

Danfoss

ТОВ «Данфосс Т.о.в.»

Пирков В.В.
ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ
СУЧАСНИХ СИСТЕМ
ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ



«Такі справи»
Київ — 2003

ББК 38.762.1

УДК (697.31+697.33)001.63

П 94

Особливості проектування сучасних систем водяного опалення. —

К.: П ДП «Такі справи», 2003. — 176 с. — іл.

ISBN 966-96222-0-4

В книжці приведені загальні відомості про сучасні системи водяного та водогліколевого опалення. Розглянуто роботу систем з терморегуляторами, автоматичними регуляторами перепаду тиску та регуляторами витрати теплоносія, перепускними клапанами, мембранними розширювальними баками, насосами із змінною частотою обертання та ін. Дані основні аспекти конструювання систем. Викладено гідравлічний розрахунок систем із забезпеченням рекомендованого поточкорозподілення терморегуляторів. Наведені методи розрахунку і підбору основного обладнання.

Призначено для проектувальників, науковців та студентів спеціальності «Теплогазопостачання та вентиляція».

Автор Пирков Віктор Васильович, канд. техн. наук, доцент кафедри «Теплогазопостачання та вентиляції».

МИ ДО ВАШИХ ПОСЛУГ

Необхідна допомога? Якщо у Вас є питання, проблеми або зауваження щодо книги, звертайтеся до Пиркова В. В. за e-mail: pirkov@yandex.ru, щодо обладнання та його застосування — до компанії «Данфосс Т.о.в.».

«ДАНФОСС Т.о.в.»

Україна, 04136, Київ-136, вул. Північно-Сирецька, 3

(Листування: Україна, 04136, Київ-136, п/с 62).

Тел.: (+38044) 434-95-44, 434-88-32

Факс: (+38044) 434-95-33

E-mail: uacd_heating@danfoss.com

WWW: www.danfoss.com

Передрук та копіювання без згоди ТОВ «Данфосс Т.о.в.»

ЗАБОРОНЕНІ!

Захищено авторським правом.

Використання наведеної інформації без посилань

ЗАБОРОНЕНО!

© ТОВ «Данфосс Т.о.в.», 2003

© П ДП «Такі справи», підготовка видання, 2003

ЗМІСТ

Передмова	5
Рецензія	7
Відгук	8
Основні умовні позначення	9
1. Сучасні системи водяного опалення	11
1.1. Класифікація та вибір	11
1.2. Особливості системи опалення з водогліколевими сумішами	16
2. Гідравлічний розрахунок системи опалення	18
2.1. Загальні відомості	18
2.2. Способи гідравлічного розрахунку	22
2.2.1. Гідравлічний розрахунок за питомими втратами тиску ...	22
2.2.2. Гідравлічний розрахунок за характеристиками опору ...	23
2.3. Розрахунковий циркуляційний тиск системи опалення ...	25
3. Запірно-регулююча арматура	29
3.1. Загальні відомості	29
3.2. Терморегулятори	37
3.2.1. Конструкції та установка	37
3.2.2. Характеристики терморегуляторів	44
3.2.2.1. Механічні характеристики	44
3.2.2.2. Робочі характеристики	44
3.2.3. Технічні дані терморегуляторів	53
3.2.4. Авторитети терморегулятора	55
3.2.4.1. Внутрішній авторитет терморегулятора	55
3.2.4.2. Зовнішній авторитет терморегулятора	60
3.2.4.3. Загальний авторитет терморегулятора	64
3.2.5. Вибір терморегуляторів	67
4. Опалювальні прилади	68
4.1. Класифікація	68
4.2. Вибір опалювальних приладів	71
4.3. Теплотехнічні та гідравлічні характеристики опалювальних приладів	74
5. Насоси	76
5.1. Загальні відомості	76
5.2. Вибір	76
6. Мембранні розширювальні баки	81
6.1. Загальні відомості	81
6.2. Вибір	82
7. Фільтри	87

8. Автоматичні повітровідвідники	88
9. Труби та фітинги	89
10. Теплова стійкість системи опалення	91
10.1. Авторитет опалювального приладу	91
10.2. Авторитет теплоти в приміщенні	92
11. Потокорозподілення системи опалення	99
11.1. Аналіз терморегуляторів на шумоутворення	99
11.2. Оцінка системи опалення на забезпечення вимог до температури охолодженого теплоносія	104
11.3. Робота автоматичних регуляторів перепаду тиску	106
11.4. Робота автоматичних регуляторів витрати	111
11.5. Робота перепускних клапанів	113
11.6. Забезпечення гідравлічної стійкості системи опалення ...	115
11.6.1. Однотрубні системи опалення	124
11.6.2. Двотрубні системи опалення	127
12. Конструювання системи водяного опалення	139
12.1. Прокладання трубопроводів	139
12.2. Приєднання стояків та приладових віток до магістралей систем опалення	146
12.3. Приєднання теплопроводів до опалювальних приладів ...	155
12.4. Приєднання мембранних розширювальних баків	163
13. Техніко-економічне співставлення однотрубних і двотрубних систем опалення	165
Література	167

*Пам'яті професора Київського національного
університету будівництва і архітектури
Зайченка Євгена Сергійовича
присвячується*

МИ ПОВИННІ ЗРОБИТИ УКРАЇНУ БАГАТОЮ

ПЕРЕДМОВА

Перехід у нове тисячоліття став історичною віхою розвитку систем водяного опалення в Україні. Головною ознакою даного періоду є автоматизація теплових та гідравлічних режимів на рівні споживача, що дало змогу індивідуального автоматичного підтримування бажаного теплового комфорту.

Одним з головних пристроїв систем опалення для забезпечення теплового комфорту став терморегулятор. Він був розроблений фірмою Данфосс у 1943 році. З плинністю часу терморегулятор перестав бути предметом розкоші і сьогодні є основним енергозберігаючим пристроєм, який заощаджує біля 20% теплової енергії.

Застосування терморегуляторів в Україні є актуальною задачею, де на опалення і вентиляцію будівель витрачається близько 40% паливно-енергетичних ресурсів. Це в декілька разів більше ніж у передових країнах світу з аналогічним кліматом і становить лівову частку імпортованих енергоносіїв. Альтернативи енергозбереженню немає. Воно повинно визначально бути закладеним у системи опалення та вентиляції [1]. Сьогодні для цього існують всі підстави. Хто, як не ми — фахівці у даній галузі, повинні зробити тепловий комфорт товаром; хто, як не ми, повинні зробити Україну багатою.

Реалізація даного завдання можлива лише при досконалому розумінні конструктивних особливостей елементів сучасних систем, гідравлічних і теплових явищ, які в них відбуваються. Робота терморегуляторів перетворила системи опалення в активно діючі та адекватно реагуючі на будь-які відхилення внутрішніх та зовнішніх чинників. Їх наявність суттєво вплинула на гідравлічний режим. На відміну від звичайного для нашої практики проектування квазістаціонарного режиму, він став змінним, що потребує відповідних підходів у технічному і проектному забезпеченні.

Енергозберігаючий ефект терморегуляторів досягається лише при створенні умов ефективної їх роботи, головною з яких є надання можливості керувати потокорозподіленням теплоносія. Забезпечення даної умови здійснюють в три етапи: при виготовленні терморегуляторів,

проектуванні систем та їх експлуатації. Перші два етапи реалізують шляхом дотримання відповідно внутрішнього та загального авторитетів терморегуляторів, сполучним ланцюгом між якими є зовнішній авторитет. Така термінологія нова у вітчизняному проектуванні, хоча за суттю відповідає ступеню відкриття клапана, коефіцієнтам керованості потоками та зміни ідеальної характеристики клапана. Технічне та гідравлічне розуміння даних понять надає можливість проектувальнику більш прискіпливо ставитись до пропонованих західними і вітчизняними виробниками обладнання та запірно-регулюючої арматури, методик їх підбору, програмного забезпечення; визначати доцільність їх використання; створювати енергозберігаючі системи опалення.

В даній роботі закладені нові для нас підходи системного аналізу в проектуванні, але звичні для закордонної практики, удосконалені закордонні методики розрахунків. Тому не виключена можливість невеликого трактування або донесення до розуміння тих чи інших положень. Автор не ставив перед собою завдання всеосяжного вирішення багатогранності питань, пов'язаних з проектуванням систем опалення. Зосередивши увагу на найбільш важливому у сьогоднішній день, покладається на досвід фахівців, які зможуть на основі відомих фактів перенести наведені методи до конкретного практичного втілення, зрозуміти першопричини гідравлічної нестаціонарності сучасних систем опалення, побачити цілісну картину причинно-наслідкових зв'язків. Всі зауваження та пропозиції прохання пред'являти автору.

Автор вдячний компанії Данфосс Т.о.в., виробнику терморегуляторів в Україні, за створення сприятливих умов для плідної наукової роботи і всебічну допомогу в написанні та виданні даної книги. Всі запити стосовно продукції Данфосс прохання надсилати даній фірмі.

Автор щиро вдячний В. Ф. Гершковичу та В. Ю. Підгорному за професійні зауваження і донесення своєї думки якомога точніше з тим, щоб спонукати зробити книгу більш точною, правильною і корисною.

Застосування сучасних систем опалення в Україні потребує переосмислення традиційних наукових, проектних, монтажних та експлуатаційних підходів, які є основою забезпечення їх ефективної роботи. Недосконалість існуючих підходів на перехідному етапі іноді спричиняє нарікання і претензії до роботи систем, котрі безпідставно пред'являються виробникам обладнання. Компанія Данфосс сподівається, що дана робота допоможе усунути непорозуміння та негаразди, а також дасть поштовх для подальшого удосконалення систем опалення та методів їх розрахунку.

РЕЦЕНЗІЯ

Книга, що написана на замовлення українського представництва відомої фірми Danfoss, має на меті створення найбільш сприятливих умов для впровадження в Україні приладів автоматичного регулювання опалювальних систем. Вироби Danfoss, які до останнього часу були практично нам невідомі, залишаються й тепер такими, що потребують глибокого вивчення, незважаючи на активне їх розповсюдження. Тому нова книга, присвячена проблемам застосування в Україні сучасної енергозберігаючої техніки, буде прийнята з цікавістю широким загалом фахівців і студентів, тим більше що належить вона перу одного з молодих викладачів кафедри опалення і вентиляції Національного університету будівництва і архітектури, видатні вчені якої зробили в свій час вагомий внесок у вітчизняну науку і опалювальну техніку.

Книга містить не тільки багато корисної інформації щодо сучасних приладів і систем, але й цікаві теоретичні пошуки автора стосовно нового тлумачення таких нещодавно запропонованих в Європі термінів, як «авторитети клапана». Хоча спроби нового (неєвропейського) використання цих термінів, спричиняючи повагу до наукової сміливості автора, виглядають не досить переконливими, але свідчать про високий науковий потенціал, який ще належить використати в майбутньому нашій вітчизняній науці.

Досвід покаже, що з цієї книги увійде до наукової скарбниці, а що приречене на забуття. В усякому разі, не можна заперечувати той приємний факт, що в наш час з'явилася перша книга про сучасне опалення, написана молодим українським науковцем.

Керівник Центру енергозбереження КиївЗДНІЕП
канд. техн. наук

В. Ф. Гершкович

ВІДГУК

Дана робота є на сьогоднішній день єдиним джерелом, що висвітлює сучасні підходи до центральних систем водяного опалення. Докладно та дохідливо роз'яснюється необхідність установки і принцип дії таких елементів системи опалення, як: терморегулятори, безфундаментні малощумні циркуляційні насоси з перетворювачами частоти, мембранні розширювальні баки, автоматичні регулятори витрати та перепаду тиску та інше.

Значну увагу приділено автором гідравлічній та тепловій стійкості одно- та двотрубних систем опалення. Надані необхідні рекомендації щодо їх конструювання.

В цілому робота є цікавою, своєчасною і корисною не тільки для проєктувальників, наукових співробітників та студентів вузів, але також для монтажників і наладчиків.

Головний теплотехнік АТ «Київпроект»

В. Ю. Підгорний

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

ΔP	— втрати тиску або надлишковий тиск, Па
P_{∂}	— динамічний тиск, Па
z	— місцеві втрати тиску, Па
ΔP_1	— втрати тиску на терморегуляторі, Па
ΔP_2	— втрати тиску на терморегуляторі без урахування втрат тиску в регулювальному перерізі, Па
G	— масова витрата теплоносія, кг/год
λ	— коефіцієнт гідравлічного тертя
d	— діаметр трубопроводу, м
l	— довжина, м
k_e	— еквівалентна шорсткість, м
Re	— число Рейнольдса
ξ	— коефіцієнт місцевого опору
ρ	— густина, кг/м ³
R	— питома лінійна втрата тиску на 1 м труби, Па/м
S	— характеристика гідравлічного опору ділянки, Па/(кг/год) ²
A	— питомий динамічний тиск, Па/(кг/год) ²
B	— поправочний коефіцієнт, який враховує вплив зміни природного тиску
X_p	— зона пропорційності клапана, К (°С)
t	— температура повітря, °С
t_r	— температура гарячої води, °С
t_o	— температура охолодженої води, °С
h	— висота, мм
H	— висота, м
g	— прискорення вільного падіння, м/с ²
a_{∂}	— внутрішній авторитет терморегулятора
a_3	— зовнішній авторитет терморегулятора
a^*	— загальний авторитет терморегулятора
k_v	— номінальна пропускна здатність, (м ³ /год)/бар ^{0.5}
k_{v_i}	— те саме, при i -тій настройці дроселя, (м ³ /год)/бар ^{0.5}
k_{v_N}	— те саме, при максимальній настройці дроселя у положення «N», (м ³ /год)/бар ^{0.5}
k_{v_s}	— характеристична пропускна здатність повністю відкритого клапана, (м ³ /год)/бар ^{0.5}
$k_{v_{s_i}}$	— те саме, при i -тій настройці дроселя, (м ³ /год)/бар ^{0.5}

$k_{v_{SN}}$	— те саме, при максимальній настройці дроселя у положення «N», (м ³ /год)/бар ^{0.5}
$k_{v_{SPV(P)}}$	— пропускна здатність автоматичного регулятора перепаду тиску AGV-PV(ASV-P), (м ³ /год)/бар ^{0.5}
$A_{o,n}$	— авторитет опалювального приладу
$Q_{o,n}$	— необхідна теплопередача опалювального приладу, Вт
Q_n	— тепловтрати приміщення, Вт
Q_{tr}	— теплонадходження від труб, Вт
Q_N	— номінальна теплова потужність опалювального приладу, Вт

Індекси

<i>m</i>	— місцева
<i>l</i>	— лінійна (поздовжня)
<i>n</i>	— насосний
<i>s.o</i>	— система опалення
<i>p</i>	— природний
<i>p.tr</i>	— природний внаслідок охолодження теплоносія в опалювальних приладах
<i>p.tr</i>	— те саме, у трубопроводах
<i>s</i>	— підсистема (стояк або приладова вітка)
<i>N</i>	— номінальна (розрахункова) величина
<i>max</i>	— максимальна величина
<i>min</i>	— мінімальна величина
<i>tr</i>	— трубопровід
<i>к</i>	— клапан
<i>PV(P)</i>	— автоматично підтримуваний ASV-PV (ASV-P)
<i>o</i>	— основне циркуляційне кільце
<i>M</i>	— вентиль ASV-M
<i>I</i>	— вентиль ASV-I
<i>T</i>	— терморегулятор
<i>ш</i>	— шум
<i>y</i>	— умовний
<i>Г</i>	— гарячий
<i>г</i>	— газовий простір

1. СУЧАСНІ СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

1.1. Класифікація та вибір

Опалення, за визначенням у вітчизняній нормативній літературі, — підтримання в закритих приміщеннях нормованої оптимальної температури із середньою незабезпеченістю 50 год/рік. Відміною сучасного опалення є автоматичне підтримання (регулювання) у приміщенні температури повітря на індивідуальному рівні з метою забезпечення теплового комфорту.

Опалення здійснюють комплексом технічних засобів, який називають системою опалення. В її склад входять засоби для отримання, транспортування і передачі теплоти в усі приміщення, що обігріваються. Система опалення обслуговується, як правило, комплексом автоматизованої системи управління. Автоматизована система управління підтримує задану температуру повітря у приміщенні незалежно від коливань параметрів оточуючого середовища (атмосферних умов).

Класифікація систем водяного опалення надто розгалужена, що пов'язано з багатоваріантністю принципів схем, технічних та функціональних характеристик, які залежать як від технічних можливостей цих систем, так і від об'єктів застосування. У класифікацію, зображену на рис. 1, увійшли характерні основні ознаки, що доповнюють традиційну класифікацію і на яких буде зосереджено увагу в даній роботі.

