше	ККД, %, не менше	Маса, кг
Д 200–90	200 (55,6)	90	5,5	75	145
Д 250–125	250 (69,4)	125	6,0	73	165
Д 315–50	315(87,5)	50	6,5	77	241
Д 315–71		71	6,5	79	190
Д 500–63	500(139)	63	4,5	77	450
Д 630–90	630(175)	90	5,5		71
Д 630–125		125		797	
Д 800–56	800 (222)	56	5,0	83	560
Д 1250–63	1250 (347)	63	6,0	86	800
Д 1250–125		125	5,5	78	1515
Д 1600–90	1600 (444)	90	7,0	85	1320
Д 2000–21	2000 (556)	21	5,0	88	1565
Д 2000–100		100	6,5	80	2480
Д 2500–62	2500 (694)	62	6,0	88	2870
Д 3200–33	3200 (900)	33	6,5		2300
Д 3200–75		75			4150
Д 4000–95	4000(110)	95	7,0		4660
Д 5000–32	5000(1390)	32	8,0	88	5000
Д 6300–27	6300(1750)	27	7,5	86	4600
Д 6300–80		80	6,5	88	8700
Д 12500–25	12500 (3470)	25	7,0	88	15600



Основні технічні характеристики консольних насосів [45]

Призначені для транспортування води з температурою до 85°C.

Позначення насоса	Подача, м ³ /год (л/с)	Напір, м	Допустимий кавітаційний запас, м	ККД, %
К 50–32–125	12,5 (3,47)	20	3,5	55
К 65–50–125	25 (6,95)	20	3,8	65
К 65–50–160		32		60
К 80–65–160	50 (13,90)	32	4,0	70
К 80–50–200		50	3,5	65
К 100–80–125	100 (27,80)	20	4,5	74
К 100–80–160		32		73
К 100–65–200		50		70
К 100–65–250		80		67
К 150–125–250	200 (55,6)	20	4,2	78
К 150–125–315		32	4,0	76
К 200–150–250	315 (87,5)	20	4,2	79
К 200–150–315		32		80
КМ 50–32–125	12,5 (3,47)	20	3,5	55
КМ 65–50–125	25 (6,95)	20	3,8	65
КМ 65–50–160		32	3,8	60
КМ 80–65–160	50 (13,90)	32	4,0	70
КМ 80–50–200		50	3,5	65
КМ 100–80–160	100 (27,80)	32	4,5	75
КМ 100–65–200		50	4,5	70
КМ 150–125–250	200 (55,6)	20	4,2	78
КМ 150–125–315		32	4,0	76



Параметри сухої насиченої пари [23, дод. 1]

Тиск (абсолютний), МПа	Температура насичення, °С	Густина, кг/м ³		Питома ентальпія, кДж/кг		Теплота пароутворення, кДж/кг
		пари	води	пари	води	
0,1	99,62	0,5896	958	2674,9	417,47	2257,5
0,12	104,80	0,6992	955	2683,0	439,34	2243,6
0,14	109,31	0,8083	952	2690,1	458,42	2231,7
0,16	113,31	0,9160	949	2696,3	475,41	2220,8
0,18	116,93	1,022	946	2701,8	490,68	2211,1
0,20	120,23	1,129	943	2706,8	504,74	2202,0
0,22	123,27	1,234	940	2711,0	517,7	2193,3
0,24	126,09	1,338	937	2714,9	529,9	2185,0
0,26	128,73	1,443	936	2718,9	541,2	2177,7
0,28	131,20	1,547	934	2722,3	551,7	2170,7
0,30	133,54	1,652	932	2725,5	561,7	2163,9
0,35	138,87	1,908	927	2732,3	584,4	2147,9
0,40	143,62	2,163	923	2738,7	604,6	2134,1
0,45	147,92	2,146	919	2743,9	623,0	2120,9
0,50	151,84	2,667	915	2748,8	640,1	2108,7
0,60	158,84	3,169	908	2756,9	670,6	2086,3
0,70	164,96	3,666	902	2763,7	697,2	2066,5
0,80	170,41	4,161	897	2769,0	720,9	2048,1
0,90	175,36	4,653	892	2773,7	742,7	2031,0
1,00	179,88	5,143	887	2777,8	762,3	2015,3
1,50	198,28	7,592	867	2791,8	844,5	1947,3
2,00	212,37	10,04	850	2799,2	908,6	1890,7
2,50	223,10	12,53	836	2801,2	958,5	1842,7

