

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**М.Ф.Боженко**

**ВОДОГРІЙНІ КОТЕЛЬНІ  
ДЛЯ СИСТЕМ  
ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТА  
ПОМІРНО-ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО  
ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра і магістра за  
освітніми програмами «Промислова та муніципальна теплоенергетика і  
енергозбереження» і «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки  
електростанцій» спеціальності 144 «Теплоенергетика»*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2022

Рецензенти: *Дешко В.І.*, д-р техн. наук, проф., проф. каф. теплотехніки та енергозбереження Навчально-наукового інституту енергозбереження та енергоменеджменту КПІ ім. Ігоря Сікорського  
*Васильченко Г.М.*, канд. техн. наук, доц., доц. каф. хімічного, полімерного і силікатного машинобудування  
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Відповідальний редактор *Фуртат І.Е.*, канд. техн. наук, доц.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол №4 від 07.04.2022 р.)  
за поданням Вченої ради Теплоенергетичного факультету (протокол № 6 від 31.01.2022 р.)*

Електронне мережне навчальне видання  
*Боженко Михайло Федорович*, канд. техн. наук, доц.

## **ВОДОГРІЙНІ КОТЕЛЬНІ ДЛЯ СИСТЕМ ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТА ПОМІРНО-ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

Водогрійні котельні для систем децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 5,021 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 170 с.

У посібнику наведені методики розрахунків теплових навантажень споживачів; теплові схеми котельень і методики їх розрахунків, вибору основного та допоміжного обладнання. Подано методики визначення висоти димової труби, розрахунків водопідготовки, газопостачання, опалення і вентиляції котельень, техніко-економічні показники котельень. Список використаної літератури налічує 32 найменування, у тому числі діючі нині в Україні Державні будівельні норми та Державні стандарти. Для здобувачів ступеня бакалавра і магістра за освітніми програмами «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження» і «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій» спеціальності 144 «Теплоенергетика».

© М.Ф.Боженко, 2022

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022

## ЗМІСТ

|   |    |
|---|----|
| <b>Вступ</b> .....  | 5  |
| <b>Розділ перший. Теплові навантаження споживачів</b> .....                                     | 6  |
| 1.1. Витрати теплоти на опалення .....  | 6  |
| 1.2. Витрати теплоти на вентиляцію .....  | 12 |
| 1.3. Витрати води і теплоти на гаряче водопостачання.....                                       | 14 |
| <b>Розділ другий. Теплові схеми котелень</b> .....  | 22 |
| 2.1. Загальні відомості про теплові схеми .....   | 22 |
| 2.2. Приклади теплових схем водогрійних котелень для закритих систем<br>теплопостачання .....   | 22 |
| 2.3. Температурні графіки теплових мереж .....  | 29 |
| 2.4. Вихідні дані до розрахунку теплових схем .....   | 31 |
| 2.5. Методика розрахунку теплових схем .....  | 33 |
| <b>Розділ третій. Розрахунки та вибір основного і допоміжного обладнання<br/>котелень</b> ..... | 39 |
| 3.1. Вибір типу та кількості водогрійних котлів .....   | 39 |
| 3.2. Вибір насосів .....  | 45 |
| 3.2.1. Насоси мережної води .....   | 45 |
| 3.2.2. Насоси підживлюваної води .....  | 49 |
| 3.3. Теплообмінники .....   | 53 |
| 3.3.1. Вибір ємнісних водонагрівачів гарячого водопостачання .....                              | 53 |
| 3.3.2. Вибір пластинчастих теплообмінників для опалення і гарячого<br>водопостачання .....      | 64 |
| 3.4. Трубопроводи і запірно-регулювальна арматура .....   | 77 |
| 3.4.1. Вибір трубопроводів .....  | 77 |
| 3.4.2. Триходові регулювальні клапани .....   | 80 |
| 3.5. Розширювальні баки .....   | 83 |
| 3.6. Гідравлічні розподілювачі .....  | 87 |
| <b>Розділ четвертий. Димові труби в котельнях</b> .....   | 92 |

|  |            |
|--|------------|
| 4.1. Загальні відомості .....  | 92         |
| 4.2. Методика визначення висоти димової труби в котельнях при природній тязі ..... | 93         |
| <b>Розділ п'ятий. Підготовка води в котельнях .....</b>                            | <b>107</b> |
| 5.1. Загальні відомості .....  | 107        |
| 5.2. Схема натрій-катіонування з хімічною деаерацією .....                         | 109        |
| 5.2.1. Пом'якшення води в <i>Na</i> – катіонітових фільтрах .....                  | 109        |
| 5.2.2. Хімічна деаерація води .....  | 119        |
| 5.3. Установки зворотного осмосу .....   | 122        |
| <b>Розділ шостий. Газопостачання котелень .....</b>                                | <b>130</b> |
| 6.1. Загальні відомості .....  | 130        |
| 6.2. Витрати природного газу .....   | 133        |
| 6.3. Гідрравлічний розрахунок газопроводів .....                                   | 134        |
| 6.4. Вибір обладнання системи газопостачання .....                                 | 137        |
| 6.4.1. Вибір обладнання ГРУ .....  | 137        |
| 6.4.2. Вибір іншого газового обладнання в котельні .....                           | 144        |
| <b>Розділ сьомий. Опалення і вентиляція котельних .....</b>                        | <b>146</b> |
| 7.1. Теплова потужність системи опалення .....                                     | 146        |
| 7.2. Втрати теплоти зовнішніми огороженнями .....                                  | 146        |
| 7.3. Теплові надходження до приміщень котельні .....                               | 147        |
| 7.4. Витрати теплоти на вентиляцію .....   | 149        |
| 7.5. Вибір обладнання систем опалення і вентиляції .....                           | 151        |
| <b>Розділ восьмий. Техніко-економічні показники котелень .....</b>                 | <b>153</b> |
| 8.1. Енергетичні показники котелень .....  | 153        |
| 8.2. Економічні показники котелень .....   | 155        |
| 8.3. Режимні показники роботи котелень .....                                       | 159        |
| <b>Список використаної літератури. ....</b>  | <b>160</b> |
| <b>Додаток. ....</b>   | <b>164</b> |

## ВСТУП

Навчальними планами для студентів першого (бакалаврського) та другого (магістерського) рівнів вищої освіти, що навчаються за освітньо-професійними програмами «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження» і «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій» спеціальності 144 «Теплоенергетика», передбачено виконання атестаційних робіт. Це можуть бути дипломний проект (ДП) або дипломна робота (ДР) для бакалаврів чи магістерська дисертація (МДп) для магістрів.

Серед різноманіття тематики ДП і МДп поширеною є така як «Проектування, реконструкція, модернізація або переоснащення котелень для централізованого та децентралізованого теплопостачання споживачів житлового масиву, групи будівель, промислового вузла або окремих житлових, громадських чи промислових будівель» [1].

В посібнику [2] наведені методика розрахунків теплових навантажень споживачів за збільшеними показниками; теплові схеми котелень для централізованого теплопостачання, методики їх розрахунків, а також вибір основного і допоміжного обладнання.

В даному посібнику наведені розрахунки теплових навантажень споживачів за точними методиками; теплові схеми котелень для децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання і методики їх розрахунків, вибору основного та допоміжного обладнання. Також для цих котелень наведені методики визначення висоти димової труби; розрахунків водопідготовки, паливопостачання, утилізації теплоти димових газів, опалення і вентиляції.

У деяких випадках подано приклади відповідних розрахунків, що є корисною інформацією при дистанційному виконанні дипломного проекту студентами.

В додатку наведені таблиці деяких довідково-нормативних даних, необхідних при виконанні практичних розрахунків.

РОЗДІЛ ПЕРШИЙ  
ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ СПОЖИВАЧІВ

### 1.1. Витрати теплоти на опалення

Розрахункам підлягають максимальні, середні і річні витрати теплоти на опалення.

#### 1.1.1. Максимальні (розрахункові) витрати теплоти на опалення

Відомо, що максимальні витрати теплоти на опалення приміщень можуть бути визначені за збільшеними показниками та за точним методом.

Перший спосіб використовують, коли відсутні побудовані будівлі, або їх проекти.

Оскільки проектування, реконструкція, розширення чи модернізація опалювальних водогрійних котелень для децентралізованого та помірно-централізованого тепlopостачання практично завжди здійснюється для наявних будівель, то розрахункові витрати теплоти на опалення ( $Q_o$ , кВт) визначають за точним методом, тобто за втратами теплоти зовнішніми огороженнями приміщень ( $Q_{втр}$ , кВт).

Згідно з методикою, яка наведена в навчальному посібнику [3], "теплові втрати приміщеннями житлових, громадських та промислових будівель, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою"

$$Q_{втр} = \Sigma Q_{обг.i} + Q_{інф}, \quad (1.1)$$

де  $\Sigma Q_{обг.i}$  – "сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції (зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, перекриття для останнього поверху, підлогу для першого поверху), кВт" [3];  $Q_{інф}$  – "витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, яке надходить до приміщень, кВт" [3].

"Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції складаються з основних та додаткових і розраховуються для кожного елемента огорожувальної конструкції, наприклад, за формулою" [3]

$$Q_{обг.i} = K_i F_i \Delta t_i (1 + \Sigma \beta)_i n_i \cdot 10^{-3}, \quad (1.2)$$

де  $K_i$  – "коефіцієнт теплопередачі окремого елемента огорожувальної конструкції, Вт/(м<sup>2</sup>·К)" [3];  $F_i$  – "поверхня елемента огорожувальної конструкції, що передає теплоту, м<sup>2</sup>" [3];  $\Delta t_i$  – "розрахункова різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям, °С" [3];  $n_i$  – "поправковий коефіцієнт на розрахункову різницю температур, залежить від геометричного положення елемента огорожувальної конструкції або його типу";  $\Sigma\beta$  – "додаткові втрати теплоти в частках до основних" [3].

"Коефіцієнт теплопередачі окремого елемента огорожувальної конструкції, Вт/(м<sup>2</sup>·К), що входить до формули (1.2), розраховується за формулою" [3]

$$K = \frac{1}{r_i} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3}}, \quad (1.3)$$

де  $r_i$  – "питомий термічний опір теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, (м<sup>2</sup>·К)/Вт" [3];  $\alpha_{\text{вн}}$  та  $\alpha_3$  – "коефіцієнти тепловіддачі для внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, Вт/(м<sup>2</sup>·К)" [3];  $\delta_i$  та  $\lambda_i$  – "товщина (м) та теплопровідність (Вт/(м·К)) матеріалів окремих шарів огорожень" [3].

"Теплопровідність деяких будівельних матеріалів огорожувальних конструкцій та приведений опір теплопередачі склопакетів" з посиланням на ДБН В 2.6 – 31: 2006 наведені в [3].

"Для деяких типових огорожувальних конструкцій будівель, що були споруджені ще в двадцятому столітті, або на початку двадцять першого, при відомих використаних матеріалах та їх товщинах і визначених з таблиць значеннях теплопровідності, а також коефіцієнтах тепловіддачі  $\alpha_{\text{вн}}$  та  $\alpha_3$ , були розраховані коефіцієнти теплопередачі таких огорожень", які з посиланням на роботу [4] наведені в [3].

Для нових будівель, що споруджені або споруджуються у двадцять першому столітті, коефіцієнти теплопередачі окремих огорожень слід розраховувати за наведеною вище формулою (1.3), при цьому потрібно

мати на увазі наступне.

"При проектуванні теплоізоляційної оболонки опалюваних будинків та споруд для зовнішніх огороджувальних конструкцій, а також і внутрішніх конструкцій, що розділяють приміщення, температура повітря в яких відрізняється на 3 °С та більше, приведений опір теплопередачі непрозорої огороджувальної конструкції чи непрозорої частини огороджувальної конструкції та світлопрозорої огороджувальної конструкції,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$  ( $R_{\Sigma \text{пр}}$ ) повинен бути не менше за мінімальне допустиме значення опору теплопередачі непрозорої огороджувальної конструкції чи непрозорої частини огороджувальної конструкції або мінімальне значення опору теплопередачі світлопрозорої огороджувальної конструкції,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$  ( $R_{q \text{ min}}$ ) " [5].

Значення величин  $R_{q \text{ min}}$  для різних видів огороджувальних конструкцій житлових та громадських будівель, а також видів огороджувальних конструкцій і тепловологісного режиму експлуатації промислових будівель, для першої та другої температурних зон України, з посиланням на [5] наведені в [3].

"Розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої  $\alpha_{\text{вн}}$  та зовнішньої  $\alpha_3$  поверхонь огороджувальних конструкцій" різних типів, що входять до формули (1.3), наведені в [3].

Поверхні зовнішніх огорожень ( $F_i, \text{м}^2$ ), що входять до формули (1.2), визначаються наступним чином: "поверхні зовнішніх стін - за зовнішніми розмірами, поверхні вікон – за розмірами у світлі, поверхні перекриття (підлоги) – за внутрішніми розмірами" [3].

Визначення різниці температур ( $\Delta t_i, ^\circ \text{C}$ ), що входить до формули (1.2):

"Якщо висота приміщення  $H_{\text{п}} \leq 4$  м (наприклад, житлові будівлі), то різниця температур визначається за формулою" [3]

$$\Delta t = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}, \quad (1.4)$$

де  $t_{\text{вн}}$  - розрахункова температура внутрішнього повітря приміщень, °С (в



залежності від типу приміщень визначається за [3]);  $t_{p.o}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, ° С (для різних населених пунктів України з посиланням на [6] наведена в [3]).

"Для промислових або деяких громадських будівель висотою  $H_{п} > 4$  м приміщення по висоті умовно поділяють на дві частини" [3].

"Для першої частини приміщення, висота якої складає 4 м", різниця температур визначається за формулою (1.4) [3].

"Для другої частини приміщення висотою більше як 4 м:

$$\Delta t_2 = \frac{t_{вн} + t_{верх}}{2} - t_{p.o}, \quad (1.5)$$

де  $t_{верх}$  – температура у верхній зоні приміщення, ° С.

$$t_{верх} = t_{вн} + \kappa_{н} (H_{п} - 4), \quad (1.6)$$

де  $\kappa_{н}$  – коефіцієнт наростання температури по висоті приміщення (в практичних розрахунках беруть величину  $\kappa_{н} = 0,2 - 1,5$  К/м) " [3].

"Для цих же приміщень висотою більше як 4 м при необхідності розрахунків втрат теплоти через перекриття використовують різницю температур  $\Delta t_3$ , яка визначається наступним чином"

$$\Delta t_3 = t_{верх} - t_{p.o}. \quad (1.7)$$

"Значення коефіцієнта  $n_i$ , що входить до формули (1.2), для різних огородних конструкцій" наведено в [3].

"Значення коефіцієнта додаткових втрат теплоти  $\beta$  у частках до основних" з посиланням на [7] наведено в [3].

"Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря  $Q_{інф}$ , кВт, розраховуються для кожного опалюваного приміщення, яке має одну або більшу кількість вікон чи балконних дверей в зовнішніх стінах, виходячи з необхідності забезпечення підігріву нагрівальними приладами зовнішнього повітря в об'ємі однократного повітрообміну за годину за формулою", що наведена в [3] з посиланням на [7]

$$Q_{інф} = (1/3600) c_{п} \rho_{п} F_{п} h (t_{вн} - t_{p.o}), \quad (1.8)$$

де  $c_p$  – "питома масова теплоємність повітря, кДж/(кг·К), яку можна взяти 1,005 кДж/(кг·К)" [3];  $\rho_p$  – "густина повітря, кг/м<sup>3</sup>, яку можна наближено взяти 1,2 кг/м<sup>3</sup>" [3];  $F_p$  – "площа підлоги приміщення, м<sup>2</sup>" [3];  $h$  – "висота приміщення від підлоги до стелі, м, але не більше ніж 3,5 м" [3].

В навчальному посібнику [3] з посиланням на роботу [7] також наведені залежності для розрахунків "витрати теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, що надходить у вхідні вестибюлі (холи) і сходинок клітки через зовнішні двері, які відкриваються в холодний період року", а також "витрати теплоти на нагрівання повітря, що надходить через зовнішні ворота, які не обладнані повітряно-тепловими завісами" тощо.

При визначенні теплових втрат через підлогу її "площа та стіни, що розташовані нижче рівня землі, поділяється на 4 зони, які паралельні зовнішнім стінам, шириною по 2 м (для першої, другої та третьої зон, а для четвертої – все, що залишилося)" [3].

"Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги (згідно з довідковою літературою) складають:

- для першої зони -  $r_1 = 2,15$  ( м<sup>2</sup> ·К)/Вт ;
- для другої зони -  $r_2 = 4,3$  ( м<sup>2</sup> ·К)/Вт;
- для третьої зони -  $r_3 = 8,6$  ( м<sup>2</sup> ·К)/Вт;
- для четвертої зони -  $r_4 = 14,2$  ( м<sup>2</sup> ·К)/Вт" [3].

"Якщо підлога розташована на ґрунті, то втрати теплоти через неї визначаються за формулою" [3]

$$Q_{\text{втр.п}} = \sum \frac{F_i}{r_{\text{н.у.і}}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}) n_i, \quad (n_i=1) \quad (1.9)$$

"Якщо в конструкції підлоги є утеплювач, теплопровідність якого складає  $\lambda_y \leq 1,163$  Вт/ (м·К), то підлога вважається утепленою, а втрати теплоти обчислюються також за формулою (1.9), в яку замість величини  $r_{\text{н.у.і}}$  необхідно підставити термічний опір теплопередачі утепленої підлоги" [3]

$$r_{yi} = r_{\text{н.у.і}} + \sum (\delta_{yi}/\lambda_{yi}) \quad (1.10)$$

де  $\delta_{yi}$  та  $\lambda_{yi}$  - "товщина, м, та теплопровідність, Вт/(м·К), окремих шарів утеплювача відповідно" [3].

"Якщо утеплена підлога розміщена на лагах, то в формулу для визначення теплових втрат (1.10) необхідно підставити величину термічного опору теплопередачі  $r_{di} = 1,18 r_{yi}$ " [3].

Результати розрахунків теплових втрат за кожним приміщенням зводять до таблиць, наприклад, для одного з приміщень див. табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Результати розрахунків утрат теплоти (приклад) [8]

| Зовнішнє огороження                                | Орієнтація за сторонами світу | Поверхня огороження $F_i, \text{м}^2$ | Розрахункова різниця температур $\Delta t_i, \text{°C}$ | Коефіцієнт теплопередачі $K_i, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ | Додаткові втрати теплоти $\Sigma \beta$ | Втрати теплоти через огороження $Q_{\text{обг.}i}, \text{кВт}$ |
|--|-------------------------------|---------------------------------------|---|---|---|--|
| Зовнішня стіна                                     | Пн                            | 27,24                                 | 42  | 1,35  | 0                                       | 1,544  |
| Зовнішня стіна                                     | Пн                            | 10,0                                  | 42,53   | 1,35  | 0                                       | 0,574  |
| Вікна  | Пн                            | 10,5                                  | 42  | 2,94  | 0                                       | 1,296  |
| Зовнішня стіна                                     | Сх                            | 41,99                                 | 42  | 1,35  | 0                                       | 2,381  |
| Зовнішня стіна                                     | Сх                            | 15,3                                  | 42,53   | 1,35  | 0                                       | 0,878  |
| Вікна  | Сх                            | 15,75                                 | 42  | 2,94  | 0                                       | 1,945  |
| Перекриття   | -                             | 126                                   | $\Delta t_3 \cdot n = 38,75$                            | 0,88  | 0                                       | 4,467  |
| Сумарні теплові втрати через огороження приміщення |                               |                                       |   |   |   | 13,085   |

Після цього за формулою (1.8) визначають витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, що надходить до цього приміщення  $Q_{\text{інфі}}, \text{кВт}$ .

Аналогічні розрахунки виконують і для решти приміщень, а сумарну розрахункову витрату теплоти на опалення ( $\Sigma Q_o, \text{кВт}$ ) визначають за сумою втрат теплоти огороженнями та витратою теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря всіх приміщень будівлі.

### 1.1.2. Середні витрати теплоти теплоти на опалення

"Для будівлі будь – якого призначення середня витрата теплоти на опалення, кВт, визначається за формулою" [2, 8]

$$Q_{\text{ср.о}} = \Sigma Q_0 \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (1.11)$$

де  $t_{\text{ср.о}}$  – "середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, ° С" (для різних населених пунктів України з посиланням на [6] наведена в [3]).

### 1.1.3. Річні витрати теплоти теплоти на опалення

"Для житлових і громадських будівель, а також для деяких промислових цехів, що характеризуються безперервним технологічним процесом, річна витрата теплоти на опалення, МДж/рік, визначається за формулою" [2, 8]

$$Q_{\text{річ.о}} = Q_{\text{ср.о}} n_0 \cdot 24 \cdot 3,6, \quad (1.12)$$

де  $n_0$  – "тривалість опалювального періоду, діб" (для різних населених пунктів України з посиланням на [6] наведена в [3]).

"Для промислових цехів, що працюють в одну або дві зміни, з вихідними і святковими днями, річна витрата теплоти на опалення, МДж/рік, визначається за формулою" [2, 8]

$$Q_{\text{річ.о}}^{\text{п}} = [0,875 Q_{\text{ср.о}}^{\text{п}} (n_0 - n_{\text{н}}) + 0,5 Q_{\text{ср.о}}^{\text{п}} n_{\text{н}}] 24 \cdot 3,6 \quad (1.13)$$

де  $n_{\text{н}}$  – кількість неробочих діб промислового цеху за опалювальний період.

## 1.2. Витрати теплоти на вентиляцію

Розрахункам підлягають максимальні, середні і річні витрати теплоти на вентиляцію.

### 1.2.1. Максимальні (розрахункові) витрати теплоти на вентиляцію

#### 1). Житлові будівлі та невеликі офісні приміщення

Для компенсації витрат теплоти на нагрівання нормативної витрати інфільтраційного повітря максимальна (розрахункова) витрата теплоти на вентиляцію була врахована в п. 1.1.1 (розрахункова витрата теплоти на опалення) як витрата теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря і додатково не враховується.

## 2). Громадські та виробничі будівлі, в яких є припливна механічна вентиляція з підгрівом припливного повітря у холодний період року

"У випадку, коли для громадських та виробничих будівель відомі витрати повітря, що нагрівається, та його параметри, то розрахункові витрати теплоти на вентиляцію, кВт, визначають за точною формулою" [3].

$$Q_v = \frac{V_{\text{п}}}{3600} \rho_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{н}}), \quad (1.14)$$

де  $V_{\text{п}}$  – об'ємна витрата припливного вентиляційного повітря, м<sup>3</sup>/год;  $\rho_{\text{п}}$  – густина припливного повітря, кг/м<sup>3</sup>;  $h_{\text{п}}$  і  $h_{\text{н}}$  – кінцева і початкова ентальпія повітря, що нагрівається, кДж/кг.

Якщо ж витрата повітря для приміщення чи будівлі невідома, то її в м<sup>3</sup>/год можна визначити за одним зі способів, наприклад, за кратністю повітрообміну, тобто

$$V_{\text{п}} = m V_{\text{вн}}, \quad (1.15)$$

де  $m$  – кратність повітрообміну, год<sup>-1</sup>;  $V_{\text{вн}}$  – внутрішній об'єм приміщення, м<sup>3</sup>.

"Кратність повітрообміну для різних приміщень визначають за відповідними галузевими стандартами. Згідно з ДБН В. 2. 2 – 28: 2010 для будинків адміністративного та побутового призначення, наприклад, в приміщеннях управлінь, конструкторських бюро, громадських організацій площею не більше ніж 36 м<sup>2</sup> кратність повітрообміну складає 1,5 год<sup>-1</sup>; для залів засідань величина  $m = 3$  год<sup>-1</sup>. В промислових будівлях, наприклад, для столярних майстерень кратність повітрообміну складає 2 год<sup>-1</sup>, для верстатного відділення – 2...3, для зварювального відділення і кузні – 4...6 тощо" [3].

Густину припливного повітря  $\rho_{\text{п}}$  можна визначити за методикою, що наведена, наприклад, в [3], або її можна наближено взяти 1,2 кг/м<sup>3</sup>.

Ентальпії повітря  $h_{\text{п}}$  і  $h_{\text{н}}$  можна визначити або за  $h-d$  – діаграмою при відомій температурі припливного повітря ( $t_{\text{п}}$ ) і розрахунковій температурі зовнішнього повітря ( $t_{\text{н}} = t_{\text{р.о}}$ ), або за відповідною формулою, що наведена в

навчальному посібнику [3].

### 1.2.2. Середні витрати теплоти теплоти на вентиляцію

"Для громадських та виробничих будівель середня витрата теплоти на вентиляцію, кВт, визначається за формулою" [2, 8]

$$Q_{\text{ср.в}} = Q_{\text{в}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (1.16)$$

### 1.2.3. Річні витрати теплоти теплоти на опалення

"Річна витрата теплоти на вентиляцію громадських та виробничих будівель, МДж/рік, визначається за формулою" [2, 8]

$$Q_{\text{річ.в}} = Q_{\text{ср.в}} (n_{\text{о}} - n_{\text{н}}) z_{\text{в}} \cdot 3,6 \quad (1.17)$$

де  $z_{\text{в}}$  – усереднене за опалювальний період число годин роботи системи вентиляції протягом доби (при відсутності точних даних для громадських будівель і промислового цеху при вентиляції з обмеженням  $z_{\text{в}} = 16$  год, а для промислового цеху при вентиляції без обмеження  $z_{\text{в}} = 24$  год).

## 1.3. Витрати води і теплоти на гаряче водопостачання

### 1.3.1. Витрати води на гаряче водопостачання

Згідно з ДБН В.2.5-64:2012 "для гідравлічного розрахунку водопроводів і визначення параметрів їх обладнання використовуються наступні розрахункові витрати гарячої води" [9]:

- $G_T^h$  - "середні (за рік) добові за розрахунковий час водоспоживання ( $T$ , год), м<sup>3</sup>/добу" [9];
- $G_{\text{max}}^h$  - "максимально добові, м<sup>3</sup>/добу" [9];
- $g_{hr}^h$  - "максимально годинні, м<sup>3</sup>/год" [9];
- $g_{hr \text{ min}}^h$  - "мінімально годинні, м<sup>3</sup>/год" [9];
- $g^h$  - "максимальні секундні, л/с" [9].

1.3.1.1."Середні добові витрати гарячої води  $G_T^h$ , м<sup>3</sup>/добу, визначають як суму середніх витрат води за добу різними споживачами або санітарно-

технічними приладами, які забезпечуються водою водопроводом у цілому або його окремими ділянками" [9].

а). "Розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води в житлових будинках, л/добу, на одного мешканця" беруть за табл. А1 дод.А [9] у залежності від характеристики споживачів та кліматичних районів України. Ця ж таблиця наведена і в дод. навчального посібника (табл. Д1).

Слід зазначити, що згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 [6] в Україні виділено п'ять кліматичних районів:

"I – Північно-західний (Полісся, Лісостеп)", до якого відносяться Вінницька, Волинська, Житомирська, Київська, Львівська, Полтавська, Рівненська, Сумська, Тернопільська, Харківська, Хмельницька, Черкаська, Чернігівська області [6];

"II – Південно-східний (Степ)", до якого відносяться АР Крим (за винятком південного берегу Криму та Кримських гір), Дніпропетровська, Донецька, Запорізька, Кіровоградська, Луганська, Миколаївська, Одеська, Херсонська області [6];

"III – Українські Карпати", до якого відносяться Івано-Франківська, Закарпатська, Чернівецька області [6];

"IV – Південний берег Криму"[6];

"V – Кримські гори" [6].

б). Для інших споживачів "розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води, л/добу, на одиницю водоспоживання з урахуванням підвищувального коефіцієнта для III і IV кліматичних районів, та тривалість водорозбору цих споживачів", год/добу, наведені в табл. А2 дод. А [9]. Фрагмент цієї таблиці наведений і в дод. навчального посібника (табл. Д2).

**Приклад 1.1.** Визначити середні за добу витрати гарячої води  $G_T^h$ , м<sup>3</sup>/добу, мешканцями житлового будинку, що розташований в м. Чернівці. Житловий будинок обладнаний централізованим гарячим водопостачанням і ваннами завдовжки більше ніж 1500 мм, кількість споживачів  $U = 500$

людей.

*Розв'язок*

1. Спочатку за [6] визначаємо, що м. Чернівці відноситься до III кліматичного району.

2. За табл. Д1 навчального посібника визначаємо витрату гарячої води на одного мешканця, що становить  $a = 115$  л/добу.

3. Середня за добу витрата гарячої води для житлового будинку, м<sup>3</sup>/добу, визначається за формулою

$$G_T^h = a U 10^{-3}; \quad (1.18)$$

$$G_T^h = 115 \cdot 500 \cdot 10^{-3} = 57,5 \text{ м}^3/\text{добу}.$$

в). "Розрахункові (середні за годину) витрати холодної ( $g_T^c$ ) і гарячої ( $g_T^h$ ) води, л/год, для різних видів санітарно-технічного обладнання і різних типів будівель наведені в табл. А3 дод. А" [9]. Фрагмент цієї таблиці наведений і в дод. навчального посібника (табл. Д3).

1.3.1.2. "Максимально добові витрати гарячої води, м<sup>3</sup>/добу, визначають за формулою" [9]

$$G_{\max}^h = G_T^h k_d, \quad (1.19)$$

де  $k_d$  - "коефіцієнт максимальної добової нерівномірності", який беруть за табл. 1.2 [9].

Таблиця 1.2. "Коефіцієнт максимальної добової нерівномірності  $k_d$  у залежності від середніх добових витрат гарячої води  $g_T^h$ , л/год, і кількості приладів ( $N$ ) або споживачів ( $U$ )" [9]

| $N$ або $U$ | Значення $k_d$ при різних величинах $g_T^h$ , л/год |       |       |       |       |      |
|-------------|---|-------|-------|-------|-------|------|
|             | <10   | 10-15 | 15-20 | 20-30 | 30-80 | >80  |
| Менше 50    | 1,77  | 1,61  | 1,53  | 1,41  | 1,17  | 1,10 |
| 50-200      | 1,53  | 1,44  | 1,36  | 1,28  | 1,13  | 1,10 |
| 201-500     | 1,53  | 1,38  | 1,31  | 1,24  | 1,13  | 1,10 |
| 501-1000    | 1,51  | 1,36  | 1,27  | 1,22  | 1,12  | 1,10 |
| 1001-5000   | 1,47  | 1,32  | 1,26  | 1,20  | 1,12  | -    |
| 5001-10000  | 1,45  | 1,31  | 1,25  | 1,19  | -     | -    |
| 10001-50000 | 1,40  | 1,28  | 1,23  | 1,18  | -     | -    |



1.3.1.3. "Середні за годину розрахункові витрати гарячої води, м<sup>3</sup>/год, визначають за формулою" [9]

$$g_T^h = G_T^h / T . \quad (1.20)$$

Тривалість водорозбору  $T$  беруть для житлових будівель 24 год/добу, а для решти споживачів визначають за табл. А2 дод. А [9], або для деяких споживачів за табл. Д2 посібника.

1.3.1.4. "Розрахункові максимальні витрати гарячої води ( $g^h$  - максимальні секундні, л/с;  $g_{hr}^h$  - максимальні годинні, м<sup>3</sup>/год) для режиму водорозбору визначають за табл. А5 – А9 дод. А з урахуванням залишкової циркуляційної витрати на ділянках від точки нагрівання до першої точки відбору води у залежності від наступних факторів" [9]:

а). "питомої розрахункової середньої витрати гарячої води, л/год, віднесеної до одного споживача або санітарно-технічного приладу;

б). кількості споживачів води  $U$  або від кількості санітарно-технічних приладів  $N$  (для водопроводу в цілому і для окремих ділянок розрахункової схеми мережі водопроводу). При невідомій кількості санітарно-технічних приладів (точок водорозбору)  $N$  дозволяється брати у кількості, що дорівнює кількості споживачів  $U$ ;

в). кількості споживачів води  $U$  у житлових і багатоквартирних будівлях за табл. А6 – А9 дод. А. При використанні табл. А6 – А9 дод. А розрахункові середні витрати води за добу беруть у відповідності до табл. Д1 навчального посібника для житлових будинків з різними системами інженерного забезпечення з урахуванням кліматичного району будівництва" [9]. Фрагменти табл. А8, А9 дод. А наведені в табл. Д4, Д5 дод. посібника.

Зазначимо, що максимальні секундні витрати гарячої води, л/с, використовуються в розрахунках водонагрівачів і ділянок подавальних трубопроводів, а максимальні годинні, м<sup>3</sup>/год, у подальших розрахунках максимальної за годину витрати теплоти на гаряче водопостачання.

**Приклад 1.2.** Визначити максимальні секундні ( $g^h$ , л/с) і максимальні

годинні ( $g_{hr}^h$ , м<sup>3</sup>/год) витрати гарячої води споживачами дев'ятиповерхового житлового будинку, розташованого в м. Києві. Кількість споживачів гарячої води  $U = 504$  людини. Житловий будинок обладнаний централізованим гарячим водопостачанням з ваннами завдовжки більше ніж 1500 мм.

#### Розв'язок

1. Спочатку за [6] визначаємо, що м. Київ відноситься до І кліматичного району.

2. За табл. Д1 навчального посібника для заданого типу споживачів гарячої води і І кліматичного району визначаємо загальну витрату води на одного мешканця, яка складає 250 л/добу.

3. За табл. А8 дод. А [9], або за табл. Д4 дод. посібника за кількістю споживачів  $U = 504$  людини інтерполюванням визначаємо:

- максимально секундні витрати гарячої води  $g^h = 2,95$  л/с;
- максимально годинні витрати гарячої води  $g_{hr}^h = 7,52$  м<sup>3</sup>/год.

1.3.1.5. "Розрахункову мінімальну витрату гарячої води за годину, м<sup>3</sup>/год, визначають за формулою" [9]

$$g_{hr\min}^h = g_T^h k_{\min}, \quad (1.21)$$

де  $k_{\min}$  – "коефіцієнт мінімального водоспоживання, який визначається за табл. 1.3 у залежності від коефіцієнта максимального водоспоживання  $k_{\max}$ , що обчислюється за формулою" [9]

$$k_{\max} = g_{hr}^h / g_T^h. \quad (1.22)$$

Таблиця 1.3. Залежність коефіцієнта  $k_{\min}$  від коефіцієнта  $k_{\max}$

|            |   |      |      |      |      |      |      |      |      |      |       |
|------------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| $k_{\max}$ | 1 | 1,20 | 1,40 | 1,60 | 1,80 | 2,00 | 2,25 | 2,50 | 2,75 | 3,00 | >3,00 |
| $k_{\min}$ | 1 | 0,74 | 0,54 | 0,40 | 0,29 | 0,21 | 0,14 | 0,10 | 0,07 | 0,04 | 0,02  |

1.3.1.6. "Розрахункову витрату циркуляційної води в системі гарячого водопостачання, л/с, визначають за формулою" [9]

$$V_{cw} = \frac{\Sigma Q^{ht}}{\rho c \Delta t_w}, \quad (1.23)$$

де  $Q^{ht}$  – втрати теплоти подавальними трубопроводами (горизонтальними та розподільними стояками) гарячої води, кВт, що визначаються за формулою (1.24), яка наведена нижче;  $\rho$  - густина води, кг/л, яку можна взяти 1 кг/л;  $c$  – питома масова теплоємність води, кДж/(кг·К), яку можна брати 4,19 кДж/(кг·К);  $\Delta t_w$  – розрахункове зниження температури гарячої води від вузла підігрівання до точки водо розбору, К, рекомендована величина цього зниження складає не більше як 5 К.

### 1.3.2. Витрати теплоти на гаряче водопостачання

1.3.2.1. "Середня за годину витрата теплоти на гаряче водопостачання за добу або зміну максимального водоспоживання (тепловий потік), з урахуванням теплових втрат трубопроводами, кВт, визначають за формулою" [9]

$$Q_T^h = 1,163 g_T^h (55 - t^c) + Q^{ht}, \quad (1.24)$$

де  $t^c$  – температура холодної водопровідної води, °С (при відсутності даних зазвичай беруть 5 °С);  $Q^{ht}$  – теплові втрати на розрахунковій ділянці, кВт.

"Теплові втрати трубопроводами, кВт, визначаються за формулою" [9]

$$Q^{ht} = (q_{w,k} l_{w,k} + q_{w,s} l_{w,s}) 10^{-3}, \quad (1.25)$$

де " $q_{w,k}$  – питомі теплові втрати трубопроводів, які прокладені в підвалах, техпідпіллях, на горищі будівлі, Вт/м;  $q_{w,s}$  - питомі теплові втрати трубопроводів, які прокладені в шахтах, каналах, штрабах будівлі, Вт/м;  $l_{w,k}$  - довжина всіх трубопроводів гарячого водопостачання, які прокладені в підвалах, техпідпіллях, на горищі будівлі, м;  $l_{w,s}$  - довжина всіх трубопроводів гарячого водопостачання, які прокладені в шахтах, каналах, штрабах будівлі, м" [9].

1.3.2.2. "Максимальна за годину витрата теплоти на гаряче водопостачання за добу або зміну максимального водоспоживання (тепловий потік), з урахуванням теплових втрат трубопроводами, кВт, визначають за формулою" [9]

$$Q_{hr}^h = 1,163 g_{hr}^h (55 - t^c) + Q^{ht}. \quad (1.26)$$

"Питомі теплові втрати ізольованих трубопроводів, що входять до формули (1.24), можна брати наступними:  $q_{w,k} = 11 \text{ Вт/м}$ ;  $q_{w,s} = 7 \text{ Вт/м}$ " [9].

1.3.2.3. Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання, наприклад, для житлових та громадських будівель, МДж/рік, визначається за формулою

$$Q_{hwr} = T Q_T^h n_{hw} \quad 3,6, \quad (1.27)$$

де  $n_{hw}$  - число робочих діб системи гарячого водопостачання за рік, можна брати 350 діб/рік урахуванням 15-денної перерви на ревізію, гідравлічні випробовування та ремонт теплових мереж.

Результати розрахунків теплових навантажень споживачів рекомендується звести до таблиць

Таблиця 1.4. Розрахункові витрати теплоти споживачами, кВт

| Навантаження  | Позначення     | Значення величини |
|---|----------------|-------------------|
| 1. Розрахункова витрата на опалення і вентиляцію    | $Q_{об}^{max}$ |                   |
| 2. Середня за добу витрата на гаряче водопостачання | $Q_T^h$        |                   |
| Сумарне розрахункове навантаження споживачів        | $\Sigma Q$     |                   |

Таблиця 1.5. Річні витрати теплоти споживачами, МДж/рік

| Навантаження                          | Позначення       | Значення величини |
|---------------------------------------|------------------|-------------------|
| 1. Опалення і вентиляція              | $Q_{об,річ}$     |                   |
| 2. Гаряче водопостачання              | $Q_{hwr}$        |                   |
| Сумарне річне навантаження споживачів | $\Sigma Q_{річ}$ |                   |

### Запитання та завдання для самоконтролю

1. Які складові входять до розрахункових витрат теплоти на опалення будівель?
2. Які фактори впливають на додаткові втрати теплоти зовнішніми огороженнями?
3. Від чого залежить мінімальний термічний опір теплопередачі огорожувальних конструкцій?

4. Дайте визначення кратності повітрообміну.
5. Назвіть особливості розрахунку втрат теплоти через підлогу приміщень.
- 6 . Яка відмінність у визначенні річних витрат теплоти на опалення промислових будівель у порівнянні з житловими та громадськими?
7. Від чого залежать розрахункові добові витрати гарячої води в житлових будівлях?
8. Назвіть розрахункову і мінімальну температуру гарячої води у споживачів при централізованому гарячому водопостачанні.
9. Від чого залежать теплові втрати трубопроводами системи гарячого водопостачання?

РОЗДІЛ ДРУГИЙ  
ТЕПЛОВІ СХЕМИ КОТЕЛЕНЬ

### **2.1. Загальні відомості про теплові схеми**

Відомо, що "теплова схема – це умовне графічне зображення основного та допоміжного обладнання, яке об'єднується лініями трубопроводів робочих середовищ.

Розрізняють принципову, розширену, робочу або монтажну теплові схеми" [2].

"Щоби скласти розширену або робочу теплову схему необхідно спочатку скласти принципову теплову схему, виконати її розрахунок, вибрати обладнання"[2], тому далі будуть розглянуті принципові теплові схеми котелень для децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання.

### **2.2. Приклади теплових схем водогрійних котелень для закритих систем теплопостачанням**

Нижче наведені приклади теплових схем водогрійних котелень, які розроблялися студентами спеціальності «Теплоенергетика» під час виконання атестаційних робіт бакалавра і магістра професійного спрямування за освітньою програмою «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження» під керівництвом автора навчального посібника.

На рис. 2.1 наведена теплова схема водогрійної котельні з приготуванням води на гаряче водопостачання усередині котельні в ємнісних водонагрівачах.

Згідно зі схемою поворотна мережна вода від системи опалення надходить на гідравлічний розподілювач 4, після якого циркуляційним котловим насосом 2 спрямовується до водогрійного котла 1 для наступного нагріву до необхідної температури. Для забезпечення необхідної температури води на вході в котел (не менше ніж 60 ° C) частина води після

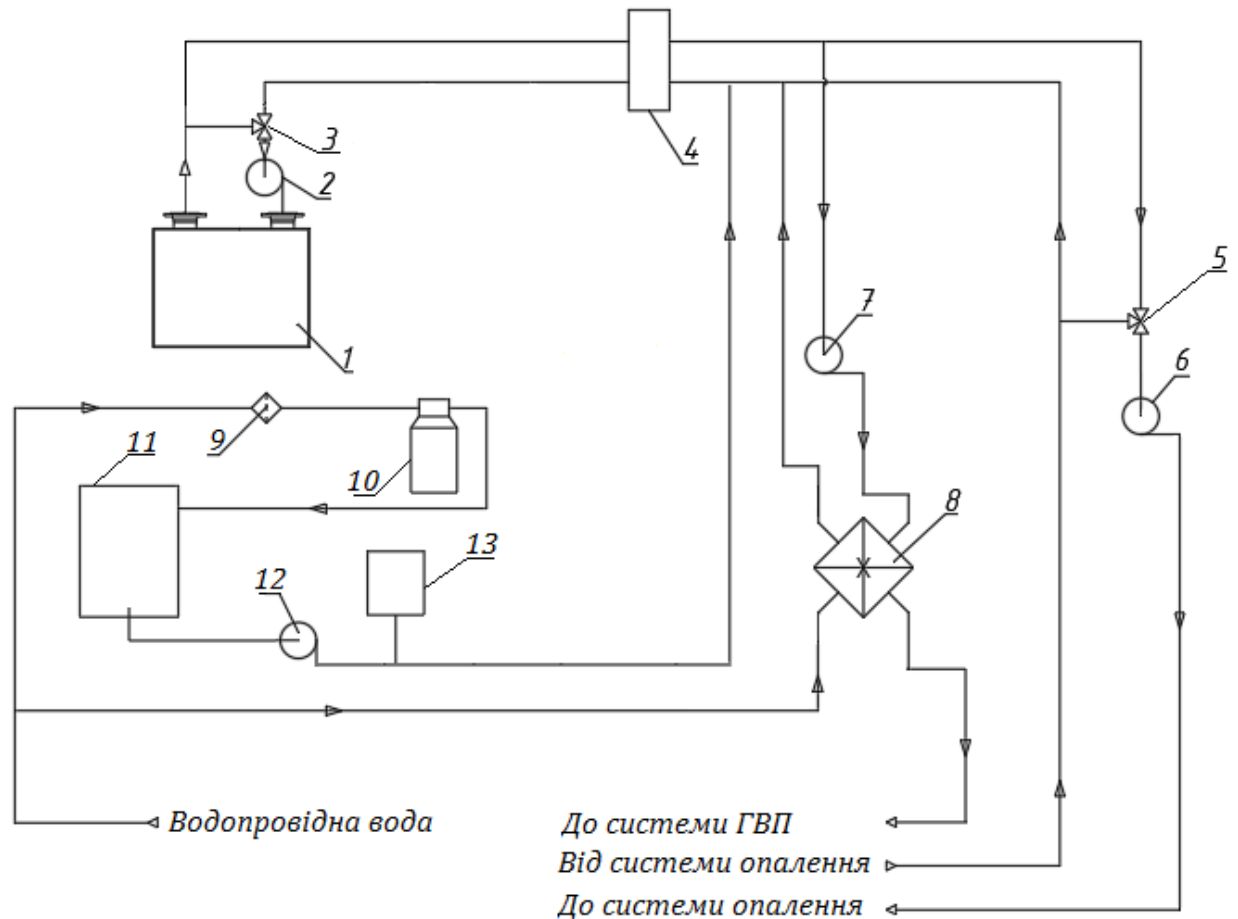


Рисунок 2.1. Принципова тепла схема котельні №1:

1 – водогрійний котел; 2 – циркуляційний котловий насос; 3 – триходовий клапан; 4 – гідравлічний розподільувач; 5 – триходовий клапан; 6 – насоси мережної води; 6 – триходовий клапан; 7 – насос циркуляції ГВП; 8 – ємнісний підігрівач ГВП; 9 – механічний фільтр; 10 – установка хімводопідготовки; 11 – бак запасу хімічно підготлвленої води; 12 – насоси підживлення; 13 – установка хімічної корекції рН і CO<sub>2</sub>

котла через триходовий клапан 3 спрямовується на вхід котла.

Надалі нагріта в котлі вода також надходить на гідравлічний розподільувач, після якого насосами мережної води 6 спрямовується в подавальну лінію теплової мережі. Підтримання необхідної температури подавальної води в мережі досягається, при необхідності, за рахунок підмішування частини поворотної води до подавальної мережі за допомогою триходового клапана 5.

Частина подавальної мережної води після гідравлічного розподільувача за допомогою насоса 7 спрямовується на ємнісний підігрівач

ГВП 8, після охолодження в якому повертається до гідравлічного розподілювача.

Сира водопровідна вода частково надходить на ємнісний підігрівач ГВП, після досягнення в якому необхідної температури спрямовується в мережу ГВП для наступного водорозбору у споживачів.

Друга частина водопровідної води через механічний фільтр 9 надходить на установку хімічної водопідготовки 10, у якій здійснюється пом'якшення води та зниження її лужності. Надалі хімічно підготовлена вода надходить в бак запасу води 11, звідки за допомогою насосів 12 здійснюється підживлення контуру мережної води. Для видалення з хімічно-підготовленої води розчинених кисню та вуглекислого газу в схемі водопідготовки передбачена установка хімічної корекції рН і  $\text{CO}_2$  13 розчином сульфіту натрію

На рис. 2.2 наведена теплова схема котельні, яка призначена для покриття навантаження на опалення споживачів експлуатується тільки в холодний період року, і є двухконтурною. Котельня експлуатується тільки в холодний період року.

