

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра “Електротехнічні системи та енергетичний менеджмент”

ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА УСТАНОВКИ

Методичні рекомендації до виконання курсового проекту
для студентів спеціальності 141 «Електроенергетика,
електротехніка та електромеханіка» освітньо-професійної програми
„Енергетичний менеджмент” і освітнього рівня бакалавр

Кропивницький

2017

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра “ Електротехнічні системи та енергетичний менеджмент ”

ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА УСТАНОВКИ

Методичні рекомендації до виконання курсового
проекту для студентів спеціальності 141 «Електроенергетика,
електротехніка та електромеханіка» освітньо-професійної програми
„Енергетичний менеджмент” і освітнього рівня бакалавр

Друкується за рішенням кафедри
“Електротехнічні системи та
енергетичний менеджмент ”
Протокол № 6 від 01.11.2017р.

Кропивницький 2017

Теплотехнологічні процеси та установки; Методичні рекомендації до виконання курсового проекту / В.В. Клименко, В.І. Кравченко – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 61 с.

У методичних рекомендаціях визначені вимоги до курсового проекту з дисципліни “Теплотехнологічні процеси та установки”, окреслена організація процесу її виконання та захисту, приведений порядок розрахунку, обов’язкові питання для кожного розділу, які повинні розглядатися при її виконанні та вказівки до виконання роботи. Методичні рекомендації призначені для студентів спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» освітньо-професійної програми „Енергетичний менеджмент” і освітнього рівня бакалавр

Автори укладачі:

Клименко Василь Васильович, д.т.н., професор кафедри “Електротехнічні системи та енергетичний менеджмент”, Кравченко Володимир Іванович, к.т.н., доцент кафедри “Електротехнічні системи та енергетичний менеджмент”.

Рецензент:

Пашинський Віктор Антонович, д.т.н., професор кафедри «Будівельних, шляхових машин та будівництва»

ЗМІСТ

1.	ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ	5
1.1.	Мета курсової роботи. Загальні вимоги до її виконання	5
1.2.	Структура, зміст і обсяг курсової роботи	5
1.3.	Організація процесу виконання курсової роботи	6
1.4.	Оформлення курсової роботи	6
2.	РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	8
2.1.	Опалювальне навантаження	8
2.2.	Вентиляційне навантаження	10
2.3.	Витрата теплоти на гаряче водопостачання	11
2.4.	Витрата теплоти на технологічні потреби	13
3.	ВИБІР ПРИНЦИПОВИХ ТЕПЛОВИХ СХЕМ СИСТЕМИ І ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	15
3.1.	Вибір принципової схеми системи теплопостачання	15
3.2.	Принципові теплові схеми джерел теплопостачання (котельні)	18
3.2.1.	Парові і пароводогрійні котельні	18
3.2.2.	Водогрійні котельні	24
4.	РОЗРАХУНОК ПРИНЦИПОВОЇ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОТЕЛЬНОЇ	27
5.	РОЗРАХУНОК ГОРІННЯ ПАЛИВА, ККД КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ ТА ВИТРАТИ ПАЛИВА	33
5.1.	Розрахунок горіння палива	
5.2.	Тепловий баланс котельного агрегату та розрахунок витрати палива	
6.	ВИБІР ТА ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКІВ	
6.1.	Вибір теплообмінників	33
6.2.	Тепловий розрахунок теплообмінників	34
6.3.	Визначення конструктивних розмірів секційного водо-водяного теплообмінника	37
	ЛІТЕРАТУРА	39
	ДОДАТКИ	40

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1. Мета курсового проекту. Загальні вимоги до його виконання

Курсовий проект є індивідуальною формою контролю теоретичної та практичної підготовки студента з даного курсу дисципліни.

Виконання курсового проекту передбачає:

- поглиблення студентами своїх знань з дисциплін, які формують його кваліфікаційну спеціалізацію;
- набуття навиків самостійної роботи з джерелами теплотехнічної, нормативної та спеціальної літератури;
- здійснювати системний та поглиблений аналіз отриманого практичного матеріалу;
- відпрацювання вміння логічно, послідовно та виважено висвітлювати досліджену проблему або питання.

Курсовий проект з “Теплотехнологічні процеси та установки” є завершеною розробкою конкретного інженерного питання, його глибоким та всебічним вивченням.

Метою виконання курсового проекту є поглиблення знань, отриманих у процесі вивчення курсу “Теплотехнологічні процеси та установки”, та вмінь подальшого використання їх у розробці надійних та ефективних рішень в умовах сучасного функціонування теплотехнологічного обладнання.

1.2. Структура, зміст і обсяг курсового проекту

Зміст та план виконуваного курсового проекту визначаються студентом разом із керівником курсового проекту.

Структура курсового проекту зумовлюється послідовністю висвітлення поставлених у ній питань. Курсовий проект складається із вступу, шести основних розділів, висновків та списку використаної літератури. У разі необхідності проект може мати додатки.

У вступі обґрунтовується актуальність теми курсового проекту, завдання для її реалізації, вказується об’єкт дослідження, визначаються дані, на базі яких виконується проект. Обсяг вступу не повинен перевищувати однієї сторінки друкованого тексту.

У першому розділі проводиться розрахунок теплового навантаження та річну її витрату на опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання та технологічні потреби житлового мікрорайону або підприємства.

У другому розділі, згідно початкових даних необхідно проаналізувати принципові теплові схеми системи та джерела теплопостачання та провести їх обґрунтований вибір

У третьому розділі проводиться розрахунок вибраної принципової теплової схеми котельні, складається матеріальний і тепловий баланс деаератора та здійснюється вибір основного та допоміжного обладнання.

У четвертому здійснюється розрахунок горіння палива, ККД котельного агрегату та витрати палива.

У п'ятому розділі, за вказівкою керівника курсового проекту необхідно провести вибір та тепловий і конструктивний розрахунок одного з теплообмінників з принципової схеми котельні.

У висновках наводяться результати розрахунків і роботи в цілому, виділяються якісні та кількісні показники одержаних результатів, обґрунтовуються рекомендації щодо їх використання.

У список використаної літератури включаються нормативні, методичні, статистичні, інформаційно-довідкові та інші джерела спеціальної літератури. Послідовність складання списку використаних джерел передбачає розміщення їх в алфавітному порядку, відповідно до вимог бібліографічного стандарту.

У додатку можуть бути надані матеріали, що носять допоміжний, роз'яснювальний, довідковий характер до тексту курсового проекту, а саме: проміжні розрахунки, таблиці, форми та взірці документів, ілюстрації, тощо.

Загальний обсяг курсового проекту (без додатку) визначається в межах 40-50 сторінок друкованого або рукописного тексту на аркушах формату А4 (210x297 мм).

Обсяг матеріалів, що включаються в додаток, має бути мінімально необхідним та погоджується з керівником курсового проекту.

1.3. Організація процесу виконання курсового проекту

У листі завдання на курсовий проект вказується назва закладу освіти, кафедра, дисципліна, спеціальність, курс, група, семестр, тема проекту, строк здачі студентом завершеного курсового проекту. Завдання також містить вихідні дані до курсового проекту – місто, підприємство, кількість, тип та розміри будинків або цехів, кількість мешканців або робітників, витрата пари на виробництво, характер роботи підприємства тощо.

Зміст розрахунково-пояснювальної частини курсового проекту включає перелік питань, що підлягають розробці та визначаються у завданні. Вказується перелік графічного, табличного та ілюстративного матеріалу (креслення, схеми, діаграми, рисунки). Завдання на курсовий проект підписується керівником роботи та студентом-виконавцем із датою видачі завдання.

Після цього студент-виконавець приступає до уважного вивчення питань теми роботи згідно літературних джерел.

1.4. Оформлення курсового проекту

Курсовий проект повинен бути оформлений українською мовою і відповідати вимогам документознавства. Робота обов'язково включає титульну сторінку (дод. А), зміст, вступ, основну частину, висновки, список використаної літератури, додатки.

Сторінки роботи повинні бути пронумерованими. Текст розрахунково-пояснювальної записки слід друкувати шрифтом Times New Roman кеглем 14, додержуючись таких розмірів відступів: верхній, лівий і нижній – не менше 20 мм, правий – не менше 10 мм. При написанні тексту залишають наступні відступи: лівий – 25 мм, правий – 10 мм, нижній і верхній – 15 мм.

Заголовки структурних частин курсової роботи “ЗМІСТ”, “ВСТУП”, “РОЗДІЛ”, “ВИСНОВКИ”, “ДОДАТКИ” друкують великими літерами симетрично до тексту. Заголовки підрозділів – маленькими літерами (крім першої літери). Крапку в кінці заголовка не ставлять. Текст роботи треба писати з абзацами. Кожну структурну частину роботи слід починати з нової сторінки. Нумерацію сторінок, розділів, підрозділів, рисунків, таблиць, формул подають арабськими цифрами без знака №. Скорочення слів, крім загальноприйнятих, не допускається.

Першою сторінкою курсового проекту є титульний лист, який включається до загальної нумерації. Таблиці та схеми необхідно розміщувати в курсовому проекті безпосередньо після тексту, де вони згадані вперше або на наступній сторінці. Ілюстрації, таблиці та схеми на окремих сторінках не повинні перевищувати формату А4. Вони включаються до загальної нумерації сторінок.

Рисунки та ілюстрації позначають словом “Рис.” і нумерують послідовно в межах розділу роботи за виключенням ілюстрацій, поданих у додатку. Номер ілюстрації складається з номера розділу і порядкового номера ілюстрації, між якими ставиться крапка, наприклад, Рис 1.3. Це означає – третій рисунок першого розділу. Номер та назва ілюстрації розміщується під ілюстрацією у межах розділу. Зліва над таблицею розміщується напис “Таблиця 1.2”, що означає – друга таблиця першого розділу. Кожна таблиця має назву, яка розміщується після номера таблиці. Слово “Таблиця” та назву починають з великої літери. В разі необхідності переносу таблиці на іншу сторінку пишуть слова “Продовження табл. 1.2”. Це означає, що на наступну сторінку перенесена частина (продовження) таблиці 1.2.