*Значення умовного проходу (номінального розміру) за ДСТУ ГОСТ
28338:2008 (ІСО 6708–80) (неповний сортамент) [27]*

12	32	65	150	350	600	1000	1800	2800
15	40	80	200	400	700	1200	2000	3000
20	50	100	250	450	800	1400	2200	3400
25	63	125	300	500	900	1600	2400	4000



Технічна характеристика сталевих однобічних сальникових компенсаторів за серією 5.903–13 (неповний сортамент) [46]

Умовний діаметр, DN, мм	Зовнішній діаметр			Довжина сальникової набивки, l _c , мм	Довжина, L, мм	Компенсаційна здатність, мм	Маса, кг
	стакана, D, мм	корпуса, d, мм	фланців, d ₁ , мм				
100	108	133	190	65	830	250	20,5
125	133	159	220	65	680	250	27,7
150	159	194	255	75	895	250	41,4
200	219	273	345	120	970 1370	200 400	86,3 103,9
250	273	325	395	120	970 1370	200 400	120,9 134,8
300	325	377	450	120	950 1390	200 400	142,3 176,8
350	377	426	500	120	990 1390	200 400	160,6 190,5
400	426	480	550	120	1150 1550	300 500	193,1 229,5
450	480	530	600	120	1150 1550	300 500	208,0 246,7
500	530	578	630	130	1160 1565	300 500	276,1 382,6
600	630	682	790	130	1165 1580	300 500	349,6 458,7
700	720	774	885	130	1170 1582	300 500	416,7 585,5



Компенсаційна здатність П-подібних компенсаторів з гнутими відводами, мм [19, табл. 11.6]

Компенсаційна здатність визначена для напруження прогину 160 МПа з врахуванням попереднього монтажного розтягу компенсаторів на 50% розрахункового температурного подовження.

Виліт компенсатора, Н, м	Умовний діаметр труби, мм						
	50–80	100	150	200–250	300	400	500
1,5	110	140					
2,0	250	250	160	150			
2,5	330	280	320	180	160	140	
3	400	350	280	250	200	170	140
3,5	500	450	350	300	250	200	170
4		500	420	350	310	250	200
5			550	450	400	320	260
6				600	500	410	350
7					600	500	400
8						600	500
9							570
10							650

Номінальні допустимі напруження, МПа [34, табл. 2.1; 35 табл. 1]

t, °C	Марка сталі							
	ВСт2кп	ВСт3кп	ВСт2сп, ВСт2пс	ВСт3сп, ВСт3пс	ВСт4сп, ВСт4пс	ВСтГпс	22К	16ГНМ, 16ГНМА
від 20 до 50	124	133	130	140	145	150	170	190
150	106	115	112	125	129	134	155	181
200	95	111	100	117	121	125	147	176
250	80	102	86	107	111	115	140	172
300			70	96	98	103	130	167



Норми щільності теплового потоку крізь ізольовану поверхню трубопроводу, Вт/м, з кількістю годин роботи на рік більше ніж 5000 [36, дод. 4, 7,8].