Вибір системи починають техніко-економічними розрахунками з урахуванням якості вихідного теплоносія, ступеня забезпеченості ним і підтримання потрібної його якості у споживача. Альтернативою використання води стали водогліколеві суміші. Виникла відмітність у гідравлічних розрахунках, підборі обладнання та експлуатації систем з цими теплоносійми, яка вимагає розрізнення у класифікації.

Необхідність поквартирного обліку спожитої теплоти розділяє системи опалення на горизонтальні і вертикальні. На ввіді в квартиру приладової вітки горизонтальної системи встановлюють гарячеводні витратоміри (як правило, на зворотному трубопроводі), за кошти споживача — тепломіри (теплочисельники). Для вертикальних систем існує можливість встановлення індивідуальних капілярних або електронних лічильників теплової енергії на опалювальних приладах за наявності централізовано затверджених методик обліку та узгодження з експлуатаційними організаціями. Установлення таких лічильників доцільне при модернізації систем опалення.

Застосування дахових котелень та підземне будівництво призвело до проектування систем з двома магістральними трубопроводами,

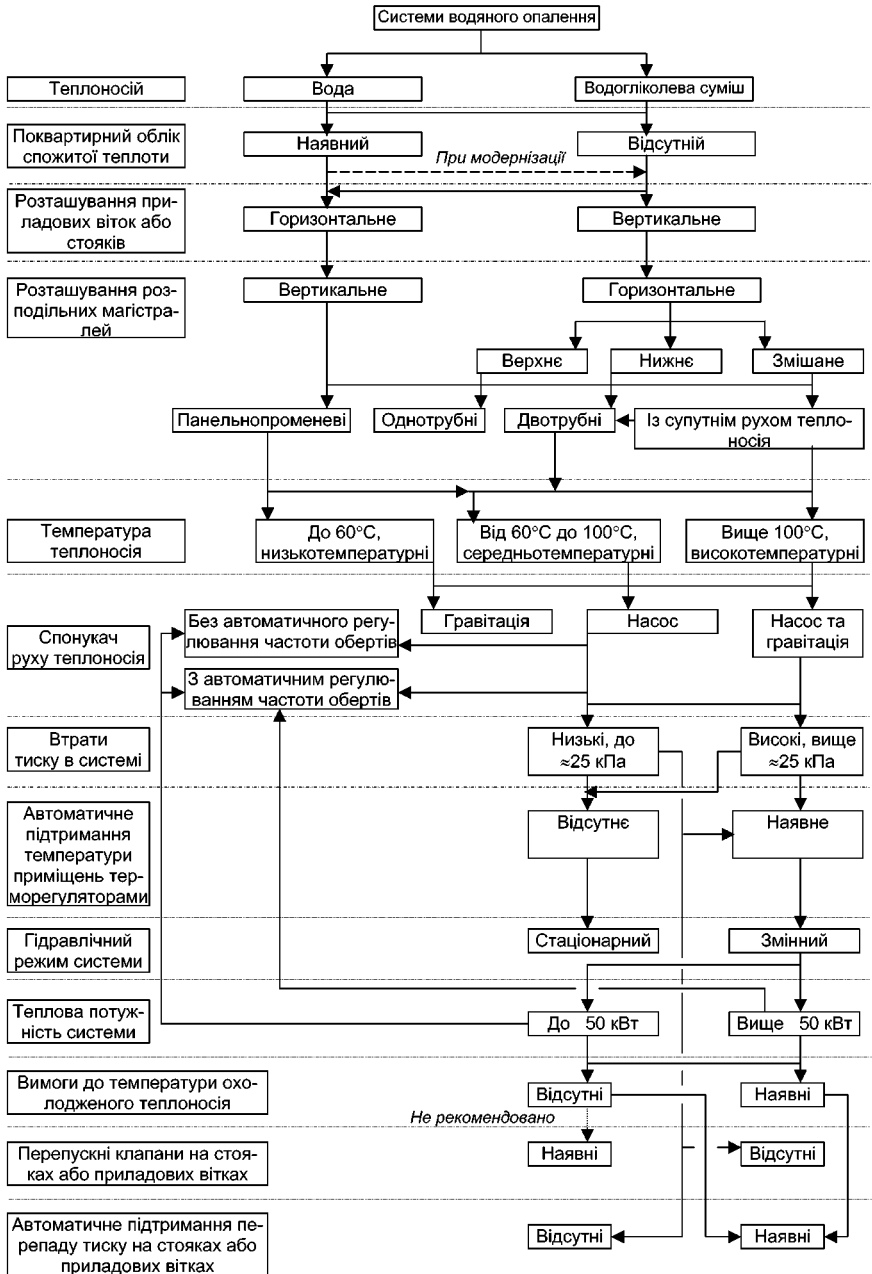


Рис. 1 Класифікація сучасних систем опалення

розташованими вище опалювальних приладів. Такі системи називають з верхньою розводкою магістралей. При прокладанні їх нижче опалювальних приладів — з нижньою. При проміжному прокладанні та при розташуванні одного з них вище, а другого нижче опалювальних приладів — із змішаною [2] розводкою (раніше ці системи називали з верхньою розводкою). Необхідність такої класифікації пов'язана також з різним впливом природного (гравітаційного) тиску на роботу систем.

Окрему групу становлять панельно-променеві системи. Найбільш широко застосовують підлогове опалення та його різновид — теплу підлогу, де використовують теплоносій з температурою нижче 60 °С. Приведене значення орієнтовне і потребує уточнення при застосуванні обладнання того чи іншого виробника. Окрім того, така градація пов'язана з тим, що автоматика сучасних індивідуальних котлів відслідковує чотири контури теплоспоживання за максимальними температурами — для басейну, гарячого водопостачання, підлогової та основної систем опалення. Високотемпературні системи традиційно використовуються за їх призначенням.

Гравітаційні системи проектують при техніко-економічному обґрунтуванні. Наявність малопотужних малощумних насосів та автономних джерел електропостачання робить їх використання недоцільним. Різні підходи при гідравлічному розрахунку насосних систем — з або без урахування гравітаційного тиску розмежували їх.

Одним з основних елементів сучасних систем опалення є терморегулятор, який автоматично підтримує задану температуру повітря в приміщенні за рахунок кількісного регулювання теплоносія, що надходить в опалювальний прилад. При певних перепадах тиску на терморегуляторі може виникнути шум. Тому при проектуванні необхідно забезпечити перепади, при яких рівень шуму не перевищить допустимих значень за СНиП II-12-77 [3]. Гідравлічні характеристики терморегуляторів виробництва фірми Данфосс відповідають вимогам даного нормативу. При цьому для різних терморегуляторів і певних положень їх настройки допустимий перепад тиску приймає всілякі значення. Практичний досвід свідчить, що цей перепад повинен бути меншим від приблизно 25 кПа. Якщо він перевищує указаний рівень, що встановлюється аналізом характеристики насоса при мінімальній допустимій для теплообмінника котла витраті теплоносія або мінімальній його витраті при кількісному регулюванні, необхідно застосовувати автоматичні засоби стабілізації перепаду тиску.

При наявності вимог до температури охолодженого теплоносія (в мережах централізованого теплопостачання, конденсаційних котлах тощо) необхідно також запроєктувати на приладових вітках або стояках

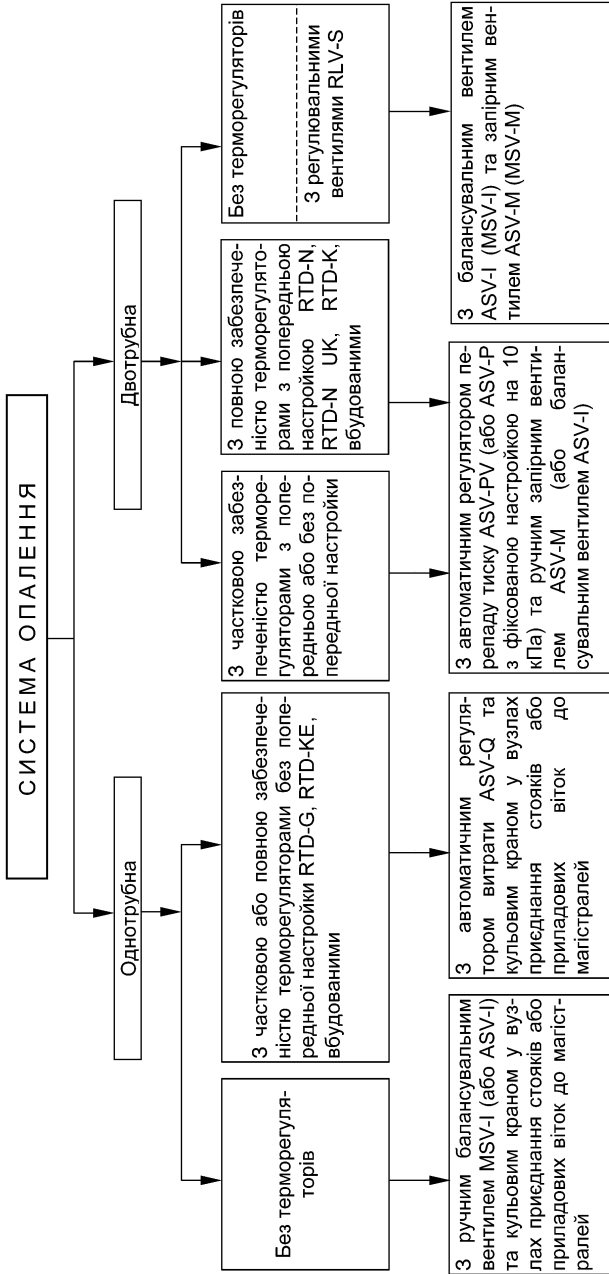


Рис. 2. Класифікація систем опалення із запірно-регулюючою арматурою Данфосс

автоматичні регулятори перепаду тиску. За відсутності вимог, що необхідно обов'язково з'ясовувати при приєднанні системи до джерела тепlopостачання, можуть бути встановлені перемички (байпаси) з перепускними клапанами на приладових вітках або стояках. Данфосс у обох випадках рекомендує проектувати системи з автоматичними регуляторами перепаду тиску. На рис. 2 представлена деталізована класифікація одно- та двотрубних систем опалення з використанням запірно-регулюючої арматури Данфосс.

Робота терморегуляторів базується на кількісному регулюванні, тобто змінному гідравлічному режимі. Таке регулювання найкраще забезпечується при використанні насосів, значно гірше — водоструминних елеваторів з регульованим перерізом сопла, не забезпечується нерегульованими елеваторами. Застосування останніх у системах опалення з терморегуляторами є неефективним. При використанні терморегуляторів рекомендується застосовувати герметичні циркуляційні насоси опалення; в об'єктах з тепловою потужністю системи 50 кВт та вище — насоси з регульованою кількістю обертів або постійною кількістю обертів, але в останньому випадку необхідно забезпечити автоматичне підтримання перепаду тиску між головними магістралями, наприклад, установкою байпаса між ними з автоматичним регуляційно-обвідним клапаном.

Вибір схем поквартирних систем опалення здійснюють за техніко-економічним порівнянням проектних рішень. При приблизно однакових теплових потужностях опалювальних приладів доцільно, з точки зору спрощення гідравлічних розрахунків і забезпечення гідравлічної та теплової сталості системи, використовувати схему з супутнім рухом теплоносія.

Відмінність сучасних систем опалення полягає у змінному гідравлічному режимі, створеному роботою терморегуляторів. Автоматичні регулятори на стояках або приладових вітках необхідні для забезпечення ефективної роботи системи опалення, а не є бажанням проектувальника чи замовника.

Системи, раніше класифіковані як з верхньою розводкою, сьогодні відносять до систем із змішаним прокладанням магістралей.

1.2. Особливості системи опалення з водогліколевими сумішами

Вимоги до теплоносія систем опалення указані в СНиП 2.04.07-86 [4]. Так, у закритих системах з вакуумною деаерацією необхідно використовувати воду за ГОСТ 2874-82. При наявності термічної деаерації допускається використовувати технічну воду.

Для систем, котрі працюють періодично і для яких є небезпечність замерзання теплоносія, необхідно застосовувати воду з домішками, що знижують температуру кристалізації. Як домішки не слід використовувати вибухо- та пожежонебезпечні речовини, а також речовини 1, 2 та 3-го класів небезпечності за ГОСТ 12.1.005-88 в кількостях, від яких можуть виникнути при аваріях виділення, що перевищують ГДВК та ГДК у повітрі приміщення. При використанні домішок, наприклад, гліколевих, і наявності вихідних даних, а саме: масової долі гліколю, кінематичної в'язкості, густини, коефіцієнта об'ємного розширення, температур кипіння та кристалізації, водневого показника (рН) необхідно враховувати вплив водогліколевої суміші на гідравлічну та теплову стійкість системи, на вибір обладнання, використовуючи рекомендації виробників. При відсутності зазначених параметрів — користуватись орієнтовними даними табл. 1.

Таблиця 1.

Вплив водогліколевої суміші на характеристики системи опалення

Характеристики	Масова доля етиленгліколю, %			
	10	20	30	40
Температура кристалізації, °С	-4,4	-9,4	-15,6	-24,4
Мінімальна безпечна робоча температура, °С	+1	-4	-10	-19
Відносна теплопродуктивність	0,998	0,970	0,950	0,935
Відносні втрати тиску	1,05	1,12	1,18	1,24

Використання незамерзаючого 40% водного розчину етиленгліколю може зменшити теплопродуктивність котлів та опалювальних приладів майже на 7%. Суттєвий вплив здійснює зростання гідравлічного опору труб — майже на 25% (при середній температурі теплоносія 60 °С), що змушує застосовувати більш потужні насоси. Збільшення коефіцієнта об'ємного розширення водогліколевої суміші приводить до використання об'ємніших на 40...45% розширювальних баків.

Через токсичність і значний вплив на роботу систем етиленгліколеві розчини слід обмежувати у використанні. Широке застосування необхідно надавати, незважаючи на більшу (майже в 3 рази) вартість, пропіленгліколевим домішкам.

Використання незамерзаючих рідин слід узгоджувати з виробниками запірно-регулюючої арматури, виробниками полімерних труб, роз'ємних фітінгів тощо на їх взаємоприйнятність.

Використання теплоносія з етиленгліколевыми домішками потребує коригування теплових та гідравлічних характеристик обладнання системи опалення, розрахованої для теплоносія води.

2. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

2.1. Загальні відомості

Гідравлічний розрахунок системи опалення базується на рівнянні

$$\Delta P = \Delta P_{\text{л}} + \sum \Delta P_{\text{м}} \quad , \quad (1)$$

де $\Delta P_{\text{л}}$ – поздовжні (лінійні) втрати тиску, Па, спричинені силами тертя у трубах; $\sum \Delta P_{\text{м}}$ – сума місцевих втрат тиску, Па, обумовлених зміною структури потоку (швидкості, напрямку, злитті...) у фітингах, запірно-регулюючих пристроях та обладнанні.

Втрати тиску на тертя визначають за формулою Дарсі

$$\Delta P_{\text{л}} = \lambda \frac{l}{d} P_{\text{д}} \quad ,$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя; l і d – відповідно довжина і внутрішній діаметр трубопроводу ділянки системи опалення, м; $P_{\text{д}}$ – динамічний тиск у трубопроводі, Па.

Під ділянкою системи опалення розуміють таку її частину, яка має однакову витрату теплоносія і незмінний діаметр трубопроводу. В довжину труб ділянки, як правило, включають довжини фітингів та запірно-регулюючої арматури, і обов'язково не включають довжини устаткування, такого як опалювальні прилади, теплообмінники, грязьовики...

Із чисельних залежностей для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя у вітчизняній практиці отримала формула Альтшуля:

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

у комп'ютерних програмах, які прийшли до нас із-за кордону, широко застосовують формулу Колбрука-Уайта –

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{k_e}{3,71 d} \right)$$

та її модифікований варіант –

$$\lambda = \left[-2 \lg \left(\frac{6,1}{\text{Re}^{0,915}} + 0,134 \frac{k_e}{d} \right) \right]^{-2},$$

де Re – число Рейнольдса; k_e – еквівалентна шорсткість, м.

Аналіз формул за граничними умовами показує на приблизно 20% розбіжність при верхній межі Re і нижній межі $\frac{k_e}{d}$ та 10% – при нижній межі $\frac{k_e}{d}$ і верхній Re .