Формули нумеруються у межах розділу. Нумери формул пишуть у круглих дужках біля правого поля сторінки проти формули. Наприклад: (3.1) - перша формула третього розділу роботи.

При використанні у роботі формул, цитат, статистичного матеріалу та інших даних, обов’язковим є посилання на джерело, звідки вони запозичені. Для цього в кінці приведенного матеріалу у квадратних дужках вказується номер джерела. Наприклад, [7] означає, що наведені у роботі дані взято із джерела, позначеного у списку використаної літератури під номером 7.

Додатки оформлюються як продовження курсового проекту на наступних її сторінках та розміщуються у порядку появи посилань у тексті роботи. Кожен додаток починається з нової сторінки. Для нумерації додатків у верхній правій частині сторінки вказується “Додаток А”, “Додаток Б” и т.д., які мають заголовки. Кількість додатків повинна бути оптимально обмежена. Матеріал курсового проекту слід розміщувати у такому порядку: титульна сторінка,

завдання на виконання роботи, зміст, вступ, розділи роботи, висновки, список використаних джерел, додатки.

2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Вибір теплової схеми котельної виконується на підставі техніко-економічних розрахунків за декількома варіантами. У даних методичних вказівках приводиться спрощений варіант розрахунку теплових схем, що у деяких випадках може бути застосований і в практичних розрахунках.

При розрахунку теплових схем котелень потрібно визначити теплову потужність джерела теплопостачання ΣQ , що розраховується як сума відпущеної теплоти чи пари зовнішнім споживачам (технологічні потреби Q_m , опалення Q_o , вентиляція Q_v , гаряче водопостачання $Q_{г.в}$) і витрата теплоти або пари на власні потреби $Q_{в.п}$. (деаерація живильної води на гаряче водопостачання, підігрів води перед хімводоочисткою, підігрів палива, обдування поверхонь нагріву котла і т.д.):

$$\Sigma Q = Q_m + Q_o + Q_v + Q_{г.в} + Q_{к} + Q_{в.п}. \quad (2.1)$$

2.1. Опалювальне навантаження

Розрахунок навантаження на опалення і вентиляцію виконується за укрупненими показниками.

Максимальні розрахункові витрати тепла на опалення різного роду споруд Q_o^p є функцією температури зовнішнього повітря і визначається за формулою, *Bm*:

$$Q_o^p = q_o \cdot V_z \cdot (t_{вн} - t_{p.o}), \quad (2.2)$$

де q_o – опалювальна характеристика будівлі, *Bm/(m³·K)*; V_z – об'єм будівель по зовнішньому обміру, *m³*; $t_{вн}$, $t_{p.o}$ - температура, відповідно, повітря всередині приміщення і розрахункова температура зовнішнього повітря, °C.

Температура повітря всередині приміщення повинна прийматися згідно СНіП (додаток В), [1].

Розрахункова температура зовнішнього повітря $t_{p.o}$, що визначає найбільшу витрату тепла на опалення, відповідає середній температурі найбільш холодних п'ятиденок з восьми зим за 50-річний період. Розрахункова температура зовнішнього повітря $t_{p.o}$ визначається за кліматологічними таблицями [1, 10], (дод. Б).

Опалювальна характеристика будинків залежить від їхньої конструкції, зовнішнього об'єму, конфігурації, поверховості, ступеня заklenня, призначення і змінюється в досить широких межах. При розрахунках їх можна приймати, керуючись даними [1, 5, 6] або додатками В, Г.

При розрахунку витрати тепла на опалення виробничих будинків необхідно враховувати тепловиділення від промислових печей, гарячих поверхонь трубопроводів і апаратів, тепловиділення внаслідок переходу механічної енергії в тепло (електродвигуни, верстати та ін.), виділення теплоти людьми і т.д.

Методика розрахунку тепловиділень наведена в [10]. При орієнтовних розрахунках тепловиділення від печей, що працюють на твердому, рідкому або газоподібному паливах можна користуватися виразом, *Вт*:

$$Q = Q \cdot B_n^p \cdot \alpha \cdot \eta \cdot 1000; \quad (2.3)$$

- для електричних печей, *Вт*:

$$Q = 1000 \cdot N_{уст} \cdot \alpha \cdot \eta, \quad (2.4)$$

де *B* - витрата палива, *кг/с*; *N_{уст}* - номінальна потужність печі, *кВт*; α - тепловиділення в цех від печей, визначається як відсоток від Q_n^p і *N_{уст}*; для електропечей $\alpha=70\%$; для інших типів печей $\alpha = 40...60\%$; η - коефіцієнт одночасної роботи печей.

Тепловиділення внаслідок переходу механічної енергії в теплоту, *Вт*:

$$Q = 1000 \cdot N_{уст.} \cdot \alpha, \quad (2.5)$$

де *N_{уст}* - номінальна потужність електродвигунів, *кВт*; $\alpha = 0.15...0.70$ - коефіцієнт, що враховує використання встановленої потужності, завантаження, одночасність роботи машин і асиміляцію тепла, що виділяється повітрям; для механічних і механозбиральних цехів приблизно $\alpha = 0,25$.

Річна витрата тепла $Q_o^{pич}$ на опалення системами, що працюють цілодобово, МДж/рік:

$$Q_o^{pич} = 3600 \cdot 24 \cdot Q_o^{cp.o} \cdot n_o \cdot 10^{-6}, \quad (2.6)$$

де $Q_o^{cp.o}$ - середнє за опалювальний сезон навантаження, що відповідає середній температурі зовнішнього повітря $t_{cp.o}$ за опалювальний період, *Вт*; n_o - число діб в опалювальному сезоні (дод. Б):

$$Q_o^{cp.o} = Q_o^p \frac{t_{вн} - t_{cp.o}}{t_{вн} - t_{p.o}}, \quad (2.7)$$

де $t_{cp.o}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, що визначається за додатком Б.

Якщо опалювальні системи виробництв, що працюють у дві зміни, п'ять чи шість днів на тиждень, знижують опалювальне навантаження в не робочий час (6 годин вночі і 24 години в неробочі дні) на 50%, то річне теплоспоживання для них складе, *ГДж/рік*:

$$Q_o^{річ} = 3600 \cdot 24 \cdot Q_o^{cp.o} \cdot [0,875 \cdot (n_o - n_{нен}) + 0,5 \cdot n_{нен}] \cdot 10^{-3}, \quad (2.8)$$

де $n_{нен}$ – число неробочих діб за опалювальний сезон; 0,875 – поправочний коефіцієнт, що враховує зниження опалювального навантаження в нічний час доби.

2.2. Вентиляційне навантаження

Максимальна витрата теплоти на вентиляцію громадських і виробничих будівель визначається за формулами:

- при вентиляції без обмеження, *МВт*:

$$Q_в^{o.o} = q_в \cdot V_з \cdot (t_{в.н} - t_{p.o}) \cdot 10^{-6}; \quad (2.9)$$

- при вентиляції з обмеженням:

$$Q_в^o = q_в \cdot V_з \cdot (t_{в.н} - t_{p.в}) \cdot 10^{-6}, \quad (2.10)$$

де $q_в$ – питома вентиляційна характеристика будівель, *Вт (м³/К)*; $t_{p.в}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для вентиляції, згідно додатків В, Г.

Річні витрати тепла на вентиляцію, *ГДж/рік*:

$$Q_в^{річ} = [3600 \cdot Q_в \cdot n_o^в \cdot Z_в + 3600 \cdot Q_{cp.в} \cdot Z_в \cdot (n_o - n_o^в)] \cdot 10^{-3}, \quad (2.11)$$

де $Q_{cp.в}$ – середня витрата тепла на вентиляцію за період змінного навантаження від вентиляції; $n_o^в$ – число діб з температурою нижче розрахункової для вентиляції; n_o – число діб опалювального періоду; $Z_в$ – число годин роботи вентиляції на протязі доби. Для громадських будівель при відсутності точних даних $Z_в = 16$.

Середня витрата теплоти за опалюваний період на вентиляцію, *МВт*:

- при вентиляції без обмеження:

$$Q_{cp.в}^{б.о} = Q_в^{б.о} \cdot \frac{t_{вн} - t_{cp.о}}{t_{вн} - t_{p.о}} \quad (2.12)$$

- при вентиляції з обмеженням:

$$Q_{cp.в}^o = Q_в^o \cdot \frac{t_{вн} - t_{cp.о}}{t_{вн} - t_{p.в}} \quad (2.13)$$

2.3. Витрата теплоти на гаряче водопостачання

Витрата тепла на гаряче водопостачання визначається виходячи з норм споживання гарячої води з температурою 65°C. У житлових будинках, підприємствах комунально-побутового призначення та у виробничих приміщеннях.

Витрата гарячої води дуже нерівномірна як на протязі доби, так і на протязі тижня. Середньотижнева витрата теплоти на гаряче водопостачання $Q_{cp.г.в}^{ж}$ для житлових і суспільних приміщень, *МВт*:

$$Q_{cp.г.в}^{ж} = 1,395 \cdot \frac{(a + в) \cdot m \cdot c_в \cdot (65 - t_{хвз})}{3600 \cdot T} \cdot 10^{-3}, \quad (2.14)$$

де a – норма витрати гарячої води ($л$) при температурі 65°C на одиницю споживання (жителя на одну мийку, або на один душ і т.д.) приймається по СНіП II-Г.8-82 (дод. Д); $в$ – норма витрати гарячої води ($л$) для громадських будівель (при відсутності даних $в = 25$ кг/добу на одну людину); 1,395 – коефіцієнт, що враховує тепловіддачу в приміщення від трубопроводів системи гарячого водопостачання (опалення ванних кімнат); m – кількість одиниць споживання (мешканців, кількість місць в їдальнях, душових, мийок і т.д.); $c = 4,187$ – теплоємність води, $кДж/(кг \cdot K)$; T – число годин роботи системи гарячого водопостачання на протязі доби; 65°C – температура гарячої води; $t_{хвз}$ – температура холодної води для зими ($t_{хвз} = 5$ °C).