Вода першого контуру нагрівається в водогрійному котлі 1 і далі спрямовується на теплообмінник опалення 4, в якому нагрівається мережна вода системи опалення. Котлова вода після охолодження в теплообміннику 4 повертається до котла, де знову нагрівається, і наступний цикл повторюється. В котловому контурі за аналогією зі схемою 1 є циркуляційний насос 2 і триходовий клапан 3, а також безпосередньо в котельні можуть бути встановлені розширювальні баки

Вода другого контуру від системи опалення будівель надходить на теплообмінник 4, де нагрівається до необхідної температури і спрямовується до системи опалення. Погодозалежне регулювання необхідної температури води в тепловій мережі здійснюється за рахунок підмішування частини поворотної води до подавальної мережі за допомогою



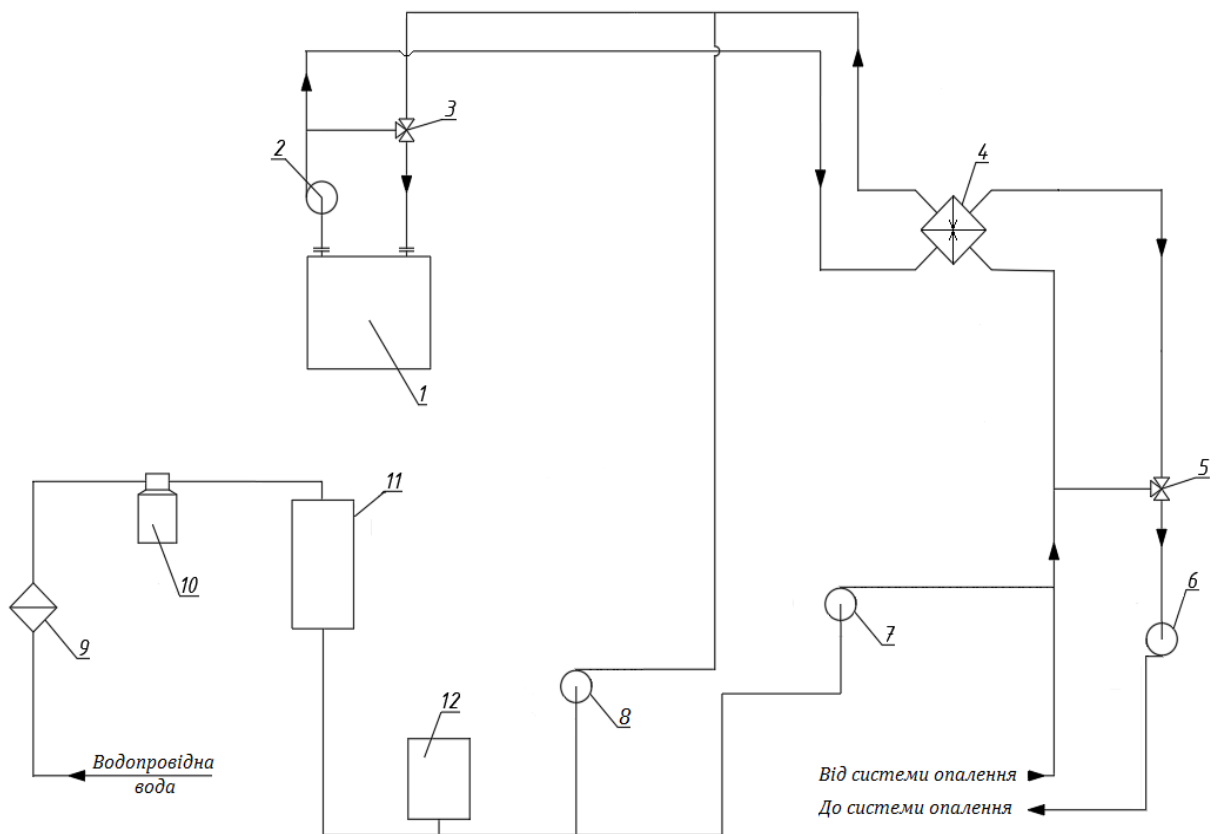


Рисунок 2.2. Принципова теплова схема котельні №2:

1 – водогрійний котел; 2 – циркуляційний насос котла; 3 – триходовий клапан; 4 – теплообмінник для нагріву мережної води системи опалення; 4 – триходовий клапан; 5 - насоси мережної води; 7 - насоси підживлення контуру мережної води; 8 - насоси підживлення котлового контуру; 9 – механічний фільтр; 10 – установка для пом'якшення води; 11 – баки запасу пом'якшеної води; 12 – установка хімічної корекції рН і  $\text{CO}_2$

триходового клапана 5.

Для підготовки підживлюваної води в схемі передбачена пом'якшувальна натрій-катіонітна установка 10 і установка хімічної корекції рН і  $\text{CO}_2$  12 розчином сульфату натрію. Пом'якшена і хімічно деаерована вода насосами 7 і 8 спрямовується для підживлення контурів мережної води і котлового контуру відповідно. В схемі також передбачені механічний фільтр 9 для очищення водопровідної води від механічних домішок, а також баки запасу хімічно підготовленої води 11.

На рис. 2.3 наведена теплова схема котельні з конденсаційними котлами та пластинчастим теплообмінником для нагрівання води гарячого

ВОДОПОСТАЧАННЯ СПОЖИВАЧІВ.

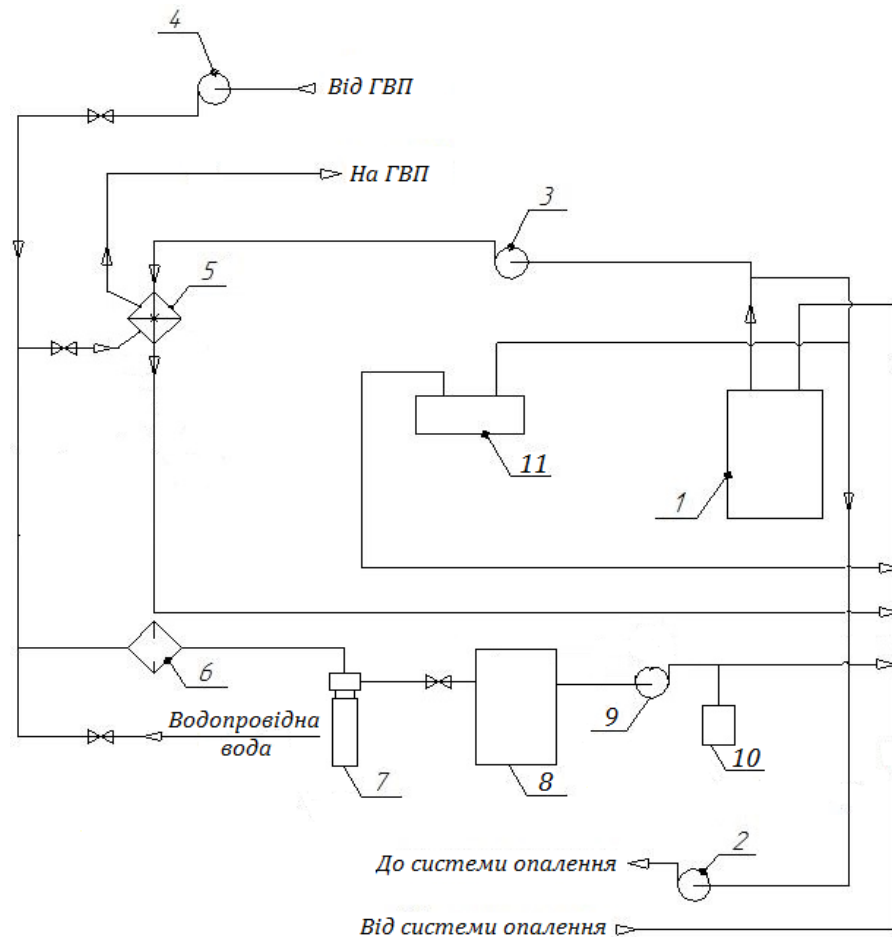


Рисунок 2.3. Принципова тепла схема котельні №3:

1 – конденсаційний водогрійний котел; 2 – насос для подавання води в систему опалення; 3 – насос для подавання нагрівальної води на теплообмінник ГВП; 4 - циркуляційний насос ГВП; 5 – пластинчастий теплообмінник для нагріву води ГВП; 6 – механічний фільтр; 7 – установка хімічної водопідготовки; 8 – бак запасу хімічно підготовленої води; 9 – насоси підживлюваної води; 10 - установка хімічної корекції рН і CO<sub>2</sub>; 11 – повітрянагрівач повітря усередині котельні

Поворотна вода від системи опалення з температурою, яка нижча за температуру точки роси димових газів, надходить на конденсаційний водогрійний котел 1, де нагрівається до необхідної температури. Надалі ця вода спрямовується на насос 2 подавальної мережі системи опалення і теплообмінник ГВП 5. Охолоджена вода після останнього також надходить для наступного нагрівання в котлі.

Сира водопровідна розділяється на два потоки. Перший потік

спрямовується на підігрівач 5 і далі надходить на гаряче водопостачання споживачів. На цей же підігрівач, окрім сирієї води, надходить і вода циркуляційного контуру ГВП.

Другий потік сирієї води спрямовується на водопідготовчу установку з елементами 6, 7, 8, 10, 11, призначення яких описано в попередніх схемах, і далі насосами 9 – на підживлення теплової мережі.

Для опалення котельні, у разі необхідності, використовується повітрянагрівач 11, який трубопроводами під'єднаний до теплової мережі.

На рис. 2.4 наведена теплова схема індивідуальної котельні з конденсаційними котлами, що покриває навантаження на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання будівлі.

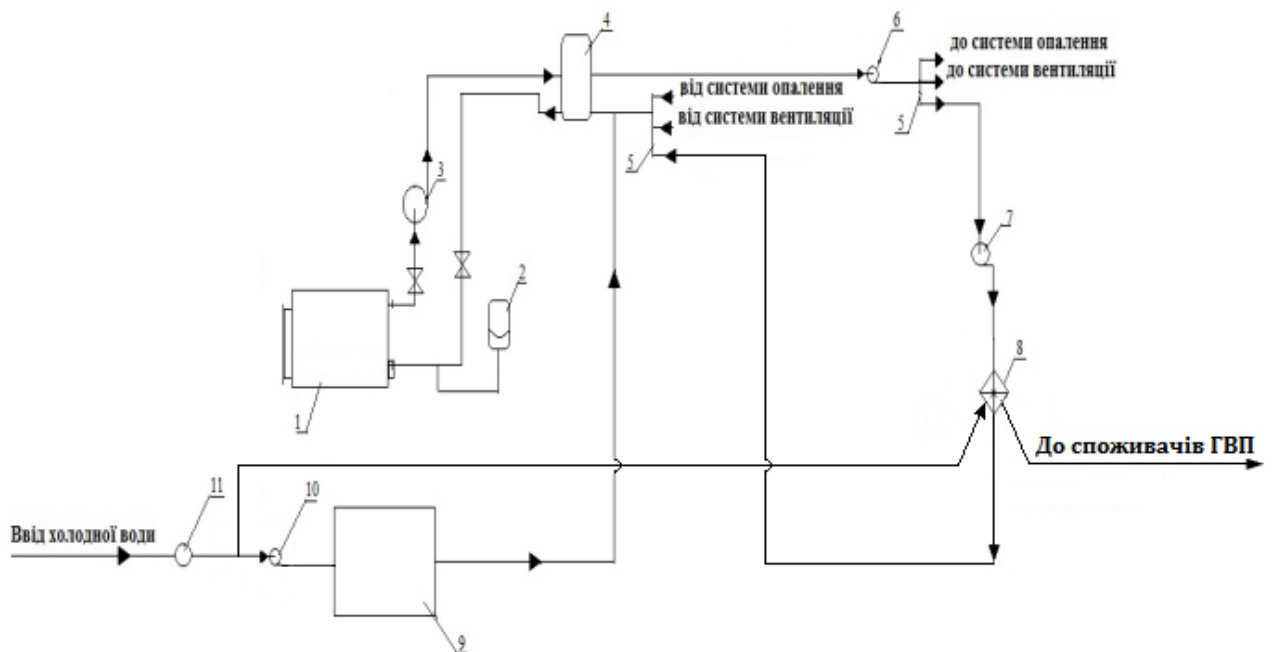


Рисунок 2.4. Принципова теплова схема котельні №4:

1 – конденсаційний котел; 2 – розширювальний бак; 3 – циркуляційний котловий насос; 4 – гідравлічний розподілювач; 5 – розподільчий колектор; 6 – насос мережної води; 7 – насос циркуляції ГВП; 8 – емнісний підігрівач ГВП; 9 – установка водопідготовки; 10 – насоси сирієї води; 11 – вузол обліку витрати води

Поворотна вода від системи опалення і вентиляції будівлі, а також від емнісного підігрівача ГВП 8, що встановлений в котельні, надходить на розподільчий колектор 5, звідки потрапляє до гідравлічного розподілювача

4, і далі спрямовується до водогрійного котла 1. Нагріта в котлі вода насосом 3 подається на гідравлічний розподільвач, після якого відповідними насосами спрямовується до систем опалення, вентиляції і підігрівача ГВП. Для компенсації температурного розширення води в системах тепlopостачання в котельні встановлений мембранний розширювальний бак 2.

Компенсація витікань води в системі тепlopостачання здійснюється підживлюваною водою, яка готується в установці водопідготовки і надходить в контур поворотної води перед гідравлічним розподільвачем.

На рис. 2.5 наведена теплова схема котельні з утилізатором теплоти димових газів котла, який використовується для часткового нагріву поворотної воли перед котлом.

Поворотна вода від системи опалення насосом 6 подається спочатку на теплоутилізатор 4, де частково нагрівається за рахунок охолодження димових газів котла, а потім для остаточного нагріву – на вхід водогрійного котла 1. Перед теплоутилізатором до поворотної води системи опалення підмішується охолоджена нагрівальна вода теплообмінника ГВП.

Нагріта в котлі вода розділяється на два потоки: перший спрямовується в подавальну мережу системи опалення, а другий – на нагрів води ГВП в теплообміннику 5.

Підтримання необхідної температури води на вході в теплоутилізатор, і, відповідно, в котел, забезпечується частковим підмішуванням нагрітої в котлі води до поворотної води перед теплоутилізатором за допомогою циркуляційного котлового насоса 2.

Сира водопровідна розділяється на два потоки. Перший потік спрямовується на підігрівач 4 і далі надходить на гаряче водопостачання споживачів. Другий потік сирі води спрямовується на водопідготовчу установку 12, після якої надходить в баки запасу цієї води 10, і далі насосом 11 – на підживлення теплової мережі.

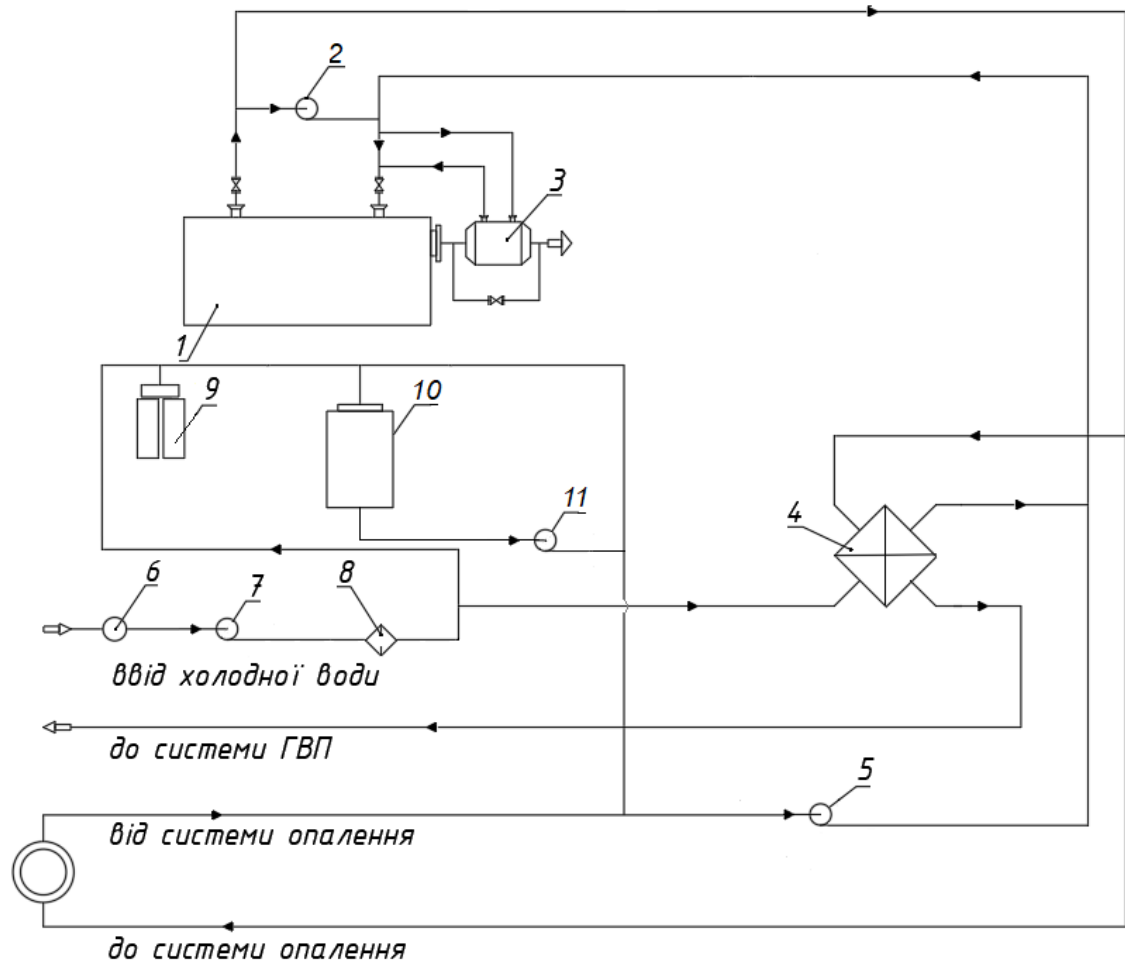


Рисунок 2.5. Принципова тепла схема котельні №5:

- 1 – водогрійний котел; 2 – циркуляційний котловий насос;
- 3 – теплоутилізатор; 4 – пластинчастий теплообмінник ГВП; 5 – насос мережної води системи опалення; 6 – вузол обліку витрати води; 7 – насос сирової води; 8 – механічний фільтр; 9 – установка водопідготовки; 10 – баки запасу хімічно підготовленої води; 11 – насос підживлюваної води

### 2.3. Температурні графіки теплових мереж

Температурні графіки теплових мереж характеризуються максимальними (розрахунковими) температурами, °С, подавальної ( $t_{1max}$ ) і поворотної ( $t_{2max}$ ) води при температурі зовнішнього повітря, що дорівнює розрахунковій температурі на опалення ( $t_{p.o}$ ).

Для децентралізованого і помірно-централізованого тепlopостачання можна виділити, наприклад, наступні температурні графіки теплових мереж: ( $t_{1max} / t_{2max}$ ), °С = (150/70); (130/70); (115/70); (110/70); (105/70); (95/70); (95/55); (80/60) тощо.

При температурах зовнішнього повітря, які більші за розрахункову на

опалення, температури води в подавальній ( $t_1$ ) і поворотній ( $t_2$ ) лініях теплової мережі можна визначити за наступними формулами [10]

$$t_1 = t_B^p + \frac{(t_3^p + t_{2\max})}{2} - t_B^p) k_{o.B}^{0,8} + [(t_{1\max} - t_{2\max}) - \frac{(t_3^p - t_{2\max})}{2}] k_{o.B}; \quad (2.1)$$

$$t_2^{o.B} = t_1 - (t_{1\max} - t_{2\max}) k_{o.B}, \quad (2.2)$$

де  $t_B^p$  - розрахункова температура повітря усередині опалюваних приміщень, °C;  $t_3^p$  - розрахункова температура подавальної води системи опалення (після змішувального вузла), °C;  $k_{o.B}$  - коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення та вентиляцію залежно від температури зовнішнього повітря, який визначається за формулою

$$k_{o.B} = \frac{t_B^p - t_3}{t_B^p - t_{p,o}}, \quad (2.3)$$

де  $t_3$  - температура зовнішнього повітря, °C.

Формули для визначення температур води в подавальній і поворотній лініях теплової мережі для різних температурних графіків теплових мереж:

1). Для температурного графіка  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (150/70)$  °C

$$t_1 = 20 + 62,5k_{o.B}^{0,8} + 67,5k_{o.B}; \quad (2.4)$$

$$t_2^{o.B} = t_1 - 80 k_{o.B}. \quad (2.5)$$

2). Для температурного графіка  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (130/70)$  °C

$$t_1 = 20 + 62,5k_{o.B}^{0,8} + 47,5k_{o.B}; \quad (2.6)$$

$$t_2^{o.B} = t_1 - 60 k_{o.B}. \quad (2.7)$$

3). Для температурного графіка  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (115/70)$  °C

$$t_1 = 20 + 62,5k_{o.B}^{0,8} + 32,5k_{o.B}; \quad (2.8)$$

$$t_2^{o.B} = t_1 - 45 k_{o.B}. \quad (2.9)$$

4). Для температурного графіка  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (110/70)$  °C

$$t_1 = 20 + 62,5k_{o.B}^{0,8} + 27,5k_{o.B}; \quad (2.10)$$

$$t_2^{0.B} = t_1 - 40 k_{0.B}. \quad (2.11)$$

5). Для температурного графіка  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (105/70) \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_1 = 20 + 62,5k_{0.B}^{0.8} + 22,5k_{0.B}; \quad (2.12)$$

$$t_2^{0.B} = t_1 - 35 k_{0.B}. \quad (2.13)$$

6). Для температурного графіка  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (95/70) \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_1 = 20 + 62,5k_{0.B}^{0.8} + 12,5k_{0.B}; \quad (2.14)$$

$$t_2^{0.B} = t_1 - 25 k_{0.B}. \quad (2.15)$$

7). Для температурного графіка  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (95/55) \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_1 = 20 + 55k_{0.B}^{0.8} + 20k_{0.B}; \quad (2.16)$$

$$t_2^{0.B} = t_1 - 40 k_{0.B}. \quad (2.17)$$

8). Для температурного графіка  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (80/60) \text{ } ^\circ\text{C}$

$$t_1 = 20 + 50k_{0.B}^{0.8} + 10k_{0.B}; \quad (2.18)$$

$$t_2^{0.B} = t_1 - 20 k_{0.B}. \quad (2.19)$$

#### 2.4. Вихідні дані до розрахунку теплових схем

Вихідні дані складаються, а наступний розрахунок теплової схеми виконується, для трьох характерних режимів:

I – максимальний зимовий при розрахунковій температурі зовнішнього повітря на опалення  $t_{p.o}$ ;

II – режим з середньою температурою найбільш холодного місяця  $t_{cp.x.m}$ ;

III – літній режим [11].

1. Температура повітря усередині опалювальних приміщень (режими

I - II)  $t_b^p = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

2. Температура зовнішнього повітря  $t_3$ ,  $^\circ\text{C}$ :

- режим I -  $t_3 = t_{p.o}$ ;

- режим II -  $t_3 = t_{cp.x.m}$  (середня температура найбільш холодного місяця);

- в точці зламу температурного графіка теплової мережі

$$t_{3.3л} = t_B^p - 0,3455 (t_B^p - t_{p.o}).$$

3. Максимальний (розрахунковий) відпуск теплоти на опалення та вентиляцію будівель (режим I)  $Q_{o.в}^{max}$ , МВт - (див.табл. 1.4).

4. Середня за добу витрата теплоти на гаряче водопостачання  $Q_T^h$ , МВт - (див.табл. 1.4).

5. Максимальна температура подавальної мережної води (режим I) -  $t_{1max}$ , °С.

6. Максимальна температура поворотної мережної води (режим I) -  $t_{2max}$ , °С.

7. Температура сирі води на вході в котельню,  $T_1$ , °С:

- режими I-II:  $T_{1з} = 5$  °С;

- режим III:  $T_{1л} = 15$  °С.

8. Температура сирі води перед установкою водопідготовки:  $T_3 = 5$  °С (для режимів I-II);  $T_3 = 15$  °С (для режиму III);

9. Питомий об'єм води в системі теплопостачання відносно сумарного відпуску теплоти на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання (для всіх режимів)  $g_{сист} = 35000$  кг / МВт.

10. Коефіцієнт зниження витікання води в системі теплопостачання:

$$k_{вит} = 1 \text{ (режими I-II);}$$

$$k_{вит} = 0,5 \text{ (режим III).}$$

11. Коефіцієнт власних потреб водопідготовчої установки

$$k_{x.в}^{в.п} = 1,1-1,25 \text{ (для всіх режимів); беремо } k_{x.в}^{в.п} = 1,2.$$

12. Розрахункова температура гарячої води в системі централізованого гарячого водопостачання при закритій системі теплопостачання (для всіх режимів)  $t_{г.в}^3 = 55$  °С.

13. Температура поворотної мережної води від підігрівників гарячої води в літній період (режим III) -  $t_{м.п}^{г.в} = 35$  °С.



## 2.5. Методика розрахунку теплових схем

1. Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення та вентиляцію залежно від температури зовнішнього повітря – формула (2.3).

2. Відпуск теплоти на опалення та вентиляцію, МВт

$$Q_{o.b} = Q_{o.b}^{\max} k_{o.b} \quad (2.20)$$

3. Відпуск теплоти на гаряче водопостачання  $Q_T^h$ , МВт

4. Температура мережної води на виході з котельні, °С – формули (2.4), (2.6), (2.8), (2.10), (2.12), (2.14), (2.16), (2.18), або (2.1).

5. Температура поворотної мережної води після опалення та вентиляції, °С - формули (2.5), (2.7), (2.9), (2.11), (2.13), (2.15), (2.17), (2.19), або (2.2).

6. Розрахункова витрата мережної води на опалення та вентиляцію, кг/с

$$G_{o.b} = \frac{Q_{o.b} \cdot 10^3}{c_b (t_1 - t_2^{o.b})}, \quad (2.21)$$

де  $c_b$  – теплоємність води, кДж/(кг·К); беремо  $c_b = 4,187$  кДж/(кг·К).

7. Витрата води на гаряче водопостачання у споживачів (при приготуванні води на ГВП усередині котельні), кг/с

$$G_{г.в}^{сп} = \frac{Q_T^h \cdot 10^3}{c_b (t_{г.в}^3 - T_1)} \quad (2.22)$$

8. Витрата нагрівальної води на водонагрівальну установку ГВП, кг/с

8.1. При нагріванні води ГВП у ємнісних або пластинчастих водонагрівачах усередині котельні

- у зимових режимах

$$G_{г.в} = \frac{Q_T^h \cdot 10^3}{c_b (t_1 - t_2^{o.b})}; \quad (2.23)$$

- у літньому режимі

$$G_{Г.В} = \frac{Q_T^h \cdot 10^3}{c_B (t_{13Л} - t_{М.П}^{Г.В})}. \quad (2.24)$$

8.2. При нагріванні води у пластинчастих або кожухотрубчастих водонагрівачах, що розташовані у теплових пунктах споживачів, спочатку необхідно знайти відношення величин  $\frac{Q_T^h}{Q_{о.В}^{max}}$ . Якщо  $0,2 > \frac{Q_T^h}{Q_{о.В}^{max}}$  або

$\frac{Q_T^h}{Q_{о.В}^{max}} > 1$ , то підігрівники ГВП приєднуються за паралельною схемою,

в решті випадків – за змішаною.

8.2.1. Якщо підігрівники ГВП приєднані за змішаною схемою, то визначаються наступні величини:

а). теплова потужність підігрівника першого ступеня в зимовий період, МВт

$$Q_{Г.В}^I = \frac{G_{Г.В}^{сп} c_B [t_2^{о.В} - (T_{13} + 10)]}{10^3} \quad (2.25а)$$

б). температура поворотної мережної води на вході в котельню (після місцевих підігрівників ГВП), °С

$$t_2 = t_2^{о.В} - \frac{Q_{Г.В}^I \cdot 10^3}{G_{о.В} c_B} \quad (2.25б)$$

в). теплова потужність підігрівника другого ступеня в зимовий період, МВт

$$Q_{Г.В}^{II} = Q_T^h - Q_{Г.В}^I \quad (2.25в)$$

г). додаткова витрата мережної води на підігрівники ГВП в зимовий період, кг/с

$$G_{Г.В} = \frac{Q_{Г.В}^{II} \cdot 10^3}{c_B (t_1 - t_2^{о.В})} \quad (2.25г)$$

8.2.2. Якщо підігрівники ГВП приєднані за паралельною схемою, то визначається витрата мережної води на підігрівники ГВП, кг/с

$$G_{г.в} = \frac{Q_T^h \cdot 10^3}{c_B (t_1 - t_2^{0.в})} \quad (2.26)$$

8.2.3. Для літнього періоду витрата нагрівальної води на водонагрівальну установку ГВП визначається за формулою (2.24).

9. Розрахункова витрата мережної води на виході з котельної, кг/с

$$G_M = G_{0.в} + G_{г.в} \quad (2.27)$$

10. Витрата води для підживлення на заповнення витікань в тепловій мережі (постійна величина для режимів I - II), кг/с

$$G_{\text{вит}} = \frac{0,75}{100 \cdot 3600} (Q_{0.в}^{\max} + Q_T^h) g_{\text{сист}} k_{\text{вит}} \quad (2.28)$$

11. Витрата поворотної мережної води на вході в котельну, кг/с

$$G_{п.м} = G_M - G_{\text{вит}} \quad (2.29)$$

12. Сумарний відпуск теплоти водогрійними котлами, МВт

$$Q_K^B = Q_{0.в} + Q_T^h \quad (2.30)$$

Результати розрахунків теплової схеми для трьох режимів наведені в табл. 2.1 (завершення розрахунків див. після вибору котлів).

Таблиця 2.1. Результати розрахунку теплової схеми котельні

| Найменування величини  | Позначення | Одиниця | Значення величини для режимів |    |     |
|--|------------|---------|-------------------------------|----|-----|
|  |            |         | I                             | II | III |
| 1  | 2          | 3       | 4                             | 5  | 6   |
| 1. Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення та вентиляцію залежно від температури зовнішнього повітря | $k_{0.в}$  | -       | 1                             |    | -   |
| 2. Відпуск теплоти на опалення та вентиляцію   | $Q_{0.в}$  | МВт     |                               |    | -   |
| 3. Відпуск теплоти на гаряче водопостачання  | $Q_T^h$    | МВт     |                               |    |     |
| 4. Температура мережної води на виході з котельні  | $t_1$      | °C      |                               |    |     |

Продовження таблиці 2.1

| 1   | 2              | 3    | 4 | 5 | 6 |
|---|----------------|------|---|---|---|
| 5. Температура поворотної мережної води після опалення та вентиляції          | $t_2^{o.B}$    | °C   |   |   | - |
| 6. Розрахункова витрата мережної води на опалення та вентиляцію               | $G_{o.B}$      | кг/с |   |   | - |
| 7. Витрата води на гаряче водопостачання у споживачів                         | $G_{г.в}^{сп}$ | кг/с |   |   |   |
| Ємнісні або пластинчасті водонагрівачі ГВП усередині котельні                 |                |      |   |   |   |
| 8. Витрата нагрівальної води на водонагрівальну установку ГВП                 | $G_{г.в}$      | кг/с |   |   |   |
| Пластинчасті або кожухотрубчасті водонагрівачі ГВП у споживачів               |                |      |   |   |   |
| Відношення величин $\frac{Q_T^h}{Q_{o.B}^{max}}$                              | -              |      |   |   |   |
| Вибір схеми під'єднання водонагрівачів ГВП                                    |                |      |   |   |   |
| змішана схема   |                |      |   |   |   |
| а). Теплова потужність підігрівника першого ступеня в зимовий період          | $Q_{г.в}^I$    | МВт  |   |   | - |
| б). Температура поворотної мережної води на вході в котельню в зимовий період | $t_2$          | °C   |   |   | - |
| в). Теплова потужність підігрівника другого ступеня в зимовий період          | $Q_{г.в}^{II}$ | МВт  |   |   | - |
| г). Додаткова витрата мережної води на підігрівники ГВП в зимовий період      | $G_{г.в}$      | кг/с |   |   | - |
| паралельна схема  |                |      |   |   |   |
| 8. Витрата мережної води на підігрівники ГВП                                  | $G_{г.в}$      | кг/с |   |   |   |
| 9. Розрахункова витрата мережної води на виході з котельної                   | $G_M$          | кг/с |   |   |   |

Закінчення таблиці 2.1

| 1   | 2                           | 3    | 4 | 5 | 6 |
|---|-----------------------------|------|---|---|---|
| 10. Витрата води для підживлення на заповнення витікань в тепловій мережі | $G_{\text{вит}}$            | кг/с |   |   |   |
| 11. Витрата поворотної мережної води на вході в котельню                  | $G_{\text{п.м}}$            | кг/с |   |   |   |
| 12. Сумарний відпуск теплоти водогрійними котлами                         | $Q_{\text{к}}^{\text{в}}$   | МВт  |   |   |   |
| 13. Витрата води, що пропускається крізь всі водогрійні котли             | $G_{\text{в.к}\Sigma}$      | кг/с |   |   |   |
| 14. Витрата води від водогрійних котлів в теплову мережу                  | $G_{\text{в.к}}^{\text{м}}$ | кг/с |   |   |   |
| 15. Сумарна витрата води перед насосами мережної води                     | $G_{\text{м.н}}$            | кг/с |   |   |   |
| 16. Температура води перед насосами мережної води                         | $t_2^{\text{м.н}}$          | °С   |   |   |   |
| 17. Витрата води на рециркуляцію  | $G_{\text{рец}}$            | кг/с |   |   |   |
| 18. Витрата води крізь регульований перепуск                              | $G_{\text{пер}}$            | кг/с |   |   |   |

### Запитання та завдання для самоконтролю

1. Яка теплова потужність систем децентралізованого і помірно-централізованого теплопостачання?
2. Назвіть види теплових схем котельень і надайте їх характеристики.
3. Яка різниця між водотрубними і жаротрубними водогрійними котлами та конденсаційними і звичайними?
4. З якою метою здійснюється перепуск поворотної води з теплової мережі до подавальної води?
5. Для чого використовується рециркуляція води в котлах?

6. Як досягається видалення з хімічно підготовленої води в котельнях розчиненого кисню і вуглекислого газу?
7. Для чого використовуються розширювальні баки в системах теплопостачання?
8. Що таке розрахунковий температурний графік теплової мережі?
9. Для яких режимів виконуються розрахунки теплових схем котелень?
10. Фізична сутність коефіцієнта зниження витрати теплоти на опалення та вентиляцію.
11. Назвіть розрахункову і мінімально допустиму температуру гарячої води у споживачів при централізованому ГВП.
12. Яка різниця між змішаною та паралельною схемами під'єднання підігрівачів ГВП?
13. Чому відрізняються витрати води в подавальній і поворотній лініях теплової мережі для закритих систем теплопостачання?
14. Що таке погодозалежне регулювання температури води в тепловій мережі?

РОЗРАХУНКИ ТА ВИБІР ОСНОВНОГО І ДОПОМІЖНОГО  
ОБЛАДНАННЯ КОТЕЛЕНЬ**3.1. Вибір типу та кількості водогрійних котлів**

В котельнях систем децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання встановлюються водогрійні котли малої теплопродуктивності з вимушеною однократною циркуляцією води. Гідравлічний опір котлів долається насосами мережної води або циркуляційними котловими насосами. За конструкцією водогрійні котли можуть бути водотрубними і жаротрубними, а деякі з них – конденсаційними. Для спалювання в котлах може використовуватися газ, рідке і тверде паливо. Котли працюють під наддувом, або на урівноваженій тязі.

При реконструкції котелень можуть залишатися в експлуатації, наприклад, водотрубні водогрійні котли типу КВ-Г, КВ-ГМ, КВ-ТС теплопродуктивністю 4,65; 7,56 МВт виробництва Дорогобужського котельного заводу.

Для нового проєктування або реконструкції в котельнях можуть бути вибрані котли, наприклад, вітчизняного виробника серії ТОВ «КОТЕЛЬНИЙ ЗАВОД «ЕНЕРГЕТИК» серії КВ, а також відомих в Україні компаній VISSMANN, BUDERUS, KOLBI, WOLF тощо (див. наприклад, рис. 3.1 – 3.5). Технічні характеристики котлів наведені у каталогах заводів-виробників (див., зокрема, відповідні сайти в Інтернеті).

Тип котла залежить від вибраного виду і способу спалювання палива, а також параметрів теплоносія, а їх кількість та одинична потужність - від розрахованої теплопродуктивності котельні. Для зменшення капітальних і експлуатаційних витрат доцільно вибирати однотипні котли з однаковою теплопродуктивністю.

За відомою теплопродуктивністю котельні вибір кількості котлів можливо здійснити двома шляхами:

а) встановлюється велика кількість котлів невеликої потужності. При цьому, не дивлячись на те, що вихід з ладу одного котла не позначиться на теплопостачанні споживачів, вартість встановлення таких котлів та експлуатаційні витрати будуть більші, ніж при невеликій кількості котлів;

б) встановлюється невелика кількість котлів великої потужності. При цьому вихід з ладу одного котла може призвести до порушення теплопостачання споживачів гарячою водою.

Необхідна кількість котлів, компл., визначається з формулою

$$N_{к.в} = Q_k^B / Q_{к.ном} , \quad (3.1)$$

де  $Q_k^B$  - сумарний відпуск теплоти водогрійними котлами, який отриманий при розрахунку теплової схеми котельні для максимально зимового режиму, МВт;  $Q_{к.ном}$  - номінальна теплопродуктивність одного водогрійного котла, МВт.

Отримане значення величини  $N_{к.в}$  заокруглюються до найбільшого цілого числа.

Остаточний вибір типу та кількості котлів здійснюється за максимальним коефіцієнтом завантаження, %

$$K_{зав} = (Q_k^B / N_{к.в} Q_{к.ном}) 100. \quad (3.2)$$

Кількість обраних котлів повинна бути не менше двох і не більше п'яти, тобто  $5 \leq N_{к.в} \leq 2$ .

У разі реконструкції або розширення котельні, якщо деякі діючі котли залишаються в експлуатації, то спочатку визначається необхідне теплове навантаження для нових котлів, МВт

$$Q_k^H = Q_k^B - Q_d . \quad (3.3)$$

Надалі визначається кількість встановлених нових котлів, компл.

$$N_{к.в}^H = Q_k^H / Q_{к.ном}^H . \quad (3.4)$$

Коефіцієнт завантаження нових котлів, %, визначається за формулою

$$K_{зав}^H = (Q_k^H / N_{к.в}^H Q_{к.ном}^H) 100. \quad (3.5)$$



Технічні характеристики котлів наводяться у вигляді таблиці.

Таблиця 3.1. Технічні характеристики обраних котлів

| Найменування величини                     | Позначення     | Одиниця                         | Значення величини |
|---|----------------|---------------------------------|-------------------|
| 1. Номінальна теплопродуктивність         | $Q_{к.ном}$    | МВт                             |                   |
| 2. Мінімальна теплопродуктивність         | $Q_{к.мін}$    | МВт                             |                   |
| 3. Коефіцієнт корисної дії                | $\eta_k$       | %                               |                   |
| 4. Номінальна витрата води через котел    | $G_k^{ном}$    | кг/с                            |                   |
| 4. Аеродинамічний опір                    | $\Delta P_{г}$ | кПа                             |                   |
| 5. Гідравлічний опір                      | $\Delta P_{в}$ | кПа                             |                   |
| 6. Розрахункова витрата палива            | $B_k$          | м <sup>3</sup> /год<br>(кг/год) |                   |
| 7. Мінімальна температура відхідних газів | $t'_г$         | °С                              |                   |
| 8. Габаритні розміри                      | довжина        | мм                              |                   |
|   | ширина         | мм                              |                   |
|   | висота         | мм                              |                   |



Рисунок 3.1. Водогрійний водотрубний котел серії KB

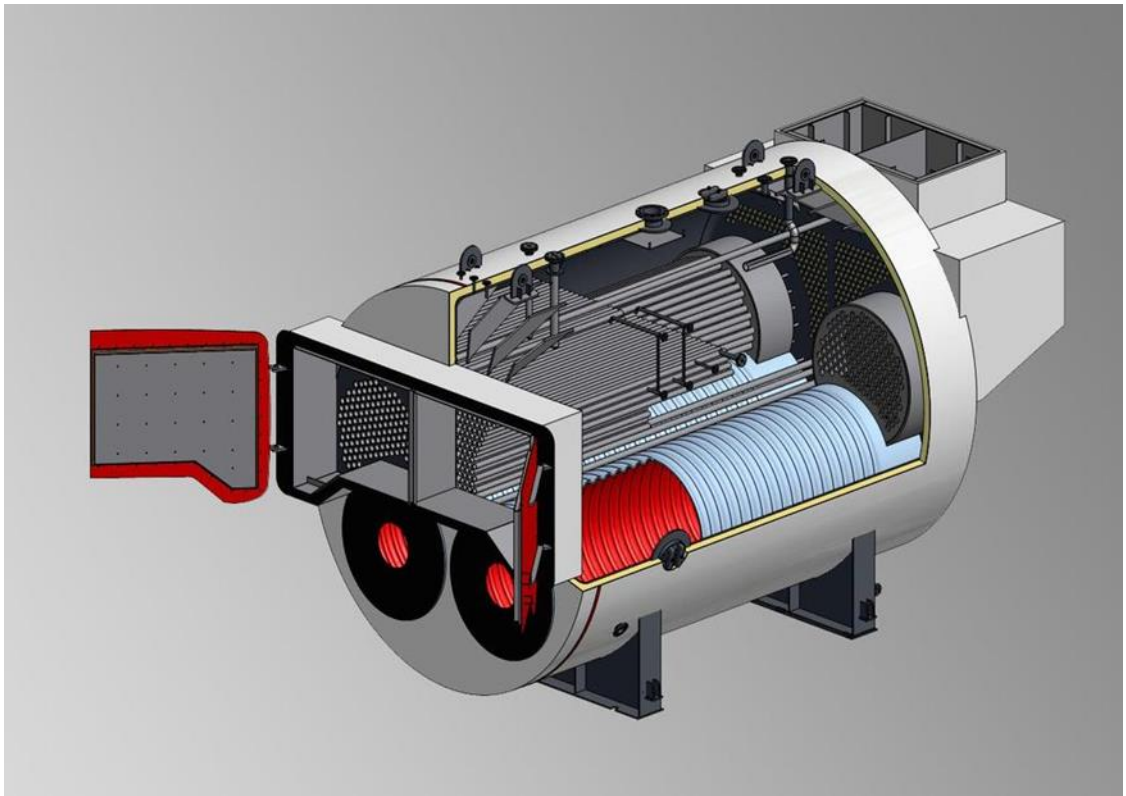


Рисунок 3.2. Водогрійний котел фірми VISSMANN



Рисунок 3.3. Водогрійний котел компанії GREENO

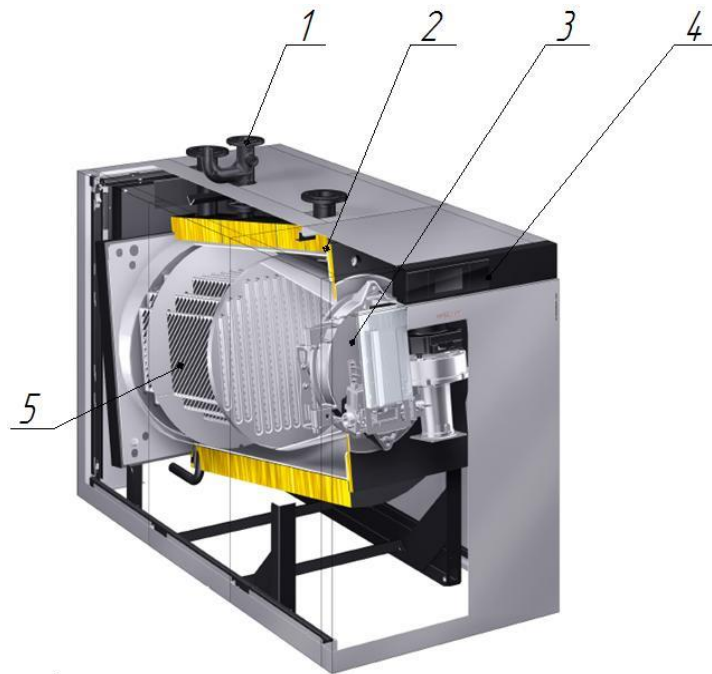


Рисунок 3.4. Конденсаційний котел фірми VISSMANN:  
 1 - патрубок зворотної магістралі; 2 - високоефективна теплоізоляція;  
 3 - модульований циліндричний пальник; 4 - контролер котлового контуру; 5 - теплообмінні поверхні



Рисунок 3.5. Водогрійний жаротрубний котел фірми KOLBI



Рисунок 3.6. Конденсаційний водогрійний котел фірми WOLF

Після вибору типу та кількості водогрійних котлів завершуються розрахунки теплової схеми котельні за наступними показниками (попередній розрахунок див. вище за п. п. 1 – 12).

13. Витрата води, що пропускається крізь всі водогрійні котли, кг/с

$$G_{\text{в.к}\Sigma} = N_{\text{к.в}} G_{\text{к}}^{\text{НОМ}}. \quad (3.6)$$

14. Витрата води від водогрійних котлів в теплову мережу

$$G_{\text{в.к}}^{\text{М}} = G_{\text{в.к}\Sigma}. \quad (3.7)$$

15. Сумарна витрата води перед насосами мережної води, кг/с

$$G_{\text{м.н}} = G_{\text{м}} + G_{\text{вит}}. \quad (3.8)$$

16. Температура води перед насосами мережної води, °С

$$t_2^{\text{М.Н}} = \frac{t_2 G_{\text{м}} + T_3 G_{\text{вит}}}{G_{\text{м.н}}}. \quad (3.9)$$

17. Витрата води на рециркуляцію, кг/с

$$G_{\text{рец}} = G_{\text{в.к}\Sigma} \frac{t_{\text{в.к}2} - t_2^{\text{М.Н}}}{t_{\text{в.к}1} - t_2^{\text{М.Н}}}, \quad (3.10)$$

де  $t_{\text{в.к}1}$  – розрахункова температура води на виході з котла, °С;  $t_{\text{в.к}2}$  – необхідна температура води на вході в котел, °С.