При використанні сталевих труб рекомендується застосовувати формулу Альтшуля, труб з інших матеріалів – модифіковану формулу Колбрука-Уайта.

Втрати тиску на тертя визначають за каталогами фірм-виробників; здебільш вони надаються у вигляді графіків або таблиць. Використовуючи їх, слід звертати увагу на одиниці вимірювання та на розрахункові параметри теплоносія, а саме: на осереднену розрахункову температуру за опалювальний період, яка часто відрізняється від вітчизняних умов (60 °С). За інформацією з цього приводу слід звертатись безпосередньо до виробників.

Когерентною одиницею вимірювання тиску в Міжнародній системі СІ і відповідно СН 528-80 [5] є паскаль Па (Pa). Але ще й досі застосовують в каталогах обладнання іноземного виробництва інші одиниці вимірювання.

Тому замість кгс/м² та мм вод.ст. доцільно увести декапаскаль (1 даПа (daPa) = 10 Па). Тоді 1кгс/м² = 1 мм вод.ст. \approx 1 даПа, а замість мм рт. ст. – гПа (гектопаскаль – 1 гПа (hPa) = 10² Па).

Особливе місце серед застосовуваних одиниць у теперішній час займає одиниця тиску бар (bar), яка має розмір, кратний розміру Па (1 бар = 10⁵ Па), але без передбачуваного системою СІ коефіцієнта десяткової кратності. До того ж указана одиниця має власні найменування і разом з її дольними і кратними одиницями (мбар, кбар) утворює формально незалежний від Па ряд, що протирічить системі СІ. Не зважаючи на це, одиниця бар за кордоном буде застосовуватись до прийняття відповідних міжнародних рішень, оскільки має такі переваги: спрощує переградування приладів при вилученні старих одиниць (кгс/см²); дольна одиниця мбар зручніша при вимірюванні високих та надвисоких тисків, ніж ГПа.

Місцеві втрати тиску визначають за формулою Вейсбаха, Па:

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi P_{\text{д}} = \xi \frac{\rho v^2}{2},$$

де ξ - коефіцієнт місцевого опору; v – середня за площею швидкість теплоносія, м/с; ρ – густина теплоносія, кг/м³.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів слід приймати тільки за каталогами фірм-виробників даного обладнання; оскільки, наприклад, розбіжність значень в однакових за назвою, але виготовлених різними виробниками, фітінгах може становити порядок і навіть враховуватись з різним знаком («плюсом» або «мінусом»).

Нормативом [6] передбачено запас до розрахункового тиску системи опалення в розмірі 10% наявної різниці тисків на невраховані розрахункові опори. Особливо ця норма актуальна при використанні з'єднань різного типу, оскільки не всіма виробниками зауважено про необхідність проектувальнику на стадії гідравлічних розрахунків передбачити технологію монтажу трубопроводів і знати вид застосовуваних з'єднань. Для тих з'єднань, де відношення діаметра проходу до внутрішнього діаметра труби складає менше 0,8, необхідно врахувати як додатковий місцевий опір – миттєве розширення і миттєве звуження ($\sum \xi = 1,5$). При відношенні діаметрів проходу з'єднання і труби в межах 0,8...1,0 рекомендується приймати $\sum \xi = 1$. Додатково узгодити проектувальнику ці значення з фірмами-виробниками не завадить.

Динамічний тиск при визначенні коефіцієнта місцевого опору приймають за середньою швидкістю теплоносія у найбільш звужених поперечних перерізах. Тому відносити місцевий опір, що знаходиться на межі двох ділянок, слід до ділянки з меншим діаметром. Динамічний тиск у трубопроводі розраховують з урахуванням густини води, що відповідає осередненій температурі за опалувальний період. У вітчизняній практиці густину приймають за табличними даними, або використовують її середній приріст при зниженні температури води на 1°C, який теж визначають за таблицями. Доцільніше, особливо у комп'ютерних розрахунках, користуватись формулою, яка з достатньою точністю апроксимує залежність густини води ρ , кг/м³, від температури t , °C:

$$\rho = 1003,1 - 0,1511t - 0,003t^2,$$

де 1003,1; 0,1511 та 0,003 – розмірні коефіцієнти [7].

Застосування трубопроводів з різних матеріалів та їх все частіше використання у горизонтальній площині призвело до зміни діапазонів застосовуваних швидкостей теплоносія.

Допустиму максимальну швидкість руху води в сталевих трубопроводах та запірно-регулюючій арматурі визначають за правилами [6], виходячи з нормативно-допустимого еквівалентного рівня шуму в приміщенні. Її максимальне значення становить 1,5 м/с.

Для пластикових труб, які характеризуються здатністю гасити як звук, так і гідравлічні удари, допускається приймати дещо вищі значення швидкостей, а саме: у стояках — до 2,5 м/с, у розподільних та збірних трубопроводах — до 2,0 м/с.

Швидкість води у мідних трубопроводах не повинна перевищувати максимального значення, при якому знищується захисний оксидний прошарок на внутрішній поверхні труби. Рекомендоване значення — 1 м/с.

Мінімальна межа швидкості пов'язана з неспівпаданням напрямків руху теплоносія і спливанням повітряних бульбашок. Для переміщення і збору повітря необхідно, щоб швидкість води перевищувала у вертикальних трубах 0,2...0,25 м/с, нахилених та горизонтальних — 0,1...0,15 м/с, крім горизонтальних труб у підлозі та у плінтусі, де — 0,2...0,3 м/с; однак допускається зменшення цих значень при малих потоках води і відсутності труб меншого типорозміру в номенклатурному ряді.

Різноманітність матеріалів, з яких виготовляють сучасні труби, не може бути повністю охоплена вищенаведеними межами. Як правило, виробники задають ці значення у характеристиках труб, або довідниках, котрими слід користуватись у кожному конкретному випадку. Це саме стосується і діаметрів труб, у яких за однакових умовних діаметрів площа живого перерізу може відрізнятись до 60%.

Діапазон рекомендованих значень швидкості теплоносія залежить від матеріалу виготовлення труб. Верхню межею є умова недопущення шумоутворення (для мідних труб додатково — забезпечення цілості оксидного прошарку), нижньою — умова розповітрявання системи.

Розрахунок систем опалення за максимально допустимою швидкістю приводить до шумоутворення труб внаслідок відкривання терморегуляторів у процесі роботи і, відповідно, збільшення реальної швидкості потоку теплоносія.

2.2. Способи гідравлічного розрахунку

За вищенаведеними залежностями існує декілька способів гідравлічного розрахунку, основними з яких є:

- 1 — за питомими лінійними втратами тиску;
- 2 — за характеристиками гідравлічного опору.

Обидва способи набули широкого застосування як у вітчизняній, так і закордонній практиці проектування. Єдиного підходу у представленні гідравлічних характеристик виробниками елементів систем опалення немає. Тому при ручних розрахунках і розробці комп'ютерних програм використовують комбінування способів або адаптацію наявних гідравлічних характеристик під конкретний розрахунок.

2.2.1. Гідравлічний розрахунок за питомими втратами тиску

Спосіб гідравлічного розрахунку за питомими втратами базується на рівнянні (1), представленому у вигляді:

$$\Delta P = Rl + z,$$

де R — питома лінійна втрата тиску на 1 м труби, Па/м; z — місцеві втрати тиску, Па.

Параметри R та z виробники представляють графіками, таблицями або формулами. При цьому слід звертати увагу на параметри теплоносія, за яких вони отримані.

Прийняття перепадів температур води у стояках або приладових вітках рівними перепаду температур води у системі, а також наочність підбору діаметра труб у межах економічно рекомендованих питомих лінійних втрат тиску робить цей спосіб розрахунку найпростішим.

Виходячи із економічних вимог, значення параметра R труб різних виробників, знаходяться у діапазоні 100...250 Па/м. Відповідно швидкість води — 0,25...0,65 м/с (дані орієнтовні, оскільки залежать від діаметра труб).

Економічні вимоги базуються на співставленні вартостей труби та енергії прокачування теплоносія. Однак іноді доцільно вийти за вказані межі для попередження гідравлічного розбалансування, полегшення монтажу та експлуатації, забезпечення ефективної роботи регулюючої арматури системи опалення. Слід також враховувати, що збільшення діаметра труб призводить до значного зростання вартості системи опалення за рахунок використання відповідних фітінгів і запірно-

регулюючої арматури; підвищення водомісткості системи опалення і, як наслідок, — зниження енергозаощаджуваності.

Існує проектна практика спрощеного підходу (експрес-методу) до гідравлічних розрахунків на основі цього способу. Остаточне потокорозподілення покладають на автоматичні засоби регулювання. Але навіть вони не в змозі забезпечити рівномірне прогрівання приміщень при запуску системи опалення, при виведенні її у робочий стан після нічного режиму або раптового похолодання, якщо система опалення була гідравлічно незбалансована при розрахунку. Крім того, за такого підходу автоматичне керування потокорозподіленням може виходити за межі ефективного регулювання, що веде до проявів надмірної або недостатньої чутливості автоматичної запірно-регулюючої арматури. Оскільки цей спосіб суттєво знижує більш високий рівень можливостей, особливо складних, систем опалення, його слід використовувати лише для попередньої специфікації та замовлення елементів систем, а також для техніко-економічного порівняння проектних рішень.

Застосування експрес-методів розрахунку за питомими втратами тиску і покладання задач остаточного потокорозподілення тільки на засоби автоматичного регулювання не забезпечує у повній мірі енергозаощаджувального та санітарно-гігієнічного ефектів систем опалення.

2.2.2. Гідравлічний розрахунок за характеристиками опору

Спосіб гідравлічного розрахунку за характеристиками опору базується на рівнянні (1), представленому у вигляді:

$$\Delta P = SG^2,$$

де G — масова витрата води на розрахунковій ділянці, кг/год; S — характеристика гідравлічного опору ділянки, Па/(кг/год)², яку визначають за формулою:

$$S = A\left(\frac{\lambda}{d}l + \sum \xi\right),$$

де A — питомий динамічний тиск на ділянці, Па/(кг/год)², розрахований за формулою:

$$A = 6,25/10^8 \rho d^4.$$

Цей спосіб набув широкого застосування у вітчизняній практиці проектування завдяки збігу результатів розрахунків з реальними експлуатаційними умовами. Країни західної Європи його використовують у вигляді

$$\Delta P^* = \frac{1}{k_v^2} Q^2,$$

де ΔP^* - втрати тиску, бар; Q — об'ємна витрата води, м³/год; k_v — пропускна здатність, (м³/год)/бар^{0,5}.

Роз'яснення особливостей між параметрами k_v , k_{v_i} та k_{vs_i} приведені далі при розгляданні запірно-регулюючої арматури. Ці параметри чисельно дорівнюють об'ємній витраті води в м³/год, яка проходить через елемент системи опалення при номінальному перепаді тиску на ньому 10⁵ Па (1 бар). Тому часто в каталогах і довідниках нехтують знаменником при указанні одиниць вимірювання і представляють їх, як м³/год.

Визначення параметра k_v для умов, що відрізняються від номінальних, замовлення та специфікації здійснюють за формулою:

$$k_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P^*}} = \frac{G}{\rho \sqrt{10^{-5} \Delta P}},$$

або, приймаючи густину води рівною 10³ кг/м³,

$$k_v = 0,316 \frac{G}{\sqrt{\Delta P}}.$$

Параметр k_v є аналогом провідності σ (кг/год)/Па^{0,5}, яку використовують вітчизняні проєктанти і зв'язують з характеристикою опору:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{S}} = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}}.$$

Отже, при $\rho = 10^3$ кг/м³, з урахуванням одиниць вимірювання,

$$S = \frac{0,1}{k_v^2}, \text{ а } \Delta P = \frac{0,1G^2}{k_v^2}. \quad (2)$$

Розрахунок систем опалення за пропускною здатністю k_v аналогічний застосовуваному у вітчизняній практиці гідравлічних розрахунків методу провідності, який є видозміною широко відомого методу характеристик опору.

2.3. Розрахунковий циркуляційний тиск системи опалення

Розрахунковий циркуляційний тиск $\Delta P_{c.o.}$, являє собою різницю тисків, що витрачається в системі опалення на подолання гідравлічних опорів руху теплоносія в циркуляційних кільцях.

Циркуляція води насосних систем опалення відбувається за рахунок одночасної дії природного тиску ΔP_n , викликаного охолодженням води, і тиску ΔP_n , що створюється насосом або елеватором з регульованим соплом для забезпечення необхідної витрати води в системі, тобто:

$$\Delta P_{c.o.} = \Delta P_n \pm B \Delta P_n,$$

де B – поправочний коефіцієнт, який враховує вплив зміни природного тиску протягом опалювального періоду за різних способів регулювання системи.

Зазвичай у вітчизняній практиці проектування двотрубних систем опалення приймали значення $B=0,4$ [8], або $B=0,5...0,7$ [9]. Відмітність значень пояснюється вибором різних проміжків часу опалювального періоду для гідравлічного розрахунку. На думку автора, нівелювання впливу природного тиску слід здійснювати за середньою температурою зовнішнього повітря найбільш холодного періоду, яка становить для України приблизно мінус 9°C . Дане значення є також приблизно середнім при визначенні температури теплоносія за температурними графіками тепломереж більшості міст України для розрахунку мінімального та максимального впливу природного тиску. При такому підході та урахуванні переохолодження теплоносія у опалювальному приладі із нормативно збільшеною номінальною площею теплопередачі [10] слід приймати $B=0,75$. У Польщі – країні зі схожим кліматом – $B=0,75$ [11]. Для однотрубних систем при якісному регулюванні $B=1$, при автоматичному якісно-кількісному – $0,7$.

Вплив природного тиску із знаком «плюс» слід враховувати при розташуванні умовного центра нагрівання (середини висоти котла або теплообмінника, точки змішування води в елеваторі або на перемичці) нижче умовного центра охолодження опалювального приладу, позначеного кружечком на рис. 3. Умовний центр охолодження вертикальної ділянки трубопроводу знаходиться на середині її висоти. При розташуванні умовного центра нагрівання вище умовного центра охолодження – із знаком «мінус». У проміжному положенні – відповідно «плюс» та «мінус».

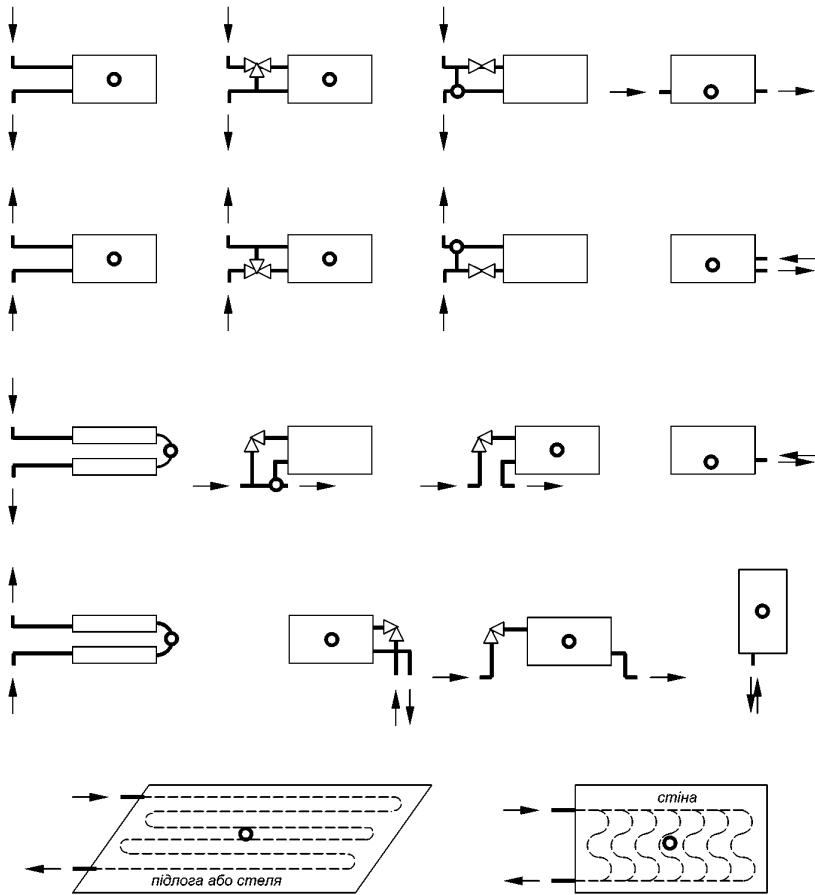


Рис. 3. Визначення умовних центрів охолодження

Розрахунковий тиск для однетрубних вертикальних систем слід визначити за максимальним значенням із висот між указаними центрами. Для двотрубних та однетрубних горизонтальних — між усіма.