Максимальна (розрахункова) витрата теплоти на гаряче водопостачання житлових і громадських будівель, *МВт*:

$$Q_{г.в.мах}^{ж} = (2...2.4) \cdot Q_{cp.г.в.}^{ж}, \quad (2.15)$$

а в душових приміщеннях промислових підприємств:

$$Q_{г.в.мах}^n = 1,163 \cdot \frac{m}{m_c} \cdot \frac{a_{л.г} \cdot (t_г - t_{хв}) \cdot c_в \cdot 10^{-3}}{T_{зар} \cdot 3600}, \quad (2.16)$$

де m – кількість працівників, що користуються душем; m_c – кількість людей на душову сітку (дод. Г); $a_{л.г}$ – норма витрати гарячої води в кг на одного працівника в годину найбільшого водоспоживання (дод. Д); $T_{зар}$ – число годин зарядження баків-акумуляторів.

Баки-акумулятори встановлюються при кількості душових сіток $N=m/m_c > 10$: значення $T_{зар}$ залежить від кількості сіток: при $N=10\dots20$ сіток, $T_{зар} = 2$ год.; при $N = 21\dots30$ сіток, $T_{зар} = 3$ год; при $N \geq 31$ сітки; $T_{зар} = 4$ год.

Середня витрата теплоти на гаряче водопостачання споживачів у літній період, $МВт$:

$$Q_{ср.г.в}^л = Q_{ср.г.в} \cdot \frac{65 - t_{хвл}}{65 - t_{хвз}} \cdot \beta, \quad (2.17)$$

де $t_{хвл}$ – температура холодної води у літній період, ($t_{хвл} = 15$ °С); β – коефіцієнт, який враховує зниження водопостачання у літній період відносно опалювального (при відсутності даних $\beta = 0,8$).

Вибір теплообмінників для нагріву гарячої води здійснюють за максимальним навантаженням, $МВт$:

$$\Sigma Q_{г.в.мах} = Q_{г.в.мах}^ж + Q_{г.в.мах}^н. \quad (2.18)$$

Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання будівель, $ГДж/рік$:

$$Q_{г.в}^{рiч.ж} = 24 \cdot 3600 \cdot [Q_{ср.г.в} \cdot n_o + Q_{ср.г.в}^л \cdot (350 - n_o)] \cdot 10^{-3}, \quad (2.19)$$

де 350 – число робочих діб системи гарячого водопостачання у році з урахуванням 15-денної перерви на ревізію та ремонт теплових мереж.

Річна витрата теплоти на гаряче водопостачання промислових підприємств, $ГДж/рік$:

$$Q_{г.в}^{рiч.н} = 3600 \cdot 24 \cdot 350 \cdot Q_{г.в.мах}^н \cdot 10^{-3}. \quad (2.20)$$

Загальна річна витрата теплоти на гаряче водопостачання, $ГДж/рік$:

$$Q_{г.в}^{рiч} = Q_{г.в}^{рiч.ж} + Q_{г.в}^{рiч.н}. \quad (2.21)$$

2.4. Витрата теплоти на технологічні потреби

Витрата теплоти на технологічні потреби визначається виходячи з кількості продукції, що випускається, і питомих витрат на її виробництво, а

також з характеристик виробничого устаткування і режимів його роботи. Так, наприклад, сумарна середня витрата теплоти однотипного устаткування визначається за виразом, *МВт*:

$$\Sigma Q_{cp} = K_{\epsilon} \cdot \Sigma K_n \cdot Q_{ном} \cdot 10^{-6}, \quad (2.22)$$

де $Q_{ном}$ – витрата теплоти групи споживачів при номінальному навантаженні, *Вт*; K_{ϵ} – коефіцієнт використання потужності даної групи споживачів. Значення коефіцієнтів K_{ϵ} і K_n можна приймати за даними табл. 2.1.

Таблиця 2.1. – Коефіцієнт використання потужності і неоднорідності роботи споживачів пари

Споживачі пари	K_{ϵ}	K_n
Виробничі парові машини	0,65-0,75	0,70-0,80
Технологічні споживачі при використанні пари в поверхневих і змішувальних підігрівниках	0,80-0,90	0,75-0,85

Коли витрата теплоти на технологічні потреби задається у вигляді пари з поверненням конденсату, тоді вона розраховується, *МВт*:

$$Q_m = [D_m \cdot (h_n - c_{\epsilon} \cdot t_{x,\epsilon}) - G_k \cdot c_{\epsilon} \cdot (t_k - t_{xвз})] \cdot 10^{-3}, \quad (2.23)$$

де D_m – масова витрата пари на технологічні потреби, *кг/с*; h_n – питома ентальпія пари, *кДж/кг*; c_{ϵ} – питома теплоємність води, *кДж/(кг·К)*; G_k – масова витрата конденсату, який повертається, *кг/с*; t_k – температура конденсату, °С.

Якщо теплоносієм є вода, яка повертається від споживача, то максимальна витрата теплоти на технологічні потреби визначається за виразом, *МВт*:

$$Q_m = c_{\epsilon} \cdot [G'_{\epsilon} \cdot (t'_{\epsilon} - t_{xвз}) - G''_{\epsilon} \cdot (t''_{\epsilon} - t_{xвз})] \cdot 10^{-3}, \quad (2.24)$$

де G'_{ϵ} , G''_{ϵ} – відповідно, масові витрати води, що подається, і води яка повертається, *кг/с*; t'_{ϵ} і t''_{ϵ} – відповідно температури води, що подається і повертається.

Річна витрата теплоти на технологічні потреби, *ГДж/рік*:

$$Q_m^{piv} = Q_m \cdot n_m \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10^{-3}, \quad (2.25)$$

де n_m – число днів використання в році теплової потужності технологічними установками.

3. ВИБІР ПРИНЦИПОВИХ ТЕПЛОВИХ СХЕМ СИСТЕМИ І ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

3.1. Вибір принципової схеми системи теплопостачання

Систему теплопостачання утворює сукупність установок, призначених для підготовки (джерело), подавання (система трубопроводів - мережа) і використання теплоносія (теплоприймачі).

За видом теплоносія, системи теплопостачання поділяються на водяні та парові.

Водяні системи можуть бути двох типів:

- закриті (замкнені), де в тепловій мережі циркулює вода, яка є тепловим носієм при нагріві води для опалення приміщень, гарячого водопостачання, тобто теплоносій з мережі не відбирається;

- відкриті (розімкнені), де вода, що циркулює в мережі, частково або повністю забирається для потреб гарячого водопостачання споживачів.

Принципові теплові схеми двотрубних водяних систем представлені на рис. 3.1 (закрита) і на рис. 3.2. (відкрита).

У двотрубній закритій водяній системі для гарячого водопостачання використовується водопровідна вода, яка підігрівається в поверхневих теплообмінниках 9 або 4.1, 4.2 паралельним абонентським вводом 10.

У двотрубній відкритій водяній системі гарячого водопостачання (рис. 3.2) вода надходить безпосередньо з теплової мережі. Масові витрати води в подавальному і поворотному трубопроводах цієї мережі встановлюються такими, щоб після вузла змішування 12 вода набувала необхідної температури, максимальне значення якої не повинно перевищувати 75 °С.

Максимальна температура води в тепловій мережі звичайно досягає 150 °С, а в місцевих системах опалення за санітарно-гігієнічними нормами вона не повинна перевищувати 95 °С.

Для зниження потенціалу теплоти, що передається в місцеві системи теплопостачання, застосовуються вузли з елеватором 7 і насосом 10, а також теплообмінні апарати поверхневого типу 13.

Парові системи теплопостачання будують одно-, дво- і багатотрубними. В однотрубних парових системах конденсат від споживачів до джерела не повертається, а використовується для гарячого водопостачання і технологічних

потреб або скидається в дренаж. Такі системи мало економічні і застосовуються при невеликих витратах пари.

Найбільш поширені парові системи з поверненням конденсату джерелу тепlopостачання (рис. 3.3). Повернення конденсату в котельню потребує спорудження конденсатозабірної системи, що складається з конденсатозбірної мережі, конденсатовідвідників і збирального бака з насосами.