Для режиму I витрата води на рециркуляцію, кг/с

$$G_{\text{рец}} = G_{\text{в.к}}^{\text{м}} - G_{\text{м}} . \quad (3.11)$$

18. Витрата води крізь регульований перепуск, кг/с

$$G_{\text{пер}} = G_{\text{м}} \frac{t_{\text{вк1}} - t_1}{t_{\text{вк1}} - t_2^{\text{м.н}}} , \quad (3.12)$$

### 3.2. Вибір насосів

В котельнях систем децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання (див. вище розглянуті теплові схеми) використовуються наступні групи насосів:

- мережної води (на опалення, вентиляцію, водонагрівальну установку ГВП);
- циркуляційних контурів котлів;
- підживлюваної води;
- циркуляції системи ГВП;
- сирій водопровідної води;
- власних потреб (подача гарячої води на опалення і вентиляцію приміщень котельні) тощо.

Всі встановлені насоси мають електричний привід.

Вибір насосів здійснюється за каталогами заводів-виробників, в залежності від необхідної подачі та тиску (напору). Найпоширенішими компаніями, що постачають насоси на ринок України, є, наприклад, WILLO, GRUNDFOSS тощо.

Кількість насосів, як правило, повинна бути не менше двох, один з яких є резервним.

Як приклади, розглянемо вибір насосів мережної і підживлюваної води.

#### 3.2.1. Насоси мережної води

1. Подачу насосів мережної води, м<sup>3</sup>/год, визначають за формулою

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{м}} \cdot 3600}{\rho_{\text{в}}} , \quad (3.13)$$

де  $G_M$  – масова витрата мережної води, кг/с (потрібно взяти найбільше значення цієї величини з табл. 2.1);  $\rho_B$  – густина води, кг/м<sup>3</sup> (беруть за таблицями фізичних властивостей води при середній температурі мережної води  $t_{ср.в} = 0,5(t_1 + t_2)$  або постійне значення 1000 кг/м<sup>3</sup>).

## 2. Тиск насосів мережної води, МПа

### а) для теплової схеми котельні № 1

$$H_M = 1,1\Delta P_M + \Delta P_{тр} + \Delta P_{кл} \quad (3.14)$$

### б) для теплової схеми котельні № 2

$$H_M = 1,1\Delta P_M + \Delta P_{m.a} + \Delta P_{тр} + \Delta P_{кл}; \quad (3.15)$$

### в) для теплових схем котелень № 3, 5

$$H_M = 1,1\Delta P_M + \Delta P_{в.к} + \Delta P_{тр}; \quad (3.16)$$

### г) для теплової схеми котельні № 4

$$H_M = 1,1\Delta P_M + \Delta P_{тр}. \quad (3.17)$$

де  $\Delta P_M$  – гідравлічний опір трубопроводів теплової мережі, МПа;  $\Delta P_{тр}$  – гідравлічний опір трубопроводів усередині котельні, МПа;  $\Delta P_{кл}$  – гідравлічний опір триходового клапана, МПа;  $\Delta P_{т.а}$  – гідравлічний опір теплообмінника для нагріву мережної води на систему опалення, МПа;  $\Delta P_{в.к}$  – гідравлічний опір водогрійного котла, МПа.

## 2.1. Гідравлічний опір теплової мережі

При проектуванні, реконструкції або розширенні котелень зазвичай відомою є довжина магістралі, при цьому не завжди є дані щодо її конструктивних особливостей та наявних місцевих опорів, тому гідравлічний опір теплової мережі визначають за спрощеною методикою.

2.1.1. Спочатку беруть орієнтовну швидкість мережної води  $\omega_M$  в межах 1 - 2 м/с і визначають внутрішній діаметр трубопровода мережної води, м

$$d_M = 1,13 \sqrt{\frac{G_M}{\rho_M \omega_M}} \quad (3.18)$$

2.1.2. Отримане значення діаметра заокруглюють до найближчого стандартного  $d_y$ , м, після чого уточнюють дійсну швидкість води, м/с

$$\omega_{м.д} = \frac{4G_m}{\rho_m \pi d_y^2} \cdot \quad (3.19)$$

2.1.3. Гідравлічний опір теплової мережі, МПа

а) для теплових схем котелень № 1, 2, 3, 5

$$\Delta P_m = R \ell (1 + \alpha) \cdot 10^{-6}; \quad (3.20)$$

б) для теплової схеми котельні № 4, де насоси мережної води індивідуальної котельні подають воду на систему опалення будівлі, тобто фактично це є насоси системи опалення

$$\Delta P_m = [R l_k (1 + \alpha) + \rho_m g h] \cdot 10^{-6} \quad (3.21)$$

де  $R$  – питомі втрати тиску на тертя, Па/м;  $\ell$  – довжина теплової мережі у двотрубному виконанні, м;  $\alpha$  - коефіцієнт місцевих опорів;  $l_k$  – довжина найвіддаленішого циркуляційного кільця системи опалення будівлі, м;  $g$  – прискорення вільного падіння, м / с<sup>2</sup>;  $h$  – найбільша висота будівлі, м.

Коефіцієнт місцевих опорів можна визначити у залежності від діаметра умовного проходу трубопроводу  $d_y$  за даними табл. 3.2.

Таблиця 3.2. Коефіцієнт місцевих опорів

| Умовний діаметр трубопроводу $d_y$ , мм | Коефіцієнт місцевих опорів $\alpha$ |
|---|-------------------------------------|
| До 150                                  | 0,3                                 |
| 175 - 250                               | 0,6                                 |
| 300 - 350                               | 0,8                                 |
| 400 - 500                               | 0,9                                 |
| 600 - 1400                              | 1,0                                 |

Питомі втрати тиску на тертя, Па/м, визначаються за формулою

$$R = \lambda \frac{\rho_m \omega_{м.д}^2}{2} \frac{1}{d_y}, \quad (3.22)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт опору тертя.

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{k_e}{d_y} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (3.23)$$

де  $k_e$  – еквівалентний коефіцієнт абсолютної шорсткості внутрішньої поверхні труби, мм;  $Re$  – число Рейнольдса.

Відповідно до Правил Держтехнагляду усі трубопроводи опалювальних водогрійних котелень можуть виготовлятися із сталевих безшовних зварних труб, виконаних з вуглецевої сталі, для яких  $k_e = 0,1$  мм;

Число Рейнольдса визначається за відомою формулою

$$Re = \frac{d_y \omega_{м.д}}{\nu} \quad (3.24)$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість води,  $\text{м}^2/\text{с}$ , (беруть за таблицями фізичних властивостей води при середній температурі мережної води  $t_{\text{ср.в}} = 0,5 (t_1 + t_2)$ )).

2.2. Гідравлічний опір трубопроводів усередині котельні, МПа, зазвичай беруть 5 % від втрати тиску в мережі, тобто

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,05 \cdot \Delta P_{\text{м}} \quad (3.25)$$

2.3. Гідравлічний опір триходового клапана  $\Delta P_{\text{кл}}$ , МПа, визначають за таблицями технічних характеристик.

2.4. Гідравлічний опір теплообмінника для нагріву мережної води на систему опалення  $\Delta P_{\text{т.а}}$ , МПа, визначають за результатами гідравлічного розрахунку обраного теплообмінника (див. розрахунки нижче).

2.5. Гідравлічний опір водогрійного котла  $\Delta P_{\text{в.к}}$ , МПа, визначають за та таблицею технічних характеристик обраного котла (див., наприклад, табл. 3.1, в якій значення цієї величини  $\Delta P_{\text{в}}$ , кПа, необхідно перевести в МПа.

Таким чином за визначеними величинами подачі  $V_{\text{м}}$ ,  $\text{м}^3/\text{год}$ , і тиску  $H_{\text{м}}$ , МПа, обирають насоси мережної води (див., наприклад, рис. 3.7), для яких наводять тип, кількість і наступні технічні характеристики:



- дійсна подача  $V_{\text{м.д}}$ , м<sup>3</sup>/год;
- дійсний тиск  $H_{\text{м.д}}$ , МПа;
- номінальна потужність електродвигуна  $N_{\text{м}}$ , кВт;
- ККД  $\eta_{\text{м}}$ , %;
- частота обертання електродвигуна  $n_{\text{м}}$ , хв<sup>-1</sup>.



Рисунок 3.7. Загальний вигляд насоса мережної води

### 3.2.2. Насоси підживлюваної води

Оскільки контур підживлюваної води знаходиться безпосередньо в котельні, то можливо скласти детальну схему цього контуру з наявними місцевими опорами (див., наприклад, рис. 3.8).

Контур підживлюваної води розбивається на відповідні ділянки (на рис. 3.8 такими ділянками є 1-2, 2-3 і 3-4).

Нагадаємо, що ділянкою зветься трубопровід відповідної довжини з запірною-регулювальною арматурою, який має постійний діаметр та постійну витрату теплоносія.

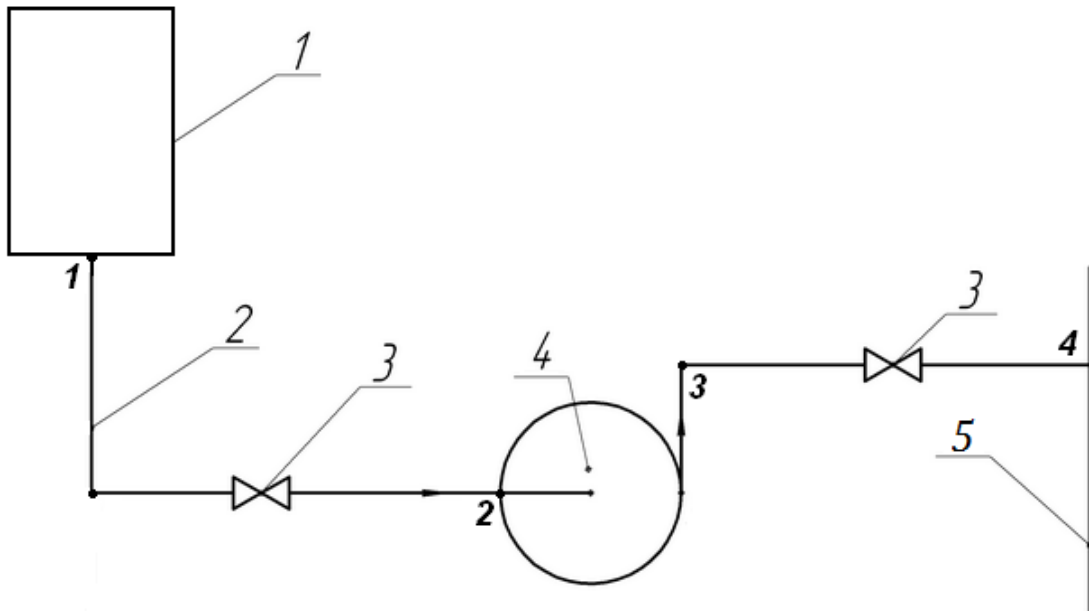


Рисунок 3.8. Схема контуру підживлюваної води:

1 – бак запасу підживлюваної води; 2 – трубопровід підживлюваної води;  
 3 – вентиля; 4 – насос підживлюваної води; 5 – трубопровід поворотної  
 мережної води;

*1-2, 2-3, 3-4* – розрахункові ділянки контура

1. Подачу насосів підживлюваної води  $V_{\text{підж}}$ , м<sup>3</sup>/год, визначають за формулою (3.13), в якій замість величини  $G_m$  підставляють витрату води для підживлення на заповнення витікань в тепловій мережі  $G_{\text{вит}}$ , кг/с (див. п. 10 табл.2.1), а густину води  $\rho_{\text{підж}}$ , кг/м<sup>3</sup>, визначають за таблицями фізичних властивостей води при температурі  $T_3$  (див. п. 8 вихідних даних до розрахунку теплової схеми).

2. Тиск насосів підживлюваної води, МПа, визначають за формулою

$$H_{\text{підж}} = \Delta P_{\text{пов}} + \Delta P_{\text{т}}, \quad (3.26)$$

де  $\Delta P_{\text{пов}}$  – тиск в трубопроводі поворотної мережі, МПа (величину задають);

$\Delta P_{\text{т}}$  - втрати тиску в трубопроводах контуру підживлюваної води, МПа.

2.1. Втрати тиску в трубопроводах контуру підживлюваної води, МПа, визначають за формулою

$$\Delta P_{\text{т}} = \sum_{i=1}^n (R_i \ell_i + Z_i) 10^{-6}, \quad (3.27)$$

де  $R_i$  – питомі втрати тиску на тертя на розрахунковій ділянці контуру,

Па/м;  $l_i$  – довжина ділянки контуру, м;  $Z_i$  – втрати тиску на місцеві опори на розрахунковій ділянці контуру, Па.

2.1.1. Спочатку беруть швидкість руху підживлюваної води  $\omega_{\text{підж.}i}$  в межах 0,5 – 1,5 м/с на всмоктувальному тракту насосів і 2 – 3 м/с – на напірному тракту і за формулою вигляду (3.18) визначають діаметри трубопроводів на всмоктувальному та напірному трактах  $d_{\text{підж.}1-2}$  і  $d_{\text{підж.}3-4}$ , м, відповідно.

2.1.2. Отримані значення діаметрів заокруглюють до найближчих стандартних  $d_{yi}$ , м, після чого за формулою вигляду (3.19) уточнюють дійсні швидкості води  $\omega_{\text{підж.}1-2}$   $\omega_{\text{підж.}3-4}$ , м/с, відповідно.

2.1.3. За формулою вигляду (3.24) визначають числа Рейнольдса на ділянках 1-2 і 3-4  $Re_{1-2}$  і  $Re_{3-4}$  відповідно, при цьому кінематичну в'язкість води  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с, беруть за таблицями фізичних властивостей води при температурі  $T_3$ .

2.1.4. За формулою вигляду (3.23) визначають коефіцієнти опору тертя на ділянках 1-2 і 3-4  $\lambda_{1-2}$  і  $\lambda_{3-4}$  відповідно, а за формулою вигляду (3.22) – питомі втрати тиску на тертя, Па/м, на цих же ділянках, тобто  $R_{1-2}$  і  $R_{3-4}$  відповідно.

2.1.5. Втрати тиску на місцеві опори, Па, визначають за формулою

$$Z_i = \sum \xi_i \frac{\rho_{\text{підж}} v_{\text{підж.}i}^2}{2}, \quad (3.28)$$

де  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці.

Згідно з наведеною на рис. 3.8 розрахунковою схемою до місцевих опорів відносяться: раптове звуження, відвід під 90°, вентиль на ділянці 1-2 та відвід під 90°, вентиль і розширення на ділянці 3-4. Коефіцієнти цих та інших місцевих опорів наведені у відповідних довідниках. Наприклад, коефіцієнти деяких місцевих опорів  $\xi_i$  складають:

- раптове звуження – 0,5;
- відвід під 90° – 0,5;

- вентиль прямоточний – 2,0;
- раптове розширення – 1,0 тощо.

Таким чином за визначеними величинами подачі  $V_{\text{підж}}$ , м<sup>3</sup>/год, і тиску  $H_{\text{підж}}$ , МПа, обирають насоси підживлюваної води (див., наприклад, рис. 3.9), для яких як і для насосів мережної води наводять тип, кількість і наступні технічні характеристики:

- дійсна подача  $V_{\text{підж.д}}$ , м<sup>3</sup>/год;
- дійсний тиск  $H_{\text{підж.д}}$ , МПа;
- номінальна потужність електродвигуна  $N_{\text{підж}}$ , кВт;
- ККД  $\eta_{\text{підж}}$ , %;
- частота обертання електродвигуна  $n_{\text{підж}}$ , хв<sup>-1</sup>.



Рисунок 3.9. Загальний вигляд насоса підживлюваної води

За наведеними вище методиками також здійснюють вибір і інших насосів, встановлених в котельні.

### 3.3. Теплообмінники

Вище при розгляді теплових схем котелень зазначалося, що для нагрівання води на потреби гарячого водопостачання можуть бути використані або ємнісні підігрівачі, або пластинчасті чи кожухотрубчасті теплообмінники, а для нагрівання води на систему опалення – пластинчасті чи кожухотрубчасті.

#### 3.3.1. Вибір ємнісних водонагрівачів для гарячого водопостачання

Ємнісні водонагрівачі гарячого водопостачання, або іншими словами бойлери непрямого нагріву, зазвичай встановлюються для котелень невеликої теплопродуктивності при децентралізованій системі теплопостачання.

В ємнісних нагрівачах (див. рис. 3.10) великий об'єм води ГВП нагрівається від поверхні теплообмінників, які виконані у вигляді змійовиків, що розміщені усередині бака-акумулятора, нагрівальною водою від котла.

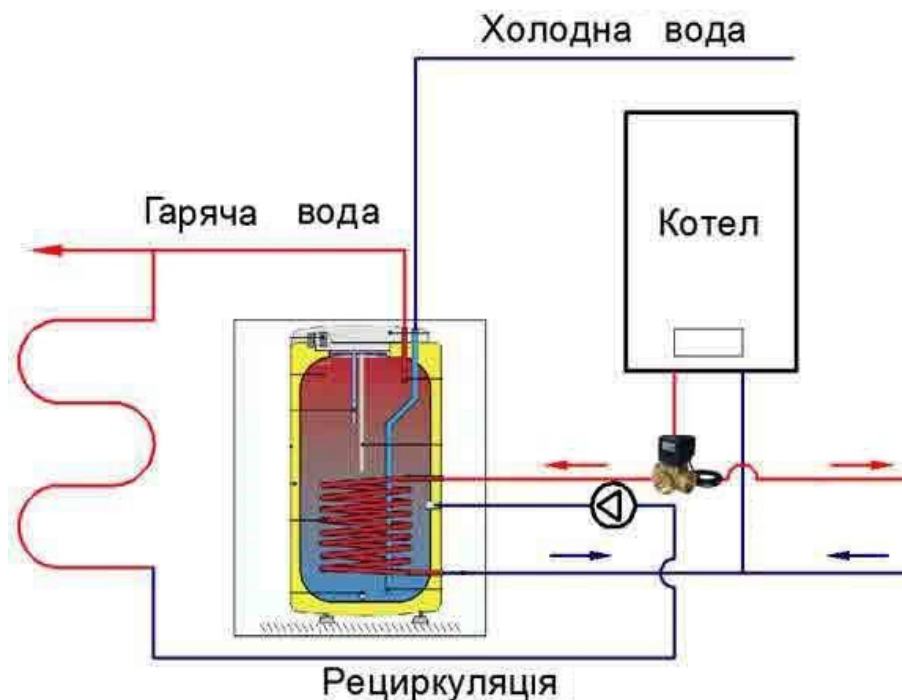


Рисунок 3.10. Схема підключення бойлера непрямого нагріву

По змійовику в бойлер непрямого нагріву від котла надходить нагрівальна вода, яка після охолодження знову спрямовується до котла для

наступного нагріву. Холодна вода через нижній патрубок подається в бак-акумулятор, а після досягнення необхідної температури через верхній патрубок спрямовується споживачам ГВП.

Трубки теплообмінника діаметром 20, 25, 32, 40, 50 мм виконують із міді, латуні або неіржавіючої сталі.

Для зменшення втрат теплоти від бака-акумулятора його зовнішня поверхня покрита теплоізоляцією з пінополістирола або поліуретану.

Розрахунки бойлерів непрямого нагріву з теплообмінниками здійснюють за методикою [12] з уточненнями автора.

*Вихідні дані до розрахунку:*

- витрата нагрівальної води  $G_1 = G_{г.в.}$ , кг/с (див. п.8 табл. 2.1);
- витрата води, що нагрівається  $G_2 = G_{г.в.}^{оп}$ , кг/с (див. п.7 табл. 2.1);
- температура нагрівальної води на вході  $t'_1 = t_1$  (режим I), °С;
- температура води, що нагрівається, на вході  $t'_2 = T_{13}$ , °С (див. п.7 вихідних даних до розрахунку схеми);
- температура води, що нагрівається, на виході  $t''_2 = t_{г.в.}^3$ , °С (див. п. 12 вихідних даних до розрахунку схеми);
- матеріал і діаметр ( $d_3 / d_{вн}$ ), мм, трубок теплообмінника;
- термін нагрівання води в водонагрівачі  $\tau$ , год.

*Методика розрахунку*

1. Необхідний об'єм накопичувального бака, м<sup>3</sup>

$$V = \frac{G_2}{\rho_2} \tau \cdot 3600. \quad (3.29)$$

Густина води  $\rho_2$ , кг/м<sup>3</sup>, в формулі (3.29) визначається за середньою температурою води, що нагрівається,  $\bar{t}_2$  (див. формулу (3.32)).

За величиною об'єма бака  $V$  з каталогів бойлерів непрямого нагріву з теплообмінниками попередньо визначається діаметр трубок змішувального теплообмінника, тобто ( $d_3 / d_{вн}$ ), мм.

2. Площу поверхні нагріву теплообмінника, м<sup>2</sup>, визначають за

формулою

$$F = \frac{kF}{k}, \quad (3.30)$$

де  $kF$  – питома теплопродуктивність водонагрівача, Вт/К;  $k$  – коефіцієнт теплопередачі в апараті, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

2.1. Питома теплопродуктивність водонагрівача, Вт/К, визначається за формулою

$$kF = G_1 c_1 \ln \frac{1}{1 - \frac{G_2 \ln \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}}{G_1}}, \quad (3.31)$$

де  $c_1$  – теплоємність нагрівальної води, Дж/(кг·К), яку можна брати 4187 Дж/(кг·К).

2.2. Середня температура води, що нагрівається, °С, визначається за наближеною формулою

$$\bar{t}_2 = t'_1 - \frac{t''_2 - t'_2}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t'_1 - t''_2}}, \quad (3.32)$$

2.3. Температура нагрівальної води на виході з апарата, °С, визначається за формулою

$$t''_1 = \bar{t}_2 + (t'_1 - \bar{t}_2) \exp\left(-\frac{kF}{G_1 c_1}\right) \quad (3.33)$$

2.4. Визначається середня температура нагрівальної води, °С

$$\bar{t}_1 = 0,5(t'_1 + t''_1). \quad (3.34)$$

2.5. З рівняння суцільності (нерозривності) визначають швидкість нагрівальної води в трубках змішувача теплообмінника, м/с

$$\omega_1 = \frac{4G_1}{\rho_1 \pi d_{\text{вн}}^2}. \quad (3.35)$$

Зазначимо, що густина нагрівальної води  $\rho_1$ , кг/м<sup>3</sup>, що входить до формули (3.35), визначається за її середньою температурою  $\bar{t}_1$ , а внутрішній діаметр трубок  $d_{\text{вн}}$  необхідно підставити в м.

2.6. Для визначення режиму руху води нагрівальної води в трубках теплообмінника визначається число Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{\omega_1 d_{\text{вн}}}{\nu_1}, \quad (3.36)$$

де  $\nu_1$  – кінематична в'язкість нагрівальної води, м<sup>2</sup>/с, яка визначається за середньою температурою нагрівальної води  $\bar{t}_1$ .

2.7. Для турбулентного режиму руху нагрівальної води (при  $Re_1$  більше за 10000) коефіцієнт тепловіддачі від нагрівальної води до внутрішньої поверхні стінки трубок змійовика, Вт/(м<sup>2</sup>·К), визначають за формулою

$$\alpha_1 = A_5 \frac{w_1^{0,8}}{d_{\text{вн}}^{0,2}} \quad (3.37)$$

де  $A_5$  – параметр, який в залежності від середньої температури нагрівальної води  $\bar{t}_1$ , визначається за даними табл. 3.3 [12].

Таблиця 3.3. Значення параметра  $A_5$  при середній температурі води

|                                   |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Температура води $\bar{t}_1$ , °С | 20   | 30   | 40   | 50   | 60   | 70   | 80   | 90   | 100  |
| Параметр $A_5$                    | 2031 | 2220 | 2400 | 2574 | 2733 | 2896 | 3042 | 3187 | 3315 |

Продовження табл. 3.3

|                                   |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Температура води $\bar{t}_1$ , °С | 110  | 120  | 130  | 140  | 150  | 160  | 170  | 180  |
| Параметр $A_5$                    | 3439 | 3554 | 3663 | 3762 | 3852 | 3937 | 4012 | 4076 |

2.8. Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні зовнішньої стінки трубок теплообмінника до води, що нагрівається, Вт/(м<sup>2</sup>·К), визначається за формулою для вільної конвекції при горизонтальному розташуванні трубок

$$Nu_m = C(Gr Pr)_m^n, \quad (3.38)$$

де  $Nu$  – число Нуссельта;  $Gr$  – критерій Грасгофа;  $Pr$  – критерій Прандтля;  $C$  і  $n$  – постійні коефіцієнти.

2.8.1. Обчислюється попереднє значення температури стінки трубок, °С



$$t_{cr1} = 0,5 (\bar{t}_1 + \bar{t}_2); \quad (3.39)$$

2.8.2. Розраховується середня температура пограничного шару води, що нагрівається, °С, яка є визначальною температурою

$$t_m = 0,5 (\bar{t}_2 + t_{cr1}) \quad (3.40)$$

2.8.3. Обчислюється критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{\beta_2 g d_3^3 (t_{cm1} - \bar{t}_2)}{\nu_2^2}, \quad (3.41)$$

де  $\beta_2$  – коефіцієнт температурного розширення води, 1/К;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\nu_2$  – кінематична в'язкість води, що нагрівається, м<sup>2</sup>/с.

2.8.4. За таблицями фізичних властивостей води при температурі  $t_m$  визначають величини  $\beta_2$ , 1/К,  $\nu_2$ , м<sup>2</sup>/с, а також критерій Прандтля Pr, потім за формулою (3.40) обчислюють критерій Грасгофа (Gr) і добуток (Gr Pr).

За табл. 3.4 в залежності від величини (Gr Pr) визначають постійні коефіцієнти  $C$  і  $n$ , за формулою (3.37) число Нуссельта  $Nu_m$ , а потім – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні зовнішньої стінки трубок теплообмінника до води, що нагрівається, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$\alpha_2 = \frac{Nu_m}{\lambda_2 d_3}, \quad (3.42)$$

де  $\lambda_2$  – теплопровідність води, що нагрівається, Вт/(м·К), визначається при температурі  $t_m$ .

Таблиця 3.4. Значення коефіцієнтів  $C$  і  $n$  в формулі (3.38) [12]

| $(Gr Pr)_m$                         | $C$   | $n$ |
|-------------------------------------|-------|-----|
| $1 \cdot 10^{-4} - 1 \cdot 10^{-3}$ | 0,5   | 0   |
| $1 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^2$    | 1,18  | 1/8 |
| $5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$       | 0,54  | 1/4 |
| $2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{12}$    | 0,135 | 1/3 |

2.9. Коефіцієнт теплопередачі від нагрівальної води до води, що

нагрівається, в бойлері непрямого нагріву з теплообмінником, Вт/(м<sup>2</sup>·К), визначається за формулою

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{нак}}}{\lambda_{\text{нак}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.43)$$

де  $\delta_{\text{ст}}$  і  $\delta_{\text{нак}}$  – товщина стінки трубок теплообмінника і товщина накипу на трубках відповідно, м;  $\lambda_{\text{ст}}$  і  $\lambda_{\text{нак}}$  – теплопровідність матеріалу трубок і накипу на трубках відповідно, Вт/(м·К).

Товщину стінок  $\delta_{\text{ст}}$  беруть за обраними діаметрами трубок, товщину накипу можна наближено брати  $\delta_{\text{нак}} = 0,0005$  м; теплопровідність, Вт/(м·К), згідно з даними [13] при температурі 100 °С – наступними: накипу – 1,5; матеріалу трубок з міді – 385, з латуні – 117, з неіржавіючої сталі – 25.

2.10. Здійснюють перевірку попередньо обчисленої температури стінки трубок теплообмінника, °С

$$t_{\text{cm}2} = \bar{t}_2 + \frac{k}{\alpha_2} (\bar{t}_1 - \bar{t}_2). \quad (3.44)$$

2.11. Розбіжність в попередньо обчисленій і дійсній температурі стінки трубок, %, визначається за формулою

$$\delta t_{\text{cm}} = \frac{(t_{\text{cm}1} - t_{\text{cm}2})}{0,5(t_{\text{cm}1} + t_{\text{cm}2})} 100. \quad (3.45)$$

Якщо розбіжність в температурах  $t_{\text{ст}1}$  і  $t_{\text{ст}2}$  перевищує 5 %, то необхідно з новим значенням температури стінки  $t_{\text{ст}2}$  уточнити середню температуру пограничного шару  $t_m$  (формула 3.40); фізичні властивості води, що нагрівається; критерій Грасгофа (формула 3.41); коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  (формула 3.42); коефіцієнт теплопередачі  $k$  (формула 3.43) і знову перевірити температуру стінки трубок теплообмінника (формула 3.44), розбіжність якої з новим значенням не повинна перевищувати 5 %.

2.11. За формулою (3.30) визначають площу поверхні нагріву теплообмінника  $F$ , м<sup>2</sup>, і за каталогом остаточно обирається один або декілька бойлерів непрямого нагріву та наводяться технічні характеристики

одного з них, зокрема, об'єм бака  $V$ , м<sup>3</sup>; площу поверхні нагріву теплообмінника  $F$ , м<sup>2</sup>; висоту  $H$ , мм; діаметр  $D$ , мм; гідравлічний опір змійовикового теплообмінника за напрямком руху нагрівальної води  $\Delta P_{\omega 1}$ , кПа.

**Приклад 3.1.** Для встановлення в котельні децентралізованого теплопостачання обрати бойлер непрямого нагріву з теплообмінником, що використовується для нагрівання води гарячого водопостачання споживачів, за наступними вихідними даними:

- витрата нагрівальної води  $G_1 = 1,8$  кг/с;
- витрата води, що нагрівається  $G_2 = 0,7$  кг/с;
- температура нагрівальної води на вході  $t'_1 = 80$  °С;
- температура води, що нагрівається, на вході  $t'_2 = 5$  °С;
- температура води, що нагрівається, на виході  $t''_2 = 55$  °С;
- термін нагрівання води в водонагрівачі  $\tau = 1$  год.

*Розрахунки*

1. За формулою (3.32) визначаємо середню температуру води, що нагрівається

$$\bar{t}_2 = 80 - \frac{55 - 5}{\ln \frac{80 - 5}{80 - 55}} = 34,5 \text{ °С.}$$

За цією температурою визначаємо густину води, що нагрівається, яка складає  $\rho_2 = 994$  кг/м<sup>3</sup> [13].

2. За формулою (3.29) попередньо обчислюємо необхідний об'єм накопичувального бака

$$V = \frac{0,7}{994} 1 \cdot 3600 = 2,54 \text{ м}^3.$$

За каталогом теплоенергетичного обладнання, наприклад, [14], попередньо обираємо два накопичувальних баки фірми ТЕПЛОБАК об'ємом по 1,5 м<sup>3</sup> кожного з діаметром труб змійовикового теплообмінника  $(d_3/d_{\text{вн}}) = (42,3/35,9)$  мм з неіржавіючої сталі.

Подальші розрахунки виконуємо для одного бойлера, при цьому витрати нагрівальної води і води, що нагрівається, необхідно поділити порівну, тобто  $G_{11} = (1,8 / 2) = 0,9$  кг/с і  $G_{21} = (0,7 / 2) = 0,35$  кг/с.

3. За формулою (3.31) визначаємо питому теплопродуктивність водонагрівача

$$kF = 0,9 \cdot 4187 \ln \frac{1}{1 - \frac{0,35}{0,9} \ln \frac{80-5}{80-55}} = 2099 \text{ Вт/К.}$$

4. За формулою (3.33) визначаємо температуру нагрівальної води на виході з апарата

$$t_1'' = 34,5 + (80 - 34,5) \exp\left(-\frac{2099}{0,9 \cdot 4187}\right) = 49,4 \text{ }^\circ\text{C.}$$

5. За формулою (3.34) обчислюється середня температура нагрівальної води

$$\bar{t}_1 = 0,5(80 + 49,4) = 64,7 \text{ }^\circ\text{C.}$$

За цією температурою визначають фізичні властивості води:

- густину  $\rho_1 = 980,7$  кг/м<sup>3</sup>;

- кінематичну в'язкість  $\nu_1 = 0,448 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с [13].

6. За формулою (3.35) визначають швидкість нагрівальної води в трубках змішувального теплообмінника

$$\omega_1 = \frac{4 \cdot 0,9}{980,7 \cdot 3,14 \cdot 0,0359^2} = 0,91 \text{ м/с.}$$

7. За формулою (3.36) визначається число Рейнольдса для нагрівальної води

$$\text{Re}_1 = \frac{0,91 \cdot 0,0359}{0,448 \cdot 10^{-6}} = 7,3 \cdot 10^4.$$

Режим руху нагрівальної води – турбулентний.

8. Для турбулентного режиму руху води за табл. 3.3 при середній температурі  $\bar{t}_1 = 64,7$  °С визначаємо параметр  $A_5 = 2810$ , а за формулою (3.37)

- коефіцієнт тепловіддачі від нагрівальної води до внутрішньої поверхні стінки трубок зміювика

$$\alpha_1 = 2810 \frac{0,91^{0,8}}{0,0359^{0,2}} = 5068 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

9. За формулою (3.39) обчислюється попереднє значення температури стінки трубок

$$t_{\text{ст1}} = 0,5 (64,7 + 34,5) = 49,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

10. За формулою (3.40) розраховується середня температура пограничного шару води, що нагрівається

$$t_m = 0,5 (34,5 + 49,8) = 42,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

За цією температурою визначають фізичні властивості води:

- коефіцієнт температурного розширення води  $\beta_2 = 4,01 \cdot 10^{-4} \text{ 1/К}$ ;
- кінематичну в'язкість  $\nu_2 = 0,636 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- критерій Прандтля  $\text{Pr}_2 = 4,14$ ;
- теплопровідність  $\lambda_2 = 0,638 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  [13].

11. За формулою (3.41) обчислюється критерій Грасгофа для води, що нагрівається

$$\text{Gr} = \frac{4,01 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81 \cdot 0,0423^3 (49,8 - 34,5)}{(0,636 \cdot 10^{-6})^2} = 1,125 \cdot 10^7,$$

а потім добуток

$$(\text{Gr Pr}) = (1,125 \cdot 10^7 \cdot 4,14) = 4,66 \cdot 10^7.$$

12. За табл. 3.4 визначаємо значення коефіцієнтів  $C = 0,135$  і  $n = 1/3$ , а за формулою (3.38) – число Нуссельта для води, що нагрівається

$$\text{Nu}_m = 0,135 (4,66 \cdot 10^7)^{1/3} = 48,6.$$

13. За формулою (3.42) визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від поверхні зовнішньої стінки трубок теплообмінника до води, що нагрівається

$$\alpha_2 = \frac{48,6}{0,638 \cdot 0,0423} = 1800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

14. Беремо товщину стінок обраних трубок змійовикового теплообмінника  $\delta_{ст} = 0,0032$  м, теплопровідність неіржавіючої сталі  $\lambda_{ст} = 25$  Вт/(м·К) [13], товщину накипу на трубках  $\delta_{нак} = 0,0005$  м, теплопровідність накипу  $\lambda_{нак} = 1,5$  Вт/(м·К) [13], і за формулою (3.43) визначаємо коефіцієнт теплопередачі в бойлері непрямого нагріву

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5068} + \frac{0,0032}{25} + \frac{0,0005}{1,5} + \frac{1}{1800}} = 805,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

15. За формулою (3.44) визначаємо дійсну температуру стінки трубок теплообмінника

$$t_{cm2} = 34,5 + \frac{805,8}{1800} (64,7 - 34,5) = 48 \text{ }^\circ\text{C}.$$

16. За формулою (3.45) визначаємо розбіжність в попередньо обчисленій і дійсній температурі стінки трубок

$$\delta t_{cm} = \frac{(49,8 - 48)}{0,5(49,8 + 48)} 100 = 3,6 \text{ } \%$$

Оскільки ця розбіжність не перевищує 5 %, то температура стінки, яка була попередньо обчислена, не потребує уточнення.

17. За каталогом фірми ТЕПЛОБАК [14] остаточно обираємо два бойлери з неіржавіючої сталі ВТН-2 (рис. 3.11) з наступними характеристиками кожного з них:

- об'єм бака  $V = 1500$  л;
- висота  $H = 2200$  мм;
- зовнішній діаметр  $D1 = 1200$  мм;
- внутрішній діаметр  $D = 1000$  мм;
- діаметр змійовика  $d = 850$  мм;
- поверхня нагріву теплообмінника  $F_d = 4,1$  м<sup>2</sup>;
- приєднувальні розміри патрубків для підведення і відведення нагрівальної води  $h_5 = h_6 = 1,5''$ .

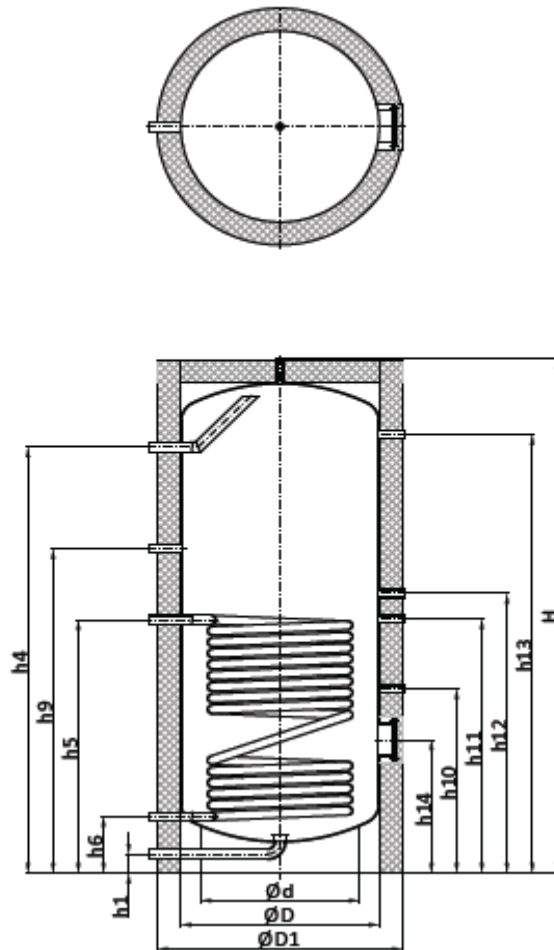


Рисунок 3.11. Бойлер із неіржавіючої сталі ВТН-2

18. Гідравлічний опір змійовикового теплообмінника за напрямком руху нагрівальної води, Па, визначається за формулою

$$\Delta P_{\omega 1} = \rho_1 \frac{\omega_1^2}{2} \left( k + \xi \frac{L}{d_{\text{ен}}} \right), \quad (3.46)$$

де  $k$  – поправка на гідродинамічну початкову ділянку, яку для круглих каналів можна брати  $k = 1,16$ ;  $\xi$  – коефіцієнт опору тертя;  $L$  – повна довжина каналу змійовика, м.

Повна довжина каналу змійовика, м, визначається з конструктивних характеристик теплообмінника за формулою

$$L = F_{\text{д}} / [\pi \cdot 0,5(d_3 + d_{\text{вн}})]; \quad (3.47)$$

$$L = 4,1 / [3,14 \cdot 0,5(42,3 + 35,9)10^{-3}] = 33,4 \text{ м.}$$

Коефіцієнт опору тертя в змійовикових каналах визначають за формулою, що наведена в роботі [15]

$$\xi = 0,0385 \sqrt{\frac{d_{\text{вн}}}{d}} + 0,312 \text{Re}_1^{-0,25}; \quad (3.48)$$

$$\xi = 0,0385 \sqrt{\frac{35,9}{850}} + 0,312(7,3 \cdot 10^4)^{-0,25} = 0,0269.$$

Тоді згідно з формулою (3.47) гідравлічний опір теплообмінника за напрямком руху нагрівальної води складе

$$\Delta P_{\text{в1}} = 980,7 \frac{0,91^2}{2} (1,16 + 0,0269 \frac{33,4}{0,0359}) = 10633 \text{ Па.}$$

### 3.3.2. Вибір пластинчастих теплообмінників для опалення і гарячого водопостачання

Вище зазначалося, що найпоширенішими для котелень децентралізованого та помірно-централізованого тепlopостачання є пластинчасті теплообмінники, які використовуються для нагріву мережної води на опалення і води гарячого водопостачання і встановлюються усередині котелень, тому нижче і буде розглянута методика їх вибору.

#### 3.3.2.1. Вихідні дані до розрахунків

- теплове навантаження теплообмінника  $Q_i$ , кВт;

- витрати води, кг/с:

1) на водонагрівальну установку ГВП:

а) нагрівальної  $G_1 = G_{\text{г.в}}$  (див. п. 8 табл. 2.1);

б) води, що нагрівається на гаряче водопостачання споживачів  $G_2 = G_{\text{г.в}}^{\text{сп}}$

(див. п. 7 табл.2.1);

2) на теплообмінник опалення – розраховуються за формулами (3.52) і (3.53), які наведені нижче;

- розрахункові температури нагрівальної води (за параметрами котла):

а) у подавальному трубопроводі  $t'_1 = t_1$  (режим I), °С;

б) у поворотному трубопроводі  $t''_1 = t_2$  (режим I), °С;

- температури води, що нагрівається:

1) для системи опалення (за параметрами системи опалення):



- у подавальному трубопроводі системи опалення  $t_2'' = t_{11}$  (режим I), °С;

- у поворотному трубопроводі системи опалення  $t_2' = t_{21}$  (режим I), °С;

2) для системи гарячого водопостачання:

- температура води, що нагрівається, на вході  $t_2' = T_{13}$ , °С (див. п.7 вихідних даних до розрахунку схеми);

- температура води, що нагрівається, на виході  $t_2'' = t_{г.в}^3$ , °С (див. п. 12 вихідних даних до розрахунку схеми);

### 3.3.2.2. Методика теплового розрахунку

Метою теплового розрахунку є визначення площі теплопередавальної поверхні теплообмінника, за величиною якої з каталогів обирають типовий пластинчастий теплообмінник.

Площа теплопередавальної поверхні теплообмінника,  $m^2$ , визначається за відомим рівнянням теплопередачі

$$F_i = \frac{Q_i \cdot 10^3}{k_i \Delta t_i} \quad (3.49)$$

де  $Q_i$  – теплове навантаження теплообмінника, кВт;  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, Вт/( $m^2 \cdot K$ );  $\overline{\Delta t}$  – середній температурний напір, К.

1. Коефіцієнт теплопередачі, Вт/( $m^2 \cdot K$ ), розраховується за відомою формулою

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{31} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.50)$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від нагрівальної води до внутрішньої поверхні стінки каналу, Вт/( $m^2 \cdot K$ );  $\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стінки каналу до води, що нагрівається, Вт/( $m^2 \cdot K$ );  $R_{31}$  і  $R_{32}$  – термічні опори теплопровідності забруднень на внутрішній і зовнішній поверхнях стінках каналу відповідно, ( $m^2 \cdot K$ )/Вт;  $\delta_{ст}$  – товщина стінки каналу;  $\lambda_{ст}$  – теплопровідність матеріалу пластин, Вт/( $m \cdot K$ ).

3. За каталогами виробників для обраного виду теплообмінника

визначається тип пластин та геометричні розміри пластин і каналів, які вони створюють, тобто:

- тип пластин;
- матеріал пластин;
- габаритні розміри однієї пластини  $a \times b \times \delta_{ст}$ , мм;
- площа поверхні теплообміну однієї пластини  $F_1$ , м<sup>2</sup>;
- еквівалентний діаметр міжпластинчастого каналу  $d_e$ , м;
- площа поперечного перерізу одного каналу  $f_1$ , м<sup>2</sup>;
- приведена довжина каналу  $L_n$ , м;
- крок гофрів  $s$ , мм;
- висота гофрів  $h$ , мм;
- кількість гофрів  $n_g$ , мм;
- діаметр умовного проходу кутового отвору  $D_y$ , мм;
- гідравлічний коефіцієнт  $c$ , беруть  $c = 15$ .

2. За формулою (3.34) визначається середня температура нагрівальної води  $\bar{t}_1$ , °С, а середня температура води, що нагрівається, °С, за наступною формулою

$$\bar{t}_2 = 0,5(t_2' + t_2'') . \quad (3.51)$$

3. За температурами  $\bar{t}_1$  і  $\bar{t}_2$  визначаються фізичні властивості нагрівальної води і води, що нагрівається:

- густина  $\rho_i$ , кг/м<sup>3</sup>;
- питома масова теплоємність  $c_i$ , Дж/(кг·К);
- теплопровідність  $\lambda_i$ , Вт/(м·К);
- кінематична в'язкість  $\nu_i$ , м<sup>2</sup>/с;
- критерій Прандтля  $Pr_i$ .

4. За рівняннями теплового балансу визначають витрати води в теплообміннику опалення, кг/с

- нагрівальної

$$G_1 = \frac{Q_i \cdot 10^3}{c_1 (t_1' - t_1'')} \quad (3.52)$$

- води, що нагрівається

$$G_2 = \frac{Q_i \cdot 10^3}{c_2 (t_2'' - t_2')} \quad (3.53)$$

5. За рівняннями суцільності (нерозривності) визначають швидкості нагрівальної води ( $\omega_1$ ) і води, що нагрівається ( $\omega_2$ ) в теплообміннику, м/с

$$\omega_i = \frac{G_i}{z_i f_1 \rho_i}, \quad (3.54)$$

де  $z$  – кількість каналів в одному ході для нагрівальної води ( $z_1$ ) і води, що нагрівається ( $z_2$ ), шт (цими величинами попередньо задаються).

6. Обчислюють середню температуру стінки теплообмінника, °С

$$\bar{t}_{\text{ст}} = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) \quad (3.55)$$

За цією температурою за таблицею фізичних властивостей води визначають критерій Прандтля  $Pr_{\text{ст}}$ .