Природний циркуляційний тиск, що виникає у розрахунковому циркуляційному кільці системи внаслідок охолодження води в опалювальних приладах $\Delta P_{n,np_i}$, Па, та охолодження води в трубах $\Delta P_{n,mp_i}$, Па,

$$\Delta P_{n_i} = \Delta P_{n,np_i} + \Delta P_{n,mp_i} .$$

Для вертикальних однотрубних систем

$$\Delta P_{n,np_i} = \Delta \rho g h_{\max},$$

де $\Delta \rho$ — різниця густин води при розрахунковій різниці температур води в системі, кг/м^3 ; g — прискорення вільного падіння, м/с^2 ; h_{\max} — максимальна вертикальна відстань уверх або вниз від умовних центрів охолодження до центра нагрівання, м.

Для вертикальних і горизонтальних двотрубних, а також горизонтальних однотрубних:

$$\Delta P_{n,np_i} = \Delta \rho g h_i,$$

де h_i — вертикальні відстані між усіма умовними центрами охолодження в горизонтальних приладових вітках, або опалювальних приладах, і умовним центром нагрівання, м.

Природний циркуляційний тиск, що виникає в розрахунковому кільці внаслідок охолодження води у трубах:

$$\Delta P_{n.mp} = g \sum_{i=1}^n h_i (\rho_i - \rho_{i+1}),$$

де h_i — вертикальна відстань між умовними центрами охолодження i -тої ділянки та нагрівання, м; ρ_i та ρ_{i+1} — густина води відповідно на початку та кінці цієї ділянки, кг/м^3 .

У насосних системах з нижньою та верхньою розводками (див. нову класифікацію) величиною $\Delta P_{n.mp}$ нехтують. Допустимо також не враховувати вплив природного тиску при співвідношенні:

$$\Delta P_{n,max} < 0,1 \Delta P_n, \quad \text{або} \quad \Delta P_{n,max} < 0,1 \Delta P_c,$$

де ΔP_c — автоматично підтримуваний перепад тиску на стояку або приладовій вітці.

Проектування систем опалення здійснюють з або без урахування природного тиску. Обидва підходи правомірні. Їх вибір базується на наступних засадах:

- надмірне завищення тиску, що розвивається насосом, для зменшення впливу сил гравітації приводить до зростання похибки пропливу теплоносія через засоби регулювання і відповідно похибки потокорозподілення; збільшує перепад тиску на терморегуляторах і ймовірність їх шумоутворення. В таких системах виникає

необхідність застосування додаткових заходів автоматичної стабілізації перепаду тиску, що збільшує капітальні витрати. При цьому спрощується методика гідравлічного розрахунку системи;

- використання природного тиску для забезпечення так званої «збалансованості стояка» полягає в такому підборі його діаметра, щоб виконувалась умова: падіння тиску в стояку за рівнянням (1) не перевищувало зростання природного тиску; ця умова викликає збільшення діаметрів труб, проте приводить до зменшення напору насоса та забезпечення рівномірності потокорозподілення;
- природний тиск у системах опалення з автоматичними регуляторами перепаду тиску розраховують для підсистем (див. рис. 43); його вплив на магістральні ділянки нівелюється роботою цих регуляторів;
- використання опалювальних приладів зі збільшеною поверхнею нагрівання для забезпечення авторитету теплоти у приміщенні (див. п. р. 10.2) приводить до зростання природного тиску внаслідок переохолодження теплоносія;
- використання всіх рівнів кількісного регулювання теплової потужності системи опалення підвищує вплив природного тиску теплоносія внаслідок його переохолодження.

Рекомендується підбирати діаметри стояків такими, щоб втрати тиску в них дорівнювали частці (відповідній прийнятому значенню коефіцієнта B) урахуваного природного тиску. Такий підхід приведе до спрощення підбору настройок на терморегуляторах та балансувальних вентилях приладових віток; зменшення тривалості монтажних та налагоджувальних робіт; рівномірного прогрівання приміщень при запуску системи або виході її у режим після централізованого нічного регулювання.

Складовою циркуляційного тиску системи опалення є природний тиск, впливом якого неможливо повністю знехтувати у межах робочих перепадів температур теплоносія та втрат тиску на терморегуляторах. Раціональне використання природних сил заощаджує енергоресурси та забезпечує тепловий комфорт приміщень.

3. ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧА АРМАТУРА

3.1. Загальні відомості

Особливістю сучасних систем опалення є широке застосування автоматичної (активної) запірно-регулюючої арматури. До неї відносять, насамперед, терморегулятори, регулятори перепаду тиску, регулятори витрати, перепускні клапани (рис. 4 та 5). Ручна (пасивна) запірно-регулююча арматура — вентилі, крани, клапани «Батерфляй» (рис. 6 та 7) — теж повсякчасно використовується в цих системах. Існує також арматура з можливістю подальшої поетапної модернізації — зміни функціональності. Так, наприклад, комплект арматури ручного регулювання USV-I + USV-M, шляхом доповнення мембранним елементом та імпульсною трубкою, перетворюють в комплект арматури автоматичного регулювання перепаду тиску USV-I + USV-PV.

Одними з основних відмітностей сучасної арматури є багатофункціональність, підвищена надійність експлуатації, висока точність регулювання заданих параметрів. Змінились до неї і функціональні вимоги, перелік яких представлено у табл. 2.

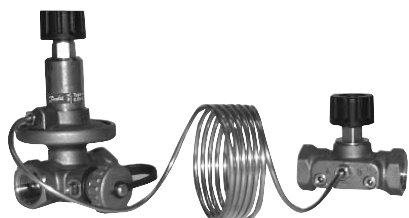
Наявність автоматичної арматури потребує дещо інших підходів у проектуванні. Вітчизняна практика застосування арматури базувалась на забезпеченні квазістаціонарного гідравлічного режиму роботи системи опалення. Сучасні системи мають змінний гідравлічний режим, в умовах якого слід керувати потоками теплоносія. У закордонній практиці проектування створення ефективної роботи автоматичної арматури здійснюють шляхом дотримання рекомендованих значень авторитету. Аналогом даного терміну може бути коефіцієнт керування, який показує частку регульованого потоку від наявного (див. п. 3.2.4).

У вітчизняній практиці проектування центрального опалення встановлювали на трубах до 50 мм муфтову запірно-регулюючу арматуру, вище — фланцеву, що було спричинено, насамперед, виникаючим навантаженням на з'єднання і забезпеченням їх герметичності. Сьогодні при використанні несталевих труб такої тенденції не існує; тому будь-який тип арматури представлений у широкому спектрі діаметрів і з'єднань. Характерною особливістю великогабаритної арматури є зменшення її металоемності. До неї відносять безфланцеву, яку встановлюють між трубними фланцями. Так, наприклад, клапани (дискові поворотні затвори) Данфосс «Батерфляй» при діаметрі 150 мм мають вагу 8,2 кг, що майже в 9 разів менше від засувок клинових з висувними шпинделями, а діаметр приєднання знаходиться в діапазоні 25...300 мм. Застосування запірної арматури заниженого опору покращує умови ре-

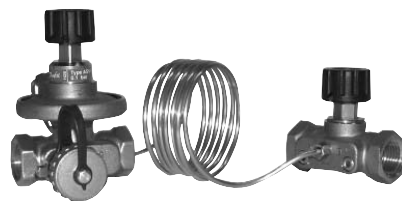
гулювання потоків теплоносія терморегуляторами (дивись далі роз'яснення щодо авторитетів терморегуляторів), оскільки основні втрати тиску повинні припадати на них, та зменшує експлуатаційні витрати.

*RTD-N прямиий**RTD-N кутовий**RTD-N UK**RTD-G прямиий**RTD-G кутовий**вмонтований**RTD-K
Підключення
знизу**RTD-K
Підключення
збоку**RTD-KE
Підключення
знизу**RTD-KE
Підключення
збоку*

Рис. 4. Загальний вигляд термостатичних клапанів «Данфосс»



ASV-PV+ASV-M



ASV-P+ASV-M



ASV-PV+ASV-I



USV-I + USV-PV



ASV-Q



AVDO



Теплоізоляційна оболонка



*Вимірювальне обладнання
PFM 2000*

Рис. 5. Загальний вигляд автоматичних регуляторів «Данфосс»

*RLV прямиий**RLV кутовий**RLV-S прямиий**RLV-S кутовий**RLV-K прямиий**RLV-K кутовий**RLV-KS прямиий**RLV-KS кутовий**Спускний вентиль**Сервісний пристрій*

Рис. 6. Загальний вигляд вентилів обов'язки опалювальних приладів

Вентилі



ASV-M



ASV-I



USV-I



USV-M



MSV-I та MSV-M



MSV-F



*Клапани
«Батерфляй», тип «SYLAX»*

Рис. 7. Загальний вигляд пасивної арматури «Данфосс»

Таблиця 2.
Функціональність запірно-регулюючої арматури Danfoss

Функція	Терморегулятори та комплекти приєднання до опалювальних пристроїв						Вентилі об'язки опалювальних пристроїв											Каталог					Автоматичні регулятори на стояках (приладових вітках)				
	Двотрубні системи опалення			Однотрубні системи опалення			RLV	RLV-K	RLV-S	RLV-KS	Загального призначення			Регулювальні				ASV-P + ASV-M	ASV-PV + ASV-M	ASV-PV + ASV-F	USV-F + USV-PV	ASV-Q	ODAV				
	RTDN	RTDN	RTDN	RTDN	RTDN	RTDN					RTDN	RTDN	RTDN	RTDN	RTDN	RTDN	RTDN							RTDN	RTDN	RTDN	RTDN
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	ASV-Q	ODAV	
1. Запірання	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
2. Спороження	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
3. Гідравлічної ув'язки циркуляційних кілець за настроїми: • плавної	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
• крокової	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
• візуальної	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
• невізуальної	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
4. Комп'ютерної діагностики	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•

Закінчення таблиці 2.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
5. Автоматично-го підтримування тиску теплоносія після себе при його зміні до себе:	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
• збільшенні	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	•	•	•	•	•	•	•
• зменшенні	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	•	•	•	•	•	•	•
за настрійки:	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
• візуальної	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
• невізуальної	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6. Автоматично-го підтримування заданої витрати теплоносія	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Багатофункціональність арматури спрощує проектування, монтаж та експлуатацію систем, зменшує їх металоємність та інерційність. Особливо це стосується зливної арматури. Майже вся запірно-регулююча арматура, пропонована фірмою «Данфосс», виконує дану функцію, яка реалізується за трьома підходами:

- спеціально передбаченими отворами у корпусі, визначально укомплектованими пробками, вентильками або краниками значно меншого розміру від основної арматури (зазначена у табл. 2 функція без дужок);
- спеціально передбаченими отворами у корпусі, які закриті пробками, але можуть бути замінені спускною арматурою за замовленням (ця та інші функції, передбачені додатковою комплектацією, у табл. 2 зазначені в одинарних дужках);
- додатковим спускним обладнанням, яке поставляється за замовленням, наприклад, спускним вентилям для вентилів RLV та RLV-K або сервісним пристроєм шлюзового типу для терморегуляторів усіх типів (у табл. 2 функція зазначена подвійними дужками).

За необхідності використання запірно-регулюючої арматури без функції спорожнення використовують спускний кульовий кран, який приєднують до трубопроводу через трійник.

Відмітністю ручної регулювальної арматури вентильного типу, наприклад, RLV, RLV-S, RLV-K, ASV-I, MSV-I та MSV-F, є градування її гідравлічних характеристик (утворюваного опору) залежно від ступеня відкриття. Відлік настройки розпочинають із закритого положення. Кожен повний оберт відкривання відповідає зміні значення настройки на одиницю, неповний — частці одиниці. Наявність такої арматури дозволяє відмовитись від практики застосування регулювальних діафрагм (дроселюючих шайб).

Підвищення надійності роботи запірно-регулюючої арматури досягають за рахунок використання високоточних технологій і конструктивного спрощення, застосування високоякісних ущільнювачів. Так, наприклад, у арматурі ASV-P, ASV-PV, RLV усіх типів, ASV-M, ASV-I, MSV-M, MSV-I регулювання або запирання здійснюється без проміжних елементів (тарілки з прокладкою ущільнення), а безпосередньо спеціально підготовленою торцевою поверхнею штоку, яка припасована до поверхні сікла. Це дозволяє також забезпечити точність підтримування гідравлічних параметрів протягом усього терміну експлуатації.

Широкий діапазон температур теплоносія визначає відповідні умови експлуатації. Так, для різних конструкцій кульових кранів максимальні робочі температури становлять 80...200 °С, клапанів «Батерфляй» — 85...200 °С, терморегуляторів та автоматичних регуляторів — 120 °С. Слід зазначити, що запірно-регулююча арматура «Данфосс» для стояків та приладових віток поставляється в упаковці, котра використовується як теплоізоляційна оболонка при температурі теплоносія до 80 °С, при теплоносієві з температурою до 120 °С замовлюється теплоізоляційна оболонка зі стиропору EPP.

Розміщення арматури на стояках, приладових вітках, підводках до опалювальних приладів є багатоваріантним, що розглянуто у подальших відповідних розділах.

Сучасна запірно-регулююча арматура є багатофункціональною, що спрощує проектування, монтаж та експлуатацію систем опалення. Запірно-регулююча арматура має конкретне призначення і взаємозгодження між собою. Застосування арматури не за призначенням виводить систему опалення з ладу. Так, наприклад, використання кульових кранів (запірної арматури швидкої дії) як регуляторів теплової потужності опалювальних приладів підвищує вірогідність створення гідравлічних ударів.

3.2. ТЕРМОРЕГУЛЯТОРИ

3.2.1. Конструкції та установка

Терморегулятор автоматичний опалювального приладу системи водяного опалення будівлі (скорочено терморегулятор або термостат) — запірно-регулююча арматура автоматичного регулювання тепловіддачі опалювального приладу на рівні, відповідному до установленій споживачем температури повітря. Він автоматично підтримує задану температуру повітря у приміщенні шляхом кількісного регулювання теплоносія, що надходить до опалювального приладу. Стабільність і точність підтримування необхідної температури повітря у приміщенні на рівні індивідуального теплового комфорту є принциповою відмінністю від вентилей та кранів ручного (пасивного) регулювання, які традиційно використовувались у вітчизняних системах опалення. Вибір якісних терморегуляторів і забезпечення на стадії проектування системи оптимальних умов для їх ефективної роботи заощаджує у процесі

експлуатації будівлі 15...25% теплової енергії.

В Україні відсутні нормативи, які регламентують характеристики терморегуляторів. До прийняття відповідних вітчизняних стандартів рекомендується у виборі терморегуляторів орієнтуватись на європейську норму EN 215 [12]. Терморегулятори, які відповідають даній нормі, мають знак, зображений на рис. 8, і на термостатичному клапані, і на термостатичній головці. Конструктивні складові терморегулятора показані на рис. 9.

Датчик — частина терморегулятора, що відслідковує температуру повітря. Являє собою, як правило, сильфон, заповнений у кожного виробника ексклюзивною речовиною. Зміна температури повітря викликає відповідну зміну об'єму сильфону — видовження або скорочення. Через передаточну ланку сильфон рухає шток і конус клапана. Зміна відстані між сідлом і конусом клапана приводить до кількісного регулювання теплоносія.