Умовний прохід труби DN, мм	Тип прокладання							
	у повітряному просторі		в приміщенні і в тунелі		для двотрубно́ї мережі			
					в непрохідному каналі		безканальне	
	Середня температура теплоносія, °C							
	50	100	50	100	зворотний тр-д	подавальний тр-д	зворотний тр-д	подавальний тр-д
50					90	50	90	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	15	29	12	26	12	26		
50	17	31	13	28	13	28	29	54
65	19	36	15	32	15	34	33	60
80	21	39	16	35	16	36	34	61
100	24	43	18	39	17	41	35	65
125	27	49	21	44	18	42	39	72
150	30	54	24	49	19	44	43	80
200	37	65	29	59	22	54	48	89
250	43	75	34	68	25	64	51	96
300	49	84	39	77	28	70	56	105
350	55	93	44	85	30	75	60	113
400	61	102	48	93	33	82	63	121
450	65	109	52	101	36	93	67	129
500	71	119	57	109	38	98	72	138
600	82	136	67	125	41	109	80	156
700	92	151	74	139	43	126	86	170
800	103	167	84	155	45	140	93	186
900	113	184	93	170	54	151		
1000	124	201	102	186	57	158		

Примітки:

1. Проміжні значення норм щільності теплового потоку визначають інтерполяцією.



2. *Норми щільності для ізольованих поверхонь розташованих у тунелі приймають з коефіцієнтом 0,85.*

3. *Для теплової ізоляції з пінополіуретану, фенольного поропласту ФЛ, полімербетону норми щільності приймають з коефіцієнтом k_2 :*

а) для трубопроводів ізольованих пінополіуретаном або фенольним поропластом ФЛ коефіцієнт k_2 приймають:

- *0,5, якщо трубопровід має умовний прохід від 25 до 65 мм;*
- *0,6 для труб з умовним проходом від 80 до 150 мм;*
- *0,7 для труб з умовним проходом 200...300 мм;*
- *0,8, якщо трубопровід має умовний прохід 350...500 мм;*

б) для трубопроводів ізольованих полімербетоном коефіцієнт k_2 приймають:

- *0,7 для труб з умовним проходом 25...65 мм;*
- *0,8, якщо трубопровід має умовний прохід 80...150 мм;*
- *0,9 для труб з умовним проходом 200...300 мм;*
- *1,0 якщо трубопровід має умовний прохід 350...500 мм;*





Абонентські системи споживачів, 92, 130
Арматура трубопровідна, 154
Вентиль, 158
Види регулювання, 54
Витрата води, 79
Відводи, 152
Втрати тепла в теплових мережах, 9
Втрати тиску, 82
 на тертя, 82
 питомі, 84
Гідравлічна стійкість, 133
 коефіцієнт, 133
Гідравлічне розрегулювання, 134
Гідравлічний режим теплової мережі, 126
 розрахунок, 130
Гідравлічний розрахунок, 79, 87, 89
Гідравлічно гладкі труби, 83
Гідродинамічний режим, 93
Гідростатичний режим, 91
Головна магістраль, 85
Графік п'єзометричний, 91, 97
Графік Россандера, 27
Графік температур води
 для вентиляції, 59
 підвищений, 62
Графік теплового споживання, 26
Густина пари, 87
Джерело тепlopостачання, 7, 34
Діаметр
 внутрішній, 147
 зовнішній, 147
Дренаж трубопроводів, 147
Еквівалентна довжина місцевих опорів, 84
Еквівалентна шорсткість труби, 82
Елеватор, 45
Заглиблення теплових мереж, 213, 219