Принципова теплова схема парової системи тепlopостачання складається з джерела тепlopостачання, де встановлені парові котли. По подавальному паропроводу 2 пара подається на технологічні потреби 10, а також в теплообмін

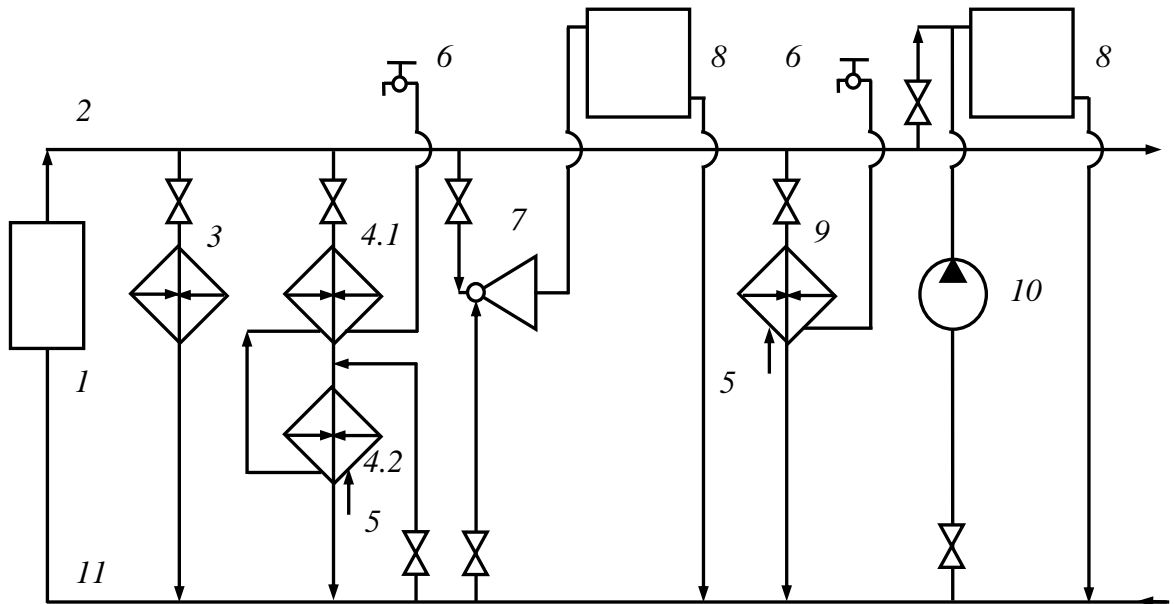


Рис. 3.1 – Принципова теплова схема двотрубної закритої водяної системи тепlopостачання

1 - джерело тепlopостачання; 2 - подавальний трубопровід теплової мережі; 3 - калорифер вентиляції; 4.1, 4.2 - підігрівачі гарячого водопостачання при змішаному їх підключенні; 5 - холодний водопровід; 6 - місцева система гарячого водопостачання; 7 - вузол опалення з елеватором; 8 - нагрівальний прилад; 9 - підігрівник гарячого водопостачання при паралельному його відключенні; 10 - вузол опалення зі змінювальним насосом; 11 - поворотний трубопровід теплової мережі

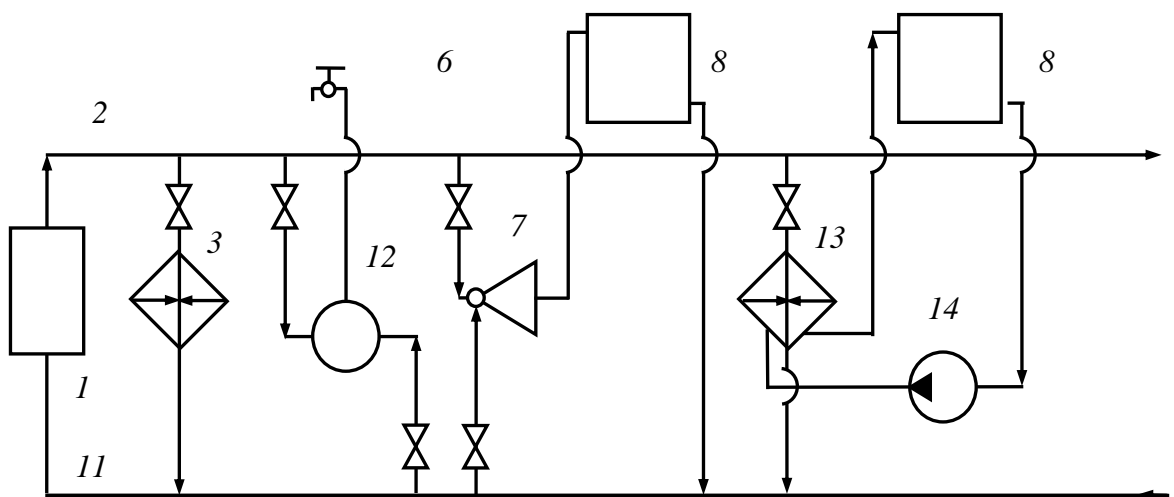


Рис. 3.2 – Принципова теплова схема двотрубної відкритої водяної системи тепlopостачання

12 - вузол змішування для гарячого водопостачання; 13 - вузол опалення з підігрівником; 14 - циркуляційний насос

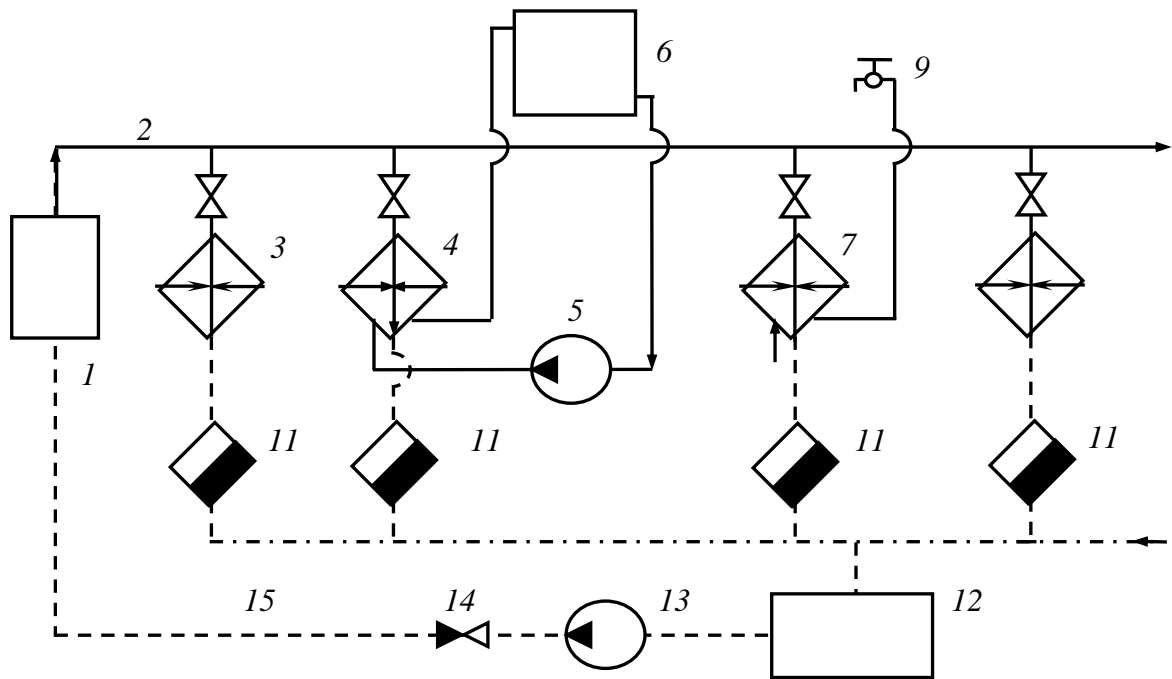


Рис. 3.3 – Принципова теплова схема парової системи тепlopостачання з поверненням конденсату

1 – джерело тепlopостачання; 2 – паропровід; 3 – калорифер вентиляції; 4 – підігрівник місцевої системи опалення; 5 – циркуляційний насос; 6 – нагрівальний прилад; 7 – підігрівник місцевої системи гарячого водопостачання; 8 – холодний водопровід; 9 – місцева система гарячого водопостачання; 10 – технологічний споживач; 11 – конденсатовідвідник; 12 – бак для збирання конденсату; 13 – конденсатний насос; 14 – поворотний клапан; 15 - конденсатопровід

ники вентиляційної системи 3, систему опалювання 4 і гарячого водопостачання 7. За теплообмінниками необхідно встановлювати конденсатовідвідники 11. Конденсат збирається у конденсатному баку 12, а потім за допомогою конденсатного насоса 13 через поворотний клапан подається у паровий котел.

Щоб зменшити внутрішню корозію конденсатозбірної мережі, системи збирання й повернення конденсату виконують закритими з надатмосферним тиском у баках для збирання конденсату не менш як 0,005 МПа. Відкриті системи допускаються до застосування при малій витраті конденсату, що повертається (менше як 10 т/год) і відстані до джерела тепlopостачання не більш 0,5 км.

Теплоносії і їх параметри

Для забезпечення різних технологічних процесів у промисловості як теплоносії використовуються пара і гаряча вода. Для технологічних процесів

потрібна пара тиском 0,5...1,5 МПа. Коли технологічні процеси проходять при температурах до 150 °С, рекомендується використовувати як нагрівний теплоносіє гарячу воду.

У системах централізованого теплопостачання для опалення, вентиляції та гарячого водопостачання виробничих будівель і в житлово-комунальному секторі використовують гарячу воду.

Температура води в подавальному трубопроводі двотрубних водяних систем теплопостачання при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалення приймається 150 °С, а в окремих обґрунтованих випадках – 95 °С. Температура води, яка надходить у теплову мережу гарячого водопостачання після центрального теплового пункту, має становити 60 °С.

Підготовку мережної води для систем централізованого теплопостачання можна здійснювати у водогрійних котлах або пароповітряних підігрівниках, що встановлені в котельній.

3.2. Принципові теплові схеми джерел теплопостачання (котельні)

3.2.1. Парові і пароводогрійні котельні

Парові котельні з котлоагрегатами низького тиску (1,4 або 2,4 МПа) найчастіше призначені для одночасного відпуску пари та гарячої води, тому в їхні теплові схеми вводяться водопідготовчі установки (рис. 3.4).

Пара, що виробляється в котлах 1, проходить через редуційну охолоджувальну установку 2, де відбувається зниження її параметрів, і надходить у паропровід, яким спрямовується на технологічні потреби, у водопідігрівну установку 11 і мазутне господарство. Частина пари витрачається на власні потреби котельної (деаерацію хімічно очищеної води, підігрівники). Конденсат водяної пари (чистий) подається в деаератор живильної води 3 і далі в котлоагрегат. Якщо конденсат забруднений, то він очищується.