Типи терморегуляторів зображені на рис. 10. На рис. 10,а — терморегулятор із вбудованим датчиком. У ньому датчик, передаточний механізм і регулятор температури змонтовані в одному корпусі. Проектують такі регулятори при наявності вільного обтікання термостатичної

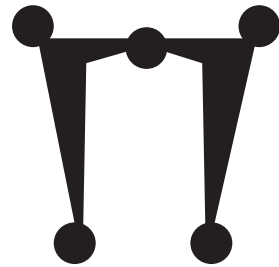


Рис. 8. Знак відповідності нормам СЕН

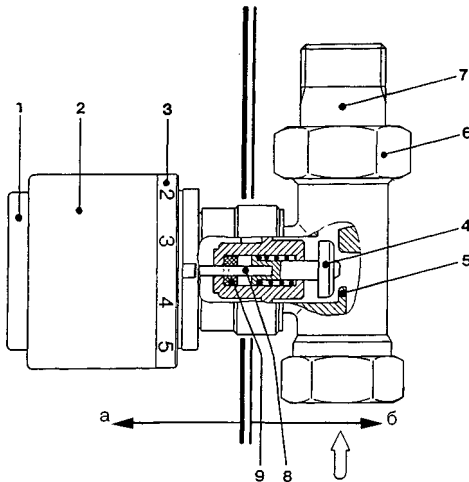


Рис. 9. [12] Терморегулятор із вбудованим датчиком:
 а — термостатична головка;
 1 — датчик (сенсор);
 2 — регулятор температури;
 3 — шкала температурної
 настройки; б — термостатич-
 ний клапан; 4 — диск (конус)
 клапана; 5 — сідло;
 6 — накидна гайка;
 7 — патрубок (хвостовик);
 8 — шток; 9 — ушльнювач

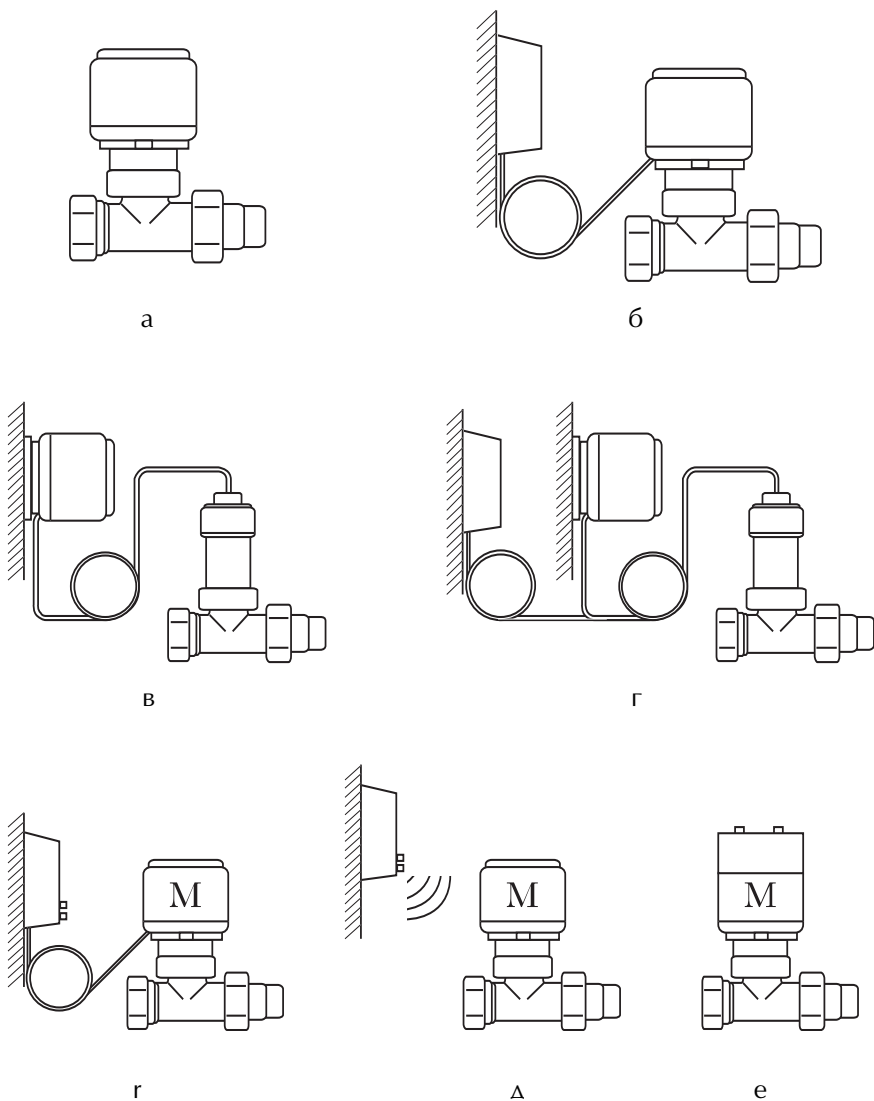


Рис. 10. Типи терморегуляторів [12]

головки потоком повітря, а також за умови не впливання на неї опромінення торцевої частини опалювального приладу (радіатора) і конвективних потоків від труб, що його об'язують. Схема установки таких терморегуляторів показана на рис. 11,а.

За можливості вільного доступу до терморегулятора, але невідповідного сприйняття ним температури повітря приміщення (закритті фіранками, надмірній будівельній глибині опалювального приладу...), застосовують терморегулятор із вбудованим регулятором температури і виносним датчиком, зображений на рис. 10,б. Він має регулятор температури, об'єднаний з передаточним механізмом і термостатичним клапаном в одному корпусі. Датчик віддалений від передаточного механізму і зв'язаний з ним передаточною ланкою (капілярною трубою). Схема установки показана на рис. 11,б та в.

Терморегулятор з виносним регулятором температури і датчиком, об'єднаними в одному корпусі (рис. 10,в), використовують при неможливості доступу до термостатичного клапана (рис. 11,г). Вони сполучені між собою передаточною ланкою (капілярною трубою).

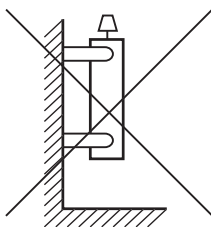
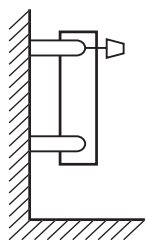
Терморегулятор з відокремленими виносними датчиком і регулятором температури (рис. 10,г), кожен з яких об'єднаний з термостатичним клапаном передаточною ланкою (капілярною трубою), застосовують при обмеженості доступу до приміщення, зручності обслуговування регулятора у нехарактерній температурній зоні приміщення, централізації обслуговування...

Схеми установки терморегуляторів, які не рекомендовано до використання, зображені на рис.11 перекресленими навхрест.

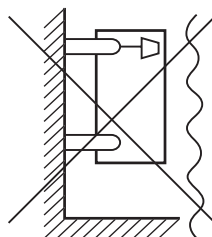
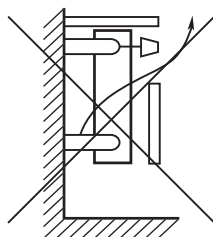
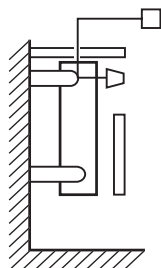
Застосування програматорів, сполучених передаточною ланкою (електропроводами) з мікромотором (М) на термостатичному клапані (рис.10,г), регуляторів температури з хвильовим керуванням мікромотором (рис.10,д) та комбіновані електромеханічні терморегулятори (рис.10,е) здійснюють для зручності обслуговування і отримання додаткового енергозощаджуючого ефекту.

Датчик терморегулятора повинен реагувати на характерну температуру повітря у приміщенні. Його не слід розташовувати:

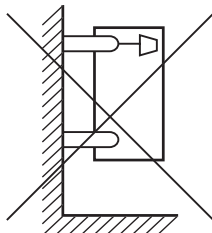
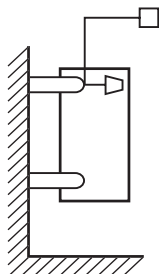
- поблизу джерел теплоти будь-якого типу — ламп, комп'ютерів, електронних приладів...;
- у місці прямого попадання випромінювання від сонця або інших джерел;
- у спускних холодних потоках повітря — конвективних та вимушених охолоджених струминах систем кондиціонування та вентиляції;
- у висхідних конвективних та нагрітих вимушених струминах систем кондиціонування та вентиляції;



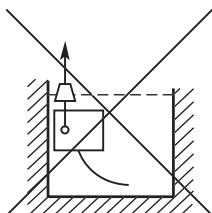
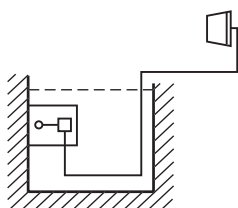
а



б



в



г

Рис. 11. Схеми установки терморегуляторів

- за фіранками, меблями тощо;
- поблизу зовнішніх дверей, балконних дверей, зовнішніх вікон;
- на стіні, що має каміни або інші нагрівальні прилади;
- на зовнішній стіні.

Виносні датчики встановлюють на внутрішній стіні на висоті приблизно 1,5 м над рівнем підлоги. Бажана установка на внутрішній стіні на деякій відстані від внутрішніх дверей.

Термостатичні елементи (головки) та програматори фірми «Данфосс» показані на рис. 12. Вони охоплюють усі типи терморегуляторів. Головки RTD є пропорційними регуляторами прямої дії з вмонтованими або виносними датчиками, із захистом від несанкціонованого втручання. Усі моделі захищають систему опалення від замерзання (блокування) теплоносія.

При підборі терморегуляторів необхідно звертати увагу на конструкцію термостатичного клапана — прямооточну або кутову, і запроектувувати таким чином, щоб термостатичні головки знаходились поза впливом конвективних потоків від труб.

Терморегулятори запроектують на подавальній підводці до опалювального приладу при схемі руху теплоносія «зверху-донизу». Залишковою тепловою потужністю опалювального приладу приблизно 20...35% при закритому термостатичному клапані в однострубних системах, що виникає внаслідок розшарування циркуляції теплоносія у зворотній підводці, нехтують. Залишкова потужність опалювального приладу, визвана механічним закриванням терморегулятора споживачем, забезпечує незамерзання теплоносія і зменшує несанкціонований відбір теплоти з інших приладів через внутрішні огороження приміщення. Якщо ця потужність є надлишковою для усіх терморегуляторів, відбувається відповідна реакція автоматики погодного регулятора в теплово-му пункті на зменшення теплової потужності системи опалення.

Термостатичні клапани розрізняють за призначенням — для однострубних і двотрубних систем опалення. Перші характеризуються підвищеною пропускною здатністю порівняно з другими. Другі, як правило, поєднують у собі функцію гідравлічного ув'язування циркуляційних кілець, яку здійснюють, найчастіше, убудованим дроселюючим механізмом попередньої настройки. Настройку визначають на стадії проектування і встановлюють при монтажі системи опалення. Клапани першого і другого типів поставляють з ковпачками (на місці термостатичної головки) різного кольору. Клапани Данфосс, віднесені до першого типу, — RTD-G з ковпачками сірого кольору, другого типу — RTD-N з ковпачками червоного кольору.



RTD 3640



RTD 3642



RTD 3120



RTD Inova™ 3130



RTD Inova™ 3132



RTD 3560



Програматори

Рис. 12. Термостатичні елементи та програматори фірми «Данфосс»

Ковпачки призначені для захисту штока від пошкоджень та забруднення і використовуються при пускових випробуваннях системи опалення.

Терморегулятор – пристрій індивідуального підтримання теплового комфорту в приміщенні та забезпечення енергозаощадження. Ефективне реагування терморегулятора на температуру повітря в приміщенні залежить від його конструктивних особливостей та місця установки.

3.2.2. Характеристики терморегуляторів

Характеристики терморегуляторів, за якими їх вибирають при проектуванні, розділяють на механічні (міцнісні) і робочі (експлуатаційні). Ці характеристики регламентує EN 215 ч.1.

В умовах експлуатації терморегуляторів в Україні слід вибирати такі їх конструкції, характеристики яких перевершували б вимоги європейських норм.

3.2.2.1. Механічні характеристики

Механічні характеристики отримують стендовими дослідженнями під впливом зовнішніх факторів: опірності тиску і течієстійкості терморегулятора при тиску на 6×10^5 Па більшому від номінального тиску – 10^6 Па; течієстійкості прокладки штока при $\Delta P \geq 20$ кПа; стійкості термостатичного клапана на згин (рис. 13,а) при використанні сталевій труби з прикладеною до неї силою $F \geq 80$ Н ($d_y = 8$ мм), 100 Н ($d_y = 10$ мм), 120 Н ($d_y = 15$ мм), 180 Н ($d_y = 20$ мм), 220 Н ($d_y = 25$ мм), мідної – 20 Н ($d_y = 15$ мм); опірності термостатичної головки обертальному моменту (рис. 13,б) при $M \geq 8$ Нм; опірності термостатичної головки вигинаючому моменту (рис. 13,в) при $F \geq 250$ Н. До механічних властивостей відносять також можливість заміни прокладки без перекриття труб, на яких установлений терморегулятор.

3.2.2.2. Робочі характеристики

Робочі характеристики – сукупність параметрів, які визначають надійну і точну роботу терморегулятора протягом тривалого терміну експлуатації.

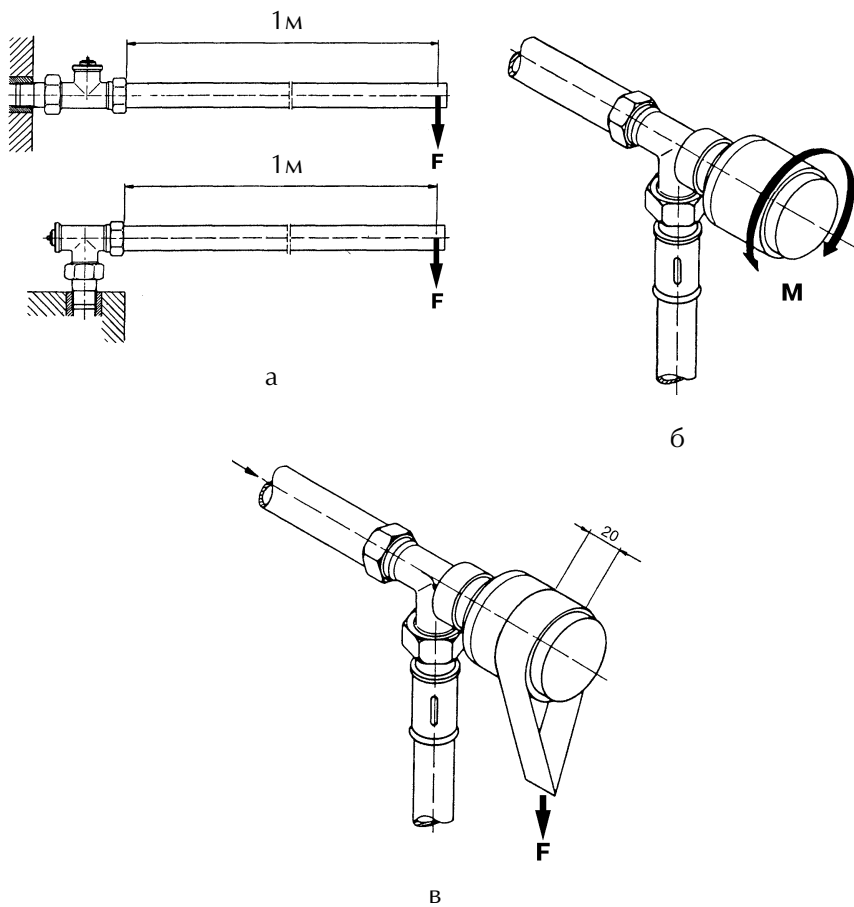


Рис.13. Схеми тестування механічних характеристик терморегулятора:
а — опірності термостатичного клапана на згинальне навантаження;
б — опірності термостатичної головки на обертальний момент;
в — опірності термостатичної головки на згинальний момент

У даному підпункті розглянуті основні робочі характеристики терморегуляторів, що впливають на гідравлічну і теплову стійкість системи.

Номінальна пропускна здатність k_v — величина, розмір якої відображає об'єм води в м^3 з густиною 1000 кг/м^3 , що проходить через термостатичний клапан за годину при перепаді тиску на ньому 10^5 Па (1 бар).

Дана величина є основною для визначення втрат тиску на терморегуляторі у розрахункових умовах (див. п. 2.2.2). Конус клапана за цих умов знаходиться у проміжному положенні, що зображено на рис. 14,а, — піднятим над сідлом на висоту h_v .

У процесі експлуатації системи при розрахункових умовах витрата теплоносія буде меншою від розрахункової (відповідно h_v), що пов'язано із збільшенням поверхні нагрівання опалювального приладу на забезпечення авторитету теплоти у приміщенні (див. п.р. 10.2). За даних умов конус клапана буде знаходитись нижче від номінального положення (рис. 14,б) — на висоті h'_v .