7. Визначають коефіцієнти тепловіддачі від нагрівальної води до внутрішньої поверхні стінки каналу ( $\alpha_1$ ) і від зовнішньої поверхні стінки каналу до води, що нагрівається ( $\alpha_2$ ), Вт/(м<sup>2</sup>·К)

7.1. За методикою роботи [16]

а). За виразом вигляду (3.56) визначають число Рейнольдса в каналах для нагрівальної води ( $Re_1$ ) і води, що нагрівається ( $Re_2$ )

$$Re_i = \frac{\omega_i d_e}{\nu_i}; \quad (3.56)$$

б). За критеріальним рівнянням вигляду (3.57) визначають число Нуссельта для нагрівальної води ( $Nu_1$ ) і води, що нагрівається ( $Nu_2$ )

$$Nu_i = 0,135 \cdot Re_i^{0,73} \cdot Pr_i^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_i}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}; \quad (3.57)$$

в). За виразом вигляду (3.58) визначають коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha_1$  і

$\alpha_2$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$$a_i = \frac{Nu_i \lambda_i}{d_e}. \quad (3.58)$$

7.2. За методикою роботи [17] коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  і  $\alpha_2$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), розраховується за формулою вигляду (3.59)

$$\alpha_i = A_i \frac{\omega_i^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (3.59)$$

де  $A$  – температурний множник, який для нагрівальної води ( $A_1$ ) і води, що нагрівається ( $A_2$ ), визначається за формулою вигляду (3.60)

$$A_i = 0,1 \frac{\lambda_i}{\nu_i^{0,73}} Pr_i^{0,43} \left( \frac{Pr_i}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (3.60)$$

8. Термічні опори теплопровідності забруднень на стінках пластин і стінки пластин, (м<sup>2</sup>·К)/Вт, беруть наступними:

- на стінках пластин з боку нагрівальної води  $R_{31} = 0,00045$ ;
- на стінках пластин з боку води, що нагрівається,  $R_{32} = 0,00023$ ;

9. За формулою (3.61) визначають середній температурний напір в теплообміннику, °С, для протитечійної схеми руху теплоносіїв (див.рис. 3.12), попередньо визначивши більшу ( $\Delta t_{\delta}$ ) і меншу ( $\Delta t_m$ ) різниці температур, °С, за відомими співвідношеннями

$$\overline{\Delta t_i} = \frac{\Delta t_{\delta i} - \Delta t_{mi}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta i}}{\Delta t_{mi}}}. \quad (3.61)$$

10. Остаточо за формулою (3.50) обчислюють коефіцієнт теплопередачі  $k$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), а за формулою (3.49) – площу теплопередавальної поверхні теплообмінника  $F$ , м<sup>2</sup>.

11. Кількість пластин в теплообміннику, шт.

$$z = \frac{F}{F_1}. \quad (3.62)$$

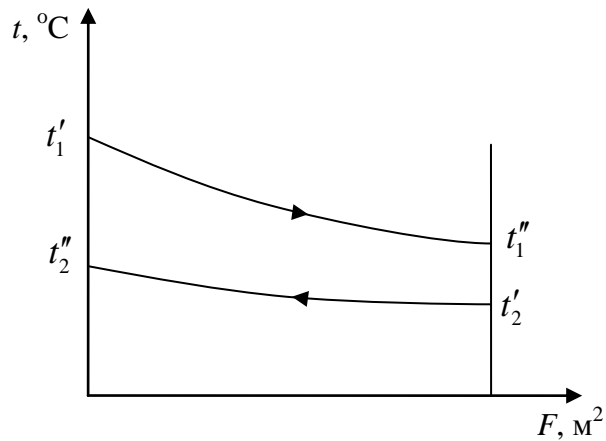


Рисунок 3.12. Графік зміни температур теплоносіїв у теплообміннику

Отриману величину  $z$  необхідно заокруглити до найближчого цілого числа.

12. Кількість ходів в теплообміннику, шт.

$$x = \frac{z-1}{z_1 + z_2}. \quad (3.63)$$

Отриману величину необхідно заокруглити до найближчого цілого числа.

13. Дійсна загальна кількість пластин в теплообміннику, шт.

$$z_d = x z_1 + x z_2 + 1. \quad (3.64)$$

14. Дійсна площа теплопередавальної поверхні теплообмінника, м<sup>2</sup>

$$F_d = F_1 z_d. \quad (3.65)$$

За цією величиною з каталогів обирається типовий пластинчастий теплообмінник і виписуються його характеристики.

### 3.3.2.3. Методика гідравлічного розрахунку

1. Якщо для визначення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  використовувалися формули (3.59), (3.60), тобто за методикою роботи [17], то за формулою (3.56) необхідно визначити число Рейнольдса в каналах для нагрівальної води ( $Re_1$ ) і води, що нагрівається ( $Re_2$ ).

2. За виразом (3.66) визначають коефіцієнт гідравлічного тертя за напрямком руху нагрівальної води ( $\lambda_1$ ) і води, що нагрівається ( $\lambda_2$ )

$$\lambda_i = \frac{c}{\text{Re}_i^{0,25}} \cdot \quad (3.66)$$

3. За формулою (3.67) визначають втрати тиску у каналах теплообмінника, Па, з боку нагрівальної води ( $\Delta P_1$ ) і води, що нагрівається ( $\Delta P_2$ )

$$\Delta P_i = \lambda_i \frac{L_{\text{п}}}{d_e} \frac{x \rho_i \omega_i^2}{2} \cdot \quad (3.67)$$

4. Беруть максимальну швидкість теплоносіїв  $\omega_{\text{max}} = 1,5$  м/с і за формулою (3.68) визначають діаметри патрубків, мм, для під'єднання трубопроводів нагрівальної води ( $D_{\text{п1}}$ ) і води, що нагрівається ( $D_{\text{п2}}$ )

$$D_{\text{пi}} = 1130 \sqrt{\frac{G_i}{\rho_i \omega_{\text{max}}}} \quad (3.68)$$

За сортаментом трубопроводів обирають стандартні значення діаметрів патрубків, де наводиться внутрішній діаметр та товщина стінки труби, мм, тобто  $d_{\text{вн}} \times \delta_{\text{ст}}$ .

Підсумкові результати розрахунків зводять до таблиці (див. табл. 3.5)

Таблиця 3.5. Результати розрахунків теплообмінника

| Найменування величини                              | Позначення                                 | Одиниця                | Значення величини |
|--|--|------------------------|-------------------|
| 1. Коефіцієнт теплопередачі                        | $k$  | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) |                   |
| 2. Площа теплопередавальної поверхні               | $F_{\text{д}}$                             | м <sup>2</sup>         |                   |
| 3. Кількість пластин                               | $z$  | шт.                    |                   |
| 4. Кількість ходів                                 | $x$  | шт.                    |                   |
| 5. Втрати тиску з боку нагрівальної води           | $\Delta P_1$                               | кПа                    |                   |
| 6. Втрати тиску з боку води, що нагрівається       | $\Delta P_2$                               | кПа                    |                   |
| 7. Діаметри патрубків з боку нагрівальної води     | $d_{\text{п1}} \times \delta_{\text{ст1}}$ | мм х мм                |                   |
| 7. Діаметри патрубків з боку води, що нагрівається | $d_{\text{п2}} \times \delta_{\text{ст2}}$ | мм х мм                |                   |

5. Складають схему компоновки пластин в теплообміннику, при цьому в чисельнику наводять суму кількості пластин кожного ходу за напрямком

руху нагрівальної води, а в знаменнику – те саме для води, що нагрівається (в одному з ходів буде на одну пластину більше).

Наприклад, в результаті розрахунків одного з теплообмінників було визначено кількість ходів  $x = 6$ , кількість пластин в кожному ході за напрямком руху нагрівальної води  $z_1 = 5$  і за напрямком руху води, що нагрівається,  $z_2 = 5$ , загальна кількість пластин  $z = 61$ , тоді схема компоновки теплообмінника, буде наступною

$$C_x \frac{5+5+5+5+5+5}{6+5+5+5+5+5},$$

а на рис. 3.13 наведена схема руху теплоносіїв, наприклад, для останнього ходу

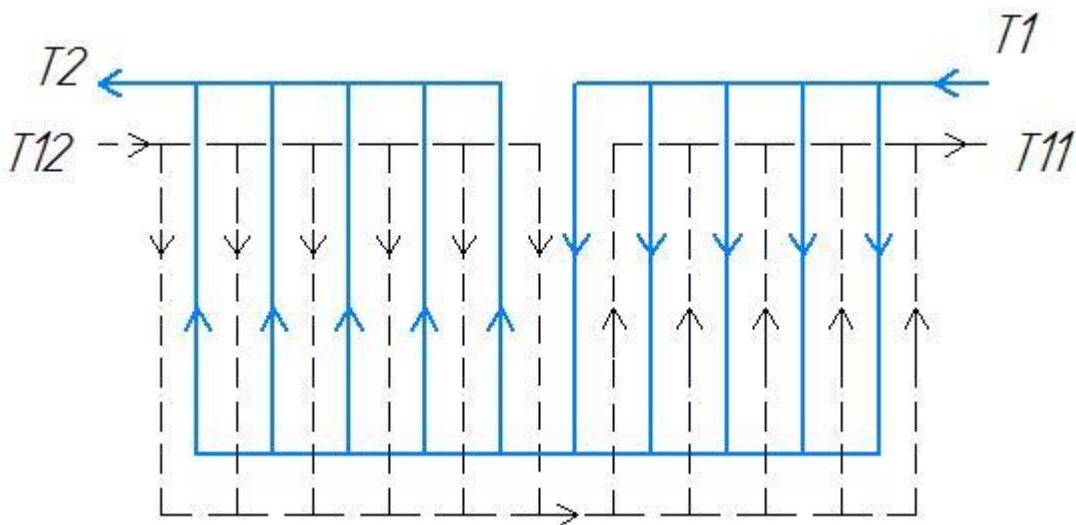


Рисунок 3.13. Схема руху теплоносіїв в теплообміннику

**Приклад 3.2.** Обрати пластинчастий теплообмінник для нагрівання води гарячого водопостачання споживачів, що встановлений в котельні децентралізованого тепlopостачання, за наступними вихідними даними:

- теплове навантаження теплообмінника  $Q = 500$  кВт;
- витрати води:
  - а) нагрівальної  $G_1 = 4,77$  кг/с;
  - б) води, що нагрівається на ГВП  $G_2 = 2,39$  кг/с;
- розрахункові температури нагрівальної води:
  - а) на вході в теплообмінник  $t'_1 = 95$  °С;

б) на виході з теплообмінника  $t_1'' = 70$  °С;

- температури води, що нагрівається:

- на вході в теплообмінник  $t_2' = 5$  °С;

- на виході з теплообмінника  $t_2'' = 55$  °С.

### Розрахунки

1. Орієнтуємося на пластинчастий теплообмінник фірми ДАНФОСС ХG40, за каталогом [18] визначаємо характеристики пластин і каналів (табл. 3.6).

Таблиця 3.6. Характеристики пластин і каналів теплообмінника

| Найменування величини      | Позначення                      | Одиниця        | Значення величини |
|----------------------------|---------------------------------|----------------|-------------------|
| Пластина                   |                                 |                |                   |
| Матеріал                   | неіржавіюча сталь               |                |                   |
| Теплопровідність матеріалу | $\lambda_{ст}$                  | Вт/(м·К)       | 25                |
| Габаритні розміри          | $a \times b \times \delta_{ст}$ | мм             | 800x400x1         |
| Площа поверхні теплообміну | $F_1$                           | м <sup>2</sup> | 0,288             |
| Щілинні канали             |                                 |                |                   |
| Еквівалентний діаметр      | $d_e$                           | м              | 0,009             |
| Площа поперечного перерізу | $f_1$                           | м <sup>2</sup> | 0,00245           |
| Приведена довжина          | $L_{п}$                         | м              | 0,856             |
| Інші параметри             |                                 |                |                   |
| Гідравлічний коефіцієнт    | $c$                             | -              | 15                |

2. За формулою (3.34) обчислюють середню температуру нагрівальної води

$$\bar{t}_1 = 0,5(95 + 70) = 82,5 \text{ °С,}$$

за якою визначають її фізичні властивості [13]:

- густину  $\rho_1 = 970,2$  кг/м<sup>3</sup>;

- питому масову теплоємність  $c_1 = 4201$  Дж/(кг·К);

- теплопровідність  $\lambda_1 = 0,676$  Вт/(м·К);

- кінематичну в'язкість  $\nu_1 = 0,315 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;

- критерій Прандтля  $Pr_1 = 2,15$ .

3. За формулою (3.51) визначають середню температуру води, що нагрівається



$$\bar{t}_2 = 0,5(5 + 55) = 30 \text{ }^\circ\text{C},$$

за якою визначають її фізичні властивості [13]:

- густину  $\rho_2 = 995,7 \text{ кг/м}^3$ ;
- питому масову теплоємність  $c_2 = 4174 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ ;
- теплопровідність  $\lambda_2 = 0,618 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ;
- кінематичну в'язкість  $\nu_2 = 0,805 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- критерій Прандтля  $Pr_2 = 5,42$ .

4. Беремо кількість каналів в одному ході для нагрівальної води  $z_1 = 4$  шт. і для води, що нагрівається  $z_2 = z_1 = 6$  шт., і за рівнянням (3.54) визначаємо швидкості води в каналах теплообмінника:

- нагрівальної

$$\omega_1 = \frac{4,77}{6 \cdot 0,00245 \cdot 970,2} = 0,33 \text{ м/с};$$

- води, що нагрівається

$$\omega_2 = \frac{2,39}{6 \cdot 0,00245 \cdot 995,7} = 0,16 \text{ м/с}.$$

5. За формулою (3.55) обчислюють середню температуру стінки теплообмінника

$$\bar{t}_{ct} = 0,5(82,5 + 30) = 56,3 \text{ }^\circ\text{C},$$

за якою за таблицею фізичних властивостей води [13] визначають критерій Прандтля  $Pr_{ct} = 3,19$ .

6. За виразом (3.56) визначають число Рейнольдса:

- в каналах для нагрівальної води

$$Re_1 = \frac{0,33 \cdot 0,009}{0,315 \cdot 10^{-6}} = 4000;$$

- в каналах для води, що нагрівається

$$Re_2 = \frac{0,16 \cdot 0,009}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1787.$$

7. За формулою (3.57) визначають число Нуссельта:

- для потоку нагрівальної води

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 4000^{0,73} \cdot 2,5^{0,43} \cdot \left( \frac{2,15}{3,19} \right)^{0,25} = 72,4;$$

- для потоку води, що нагрівається

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 1787^{0,73} \cdot 5,42^{0,43} \cdot \left( \frac{5,42}{3,19} \right)^{0,25} = 75,4.$$

8. За формулою (3.58) визначають коефіцієнти тепловіддачі:

- від потоку нагрівальної води до поверхні пластини

$$\alpha_1 = \frac{72,4 \cdot 0,676}{0,009} = 5440 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- від поверхні пластини до потоку води, що нагрівається

$$\alpha_2 = \frac{75,4 \cdot 0,618}{0,009} = 5177 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

9. Беремо згідно з наведеними вище рекомендаціями термічні опори теплопровідності забруднень на пластинах з боку нагрівальної води  $R_{31} = 0,00045 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$  і з боку води, що нагрівається,  $R_{32} = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ , і за формулою (3.50) визначаємо коефіцієнт теплопередачі від потоку нагрівальної води до потоку води, що нагрівається

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5440} + 0,00045 + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{25} + 0,00023 + \frac{1}{5177}} = 911,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

10. Обчислюють більшу і меншу різницю температур відповідно (див. рис. 3.12):

$$\Delta t_6 = t_1'' - t_2' = 70 - 5 = 65 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = t_1' - t_2'' = 95 - 55 = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

За формулою (3.61) визначають середній температурний напір в теплообміннику

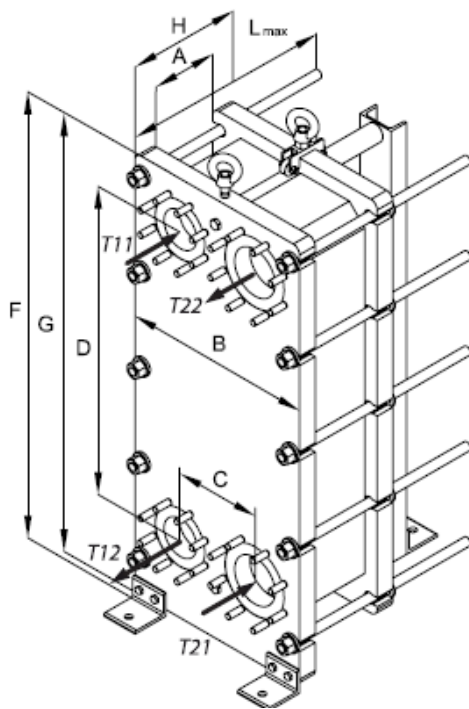
$$\overline{\Delta t} = \frac{65 - 40}{\ln \frac{65}{40}} = 51,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

11. За формулою (3.49) визначають площу теплопередавальної поверхні теплообмінника

$$F = \frac{500 \cdot 10^3}{911,7 \cdot 51,5} = 10,6 \text{ м}^2.$$

12. За каталогом [18] обираємо двоходовий теплообмінник фірми ДАНФОСС ХG40 № 0043В1045 (рис. 3.14, 3.15) з кількістю ходів  $x = 2$ , дійсною площею теплопередавальної поверхні  $F_d = 14,88 \text{ м}^2$  і кількістю пластин  $z_d = 50$  шт, габаритні розміри наведені в табл. 3.7.

Діаметри під'єднувальних патрубків  $DN_1 100/DN_2 125$ .



*T<sub>11</sub> — ввід теплоносителя греючого контура  
T<sub>12</sub> — вихід теплоносителя греючого контура  
T<sub>21</sub> — ввід теплоносителя нагріваемого контура  
T<sub>22</sub> — вихід теплоносителя нагріваемого контура*

Рисунок 3.14. Габаритні розміри теплообмінника ХG40

Таблиця 3.7. Габаритні розміри обраного теплообмінника

| Позначення на рис. | A     | B   | C   | D   | G    | H     | F    |
|--------------------|-------|-----|-----|-----|------|-------|------|
| Розмір, мм         | 212,5 | 540 | 240 | 856 | 1198 | 312,5 | 1238 |



Рисунок 3.15. Загальний вигляд теплообмінника XG40

13. За виразом (3.66) визначають коефіцієнт гідравлічного тертя:

- для потоку нагрівальної води

$$\lambda_1 = \frac{15}{4000^{0,25}} = 1,886;$$

- для потоку води, що нагрівається

$$\lambda_2 = \frac{15}{1787^{0,25}} = 2,307.$$

14. За формулою (3.67) визначають втрати тиску у каналах теплообмінника:

- за потоком нагрівальної води

$$\Delta P_1 = 1,886 \frac{0,856}{0,009} \cdot \frac{2 \cdot 970,2 \cdot 0,33^2}{2} = 18952 \text{ Па};$$

- за потоком води, що нагрівається

$$\Delta P_2 = 2,307 \frac{0,856}{0,009} \cdot \frac{2 \cdot 995,7 \cdot 0,16^2}{2} = 5593 \text{ Па}.$$

15. Підсумкові результати розрахунку наведені в табл. 3.8.

Таблиця 3.8. Результати розрахунку пластинчастого теплообмінника

| Найменування величини                              | Позначення   | Одиниця                | Значення величини |
|--|--------------|------------------------|-------------------|
| 1. Коефіцієнт теплопередачі                        | $k$          | Вт/(м <sup>2</sup> ·К) | 911,7             |
| 2. Площа теплопередавальної поверхні               | $F_d$        | м <sup>2</sup>         | 14,88             |
| 3. Кількість пластин                               | $z$          | шт.                    | 50                |
| 4. Кількість ходів                                 | $x$          | шт.                    | 2                 |
| 5. Втрати тиску з боку нагрівальної води           | $\Delta P_1$ | кПа                    | 18,952            |
| 6. Втрати тиску з боку води, що нагрівається       | $\Delta P_2$ | кПа                    | 5,593             |
| 7. Діаметри патрубків з боку нагрівальної води     | $DN_1$       | мм                     | 100               |
| 7. Діаметри патрубків з боку води, що нагрівається | $DN_2$       | мм                     | 125               |

### 3.4. Трубопроводи і запірно-регулювальна арматура

#### 3.4.1. Вибір трубопроводів

Трубопроводи в котельнях призначені для подачі до обладнання (котли, теплообмінники, установка водопідготовки тощо) та відведення від нього води за відповідними призначеннями (сира, хімічно підготовлена, поворотна від споживачів, подавальна до споживачів, підживлювана, тощо) з відповідними витратами і параметрами (температура, тиск, тощо).

Трубопроводи прокладаються зазвичай із сталевих водогазопровідних труб за ГОСТ 3262-75\* та сталевих електрозварних труб за ГОСТ 10704-91. Перевагою сталевих труб є велика міцність, незначний коефіцієнт теплового розширення і киснева непроникність. Для з'єднання трубопроводів використовують зварювання, різьбові або фланцеві з'єднання.

При проектуванні або реконструкції котелень необхідно передбачувати заходи, які б забезпечили можливість правильного заповнення трубопроводів при пуску, опорожненні, при відключенні і дренажа при експлуатації. Прокладка трубопроводів здійснюється з ухилом не менше як 0,001; верхні точки трубопроводів забезпечуються вентилями для випуску повітря. Опорожнення трубопроводів здійснюється з нижніх їх точок т через штуцери (див. рис. 3.16). Відведення повітря або води від

пристроїв опорожнення , продувки і дренажа здійснюється за допомогою дренажних трубопроводів.

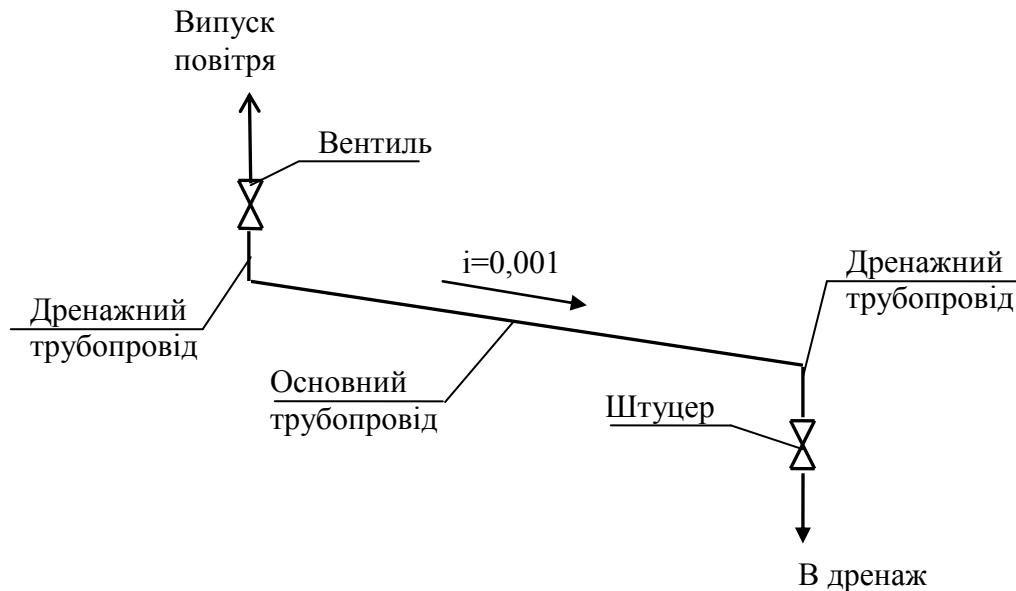


Рисунок 3.16. Оснащення трубопроводів

На трубопроводах в котельнях встановлюють запірно-регулювальну арматуру, яка може бути муфтовою (з внутрішньою різьбою на кінцях для з'єднання з трубами для  $d_y \leq 40$  мм) і фланцевою ( з фланцями на кінцях при  $d_y \geq 50$  мм).

Як запірно-регулювальні пристрої використовують коркові, кульові і інші крани, дросель-клапани, вентилі (з прямою і нахиленою віссю), при діаметрі  $d_y \geq 50$  мм – засувки; зворотні клапани; клапани регулювальні триходові тощо.

Для розрахунку діаметрів трубопроводів використовують рівняння суцільності (нерозривності)

$$m = \rho \omega f, \quad (3.69)$$

де  $m$  – максимально можлива витрата теплоносія на ділянці, кг/с, яка отримана з розрахунку теплової схеми котельні;  $\rho$  – густина середовища, кг/м<sup>3</sup>, беруть при середній температурі цього середовища на ділянці;  $\omega$  – швидкість середовища, м/с;  $f$  – площа поперечного перерізу трубопроводу, м<sup>2</sup>.

Швидкість води рекомендують брати від 0,5 до 1,5 м/с на всасі і від 2 до 3 м/с на напорі насосів

Згідно з рівнянням (3.69) визначають внутрішній діаметр трубопроводу, мм

$$d = 1130 \sqrt{\frac{m}{\rho \omega}} . \quad (3.70)$$

Отриманий в формулі (3.70) внутрішній діаметр трубопроводу заокруглюється до стандартного, а в позначенні вказують зовнішній діаметр і товщину стінки, тобто  $d_n \times \delta_{ст}$ , мм х мм.

Результати розрахунків діаметрів наводять в таблицю (див. табл. 3.9).

Таблиця 3.9. Результати розрахунків трубопроводів

| Вид середовища        | Витрата середовища $m$ , кг/с | Параметри середовища |                | Розміри трубопроводу                       |                 |
|-----------------------|-------------------------------|----------------------|----------------|--|-----------------|
|                       |                               | Температура $t$ , °С | Тиск $P$ , МПа | Діаметр $d_n \times \delta_{ст}$ , мм х мм | Довжина $l$ , м |
| Вода сира             |                               |                      |                |  |                 |
| Вода підживлювана     |                               |                      |                |  |                 |
| Вода подавальна на ТА |                               |                      |                |  |                 |
| Вода поворотна від ТА |                               |                      |                |  |                 |
| тощо                  |                               |                      |                |  |                 |

Запірно-регулювальну арматуру (крани, вентиля, засувки) обирають в залежності від визначеного діаметра за відповідними каталогами (методика вибору триходового регулювального клапана наведена нижче).

При проектуванні трубопроводів необхідно також вибирати несучі конструкції – опори та підвіски, вирішувати питання про компенсацію лінійних подовжень гарячих трубопроводів.

Для кріплення трубопроводів можна використовувати нерухомі та рухомі опори.

Максимальна можлива відстань між опорами трубопроводів залежить від діаметра та товщини стінок труб та від параметрів теплоносія і складає від 2 до 8 м (див. рис. 3.17).

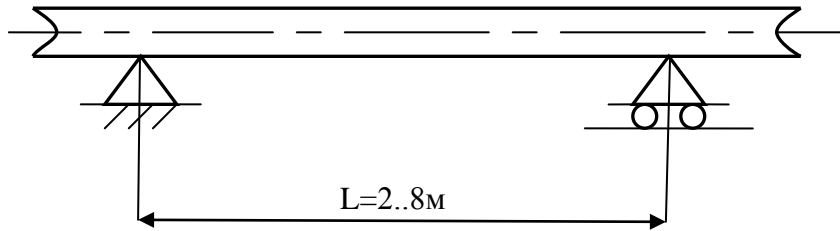


Рисунок 3.17. Розташування опор трубопроводів

Всі трубопроводи з температурою поверхні, яка перевищує  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , необхідно ізолювати. Матеріал теплоізоляції та її товщина залежать від температури робочого середовища, наприклад, при температурах середовища до  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$  як теплоізоляційний шар вибирається мінеральна вата.

Трубопроводи в котельні після монтажу, випробування та закінчення ізоляційних робіт повинні фарбуватися за всією довжиною.

### 3.4.2. Триходові регулювальні клапани

В розглянутих вище теплових схемах котелень, наприклад, наведених на рис. 2.1 і 2.2, показані триходові регулювальні клапани, які призначені для регулювання необхідної температури води в подавальній мережі у залежності від температури зовнішнього повітря (так зване погодозалежне регулювання) шляхом підмішування частини поворотної води. Принцип регулювання такими клапанами полягає у якісному порівнянні температур потоків теплоносія на вході та на виході з нього і вибору оптимального положення керуючого органу (шток, диск, тощо) з метою автоматичного досягнення необхідної температури суміші води, яка спрямовується на систему опалення.

Для вибору триходового клапану необхідно задавати пропускну здатність,  $\text{м}^3/\text{год}$ , та перепад тисків на ньому, бар.

**Приклад 3.3.** Вибрати триходовий регулювальний клапан з електроприводом для погодозалежного регулювання температури подавальної води, що надходить на систему опалення житлових будівель від індивідуальної опалювальної котельні, якщо в результаті розрахунків



теплової схеми для максимально-зимового режиму витрата подавальної води при температурі  $t_{1\max} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$  складає  $G_o = 16,5 \text{ кг/с}$ .

### *Розрахунки*

1. Орієнтуємося, наприклад, на триходовий регулювальний клапан фірми ДАНФОСС НFE3 і за каталогом для нього [19] визначаємо максимальний робочий перепад тиску  $\Delta P = 0,5 \text{ бар}$ .

2. Визначаємо об'ємну витрату подавальної води на систему опалення,  $\text{м}^3/\text{год}$

$$V_o = \frac{G_o}{\rho_o} 3600. \quad (3.71)$$

Беремо густину води при температурі  $t_{1\max} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$   $\rho_o = 961,9 \text{ кг/м}^3$  [13], тоді об'ємна витрата подавальної води

$$V_o = \frac{16,5}{961,9} 3600 = 61,75 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Подальші розрахунки виконані за методикою [20].

3. Визначають пропускну здатність регулювального клапану,  $\text{м}^3/\text{год}$

$$k_v = \frac{V_o}{\sqrt{\Delta P}}; \quad (3.72)$$

$$k_v = \frac{61,75}{\sqrt{0,5}} = 87,3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

4. За каталогом [19] потрібно обрати клапан, максимальна пропускну здатність для якого ( $k_{vs}$ ,  $\text{м}^3/\text{год}$ ) повинна перевищувати величину  $k_v$ .

Таким вимогам задовольняє клапан з найближчим значенням величини  $k_{vs}$ , що перевищує величину  $k_v$ , з характеристиками:

- максимальна пропускну здатність  $k_{vs} = 150 \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- номінальний діаметр  $DN = 80 \text{ мм}$ ;
- робочий тиск  $P_p = 6 \text{ бар}$ .

5. Визначають максимальну об'ємну витрату теплоносія через повністю відкритий клапан при розрахунковому перепаді тиску,  $\text{м}^3/\text{год}$

$$V_{\max} = k_{vs} \sqrt{\Delta P} ; \quad (3.73)$$

$$V_{\max} = 150 \cdot \sqrt{0,5} = 106,1 \text{ м}^3/\text{год.}$$

6. Дійсні втрати тиску на повністю відкритому регулювальному клапані, бар, при розрахунковій об'ємній витраті теплоносія

$$\Delta P_p = \left( \frac{V_o}{k_{vs}} \right)^2 ; \quad (3.74)$$

$$\Delta P_p = \left( \frac{61,75}{150} \right)^2 = 0,17 \text{ бар.}$$

7. За рівнянням суцільності (нерозривності) визначають швидкість потоку води, що проходить через регулювальний клапан, м/с

$$v = \frac{4V_o}{3600 \pi DN^2} ; \quad (3.75)$$

$$v = \frac{4 \cdot 61,75}{3600 \cdot 3,14 \cdot (0,08)^2} = 3,41 \text{ м/с.}$$

Згідно з рекомендаціями [20] швидкість потоку води повинна бути менша, або дорівнювати значенню 3,5 м/с.

Отримана швидкість потоку не перевищує максимальне значення.

8. Визначають ступінь відкриття регулювального клапану, %

$$x = \frac{k_v}{k_{vs}} 100 ; \quad (3.76)$$

$$x = \frac{87,3}{150} 100 = 58,2 \text{ \%}.$$

Таким чином обраний триходовий регулювальний клапан фірми ДАНФОСС HFE3 (кодовий № 065Z0434) (рис. 3.18) з електроприводом АМВ 162, максимальною пропускною здатністю  $k_{vs} = 150 \text{ м}^3/\text{год}$  і номінальним діаметром  $DN = 80 \text{ мм}$ , задовольняє рекомендованим умовам експлуатації за швидкістю води та ступеню відкриття, тобто забезпечить необхідне регулювання температури води в подавальній мережі системи опалення у залежності від температури зовнішнього повітря.



Рисунок 3.18. Загальний вигляд триходового регулювального клапану

### 3.5. Розширювальні баки

“Розширювальні баки призначені для компенсації температурного збільшення об’єму води при її нагріванні, видалення з системи теплопостачання накопичень повітря і контролю за рівнем води в системі” [3].

“Відомо, що об’єм води при нагріванні збільшується приблизно на 0,3 % на кожні 10 °С. Тому при підвищенні температури, наприклад, на 90 °С, початковий об’єм води збільшиться приблизно на 3 %. Якщо ця вода не надійде в бак, то в системі виникне надлишковий тиск, що може призвести до розгерметизації системи опалення за рахунок протікання труб в місцях їх з’єднання” [3].

В закритих системах теплопостачання зазвичай використовують мембранні розширювальні баки.

“Конструктивно мембранний розширювальний бак (рис. 3.19) являє собою балон шароподібної або овальної форми, що поділений усередині герметичною мембраною на дві частини (повітряну та рідинну). У повітряній частині баку знаходиться клапан, через який при суттєвому збільшенні тиску видаляється повітря, а вода при цьому займає внутрішній об’єм баку. При підвищенні тиску води мембрана прогинається, видаляючи повітря з бачка. Коли водяний тиск зменшується, то мембрана повертається до початкового стану, і повітря через клапан надходить в бачок. При цьому

вода має можливість розширюватися, не контактуючи з повітрям” [3].

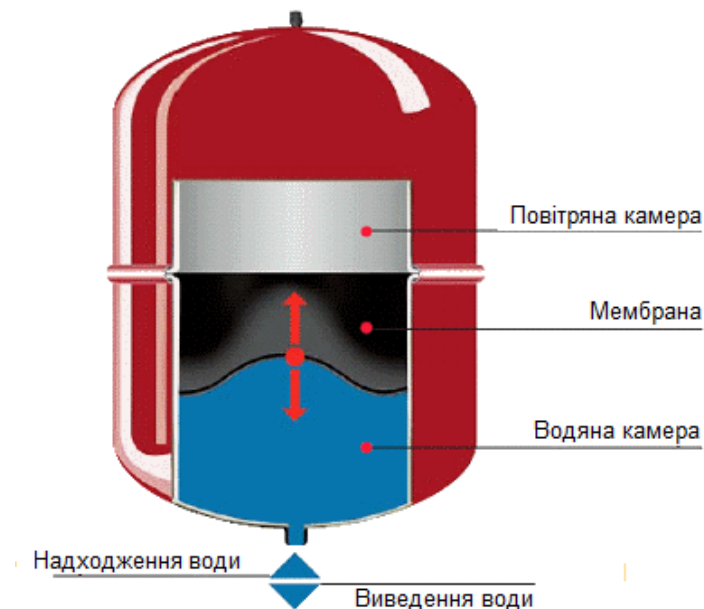


Рисунок 3.19. Мембранний розширювальний бак

Мембранні розширювальні баки в котельнях децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання зазвичай встановлюються поряд з котлами.

Вибір мембранних розширювальних баків можна здійснити за методикою, наведеною в навчальному посібнику [3], з посиланням на роботу [21].

**Приклад 3.4.** Вибрати мембранні розширювальні баки для встановлення в опалювальній водогрійній котельні з трьома котлами сумарною теплопродуктивністю  $Q_c = 2$  МВт. Від котельні покривається навантаження на опалення і гаряче водопостачання групи дев'ятиповерхових житлових будинків висотою  $h = 30$  м з розрахунковим графіком теплової мережі  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (95/70)$  °С. Запобіжний клапан налаштовується на тиск 6,5 бар.

*Розрахунки*

1. Визначаємо попередній надлишковий тиск в розширювальному баку, бар

$$P_o = (P_c + P_n), \quad (3.77)$$

де  $P_c$  – статичний тиск в системі теплопостачання (опалення), бар;  $P_n$  – тиск пари в розширювальному баку, бар.

Для визначення статичного тиску необхідно перевести найбільшу висоту будівель  $h = 30$  м в бар, що складе  $P_c = 3$  бар, а тиск пари  $P_n = 0,2$  бар [3], тоді згідно з формулою (3.77) величина

$$P_o = (3 + 0,2) = 3,2 \text{ бар.}$$

2. Кінцевий надлишковий тиск беремо на 0,5 бар менше ніж тиск запобіжного клапана [3], тобто

$$P_{\text{кін}} = 6,5 - 0,5 = 6,0 \text{ бар.}$$

3. Визначаємо об'єм води в системі теплопостачання, л

$$V_{\text{сист}} = g_{\text{сист}} Q_c \cdot 10^3, \quad (3.78)$$

де  $g_{\text{сист}}$  – питомий об'єм води в системі опалення, л / кВт.

Житлові будинки обладнані сучасними системами опалення при встановленні радіаторів, згідно з посиланням [3] беремо величину  $g_{\text{сист}} = 10$  л/кВт, тоді

$$V_{\text{сист}} = 10 \cdot 2 \cdot 10^3 = 20000 \text{ л.}$$

4. Визначаємо збільшення об'єма води в системі теплопостачання при її нагріванні, л

$$V_p = V_{\text{сист}} k / 100, \quad (3.79)$$

де  $k$  – коефіцієнт розширення теплоносія, % ( див. табл. 3.10).

Таблиця 3.10. Зміна об'єма води при нагріванні [3]

|                     |      |      |      |      |      |      |      |
|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| $t, ^\circ\text{C}$ | 40   | 50   | 60   | 70   | 80   | 90   | 100  |
| $k, \%$             | 0,75 | 1,18 | 1,68 | 2,25 | 2,89 | 3,58 | 4,43 |

За температурою  $t_{1\text{max}} = 95 ^\circ\text{C}$  визначаємо  $k = 4,005 \%$ , тоді згідно з формулою (3.79)

$$V_p = 20000 \cdot 4,005 / 100 = 801 \text{ л.}$$

5. Визначаємо необхідний об'єм мембранного розширювального бака, л [21]

$$V_6 = (V_p + V_3) P_{\text{кін.абс}} / (P_{\text{кін}} - P_0), \quad (3.80)$$

де  $V_3$  – об'єм теплоносія, який початково надходить в розширювальний бак за рахунок статичного тиску системи опалення (водяний затвор), л;  $P_{\text{кін.абс}}$  – кінцевий абсолютний тиск, бар.

5.1. Водяний затвор для бака  $V_3$  беремо 0,5 % від величини  $V_{\text{сист}}$  [3], тобто

$$V_3 = (0,5 \cdot 20000) / 100 = 100 \text{ л.}$$

5.2. Кінцевий абсолютний тиск, бар

$$P_{\text{кін.абс}} = P_{\text{кін}} + P_6, \quad (3.81)$$

де  $P_6$  – барометричний тиск, бар, беремо  $P_6 = 1,0$  бар.

5.3. Об'єм мембранного розширювального бака

$$V_6 = (801 + 100) (6,0 + 1,0) / (6,0 - 3,2) = 2252 \text{ л.}$$

6. За каталогами фірми, наприклад, Zilmet, обираємо 3 мембранні розширювальні баки Zilmet CAL-PRO об'ємом  $V_6$  д по 800 л кожного з кінцевим тиском 6 бар (рис. 3.20). Розширювальні баки встановлюються в приміщенні котельні для кожного з обраних водогрійних котлів.



Рисунок 3.20. Мембранний розширювальний бак фірми ZILMET

7. Визначають абсолютний тиск наповнення розширювального бака, бар

$$P_{\text{нап.абс}} = P_{\text{о.абс}} V_{\text{б.д}} / (V_{\text{б.д}} - V_{\text{з}}), \quad (3.82)$$

де  $P_{\text{о.абс}}$  – попередній абсолютний тиск в розширювальному баку, бар; беруть

$$P_{\text{о.абс}} = P_{\text{о}} + P_{\text{б}}.$$

$$P_{\text{нап.абс}} = (3,2 + 1,0) 800 / (800 - 100) = 4,8 \text{ бар.}$$

$$P_{\text{нап.роб}} = 3,8 \text{ бар.}$$

### 3.6. Гідравлічні розподілювачі

Гідравлічні розподілювачі (гідравлічні стрілки) призначені для розділення котельного контуру і контуру системи тепlopостачання. Вони забезпечують незалежність роботи вказаних контурів без необхідності урівноваження циркуляції теплоносія в них. Окрім цього в гідравлічних стрілках відбувається відмулювання теплоносія і видалення з нього повітря.

Конструктивно гідравлічна стрілка – це вертикально або горизонтально розташована ємність зі з'єднувальними патрубками для контурів (див. рис. 3.21).

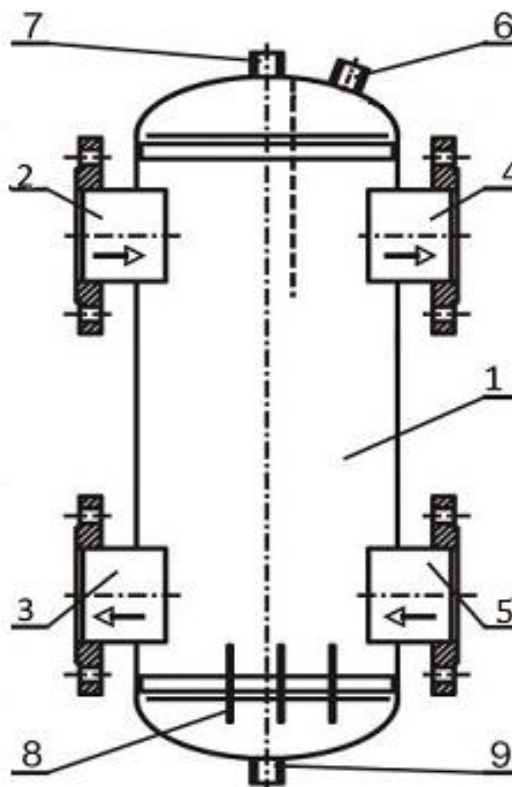


Рисунок 3.21. Конструкція гідравлічного розподілювача

На циліндричному корпусі 1 розташовані чотири патрубки, з яких 2 впускний і 3 випускний котлового контуру, а 4 – випускний і 5 впускний теплопостачального контуру. В резервуарі міститься гільза 6 для встановлення датчика температури. У верхній частині передбачений патрубок 7, який призначений для встановлення автоматичного клапану випуску повітря. В нижній частині розміщені перегородки 8, які покращують процес відмулення теплоносія. Відведення утворених під час роботи гідравлічної стрілки забруднень здійснюється через патрубок 9, до якого під'єднується спускний клапан.

На рис. 3.22 показані характерні режими роботи гідравлічних стрілок.

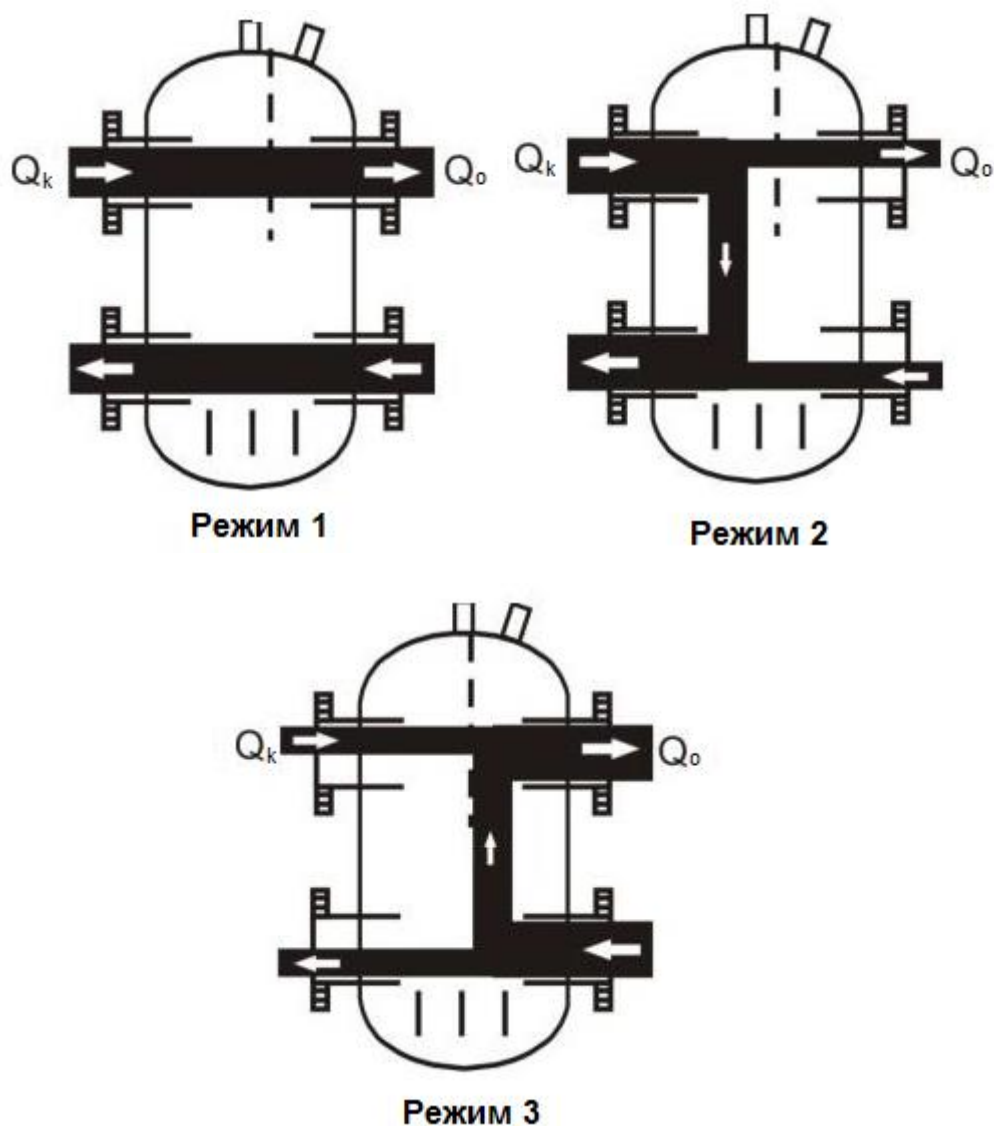


Рисунок 3.22. Режимы работы гидравлических стрілок



*Режим 1.* Потік теплоти з боку котлового контуру  $Q_k$  відповідає потоку теплоти з боку системи тепlopостачання  $Q_o$ . Тоді подавальна вода з котла безпосередньо спрямовується до споживачів, а поворотна – повертається до котла для наступного нагріву.

*Режим 2.* Відбувається зменшення потоку споживаної теплоти в системі тепlopостачання  $Q_o$ , тоді частина нагрітої в котлі води перетікає вздовж гідравлічної стрілки і повертається до котла. В цьому випадку спрацьовує система автоматичного регулювання і здійснюється зменшення навантаження котлів  $Q_k$ , або їх повне відключення.