Мережна вода, що використовується для опалення, вентиляції та гарячого водопостачання споживачів, нагрівається у водопідігрівній установці 11. Повернена вода насосом 12 подається у водопідігрівну установку, яка складається з двох послідовно з'єднаних теплообмінників.

Втрати конденсату й витікання води з мережі компенсуються водою для підживлення, що утворюється так. Сира вода насосом 10 подається в пароводяний теплообмінник 9, в якому підігрівається до температури 20...30 °С,

і спрямовується в перший ступінь хімічної очистки 8, де відбувається її зм'якшення і зниження лужності. Потім вода підігрівається в охолоднику продувальної води 7, охолоднику випару деаератора 4 і надходить в головку деаератора 3. У парових котельнях застосовуються деаератори, що працюють

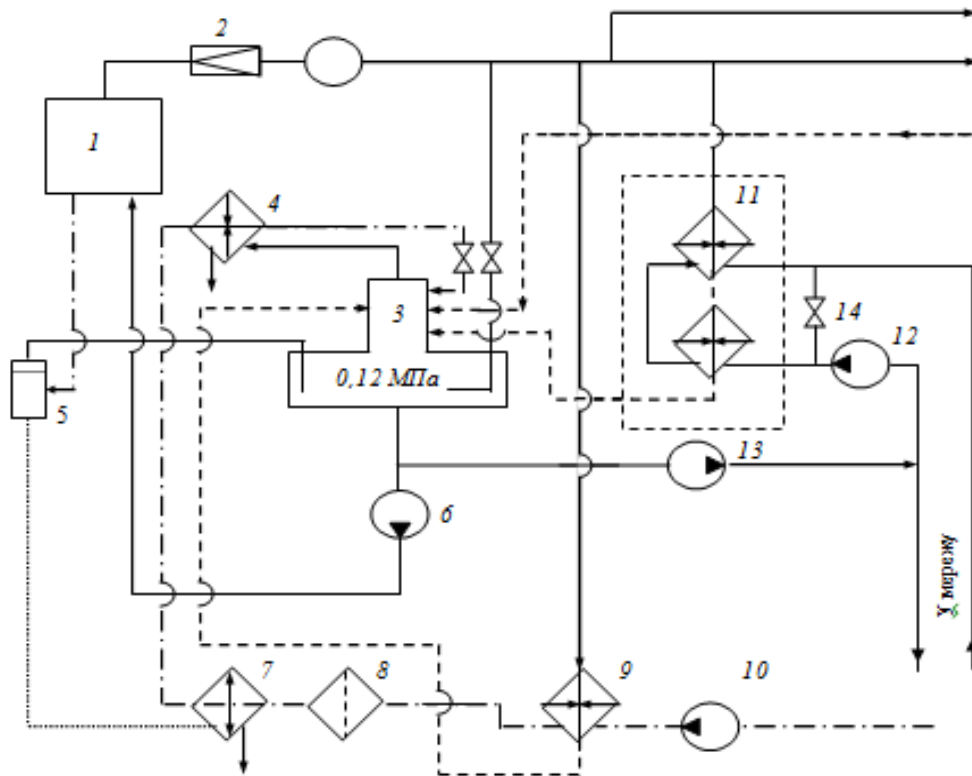


Рис. 3.4 - Принципова схема парової промислово-опалювальної котельної з відпуском теплоти при закритій системі тепlopостачання:

1 – паровий котел; 2 – редуційно-охолоджувальна установка; 3 - деаератор живильної води; 4 – охолоджувач випару деаератора; 5 – сепаратор безперервного продування; 6 – насос подачі живильної води; 7 – охолоджувач продувної води; 8 - перша ступінь хімічної очистки води; 9 - підігрівник сирої води; 10 – насос подачі поверненої з мережі води; 11 – водопідігрівна установка; 12 – насос подавальної мережної води; 13 – подавальний насос води для підживлення; 14 – перепускний вентиль

при тиску, близькому до атмосферного ($P_0=0,12 \text{ МПа}$) і температурі $t_0=104 \text{ }^\circ\text{C}$, для цього у деаератор подається пара після редуційної охолоджувальної установки 2 з тиском 1 або $0,7 \text{ МПа}$. Суміш газу й пари (випар) повинна безперервно відводитись від головки деаератора в охолодник 4, де пара конденсується, а гази виходять в атмосферу. Теплота випару утилізується і використовується для підігрівання хімічно очищеної води.

Деаерована вода живильним насосом подається у водяний економайзер парового котла 1 і в охолодник редуційної охолодної установки (на схемі не показаний).

У схемі передбачено також утилізацію теплоти безперервного продування котлоагрегату. Вода безперервного продування після сепаратора 5 надходить в охолодник 7, де охолоджується до 40 °С і скидається в дренаж. Пара із сепаратора 5 безперервного продування, що утворюється завдяки зниження тиску продувної води від 1.4 або 2.4 МПа після котла до 0.17 МПа в сепараторі, подається в деаератор 3.

Підживлення теплових мереж здійснюється насосом 13 від деаератора 3 в закритих системах теплопостачання.

Принципова тепла схема парової промислово-опалювальної котельної з відпуском теплоти при відкритій системі теплопостачання представлена на рис. 3.5. Оскільки, витрата води у цій системі визначається її втратами в тепловій мережі та в котельній (що було і в розглянутій вище закритій системі теплопостачання), а також витратою води на гаряче водопостачання при її безпосередньому відборі з теплової мережі, то тут встановлюється додатковий деаератор води 17 для підживлення.

Особливістю цієї схеми теплопостачання є і те, що витрата води в ній нерівномірна. Тому для вирівнювання добового графіку відпуску теплоти на гаряче водопостачання й зменшення розрахункової продуктивності обладнання водопідготовки в схему введено бак-акумулятор для деаерованої води 21. Вода за допомогою перекачувального насосу 20 подається в цей бак, а звідти насосом для підживлення 13 вона спрямовується в поворотну лінію теплової мережі.

У цій схемі є другий ступінь хімічної очистки води 16, що живить паровий котел. Вода для підживлення після першого ступеня хімічної очистки 8 підігрівається в охолоднику деаерованої води 18, підігрівнику зм'якшеної води 19, охолоднику випару деаератора 4 і надходить в деаератор води для підживлення 17.

В охолоднику деаерованої води 18 вода для підживлення охолоджується до температури 70 °С, що дає можливість подавати її безпосередньо в теплову мережу гарячого водопостачання в літній час і вимкнути при цьому водопідігрівну установку 11.

У схемі здійснюється двоступеневе нагрівання сирі води. У першому ступені (теплообмінник 15), за ходом сирі води, гарячим теплоносієм є

Принципова теплова схема парової промислової котельної може бути складена на підставі схеми (рис. 3.4) з виключенням з неї водопідігрівної установки 11 і всіх зв'язаних з нею ліній.

Пароводогрійні котельні є промислово-опалювальними і забезпечують технологічне навантаження паром, а опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання – гарячою водою. В таких котельнях додатково може встановлюватись установка для підігрівання мережної води.

На рис. 3.6 показано принципову теплову схему пароводогрійної промислово-опалювальної котельної з відпуском теплоти при закритій системі теплопостачання. Парова частина цієї схеми відповідає принциповій схемі парової промислово-опалювальної котельної (рис. 3.4) з додатковим встановленням другого ступеня хімічної очистки води 16, а водогрійна частина, що містить контур поворотної води, насос 12, водогрійний котел 22, рециркуляційний насос 23 і регулятор перепуску 30, - принциповій тепловій схемі водогрійної опалювальної котельні (рис. 3.7). На відміну від останньої схеми тут встановлюється атмосферний деаератор води для підживлення 17 для нагрівання деаерованої води в якому використовується пара після редуційної охолоджувальної установки 2. Деаерована вода охолоджується до температури 70 оС у теплообміннику 18 і насосом 13 подається на підживлення теплової мережі.

У розглянутій схемі водопідігрівна установка 11 служить для забезпечення цілорічного гарячого водопостачання, тому що паровий котел працює весь рік, постачаючи паром технологічних споживачів і водопідігрівну установку. Сезонне опалювально-вентиляційне навантаження котельної в зимовий період покривається водогрійним котлом, який в літній період не працює.

На відміну від попередньої схеми, у пароводогрійній промислово-опалювальній котельні з відпуском теплоти при відкритій системі теплопостачання відсутня водопідігрівна установка, підігрівач сирогої води 9 є водо-водяним (нагрівний теплоносій – гаряча вода, що надходить з водогрійного котла, після віддавання теплоти в теплообміннику, подається в поворотну лінію теплової мережі), додатково встановлюється бак-акумулятор для деаерованої води та водо-водяний підігрівник хімічно очищеної води перед деаератором 17 (нагрівним теплоносієм для теплообмінника служить гаряча вода, що подається з водогрійного котла, яка після охолодження в ньому спрямовується в поворотну лінію теплової мережі).

У котельнях, де основним тепловим навантаженням є опалення вентиляція та гаряче водопостачання, а технологічні потреби незначні, краще використовувати комбіновані пароводогрійні котли, що виробляють одночасно і пару, і гарячу воду.