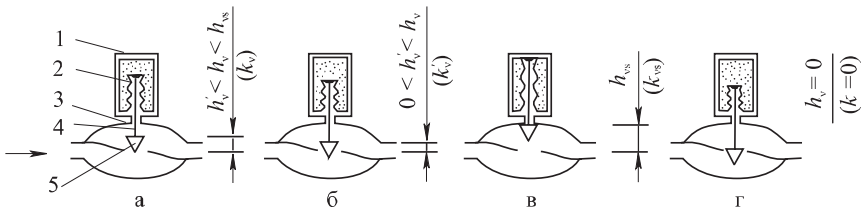


Рис. 14. Залежність пропускної здатності терморегулятора без попередньої настройки від висоти підйому конуса клапана: а — конус клапана у розрахунковому положенні; б — конус клапана при розрахункових температурних умовах у робочому положенні; в — клапан повністю відкритий; г — клапан закритий; 1 — термостатична головка; 2 — сильфон; 3 — термостатичний клапан; 4 — шток; 5 — конус клапана

Таким чином, при розрахункових температурах внутрішнього та зовнішнього повітря розрахункові гідравлічні параметри системи будуть відрізнятися від експлуатаційних — у цьому є відмінність між системами опалення з і без терморегуляторів. При підвищенні температури повітря у приміщенні конус клапана із положення, відповідного h'_v , буде опускатися, перекриваючи прохід теплоносія.

Характеристична пропускна здатність k_{vs} — величина, розмір якої відображає об'єм води в м^3 , що проходить через повністю відкритий

термостатичний клапан за годину при перепаді тиску на ньому 10^5 Па (1 бар). Дана величина потоку теплоносія виникає у процесі експлуатації системи при недостатній кількості теплоти, отримуваної від опалювального приладу, для досягнення заданої на термостатичній головці температури повітря. Це можливе як при центральному або місцевому, так й індивідуальному регулюванні (терморегулятором). Отже, дана величина для терморегуляторів є лише експлуатаційно можливою, а не розрахунковою. В той же час, аналогічною величиною, але вже розрахунковою, є максимальна пропускна здатність максимально відкритої запірно-регулюючої арматури при розрахункових умовах. У вітчизняній практиці проектування систем із засобами автоматизації такою величиною є коефіцієнт ідеальної (умовної) пропускної здатності повністю відкритого клапана K_{vy} [13].

Рух конуса клапана з максимально відкритого (рис.14,в) до максимально закритого (рис.14,г) положень утворює відповідні коливання перепаду тиску і витрати теплоносія в системі, що приводить до перерозподілу теплоносія. Для зменшення максимальної витрати теплоносія на клапанах типу RTD-N конструктивно обмежена висота підйому штоку.

Номінальна пропускна здатність k_{vi} - величина, розмір якої відображає об'єм води в m^3 , що проходить через термостатичний клапан за годину при перепаді тиску на ньому 10^5 Па (1 бар) та i -тій настройці дроселя. Ця величина характеризує термостатичні клапани з попередньою настройкою. Усі вищенаведені роз'яснення стосовно видозмін, визваних розташуванням конуса, відносяться і до даної величини. На пропускну здатність клапана буде додатково впливати установка дроселя (рис. 15). Для терморегуляторів типу RTD-N вона змінюється від 1 до 7 з кроком 0,5 і до N. Літерою «N» позначене положення дроселя при максимально відкритому дроселюючому отворі h_{max} , цифрою 1 – мінімальне, іншими цифрами – проміжне. При цьому робота конуса клапана відповідна рис. 14. У даній конструкції терморегулятора дросель являє циліндр із зрізаною нижньою кромкою певної конфігурації. Положення дроселя виставляють шляхом фіксованого його обертання навколо штока.

Пропускна здатність клапана залежить також від зони пропорційності (див. нижче), за якої вона була визначена.

Гістерезис – температурна різниця між кривими відкривання та закривання терморегулятора за однакової витрати теплоносія (рис.16).

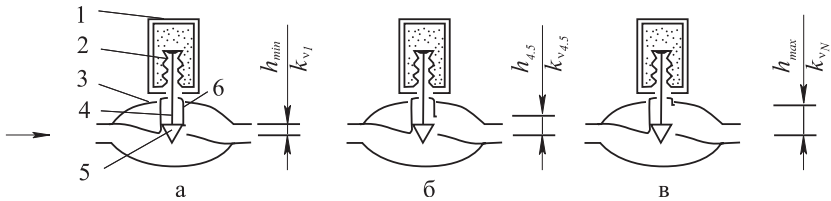


Рис. 15. Залежність пропускної здатності терморегулятора з попередньою настройкою від положення дроселя: а — мінімальне відкриття дроселя (настройка 1); б — середнє відкриття дроселя (настройка 4,5); в — максимальне відкриття дроселя (настройка N); 1...5 — див. позначення до рис. 14; 6 — дросель

Криві закривання та відкривання показують зміну потоку теплоносія G при закриванні та відкриванні клапана в залежності від температури датчика при постійному перепаді тисків між входом і виходом термостатичного клапана та фіксованому положенні термостатичної головки. Гістерезис виникає внаслідок механічного тертя рухомих частин терморегулятора. Максимально допустиме значення гістерезису не повинно перевищувати 1°C . Чим менше це значення, тим менші відхилення від заданої температури повітря у приміщенні. Окрім того, на шкалі G показані точки відхилення пропорційного регулювання — 0,8 та 0,25 G_{max} , на основі яких базується поняття внутрішнього авторитету терморегулятора (див. п. 3.2.4).

На рис. 16 гістерезис побудовано для зони пропорційності $X_p = 2\text{K}$ ($^{\circ}\text{C}$). *Зона пропорційності клапана* — величина, розмір якої відображає надмірність над установленою на терморегуляторі температурою повітря приміщення, що приводить до його повного закриття, за умови відповідності розрахункової теплової потужності опалювального приладу розрахунковим тепловим втратам приміщення. Ця надмірність пропорційна відстані, що проходить конус клапана.

Економічно доцільний діапазон значень зони пропорційності — 1...2K. При більших значеннях — не забезпечується тепловий комфорт у приміщенні і знижується енергозаощаджуваність, при менших — зростають втрати енергії на переміщення теплоносія. Вибір терморегуляторів здійснюють за характеристикою 2K. У реальних умовах ця надмірність буде меншою, оскільки запроектовують опалювальні прилади

з підвищуючим множником на установку терморегулятора (див. роз'яснення до h_v та h'_v на рис.14).

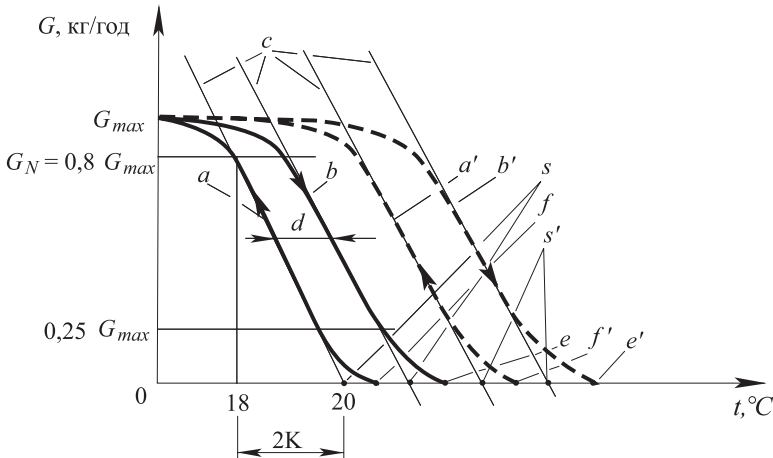


Рис.16. Характеристичні криві:
a та *b* — криві відповідно відкриття та закриття терморегулятора;
a' та *b'* — криві відкриття та закриття терморегулятора під дією зміни зовнішніх факторів; *c* — теоретична пряма; *d* — гістерезис;
e та *e'*, *f* та *f'* — температури відповідно закриття та відкриття;
s та *s'* — температурні точки

Різниця температур повітря між точками *s* і відповідними *f* та *e* не повинна перевищувати $0,8^{\circ}\text{C}$. Таке відхилення визване непропорційністю регулювання малих потоків теплоносія та конструктивними особливостями терморегулятора. Регульовані значення температур повітря у приміщенні повинні знаходитись у межах:

- при максимальній температурній настройці термостатичної головки — не більше 32°C ;
- при мінімальній — не менше 5°C і не більше 12°C .

На гістерезис, окрім тертя, впливають зовнішні фактори (криві *a'* та *b'* на рис. 16), а саме: перепад тиску теплоносія, статичний тиск теплоносія, температура теплоносія, температура повітря. Мінімізація цих факторів у терморегуляторах приводить до збільшення енергозаощадження і зменшення коливань температури повітря у приміщенні (покращення теплового комфорту).

Вплив указанного виробником максимально допустимого перепаду тиску теплоносія між входом і виходом терморегулятора не повинен перевищувати $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ між температурними точками s та s' на двох теоретичних кривих закривання b та b' .

Вплив указанного виробником максимального робочого тиску не повинен перевищувати $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ між двома кривими закривання s та s' , побудованими під дією різних статичних тисків для однієї величини потоку теплоносія. Зміна перепаду тиску на термостатичному клапані в реальних умовах виникає при центральному або місцевому якісному та кількісному регулюванні і роботі терморегуляторів. Вплив перепаду тиску в значній мірі залежить від обтічності форми конуса клапана. Терморегулятори Данфосс вироблені саме з спеціально профільованими клапанами.

Зміщення температурної настройки терморегулятора внаслідок збільшення температури теплоносія на $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ не повинно перевищувати $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ для терморегуляторів, об'єднаних в одному корпусі з датчиком температури (сильфоном) і $0,75\text{ }^{\circ}\text{C}$ для терморегуляторів з передаточною ланкою за рис. 10,а. Повне уникнення даного впливу технічно ускладнене, оскільки теплота від теплоносія, труб, опалювального приладу передається до датчика теплопровідністю, конвекцією та випромінюванням, внаслідок чого терморегулятор сприймає температуру приміщення, як більш високу. Тому на температурній шкалі терморегулятора указують не конкретні значення настройки температури повітря у приміщенні, а позначки. На рис. 17 показані шкали терморегуляторів Данфосс і відповідні позначкам орієнтовні значення температури повітря у приміщенні.

Вплив температури повітря приміщення на терморегулятор з передаточною ланкою не повинен перевищувати $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ між кривими відкривання a та a' , отриманими за однакової витрати теплоносія, але у першому випадку при різних температурах датчика і передаточного механізму, а у другому — з однаковою температурою.

Терморегулятор як будь-який теплотехнічний елемент є інерційним. Період затрачений на зміну потоку теплоносія після зміни температури повітря у приміщенні називають *часом запізнювання (постійною часу) терморегулятора*. Його значення не повинно перевищувати 40 хв. Він являє проміжок часу між моментом зміни температури повітря у приміщенні до моменту проходження конусом клапана 63% шляху, відповідного цій зміні температури. Час запізнювання характеризує здатність терморегулятора реагувати на надлишки теплової енергії у приміщенні. Чим менший цей час, тим на більшу частку надлишкової теплової енергії від сторонніх джерел теплоти буде знижена теплова

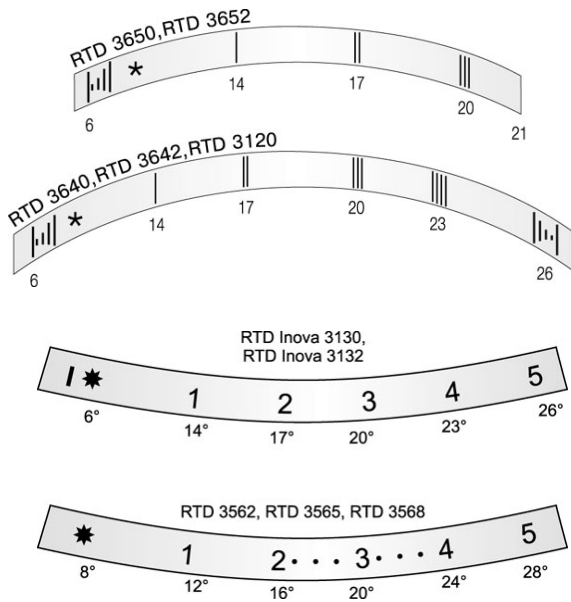


Рис. 17. Шкали настройки терморегуляторів Данфосс

потужність опалювального приладу (тим більший енергозаощаджувальний ефект).

Довговічність і температурна стійкість (стабільність) терморегулятора характеризується кількістю циклів перевірки механічної міцності, температурної довговічності, стійкості до температурних навантажень.

Механічну міцність визначають поворотом термостатичної головки в різних напрямках не менше 5000 раз. Зміщення температурної настройки термостатичної головки і зміна номінальної витрати теплоносія не повинні перевищувати після тестування відповідно 2°C і 20%.

Температурну довговічність перевіряють зміною не менше 5000 раз оточуючих термостатичну головку температур — з 15°C на 25°C. Зміщення температурної настройки термостатичної головки не повинно перевищувати після тестування 2°C, а зміна номінальної витрати — 20%.

Стійкість до температурних навантажень перевіряють в умовах швидко змінних температур з +50°C до -20°C, потім до +40°C. Зміщення температурної настройки термостатичної головки і зміна номінальної витрати теплоносія не повинні перевищувати відповідно 1,5°C та 20%.

Таблиця 3.

Техніко-економічне обґрунтування вибору терморегуляторів

Характеристика	Значення параметра за EN 215 ч. 1	Тип терморегулятора – Данфосс RTD-N15
1	2	3
1. Опірність вигинаючому моменту, Пм ($d_y=15$)	≥ 120	500
2. Міцність обертальному моменту, Нм	≥ 8	15
3. Міцність на згинальний момент, Н	≥ 250	825
4. Кількість положень настройки	—	14
5. Підтримувана температура повітря, °С: - максимальна - мінімальна	≤ 32 $\geq 5; \leq 12$	21;26;28 6; 8
6. Гістерезис, °С	≤ 1	0,3...0,4
7. Вплив збільшення перепаду тиску на 10 кПа, °С	$\leq 0,2$	$\leq 0,1$
8. Вплив статичного тиску, °С/кПа	$\leq 1/990$	0,053/990
9. Різниця між теоретичною і реальною температурами закриття і відкриття терморегулятора, °С	$\leq 0,8$	0,2
10. Вплив на терморегулятор з передавальною ланкою збільшення температури навколишнього середовища на 10 °С, °С	$\leq 1,5$	0,26
11. Вплив зміни температури теплоносія на 30 °С, °С: - для терморегуляторів із вбудованим датчиком температур; - для терморегуляторів з передавальною ланкою	$\leq 1,5$ $\leq 0,75$	0,65 0,32
12. Час запізнювання, хв	≤ 40	12...15
13. Механічна міцність: - кількість циклів; - зміщення настройки, °С; - зміна номінальної витрати, %	≥ 5000 ≤ 2 ≤ 20	10^6 0,8 ≤ 20
14. Температурна довговічність: - кількість циклів; - зміщення настройки, °С; - зміна номінальної витрати, %	≥ 5000 ≤ 2 ≤ 20	≥ 5000 0,4 ≤ 20

Закінчення табл. 3

1	2	3
15. Стійкість до температурного навантаження: - температурний цикл, °С; - зміщення настройки, °С; - зміна номінальної витрати, %	+50 → → -20 → → +40 ≤1,5 ≤20	+50 → → -20 → → +40 ≤1,5 ≤20
16. Опірність тиску, течіестійкість змонтованого терморегулятора, МПа: - робочий тиск; - випробуваний тиск	– на один ступінь вище робочого тиску	1,0 1,6

Наявність вищенаведених тестувань підтверджує високу стабільність роботи терморегуляторів протягом тривалого часу експлуатації із заданою точністю, без самовільного зміщення температурної настройки і без погіршення робочих характеристик.

При техніко-економічному порівнянні термостатичних регуляторів для системи опалення рекомендується провести аналіз на відповідність їх характеристик рекомендованим EN 215 ч.1 значенням, наведеним у табл. 3.

За результатами таблиці оцінюють економічність вибраного терморегулятора. Орієнтовно приймають енерговитрати, що припадають на один градус перевищення установленної температури повітря приміщення, рівними 5...6% використаної теплоти за опалювальний період.