*Режим 3.* Якщо споживачі потребують збільшення потоку теплоти  $Q_o$  у порівнянні з потоком теплоти котлового контуру, наприклад, при зниженні температури зовнішнього повітря, то частина поворотної води від споживачів підмішується до подавального контуру. Останнє призведе до зниження температури подавальної води в тепловій мережі, а для котельної автоматики це буде сигналом того, що потрібно збільшити теплову потужність працюючого котла, або включити в роботу наступний котел.

Основним параметром гідравлічного розподілювача є його діаметр, мм, який визначається за рівнянням суцільності (нерозривності), потім за каталогом обирають стандартний апарат.

**Приклад 3.5.** Вибрати гідравлічний розподілювач для встановлення в котельні, яка призначена для покриття навантаження споживачів тепловою потужністю системи тепlopостачання  $Q_c = 2000$  кВт з розрахунковим графіком теплової мережі  $(t_{1\max} / t_{2\max}) = (95/70)$  °С.

*Розрахунки*

1. Діаметр гідравлічного розподілювача визначаємо за формулою

$$D_r = 1130 \sqrt{\frac{G_k}{\rho_v \omega_v}}, \quad (3.83)$$

де  $G_k$  – максимальна витрата теплоносія в контурі, кг/с;  $\rho_v$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>, яку беруть за її середньою температурою в контурі;  $\omega_v$  – вертикальна

швидкість теплоносія в контурі, м/с (рекомендоване значення цієї величини складає 0,1 – 0,2 м/с.

2. Витрату теплоносія в контурі, кг/с, визначають за рівнянням теплового балансу

$$G_k = \frac{Q_c}{c_B (t_{1\max} - t_{2\max})}; \quad (3.84)$$

Беремо теплоємність води  $c_B = 4,19$  кДж/(кг·К), тоді

$$G_k = \frac{2000}{4,19(95 - 70)} = 19,1 \text{ кг/с.}$$

3. Беремо густину води при її середній температурі 82,5 °С, що дорівнює  $\rho_B = 970,2$  кг/м<sup>3</sup>, а вертикальну швидкість води  $\omega_B = 0,15$  м/с, тоді згідно з рівнянням (3.83) діаметр гідравлічного розподілювача

$$D_r = 1130 \sqrt{\frac{19,1}{970,2 \cdot 0,15}} = 409 \text{ мм.}$$

4. За каталогом, наприклад, фірми Термовак [22] обираємо гідравлічну стрілку HSF200/450/100 (див. рис. 3.23) з розмірами (див. табл. 3.11).

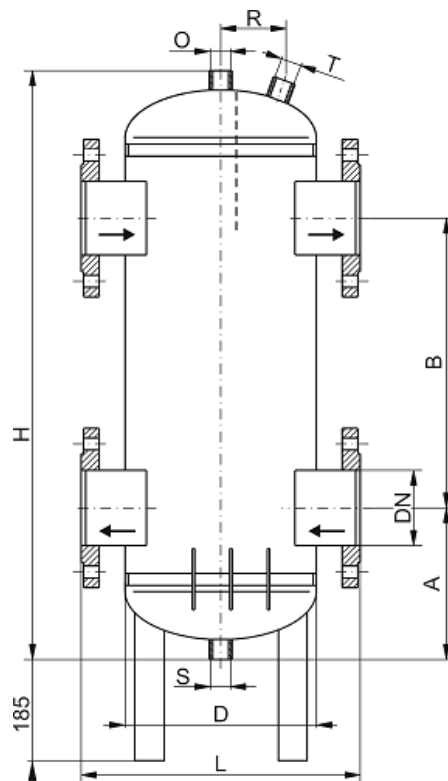


Рисунок 3.23. Гідравлічна стрілка HSF200/450/100

Таблиця 3.11. Конструктивні розміри гідравлічної стрілки HSF200/450/100

| Позначення | <i>D</i> | <i>DN</i> | <i>L</i> | <i>A</i> | <i>H</i> | <i>B</i> | <i>R</i> | <i>O</i> | <i>S</i> | <i>T</i> |
|------------|----------|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Розмір, мм | 450      | 200       | 630      | 450      | 2350     | 1450     | 110      | 2''      | 2''      | 1''      |

### Запитання та завдання для самоконтролю

1. Яка різниця між водотрубними і жаротрубними водогрійними котлами?
2. За якими факторами обирають тип і кількість котлів в котельні?
3. З якою метою частина нагрітої в котлі води знову повертається до котла на підмішування з водою, що надходить до нього (рециркуляція)?
4. За якими параметрами обирають насоси в котельнях?
5. Яка різниця між тиском і напором насосів?
6. Від чого залежить гідравлічний опір теплової мережі?
7. Від чого залежать питомі втрати тиску на тертя при русі води в трубопроводах?
8. Назвіть основні місцеві опори при русі води в трубопроводах.
9. Основні переваги ємнісних підігрівачів гарячого водопостачання.
10. Назвіть основні конструктивні елементи бойлерів непрямого нагріву для гарячого водопостачання.
11. Які основні переваги мають пластинчасті теплообмінні апарати у порівнянні з кожухотрубчастими?
12. За якою формулою визначають коефіцієнт теплопередачі при розрахунках площі теплопередавальної поверхні пластинчастих теплообмінників?
13. Які основні заходи і елементи повинні бути передбачені при прокладці трубопроводів в котельнях?
14. Яке призначення триходових регулювальних клапанів в системах теплопостачання споживачів на опалення?
15. Для чого використовуються розширювальні баки в системах теплопостачання?

РОЗДІЛ ЧЕТВЕРТИЙ  
ДИМОВІ ТРУБИ В КОТЕЛЬНЯХ

#### 4.1. Загальні відомості

“Димові труби в котельнях призначені для створення природної тяги, відведення і ефективного розсіювання в атмосферу газоподібних продуктів згоряння палива до меж, які допускаються санітарними нормами. Розрахунок розсіювання в атмосферу шкідливих речовин виконується для найбільш несприятливих метеорологічних умов, які залежать від швидкості вітру і температури зовнішнього повітря” [2].

Тяга в котельнях може бути природною і штучною (з використанням димососів).

Для котелень середньої потужності, при наявності штатних димососів в котлах, зазвичай проектується одна димова труба (цегляна або металева), і її висота визначається за умови необхідного розсіювання шкідливих речовин в атмосферу за методикою, наведеною, наприклад, в роботі [2].

В котельнях невеликої теплопродуктивності з сучасними водогрійними котлами опір газового тракту котла долається дуттьовим вентилятором, який вмонтований в пальник котла, а відведення димових газів здійснюється за рахунок самотяги, що створює димова труба. Таким чином висота димової труби при природній тязі повинна забезпечити подолання опору газового тракту після котла і самої труби, а також таке розсіювання шкідливих речовин в атмосфері, щоби їх концентрація у поверхні землі в районі розташування котельні не перевищувала гранично допустимих концентрацій цих речовин. Окрім цього, висота димової труби в котельні повинна перевищувати висоту самої високої будівлі, яка знаходиться в районі п'ятдесятиметрової зони від котельні.

В котельнях невеликої потужності зазвичай кожен котел має свою індивідуальну металеву димову трубу, яка може бути одностінною та двостінною. В двостінних димових трубах відведення димових газів

здійснюється через внутрішню трубу, а між нею та зовнішнім кожухом розташовується теплоізоляційний матеріал, наприклад, мінеральна вата з базальту. Наявність теплоізоляції зменшує надмірне охолодження димових газів і, відповідно, конденсацію водяних парів з димових газів, що дозволяє збільшити термін експлуатації труби. Окрім цього, індивідуальні труби для кожного котла можуть бути розміщені в одному кожусі з розташуванням в ньому теплоізоляції.

В котельнях з конденсаційними котлами, наприклад, зазвичай використовуються труби із неіржавіючої сталі, які витримують високі температурні навантаження і мають високу стійкість до корозії.

#### **4.2. Методика визначення висоти димової труби в котельнях при природній тязі**

В котельнях невеликої потужності для спалювання в котлах може використовуватися природний газ або тверде паливо, наприклад, дерев'яні або інші пелети.

1. Спочатку в розрахунках визначають витрату палива на кожний котел або декількох котлів, для яких встановлюється одна димова труба,  $\text{м}^3/\text{с}$  ( $\text{кг}/\text{с}$ )

$$B_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{к}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к.а}}}, \quad (4.1)$$

де  $Q_{\text{к}}$  – розрахункова теплопродуктивність котла або декількох котлів, для яких встановлюється одна димова труба, кВт;  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – нижча теплота згоряння палива на робочу масу, кДж/м<sup>3</sup> (кДж/кг);  $\eta_{\text{к.а}}$  – ККД котла.

2. Визначають об'ємну витрату продуктів згоряння,  $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{д.г}} = V_{\text{г}} B_{\text{к}} \frac{273 + \bar{t}_{\text{г}}}{273}, \quad (4.2)$$

де  $V_{\text{г}}$  – дійсний об'єм продуктів згоряння,  $\text{м}^3/\text{м}^3$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ );  $\bar{t}_{\text{г}}$  – середня температура димових газів, °С.

Дійсний об'єм продуктів згоряння,  $\text{м}^3/\text{м}^3$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ), визначається за відомою формулою

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2}^{\circ} + V_{N_2}^{\circ} + V_{H_2O} + (\alpha_{\text{відх}} - 1)V_{\text{п}}^{\circ}, \quad (4.3)$$

де  $V_{RO_2}^{\circ}$ ,  $V_{N_2}^{\circ}$  - теоретичні об'єми трьохатомних газів, азоту, відповідно,  $\text{м}^3/\text{м}^3$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ );  $V_{H_2O}$  - дійсний об'єм водяної пари в димових газах,  $\text{м}^3/\text{м}^3$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ );  $V_{\text{п}}^{\circ}$  - теоретичний об'єм повітря для спалювання  $1\text{м}^3$  газу,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ; або  $1\text{ кг}$  твердого палива,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $\alpha_{\text{відх}}$  - коефіцієнт надлишку повітря.

Дійсний об'єм водяної пари в димових газах,  $\text{м}^3/\text{м}^3$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ )

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^{\circ} + [1,6\alpha_{\text{відх}}(d_{\text{п}} - 0,01) + 0,0161(\alpha_{\text{відх}} - 1)]V_{\text{п}}^{\circ}, \quad (4.4)$$

де  $V_{H_2O}^{\circ}$  - теоретичний об'єм водяної пари в димових газах,  $\text{м}^3/\text{м}^3$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ );  $d_{\text{п}}$  - вологовміст повітря,  $\text{кг}/\text{кг}$  с.п.

Формули для розрахунку величин  $V_{RO_2}^{\circ}$ ,  $V_{N_2}^{\circ}$ ,  $V_{\text{п}}^{\circ}$ ,  $V_{H_2O}^{\circ}$  для твердого і газоподібного палива наведені, наприклад, в [23], а для газоподібного палива - і в посібнику [24], де також наведені значення цих величин для різних газопроводів, за якими природний газ транспортується до споживачів.

3. Середню температуру димових газів в димовій трубі,  $^{\circ}\text{C}$ , визначають за формулою

$$\bar{t}_2 = t_2' - \frac{(L + H) \cdot \Delta t_{\text{охл}}}{2}, \quad (4.5)$$

де  $t_2'$  - розрахункова температура димових газів на виході з котла - на вході в димову трубу,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $L$  - горизонтальна ділянка відведення димових газів від котла до димової труби, м;  $H$  - висота димової труби, м;  $\Delta t_{\text{охл}}$  - ступінь охолодження димових газів на горизонтальній ділянці і в димовій трубі,  $^{\circ}\text{C}/\text{п.м}$ .

Ступінь охолодження димових газів для ізольованих димових труб,  $^{\circ}\text{C}/\text{п.м}$ , визначається за наближеною формулою

$$\Delta t_{\text{охл}} = \frac{B}{\sqrt{\frac{Q_{\kappa}}{1000}}}, \quad (4.6)$$

де  $B$  – так званий тепловий коефіцієнт, який для ізольованих димових труб наближено складає 0,34.

Слід зазначити, що при використанні формули (4.5) температуру  $t_2'$  беруть за технічними характеристиками обраного котла, а величинами  $L$  і  $H$  у першому наближенні задаються з конструктивних міркувань.

4. За рівнянням суцільності (нерозривності) визначають діаметр димової труби, м

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{V_{d,z}}{\omega_z}}, \quad (4.7)$$

де  $\omega_r$  – швидкість димових газів в димовій трубі, м/с; при природній тязі бкнуть  $\omega_r = 6 - 15$  м/с [2].

Отриманий за формулою (4.7) діаметр заокруглюють до стандартного у відповідності з каталогами димових труб, тобто  $D_{ст}$ , м, після чого визначають дійсну швидкість димових газів, м/с, за формулою

$$\omega_{z,d} = \frac{4V_{d,z}}{\pi D_{ст}^2}. \quad (4.8)$$

5. Визначають втрати тиску на розрахунковій ділянці (в горизонтальному газоході після котла і в димовій трубі), Па

$$\Delta P_{д.г} = \sum_{i=1}^2 (R_i \ell_i + Z_i), \quad (4.9)$$

де  $R_i$  – питомі втрати тиску на тертя на розрахунковій ділянці, Па/м;  $\ell_i$  – довжина розрахункової ділянки ( $L$  – горизонтального газоходу після котла або  $H$  – висота димової труби), м;  $Z_i$  – втрати тиску на місцеві опори на розрахунковій ділянці, Па.

5.1. Питомі втрати тиску на тертя на розрахунковій ділянці, Па/м, визначають за формулою

$$R = n\lambda \frac{\rho_{д.г} \omega_{г.д}^2}{2 d_{екв}}, \quad (4.10)$$

де  $n$  – коефіцієнт шорсткості матеріалу газоходу (для сталевих газоходів і труб, наприклад, беруть за 1; для цегляних – за довідковими таблицями);  $\rho_{д.г}$  – густина димових газів на розрахунковій ділянці,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\lambda$  – коефіцієнт опору тертя;  $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр газоходу чи димової труби, м [для круглих газоходів і димової труби  $d_{екв} = D_{ст}$ ; для прямокутного та квадратного перерізу  $d_{екв} = 2ab/(a + b)$ ].

5.1.1. Коефіцієнт опору тертя визначають за формулою

$$\lambda = 0,11 \left[ \left( \frac{K_{екв}}{d_{екв}} \right) + \left( \frac{68}{\text{Re}} \right) \right]^{0,25}, \quad (4.11)$$

де  $K_{екв}$  – абсолютна еквівалентна шорсткість стінок газоходу і димової труби, м (для сталевих труб і газоходів беруть, наприклад,  $K_{екв} = 0,1$  мм);  $\text{Re}$  – число Рейнольдса.

$$\text{Re} = \frac{\omega_{г.д} d_{екв}}{\nu_{г}}, \quad (4.12)$$

де  $\nu_{г}$  – кінематична в'язкість димових газів,  $\text{м}^2/\text{с}$ , визначається за довідковими таблицями при їх середній температурі  $\bar{t}_2$ .

5.1.2. Густина димових газів,  $\text{кг/м}^3$

$$\rho_{г} = 273 \frac{(\rho_{с.г}^{\circ} + \rho_{H_2O}^{\circ} d_{г})}{(1 + d_{г})(273 + \bar{t}_{г})}, \quad (4.13)$$

де  $\rho_{с.г}^{\circ}$  і  $\rho_{H_2O}^{\circ}$  – густина сухих димових газів і водяної пари за нормальними умовами відповідно,  $\text{кг/м}^3$ ;  $d_{г}$  – вологовміст димових газів,  $\text{кг/кг с.г.}$

а). За літературними даними величина  $\rho_{H_2O}^{\circ} = 0,804$   $\text{кг/м}^3$ .

б). Густина сухих димових газів за нормальними умовами,  $\text{кг/м}^3$

$$\rho_{с.г}^{\circ} = \frac{\rho_{RO_2}^{\circ} V_{RO_2}^{\circ} + \rho_{N_2}^{\circ} V_{N_2}^{\circ} + \rho_{с.п}^{\circ} (\alpha_{відх} - 1) V_{п}^{\circ}}{V_{RO_2}^{\circ} + V_{N_2}^{\circ} + (\alpha_{відх} - 1) V_{п}^{\circ}}, \quad (4.14)$$

де  $\rho_{RO_2}^{\circ}$ ,  $\rho_{N_2}^{\circ}$ ,  $\rho_{с.п}^{\circ}$  – густина трьохатомних газів, азоту, сухого повітря, відповідно,  $\text{кг/м}^3$ .



За літературними даними беруть величини густин при нормальних умовах:  $\rho_{RO_2}^0 = 1,96 \text{ кг/ м}^3$ ,  $\rho_{N_2}^0 = 1,25 \text{ кг/ м}^3$ ,  $\rho_{c.п}^0 = 1,293 \text{ кг/ м}^3$ .

в). Вологовміст димових газів, кг/кг с.г

$$d_r = \frac{V_{H_2O} \rho_{H_2O}^0}{G_r^c}, \quad (4.15)$$

де  $G_r^c$  - маса сухих димових газів, яка віднесена до 1 м<sup>3</sup> або до 1кг палива, кг/ м<sup>3</sup> (кг/ кг).

$$G_r^c = V_{RO_2}^0 \rho_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 \rho_{N_2}^0 + V_{п}^0 \rho_{c.п}^0 (\alpha_{вдх} - 1). \quad (4.16)$$

5.2. Втрати тиску на місцеві опори, Па, визначають за формулою

$$Z = \sum \xi \frac{\rho_{д.г} \omega_{г.д}^2}{2}, \quad (4.17)$$

де  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахункових ділянках.

Основними місцевими опорами при аеродинамічному розрахунку газового тракту і димової труби можуть бути: раптове звуження і раптове розширення; відводи на 90 °, 45 °; трійники; заслонки; вихід димових газів з димової труби тощо. Коефіцієнти місцевих опорів наведені в довідниках.

6. Визначають самотягу димової труби, Па

$$P_c = g H (\rho_{п} - \rho_{д.г}) \frac{P_6}{P_H}, \quad (4.18)$$

де  $\rho_{п}$  - густина навколишнього повітря, кг/ м<sup>3</sup>;  $P_6$  і  $P_H$  – дійсний і нормальний барометричний тиск, Па.

Густина повітря, кг/ м<sup>3</sup>

$$\rho_{п} = \rho_{c.п}^0 \frac{273}{273 + t_{п}}, \quad (4.19)$$

де  $t_{п}$  – температура навколишнього повітря, °С.

7. Отримане значення величини самотяги ( $P_c$ ) порівнюють з втратами тиску ( $\Delta P_{д.г}$ ), при цьому повинно виконуватися наступне співвідношення

$$P_c \geq 1,1 \Delta P_{д.г} \quad (4.20)$$

Якщо умова (4.20) не виконується, то необхідно змінити висоту труби і розрахунки уточнити.

8. Отриману в розрахунках висоту димової труби ( $H$ , м) перевіряють виходячи з санітарних норм відведення продуктів згоряння на необхідну висоту і розсіювання їх в атмосфері.

При спалюванні природного газу в котлах шкідливими викидами в атмосферу, в основному, є оксиди азоту, а для твердого палива – оксиди азоту, оксиди сірки і летюча зола.

Значення максимальної приземної концентрації кожної шкідливої речовини,  $\text{мг/м}^3$ , визначається за формулою [2]

$$C_i = \frac{A F M_i m}{H^2} \sqrt[3]{\frac{1}{V_{\text{дг}} \Delta t}}, \quad (4.21)$$

де  $A$  – коефіцієнт стратифікації, який враховує характер атмосферних токів,  $\text{с}^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$  (для України беруть  $A=160$ );  $F$  – безрозмірний коефіцієнт, що враховує швидкість осідання шкідливих речовин в атмосфері (при наявності в димових газах газоподібних домішок беруть  $F = 1$ , а при наявності золи -  $F = 2$ , якщо ККД зололовлювача  $\eta > 0,9$ ; і  $F = 2,5$ , якщо ККД зололовлювача  $\eta \leq 0,9$ );  $M$  - максимальний вихід шкідливих речовин в атмосферу,  $\text{г/с}$ ;  $m$  – безрозмірний параметр, що характеризує умови виходу димових газів з устя димової труби, залежить від швидкості виходу димових газів з устя труби (для наведеної вище швидкості при природній тязі  $\omega_{\text{г}} = 6 \dots 15 \text{ м/с}$  величина  $m = 1,0$ );  $\Delta t$  – різниця температур між температурою шкідливих речовин, що викидаються ( $t''_{\text{г}}$ ) й температурою зовнішнього повітря найжаркішої п'ятиденки в теплий період забезпеченістю  $0,99$  ( $t_{\text{п}}$ ),  $^{\circ}\text{C}$ .

Викидання оксидів азоту (в переліченні на його діоксид),  $\text{г/с}$ , визначають за формулою [2]

$$M_{\text{NO}_2} = 0,034 B_{\text{пл}} Q_{\text{н}}^{\text{п}} \beta_1 \beta_2 k \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (4.22)$$

де  $B_{\text{пл}}$  - витрата палива на котел, або котли, для яких споруджується одна димова труба, кг/с;  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$  - нижча теплота згоряння палива, МДж/кг;  $\beta_1$  – коефіцієнт, яким ураховують кількість спалюваного палива (для природного газу  $\beta_1 = 0,85$ );  $\beta_2$  - коефіцієнт, яким ураховують конструкцію пальників (для вихрових пальників  $\beta_2 = 1$ , для прямоточних  $\beta_2 = 0,85$ );  $k$  – коефіцієнт, який характеризує вихід оксидів азоту на 1000 кг спаленого умовного палива (кг/т);  $q_4$  – втрати теплоти від механічного недопалу палива, % (для природного газу  $q_4 = 0$ , для твердого палива – беруть за довідковими даними).

Для водогрійних котлів коефіцієнт  $k$  визначають за формулою

$$k = 2,5Q / (20 + Q_{\text{ном}}), \quad (4.23)$$

де  $Q$  і  $Q_{\text{ном}}$  – фактична і номінальна теплопродуктивність котлів, Гкал/год.

В посібнику [2] також наведені формули для визначення максимального виходу в атмосферу діоксиду сірки ( $M_{SO_2}$ ) і золи ( $M_{\text{зол}}$ ) при спалюванні в котлах твердого палива.

Отримані за формулою (4.21) значення максимальної приземної концентрації кожної шкідливої речовини ( $C_i$ , мг/м<sup>3</sup>) порівнюють з гранично допустимою концентрацією цієї речовини (ГДК<sub>*i*</sub>, мг/м<sup>3</sup>), при цьому повинна виконуватися наступна умова:  $C_i < \text{ГДК}_i$ .

Дія оксидів сірки  $SO_2$  і азоту  $NO_2$  виражається умовою

$$\frac{C_{SO_2}}{\text{ГДК}_{SO_2}} + \frac{C_{NO_2}}{\text{ГДК}_{NO_2}} \leq 1. \quad (4.24)$$

Таблиця 4.1. Значення ГДК шкідливих речовин в атмосферному повітрі

| Забуднююча речовина        | ГДК, мг/м <sup>3</sup> |                |
|----------------------------|------------------------|----------------|
|                            | максимально-разова     | середньодобова |
| Нетоксичний пил            | 0,5                    | 0,15           |
| Діоксид сірки $SO_2$       | 0,5                    | 0,05           |
| Оксид вуглецю $CO$         | 3,0                    | 1,0            |
| Діоксид азоту $NO_2$       | 0,085                  | 0,085          |
| Технічний вуглець (кіпоть) | 0,15                   | 0,05           |
| Сірководень $H_2S$         | 0,008                  | 0,008          |

**Приклад 4.1.** Для тепlopостачання групи житлових будинків в м. Києві загальним тепловим навантаженням на опалення і гаряче водopостачання  $Q = 3,92$  МВт споруджено індивідуальну опалювальну котельню з двома водогрійними котлами VITOMAX – 100 номінальною тепlopодуктивністю кожного  $Q_{\text{ном1}} = 2,3$  МВт. В котлах спалюється природний газ, елементарний склад якого близький до складу природного газу газопроводу Середня Азія – Центр. Температура відхідних димових газів за котлами складає  $t_2' = 185$  °С, ККД котлів  $\eta_{\text{к.а}} = 92$  %. Для відведення димових газів і розсіювання їх в атмосфері за кожним котлом встановлюється індивідуальна димова труба з природною тягою, обидві труби розміщені в одному кожусі. Визначити розміри димової труби для створення необхідної тяги і розсіювання шкідливих речовин в атмосферу.

#### *Розрахунки*

Оскільки димові труби встановлюються за кожним котлом, то розрахунки будуть проведені для одного з них, тобто теплове навантаження для одного котла буде  $Q_{\text{к1}} = 3,92/2 = 1,96$  МВт.

1. Для природного газу, що транспортується газопроводом Середня Азія – Центр, за довідковою таблицею [24] визначаємо наступні величини:

- теоретично необхідний об'єм повітря для спалювання  $1\text{ м}^3$  природного газу  $V_{\text{п}}^{\circ} = 9,91 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

- теоретичний об'єм трьохатомних газів  $V_{\text{RO}_2}^{\circ} = 1,07 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

- теоретичний об'єм азоту в димових газах  $V_{\text{N}_2}^{\circ} = 7,84 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

- теоретичний об'єм водяної пари в димових газах  $V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} = 2,21 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

- густина природного газу  $\rho_{\text{г}} = 0,776 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;

- нижча теплота згоряння природного газу  $Q_{\text{н}}^{\circ} = 37560 \text{ кДж}/\text{м}^3$ .

2. Беремо вологовміст повітря  $d_{\text{п}} = 0,01$  кг/кг с.п, коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha_{\text{відх}} = 1,15$ , і за формулою (4.4) обчислюємо дійсний об'єм водяної пари в димових газах

$$V_{H_2O} = 2,21 + [1,6 \cdot 1,15(0,01 - 0,01) + 0,0161(1,15 - 1)]9,91 = 2,23 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

3. За формулою (4.3) визначають дійсний об'єм продуктів згоряння

$$V_r = 1,07 + 7,84 + 2,23 + (1,15 - 1)9,91 = 12,63 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

4. За формулою (4.1) обчислюють витрату природного газу на котел

$$B_k = \frac{1,96 \cdot 10^3}{37560 \cdot 0,92} = 0,057 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. За формулою (4.6) визначають ступінь охолодження димових газів в ізольованій димовій трубі

$$\Delta t_{охл} = \frac{0,34}{\sqrt{\frac{1,96 \cdot 10^3}{1000}}} = 0,24 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{п.м.}$$

6. Беремо довжину горизонтального газоходу після котла  $L = 7$  м і його діаметр  $D_r = 0,4$  м, а також у першому наближенні задаємо висоту димової труби  $H = 30$  м ( див. рис. 4.1) і за формулою (4.5) визначаємо середню температуру димових газів в димовій трубі

$$\bar{t}_e = 185 - \frac{(7 + 30) \cdot 0,24}{2} = 180,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

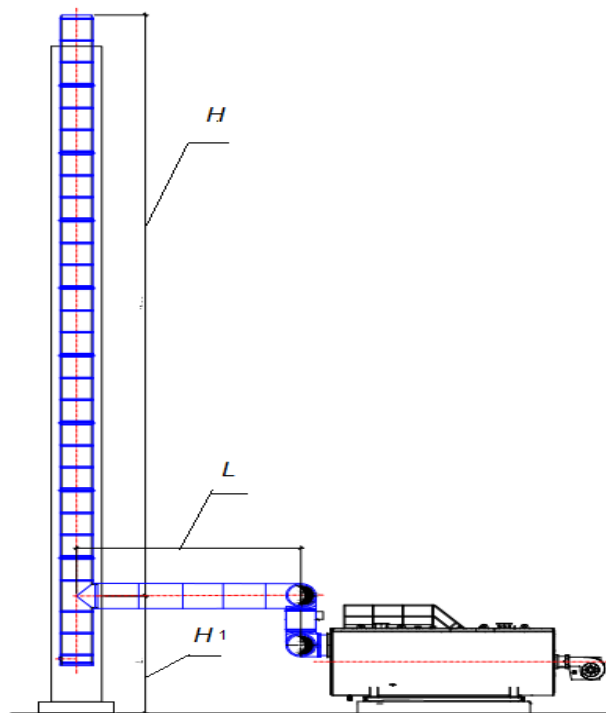


Рисунок 4.1. Газохід котла з димовою трубою

7. За формулою (4.2) обчислюють об'ємну витрату продуктів згоряння в димовій трубі  $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{д.г}} = 12,63 \cdot 0,057 \frac{273+180,6}{273} = 1,2 \text{ м}^3/\text{с}.$$

8. Беремо швидкість димових газів в димовій трубі  $\omega_r = 10 \text{ м/с}$  і за формулою (4.7) визначаємо діаметр димової труби

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{1,2}{10}} = 0,39 \text{ м}.$$

9. Обираємо трубу стандартним діаметром  $D_{\text{ст}} = 0,45 \text{ м}$  і за формулою (4.8) обчислюємо дійсну швидкість димових газів:

- в горизонтальному газоході

$$\omega_{\text{г.од}} = \frac{4 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,4^2} = 9,6 \text{ м/с};$$

- в димовій трубі

$$\omega_{\text{г.от}} = \frac{4 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,45^2} = 7,5 \text{ м/с}.$$

10. За  $\bar{t}_2 = 180,6 \text{ }^\circ\text{C}$  визначаємо кінематичну в'язкість димових газів  $\nu_r = 30,62 \cdot 10^{-6} \text{ [13]}$  і за формулою (4.12) обчислюємо число Рейнольдса:

- в горизонтальному газоході

$$\text{Re}_1 = \frac{9,6 \cdot 0,4}{30,62 \cdot 10^{-6}} = 1,25 \cdot 10^5;$$

- в димовій трубі

$$\text{Re}_2 = \frac{7,5 \cdot 0,45}{30,62 \cdot 10^{-6}} = 1,1 \cdot 10^5.$$

11. За формулою (4.11) визначаємо коефіцієнт опору тертя

- в горизонтальному газоході

$$\lambda_1 = 0,11 \left[ (0,1/400) + (68/1,25 \cdot 10^5) \right]^{0,25} = 0,0185;$$

- в димовій трубі

$$\lambda_2 = 0,11 \left[ (0,1/450) + (68/1,1 \cdot 10^5) \right]^{0,25} = 0,0187.$$

12. Беремо густини трьохатомних газів, азоту, сухого повітря відповідно  $\rho_{RO_2}^o = 1,96 \text{ кг/ м}^3$ ,  $\rho_{N_2}^o = 1,25 \text{ кг/ м}^3$ ,  $\rho_{c.n}^o = 1,293 \text{ кг/ м}^3$  і за формулою (4.14) обчислюємо густину сухих димових газів за нормальними умовами

$$\rho_{c.r}^o = \frac{1,96 \cdot 1,07 + 1,25 \cdot 7,84 + 1,293(1,15 - 1)9,91}{1,07 + 7,84 + (1,15 - 1)9,91} = 1,392 \text{ кг/ м}^3.$$

13. За формулою (4.16) визначаємо масу сухих димових газів, яка віднесена до  $1 \text{ м}^3$  природного газу

$$G_r^c = 1,07 \cdot 1,96 + 7,84 \cdot 1,25 + 9,91 \cdot 1,293(1,15 - 1) = 13,82 \text{ кг/ м}^3.$$

14. Беремо густину водяної пари при нормальних умовах  $\rho_{H_2O}^o = 0,804 \text{ кг/м}^3$  і за формулою (4.15) обчислюємо вологовміст димових газів

$$d_r = \frac{2,23 \cdot 0,804}{13,82} = 0,130 \text{ кг/кг с.г.}$$

15. За формулою (4.13) визначаємо густину димових газів

$$\rho_{д.г} = 273 \frac{(1,392 + 0,804 \cdot 0,13)}{(1 + 0,13)(273 + 180,6)} = 0,797 \text{ кг/м}^3.$$

16. За формулою (4.10) обчислюємо питомі втрати тиску на тертя на розрахункових ділянках:

- в горизонтальному газоході

$$R_1 = 1 \cdot 0,0185 \frac{0,797 \cdot 9,6^2}{2} \frac{1}{0,4} = 1,7 \text{ Па / м};$$

- в димовій трубі

$$R_2 = 1 \cdot 0,0187 \frac{0,797 \cdot 7,5^2}{2} \frac{1}{0,45} = 0,93 \text{ Па / м}.$$

17. За формулою (4.17) визначаємо втрати тиску на місцеві опори (коефіцієнти місцевих опорів на відповідних ділянках наведені в табл.4.2).

Таблиця 4.2. Коефіцієнти місцевих опорів на ділянках

| Вид місцевого опору      | Значення $\xi_i$ | Кількість опорів       |              |
|--------------------------|------------------|------------------------|--------------|
|                          |                  | Горизонтальний газохід | Димова труба |
| 1. Дифузор               | 0,5              | 1                      | -            |
| 2. Шибер (заслонка)      | 0,1              | 1                      | -            |
| 3. Відвід під $90^\circ$ | 0,85             | 3                      | -            |
| 4. Вхід в димову трубу   | 1,0              | -                      | 1            |
| 5. Вихід з димової труби | 1,0              | -                      | 1            |

- в горизонтальному газоході

$$Z_1 = (0,5 + 0,1 + 0,85 \cdot 3) \frac{0,797 \cdot 9,6^2}{2} = 115,7 \text{ Па};$$

- в димовій трубі

$$Z_2 = (1 + 1) \frac{0,797 \cdot 7,5^2}{2} = 44,8 \text{ Па}.$$

18. За формулою (4.9) обчислюємо сумарні втрати тиску в горизонтальному газоході після котла і в димовій трубі

$$\Delta P_{\text{дг}} = [(1,7 \cdot 7 + 115,7) + (0,93 \cdot 30 + 44,8)] = 200,3 \text{ Па}.$$

19. За кліматологічними даними для м. Києва визначаємо температуру зовнішнього повітря найжаркішої п'ятиденки в теплий період забезпеченістю 0,99  $t_{\text{п}} = 23^\circ\text{C}$  [3], а за формулою (4.19) обчислюємо густину повітря

$$\rho_{\text{п}} = 1,293 \frac{273}{273 + 23} = 1,19 \text{ кг/м}^3.$$

20. Беремо нормальний та дійсний барометричний тиск відповідно  $P_{\text{н}} = 101325 \text{ Па}$ ,  $P_{\text{с}} = 99500 \text{ Па}$ , висоту входу димових газів в димову трубу  $H_1 = 2 \text{ м}$  (див. рис. 4.1), і за формулою (4.18) обчислюємо самотягу димової труби

$$P_{\text{с}} = 9,61(30 - 2)(1,19 - 0,797) \frac{99500}{101325} = 106 \text{ Па}.$$

Як видно з результатів розрахунків, втрати тиску перевищують величину самотяги димової труби, тому у подальшому збільшимо діаметри горизонтального газоходу та димової труби і уточними розрахунки.



21. Для остаточного наближення беремо діаметр труби  $D_{ст} = 0,55$  м та діаметр горизонтального газоходу  $D = 0,5$  м і уточнюємо наступні величини:

$$\omega_{z.01} = \frac{4 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,5^2} = 6,1 \text{ м/с};$$

$$\omega_{z.02} = \frac{4 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 0,55^2} = 5,1 \text{ м/с};$$

$$Re_1 = \frac{6,1 \cdot 0,5}{30,62 \cdot 10^{-6}} = 9,96 \cdot 10^4;$$

$$Re_2 = \frac{5,1 \cdot 0,55}{30,62 \cdot 10^{-6}} = 9,16 \cdot 10^4;$$

$$\lambda_1 = 0,11 \left[ (0,1/500) + (68/9,96 \cdot 10^4) \right]^{0,25} = 0,019;$$

$$\lambda_2 = 0,11 \left[ (0,1/550) + (68/9,16 \cdot 10^4) \right]^{0,25} = 0,0192;$$

$$R_1 = 1 \cdot 0,019 \frac{0,797 \cdot 6,1^2}{2} \frac{1}{0,5} = 0,56 \text{ Па / м};$$

$$R_2 = 1 \cdot 0,0192 \frac{0,797 \cdot 5,1^2}{2} \frac{1}{0,55} = 0,36 \text{ Па / м};$$

$$Z_1 = (0,5 + 0,1 + 0,85 \cdot 3) \frac{0,797 \cdot 6,1^2}{2} = 46,7 \text{ Па};$$

$$Z_2 = (1 + 1) \frac{0,797 \cdot 5,1^2}{2} = 20,7 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{д.г} = [(0,56 \cdot 7 + 46,7) + (0,36 \cdot 30 + 20,7)] = 82,1 \text{ Па}.$$

Таким чином, для димової труби діаметром  $D_{ст} = 0,55$  м і висотою  $H = 30$  м самотяга ( $P_c = 106$  Па) перевищує опір газоходу і димової труби ( $\Delta P_{д.г} = 82,1$  Па), тобто умова (4.20) виконується.

Здійснимо перевірку отриманої висоти димової труби виходячи з санітарних норм відведення продуктів згоряння на необхідну висоту і розсіювання їх в атмосфері.

22. За формулою (4.23) обчислюємо коефіцієнт  $k$

$$k = 2,5(1,96/1,163) / [20 + (2,3/1,163)] = 0,192.$$

23. Беремо  $\beta_1 = 0,85$ ,  $\beta_2 = 1$ ,  $q_4 = 0$ , і за формулою (4.22) обчислюємо викидання оксидів азоту з димовими газами

$$M_{NO_2} = 0,034(0,057 \cdot 0,776) \left( \frac{37560}{1000 \cdot 0,776} \right) 0,85 \cdot 1 \cdot 0,192 \left( 1 - \frac{0}{100} \right) = 0,012 \text{ г/с.}$$

24. Беремо  $A = 160 \text{ с}^{2/3} \cdot \text{град}^{1/3}$ ,  $F = 1$ ,  $m = 1$ , і за формулою (4.21) визначаємо значення максимальної приземної концентрації оксидів азоту в наколишньому повітрі

$$C_{NO_2} = \frac{160 \cdot 1 \cdot 0,012 \cdot 1}{30^2} \sqrt[3]{\frac{1}{1,2(180,6 - 23)}} = 0,00037 \text{ мг/м}^3.$$

Отримана величина  $C_{NO_2}$  менша за ГДК цієї шкідливої речовини в атмосферному повітрі (див. табл. 4.1), тобто димова труба висотою  $H = 30$  м забезпечує необхідне розсіювання шкідливих речовин в атмосферу.

### **Запитання та завдання для самоконтролю**

1. Назвіть основне призначення димових труб в котельнях.
2. Яка різниця між природною і вимушеною тягою?
3. З якою метою здійснюють ізоляцію металевих димових труб?
4. Які втрати тиску характерні при відведенні димових газів в газоходах і димовій трубі?
5. Які шкідливі речовини відводяться в атмосферу при спалюванні природного газу і твердого палива?
6. Яка умова повинна виконуватися при співставленні приземних концентрацій шкідливих речовин і ГДК цих речовин?
7. Назвіть характерні місцеві опори при відведенні димових газів в газоходах і димовій трубі.
8. За рахунок чого створюється самотяга димової труби?
9. Як визначається еквівалентний діаметр газоходів для круглого і прямокутного (квадратного) поперечного перерізу?

РОЗДІЛ П'ЯТИЙ  
ПІДГОТОВКА ВОДИ В КОТЕЛЬНЯХ

**5.1. Загальні відомості**

Показниками якості підживлюваної води для теплових мереж і котлового контуру котелень є:

- прозорість, що являє собою вміст у воді змулених частинок, які легко видаляються при фільтруванні;
- сухий залишок – це є вміст мінеральних та органічних домішок після випаровування води;
- твердість (жорсткість) – являє вміст у воді солей кальцію  $Ca(HCO_3)_2$  та магнію  $Mg((HCO_3)_2)$ , наявність яких спричиняє накипеутворення на поверхнях нагріву;
- лужність – являє собою наявність у воді аніонів гідратів ( $OH$ ), карбонатів ( $CO_3$ ), бікарбонатів ( $HCO_3$ );
- вміст у воді агресивних газів  $O_2$  та  $CO_2$ .

Загалом джерелами водопостачання в котельнях є поверхневі води річок, озер, штучних водосховищ, підземні води з артезіанських свердловин, водопровід.

Структурна схема водопостачання котельні наведена на рис. 2.3.

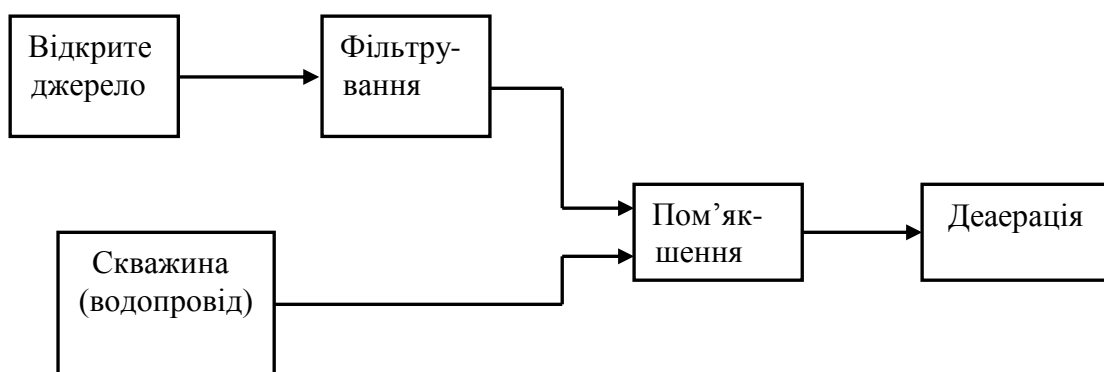


Рисунок 5.1. Структурна схема водопостачання котельні

При використанні відкритих джерел водопостачання використовують

спочатку фільтрування води, а потім – пом'якшення та деаерацію.

При заборі води зі свердловин або міського водопроводу вода зразу потрапляє на пом'якшення та деаерацію.

*Фільтрування води здійснюється:*

- в одношарових механічних фільтрах (матеріал – антрацит) при вмісті змулених часток у воді до 50 мг/кг;
- в двошарових механічних фільтрах (матеріал – кварцевий пісок та антрацит) при вмісті змулених часток у воді до 100 мг/кг;
- освітлення з наступним фільтруванням через механічні фільтри при вмісті змулених часток у воді більше як 100 мг/кг;
- вапнування з коагуляцією і наступним освітленням або фільтруванням при окислюваності більше як 15 мг/кг кисню, концентрації заліза більше як 1 мг/кг і необхідності зниження лужності вихідної води.

При використанні артезіанських скважин або водопроводу вода спочатку спрямовується на пом'якшувальну установку, а потім на деаерацію.

Основними способами *пом'якшення* води в котельнях є [25]:

1. Натрій – катіонування, при якому при пропусканні води через шар *Na* – катіоніту відбувається заміна накипоутворюючих катіонів магнію ( $Mg^{2+}$ ) і кальцію ( $Ca^{2+}$ ) на катіон натрію ( $Na^+$ ). Утворені в цьому процесі з'єднання розчиняються в воді.
2. Водень – катіонування, при якому відбувається заміна катіонів  $Mg^{2+}$  і  $Ca^{2+}$  на катіони водню ( $H^+$ ).
3. Послідовне *H – Na* – катіонування з «голодною» регенерацією *H* – катіонітних фільтрів.
4. Зворотній осмос. Воду під тиском пропускають через напівпроникні мембрани, які повністю або частково затримують молекули або іони розчинних речовин.

Для *деаерації* води, тобто видалення з неї корозійноактивних газів  $O_2$  та  $CO_2$ , використовують термічний або хімічний способи.

В котельнях систем децентралізованого і помірно-централізованого теплопостачання зазвичай застосовують *Na* – катіонування і зворотній осмос для пом'якшення води і хімічну деаерацію для поглинання  $O_2$  та  $CO_2$ .

## 5.2. Схема натрій – катіонування з хімічною деаерацією

Схема водопідготовки котельні, в якій для пом'якшення води використовується одноступеневе *Na* – катіонування, а для видалення корозійноактивних газів - хімічна деаерація, наведена на рис. 5.1.

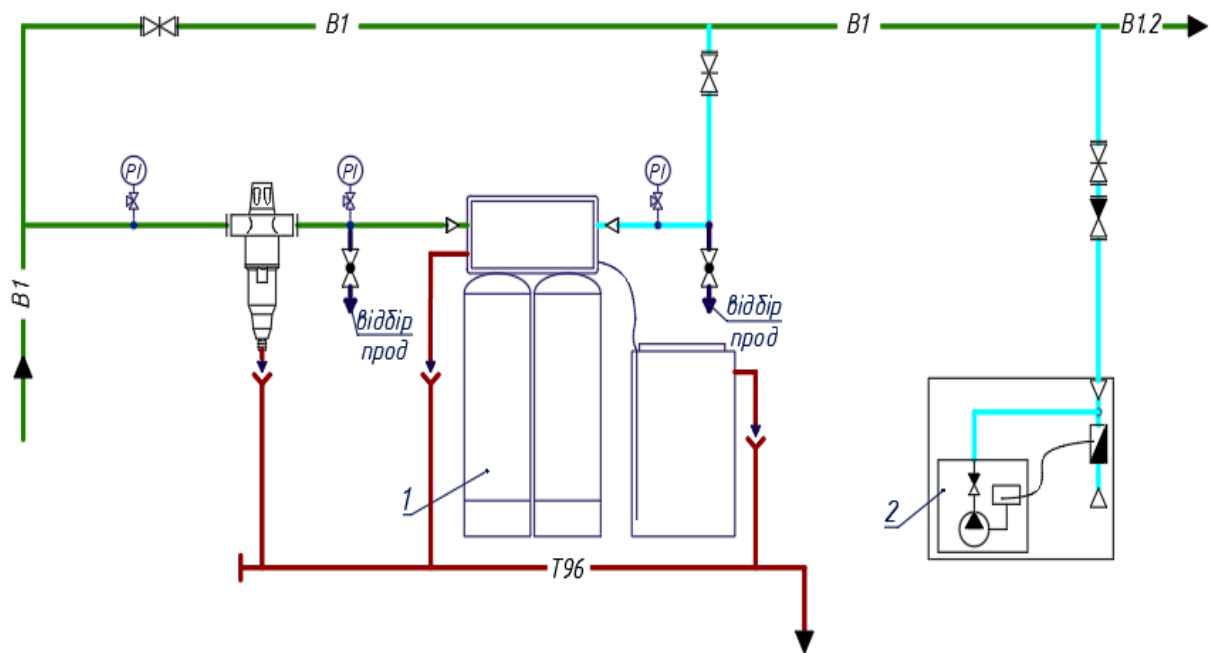


Рисунок 5.1. Принципова схема водопідготовки котельні:

- 1 – установка пом'якшення води; 2 – установка хімічної деаерації;
- B1 –трубопровід сирієї води; - B1.2 – трубопровід очищеної води;
- T96 – трубопровід дренажний

### 5.2.1. Пом'якшення води в *Na* – катіонітових фільтрах

Натрій-катіонітні фільтри зазвичай застосовують лише для зниження жорсткості оброблюваної води.