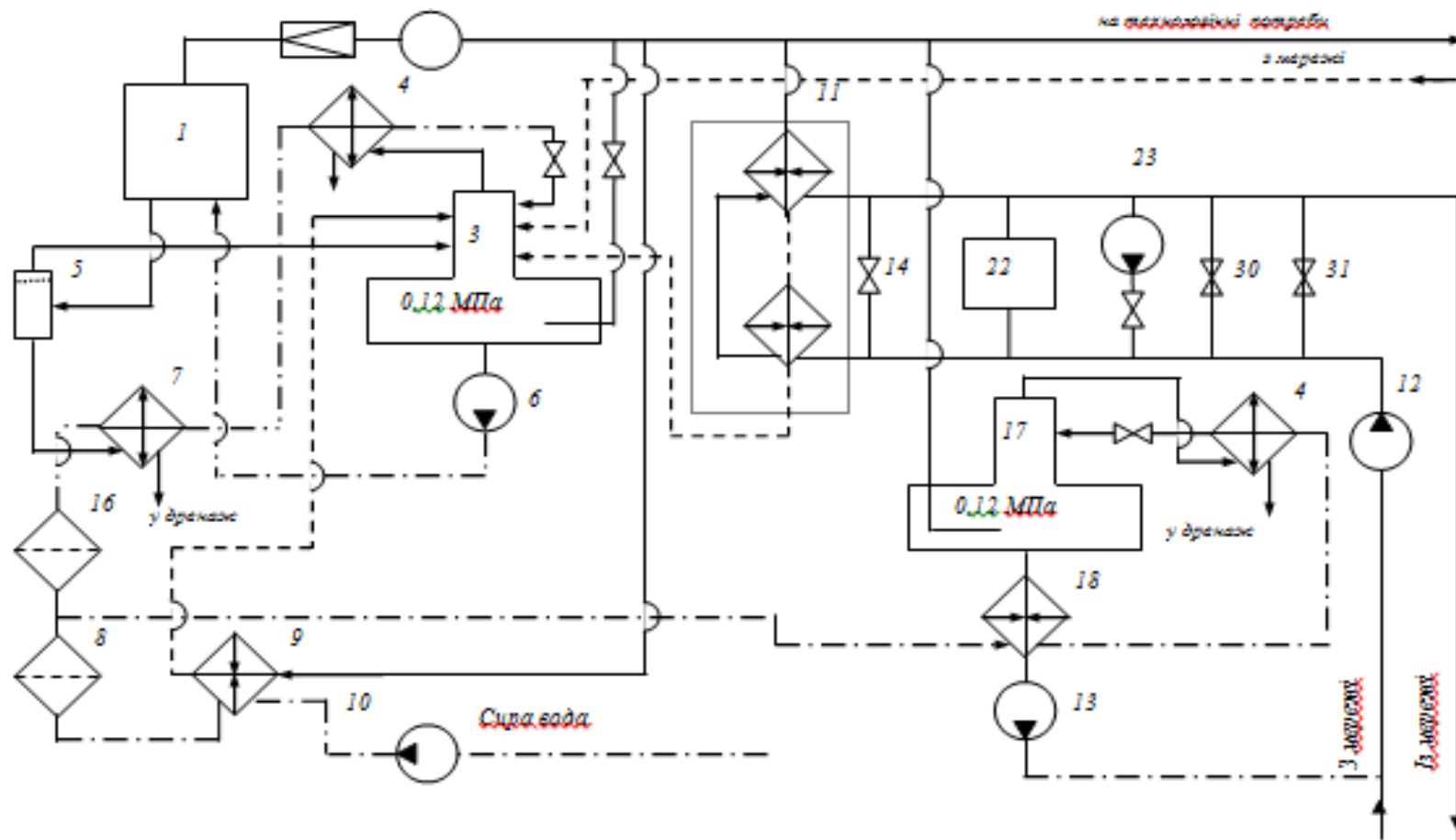


Рис. 3.6 - Принципова теплова схема пароводогрійної промислово-опалювальної котельної з відпуском теплоти при закритій системі тепlopостачання:

1...14 – елементи аналогічні рис. 3.4; 16...18 – елементи аналогічні рис. 3.5; 22 – водогрійний котел; 23 – рециркуляційний насос; 30 – регулятор перепуску; 31 – нерегульований перепуск

3.2.2. Водогрійні котельні

Водогрійні котельні є опалювальними і проектуються виходячи з кількості теплоти, що відпускається на опалення, вентиляцію та гаряче водопостачання з використанням як теплоносія гарячої води з температурою 150/70 °С (опалення і вентиляція) і 65...75 °С (гаряче водопостачання). Нагрівання мережної води здійснюється безпосередньо у водогрійних котлах. На рис. 3.7 показано принципову схему водогрійної опалювальної котельної з відпуском теплоти при закритій системі теплопостачання. Вода з поворотної лінії теплової мережі з невеликим напором (0,2...0,4 МПа) підводиться до насоса 12. Для підживлення до нього насосом 13 подається деаерована вода з бака 25. До насоса 12 спрямовується і гаряча вода після теплообмінників 9 та 26, призначених для підігрівання сирової і хімічно очищеної води відповідно. Далі вся вода надходить у водогрійний котел 22.

При роботі котлоагрегатів можлива корозія поверхонь нагрівання внаслідок конденсації H_2O і SO_3 з димових газів на зовнішніх поверхнях труб. Щоб уникнути або зменшити її інтенсивність, температуру води на вході в котли необхідно підтримувати вище температури точки роси димових газів, причому мінімально допустима температура води на вході в котли має бути не нижче 60, 70 і 110 °С при спалюванні природного газу, мало- і високосірчистого мазутів відповідно.

Оскільки температура води в поворотних лініях теплових мереж майже завжди нижча від 60 °С, у схемі передбачається подавання гарячої води на вхід котла (рециркуляція) за допомогою рециркуляційного насоса 23.

Для забезпечення розрахункової температури води на вході в теплові мережі при всіх режимах роботи котельної, крім максимального зимового, частина води з поворотної лінії після насоса 12 спрямовується в подавальну магістраль системи через регулятор перепуску 30. Ця лінія називається перепускною.

Для підживлення теплової мережі сира вода насосом 10 подається в підігрівник 9, хімічно очищується в ступені 8, підігрівається в теплообміннику 26, пароводяному охолоднику випару 4 і надходить в колонку вакуумного деаератора 24. Вакуум ($\sim 0,03$ МПа) в системі підтримується завдяки відсмоктуванню пароповітряної суміші з колонки за допомогою водоструминного ежектора 27, в контур якого ввімкнено бак з робочою водою

28 і насосом для її подавання 29. Після деаератора 24 вода для підживлення стікає в бак 25, звідки насосом для підживлення 13 подається в поворотну лінію мережної води перед насосом 12.

Щоб дістати гарячу воду на потреби гарячого водопостачання, у споживачів встановлюються проміжні підігрівники, які вмикаються в теплову мережу за змішаною чи паралельною схемою (рис. 3.1).

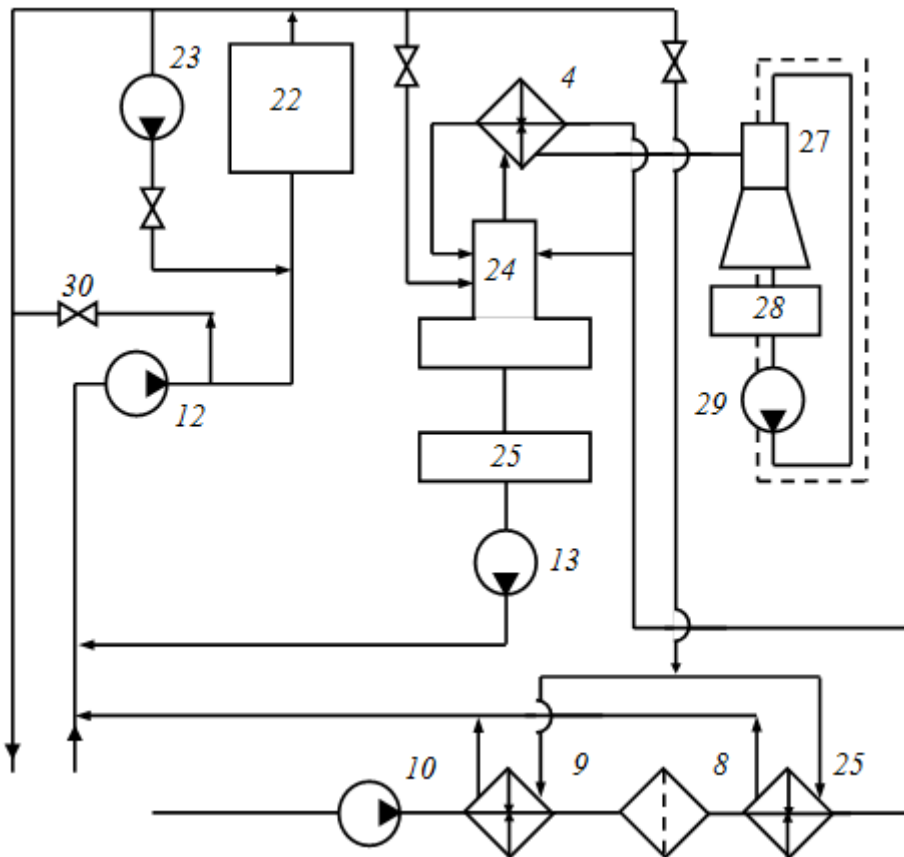


Рис. 3.7. Принципова схема водогрійної опалювальної котельні з відпуском теплоти при закритій системі теплопостачання

4, 8, 9, 10, 12, 13 – елементи аналогічні рис. 3.4; 22 – водогрійний котел; 23 – рециркуляційний насос; 24 – вакуумний деаератор; 25 – бак з деаерованою водою; 26 – підігрівник хімічно очищеної води; 27 – ежектор; 28 – бак з робочою водою; 29 – насос подачі робочої води; 30 – регулятор перепуску

На рис. 3.8 зображено варіант принципової теплової схеми водогрійної котельної з відпуском теплоти при відкритій системі теплопостачання і використанні перекачувального насоса 20 для подавання деаерованої води та насоса для підживлення 13. В схему можуть бути введені літній мережевий насос для подавання води з бака акумулятора 21 лінією *a* в теплову мережу

гарячого водопостачання, а також літній насос для підживлення, що дасть економію електричної енергії. Надлишок води для підживлення при мінімальному її споживанні для гарячого водопостачання (наприклад, у нічний час доби) може знову спрямовуватись у бак-акумулятор 21 лінією б.