3.2.3. Технічні дані терморегуляторів

Виробник терморегуляторів за необхідності надає такі характеристики:

- мінімальне значення температурної настройки;
- найвищий допустимий статичний тиск;
- найвищий допустимий перепад тисків;
- номінальну витрату G_N (номінальну пропускну здатність k_v);

- для терморегуляторів з попередньою настройкою:
 - а) значення попередньої настройки і відповідні їм характеристичні витрати (характеристичні пропускні здатності k_{vi});
 - б) допустимі значення витрат для кожної попередньої настройки;
- найвищу допустиму температуру теплоносія, якщо вона нижче 120 °С;
- діаграму втрат тиску ΔP в залежності від витрати G (рис.18)

$$\Delta P = f(G)$$

з щонайменше для двох зон пропорційності 1К та 2К при проміжному положенні температурної настройки термостатичної головки. Для терморегуляторів з попередньою настройкою ці залежності повинні бути указані для кожної настройки. Крім того, повинна бути залежність $\Delta P = f(G)$, яка характеризує втрати тиску на терморегуляторі без урахування втрати тиску в регульовальному перерізі від витрати теплоносія (при максимальному піднятому положенні конуса клапана). Вона визначається за вимірюванням максимальної витрати теплоносія (для терморегуляторів без попередньої настройки — відповідно параметра k_{vs} ; для терморегуляторів з попередньою настройкою — шляхом обмеження ходу штока або обмеження за допомогою дроселя — відповідно параметра $k_{vs,i}$, де i — значення настройки);

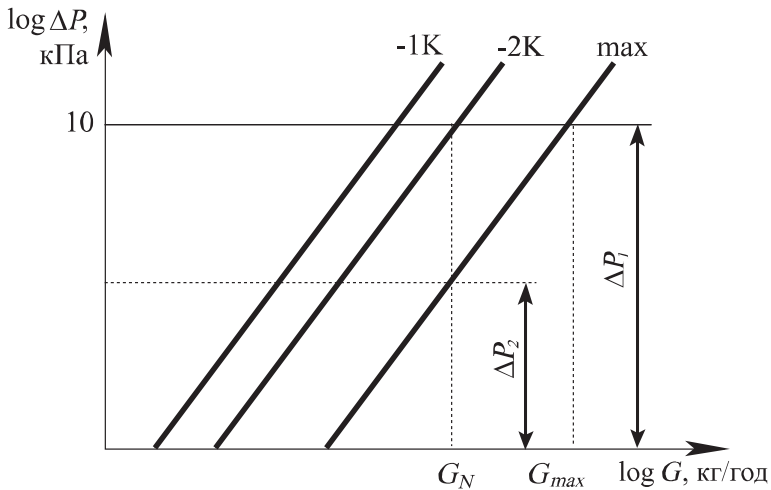


Рис. 18. Залежність втрат тиску від витрати теплоносія у терморегуляторі

- застосування захисного ковпачка;
- значення внутрішнього авторитету a_g регульованого перетину при номінальній витраті або при характеристичній витраті для терморегуляторів з попередньою настройкою.


3.2.4. Авторитети терморегулятора

В стандартах та технічній літературі по радіаторним терморегуляторам використовуються три поняття авторитету:

- a_g — (внутрішній) авторитет терморегулятора, що визначається відповідно до EN 215 ч.1;
- a_z — зовнішній авторитет терморегулятора (рекомендований діапазон якого, відповідно до польської технічної літератури [14], — 0,3...0,7);
- a^* — загальний авторитет терморегулятора, який є результатом множення параметра a_g на a_z .

Сьогодні все більшого поширення набуває метод гідравлічного розрахунку з урахуванням лише зовнішнього авторитету терморегулятора. Цей метод хоча і не має однозначного теоретичного підходу, однак перевірений практикою проектування у західних та східноєвропейських країнах і дає хороші показники енергозбереження. Базові рівняння даного методу в тексті окреслені рамками.

Подальші теоретичні викладки автора є дискусійними. Вони ґрунтуються на тих же базових рівняннях, але визначають інші діапазони авторитетів терморегуляторів і тому можуть застосовуватися після практичного підтвердження. На думку автора, вони глибше розкривають фізичний зміст гідравлічних і теплових явищ в системі опалення. Альтернативні рівняння у тексті надалі зазначені без рамок.

 *Жодна методика гідравлічного розрахунку з урахуванням авторитетів терморегулятора не є нормативною в Україні.*

3.2.4.1. Внутрішній авторитет терморегулятора

Регулювання трубопровідних систем і керування потоками теплоносія в них здійснюють запірно-регулюючою арматурою, у тому числі терморегуляторами, що мають отвори змінного прохідного перерізу. Від їх розмірів залежить гідравлічний опір — тиск за ними.

При малих прохідних перерізах найнезначніші їх зміни приводять до значного зростання опору, і навпаки, — при більш відкритих отворах опір змінюється незначно. Звідси витікає: закривання термостатичного клапана з максимально відкритого положення спочатку має незначний вплив; закривання більше ніж на половину — стає впливовішим; нарешті, при закриванні більш ніж на $2/3$ незначні зміни положення конуса клапана визивають значну зміну опору і відповідну зміну кількісного регулювання теплоносія, що надходить до опалювального приладу. Ця залежність завжди використовується проектувальниками регулюючих і керуючих гідравлічних пристроїв, а також експлуатаційниками при маніпулюванні запірно-регулюючою арматурою. Стосовно терморегуляторів вона визначається поняттям внутрішнього авторитету, яке з конструктивної точки зору характеризує ступінь (міру) відкриття прохідного отвору.

А. Визначення за EN 215 ч.1

Внутрішній авторитет терморегулятора a_g — відношення втрат тиску, визваних початковим (конструктивним) перекриттям конусом клапана прохідного перетину отвору (щілини між сідлом і конусом клапана при його проміжному положенні), які характеризуються різницею $\Delta P_1 - \Delta P_2$ (див. рис. 18), до втрат тиску ΔP_1 на термостатичному клапані

$$a_g = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_2}{\Delta P_1}, \quad (3)$$

де ΔP_1 — загальні втрати тиску на терморегуляторі, кПа; виробники приймають рівними 10 кПа у відповідності до європейської методики тестування EN 215 ч.1; ΔP_2 — втрати тиску при номінальній витраті G_N на терморегуляторі без втрат тиску в регульованому отворі (при максимально відкритому клапані).

Значення внутрішнього авторитету відповідно EN 215 ч.1 визначають за формулою (3), при цьому діапазон значень не регламентують.

Даний параметр в явному вигляді існуючих європейських методів гідравлічного розрахунку не застосовують. Тому в технічних характеристиках терморегуляторів його переважно не надають. Особливо це стосується терморегуляторів з попередньою настройкою для двотрубних систем опалення.

Б. Трактуювання внутрішнього авторитету, запропоноване автором

На думку автора, невикористання внутрішнього авторитету в європейських методиках суттєво спрощує розрахунок, але може мати місце лише за принципово однакових конструктивних рішень різними виробниками настройок терморегуляторів для двотрубних систем опалення, що в дійсності не так. Тому надалі до внутрішнього авторитету терморегуляторів приділяється більш прискіпливе ставлення.

Залежність (3), з урахуванням рівняння (2), приймає вигляд:

$$a_e = \frac{\frac{0,1G_N^2}{k_v^2} - \frac{0,1G_N^2}{k_{vs}^2}}{\frac{0,1G_N^2}{k_v^2}} = \frac{\frac{1}{k_v^2} - \frac{1}{k_{vs}^2}}{\frac{1}{k_v^2}} = 1 - \left(\frac{k_v}{k_{vs}}\right)^2 = 1 - \left(\frac{G_N}{G_{max}}\right)^2.$$

Із наведеного рівняння випливає, що при початковому (заводсько-му) розміщенні конуса клапана у положенні, яке розподіляє регульовані 100% (характеризовані параметром k_{vs}) потоку в пропорції – 70% (характеризовані параметром k_v) на закривання клапана і 30% (характеризовані різницею $k_{vs} - k_v$) на відкривання (див. рис.19), внутрішній авторитет становитиме $a_e=0,5$. За рівнянням (3) це означає, що із загальних втрат тиску ΔP_1 на терморегуляторі 50% втрачається за рахунок віддалення конуса клапана від максимально відкритого положення, характеризованого різницею $\Delta P_1 - \Delta P_2$, а решта 50% (ΔP_2) – на внутрішніх конструктивних особливостях проходу через термостатичний клапан. Таким чином, початково конус клапана знаходиться у певному проміжному положенні між позиціями «повністю відкрито» і «закрито».

Розподілення потоків у пропорції приблизно 50% на 50% можливе за авторитету $a_e = 0,7$, що є рекомендованою верхньою межею. За вищих значень робота терморегулятора починає не в повній мірі відповідати його основному призначенню з гідравлічної точки зору – пропорційному перекриванню надходження теплоносія до опалювального приладу. У такому випадку терморегулятор у більшій мірі починає керувати потоком при відкриванні, ніж при закриванні. Наближення значень авторитету до одиниці веде до зростання втрат тиску на терморегуляторі; виникнення ймовірності шумоутворення, оскільки конус клапана знаходиться ближче до сідла і регулювання відбувається на більших швидкостях теплоносія в регульованому перетині; зростання ймовірності кавітації та гідравлічних ударів і, як наслідок, – руйнування клапана;

виходу із зони пропорційного регулювання і зведенню його роботи до регулювання пропусками — положення «відкрито» або «закрито»; збільшення похибки регулювання; збільшення швидкості у трубопроводах вище межі шумоутворення при відкриванні терморегулятора. Таким чином, при виборі терморегулятора необхідно, щоб виконувалася залежність $k_{vs} \leq 2k_v$.

Розподілення потоків у пропорції приблизно 80% на закривання і 20% на відкривання можливе за авторитету $a_v = 0,3$. При нижчих значеннях робота терморегулятора зводиться тільки до закривання, причому не зовсім ефективному. Конус клапана знаходиться ближче до позиції «повністю відкрито», тобто починається регулювання отвору з неефективної зони і порушується пропорційність регулювання.

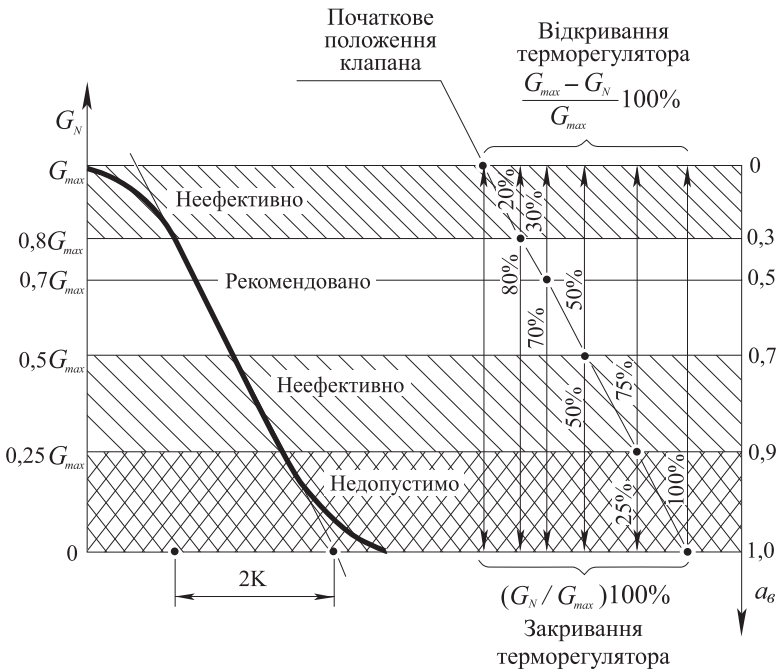


Рис. 19. Вплив внутрішнього авторитету терморегулятора для двотрубних систем на потокорозподілення

Терморегулятор повинен в рівній мірі працювати на закривання і на відкривання. У першому випадку відбувається недопущення перегрівання приміщення, у другому — переохолодження. Аналіз впливу

внутрішнього авторитету на ефективність підтримання заданої температури у приміщенні здійснюють за пропорційністю між гідравлічною характеристикою терморегулятора і теплотехнічною характеристикою опалювального приладу. Відчутне порушення пропорційності (відхилення від теоретичних прямих) починається приблизно при витратах менших за 20% і більших за 80% від максимальної, відповідної k_{vs} . Перевищення зазначеного діапазону призводить до зростання невідповідності регулювання температури приміщення, а отже, — зниження енергоефективних і санітарно-гігієнічних показників.

Результуючий вплив потокорозподілення терморегулятором на ефективність роботи системи опалення в залежності від його внутрішнього авторитету (визначального положення конуса клапана) показано на рис. 19. Основою визначення ефективного діапазону значень внутрішнього авторитету є характерні значення витрати теплоносія на кривій регулювання терморегулятора відповідно до EN 215 ч. 1 (див. рис. 16).

При виборі терморегулятора діапазон внутрішнього авторитету повинен укладатись у рекомендований діапазон зони пропорційності $Xp = 1...2K$, що визначає початкову придатність терморегулятора до ефективної роботи. Але вибір такого регулятора не означає його ефективну роботу в реальних умовах. Для цього треба забезпечити збереження конструктивно закладених функціональних якостей, створивши сприятливі умови для його роботи, які визначаються зовнішнім a_z і перевіряються загальним a^* авторитетами терморегулятора.

Слід звернути увагу на те, що для конструкцій терморегуляторів з попередньою настройкою шляхом зміщення положення штока для кожної позиції настройки буде відповідне значення внутрішнього авторитету. Це накладає певні гідравлічні обмеження на можливість ув'язування циркуляційних кілець та ускладнює проектування із забезпечення умов ефективної роботи терморегуляторів.

Для терморегуляторів Данфосс з попередньою настройкою дроселем внутрішній авторитет залишається практично незмінним, що утворює взаємозв'язок між гідравлічними характеристиками настройок

$$1 - \left(\frac{k_{vN}}{k_{vsN}} \right)^2 = 1 - \left(\frac{k_{vi}}{k_{vsi}} \right)^2 = a_g = const,$$

де k_{vN} та k_{vsN} - номінальна і максимальна пропускні здатності при настройці терморегулятора, відповідній максимально відкритому положен-

ню дроселя (N); k_{vs_i} та k_{vs_i} — те саме, відповідній i -тому положенню дроселя (від 1 до 7 з кроком 0,5).

Внутрішній авторитет терморегулятора характеризує частки максимально можливої витрати теплоносія, які припадають на процеси закривання та відкривання клапана від номінального положення при забезпеченні постійної втрати тиску, що дорівнює 10 кПа.

3.2.4.2. Зовнішній авторитет терморегулятора

Ефективна робота терморегулятора пов'язана як із задекларованими виробниками його характеристиками, так і з умовами, в яких він працює. Дані умови створюють не тільки при експлуатації, а й при проектуванні. Головна мета останнього — досягнення пропорційності регулювання тепловіддачею опалювального приладу, тобто відповідної реакції терморегулятора на зміну температури повітря у приміщенні. Пропорційність, насамперед, характеризують певними гідравлічними співвідношеннями. Початково вони задаються виробником. Задача проєктанта — забезпечити їх досягнення в реальній системі опалення.

Потокорозподілення терморегулятора в системі опалення залежить від втрат тиску в циркуляційному кільці [15, 16]. Підтвердженням зміни поточкорозподілення за різних значень зовнішніх авторитетів може бути також рис. 20. На ньому зображено діаграми втрат тиску від витрати теплоносія, аналогічно рис. 18, для однакових терморегуляторів (у всіх внутрішній авторитет $a_6 = 0,5$ і рівні номінальні витрати G_N та втрати тиску ΔP_1), але розміщених у трьох циркуляційних кільцях системи опалення з різними втратами тиску, позначеними $\Delta P'$, $\Delta P''$ та $\Delta P'''$, і відповідно з різними зовнішніми авторитетами a_3' , a_3'' та a_3''' . Активна складова втрати тиску від розташування штока в номінальному (проміжному) положенні, охарактеризована різницею $\Delta P_1 - \Delta P_2$, а пасивна — втратою тиску в решті елементах кільця, в тому числі ΔP_2 .

Логарифмічна система координат дає наочність зміщення гідравлічних характеристик, позначених G'_{max} , G''_{max} та G'''_{max} максимально відкритих конструктивно однакових терморегуляторів відносно характеристик — 2К, розташованих у різних зонах порядкових значень $\Delta P'$, $\Delta P''$ та $\Delta P'''$, і наочність зміни співвідношення поточкорозподілення. Характеристика *max* даного рисунку, на відміну від рис. 18, визначає всі пасивні втрати тиску в циркуляційному кільці, у тому числі і пасивну складову терморегулятора.