*Технологію* хімічного способу пом'якшення води в натрій-катіонітних фільтрах прослідкуємо на схемі, що зображена на рис. 5.2.

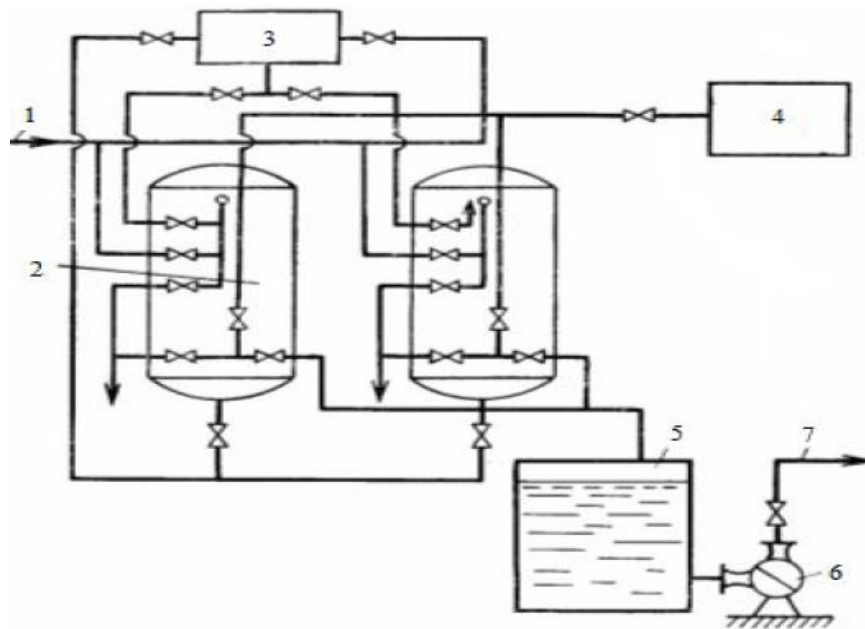


Рисунок 5.2. Схема одноступеневого натрій-катіонування води:  
 1, 7 – подача вихідної і відведення пом'якшувальної води; 2 – натрій-катіонітний фільтр; 3 - бак з розчином солі; 4 – бак з частково пом'якшеною водою для розпушування катіоніту; 5 – резервуар пом'якшеної води; 6 - насос

Основним елементом пом'якшувальної установки є циліндричний фільтр, в якому розміщений катіонітний матеріал – сульфовугілля або іонообмінна смола КУ-2. На схемі показано два фільтри, один з яких знаходиться в роботі, а інший – на регенерації чи в резерві.

Потік сирієї води 1 надходить на фільтр 2 і в процесі її контакту з катіонітом катіони кальцію  $\text{Ca}^{2+}$  і магнію  $\text{Mg}^{2+}$  переходять з сирієї води до катіонітного матеріалу, а у воду надходять катіони натрію  $\text{Na}^+$ , які в наступному не створюють накипних утворень на поверхнях трубопроводів і обладнанні.

“Під час тривалої експлуатації фільтрів іоніти з малою осмотичною міцністю подрібнюються. Ці частки, потрапляючи в проміжки між зернами сульфовугілля викликають зменшення пористості шару і збільшення його гідравлічного опору. Тому після завершення стадії роботи проводять

розпушування шару катіоніту, в результаті якого відбувається його перебудова з щільного в більш рихлий і одночасно віддаляються подрібнені частки. При розпушуванні зерна іоніту виносяться потоком води до верху та проходячи деяку відстань, падають до низу. В результаті цього зерна, що раніше знаходяться у верхніх шарах, потрапляють в нижні. Таким чином, в розпушеному шарі іоніту зерна, що знаходяться в різних іонних формах, більш менш розподілені по висоті шару іоніту. Для розпушування використовується частково пом'якшена вода, яка надходить з резервуару 4.

Для відновлення здатності відпрацьованого іоніту до обміну, проводять регенерацію. При  $Na^+$  катіонуванні для регенерації застосовують розчин хлористого натрію, який надходить з бака 3 з розчином. Регенерацію виконують шляхом пропуску регенераційного розчину через шар відпрацьованого і розпушеного іоніту. Розрізняють прямотечійну і протитечійну регенерацію. При прямотечійній регенерації розчин солі пропускають через шар іоніту у напрямку подачі на фільтр оброблюваної води, а при протитечійній – у зворотному напрямку” [25].

Стадія регенерації завжди займає менший інтервал часу у порівнянні із стадією роботи, і чим більша різниця в часі проведення цих стадій, тим краще з технологічної точки зору організований процес очищення. Малий час процесу регенерації досягається завдяки вживанню порівняно великих концентрацій регенераційних розчинів.

По закінченню регенерації проводять відмивання іонітів. В процесі відмивання з іонітів видаляються як продукти регенерації, так і регенеруючі агенти. Зазвичай процес відмивання іонітів починається безпосередньо після пропуску регенеруючого розчину, коли частина останнього ще залишається у фільтрі. Такий режим відмивання призводить не лише до збільшення кількості відмивочної води, але і до істотного ускладнення процесу відмивання. Тому після пропуску регенераційного розчину його залишки повністю видаляються через нижню дренажну систему. Фільтр знизу

заповнюється відмивочною водою до верхнього рівня катіоніту, а потім відмивочна вода подається зверху і утворює звичайну водяну подушку. Надалі починається пропуск відмивочної води в фільтр зі швидкістю, яка практично співпадає зі швидкістю пропускання регенераційного розчину.

Після закінчення стадій регенерації фільтр знову готовий до роботи” [25].

Пом’якшена вода після фільтра надходить до резервуара 5, звідки насосом 6 спрямовується на установку хімічної деаерації.

Для більш глибокого пом’якшення води використовують двоступеневу послідовну схему натрій-катіонування, у якій мінімально може бути три фільтри. Перший з фільтрів відноситься до першого ступеня водопідготовки, третій – до другого ступеня, а другий може виконувати роль першого або другого ступеня при регенерації фільтра відповідного ступеня.

### **Методика розрахунків натрій-катіонітової установки пом’якшення води**

Методику вибору та розрахунків установки пом’якшення води для підживлення теплової мережі закритої системи тепlopостачання розглянемо на прикладі.

**Приклад 5.1.** Вибрати і розрахувати установку для пом’якшення води в котельні, яка використовується для підживлення системи помірно-централізованого тепlopостачання. За результатами розрахунків теплової схеми витрата води для підживлення, що компенсує витікання води в теплової мережі, складає  $G_{\text{вит}} = 0,28$  кг/с. Температурний графік теплової мережі 95/70 °С. Показники якості вихідної води, яка надходить з господарсько-питного водопроводу, наведені в табл. 5.1.

#### *Вибір схеми пом’якшення води*

Якість води для підживлення теплових мереж з закритою системою тепlopостачання повинна відповідати наступним показникам:



Таблиця 5.1. Показники якості вихідної води

| Найменування показника  | Позначення  | Одиниця  | Значення величини |
|-------------------------|-------------|----------|-------------------|
| 1. Твердість загальна   | $J_3$       | мг-екв/л | 4,2               |
| 2. Твердість карбонатна | $J_K$       | мг-екв/л | 3,9               |
| 3. Сухий залишок        | $S_B$       | мг/л     | 410               |
| 4. Лужність загальна    | $Ш_3$       | мг-екв/л | 3,9               |
| 5. Катіони заліза       | $Fe^{3+}$   | мг/л     | 6                 |
| 6. Катіони кальцію      | $Ca^{2+}$   | мг/л     | 60,2              |
| 7. Катіони магнію       | $Mg^{2+}$   | мг/л     | 14,6              |
| 8. Катіони натрію       | $Na^+$      | мг/л     | 61,6              |
| 9. Аніони хлориди       | $Cl$        | мг/л     | 36,2              |
| 10. Аніони сульфати     | $SO_4^{2-}$ | мг/л     | 105,7             |
| 11. Водневий показник   | $pH$        | -        | 7                 |

- розчинений кисень – 0,1 мг/л (підігрів води до 100°C) і 0,05 мг/л (підігрів води в інтервалі 101-200 °С);
- змулені частки – 5 мг/л (для всіх температур);
- карбонатна твердість – 1,5 мг/л (при нагріві води до 75 °С); 0,7 мг/л (при нагріві води в інтервалі 75 – 200 °С);
- залишкова загальна твердість – 0,1 мг-екв/л (при нагріві води в інтервалі 75 – 100 °С); 0,05 мг-екв/л (при нагріві води в інтервалі 101 – 200 °С);
- вільна вуглекислота – повинна бути відсутня.

Приготування підживлюваної води для теплових мереж з закритою системою теплопостачання рекомендується виконувати за такими схемами з наступною деаерацією [26]:

- для води з господарсько-питного водопроводу:
  - а) одноступеневе натрій-катіонування – при карбонатній твердості вихідної води до 6 мг-екв/л; загальна залишкова твердість обробленої води – біля 0,1 мг-екв/л;
  - б) водень-катіонування з «голодною» регенерацією фільтрів – при карбонатній твердості вихідної води більше як 6 мг-екв/л; загальна залишкова твердість обробленої води – 0,7 – 1,5 мг-екв/л;
- для поверхневих вод:

в) схема за п. «а» з попередньою коагуляцією і освітленням води, що обробляється;

г) вапнування з коагуляцією, освітленням і з наступним підкисленням для стабілізації.

Таким чином, для наведеної в табл. 5.1 карбонатної твердості вихідної води  $J_K = 3,9$  мг-екв/л, яка менша за 6 мг-екв/л; необхідної залишкової загальної твердості  $J_{зз} = 0,1$  мг-екв/л (максимальна температура нагріву води в котлах складає 95 °С); і водопостачанні з господарсько-питного водопроводу, обираємо для пом'якшення води схему одноступеневого натрій-катіонування (див. рис. 5.2).

#### *Розрахунки схеми*

1. Кількість солей твердості, г-екв/добу, які видаляються на працюючому натрій-катіонітному фільтрі [26]

$$A = 24 J_3 G_B, \quad (5.1)$$

де  $J_3$  – загальна твердість води, що надходить на натрій-катіонітний фільтр, г-екв / м<sup>3</sup>;  $G_B$  – продуктивність натрій-катіонітного фільтра, м<sup>3</sup> / год.

При переводі величини  $J_3$  з мг-екв/л (див. табл. 5.1) в г-екв / м<sup>3</sup> беремо густину води  $\rho_B = 1000$  кг / м<sup>3</sup>, тобто  $J_3 = 4,2$  г-екв / м<sup>3</sup>.

Також при переводі продуктивності натрій-катіонітного фільтра  $G_B$  з кг/с (див. вихідні дані) в м<sup>3</sup>/год беремо цю ж густину води.

Тоді згідно з формулою (5.1)

$$A = 24 \cdot 4,2 \cdot 0,28 \cdot 3,6 = 101,6 \text{ г-екв / добу.}$$

2. Визначаємо кількість регенерацій фільтра за добу [26]

$$n = \frac{A}{f_{Na} h_{ш} E_p^{Na} a}, \quad (5.2)$$

де  $f_{Na}$  – площа фільтрування натрій-катіонітного фільтра, м<sup>2</sup>;  $h_{ш}$  – висота шару катіоніту, м;  $E_p^{Na}$  – робоча обмінна спроможність катіоніту при натрій-катіонуванні, г-екв / м<sup>3</sup>;  $a$  – кількість працюючих фільтрів.

За каталогом компанії BWT обираємо натрій – катіонітний фільтр з

іонообмінною смолою КУ-2 внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 430$  мм, висотою шару катіоніту  $h_{\text{ш}} = 1000$  мм, площею фільтрування  $f_{Na} = 0,145$  м<sup>2</sup>.

Робоча обмінна спроможність катіоніту, г-екв / м<sup>3</sup>, визначається за формулою [26]

$$E_p^{Na} = \alpha_e \beta_{Na} E_{\text{п}} - 0,5 q \mathcal{J}_3, \quad (5.3)$$

де  $\alpha_e$  – коефіцієнт ефективності регенерації, що враховує неповноту регенерації катіоніту у залежності від питомої витрати солі на регенерацію ( $q_c$ , г/г-екв обмінної спроможності);  $\beta_{Na}$  – коефіцієнт, що враховує зниження обмінної спроможності катіоніту по  $Ca^{2+}$  і  $Mg^{2+}$  за рахунок часткової затримки катіонів  $Na^+$ , коефіцієнт  $\beta_{Na}$  визначається у залежності від відношення  $C_{Na}^2 / \mathcal{J}_3$  (де  $C_{Na}$  – концентрація  $Na$  у воді, що пом'якшується, мг-екв/л);  $E_{\text{п}}$  – повна обмінна спроможність катіоніту, г-екв / м<sup>3</sup>; 0,5 – частка пом'якшення відмивочної води;  $q$  – питома витрата води на відмивку катіоніту, м<sup>3</sup> / м<sup>3</sup>.

Величини, що входять до формули (5.3), визначаємо за таблицями роботи [26]:

- беремо параметр  $q_c = 120$  г/г-екв, тоді  $\alpha_e = 0,67$ ;
- за довідковими даними беремо еквівалентну масу для натрія  $M_e = 23$ , тоді величина  $C_{Na} = (Na^+ / 23) = (61,6 / 23) = 2,68$  мг-екв/л, а відношення  $(C_{Na}^2 / \mathcal{J}_3) = (2,68^2 / 5) = 1,44$ , для якого  $\beta_{Na} = 0,64$ ;
- для катіоніту КУ-2 беремо величини  $E_{\text{п}} = 1700$  г-екв / м<sup>3</sup> і  $q = 6$  м<sup>3</sup> / м<sup>3</sup>.

Тоді згідно з формулою (5.3) величина

$$E_p^{Na} = 0,67 \cdot 0,64 \cdot 1700 - 0,5 \cdot 6 \cdot 4,2 = 716,4 \text{ г-екв / м}^3,$$

а кількість регенерацій фільтра за добу – див. формулу (5.2)

$$n = \frac{101,6}{0,145 \cdot 1 \cdot 716,4 \cdot 1} = 0,98 \text{ рег./добу.}$$

3. Визначають міжрегенераційний період роботи фільтра, год

$$T = \frac{24a}{n} - \tau_{\text{рег}}, \quad (5.4)$$

де  $\tau_{\text{рег}}$  – загальна продовжуваність регенерації натрій-катіонітного фільтра, год (при завантаженні фільтра катіонітом КУ-2 беремо  $\tau_{\text{рег}} = 4$  год [26]).

$$T = \frac{24 \cdot 1}{0,98} - 4 = 20,5 \text{ год.}$$

4. Визначають нормальну швидкість фільтрування, м/год

$$\omega_{\text{н}} = \frac{G_{\text{в}} \cdot 3,6}{f_{\text{Na}}}; \quad (5.5)$$

$$\omega_{\text{н}} = \frac{0,28 \cdot 3,6}{0,145} = 6,95 \text{ м/год.}$$

Ця величина згідно з рекомендаціями [26] повинна бути не менша за 5 м/с, тому що при значенні швидкості фільтрування менше за 5 м/с знижується обмінна ємність катіоніту.

5. Витрата 100 % - вої повареної солі на одну регенерацію фільтра, кг

$$G_{\text{с}}^{\text{Na}} = \frac{E_{\text{р}}^{\text{Na}} f_{\text{Na}} h_{\text{ш}} q_{\text{с}}}{1000}; \quad (5.6)$$

$$G_{\text{с}}^{\text{Na}} = \frac{716,4 \cdot 0,145 \cdot 1 \cdot 120}{1000} = 12,5 \text{ кг/рег.}$$

6. Витрата міцного (26 % - вого) розчину солі на одну регенерацію, м<sup>3</sup>

$$G_{\text{м.р}} = \frac{G_{\text{с}}^{\text{Na}} \cdot 100}{1000 \cdot \rho_{\text{м.р}} \cdot 26}, \quad (5.7)$$

де  $\rho_{\text{м.р}}$  – густина 26 % - вого розчину солі, т/м<sup>3</sup> (за довідковими даними [26] при температурі 20 °С  $\rho_{\text{м.р}} = 1,197$  т/м<sup>3</sup>).

$$G_{\text{м.р}} = \frac{12,5 \cdot 100}{1000 \cdot 1,197 \cdot 26} = 0,04 \text{ м}^3 / \text{рег.}$$

7. Добова витрата технічної солі на регенерацію фільтрів, кг/добу

$$G_{\text{т.с}}^{\text{д}} = \frac{G_{\text{с}}^{\text{Na}} n a \cdot 100}{93}, \quad (5.8)$$

де 93 – вміст *NaCl* в технічній солі, %.

$$G_{т.с}^д = \frac{12,5 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 100}{93} = 13,2 \text{ кг/добу.}$$

8. Витрата технічної солі на регенерацію фільтрів за місяць, кг

$$G_{т.с}^м = G_{т.с}^д \cdot 30 ; \quad (5.9)$$

$$G_{т.с}^м = 13,2 \cdot 30 = 396 \text{ кг.}$$

9. Витрата води на одну регенерацію фільтра, м<sup>3</sup>

9.1. Витрата води на розпушувальну промивку фільтра, м<sup>3</sup>

$$G_{в.розп} = \frac{i f_{Na} \cdot 60 \cdot \tau_{розп}}{1000} , \quad (5.10)$$

де  $i$  – інтенсивність розпушувальної промивки фільтрів, л / (с·м<sup>2</sup>), за даними [26] величина  $i = 4$  л / (с·м<sup>2</sup>);  $\tau_{розп}$  – продовжуваність розпушувальної промивки, хв., за даними [26] величина  $\tau_{розп} = 30$  хв.

$$G_{в.розп} = \frac{4 \cdot 0,145 \cdot 60 \cdot 30}{1000} = 1,044 \text{ м}^3 / \text{рег.}$$

9.2. Витрати води на приготування регенераційного розчину, м<sup>3</sup>

$$G_{р.р} = \frac{G_c^{Na} \cdot 100}{1000 \cdot b \rho_{р.р}} , \quad (5.11)$$

де  $b$  – концентрація регенераційного розчину для фільтра, % (за довідковими даними [26] беремо величину  $b = 7$  %);  $\rho_{р.р}$  – густина 7 % - вого розчину солі, т/м<sup>3</sup> (за довідковими даними [26] при температурі 20 °С  $\rho_{р.р} = 1,049$  т/м<sup>3</sup>).

$$G_{р.р} = \frac{12,5 \cdot 100}{1000 \cdot 7 \cdot 1,049} = 0,17 \text{ м}^3 / \text{рег.}$$

9.3. Витрата води на відмивання катіоніту від продуктів регенерації, м<sup>3</sup>

$$G_{відм} = q_{відм} f_{Na} h_{ш} , \quad (5.12)$$

де  $q_{відм}$  – питома витрата відмивочної води при завантаженні фільтра, м<sup>3</sup>/ м<sup>3</sup> (за довідковими даними [26] беремо для катіоніту КУ-2 величину  $q_{відм} = 6$  м<sup>3</sup>/ м<sup>3</sup>).

$$G_{відм} = 6 \cdot 0,145 \cdot 1 = 0,87 \text{ м}^3 / \text{рег.}$$

9.4. Витрата води на одну регенерацію фільтра з урахуванням використання відмивочних вод для розпушування катіоніту, м<sup>3</sup>

$$G_{\text{вл.п}} = (G_{\text{в.розп}} - G_{\text{відм}}) + G_{\text{відм}} + G_{\text{р.р}}; \quad (5.13)$$

$$G_{\text{вл.п}} = (1,044 - 0,87) + 0,87 + 0,17 = 1,214 \text{ м}^3 / \text{рег.}$$

В результаті для пом'якшення води в котельні, що використовується для підживлення системи тепlopостачання, обрана одноступенева натрій-катіонітна установка з двома фільтрами (один в роботі, інший – на регенерації або в резерві) типу EUROSOFT E91 DWZ SXT (див. рис. 5.3). Фільтри завантажуються іонообмінною смолою. В комплект поставки установки також входить бак сольового розчину.

Характеристики установки:

- продуктивність – 1 м<sup>3</sup> год;
- робочий тиск – 3 – 7 бар;
- розміри: - висота – 1305 мм;
  - глибина – 440 мм;
  - ширина – 1070 мм.



Рисунок 5.3. Натрій-катіонітна установка EUROSOFT E91 DWZ SXT

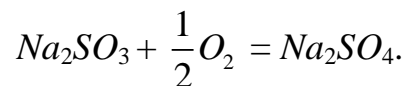
### 5.2.2. Хімічна деаерація води

Згідно з наведеною на рис. 5.1 схемою пом'якшена вода після натрій-катіонітних фільтрів надходить на установку хімічної деаерації.

Загалом, як зазначено вище, деаерація води полягає у видаленні з неї корозійноактивних газів  $O_2$  та  $CO_2$ , використовуючи для цього термічний або хімічний способи.

“Хімічна деаерація дешевша і простіша за термічну і останнім часом широко застосовується для підготовки підживлюваної води для теплових мереж” [25].

При хімічній деаерації у воду після її підігріву до  $80\text{ }^\circ\text{C}$  дозують розчин сульфіту натрію  $Na_2SO_3$ , де він вступає у хімічну реакцію з розчиненим у воді киснем, при цьому утворюється добре розчинний і корозійно не активний сульфат натрію  $Na_2SO_4$ , тобто



Проте, як зазначається в роботі [25], при тиску більше за 0,6 МПа сульфід натрію розкладається з утворенням сірчаного ангідриду, який є корозійно активним.

Витрата сульфіту натрію,  $г/м^3$ , визначається за формулою [25]

$$G_{с.н} = \frac{100(8C + K)}{P_{ч.р}}, \quad (5.14)$$

де  $C$  – вміст кисню у воді,  $г/м^3$ ,  $K$  – надлишок реагенту,  $г/м^3$ ;  $P_{ч.р}$  – відсоток хімічно чистої речовини у технічному сульфіді натрію, %.

“Недоліком сульфіту натрію, як зазначено в роботі [27], є недостатня швидкість його реакції з киснем. Швидкість реакції загалом залежить від температури води і надлишку реагента. Для усунення цих недоліків використовуються модифіковані розчини сульфіту натрію, що каналізовані солями кобальту та міді – метабісульфід та гіпосульфід відповідно. Але на думку авторів цієї роботи надходження у воду каталізаторів (кобальту та міді) можуть викликати електрохімічну корозію поверхонь нагріву та значно

збільшують вартість розчину у порівнянні з моно розчином”.

“Більш раціональним з техніко-економічної точки зору є запропонована авторами роботи [27] нова технологія хімічної деаерації води монорозчином сульфату натрію в стехіометричній кількості концентрацією 10 – 15 % з подальшою фільтрацією через Redox-K фільтр” (див. рис. 5.4).

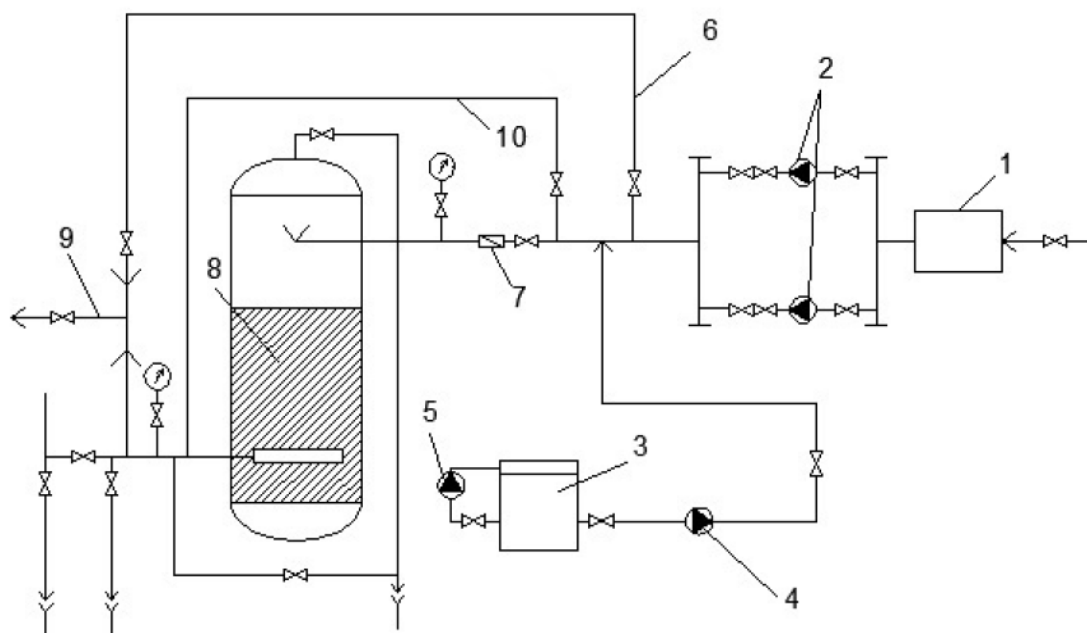


Рисунок 5.4. Принципова схема хімічної деаерації води з Redox-K фільтром:

- 1 – бак запасу пом’якшеної води; 2 – підживильні насоси; 3 – бак для приготування розчину сульфату натрію; 4 – насос дозатор;
- 5 – рециркуляційний насос; 6 – байпасна лінія; 7 – витратомір;
- 8 – Redox-K фільтр; 9 – подача води на підживлення

Згідно з рис. 5.4 до пом’якшеної води, яка з бака 1 насосами 2 спрямовується на підживлення теплової мережі, в трубопровід насосом дозатором 4 підмішується розчин сульфату натрію пропорційно витраті води. Після цього деаерована вода подається згори на Redox-K фільтр 8 і після нього – в підживлюваний контур.

“Фільтр використовується як каталізатор реакції кисню сульфатом натрію, він завантажений зернистим каталітичним фільтрувальним матеріалом – редокситом. Редоксит є органічним мінеральним з’єднанням,



що виготовляється на базі катіоніту КУ2-8. У форму цього катіоніту вводяться і закріплюються на поверхні зерен іони заліза зі змінною валентністю. Редоксит характеризується високою ємністю за киснем, що складає 3500 мг-екв/кг, і може використовуватися при температурах до 123 °С. Вилучення кисню на поверхні зернистого матеріалу каталізатора відбувається за 2 - 3 с. Редоксит також є оновлювачем при недостатньому вмісту сульфату натрія у воді, а також і відновлювачем при його надлишку, що дозволяє стабілізувати процес підготовки води при коливанні її витрати. Для прискорення процесу розчинення сульфату натрію у воді в баку 3 розчин перемішується циркуляційним насосом 5” [27].

“В процесі експлуатації установки при збільшенні гідравлічного опору фільтра шар редокситу впускується потоком пом’якшеної води 10 знизу вгору, а під час цієї операції вода на підживлення теплової мережі спрямовується по байпасному трубопроводу 6” [27].

**Приклад 5.2.** Вибрати установку хімічної деаерації води, пом’якшення якої витратою  $G_{\text{вит}} = 0,28 \text{ кг/с} = 1 \text{ м}^3/\text{год}$  здійснено в натрій-катіонітовій установці (див. приклад 5.1).

#### *Вибір установки*

За заданою витратою води 1 м<sup>3</sup>/год обираємо установку хімічної деаерації фірми Акваінвест ROx-фільтр типу ROx – 400 (див. табл. 5.2 і рис. 5.4) [28].

Таблиця 5.2. Основні показники роботи установки ROx – 400

| Найменування величини                                    | Одиниця             | Значення величини |
|--|---------------------|-------------------|
| 1. Діаметр ROx-фільтра                                   | м                   | 0,4               |
| 2. Продуктивність  | м <sup>3</sup> /год | 0,3 – 3,0         |
| 3. Залишкова концентрація O <sub>2</sub> після установки | мкг/л               | не більше 50      |
| 4. Температура води перед установкою                     | °С                  | 5 - 80            |
| 5. Робочий тиск  | МПа                 | до 0,4            |

#### *Опис роботи установки*

Наведене на рис. 5.4 обладнання компактно змонтоване на загальній рамі і є єдиним блоком.

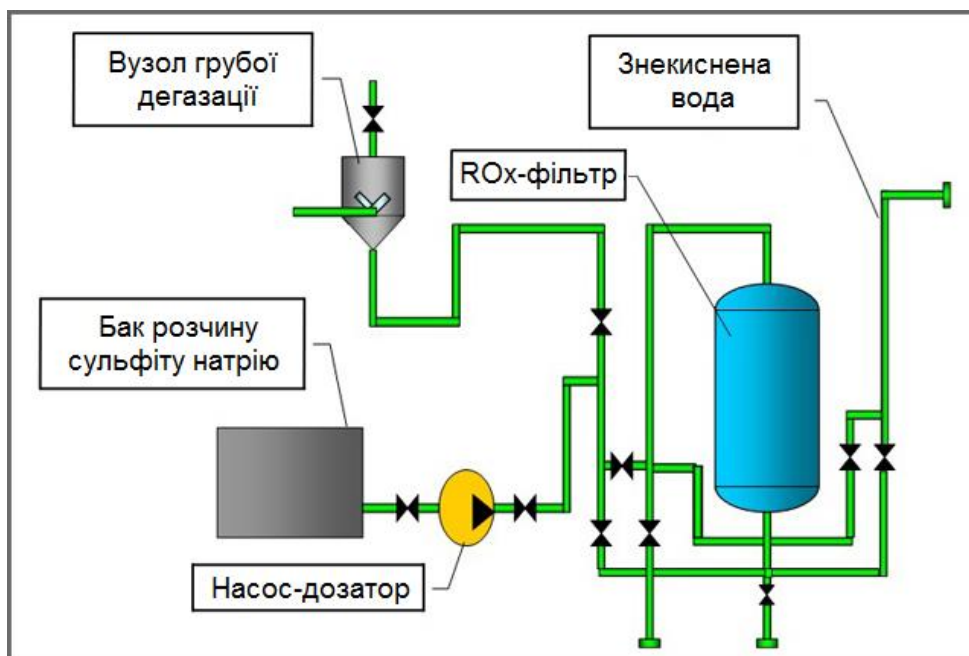


Рисунок 5.4. Установка хімічної деаерації ROx – К – фільтр

На першому етапі пом'якшена вода спрямовується на вузол грубої дегазації, де відбувається попереднє часткове видалення газів і зниження вмісту кисню в воді, що обробляється.

На другому етапі в воду, що пройшла часткову дегазацію, насосом-дозатором подається монорозчин сульфату натрія. При проходженні підживлюваної води через ROx – К – фільтр відбувається її глибоке обезкиснення, тобто зниження концентрації  $O_2$  до нормативного. Використання ROx – К – фільтра, який завантажений редокситом, дозволяє скоротити час реакції до 30 с. і, відповідно, збільшити продуктивність установки.

### 5.3. Установки зворотного осмосу

Відомо, що осмос є процесом одностороннього протікання молекул розчинника (води) через напівпроникну мембрану з менш концентрованого середовища до більш концентрованого. Зворотній осмос є процесом, який протилежний нормальному осмосу, тобто під дією зовнішнього тиску з концентрованого розчину через напівпроникну мембрану буде перетікати вода. Розчинні ж у воді солі, важкі метали, органічні речовини та

мікроорганізми не здатні проникати через мембрану, а вилучаються у вигляді концентрату. Зазначене вище проілюстровано на рис. 5.5 [25].

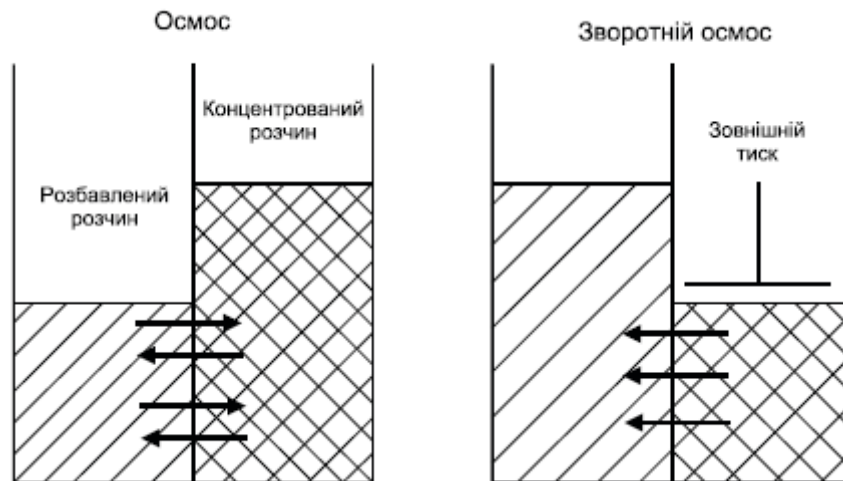


Рисунок 5.5. Принципова схема прямого і зворотнього осмоса

Таким чином основу установок зворотного осмосу становлять напівпроникні мембрани, які можуть бути рулонними, трубчастими і плоскими.

«Рулонна» мембрана (див. рис. 5.6) складається з корпусу і, власне, фільтрувального елемента [29].

### Будова мембрани зворотного осмосу

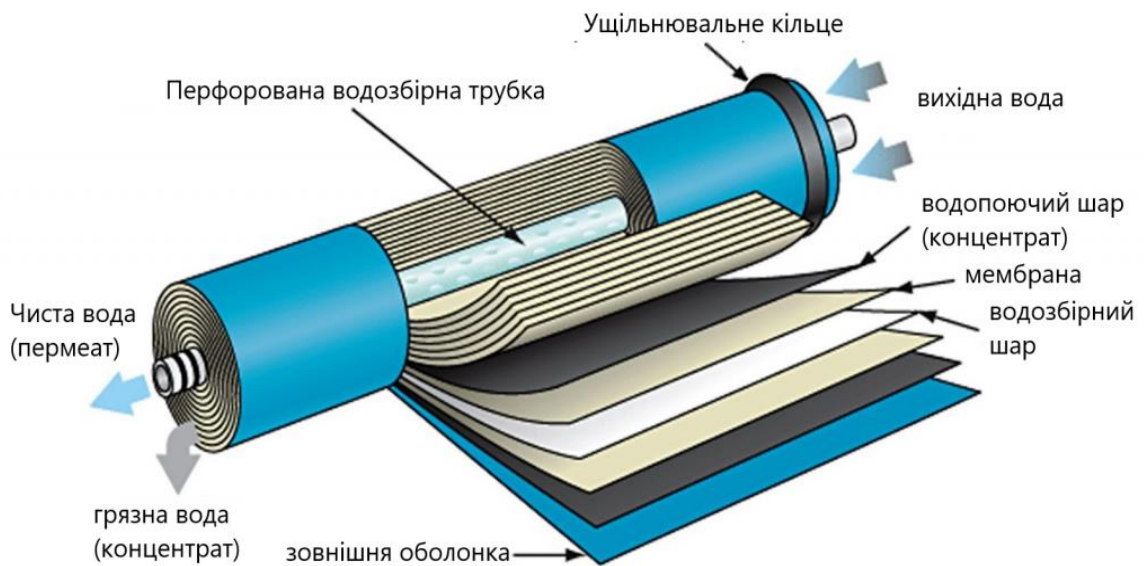


Рисунок 5.6. Рулонна мембрана

“Усередині рулону знаходиться перфорована трубка, яка служить для створення міцності елемента, збору очищеної води та базою для намотування мембрани в процесі виробництва. На неї намотаний товстий шар напівпроникного поліамідного мембранного полотна“ [29].

Вода рухається від одного кінця елемента до іншого і, проходячи через зворотноосмотичний шар і ультрафільтраційні пори, виводиться знесоленою через збірний колектор. Концентрат відводиться з протилежної від входу сторони елемента.

Проникність мембрани,  $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{год}$ , визначається за формулою [25]

$$G = \frac{V}{F \tau}, \quad (5.15)$$

де  $V$  – кількість отриманого фільтрату,  $\text{кг}$ ;  $F$  – поверхня мембрани,  $\text{м}^2$ ;  $\tau$  – час фільтрування,  $\text{год}$ .

“Проникність мембрани залежить від її типу, складу розчину та зовнішнього тиску. Завдяки селективності мембрани через неї проходять іони  $\text{Na}^+$ ,  $\text{Cl}^-$ , а двовалентні  $\text{Ca}^{2+}$ ,  $\text{Mg}^{2+}$ ,  $\text{SO}_4^{2-}$ ,  $\text{CO}_3^{2-}$  та інші затримуються, що дає змогу не тільки зменшити солеміст води, а й її якісний склад, вилучивши іони твердості та луку” [25].

“Мембранні елементи встановлюються в мембранні корпуси. В корпусі може бути один або декілька підключених послідовно мембранних елементів. Корпуси виготовляють із епоксидної смоли і скловолокна, завдяки чому вони мають високу механічну міцність. Внутрішній діаметр виготовляють із поліетилену харчового класу. Це найбільш поширена конструкція рулонних зворотноосмотичних елементів для знесолення води.

Мембранні корпуси об’єднуються в групи, які називаються стадіями концентрування.

Для кожної зворотноосмотичної установки кількість стадій концентрування залежить від виходу обробленої води, її якості та кількості

мембранних елементів в корпусі. Вихід води на кожному мембранному елементі менше за 10-12 % від кількості води, що надходить.

На роботу мембранних елементів впливають такі фактори: склад розчинних речовин у воді, що надходить; температура води; тиск; вихід обробленої води (перміату); рН середовища.

Осмотичний тиск залежить від концентрації солей і органічних речовин у воді, що обробляється. Тому при збільшенні солевмісту у воді продуктивність мембрани та її селективність зменшуються.

Мембрани дуже чутливі до зміни температури. З підвищенням температури прискорюються процеси дифузії, і проникність мембрани лінійно збільшується. Тому селективність падає, а продуктивність зростає.

Зворотноосмотичні мембрани не є непроникним бар'єром для солей.

З підвищенням тиску лінійно збільшується потік води через мембрану, а кількість солей в перміаті збільшується до певної межі.

При збільшенні виходу перміату, за постійного вхідного тиску, концентрація солей у концентраті збільшується, що призводить до збільшення осмотичного тиску. Сила зворотного осмосу зменшується, і кількість обробленої води в результаті зменшується.

Вибір *pH* оброблюваної води головним чином пов'язаний із запобіганням утворення відкладень мінеральних солей на мембрані. Тонкошарові мембрани можуть експлуатуватися у межах  $pH = 2 - 11$  [25].

“Мембранне полотно виготовляється з достатньо чутливого матеріалу, тому якість води, яка потрапляє на очистку, має відповідати допустимим значенням наступних показників:

- вміст зважених речовин – не більше як 0,56 мг/л;
- окиснюваність – менше як 4 мг  $O_2$ /л;
- вміст вільного хлору – менше як 0,1 мг/л;
- вміст заліза – до 0,1 мг/л;
- вміст мангану – до 0,05 мг/л;

- твердість – до 3 мг-екв/л;
- температура води, що подається на обробку – 4 – 30 °С “ [29].

“Частина показників, таких як вміст заліза, мангану, силікатів, можуть бути вище наведених нормативних значень у разі використання в технології оброблення води антискалантів (спеціальних речовин, які перешкоджають відкладенню осаду на поверхні мембрани.

Інші показники досягаються завдяки попередньому очищенню води, яке може передбачати механічне фільтрування, пом’якшення, знезалізнення або адсорбцію, у залежності від параметрів початкової води” [29].

Одна з технологічних схем водопідготовки котельні з використанням зворотного осмосу наведена на рис. 5.7.

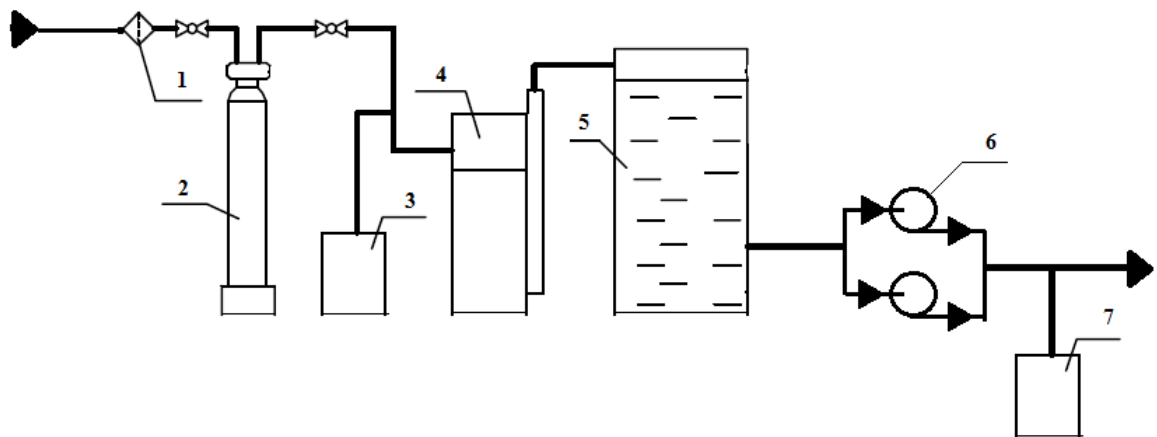


Рисунок 5.7. Схема водопідготовки котельні:

- 1 – фільтр механічного очищення; 2 – установка сорбційної очистки;  
 3 – станція дозування з антискалантом; 4 – установка зворотного осмосу;  
 5 – накопичувальна ємність очищеної води; 6 – насосна станція; 7 –  
 станція дозування для коригування рН

#### *Опис схеми*

##### *1). Фільтр механічного очищення*

Процес очищення води має декілька ступенів. Спочатку видаляються речовини, що знаходяться у воді у вигляді суспензії, а не розчину. Для видалення з води великих частинок піску, мулу, іржі розміром понад 50

мкм використовують сітчасті або дискові фільтри грубого очищення. Під час багатоступеневого очищення води для видалення грубих домішок використовується механічний фільтр, корпус якого конструктивно виконаний у вигляді циліндра із металу або пластику. Усередину корпусу вставляється змінний намотувальний картридж також циліндричної форми, матеріалом якого може бути поліпропілен або полімерна піна.

Для видалення з води домішок розміром близько 20 мкм під час багатоступеневого очищення води використовуються фільтри тонкого очищення.

## *2). Установка сорбційного очищення*

Для наступного видалення з води таких домішок як хлор, кисень, фтор тощо використовують вугільні фільтри. Вугільний фільтр - це пристрій для очищення води, корпус якого виконаний з металу або пластику та наповнений активованим вугіллям, або ж має в собі вугільний картридж.

Активоване вугілля має високу пористу структуру, завдяки чому володіє хорошими абсорбуючими властивостями. Його отримують з органічних вуглецевих матеріалів (дерев'яного вугілля, кам'яновугільного коксу, вугілля з кокосових горіхів). Домішки, які містяться у воді (хлор, кисень, фтор тощо) проходять через поверхню фільтра під тиском, вступають у реакцію з вугіллям, внаслідок чого відбувається процес абсорбції. Вугілля в таких фільтрах гранулюють або подрібнюють, щоби отримати менший опір води. Вугільні картриджі в фільтрах можуть бути з пресованим вугіллям, з гранульованим або порошковим активованим вугіллям.

“Коли ресурс фільтрувального матеріалу вичерпується, фільтр самостійно виходить на регенерацію, але тільки в той час, коли споживання води мінімально, щоб не позбавити вас доступу до очищеної води. Під час цього процесу через фільтр з великою швидкістю зворотним потоком пропускається вода, яка очищає поверхню вугілля, вимиваючи всі

домішки, і скидається в каналізацію. Після цього фільтр знову може використовуватися для очищення води. Для регенерації використовується вихідна неочищена вода” [29].

### *3). Станція дозування антискалантом*

З розвитком технології зворотного осмоса постало питання про зниження експлуатаційних витрат на ці установки. Найбільшими витратними для ремонту є мембранні елементи. Тому для продовження терміну їх експлуатації були створені реагенти – інгібітори знесолення (антискаланти).

Антискалант є хімічним реагентом против відкладень, сумішшю органічних фосфатів і низькомолекулярних полімерів з високим диспергувальним ефектом.

Антискалант додають до води перед зворотним осмосом і він гальмує утворення осаду, завдячуючи своїй властивості приєднуватися до соляної решітки, що розростається. Відомо, що у воді кристали солі утворюють строго упорядковану кристалічну решітку, а антискалант зупиняє розростання соляної решітки, заважаючи приєднатися до неї новим кристаликам солі. Тому наявність антискаланта в воді дозволяє зменшити частоту промивок мембран, при цьому збільшується їх термін експлуатації між промивками та зменшується час простою установок.

При виборі необхідного реагента необхідно мати хімічний аналіз вихідної води, особливу увагу звертаючи на концентрацію кальція, калія, барія, магнія, стронція і їх солей. Необхідно враховуючи загальну твердість води і концентрацію в ній заліза. Також при виборі антискаланта враховується матеріал мембран, щоби антискалант був безпечний для них. На рівень концентрації і дозування реагента буде впливати максимальний вміст солей в воді.

Основне призначення станції дозування антискалантом – постійне введення в потік оброблюваної води точних одиничних доз реагентів



за однакові проміжки часу.

#### 4). Установка зворотного осмосу

Технологія зворотного осмосу описана вище, а сама “установка характеризується найбільш досконалим та ефективним способом видалення домішок (до 99,8%, включаючи бактерії і віруси, а також запахи і присмаки)” [29].

При погіршення якості води на виході з установки, або при зниженні її продуктивності, проводять хімічну промивку мембрани за допомогою станції хімічної промивки та спеціальних реагентів [29].

Очищена вода після установки зворотного осмосу спрямовується в накопичувальну ємність 5, з якої за допомогою насосів 6 подається на підживлення системи тепlopостачання. В очищену воду перед подачею на підживлення за допомогою станції дозування для коригування *pH* додають розчин сульфату натрію, технологія цього процесу була описана вище.

Вибір обладнання водопідготовки для схеми, що наведена на рис. 5.7, здійснюється за відповідними каталогами виробників, наприклад, Ecosoft, Aquafilter, Crystal, Platinum Wasser, Hidrotek, тощо, у залежності від необхідної витрати підживлюваної води та якості вихідної води.