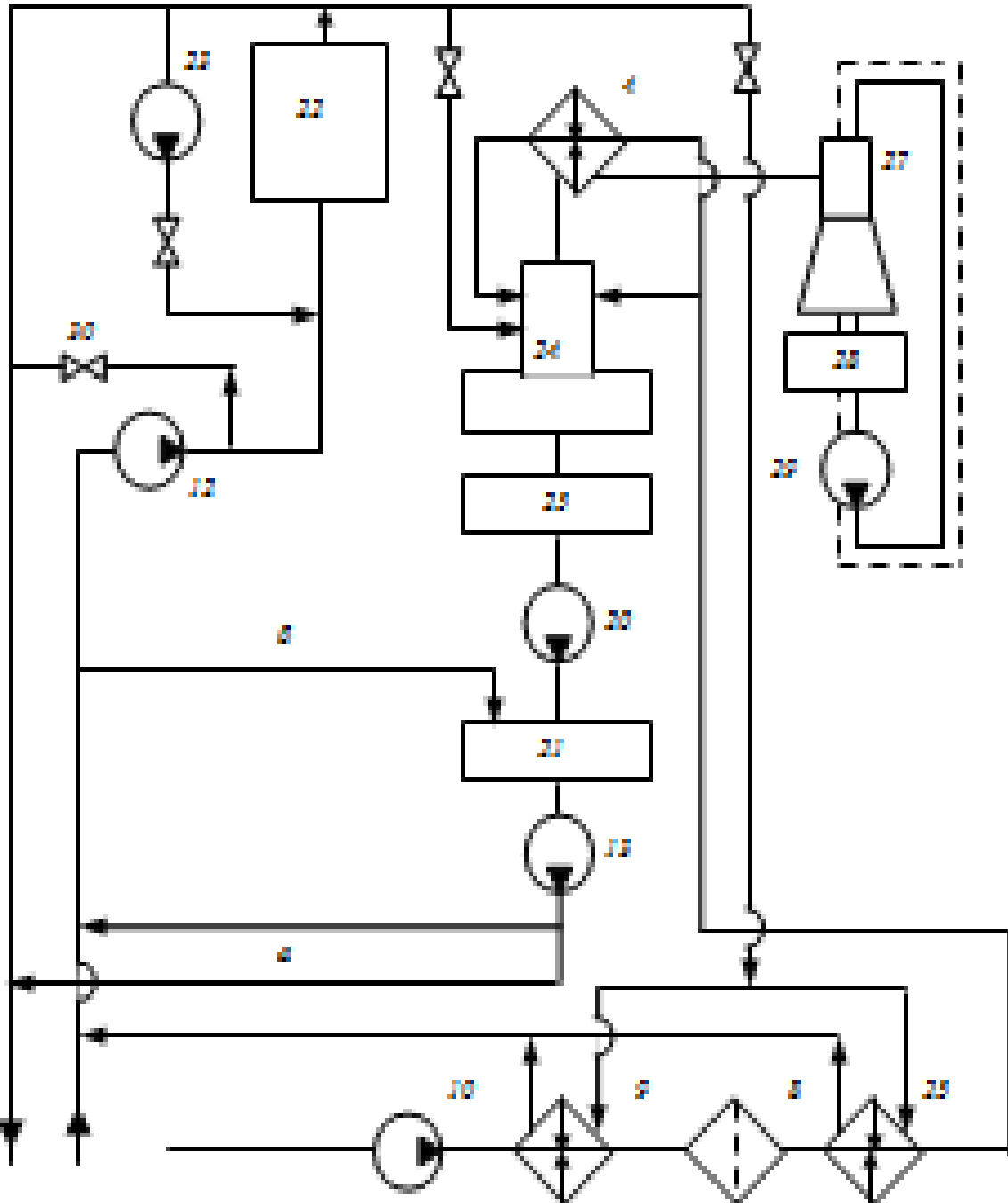


Рис. 3.8 - Варіант принципової теплової схеми водогрійної опалювальної котельної з відпуском теплоти при відкритій системі тепlopостачання (позиційні позначення елементів аналогічні приведеним на рис. 3.5 та 3.7).

4. РОЗРАХУНОК ПРИНЦИПОВОЇ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОТЕЛЬНОЇ

Тепловою схемою котельні називається умовне графічне зображення основного і допоміжного обладнання, об'єднаного лініями трубопроводів для робочого тіла відповідно до послідовності його руху.

Для складання і розрахунку теплової схеми котельної необхідно мати наступні вихідні дані:

- 1) призначення котельної, що встановлюється технічним завданням;
- 2) величина теплового навантаження котельної;
- 3) вид теплоносія, вибір якого проводиться в залежності від характеру теплоспоживання (вода, водяна пара);
- 4) параметри теплоносія (тиск, температура).

Вихідними даними для розрахунку є теплова потужність джерела теплопостачання ΣQ , розрахована за (2.1) і параметри теплоносіїв. При розрахунку необхідно на схемі джерела теплопостачання проставити основні параметри теплоносіїв і їхні умовні позначення.

1. Витрата тепла на власні потреби котельної звичайно складає 7-17% теплоти, що відпускається споживачам і залежить від параметрів і виду теплоносія, типу системи теплопостачання (закрита чи відкрита), типу котлоагрегатів (парові, водогрійні), системи деаерації (атмосферна чи вакуумна), величини повернення конденсату від споживачів і від складності принципової схеми котельної.

2. Витрата пари, що необхідна для підігріву води у підігрівачах мережної води, $кг/с$:

$$D_{o.g} + D_{z.g} = \frac{(Q_{o.g} + Q_{z.g}) \cdot 10^3}{(h_n - h_k) \cdot \eta_{mid}}, \quad (4.1)$$

де $Q_{o.g}$ і $Q_{z.g}$ – витрати теплоти на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання, $МВт$; h_n і h_k – відповідно, ентальпії пари і конденсату при тиску пари, що надходить і відходить на теплообмінники, $кДж/кг$; η_{mid} –

коефіцієнт, що враховує втрати тепла підігрівачами у навколишнє середовище, складає в середньому $\eta_{nid}=0,98$.

3. Кількість конденсату після підігрівників мережної води, $кг/с$:

$$G_k = G_{o.v} + G_{z.v} = D_{o.v} + D_{z.v} . \quad (4.2)$$

4. Кількість мережної води на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання, $кг/с$:

$$G_m = \frac{(Q_{o.v} + Q_{z.v}) \cdot 10^3}{(t'_{o.v} - t''_{o.v}) \cdot c_{pv}} , \quad (4.3)$$

де $t'_{o.v}$ і $t''_{o.v}$ - температури прямої і зворотної мережної води, $^{\circ}C$.

У котельнях опалювального типу підігрів води здійснюється у водогрійних котлах. У котельнях виробничого або опалювально-виробничого типів нагрів мережної води здійснюється у водогрійних котлах або в підігрівачах мережної води.

Кількість води для підживлення теплових мереж при втратах у них близько 1,5%, $кг/с$:

$$G_{nidz} = 0,015 \cdot G_m . \quad (4.4)$$

5. Для опалювально-виробничих і виробничих котелень кількість втраченого конденсату, $кг/с$:

$$G_2 = (1 - \mu) \cdot D_m , \quad (4.5)$$

де μ - частка повернення конденсату, що залежить від характеру технологічного навантаження; D_m - витрата пари на виробництво, $кг/с$.

Кількість конденсату, що повертається, $кг/с$:

$$G_{1m} = D_m - G_2 . \quad (4.6)$$

Сумарні витрати пари на виробництво і теплопостачання, $кг/с$:

$$D = D_m + D_{o.e} + D_{z.e}. \quad (4.7)$$

6. Витрата пари на деаерацію і підігрів сирі води, $кг/с$:

$$D_\delta = k \cdot D, \quad (4.8)$$

де k - коефіцієнт, що враховує витрату теплоти на деаерацію і підігрів сира води. Приймається: для закритих систем тепlopостачання $k=7-10\%$; для відкритих – дещо більші значення.

7. Повна кількість пари, що виробляє котельна, $кг/с$:

$$\sum D_k = 1,03 \cdot (D + D_\delta + D_{em}), \quad (4.9)$$

де 1,03 - коефіцієнт запасу, що враховує втрати тепла у циклі, з тепловипромінюванням трубопроводів у навколишнє середовище, невраховані втрати і т.д.; D_{em} – втрати пари всередині котельної, що складають близько 2% від витрати пари D ; тобто $D_{em} = 0,02 \cdot D$.

8. Кількість котлів, що необхідно встановити в котельній:

- водогрійні:

$$n = \sum Q / Q_{od}; \quad (4.10)$$

- парові:

$$n = \sum D / D_{od}; \quad (4.11)$$

де – Q_{od} , D_{od} – відповідно, продуктивність по теплоті і пару котельного агрегату, яка приймається за його паспортними даними.