Залежна схема приєднання, 46, 57, 101, 137

Запірна арматура, 145

Засувка, 145, 156, 221

Захист від корозії, 188

Ізоляція, 145, 149, 177

- коефіцієнт ефективності, 187

- конструкція, 179

- розрахунок, 180

- термічний опір, 182

- товщина, 187

Камера, 221

Кількісне регулювання, 55

Когенерація, 10, 16, 36

Компенсатори

- гнучкі, 160, 165

- лінзові, 164

- осьові, 160

- радіальні, 160

- сальникові, 160, 221

- сильфонові, 160, 162

- стартові, 160

Конденсатовідвідник, 50, 88

Конденсатопровід, 88

Корозія, 188, 225

Котельня, 7, 36

Кран, 158

Максимальний тепловий потік, 22

Матеріали теплоізоляційного шару, 177

Насоси, 104

- мережні, 104

- напір, 106

- паралельно підключені, 107

- підвищувальні, 104

- підживлювальні, 104, 138

- подача, 104

- послідовно підключені, 107

Незалежна схема приєднання, 46, 103

Нейтральна точка, 138



Непрохідні канали, 214

Облік спожитого тепла, 17

Опалювальний період, 57

Опалювально-побутовий графік, 59

Опори теплових мереж, 168, 224

нерухомі, 168

рухомі, 172

Основні завдання розвитку систем теплопостачання, 18

П'єзометричний графік, 91, 101, 140

П'єзометричний напір, 95

Перемичка, 145

Переходи, 153

Питомий показник теплового потоку, 22

Питомі втрати тепла крізь поверхню трубопроводу, 182

Повздовжній профіль, 212

Повітряний клапан, 147, 221

Поліуретан, 150

Попередньо ізольовані труби, 16, 148, 219

Потужність джерела теплової енергії, 36

Приєднання абонентів до теплових мереж, 44, 101

залежне, 46

незалежне, 46

Провідна труба, 149

Прокладання теплопроводів

безканальне, 219

канальне, 185

надземне, 214, 224

підземне, 214

Регулювання подачі тепла, 53

кількісне, 54

переривчасте, 54

якісне, 54

якісно-кількісне, 54

Річні витрати теплоти, 25

Розрахункова

ділянка, 85

кількість тепла, 22

температура внутрішнього повітря, 57



- температура навколишнього середовища, 181
- Розрахункові параметри зовнішнього повітря, 24
- Самокомпенсація, 167
- Система централізованого теплопостачання, 34
- Системи теплопостачання
 - багатотрубні, 47
 - відкриті, 34, 37, 39, 55
 - відриті, 97
 - водяні, 34, 39
 - двотрубні, 34, 37, 43, 47, 185
 - закриті, 34, 37, 39, 55, 97
 - однотрубні, 34, 37, 41, 47
 - парові, 34, 47
 - тротрубні, 43, 49
 - чотиритрубні, 43
- Споживачі тепла, 21
- Способи регулювання, 53
- Спускний пристрій, 145, 221
- Статичний напір, 99, 138
- Стисливість пари, 87
- Схема теплових мереж, 85, 87
- Схеми збирання конденсату, 49
- Температура теплоносія, 44, 180
- Теплова мережа, 9, 37, 126, 145, 210
- Теплове подовження трубопроводу, 159
- Теплові потоки, 25
 - максимальні, 22
 - розрахункові, 80
 - середні, 23
- Теплоелектроцентраль (ТЕЦ), 7, 34, 47
- Теплоносій, 34
 - вода, 38
 - пара, 39
- Теплопровід, 145
- Теплофікація, 10, 34, 35
- Термічний опір ґрунту, 184
- Тиск
 - в абонентських системах, 93



- в зворотних трубопроводах, 93
- в подавальних трубопроводах, 93
- максимальний, 94
- мінімальний, 94
- пробний, 148
- робочий, 148
- умовний, 148
- Товщина стінки труби, 148
- Точка зламу графіків температур води, 59
- Точка регульованого тиску, 137
- Трасування мережі, 210
- Тривалість опалювального періоду, 26
- Трійники, 153
- Тунелі, 217
- Турбулентний рух рідини, 82
- Уклон п'єзометричної лінії, 99
- Уклон трубопроводу, 146, 213, 219
- Умовний прохід, 147
- Фасонні частини, 152
- Фланцеві з'єднання, 151
- Формула
 - Альтшуля А.Д., 83
 - Вейсбаха, 84
 - Вейсбаха-Дарсі, 82
 - Муріна Г.А., 83
 - Шифрінсона Б.Л., 83
- Характеристика опору, 127
- Центральне якісне регулювання, 57
- Число Рейнольдса, 82
- Швидкість руху
 - води, 86
 - пари, 87
- Штуцер, 145
- Якісне регулювання, 8
- Якість теплоносія, 188