#### **Запитання та завдання для самоконтролю**

1. Якими показниками характеризується якість підживлюваної води?
2. Дайте характеристику основних способів пом'якшення і деаерації води в котельнях.
3. Сутність пом'якшення води в натрій-катіонітових фільтрах.
4. Яким чином здійснюють регенерацію натрій-катіонітових фільтрів?
5. У чому полягає сутність хімічної деаерації води?
6. На якому принципі працюють установки зворотного осмосу?
7. З якою метою здійснюють сорбційну очистку води перед установкою зворотного осмосу?

РОЗДІЛ ШОСТИЙ  
ГАЗОПОСТАЧАННЯ КОТЕЛЕНЬ

**6.1. Загальні відомості**

В газифікованих котельнях децентралізованого та помірно-централізованого теплопостачання зазвичай спалюють природний газ з чисто газових родовищ.

Структурна схема газопостачання котельні наведена на рис. 6.1.

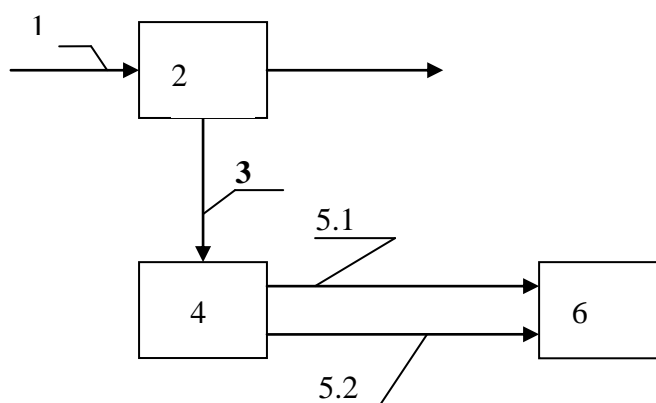


Рисунок 6.1 - Структурна схема газопостачання котельні:

1 - магістральний газопровід; 2 - газорозподільна станція (ГРС); 3 – розподільчі газопроводи; 4 – газорегуляторний пункт (ГРП), або газорегуляторний пункт блоковий (БГРП), або шафвий газорегуляторний пункт (ШГРП), газорегуляторна установка (ГРУ); 5 – внутрішньозаводські газопроводи (5.1 – низького тиску, 5.2 – середнього тиску); 6 – котельня

Газопроводи для подачі газу від магістральних газопроводів і ГРС до споживачів поділяються на розподільні вводи і внутрішньозаводські газопроводи.

Газопроводи у залежності від тиску поділяються на:

- газопроводи високого тиску I категорії – при робочому тиску від 0,6 МПа до 1,2 МПа (або 6 – 12 кг/см<sup>2</sup>);
- газопроводи високого тиску II категорії – при робочому тиску від 0,3 МПа до 0,6 МПа (або 3 – 6 кг/см<sup>2</sup>);
- газопроводи середнього тиску – при робочому тиску від 0,005 МПа до 0,3 МПа (або 0,05 – 3 кг/см<sup>2</sup>);

- газопроводи низького тиску – при робочому тиску до 0,005 МПа (або до 0,05 кг/см<sup>2</sup>).

З магістрального газопроводу 1 природний газ надходить на ГРС 2 для його очищення від механічних домішок, зменшення тиску, обліку витрат і одоризації. Надалі природний газ за розподільчими газопроводами 3 тиском 0,6 – 1,2 МПа направляється на ГРП ( БГРП, ШГРП, ГРУ), де тиск газу знижується до середнього або низького, звідки за газопроводами низького (5.1) та середнього (5.2) тиску надходить до котельні 6.

Згідно з ДБН В.2.5-20:2018 в котельнях рекомендований наступний тиск природного газу:

- в котельнях, що розташовані на території підприємств; на території населених пунктів; прибудовані до виробничих будівель підприємств і вбудованих в ці будинки – 0,6 МПа;

- в котельнях, що прибудовані та вбудовані в громадські будинки; прибудовані до житлових будинків; а також дахових котелень- для будинків всіх призначень – 0,005 МПа.

Як приклади, на рис.6.2 наведена принципова схема ГРП (ГРУ), а на рис. 6.3 - принципова схема газопроводів в котельні.

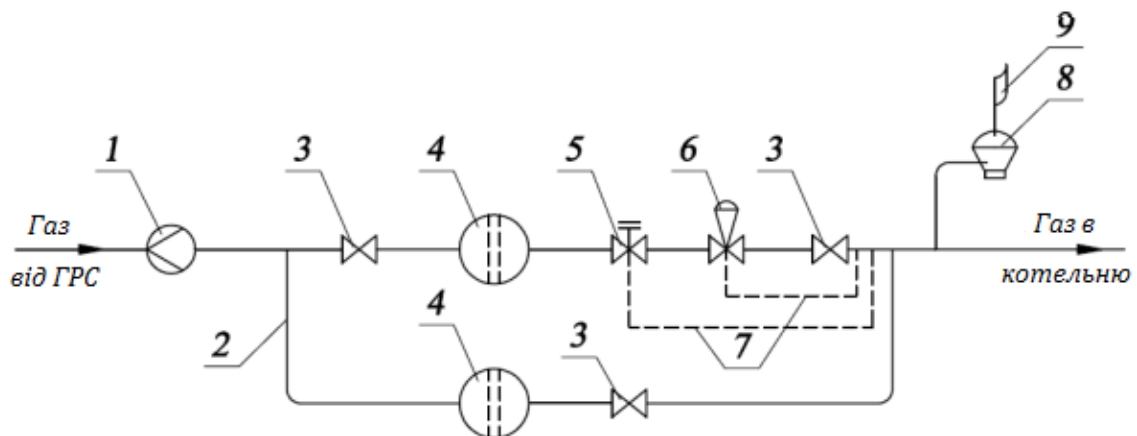


Рисунок 6.2. Принципова схема ГРП (ГРУ):

- 1 – дросельний витратомір; 2 – байпасний газохід; 3 – засувки; 4 – фільтри;  
5 – запірний запобіжний клапан; 6 – регулятор тиску; 7 – імпульсні трубки;  
8 – запобіжний скидний клапан; 9 – продувальна свічка

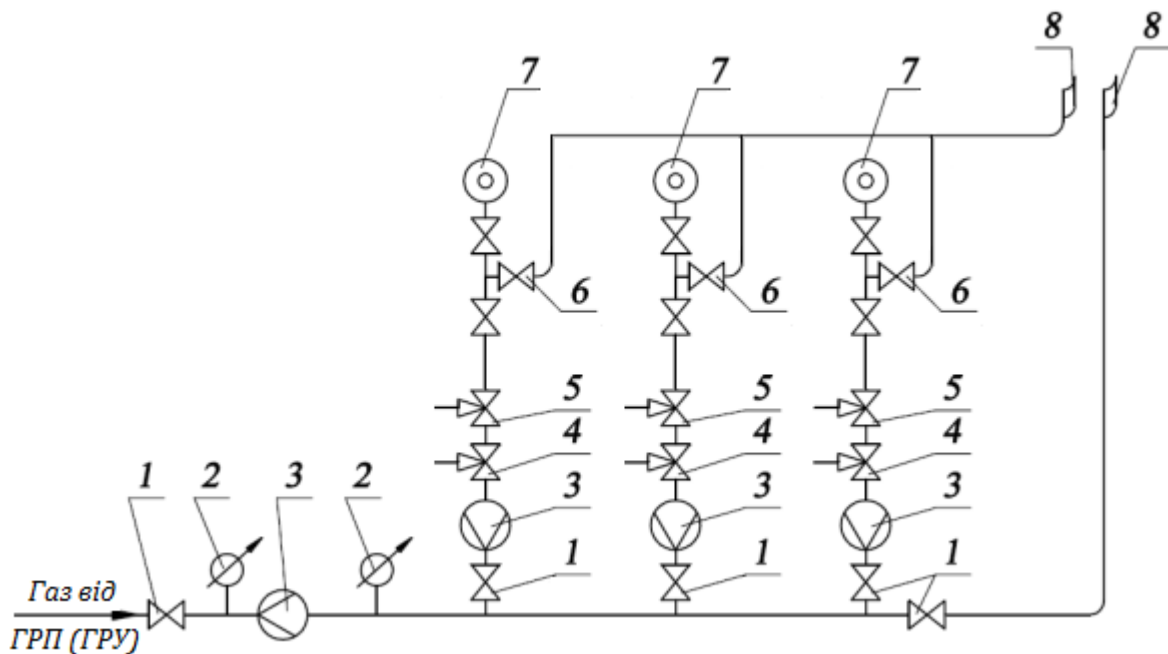


Рисунок 6.3. Принципова схема газопроводів в котельні:

- 1 – запірні засувки; 2 – манометри; 3 – дросельні витратоміри; 4 – відсічні клапани; 5 – регулятори витрати газу; 6 – крани пробкові (кульові);  
7 – газові пальники; 8 – продувальні свічки

“Газопроводи, які розташовані усередині котельні, зветься обв’язочними. При прокладанні газопроводів використовуються сталеві труби; між собою вони з’єднуються зварюванням. Фланцеві з’єднання застосовуються в місцях установки арматури, а різьбові – для приєднання арматури, пальників і приладів, які мають муфти з різьбою. Всі місця газопроводів з різьбовим або фланцевим з’єднанням повинні мати вільний доступ для їх ревізії та обслуговування.

Усередині котельні газопроводи прокладаються по стінах або колонах у вигляді тупикових ліній. В місцях проходження людей висота від підлоги до низу труби має бути не менше як 2,2 м.

Для видалення з газопроводу повітря (перед пуском в експлуатацію) або газу (перед тривалим припиненням його подавання) газопроводи обладнуються продувальними трубопроводами, які виводяться зовні будівлі на висоту не менше ніж 1 м над карнизом покрівлі. Щоби виключити

попадання в продувальні трубопроводи атмосферних опадів, їхні кінці виконуються із загином униз на  $180^\circ$  [2].

Літерно-цифрові позначення газопроводів на кресленнях згідно з ДСТУ Б А.2.4-25:2008:

- загальне позначення – Г0;
- низького тиску до 0,005 МПа ( $0,05 \text{ кг/см}^2$ ) – Г1;
- середнього тиску 0,005 – 0,3 МПа ( $0,05 – 3 \text{ кг/см}^2$ ) – Г2;
- високого тиску II категорії 0,3 – 0,6 МПа ( $3 – 6 \text{ кг/см}^2$ ) – Г3;
- високого тиску I категорії 0,6 – 1,2 МПа ( $6 – 12 \text{ кг/см}^2$ ) – Г4;
- газопровід продувальний – Г5;
- газопровід на розрідженні – Г6.

## 6.2. Витрати природного газу

1. Витрата природного газу на кожний котел,  $\text{м}^3/\text{год}$ , визначається за формулою

$$V_{ki} = \frac{Q_{ki}}{Q_n^p \eta_{k.a}} 3600, \quad (6.1)$$

де  $Q_{ki}$  – розрахункова теплопродуктивність котла, кВт;  $Q_n^p$  – нижча теплота згоряння природного газу на робочу масу,  $\text{кДж/м}^3$ ;  $\eta_{k.a}$  – ККД котла.

2. Витрата природного газу всіма працюючими котлами,  $\text{м}^3/\text{год}$

$$V_k = \sum V_{ki} N_k, \quad (6.2)$$

де  $N_k$  – кількість працюючих котлів, компл.

3. Річна витрата природного газу котельнею,  $\text{м}^3/\text{рік}$

$$V_{\text{річ}} = \frac{\sum Q_{\text{річ}}^b \cdot 10^3}{Q_n^p \eta_{k.a} \eta_{\text{реж}}}, \quad (6.3)$$

де  $\sum Q_{\text{річ}}^b$  – річне вироблення теплоти котельнею,  $\text{МДж/рік}$ ;  $\eta_{\text{реж}}$  – режимний коефіцієнт котельні (беруть  $\eta_{\text{реж}} = 0,97$ , а необхідність його врахування обумовлена тим, що котли не завжди працюють при номінальному навантаженні [2]).

Річне вироблення теплоти котельнею, МДж/рік

$$\sum Q_{\text{річ}}^{\text{B}} = \sum Q_{\text{річ}} k, \quad (6.4)$$

де  $\sum Q_{\text{річ}}$  – сумарна річна витрата теплоти споживачами, МДж/рік (див. табл. 1.5);  $k$  – коефіцієнт, яким ураховують втрати теплоти в котельній, а також витрати теплоти на власні потреби котельні (беруть  $k = 1,05$ ).

### 6.3. Гідравлічний розрахунок газопроводів

Завданням гідравлічного розрахунку є визначення діаметрів газопроводів при заданих витратах природного газу, а також втрат тиску в різних ділянках системи газопостачання котельні.

При розрахунку втрат тиску в мережі газопроводів складається схема системи (див., наприклад. рис.6.4), на якій позначаються ділянки (*ділянка – це газопровід відповідної довжини з постійною площею поперечного перерізу та постійною витратою природного газу*). На ділянках позначають довжину, об’ємну витрату природного газу і діаметр. Серед ділянок обирають магістраль та відгалуження (*магістраль – це сума довжин найбільш віддалених ділянок, обчислюючи від входу природного газу після ГРП (ГРУ)*).

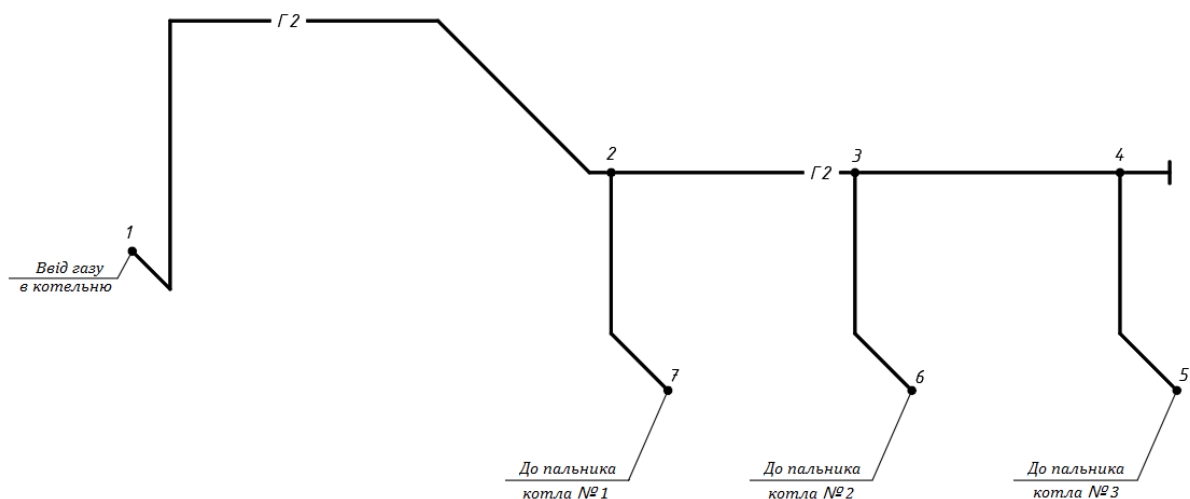


Рисунок 6.4. Схема газопроводів в котельній (приклад)

Гідравлічний розрахунок виконують за рекомендаціями [30].

1. “Попередньо визначають внутрішній діаметр газопроводу, см, за формулою

$$d=0,036238 \sqrt{\frac{V_{\text{н}}(273+t)}{P_m v}}, \quad (6.5)$$

де  $V_{\text{н}}$  – витрата природного газу на розрахунковій ділянці при нормальних умовах (за температури  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  і тиску  $0,10132\text{ МПа}$ ),  $\text{нм}^3/\text{год}$ ;  $t$  – температура газу,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $P_m$  – абсолютний середній тиск газу на розрахунковій ділянці,  $\text{МПа}$ ;  $v$  – швидкість руху газу,  $\text{м/с}$  (беруть не більше ніж  $7\text{ м/с}$  для газопроводів низького тиску;  $15\text{ м/с}$  – для газопроводів середнього тиску; до  $25\text{ м/с}$  – для газопроводів високого тиску)” [30].

Отримане значення діаметра заокруглюється до стандартного, в  $\text{см}$ , з каталогу водогазопровідних труб.

Нагадаємо, що витрата природного газу при нормальних умовах визначається за формулою

$$V_{\text{н}} = V \frac{273P}{(273+t)P_{\text{н}}}, \quad (6.6)$$

де  $V$  – витрата природного газу на розрахунковій ділянці при робочих умовах,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;  $P$  і  $P_{\text{н}}$  – абсолютний тиск газу в газопроводі на ділянці і нормальний барометричний тиск відповідно,  $\text{МПа}$ .

2. Падіння тиску в газопроводах низького тиску на розрахункових ділянках

2.1. “Для визначення режиму руху природного газу визначають число Рейнольдса за формулою

$$\text{Re} = 0,0354 \frac{V_{\text{н}}}{d v_{\text{г}}}, \quad (6.7)$$

де  $v_{\text{г}}$  – кінематична в’язкість газу,  $\text{м}^2/\text{с}$ , за температури  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  і тиску  $0,10132\text{ МПа}$  (можна брати  $v_{\text{г}} = 1,79 \cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$ ) “ [30].

2.2. “Падіння тиску в газопроводах,  $\text{Па}$ , визначають за формулами

2.2.1. Для ламінарного режиму руху газу при  $\text{Re} \leq 2000$

$$\Delta P = 1,132 \cdot 10^6 \frac{V_H}{d^4} v_r \rho_r l, \quad (6.8)$$

де  $\rho_r$  – густина газу,  $\text{кг/м}^3$ , за температури  $0^\circ\text{C}$  і тиску  $0,10132$  МПа (для природного газу з чисто газових родовищ можна брати  $\rho_r = 0,74$   $\text{кг/м}^3$ );  $l$  – довжина розрахункової ділянки газопроводу, м “ [30].

2.2.2. Для критичного режиму руху газу при  $Re = 2000 - 4000$

$$\Delta P = 0,516 \frac{V_H^{2,333}}{d^{5,333} v_r^{0,333}} \rho_r l. \quad (6.9)$$

2.2.3. Для турбулентного режиму руху газу при  $Re > 4000$

$$\Delta P = 69 \left( \frac{n}{d} + 1922 \frac{v d}{V_H} \right)^{0,25} \frac{V_H^2}{d^5} \rho_r l, \quad (6.10)$$

де  $n$  – еквівалентна абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні стінки газопровода (для сталевих труб  $n = 0,01$ ; для поліетиленових труб  $n = 0,002$ ) “ [30].

3. “Падіння тиску в газопроводах середнього і високого тисків для всієї області турбулентного режиму руху газу визначають за формулою

$$\frac{(p_1^2 - p_2^2)}{l} = 1,4 \cdot 10^{-5} \left( \frac{n}{d} + 1922 \frac{v d}{V_H} \right)^{0,25} \frac{V_H^2}{d^5} \rho_r, \quad (6.11)$$

де  $p_1$  і  $p_2$  – абсолютний тиск природного газу на початку і в кінці розрахункової ділянки газопроводу, МПа “ [30].

4. “Падіння тиску від місцевих опорів (коліна, трійники, запірні арматура, тощо) допускається враховувати шляхом збільшення розрахункової довжини газопроводів  $l$  на 5-10 % “ [30].

“Для зовнішніх надземних та внутрішніх газопроводів розрахункова довжина газопроводу, м, визначається за формулою

$$l = l_1 + \sum \xi \cdot l d, \quad (6.12)$$

де  $l_1$  – фактична довжина газопроводу, м;  $\sum \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів ділянки газопроводу завдовжки  $l_1$ ;  $l d$  – еквівалентна



довжина прямолінійної ділянки газопроводу, м, втрати тиску на якій дорівнюють втратам тиску в місцевому опорі із значенням коефіцієнта  $\xi = 1$ ” [30].

“Еквівалентна довжина газопроводу, м, визначається у залежності від режиму руху в газопроводі за наступними формулами “ [30]:

- для ламінарного режиму руху газу

$$ld = 5,5 \cdot 10^{-6} \frac{V_H}{\nu}; \quad (6.13)$$

- для критичного режиму руху газу

$$ld = 12,15 \frac{d^{1,333} \nu^{0,333}}{V_H^{0,333}}; \quad (6.14)$$

- для всієї області турбулентного режиму руху газу

$$ld = \frac{d}{11 \left( \frac{n}{d} + 1922 \frac{\nu d}{V_H} \right)^{0,25}}. \quad (6.15)$$

Результати гідравлічного розрахунку газопроводів зводять до таблиці (див., наприклад, табл. 6.1 для газопроводів середнього тиску, схема газопостачання наведена на рис. 6.3).

## **6.4. Вибір обладнання системи газопостачання**

### **6.4.1. Вибір обладнання ГРУ**

ГРУ, як зазначено вище, призначена для зниження тиску газу та підтримання його на заданому рівні незалежно від зміни витрати і тиску газу. Одночасно здійснюється очищення газу від механічних домішок та облік витрати газу. Основним обладнанням ГРУ є фільтр, регулятор тиску, запобіжно-запірний клапан, запобіжно-скидний клапан, запірна арматура, контрольно-вимірювальні прилади, прилади обліку витрати газу (див. рис. 6.1).

Методику вибору обладнання ГРУ розглянемо на прикладі.

**Приклад 6.1.** Вибрати обладнання ГРУ в котельні помірно-централізованого тепlopостачання номінальною сумарною потужністю

встановлених трьох котлів  $Q_{\text{ном}} = 4,2$  МВт (мінімальна потужність котельні складає  $Q_{\text{мін}} = 0,45$  МВт). ККД кожного котла складає  $\eta_{\text{к.а}} = 92$  %. Паливом

Таблиця 6.1. Результати гідравлічного розрахунку газопроводів

| Найменування величини                    | Позначення            | Одиниця                          | Значення величини на ділянках |     |     |     |     |     |
|--|-----------------------|----------------------------------|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
|  |                       |                                  | 1-2                           | 2-3 | 3-4 | 4-5 | 3-6 | 2-7 |
| 1. Витрата газу при нормальних умовах    | $V_{\text{н}}$        | $\frac{\text{нм}^3}{\text{год}}$ |                               |     |     |     |     |     |
| 2. Абсолютний тиск на початку ділянки    | $p_1$                 | МПа                              |                               |     |     |     |     |     |
| 3. Швидкість руху газу попередня         | $v$                   | м/с                              |                               |     |     |     |     |     |
| 4. Швидкість руху газу уточнена          | $v_{\text{д}}$        | м/с                              |                               |     |     |     |     |     |
| 5. Діаметр газопроводу попередній        | $d$                   | см                               |                               |     |     |     |     |     |
| 5. Діаметр газопроводу уточнений         | $d_{\text{д}}$        | см                               |                               |     |     |     |     |     |
| 6. Фактична довжина газопроводу          | $l_1$                 | м                                |                               |     |     |     |     |     |
| 7. Число Рейнольдса                      | Re                    | -                                |                               |     |     |     |     |     |
| 8. Еквівалентна довжина газопроводу      | $ld$                  | м                                |                               |     |     |     |     |     |
| 9. Розрахункова довжина газопроводу      | $l$                   | м                                |                               |     |     |     |     |     |
| 10. Втрати тиску на ділянці              | $\Delta p$            | МПа                              |                               |     |     |     |     |     |
| 11. Втрати тиску на витратомірі          | $\Delta p_{\text{в}}$ | МПа                              |                               |     |     |     |     |     |
| 12. Сумарні втрати тиску на ділянці      | $\Sigma \Delta p$     | МПа                              |                               |     |     |     |     |     |
| 12. Абсолютний тиск на виході з ділянки  | $p_2$                 | МПа                              |                               |     |     |     |     |     |
| 13. Надлишковий тиск на виході з ділянки | $p_{2\text{н}}$       | МПа                              |                               |     |     |     |     |     |

в котельні є природний газ з нижчою теплотою згоряння  $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 37560$  кДж/м<sup>3</sup>.

Вхідний тиск газу становить:

- максимальний -  $p_{\text{вх}}^{\text{max}} = 0,6$  МПа (6 бар);

- мінімальний -  $p_{\text{вх}}^{\text{min}} = 0,2$  МПа (2 бар).

Тиск газу перед кульовим краном пальника  $p_{пл} = 30$  кПа (300 мбар).

Температура газу  $t = 15$  °С.

*Вибір регулятора тиску*

1. Визначаємо вихідний тиск природного газу, кПа

$$p_{вих} = p_{пл} + \Delta p, \quad (6.16)$$

де  $\Delta p$  – втрати тиску при руху природного газу від регулятора до найбільш віддаленого пальника, кПа.

Беремо, що за результатами гідравлічного розрахунку газопроводів величина  $\Delta p = 2$  кПа, тоді

$$p_{вих} = 30 + 2 = 32 \text{ кПа.}$$

2. За формулою (6.1) обчислюємо витрату природного газу котельнею, м<sup>3</sup>/год:

- максимальна

$$V_{\max} = \frac{4200}{37560 \cdot 0,92} 3600 = 438 \text{ м}^3/\text{год};$$

- мінімальна

$$V_{\min} = \frac{450}{37560 \cdot 0,92} 3600 = 47 \text{ м}^3/\text{год.}$$

3. За формулою (6.6) приводимо витрату газу до нормальних умов, нм<sup>3</sup>/год, при мінімальному вхідному тиску

- максимальна

$$V_{н.\max} = 438 \frac{273(0,1+0,2)}{(273+15)0,101} = 1237 \text{ нм}^3/\text{год};$$

- мінімальна

$$V_{н.\min} = 47 \frac{273(0,1+0,2)}{(273+15)0,101} = 133 \text{ нм}^3/\text{год.}$$

4. Визначаємо об'ємну витрату газу при мінімальному вхідному тиску при стандартних умовах ( $t_{ст} = 20$  °С), м<sup>3</sup>/год:

- максимальна

$$V_{\text{ст.макс}} = 1237 \frac{0,101 \cdot (273 + 20)}{(0,1 + 0,2) 273} = 446 \text{ м}^3/\text{ГОД};$$

- мінімальна

$$V_{\text{ст.мін}} = 133 \frac{0,101 \cdot (273 + 20)}{(0,1 + 0,2) 273} = 48 \text{ м}^3/\text{ГОД}.$$

5. Коефіцієнт регулятора  $K_G$  визначаємо за формулами:

- для докритичної області

$$K_G = \frac{V_{\text{нмакс}}}{\sqrt{p_{\text{вих}} (p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}})}}, \quad (6.17)$$

де  $p_{\text{вх}}$  і  $p_{\text{вих}}$  – абсолютний тиск газу на вході в регулятор і виході з нього відповідно, бар.

$$p_{\text{вх}} = 2 + 1,00 = 3,0 \text{ бар};$$

$$p_{\text{вих}} = 0,32 + 1,00 = 1,32 \text{ бар}.$$

- для критичної і зверхкритичної області

$$K_G = \frac{2V_{\text{нмакс}}}{p_{\text{вх}}}. \quad (6.18)$$

Для визначення області течії газу визначають відношення тисків  $\Delta_p = (p_{\text{вх}} / p_{\text{вих}})$ .

Якщо  $\Delta_p < 2$ , то область витікання газу докритична, якщо  $\Delta_p = 2$  – критична, а якщо  $\Delta_p > 2$  - зверхкритична.

Для прикладу, що розглядається,  $\Delta_p = (3,0 / 1,32) = 2,27$ , тому область витікання газу зверхкритична, і для визначення коефіцієнта  $K_G$  обираємо формулу (6.18), тобто

$$K_G = \frac{2 \cdot 1237}{3,0} = 825.$$

6. За каталогом обираємо, наприклад, регулятор тиску Norval DN 40 з дійсним коефіцієнтом регулятора  $K_G = 892$  (див. рис. 6.5), і визначаємо фактичну його пропускну здатність, м<sup>3</sup>/год

$$V_{\text{ф}} = K_G \sqrt{p_{\text{вих}} (p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}})}; \quad (6.19)$$

$$V_{\phi} = 892 \sqrt{1,32(3,0 - 1,32)} = 1328 \text{ м}^3/\text{год.}$$



Рисунок 6.5. Загальний вигляд регулятора тиску Norval

7. Перевірку стійкості роботи регулятора здійснюємо за наступною умовою:

$$0,1 V_{\phi} \leq V_{\max} \leq 0,8 V_{\phi}; \quad (6.20)$$

$$132,8 \leq 438 \leq 1062,4.$$

Таким чином умова (6.20) для обраного регулятора виконується.

8. Швидкість газу на виході з регулятора, м/с, визначаємо за формулою

$$v_p = 345,92 \frac{V_{\text{ст.мак}} (1 - 0,002 p_{\text{вих}})}{DN^2 (1 + p_{\text{вих}})}; \quad (6.21)$$

$$v_p = 345,92 \frac{446 (1 - 0,002 \cdot 1,32)}{40^2 (1 + 1,32)} = 40,5 \text{ м/с.}$$

З метою отримання оптимальних характеристик експлуатації регуляторів, виключення ерозії і обмеження рівня шуму ця швидкість не повинна перевищувати 150 м/с.

#### *Вибір фільтра*

Газовий фільтр, який встановлюється в ГРУ, призначений для очищення природного газу від механічних домішок.

Для вибору газового фільтра визначаємо його діаметр, мм, за відомим рівнянням при максимальній витраті газу, яка приведена до стандартних умов  $V_{ст.мах} = 446 \text{ м}^3/\text{год}$ , і рекомендованій швидкості газу  $v_{\phi} = 20 \text{ м/с}$  (при надлишковому тиску  $p_{над} \leq 0,3 \text{ МПа}$

$$d = 1130 \sqrt{\frac{446}{3600 \cdot 20}} = 89 \text{ мм.}$$

Обираємо фільтр типу ФГ (див. рис. 6.6)  $DN 100$  пропускною спроможністю  $1949 \text{ м}^3/\text{год}$ .



Рисунок 6.6. Загальний вигляд газового фільтра типу ФГ

#### *Комерційний вузол обліку газу*

Для обліку витрати газу на котельню встановлюється лічильник, вибір якого здійснюється у залежності від максимальної та мінімальної витрат і максимальної та мінімальної температури газу.

Додатково до наведених вище даних наведемо температури газу:

- максимальна  $t_{max} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- мінімальна  $t_{min} = - 22 \text{ }^\circ\text{C}$  (відповідає розрахунковій температурі на опалення для м. Києва).

1. Визначаємо максимально можливу витрату природного газу на котельню,  $\text{м}^3/\text{год}$ , при мінімальному вхідному тиску

$$V_{p\max} = \frac{V_{\text{нmax}} (t_{\text{max}} + 273) p_{\text{н}} z}{(p_{\text{min}}^{\text{вх}} + p_{\text{б}})(t_{\text{ст}} + 273)}, \quad (6.22)$$

де  $z$  – коефіцієнт стиснення природного газу, беремо  $z = 0,99$ .

$$V_{p\max} = \frac{1237(40+273)0,101 \cdot 0,99}{(0,2+0,1)(20+273)} = 440,4 \text{ м}^3/\text{год.}$$

2. Визначаємо завантаженість лічильника при максимальному вхідному тиску  $p_{\text{вх}}^{\text{max}} = 0,6 \text{ МПа}$ ,  $\text{м}^3/\text{год}$

$$V_{p\max}^{\text{max}} = \frac{1237(40+273)0,101 \cdot 0,99}{(0,6+0,1)(20+273)} = 188,7 \text{ м}^3/\text{год.}$$

3. Визначаємо мінімально можливу витрату природного газу на котельню,  $\text{м}^3/\text{год}$ , при максимальному вхідному тиску

$$V_{p\min} = \frac{V_{\text{нmin}} (t_{\text{min}} + 273) p_{\text{н}} z}{(p_{\text{max}}^{\text{вх}} + p_{\text{б}})(t_{\text{ст}} + 273)}; \quad (6.23)$$

$$V_{p\min} = \frac{133(-22+273)0,101 \cdot 0,99}{(0,6+0,1)(20+273)} = 16,3 \text{ м}^3/\text{год.}$$

4. На визначені витрати природного газу за каталогом обираємо ультразвуковий лічильник «Курс – 01» G400Б DN 100 (див. рис. 6.7) з характеристиками:

$$V_{\text{лmax}} = 650 \text{ м}^3/\text{год}; V_{\text{л}} = 13 \text{ м}^3/\text{год}; V_{\text{лmin}} = 6,5 \text{ м}^3/\text{год.}$$



Рисунок 6.7. Загальний вигляд газового лічильника G400Б

5. Обраний лічильник повинен задовольняти наступним умовам:

$$V_{pmax} \leq V_{лmax}; V_{pmin} \geq V_{лmin}. \quad (6.24)$$

Таким чином  $440,4 \text{ м}^3/\text{год} (V_{pmax}) < 650 \text{ м}^3/\text{год} (V_{лmax})$ , а

$16,3 \text{ м}^3/\text{год} (V_{pmin}) > 6,5 \text{ м}^3/\text{год} (V_{лmin})$ , тобто умови (6.24) виконуються.

#### **6.4.2. Вибір іншого газового обладнання в котельні**

##### *Запірно-регулювальна арматура*

Запірні засувки, запобіжні запірні і відсічні клапани, крани кульові тощо обираються за каталогами відповідних виробників у залежності від визначених при гідравлічному розрахунку діаметрів газопроводів.

##### *Технологічний вузол обліку газу*

На кожний котел встановлюються технологічні лічильники обліку газу.

Для вибору лічильників задаємо, як приклад, наступні вихідні дані:

- мінімальний надлишковий тиск газу  $p_{min} = 0,032 \text{ МПа}$ ;
- максимальний надлишковий тиск газу  $p_{max} = 0,045 \text{ МПа}$ ;
- максимальна температура  $t_{max} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- мінімальна температура  $t_{min} = - 22 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- максимальна витрата газу на кожний котел  $V_{max} = 146 \text{ м}^3/\text{год}$  (визначена за формулою (6.1) при номінальній теплопродуктивності кожного котла  $Q_k = 1,4 \text{ МВт}$ );
- мінімальна витрата газу на кожний котел  $V_{min} = 16 \text{ м}^3/\text{год}$  (визначена за формулою (6.1) при мінімальній теплопродуктивності кожного котла  $Q_k = 0,15 \text{ МВт}$ ).

1. За формулою (6.6) визначаємо витрату газу на кожний котел при нормальних умовах,  $\text{нм}^3/\text{год}$ , при мінімальному тиску

- максимальна

$$V_{н,max} = 146 \frac{273(0,1+0,032)}{(273+15)0,101} = 180,9 \text{ нм}^3/\text{год};$$

- мінімальна



$$V_{н.мин} = 16 \frac{273(0,1+0,032)}{(273+15)0,101} = 19,8 \text{ нм}^3/\text{год.}$$

2. За формулою (6.22) визначаємо максимально можливу витрату природного газу на кожний котел, м<sup>3</sup>/год, при мінімальному тиску

$$V_{рmax} = \frac{180,9(40+273)0,101 \cdot 0,99}{(0,032+0,1)(20+273)} = 146,4 \text{ нм}^3/\text{год.}$$

3. За формулою (6.23) визначаємо мінімально можливу витрату природного газу на кожний котел, м<sup>3</sup>/год, при максимальному тиску

$$V_{рmin} = \frac{19,8(-22+273)0,101 \cdot 0,99}{(0,045+0,1)(20+273)} = 11,7 \text{ м}^3/\text{год.}$$

4. На визначені витрати природного газу за каталогом обираємо на кожний котел ультразвуковий лічильник «Курс – 01» G160Б DN 80 з характеристиками:

$$V_{лmax} = 250 \text{ м}^3/\text{год}; V_{лr} = 5 \text{ м}^3/\text{год}; V_{лmin} = 2,5 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Обрані лічильники задовольняють умовам (6.24).

### **Запитання та завдання для самоконтролю**

1. Назвіть основні елементи структурної схеми газопостачання котельні.

2. Дайте характеристику газопроводів за величиною тиску.

3. Для чого призначені ГРП (ГРУ) і яке основне обладнання входить до їх складу?

4. Від чого залежить річна витрата палива на котельню і які шляхи її зниження?

5. Від чого залежить падіння тиску в газопроводах?

6. Яким чином враховуються падіння тиску в газопроводах від місцевих опорів?

7. Що потрібно знати для вибору регуляторів тиску газу?

8. Яка різниця між комерційними та технологічними вузлами обліку газу і яке основне обладнання входить до їх складу?

## ОПАЛЕННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЯ КОТЕЛЕНЬ

**7.1. Теплова потужність системи опалення**

Згідно з ДБН «Котельні» [11] температура повітря у котельному залі ( $t_{\text{вн}}$ ) повинна бути наступною:

- при постійному перебуванні обслуговуючого персоналу – не нижче ніж  $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- без постійного перебування обслуговуючого персоналу – не нижче ніж  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Для приміщень з тепловиділеннями, як зазначається в [11], необхідно передбачати їх опалення, якщо надлишки теплоти не забезпечують підтримання у виробничій зоні наведених вище температур.

Щоби визначити потребу в опаленні, необхідно скласти тепловий баланс приміщень з надходженнями до них теплоти та втрат теплоти зовнішніми огороженнями. Окрім цього в тепловому балансі необхідно врахувати витрати теплоти на вентиляцію котельні.

Таким чином потужність системи опалення котельні, кВт, визначається за формулою

$$Q_{\text{о.к}} = (Q_{\text{втр}} + Q_{\text{в}}) - \Sigma Q_{\text{над}} \quad (7.1)$$

де  $Q_{\text{втр}}$  – сумарні втрати теплоти зовнішніми огороженнями приміщень, кВт;  $Q_{\text{в}}$  – витрати теплоти на вентиляцію, кВт;  $\Sigma Q_{\text{над}}$  – сумарні надходження потоків теплоти до приміщень, кВт.

**7.2. Втрати теплоти зовнішніми огороженнями**

Для розрахунків втрат теплоти зовнішніми огороженнями може бути використана формула (1.1) посібника без врахування величини витрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря ( $Q_{\text{інф}}$ ), тобто  $Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{обг.і}}$ .

Визначення величин  $Q_{\text{обг.і}}$  окремими елементами огорожень котельні (зовнішні стіни, вікна, перекриття, підлогу, зовнішні двері) здійснюється за наведеною в розд. 1 посібника методикою.

Результати розрахунків втрат теплоти окремими приміщеннями

котельні можна навести у вигляді таблиці (див., наприклад, табл.1.1 посібника).

### 7.3. Теплові надходження до приміщень котельні

Потоки теплоти до котельного залу надходять в основному від зовнішніх поверхонь котлів ( $Q_k$ ), електродвигунів насосів ( $Q_e$ ), теплообмінників ( $Q_{т.а}$ ), нагрітих поверхонь трубопроводів ( $Q_{тр}$ ), тобто

$$\Sigma Q_{над} = Q_k + Q_e + Q_{т.а} + Q_{тр}. \quad (7.2)$$

7.3.1. Надходження теплоти від зовнішніх поверхонь котлів, кВт, можна визначити за формулою

$$Q_k = (Q_{ki} N_k q_5) / 100 \quad (7.3)$$

де  $Q_{ki}$  – теплопродуктивність одного котла, кВт;  $N_k$  – кількість встановлених котлів в котельні;  $q_5$  – втрати теплоти від поверхонь зовнішніх огорожень котла, %.

Величина теплових втрат від зовнішніх огорожень котла визначається якістю теплової ізоляції та умовами теплообміну на її поверхні. Проведення точних розрахунків або вимірювань цього параметра достатньо складне, тому зазвичай користуються довідковими даними. За наближеними даними для сучасних сталевих котлів невеликої потужності величина  $q_5$  становить біля 0,5 – 1,0 %; у деяких випадках вона наведена в паспорті котла.

7.3.2. “Потік теплоти, що надходить до приміщень від встановлених в електродвигунів і обладнання, що приводиться ними в рух, кВт, розраховують за формулою” [3]

$$Q_e = N_{вст} K_{зав} K_{од} [(1/\eta_1) - 1 + K_T], \quad (7.4)$$

де  $N_{вст}$  – “встановлена (номінальна) потужність електродвигунів, кВт (визначена при виборі насосів);  $K_{зав}$  – коефіцієнт завантаження;  $K_{од}$  – коефіцієнт одночасності роботи встановлених електродвигунів;  $\eta_1$  – ККД електродвигуна при даному завантаженні, що визначається за каталогом;  $K_T$  – коефіцієнт, яким враховують, скільки витраченої механічної енергії перетворюється в теплову та передається повітрю приміщення (для насосів

величина  $K_T = 0,1$ );  $\eta_1 = \eta K_n$ , де  $\eta$  – ККД електродвигуна при номінальному завантаженні (визначений при виборі насосів);  $K_n$  – поправковий коефіцієнт, що враховує завантаження електродвигуна (можна брати  $K_n = 1$ ) “ [3].

7.3.3. “Потік теплоти, що надходить до приміщення від зовнішніх поверхонь теплообмінників, кВт:

а). Для неізолюваних теплообмінників - наближено за формулою ” [3]

$$Q_{т.а} = \alpha F_T (t_{пов} - t_{вн}) \cdot 10^{-3}, \quad (7.5)$$

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні апарату до навколишнього середовища, Вт/ (м<sup>2</sup>·К), (можна наближено брати  $\alpha = 10$  Вт/ (м<sup>2</sup>·К)) ;  $F_T$  – поверхня теплообміну, м<sup>2</sup> (визначена при виборі теплообмінника);  $t_{пов}$  – температура поверхні апарату, °С (цю температуру наближено визначають у залежності від середніх температури теплоносіїв за формулою (3.55)).

б). Для ізолюваних теплообмінників

$$Q_{т.а} = q F_T \cdot 10^{-3} \quad (7.6)$$

де  $q$  – поверхнева густина теплового потоку ізолюваної поверхні теплообмінника, Вт/м<sup>2</sup> (визначають за даними табл. Д7 дод. посібника [31] за строкою «Криволінійні поверхні діаметром більше ніж 1020мм і плоскі» у залежності від середньої температури теплоносія).

7.3.4. Потік теплоти, що надходить до приміщення від зовнішніх поверхонь трубопроводів, кВт:

а). “Для неізолюваних трубопроводів – за формулою, що наведена в роботі [3], яка використовується для визначення теплового потоку від неізолюваних трубопроводів системи опалення, відкрито прокладених у приміщеннях, тобто

$$Q_{тр} = q_{тр} (l_v + 1,28 l_r) \cdot 10^{-3}, \quad (7.7)$$

де  $q_{тр}$  – лінійна густина теплового потоку відкрито прокладених у приміщенні сталевих труб, Вт/м, залежить від їх зовнішнього діаметра та температурного перепаду в трубопроводі  $\Delta t_{тр}$ ;  $l_v$  – довжина (висота)

вертикальних труб, м;  $l_r$  – довжина горизонтальних труб, м “ [3].

Для визначення величини  $q_{тр}$  можна використати рекомендації, що наведені в [3].

б). Для ізольованих трубопроводів

$$Q_{тр} = \Sigma q_l l_{тр} \cdot 10^{-3}, \quad (7.8)$$

де  $q_l$  – лінійна густина теплового потоку ізольованої поверхні трубопроводу, Вт/м (визначають за даними табл. Д7 дод. посібника [31] у залежності від умовного діаметру трубопроводу і середньої температури теплоносія).

#### 7.4. Витрати теплоти на вентиляцію

Зауважимо, що в котельному залі влаштовується припливно-витяжна вентиляція.

“ Припливна вентиляція в холодний період року є природною, а за необхідності – з механічним спонуканням. В теплий період року припливна вентиляція також природна з подачею повітря в робочу зону.

Витяжна вентиляція є природною з витяжкою повітря з верхньої зони та за рахунок підсмоктування повітря у газоповітряний тракт котлоагрегатів. За необхідності вона може бути з механічним спонуканням з верхньої зони, у тому числі з дугтьовими вентиляторами” [11].

Потік теплоти для нагрівання повітря, що надходить до котельного залу, кВт, визначається за формулою

$$Q_v = \frac{V_{п}}{3600} \rho_{п} (h_{вн} - h_3), \quad (7.9)$$

де  $V_{п}$  – об’ємна витрата повітря, м<sup>3</sup>/год;  $\rho_{п}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>, яку можна брати 1,2 кг/м<sup>3</sup>;  $h_{вн}$  – ентальпія внутрішнього повітря, кДж/кг (визначається при температурі  $t_{вн} = 12$  °С чи 10 °С за  $h-d$  – діаграмою або за аналітичною залежністю, що наведена в [3]);  $h_3$  – ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг (визначається при температурі  $t_3 = t_{p.o}$  за  $h-d$  – діаграмою або за аналітичною залежністю, що наведена в [3]).

а). Об'ємна витрата повітря, що надходить до котельного залу, м<sup>3</sup>/год, визначається за формулою

$$V_{\Pi} = V_{\text{в}} + V_{\text{н.п}}, \quad (7.10)$$

де  $V_{\text{в}}$  – об'ємна витрата повітря на вентиляцію для компенсації надлишків теплоти у котельному залі, м<sup>3</sup>/год;  $V_{\text{н.п}}$  – об'ємна витрата повітря, яке підсмоктується в газоповітряний тракт котлоагрегатів і необхідне для спалювання природного газу.

б). “Витрата повітря на вентиляцію, м<sup>3</sup>/год, визначається за формулою” [3]

$$V_{\text{в}} = m V_{\text{к.з}}, \quad (7.11)$$

де  $m$  – кратність повітрообміну, год<sup>-1</sup>;  $V_{\text{к.з}}$  – корисний внутрішній об'єм котельного залу, м<sup>3</sup>.

в). Кратність повітрообміну  $m$

“Для приміщень вбудованих та дахових котелень, що працюють на газоподібному паливі, а також приміщень окремо розташованих та прибудованих котелень площею не більше ніж 200 м<sup>2</sup> або висотою не більше ніж 6 м, необхідно передбачати не менше ніж трикратний повітрообмін за годину без урахування витрати на горіння” [31].

г). Корисний внутрішній об'єм котельного залу, м<sup>3</sup>, визначають за різницею внутрішнього об'єму ( $V_{\text{вн}}$ ) і об'єму, що займає обладнання ( $V_{\text{об}}$ ), тобто

$$V_{\text{к.з}} = V_{\text{вн}} - V_{\text{об}}. \quad (7.12)$$

д). Об'ємну витрату повітря на горіння палива, м<sup>3</sup>/год, визначають за формулою

$$V_{\text{н.п}} = \alpha_{\text{т}} V_{\text{к}} V_{\text{п}}^{\circ}, \quad (7.13)$$

де  $\alpha_{\text{т}}$  – коефіцієнт надлишку повітря в пальниках (беруть  $\alpha_{\text{т}} = 1,05 - 1,1$  або за паспортом на пальник котла);  $V_{\text{к}}$  – витрата природного газу всіма працюючими котлами, м<sup>3</sup>/год, визначають за формулами (6.2), (6.1)

посібника;  $V_{\text{п}}^{\circ}$  - теоретичний об'єм повітря для спалювання  $1\text{м}^3$  газу (визначається за рекомендаціями розділу 4 посібника).