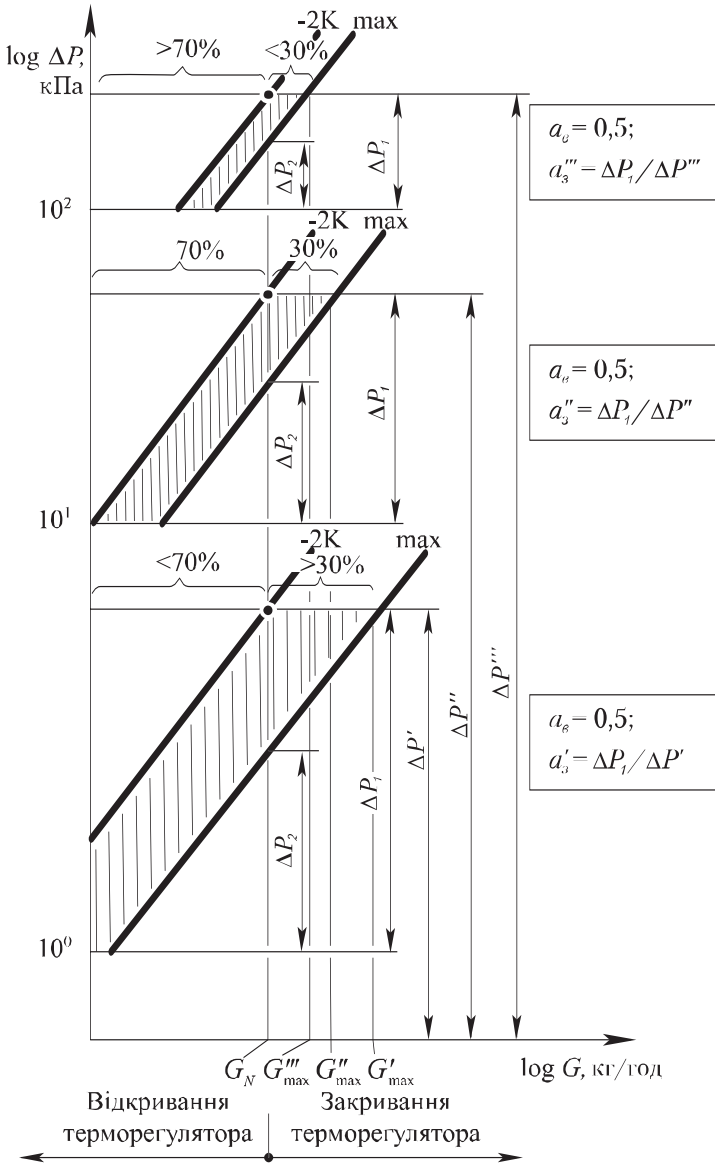


Рис. 20. Вплив зовнішнього авторитету терморегулятора на потікорозділення

Продуктивна керованість потоками теплоносія відбувається при оперуванні $50\pm 20\%$ наявного тиску. Такий діапазон повинен бути забезпеченим у відношенні до втрат тиску в циркуляційному кільці ΔP , в якому і встановлений терморегулятор (див. рис. 21), тобто $a_3 = 0,3...0,7$.

Для наочності розрахунків та оперативності маніпулювання при ув'язуванні циркуляційних кілець, збереження визначальних регулювальних характеристик терморегулятора в системі опалення, в пропонуваніх комп'ютерних програмах використовують лише поняття зовнішнього авторитету a_3 терморегулятора

$$a_3 = \frac{\Delta P_1}{\Delta P} \quad (4)$$

Він характеризує відношення втрат тиску на терморегуляторі при номінальній витраті до гідравлічного опору кільця — опору системи в цілому, або підсистеми (стояка або приладової вітки із стабілізованим перепадом тиску). Схеми до визначення зовнішнього авторитету терморегулятора при використанні запірно-регулюючої арматури Данфосс показані на рис. 21.

У двотрубних системах опалення за європейськими методиками рекомендовані втрати тиску на терморегуляторах повинні становити 30...70% наявного циркуляційного тиску системи або підсистеми, що відповідає діапазону значень зовнішнього авторитету 0,3...0,7.

На думку автора, сталий діапазон значень зовнішнього авторитету не враховує конструктивних особливостей терморегуляторів різних виробників і не дає можливості максимально реалізувати їх позитивні якості.

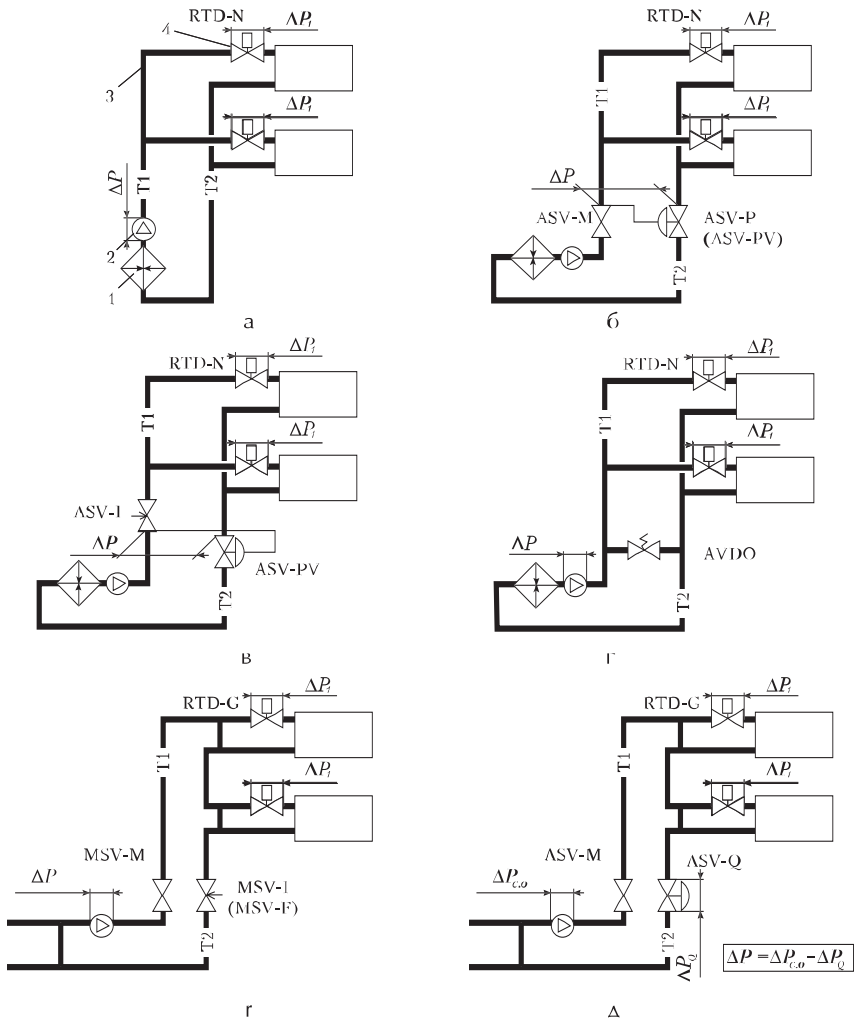


Рис. 21. Схеми до визначення зовнішнього авторитету терморегуляторів:

а — насосна незалежна; б та в — насосні незалежні з автоматичним регулятором перепаду тиску; г — насосна незалежна з перепускним клапаном; д — насосна залежна; е — те саме, з автоматичним регулятором витрати теплоносія; 1 — теплообмінник (котел); 2 — насос; 3 — трубопроводи; 4 — терморегулятор

3.2.4.3. Загальний авторитет терморегулятора

Загальний авторитет терморегулятора a^* , за визначенням західноєвропейської літератури, — це добуток його внутрішнього та зовнішнього авторитетів

$$\boxed{a^* = a_e a_s}, \quad (5)$$

при цьому відсутні фізичне тлумачення даного параметра та діапазон зміни його значень. Він також, як і внутрішній авторитет, не використовується у пропонованих комп'ютерних програмах.

Значення зовнішнього авторитету неявно пов'язує розподіл втрат тиску в циркуляційному кільці з втратами тиску $\Delta P_1 - \Delta P_2$ у рівнянні (3). Для їх явного визначення необхідно знайти добуток внутрішнього та зовнішнього авторитетів

$$a_e a_s = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_2}{\Delta P_1} \times \frac{\Delta P_1}{\Delta P} = a^*,$$

який є загальним авторитетом терморегулятора за рівнянням (5). Отже, загальний авторитет — частка розподілу втрат тиску на регульованому перерізі терморегулятора, визваного положенням штока і означеним як $\Delta P_1 - \Delta P_2$, від наявного тиску в системі або підсистемі опалення. Порівнюючи рівняння внутрішнього та загального авторитетів, приходимо до висновку про ідентичність: різниця полягає лише у відношенні їх до різних перепадів тисків. Причому рівняння загального авторитету набуває вигляду рівняння внутрішнього авторитету за умови забезпечення в системі або підсистемі опалення перепаду тиску, що дорівнює 10 кПа, тобто такому ж, як і при визначенні внутрішнього авторитету виробниками, що є неузгодженістю західноєвропейських підходів. Пропонований автором підхід дає змогу стверджувати, що загальний авторитет визначає розрахункове поточкорозподілення терморегулятора при його інсталяції в систему опалення. Тому всі тлумачення стосовно поточкорозподілення терморегулятора, які характерні для його внутрішнього авторитету, в повній мірі відносяться до поточкорозподілення в системі опалення, визваного вже загальним авторитетом. Саме тому автор стверджує, що діапазон загального авторитету становить 0,3...0,7. Таким чином

$$a^* = \frac{\Delta P_1 - \Delta P_2}{\Delta P} = 0,5 \pm 0,2. \quad (6)$$

Дане співвідношення можна охарактеризувати як коефіцієнт керуваності потоками, що визначає частку від наявного тиску системи або

підсистеми опалення, котра припадає на конус клапана при його русі з номінального до повністю відкритого положення. Для проектувальника це співвідношення є перевіркою вірності гідравлічного розрахунку при визначенні наявного тиску в циркуляційному кільці, половину якого необхідно втратити на терморегуляторі при номінальному потоці без втрат тиску в регульованому перетині отвору. Діапазон значень зовнішнього авторитету при цьому залежить від конструктивних особливостей терморегулятора, характеризованих його внутрішнім авторитетом. За допомогою варіювання зовнішнього авторитету є можливість досягти оптимального загального авторитету.

З даних рівнянь випливає, що у кінцевому результаті немає значення, які складові початково входять до втрат тиску ΔP_1 . Ними можуть бути втрати, утворювані або лише внутрішніми конструктивними особливостями термостатичного клапана, як у RTD-G, або разом узятого з дроселем, як у RTD-N, або разом узятого з комплектом приєднання, як у RTD-K. Головне, щоб при розрахунках і перевірках розглядався даний елемент в цілому.

Пропонований підхід нарешті дає змогу обґрунтувати рекомендовані перепади тиску на терморегуляторі, що для проектувальника є найголовнішим із усього вищесказаного.

Виходячи із значення внутрішнього та пропонованих значень загального авторитету, знаходять допустимий діапазон проектного вибору втрат тиску на терморегуляторі. Для цього необхідно визначити втрати тиску в системі або автоматично підтримуваний перепад тиску в її частинах (див. п. 11.6.1 та 11.6.2), а також верхню межу робочого діапазону терморегулятора з умови шумонеутворення (див. п.р. 11.1).

Приклад. *Вихідні дані: двотрубна система опалення житлового будинку з терморегуляторами; номінальна пропускна здатність терморегулятора при максимальній настройці $k_v = 0,6 (\text{м}^3/\text{год})/\text{бар}^{0,5}$; максимальна характеристична пропускна здатність при даній настройці $k_{vs} = 0,9 (\text{м}^3/\text{год})/\text{бар}^{0,5}$; перепад тиску на терморегуляторі, при якому досягається еквівалентний рівень звуку по шуму 30 дБА (див. п.р. 11.1) $\Delta P_{\text{тш}} = 27 \text{ кПа}$; максимальний розвиваємий тиск нерегульованого насоса $\Delta P_{\text{нmax}} = 25 \text{ кПа}$; наявний тиск системи опалення $\Delta P = 20 \text{ кПа}$ (прийнято орієнтовно для заданого насоса за максимальним коефіцієнтом корисної дії (ккд)).*

Необхідно визначити діапазон втрат тиску на терморегуляторі для проектного підбору.

Рішення. Розрахункова схема системи опалення за рис. 21,а — оскільки $\Delta P_{n_{\max}} < \Delta P_{T_{\text{ли}}}$ (детальніше див. р. 11).

1. Внутрішній авторитет терморегулятора

$$a_g = 1 - \frac{k_v^2}{k_{\text{вс}}^2} = 1 - \frac{0,6^2}{0,9^2} = 0,56 .$$

2. Зовнішній авторитет терморегулятора

$$a_z = \frac{a^*}{a_g} = \frac{0,3...0,7}{0,56} = 0,54...1 .$$

Виходячи з області допустимих значень зовнішнього авторитету $0 < a_z \leq 1$, визначаємо для даного терморегулятора верхню межу загального авторитету $a^* = a_g = 0,56$. Отримане при цьому $a_z = 1$ означає, що весь наявний тиск в системі опалення може бути втраченим на терморегуляторі даної конструкції без порушення його ефективної роботи. Таке можливе при близькому розташуванні терморегулятора до насоса (у других схемах — до регулятора перепаду тиску).

Діапазон значень зовнішнього авторитету визначає частку наявного тиску, яка повинна бути втрачена на терморегуляторі, або у відсотках — 54...100%. Залишок втрат, а саме: 0...46%, повинен бути розподілений між рештою елементів системи опалення циркуляційного кільця.

3. Проектний діапазон втрат тиску на терморегуляторі

$$\Delta P_1 = a_z \times \Delta P = (0,54...1) \times 20 = 10,8...20 \text{ кПа} .$$

Верхня межа робочого діапазону відповідає максимально розвиваємому тиску насоса $\Delta P_{n_{\max}} = 25$ кПа, нижня — робочій точці на характеристиці насоса при характеристиці системи опалення, визначеній за $k_{\text{вс}}$ терморегулятора (див. рис. 34).

При використанні найменших насосів або найменших настройок регуляторів перепаду тиску ASV-PV ($\Delta P = 5$ кПа) діапазон проектного вибору розглянутого терморегулятора становитиме 2,7...5 кПа. За таким підходом визначають мінімальне значення проектного вибору перепаду тиску на терморегуляторі в насосній системі. При виборі насоса з максимально розвиваємым тиском або автоматично підтримуваним у вузлі його обв'язки, вищим за верхню межу шумоутворення терморегулятора, необхідно обов'язково застосовувати автоматичні засоби стабілізації перепаду тиску стояків або приладових віток на рівні, що не перевищують цієї межі. Її не слід збільшувати за рахунок невикористання терморегуляторів з максимальними настройками, оскільки із зменшенням настройки зростають відносна похибка регулювання і вірогідність

засмічення. Отже, діапазон проектних (розрахункових) втрат тиску для забезпечення шумонеутворювання та ефективної роботи терморегуляторів у процесі їх експлуатації є змінним і залежить від конкретного типу терморегулятора, призначення приміщення та системи опалення.

Розглянутий вище приклад є ідеалізованим, так як не враховує досконалості технології виготовлення терморегуляторів і, відповідно, похибку регулювання. У практичному використанні отримані виробниками значення можуть бути дещо підкоригованими з урахуванням ймовірності збігу негативних факторів.

Розміщення терморегулятора в системі опалення приводить до зміни конструктивно закладеної в ньому пропорції розподілу теплоносія на процеси закривання і відкривання клапана, визначеної внутрішнім авторитетом. Коригування остаточного потокорозподілення в терморегуляторі, характеризуваного загальним авторитетом, здійснюють шляхом варіювання втратами тиску в циркуляційному кільці — зовнішнім авторитетом.

Робочий діапазон втрат тиску на терморегуляторі відрізняється від діапазону його проектного вибору.

3.2.5. Вибір терморегуляторів

- 1. Вибір терморегуляторів здійснюють за характеристиками, відповідними значенням, наведеним у табл. 3. Для двотрубних систем опалення вибирають терморегулятори Данфосс типів RTD-N, RTD-K та вмонтований; для однострубних — RTD-G, RTD-KE та вмонтований.*
- 2. Визначення гідравлічних характеристик терморегулятора належить здійснювати згідно з діаграмами виробника.*
- 3. Зона пропорційності не повинна перевищувати 2K і бути нижчою за 1K. Вибір здійснюють при 2K.*
- 4. Діапазон втрат тиску на терморегуляторах визначають за рекомендованим діапазоном зовнішнього авторитету — $a_z = 0,3...0,7$.*
- 5. Використання налаштувань терморегуляторів від 1 до 2 в гідравлічно залежних від теплової мережі системах опалення і невідповідній якості теплоносія є небажаним.*

Зазначені параметри вибору терморегуляторів за п.п. 4 є відображенням західноєвропейських методик і не в повній мірі відповідають пропонованим автором підходам, згідно до яких діапазон втрат тиску на терморегуляторах визначають за рекомендованим діапазоном загального авторитету, котрий для двотрубних систем опалення — $a^* = 0,3...0,7$.