### **7.5. Вибір обладнання систем опалення і вентиляції**

#### *Опалення*

Якщо визначена за формулою (7.1) потужність системи опалення котельного залу  $Q_{\text{о.к}} > 0$ , то на цю величину за каталогами обирають один або декілька опалювальних агрегатів відповідної теплової потужності. Найпоширенішими для встановлення в котельнях є водяні тепловентилятори PROTON або VOLCANO (див., наприклад, рис. 7.1).



Рисунок 7.1. Загальний вигляд тепловентилятора PROTON

Тепловентилятори можуть бути встановлені під стелею або на стінах тощо.

При їх використанні необхідно передбачити підведення до тепловентиляторів гарячої води від котлів та повернення до них охолодженої води (це буде навантаження на власні потреби котельні з відповідними циркуляційними насосами).

Окрім водяних тепловентиляторів можливо використання тепловентиляторів з електричним нагрівом, наприклад, типу PROTON.

Для підтримання в інших приміщеннях котельні необхідної за

санітарними нормами температури повітря в холодний період року також передбачають опалення цих приміщень.

### *Вентиляція*

На визначену за формулою (7.10) величину витрати повітря  $V_{\text{п}}$ , м<sup>3</sup>/год, за площею живого перерізу ( $f_{\text{ж.р}}$ , м<sup>2</sup>) за відповідними каталогами обирають припливні решітки

$$f_{\text{ж.р}} = \frac{V_{\text{п}}}{v_{\text{р}} \cdot 3600}, \quad (7.14)$$

де  $v_{\text{р}}$  – швидкість повітря в решітці, м/с (беруть не менше ніж 1 м/с).

Кількість припливних решіток ( $n_{\text{р}}$ ) визначається у залежності від визначеного загального живого перерізу і живого перерізу однієї решітки ( $f_{\text{ж.рi}}$ , м<sup>2</sup>).

Решітки можуть встановлюватися або в віконних рамах, або під вікнами котельні.

Видалення повітря з котельного залу здійснюється через котлоагрегати витратою  $V_{\text{н.п}}$ , м<sup>3</sup>/год, яка необхідна для спалювання палива, а решта ( $V_{\text{в}}$ , м<sup>3</sup>/год) - через витяжні дефлектори, що можуть встановлюватися на даху котельні.

Вибір кількості дефлекторів ( $n_{\text{д}}$ ) здійснюється за площею живого перерізу ( $f_{\text{ж.д}}$ , м<sup>2</sup>), яка може бути визначена за формулою вигляду (7.14) і живого перерізу одного дефлектора ( $f_{\text{ж.дi}}$ , м<sup>2</sup>).

### **Запитання та завдання для самоконтролю**

1. Які величини необхідно обчислювати для визначення теплової потужності системи опалення котельні?
2. Назвіть основні джерела надходження теплоти до котельні.
3. Дайте характеристику видів вентиляції котелень.
4. На яку витрату повітря розраховується система вентиляції котельні?
5. Дайте визначення кратності повітрообміну.
6. Які типи повітрянагрівачів можуть встановлюватися в котельнях?



## ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ КОТЕЛЕНЬ

“Для порівняння різних варіантів рішень при проектуванні котельної, оцінки ефективності проєкту та міри його досконалості визначаються техніко-економічні показники котельної, які поділяються на енергетичні, економічні і режимні” [2].

**8.1. Енергетичні показники котелень**

“До енергетичних показників котелень можна віднести:

- ККД котла і котельні бруто  $\eta_k^{\text{бр}}$ ;
- ККД котла і котельні нетто  $\eta_k^{\text{н}}$ ;
- частка витрати теплоти на власні потреби котельної  $q_{\text{в.п}}$ ;
- коефіцієнт теплового потоку  $\eta_{\text{т.п}}$ ;
- питома витрата умовного палива на одиницю
  - а) виробленої теплоти  $b_{\text{к.вир}}$ , кг/ ГДж;
  - б) відпущеної теплоти  $b_{\text{к.від}}$ , кг/ ГДж” [2].

“ККД бруто – це відношення потоку теплоти, виробленої котельнею ( $Q_k^{\text{бр}}$ ), до потоку теплоти, що виділилась при спалюванні палива ( $Q_{\text{пл}}$ )” [2]

$$\eta_k^{\text{бр}} = \frac{Q_k^{\text{бр}}}{Q_{\text{пл}}}. \quad (8.1)$$

“Потік теплоти, вироблений котельнею, кВт

$$Q_k^{\text{бр}} = G_k c_v (t_k^{\text{вих}} - t_k^{\text{вх}}), \quad (8.2)$$

де  $G_k$  – номінальна витрата води через водогрійний котел, кг/с;  $c_v$  – теплоємність води, кДж/(кг·К), яку можна брати 4,19 кДж/(кг·К);  $t_k^{\text{вих}}$  і  $t_k^{\text{вх}}$  – розрахункові температури води на виході з котла і вході до нього відповідно, °С” [2].

“Потік теплоти, який виділяється при спалюванні палива, кВт

$$Q_{\text{пл}} = \frac{V_k}{3600} Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \quad (8.3)$$

де  $V_k$  - витрата палива котельнею, м<sup>3</sup>/год – при спалюванні природного газу див., наприклад формули (6.2), (6.1);  $Q_H^p$  - нижча теплота згорання природного газу на робочу масу, кДж/м<sup>3</sup> [2].

“ККД *нетто* – це відношення різниці потоку теплоти, виробленої котельнею ( $Q_k^{бр}$ ), і потоку теплоти, що витрачається на власні потреби ( $Q_{в.п}$ ), до потоку, яка виділилася при спалюванні палива ( $Q_{пл}$ ), тобто

$$\eta_k^к = \frac{Q_k^{бр} - Q_{в.п}}{Q_{пл}} = \eta_k^{бр} (1 - q_{в.п}), \quad (8.4)$$

де  $q_{в.п}$  – частка витрати потоку теплоти на власні потреби котельної, яка визначається за виразом” [2]

$$q_{в.п} = \frac{Q_{в.п}}{Q_k^{бр}}. \quad (8.5)$$

Витратами потоку теплоти на власні потреби котельної можуть бути витрати потоків теплоти на опалення і вентиляцію котельні, про що зазначалося вище, а також витрати потоку теплоти на гаряче водопостачання тощо.

*Коефіцієнт теплового потоку* характеризує досконалість теплової схеми котельної і враховує втрати теплоти від трубопроводів в межах котельної, для сучасних водогрійних котелень його величина складає  $\eta_{т.п} = 0,98 - 0,99$ .

“*Питома витрата умовного палива на одиницю виробленої теплоти*, кг/ГДж

$$b_{к.вир} = \frac{1000 B_{річ}}{\sum Q_{річ}^в}, \quad (8.6)$$

де  $B_{річ}$  – річна витрата умовного палива котельнею, кг/рік;  $\sum Q_{річ}^в$  - річне вироблення теплоти котельнею, МДж/рік – при спалюванні природного газу див., наприклад, формулу (6.4).

$$B_{річ} = \frac{k_{т.п} \sum Q_{річ}^в \cdot 10^3}{\eta_k^{бр} (Q_H^p)^y}, \quad (8.7)$$

де  $k_{т.п}$  - коефіцієнт, яким враховують втрати палива при транспортуванні (при спалюванні природного газу можна брати  $k_{т.п} = 1,03$ );  $(Q_n^p)^y$  - теплота згоряння умовного палива, кДж/кг, яка становить 29309 кДж/кг” [2].

“*Питома витрата умовного палива на одиницю відпущеної теплоти, кг/ГДж*” [2]

$$b_{к.від} = \frac{1000 B_{річ}}{\sum Q_{річ}}, \quad (8.8)$$

де  $\sum Q_{річ}$  – сумарна річна витрата теплоти споживачами, МДж/рік (див. табл. 1.5)

## 8.2. Економічні показники котелень

“До економічних показників котелень відносяться:

- сумарні і питомі капіталовкладення, грн і грн/МВт відповідно;
- щорічні експлуатаційні витрати, грн /рік;
- собівартість одиниці виробленої і відпущеної теплоти, грн/ГДж “[2].

“*Сумарні капітальні вкладення, грн, складають вартість обладнання ( $K_{об}$ ), будівельно-монтажні роботи ( $K_m$ ), та інше ( $K_{ін}$ ), тобто*” “[2]

$$K = K_{об} + K_m + K_{ін} \quad (8.9)$$

Кошторис наприклад, на обладнання, наводять у вигляді табл.8.1.

Таблиця 8.1. Кошторис на обладнання водогрійної котельні

| Найменування обладнання, тип | Одиниця | Кількість | Вартість одиниці, грн | Загальна вартість, грн |
|------------------------------|---------|-----------|-----------------------|------------------------|
|                              |         |           |                       |                        |
|                              |         |           |                       |                        |
|                              |         |           |                       |                        |
| Сумарна вартість обладнання  |         |           |                       |                        |

Аналогічні таблиці кошторисної вартості складають на трубопроводи, запірно-регулювальну арматуру тощо.

“*Питомі капіталовкладення в спорудження котельні, грн/МВт*” [2]

$$\kappa = \frac{K}{Q_{\text{вст}}}, \quad (8.10)$$

де  $Q_{\text{вст}}$  – встановлена потужність котельні, МВт.

“Щорічні експлуатаційні витрати (витрати виробництва), грн/рік, складаються з витрат на паливо, споживане котельною ( $B_{\text{пл}}$ ); електричну енергію, що надходить із зовнішніх мереж електропостачання ( $B_{\text{е.е}}$ ); воду, що витрачається в котельні ( $B_{\text{в}}$ ); амортизацію обладнання і будівлі котельні ( $B_{\text{ам}}$ ); поточний ремонт основних фондів ( $B_{\text{п.р}}$ ); заробітну плату обслуговуючого персоналу ( $B_{\text{з.п}}$ ); інші витрати ( $B_{\text{ін}}$ )” [2]

$$\Sigma B_{\text{е}} = B_{\text{пл}} + B_{\text{е.е}} + B_{\text{в}} + B_{\text{ам}} + B_{\text{п.р}} + B_{\text{з.п}} + B_{\text{ін}}. \quad (8.11)$$

“Річні витрати на паливо, грн/рік

$$B_{\text{пл}} = \frac{V_{\text{річ}}}{1000} \Pi_{\text{пл}}, \quad (8.12)$$

де  $V_{\text{річ}}$  – річна витрата палива котельнею, м<sup>3</sup>/рік - при спалюванні природного газу див., наприклад формулу (6.3);  $\Pi_{\text{пл}}$  – вартість 1000 м<sup>3</sup> природного газу, грн” [2].

“Річні витрати на електроенергію. Їх можна визначити за встановленою потужністю електродвигунів, числом годин їх роботи і коефіцієнтом використання встановленої потужності. Витрати на освітлення та інші потреби звичайно входять в інші витрати.

Витрата електричної енергії може бути знайдена за збільшеними показниками або наближеними значеннями, які дістають при статистичній обробці даних” [2].

В табл. 8.2 наведені дані про питому витрату електричної енергії котельними на виробництво теплової енергії ( $b_{\text{е.е}}$ , кВт·год/Гкал) [32].

“Загальна витрата електричної енергії, кВт·год/рік, визначається за формулою” [2]

$$E_{\text{річ}} = \frac{b_{\text{е.е}} \sum Q_{\text{в}}}{4190}, \quad (8.13)$$

Таблиця 8.2. Питомі витрати електроенергії котельнями на виробництво теплової енергії (паливо – газ) [32]

| Теплопродуктивність котельень,<br>Гкал/год (МВт) | Питомі витрати електроенергії $b_{e,e}$ , кВт·год/Гкал |
|--|--|
| До 0,5 (0,58)                                    | 22   |
| 0,51 – 1 (0,582 – 1,163)                         | 22   |
| 1,01 – 2 (1,175 – 2,326)                         | 21   |
| 2,01 – 3 (2,338 – 3,489)                         | 20   |
| 3,01 – 5 (3,5 – 5,815)                           | 20   |
| 5,01 – 10 (5,826 – 11,                           | 20   |
| 10,01 – 50 (11,64 – 58,15)                       | 20   |

Примітка: У залежності від виду палива питомі витрати електроенергії збільшуються: на мазуті – 1,09, на вугіллі – 1,2, на торфі – 1,19

“При одноставочному тарифі річні витрати на електричну енергію становлять” [2]

$$B_{e,e} = E_{\text{річ}} \cdot \text{Ц}_{e,e}, \quad (8.14)$$

де  $\text{Ц}_{e,e}$  – одноставочний тариф на електричну енергію, грн/кВт·год.

Якщо приєднана до електричної мережі потужність котельної перевищує 100 кВ·А, то для визначення величини  $B_{e,e}$  можна скористатися формулою, наведеною в [2].

“Річні витрати на воду, грн/рік, визначаються у залежності від річної витрати води на підживлення теплових мереж ( $G_{\text{річ}}$ , м<sup>3</sup>/рік) і вартості підготовки 1 м<sup>3</sup> води ( $\text{Ц}_v$ , грн/м<sup>3</sup>)” [2]

$$B_v = G_{\text{річ}} \cdot \text{Ц}_v. \quad (8.15)$$

Річну витрату води на підживлення теплових мереж, м<sup>3</sup>/рік, можна спрощено визначити за формулою

$$G_{\text{річ}} = 3,6 G_{\text{вит}} (z_o + 0,5 z_l), \quad (8.16)$$

де  $G_{\text{вит}}$  – витрата води для підживлення на заповнення витікань в тепловій мережі, кг/с (див. табл. 2.1 посібника);  $z_o$  і  $z_l$  – кількість годин роботи котельні в опалювальний і літній період відповідно.

Вартість підготовки  $1\text{ м}^3$  води ( $\Pi_{\text{в}}$ , грн/м<sup>3</sup>) визначають у залежності від обраного способу підготовки води в котельній.

“Витрати на амортизацію, грн/рік, визначаються за сумарними капіталовкладеннями ( $K$ , грн) і нормами амортизаційних відрахувань” [2]

$$B_{\text{ам}} = (K N_{\text{ам}}) / 100, \quad (8.17)$$

де  $N_{\text{ам}}$  – норма амортизаційних відрахувань, що включає витрату на реновацію і капітальний ремонт обладнання котельної і залежить від виду її основних фондів. Тому витрати на амортизацію спочатку мають бути визначені окремо за будівлями та спорудами і токремо за обладнанням. Однак згідно зі збільшеними даними усереднену норму амортизаційних відрахувань для опалювальних котелень можна брати 7 % “ [2].

“Витрати на поточний ремонт, грн/рік, зазвичай складають 20 % відносно витрат на амортизацію” [2].

“Витрати на заробітну плату, грн/рік, визначають за штатним розкладом, або за наступною формулою” [2]

$$B_{\text{з.п}} = k_{\text{шт}} Q_{\text{вст}} k_{\text{с}} \Phi_{\text{річ}}, \quad (8.18)$$

де  $k_{\text{шт}}$  – штатний коефіцієнт котельної, люд./МВт;  $k_{\text{с}}$  – коефіцієнт додаткової заробітної плати і відрахувань на соціальне страхування (беруть  $k_{\text{с}} = 1,375$ );  $\Phi_{\text{річ}}$  – середній річний фонд основної заробітної плати, грн/(рік·люд)” [2].

“Інші витрати, грн/рік. До них належать витрати на охорону праці, техніку безпеки, пожежну охорону тощо. Для газових котелень значення цих витрат беруть у розмірі 6 % від всіх попередніх витрат” [2].

“Собівартість одиниці виробленої теплоти, грн/ГДж” [2]

$$c_{\text{вир}} = \frac{1000 \sum B_{\text{е}}}{\sum Q_{\text{річ}}}. \quad (8.19)$$

“Собівартість одиниці відпущеної теплоти, грн/ГДж” [2]

$$c_{\text{від}} = \frac{1000 \sum B_{\text{е}}}{\sum Q_{\text{річ}}}. \quad (8.20)$$

### 8.3. Режимні показники роботи котелень

До режимних показників роботи котелень відносяться коефіцієнти робочого часу, середнього навантаження, використання максимуму навантаження, встановленої потужності, кількість годин використання максимуму теплового навантаження, річна кількість годин використання встановленої потужності.

Коефіцієнт робочого часу є відношення фактичного часу роботи котельні ( $h_{\text{ф}}$ , год/рік) до календарного ( $h_{\text{к}}$ , год/рік)

$$K_{\text{год}} = h_{\text{ф}} / h_{\text{к}}. \quad (8.21)$$

Коефіцієнт середнього навантаження є відношення середнього навантаження котельні ( $Q_{\text{ср}}$ , кВт) до максимального ( $Q_{\text{макс}}$ , кВт)

$$K_{\text{ср}} = Q_{\text{ср}} / Q_{\text{макс}}. \quad (8.22)$$

Коефіцієнт використання максимуму навантаження

$$K_{\text{м}} = K_{\text{год}} K_{\text{ср}}. \quad (8.23)$$

Кількість годин використання максимуму теплового навантаження упродовж року, год/рік

$$h_{\text{о}} = K_{\text{м}} 8760. \quad (8.24)$$

Коефіцієнт використання встановленої потужності

$$K_{\text{вст}} = K_{\text{м}} / (Q_{\text{вст}} / Q_{\text{макс}}). \quad (8.25)$$

Річна кількість годин використання встановленої потужності, год/рік

$$h_{\text{річ}} = K_{\text{вст}} 8760. \quad (8.26)$$

#### Запитання та завдання для самоконтролю

1. У чому полягає різниця між ККД котельні бруто і нетто ?
2. Назвіть основні витрати теплоти на власні потреби котельні.
3. Що таке умовне паливо ?
4. Яким чином враховують витрати на електроенергію в котельні ?
5. За якою величиною витрати води визначають річні витрати на воду в котельні ?
6. Назвіть основні режимні показники роботи котелень.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бакалаврська кваліфікаційна робота: Вимоги до оформлення [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження» спеціальності 144 «Теплоенергетика» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: М.Ф.Боженко. – Електронні текстові дані. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 81 с.
2. Алабовский О.М. Проектування котелень промислових підприємств: курсове проектування з елементами САПР: навч. посібник для студентів вузів із спец. «Промислова теплотехніка» / О.М.Алабовський, М.Ф.Боженко, Ю.В.Хоренженко. – Київ : Вища школа, 1992. – 207 с.
3. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
4. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – Київ: ІВЦ „Видавництво „Політехніка”, 2004. – 192 с.
5. ДБН В.2.6-31:2016 «ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ БУДІВЕЛЬ». Чинний від 2017 – 05 - 01. – Київ: Мінрегіон України, 2017. – 31 с.
6. ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011 – 11 – 01. Київ: Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.
7. СНиП 2.04.05-91\*У Отопление, вентиляция и кондиционирование. Издание неофициальное , Киев. : КиевЗНИИЭП, 1996 – 89 с.
8. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: практикум для студентів напряму підготовки “Теплоенергетика” [Електронний ресурс] /



- Автори М. Ф. Боженко, Ю. В. Шовкалюк. – Київ : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2016. - 130 с.
9. ДБН В.2.5-64:2012 «ВНУТРІШНІЙ ВОДОПРОВІД ТА КАНАЛІЗАЦІЯ. ЧАСТИНА І. ПРОЄКТУВАННЯ. ЧАСТИНА ІІ. БУДІВНИЦТВО». Чинні від 2013 – 03 - 01. – Київ: Мінрегіон України, 2013. – 122 с.
  10. Бузников Е.Ф. Производственные и отопительные котельные / Е.Ф.Бузников, К.Ф.Роддатис, Э.Я.Берзиньш. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 248 с.
  11. ДБН В. 2.5–77:2014 «КОТЕЛЬНІ». Чинні від 2015 – 01 – 01. - Київ: Мінрегіон України, 2014. – 61 с.
  12. Лебедев П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий: Учебн. пособие для вузов./ П.Д.Лебедев, А.А.Щукин, - М.: Энергия, 1970. – 408 с.
  13. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учебн. пособие для вузов / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
  14. Теплобак. Каталог обладнання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.teplobak.com.ua> (15.11.21).
  15. Багоутдинова А.Г. Змеевиковые теплообменники. Моделирование, расчет: Монография / А.Г.Багоутдинова, Я.Д.Золотоносов. – Казань: Изд-во Казанск. гос. архитектур.- строит. ун-та, 2016. – 245 с.
  16. ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л. Пластинчатые теплообменники в промышленности /Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.
  17. Загребин В. А. Расчёт водоводяных пластинчатых теплообменников / В.А. Загребин // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – №2. – С.11-14.
  18. Каталог пластинчастих теплообмінників ДАНФОСС. [Електронний ресурс]. Режим доступу : <https://assets.danfoss.com/documents/99317/AF000086450477uk-UA0101.pdf> (29.11.21).

19. Поворотний регулювальний трьохходовий клапан Danfoss HFE3. [Електронний ресурс]. Режим доступу : <https://voltar.com.ua/ua/shop/danfoss-hfe-3-smesitelny-3-hodovoi-klapan.html> (02.12.21).
20. Данфос Україна. Теплова автоматика Данфос. – Київ, 2018. – 300с.
21. Тиатор И. Отопительные системы / И. Тиатор. – Перевод с немецкого Т.Н.Зазаевой под ред. к.т.н. Н.Д. Малоевой. – М. : Техносфера Евроклимат, 2006. – 272 с.
22. Гідравлічні стрілки Термовак. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://termovak.com/index> (06.12.21).
23. Зах Р.Г. Котельные установки / Р.Г.Зах. – Москва: Энергия,1968. – 352 с.
24. Боженко М.Ф. Енергозбереження в теплопостачанні: навч.посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – Київ: НТУУ «КПІ», 2008. – 268 с.
25. Поржезінський Ю.Г. Основи проектування водо підготовки ТЕЦ і котелень харчових підприємств: навч. посіб. / Ю.Г. Поржезінський. – Київ: РВЦ НУХТ, 2008. – 206 с.
26. Лифшиц О.В. Справочник по водоподготовке котельных установок. Изд. 2-е, перераб. и доп. / О.В. Лифшиц. - Москва: Энергия ,1976. – 288 с.
27. Поржезінський Ю.Г. Нові технологічні рішення у підготовці води для водогрійних котлів і теплових мереж / Ю.Г. Поржезінський // Наукові праці НУХТ. – 2020. – Том 26, № 32. – С. 91 – 97.
28. Установки деаерації. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://akvainvest.com.ua/services/ustanovki-deaeratsii/roх-filtr.html> (23.12.21).
29. Що таке зворотний осмос ? [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://ecosoft.ua/ua/blog/chto-takoe-obratnyy-osmos/> (24.12.21).
30. ДБН В. 2.5-20:2018 «ГАЗОПОСТАЧАННЯ». Чинні від 2019 – 07 – 01. – Київ: Мінрегіон України, 2019. – 109 с.
31. СН и П 2.04.14- 88\* «ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ». Чинний від 1998 – 01 – 01. – Москва: ГУП ЦПП

1998. – 29 с.

32. «Порядок розрахунку нормативних витрат електроенергії підприємствами теплоенергетики при виробництві, транспортуванні та постачанні (розподілі) теплової енергії». Наказ Міністерства з питань житлово-комунального господарства України № 12 від 02.02.2009 р.

## ДОДАТОК

Таблиця Д1. "Розрахункові (питомі середні за рік) витрати води в житлових будинках, л/добу, на одного мешканця" [9]

| Житлові будинки   | Кліматичні райони    |                     |               |                     |
|---|----------------------|---------------------|---------------|---------------------|
|   | I                    |                     | II, III та IV |                     |
|   | Витрата води, л/добу |                     |               |                     |
|   | загальна             | у тому числі гаряча | загальна      | у тому числі гаряча |
| З водопроводом і каналізацією без ванн  | 100                  | 40                  | 110           | 45                  |
| Те саме з газопостачанням   | 120                  | 48                  | 135           | 55                  |
| З водопроводом, каналізацією і ваннами з водопідігрівачами, які працюють на твердому паливі | 150                  | 60                  | 170           | 70                  |
| Те саме з газовими водонагрівачами  | 210                  | 85                  | 235           | 95                  |
| З централізованим гарячим водопостачанням і сидячими ваннами                                | 230                  | 95                  | 260           | 105                 |
| Те саме з ваннами завдовжки більше ніж 1500 мм  | 250                  | 100                 | 285           | 115                 |

Таблиця Д2. "Розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води" [9]

| № з/п | Споживачі  | Одиниця споживання             | Розрахункові (питомі) середні за рік добові витрати води, л/добу, на одиницю споживання |                         | Підвищувальний коефіцієнт для III та IV кліматичних районів, $k_{\text{п}}$ | Тривалість водорозбору $T$ , год |
|-------|--|--------------------------------|---|-------------------------|---|----------------------------------|
|       |  |                                | загальна $G_T^{\text{tot}}$   | у т. ч. гарячої $G_T^h$ |   |                                  |
| 1     | Гуртожитки:<br>- з загальними душовими;  | 1 мешканець                    | 90  | 50                      | 1,1   | 24                               |
|       | - з душовими при всіх житлових кімнатах  |                                | 140   | 80                      | 1,15  | 24                               |
| 2     | Готелі, пансіонати і мотелі:<br>- категорії *, з пральнею  | Те саме                        | 120   | 70                      | 1,1   | 24                               |
|       | - категорії ****, з пральнею   |                                | 300   | 180                     | 1,15  | 24                               |
| 3     | Навчально-освітні та спеціалізовані школи, професійно-навчальні заклади, вищі навчальні заклади, інститути підвищення кваліфікації тощо з душовими при гімнастичних залах і їдальнями, які працюють на півфабрикатах | 1 учень (студент і 1 викладач) | 20  | 8                       | 1,1   | 8                                |
| 4     | Науково-дослідні інститути, проектні та конструкторські організації, установи органів управління та громадських організацій, бібліотеки та музеї, вокзали всіх видів транспорту тощо                                 | 1 працівник                    | 15  | 6                       | 1,2   | 8                                |
| 5     | Поліклініки та амбулаторії:  | 1 хворий                       | 10  | 4                       | 1,1   | 10                               |
|       |  | 1 працівник у зміну            | 30  | 12                      | 1,0   | 10                               |
| 6     | Аптеки:<br>- торговельний зал і допоміжні приміщення   | 1 працівник                    | 30  | 12                      | 1,0   | 12                               |
|       | - лабораторія приготування ліків   |                                | 310   | 55                      | 1,0   | 12                               |
| 7     | Виробничі цехи:<br>- звичайні;   | 1 працівник у зміну            | 25  | 11                      | 1,15  | 8                                |
|       | - з тепловиділенням більше ніж 85 кДж на 1 м <sup>3</sup> /год   |                                | 45  | 24                      | 1,0   | 6                                |
| 8     | Душові в побутових приміщеннях промислових підприємств   | 1 духова сітка у зміну         | 500   | 270                     | 1,1   | -                                |

Таблиця ДЗ. "Розрахункові (середні за годину) витрати води для різних видів санітарно-технічного обладнання" [9]

| Прилад   | Розрахункова (середня за годину) витрата холодної ( $g_T^c$ ) і гарячої ( $g_T^h$ ) води одним приладом, л/год |   |  |   |
|--|--|---|--|---|
|  | житлові будинки  | лазні, пральні, виробничі приміщення, майстерні, гаражі | навчальні заклади, загальноосвітні установи, адміністративні будівлі НДІ | готелі, гуртожитки, школи інтернати, об'єкти фізкультурного призначення |
| Мийка (у тому числі лабораторна) зі змішувачем (у тому числі на гнучкому щлангу) | 4+6  | 4+6   | 8+12   | 6+9   |
| Те саме з аератором  | 3+5  | 3+5   | 6+9  | 5+7   |
| Мийка з краном гарячої та холодної води  | -  | -   | -  | 50+50   |
| Душ індивідуального користування   | 5+7  | 150+150   | -  | 12+13   |
| Сидяча ванна   | 6+9  | 100+100   | -  | 11+17   |
| Ванна завдовжки 1500 – 1700 мм   | 9+13   | 125+125   | -  | 11+17   |
| Гігієнічний душ (біде)   | 0,5+0,5  | 0,5+0,5   | 0,5+0,5  | 0,5+0,5   |
| Унітаз зі змивним бачком   | 4  | 12  | 14   | 12  |
| Унітаз зі змивним краном   | 4  | 12  | 14   | 12  |
| Ванна для ніг зі змішувачем  | -  | 100+100   | -  | 25+25   |
| Умивальник зі змішувачем   | 2+3  | 10+10   | 2+3  | 4+6   |
| Раковина лабораторна, водорозбірна колонка                                       | 10   | 20  | 20   | 20  |
| Раковина зі змішувачем   | 4+6  | 8+12  | 8+12   | 8+12  |
| Посудомийна машина побутова  | 58   | -   | -  | -   |
| Пральна машина побутова  | 50   | -   | -  | -   |

Таблиця Д4. Розрахункові максимальні секундні ( $g^h$ , л/с) та за годину ( $g_{hr}^h$ , м<sup>3</sup>/год) витрати води в житлових будинках у залежності від кількості споживачів ( $U$ ) при розрахунковій середній добовій витраті води 250 л/добу на одну людину (сумарно холодної та гарячої води) [9]

| $U$ | $g^h$ | $g_{hr}^h$ | $U$  | $g^h$ | $g_{hr}^h$ | $U$   | $g^h$ | $g_{hr}^h$ |
|-----|-------|------------|------|-------|------------|-------|-------|------------|
| 1   | 0,25  | 0,23       | 168  | 1,34  | 2,97       | 3600  | 14,20 | 42,60      |
| 4   | 0,27  | 0,24       | 176  | 1,38  | 3,09       | 3800  | 14,90 | 44,70      |
| 8   | 0,31  | 0,36       | 184  | 1,42  | 3,20       | 4000  | 15,50 | 46,80      |
| 12  | 0,35  | 0,45       | 192  | 1,46  | 3,32       | 4400  | 16,80 | 51,00      |
| 16  | 0,39  | 0,54       | 200  | 1,50  | 3,43       | 4800  | 18,10 | 55,10      |
| 20  | 0,42  | 0,63       | 240  | 1,71  | 3,99       | 5200  | 19,30 | 59,20      |
| 24  | 0,45  | 0,71       | 280  | 1,91  | 4,55       | 5600  | 20,50 | 63,20      |
| 28  | 0,49  | 0,78       | 320  | 2,10  | 5,09       | 6000  | 21,80 | 67,20      |
| 32  | 0,52  | 0,86       | 360  | 2,29  | 5,63       | 6400  | 23,00 | 71,20      |
| 36  | 0,55  | 0,93       | 400  | 2,48  | 6,16       | 6800  | 24,20 | 75,20      |
| 40  | 0,57  | 1,00       | 480  | 2,84  | 7,21       | 7200  | 25,40 | 79,20      |
| 44  | 0,60  | 1,07       | 560  | 3,19  | 8,23       | 7600  | 26,60 | 83,10      |
| 48  | 0,63  | 1,14       | 640  | 3,54  | 9,25       | 8000  | 27,80 | 87,00      |
| 52  | 0,66  | 1,20       | 720  | 3,88  | 10,03      | 10000 | 33,60 | 106        |
| 56  | 0,68  | 1,27       | 800  | 4,21  | 11,20      | 12000 | 39,20 | 125        |
| 60  | 0,71  | 1,34       | 880  | 4,53  | 12,20      | 14000 | 44,80 | 144        |
| 64  | 0,74  | 1,40       | 960  | 4,86  | 13,20      | 16000 | 50,20 | 162        |
| 68  | 0,76  | 1,47       | 1040 | 5,17  | 14,20      | 18000 | 55,60 | 180        |
| 72  | 0,79  | 1,53       | 1120 | 5,49  | 15,10      | 20000 | 60,90 | 198        |
| 76  | 0,81  | 1,59       | 1200 | 5,80  | 16,10      | 22000 | 66,20 | 216        |
| 80  | 0,84  | 1,66       | 1400 | 6,56  | 18,40      | 24000 | 71,30 | 234        |
| 88  | 0,88  | 1,78       | 1600 | 7,31  | 20,70      | 26000 | 76,50 | 251        |
| 96  | 0,93  | 1,91       | 1800 | 8,04  | 23,00      | 28000 | 81,60 | 269        |
| 104 | 0,98  | 2,03       | 2000 | 8,76  | 25,20      | 30000 | 86,60 | 289        |
| 112 | 1,03  | 2,15       | 2200 | 9,47  | 27,50      | 32000 | 91,70 | 303        |
| 120 | 1,07  | 2,27       | 2400 | 10,20 | 29,70      | 34000 | 96,60 | 320        |
| 128 | 1,12  | 2,39       | 2600 | 10,90 | 31,90      | 36000 | 102   | 337        |
| 136 | 1,16  | 2,51       | 2800 | 11,50 | 34,00      | 38000 | 107   | 354        |
| 144 | 1,21  | 2,63       | 3000 | 12,20 | 36,20      | 40000 | 111   | 371        |
| 152 | 1,25  | 2,74       | 3200 | 12,90 | 38,40      |       |       |            |
| 160 | 1,29  | 2,86       | 3400 | 13,50 | 40,50      |       |       |            |

Таблиця Д5. Розрахункові максимальні секундні ( $g^h$ , л/с) та за годину ( $g_{hr}^h$ , м<sup>3</sup>/год) витрати води в житлових будинках у залежності від кількості споживачів ( $U$ ) при розрахунковій середній добовій витраті води 285 л/добу на одну людину (сумарно холодної та гарячої води) [9]

| $U$ | $g^h$ | $g_{hr}^h$ | $U$  | $g^h$ | $g_{hr}^h$ | $U$   | $g^h$ | $g_{hr}^h$ |
|-----|-------|------------|------|-------|------------|-------|-------|------------|
| 1   | 0,27  | 0,24       | 168  | 1,38  | 3,07       | 3600  | 14,50 | 43,70      |
| 4   | 0,28  | 0,25       | 176  | 1,42  | 3,19       | 3800  | 15,20 | 45,8 0     |
| 8   | 0,33  | 0,38       | 184  | 1,47  | 3,31       | 4000  | 15,90 | 48,00      |
| 12  | 0,37  | 0,48       | 192  | 1,51  | 3,42       | 4400  | 17,20 | 52,30      |
| 16  | 0,41  | 0,57       | 200  | 1,55  | 3,54       | 4800  | 18,50 | 56,50      |
| 20  | 0,44  | 0,66       | 240  | 1,76  | 4,11       | 5200  | 19,80 | 60,70      |
| 24  | 0,48  | 0,74       | 280  | 1,96  | 4,68       | 5600  | 21,10 | 64,90      |
| 28  | 0,51  | 0,82       | 320  | 2,16  | 5,23       | 6000  | 22,30 | 69,00      |
| 32  | 0,54  | 0,90       | 360  | 2,35  | 5,78       | 6400  | 23,60 | 73,20      |
| 36  | 0,57  | 0,97       | 400  | 2,54  | 6,32       | 6800  | 24,80 | 77,30      |
| 40  | 0,60  | 1,04       | 480  | 2,91  | 7,39       | 7200  | 26,10 | 81,30      |
| 44  | 0,63  | 1,11       | 560  | 3,27  | 8,45       | 7600  | 27,30 | 85,40      |
| 48  | 0,66  | 1,19       | 640  | 3,62  | 9,48       | 8000  | 28,50 | 89,40      |
| 52  | 0,69  | 1,25       | 720  | 3,97  | 10,50      | 10000 | 34,50 | 109        |
| 56  | 0,71  | 1,32       | 800  | 4,31  | 11,50      | 12000 | 40,30 | 129        |
| 60  | 0,74  | 1,39       | 880  | 4,64  | 12,50      | 14000 | 46,10 | 148        |
| 64  | 0,77  | 1,46       | 960  | 4,97  | 13,50      | 16000 | 51,70 | 167        |
| 68  | 0,79  | 1,52       | 1040 | 5,21  | 14,50      | 18000 | 57,30 | 186        |
| 72  | 0,82  | 1,59       | 1120 | 5,61  | 15,50      | 20000 | 62,80 | 205        |
| 76  | 0,84  | 1,66       | 1200 | 5,93  | 16,40      | 22000 | 68,20 | 223        |
| 80  | 0,87  | 1,72       | 1400 | 6,71  | 18,90      | 24000 | 73,60 | 241        |
| 88  | 0,92  | 1,85       | 1600 | 7,47  | 21,20      | 26000 | 78,90 | 260        |
| 96  | 0,97  | 1,98       | 1800 | 8,22  | 23,50      | 28000 | 84,20 | 278        |
| 104 | 1,02  | 2,10       | 2000 | 8,96  | 25,90      | 30000 | 89,50 | 296        |
| 112 | 1,06  | 2,23       | 2200 | 9,68  | 28,10      | 32000 | 94,70 | 314        |
| 120 | 1,11  | 2,35       | 2400 | 10,40 | 30,40      | 34000 | 99,90 | 331        |
| 128 | 1,16  | 2,47       | 2600 | 11,10 | 32,70      | 36000 | 105   | 349        |
| 136 | 1,20  | 2,59       | 2800 | 11,80 | 34,90      | 38000 | 110   | 367        |
| 144 | 1,25  | 2,71       | 3000 | 12,50 | 37,10      | 40000 | 115   | 384        |
| 152 | 1,29  | 2,83       | 3200 | 13,20 | 39,30      |       |       |            |
| 160 | 1,33  | 2,95       | 3400 | 13,90 | 41,50      |       |       |            |



Таблиця Дб. Розрахункові максимальні секундні ( $g^h$ , л/с) та за годину ( $g_{hr}^h$ , м<sup>3</sup>/год) витрати гарячої води споживачами у залежності від середніх витрат санітарно-технічними приладами за годину ( $g_T^h$ , л/год) і кількості приладів ( $N$ ) [9]

| N    | Витрата води | Середня витрата води за годину $g_T^h$ , л/год |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|------|--------------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
|      |              | 4  | 8    | 12   | 16   | 20   | 26   | 35   | 45   | 55   | 60   | 70   | 80   |
| 1    | $g^h$        | 0,17   | 0,26 | 0,34 | 0,43 | 0,50 | 0,59 | 0,67 | 0,72 | 0,74 | 0,75 | 0,76 | 0,77 |
|      | $g_{hr}^h$   | 0,09   | 0,13 | 0,18 | 0,22 | 0,26 | 0,30 | 0,34 | 0,37 | 0,39 | 0,40 | 0,41 | 0,42 |
| 5    | $g^h$        | 0,21   | 0,31 | 0,41 | 0,51 | 0,59 | 0,70 | 0,80 | 0,87 | 0,91 | 0,92 | 0,94 | 0,96 |
|      | $g_{hr}^h$   | 0,22   | 0,33 | 0,44 | 0,54 | 0,63 | 0,75 | 0,87 | 0,97 | 1,04 | 1,06 | 1,12 | 1,17 |
| 20   | $g^h$        | 0,34   | 0,48 | 0,63 | 0,77 | 0,90 | 1,06 | 1,23 | 1,36 | 1,46 | 1,50 | 1,58 | 1,65 |
|      | $g_{hr}^h$   | 0,54   | 0,77 | 1,01 | 1,26 | 1,48 | 1,77 | 2,11 | 2,40 | 2,64 | 2,76 | 2,98 | 3,20 |
| 30   | $g^h$        | 0,42   | 0,57 | 0,74 | 0,91 | 1,06 | 1,25 | 1,47 | 1,64 | 1,77 | 1,83 | 1,94 | 2,05 |
|      | $g_{hr}^h$   | 0,72   | 1,01 | 1,32 | 1,64 | 1,93 | 2,31 | 2,78 | 3,19 | 3,56 | 3,73 | 4,07 | 4,40 |
| 70   | $g^h$        | 0,68   | 0,89 | 1,13 | 1,37 | 1,60 | 1,90 | 2,26 | 2,58 | 2,86 | 2,99 | 3,25 | 3,50 |
|      | $g_{hr}^h$   | 1,38   | 1,85 | 2,40 | 2,96 | 3,49 | 4,21 | 5,14 | 6,05 | 6,88 | 7,28 | 8,08 | 8,87 |
| 100  | $g^h$        | 0,85   | 1,10 | 1,39 | 1,68 | 1,96 | 2,33 | 2,79 | 3,22 | 3,61 | 3,80 | 4,16 | 4,52 |
|      | $g_{hr}^h$   | 1,83   | 2,44 | 3,14 | 3,86 | 4,55 | 5,50 | 6,78 | 8,04 | 9,22 | 9,80 | 10,9 | 12,1 |
| 200  | $g^h$        | 1,38   | 1,75 | 2,18 | 2,61 | 3,04 | 3,63 | 4,43 | 5,22 | 5,96 | 6,33 | 7,05 | 7,78 |
|      | $g_{hr}^h$   | 3,27   | 4,27 | 5,45 | 6,66 | 7,85 | 9,55 | 11,9 | 14,4 | 16,7 | 17,9 | 20,2 | 22,5 |
| 300  | $g^h$        | 1,86   | 2,34 | 2,90 | 3,48 | 4,04 | 4,85 | 5,96 | 7,11 | 8,21 | 8,75 | 9,83 | 10,9 |
|      | $g_{hr}^h$   | 4,64   | 6,01 | 7,64 | 9,33 | 11,0 | 13,4 | 16,8 | 20,5 | 24,0 | 25,7 | 29,2 | 32,7 |
| 500  | $g^h$        | 2,76   | 3,45 | 4,27 | 5,12 | 5,96 | 7,18 | 8,91 | 10,7 | 12,5 | 13,4 | 15,2 | 17,0 |
|      | $g_{hr}^h$   | 7,25   | 9,34 | 11,9 | 14,5 | 17,1 | 20,9 | 26,4 | 32,4 | 38,3 | 41,2 | 47,0 | 52,9 |
| 700  | $g^h$        | 3,60   | 4,50 | 5,57 | 6,68 | 7,79 | 9,42 | 11,8 | 14,3 | 16,8 | 18,0 | 20,5 | 22,9 |
|      | $g_{hr}^h$   | 9,76   | 12,6 | 16,0 | 19,5 | 23,0 | 28,2 | 35,8 | 44,1 | 52,3 | 56,4 | 64,6 | 72,8 |
| 900  | $g^h$        | 4,40   | 5,51 | 6,84 | 8,21 | 9,58 | 11,6 | 14,6 | 17,8 | 20,9 | 22,5 | 25,7 | 28,8 |
|      | $g_{hr}^h$   | 12,2   | 15,7 | 20,0 | 24,4 | 28,8 | 34,5 | 45,1 | 55,7 | 66,2 | 71,5 | 82,0 | 92,5 |
| 1500 | $g^h$        | 6,65   | 8,39 | 10,5 | 12,6 | 14,8 | 18,0 | 22,7 | 28,0 | 33,1 | 35,7 | 40,9 | 46,1 |
|      | $g_{hr}^h$   | 19,3   | 24,9 | 31,7 | 38,8 | 46,0 | 56,7 | 72,6 | 90,1 | 108  | 116  | 134  | 151  |
| 2000 | $g^h$        | 8,43   | 10,7 | 13,4 | 16,2 | 19,0 | 23,2 | 29,4 | 36,3 | 43,1 | 46,5 | 53,3 | 60,2 |
|      | $g_{hr}^h$   | 24,8   | 32,3 | 41,3 | 50,6 | 60,0 | 74,1 | 95,2 | 118  | 142  | 153  | 176  | 199  |
| 3000 | $g^h$        | 11,8   | 15,1 | 19,0 | 23,1 | 27,2 | 33,3 | 42,5 | 52,6 | 62,8 | 67,8 | 77,9 | 88,0 |
|      | $g_{hr}^h$   | 35,7   | 46,7 | 60,0 | 73,8 | 87,7 | 109  | 140  | 174  | 209  | 226  | 261  | 295  |
| 4000 | $g^h$        | 15,0   | 19,4 | 24,5 | 29,8 | 35,2 | 43,3 | 55,4 | 68,8 | 82,1 | 88,8 | 102  | 116  |
|      | $g_{hr}^h$   | 46,2   | 60,9 | 78,4 | 96,6 | 115  | 143  | 184  | 230  | 276  | 299  | 345  | 391  |
| 5000 | $g^h$        | 18,1   | 23,5 | 29,9 | 36,5 | 43,1 | 53,1 | 68,1 | 84,7 | 101  | 110  | 126  | 143  |
|      | $g_{hr}^h$   | 56,4   | 74,7 | 96,5 | 119  | 142  | 176  | 228  | 285  | 342  | 371  | 428  | 486  |

Таблиця Д7. Норми густини теплового потоку через ізольовану поверхню обладнання і трубопроводів при розташуванні в приміщенні [31]

| Умовний діаметр трубопроводу, мм                           | Середня температура теплоносія, °С                                    |     |     |     |
|--|---|-----|-----|-----|
|  | 50  | 100 | 150 | 200 |
|  | Нормована лінійна густина теплового потоку $q_l$ , Вт/м               |     |     |     |
| 15   | 6   | 14  | 22  | 32  |
|  | 7   | 16  | 25  | 35  |
| 20   | 7   | 16  | 26  | 36  |
|  | 8   | 18  | 28  | 39  |
| 25   | 8   | 18  | 28  | 39  |
|  | 9   | 20  | 31  | 43  |
| 40   | 10  | 21  | 33  | 46  |
|  | 10  | 23  | 37  | 51  |
| 50   | 10  | 22  | 35  | 49  |
|  | 12  | 26  | 39  | 54  |
| 65   | 12  | 26  | 40  | 55  |
|  | 14  | 30  | 46  | 62  |
| 80   | 13  | 28  | 43  | 59  |
|  | 16  | 33  | 50  | 67  |
| 100  | 14  | 31  | 48  | 65  |
|  | 18  | 36  | 55  | 74  |
| 125  | 17  | 35  | 53  | 72  |
|  | 20  | 41  | 62  | 82  |
| 150  | 19  | 39  | 58  | 78  |
|  | 22  | 45  | 68  | 91  |
| Криволінійні поверхні діаметром більше ніж 1020мм і пласкі | Нормована поверхнева густина теплового потоку $q$ , Вт/м <sup>2</sup> |     |     |     |
|  | 23  | 40  | 54  | 66  |
|  | 29  | 50  | 68  | 84  |

Примітка: В чисельнику для кожного з умовних діаметрів трубопроводів та величин при продовжуваності роботи обладнання і трубопроводів більше ніж 5000 год за рік, а в знаменнику – 5000 год за рік і менше.