При виборі числа та одиничної теплопродуктивності котлоагрегатів необхідно виходити з наступних основних положень:

а) число й одиничну теплопродуктивність установлюваних котлоагрегатів необхідно вибирати по величині розрахункової теплопродуктивності котельної

установки, з урахуванням аварійних перевантажень. Тобто, при виході з ладу найбільшого по продуктивності котла, котли, що залишилися у роботі, повинні забезпечити максимальний відпуск тепла технологічним споживачам, а також на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання в кількості, обумовленій режимом "найбільш холодного місяця";

б) вибір типу котлів, що встановлюються у котельній будь-якого типу (парові, пароводогрійні чи водогрійні), проводиться в залежності від співвідношення навантажень по парі і гарячій воді, на підставі техніко-економічних розрахунків і відповідно до номенклатури котлів, що випускаються вітчизняною промисловістю.

Таким чином, найменша кількість котлів, що планується встановити у котельній, повинно бути не менше двох, один із яких є резервним. При цьому сумарна продуктивність робочих котлоагрегатів повинна бути:

$$D_{од} \cdot n \geq \sum D. \quad (4.12)$$

9. Величина безперервної продувки, кг/с:

$$G_{np} = P_{np} \cdot \sum D / 100, \quad (4.14)$$

де P_{np} – частка продувки, %, для парових котлів з робочим тиском до 1,4 МПа (14 кгс/см²) $P_{np} \leq 10\%$, для котлів з тиском 4,0 МПа (40 кгс/см²) $P_{np} = 5\%$.

Якщо в розрахунку $G_{np} \geq 0,14$ кг/с, продувка повинна бути безперервною і необхідно встановити розширювач, а при $G_{np} > 0,28$ кг/с для використання теплоти пари необхідно включити в схему теплообмінник, що використовує теплоту води після розширника для підігріву сирі води перед водопідготовкою.

Кількість пари з розширника продувки, кг/с:

$$D_{np} = \frac{G_{np} \cdot (h_1' - h_2')}{x \cdot (h_n'' - h_2') \eta_{mid}}, \quad (4.15)$$

де h_1' - ентальпія котлової води при тиску в котлі; h_n'' , h_2' - ентальпії, відповідно пари і води при тиску в розширнику, звичайно рівному 0,15 МПа (1,5 кгс/см²); x - степінь сухості пари, що виходить з розширника, $x = 0,98$.

Кількість води, що виходить з розширника, кг/с:

$$G'_{np} = G_{np} - D_{np}. \quad (4.16)$$

10. Кількість живильної води, що надходить у котли, кг/с:

$$G_{жив} = \sum D_k + G'_{np}. \quad (4.17)$$

11. Витрата пари з деаератора, кг/с:

$$D_{вип} = 0,004 \cdot G_{\partial}, \quad (4.18)$$

де 0,004 - питома втрата пари з випаром із деаератора, кг/кг.

12. Загальна кількість води на виході з деаератора (живильна вода та вода на підживлення теплових мереж), кг/с:

$$G_{\partial} = G_{жив} + G_{підж}. \quad (4.19)$$

13. Продуктивність хімоводоочистки, кг/с:

$$G_{xво} = G_2 + G'_{np} + G_{підж} + D_{вт} + D_{вип}. \quad (4.20)$$

14. Витрата сирі води на хімоводоочистку, кг/с:

$$G_{с.в} = k_1 \cdot G_{xво}, \quad (4.21)$$

де k_1 - коефіцієнт, що враховує витрату води на власні потреби хімоводоочистки (розпушення катіонітів, регенерацію, відмивання та ін. витрати). Звичайно приймають $k_1 = 1,1 - 1,25$.

15. Витрата пари на підігрівач сирі води, що визначається з рівняння теплового балансу підігрівача, кг/с:

$$D_{c.e} \cdot (h'' - h_k) \cdot \eta_{nid} = G_{c.e} \cdot C_{pe} \cdot (t''_{c.e} - t'_{c.e}), \quad (4.22)$$

де h'' , h_k – відповідно ентальпія пари і конденсату; $t'_{c.e}$, $t''_{c.e}$ - температура сирії води до і після підігрівача.

16. Витрата конденсату після підігрівача, $кг/с$:

$$G'_{c.e} = D_{c.e} \quad (4.23)$$

При розрахунку варто задаватися температурою води після підігрівача і прийняти температуру сирії води на вході у підігрівач.

17. Для перевірки вірності проведених розрахунків необхідно скласти матеріальний і тепловий баланси деаератора.

Матеріальний баланс - це сума вхідних і вихідних потоків, для визначення яких необхідно використовувати принципову схему джерела тепlopостачання:

$$D_{\partial} + D_{np} + G_{lm} + G_k + G_{c.e} + G_{xbo} = G_{\partial} + D_{vun} \quad (4.24)$$

Тепловий баланс:

$$\begin{aligned} D_{\partial} \cdot h''_{\partial} + D_{np} \cdot h'_2 + G_{lm} \cdot h_{lm} + G_k \cdot h_k + G_{c.e} \cdot h_{c.e} + G_{xbo} \cdot C_{pe} \cdot t''_{xbo} = \\ = D_{vun} \cdot h''_{\partial} + G_{\partial} \cdot C_{pe} \cdot t_{\partial} \end{aligned} \quad (4.25)$$

де h_{lm} , h_k , $h_{c.e}$, h''_{∂} – ентальпії, відповідно технологічного конденсату, конденсату після підігрівача мережної води, живильної води після підігрівача і пари після деаератора, які розраховуються як добуток теплоємності на відповідну температуру.

З останнього рівняння визначають витрату пари на деаератор, $кг/с$.

Отримані витрати пари на деаератор повинні бути приблизно рівні прийнятим раніше (4.8). Якщо розбіжність складає більше 15%, то розрахунок необхідно повторити, прийнявши новий коефіцієнт "k".

18. За результатами розрахунку необхідно вибрати основне теплотехнічне обладнання [1,5,6,8-10], (дод. Ж,З,К,Л,М,Н).

5. РОЗРАХУНОК ГОРІННЯ ПАЛИВА, ККД КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ ТА ВИТРАТИ ПАЛИВА

Розрахунком визначають теплоту згоряння палива, витрату повітря, яка необхідна для спалювання, кількість, склад і ентальпію продуктів згоряння.

Вихідними даними для розрахунку є: вид палива, спосіб спалювання, конструкція топкової камери, котельного агрегату, які впливають на вибір коефіцієнта надлишку повітря α в топці і величину присосів повітря по газовому тракту.

Розрахунок горіння для твердого і рідкого палива ведеться – на 1 кг, для газоподібного – на 1 нм^3 .

5.1. Розрахунок горіння палива

5.1.1. Склад палива

Склад твердого і рідкого палива задається у вигляді наступних хімічних елементів: вуглець – C , водень – H , азот – N , кисень – O , зола – A , вода – W .

Склад газоподібного палива задається такими хімічними з'єднаннями: H_2 , CO , CO_2 , CH_4 , H_2S , O_2 , $\sum C_m H_n$ і т.д.

Склад твердого і рідкого палива відносять: до робочої маси (індекс “ p ”), тобто, у тому вигляді у якому паливо надходить до споживача; до сухої маси (індекс “ c ”), тобто, до маси палива яке не містить вологу; до горючої маси (індекс “ z ”), тобто, до маси палива, що не містить вологу і золу.

З визначення кожної маси палива випливає співвідношення:

$$C^p + H^p + N^p + O^p + S^p + A^p + W^p = 100\% ; \quad (5.1)$$

$$C^c + H^c + N^c + O^c + S^c + A^c = 100\% ; \quad (5.2)$$

$$C^z + H^z + N^z + O^z + S^z = 100\% . \quad (5.3)$$

Склад газоподібного палива задається у відсотках по об'єму і всі розрахунки відносять до кубічного метра газу при нормальних умовах.

Перерахування складу палива, теплоти згоряння з однієї маси на іншу, виконується за допомогою множників:

- із сухої маси на робочу:

$$C^p = C^c \cdot \frac{100 - W^p}{100}; \quad (5.4)$$

$$H^p = H^c \cdot \frac{100 - W^p}{100} \text{ і т.д.}; \quad (5.5).$$

- із горючої маси на робочу:

$$C^p = C^e \cdot \frac{100 - W^p - A^p}{100}; \quad (5.6)$$

$$H^p = H^e \cdot \frac{100 - W^p - A^p}{100} \text{ і т.д.}, \quad (5.7)$$

де A^p , W^p – задані компоненти палива у відсотках; C^c , H^c і т.д., або C^e , H^e і т.д. - склад палива, що вибирається із довідникової літератури.

Вірність виконаного перерахунку визначається співвідношенням (5.1).

Склад різних видів палива наведено у [7, 10, 11,].

5.1.2. Теплота згоряння палива

Паливо характеризується вищою і нижчою теплотою згоряння. Вищою називається та кількість теплоти, що виділяється при спалюванні одиниці кількості палива з урахуванням теплоти, яка міститься у водяних парах продуктів згоряння (Q_g^p). У практичних розрахунках застосовується нижча теплота згоряння (Q_n^p), менша ніж Q_g^p на величину теплоти водяної пари, що утворилася в процесі горіння і міститься у продуктах згоряння, кДж/кг :

$$Q_n^p = Q_g^p - 25,2 \cdot (9H^p + W^p). \quad (5.8)$$

На сьогодні у теплотехнічних розрахунках застосовують нижчу теплоту згоряння, що наводиться у довідникових таблицях на суху або горючу масу. Перерахунок нижчої теплоти згоряння (кДж/кг) з однієї маси на іншу здійснюють за формулами:

$$Q_n^p = Q_n^c \cdot \frac{100 - W^p}{100}; \quad (5.9)$$

$$Q_n^p = Q_n^e \cdot \frac{100 - W^p - A^p}{100}. \quad (5.10)$$

В процесі збереження і транспортування зольність і вологість палива можуть істотно змінюватися, тому необхідно проводити перерахунок теплоти згоряння з урахуванням їх зміни у споживача.

У тому випадку, якщо теплота згоряння невідома, її визначають для твердого і рідкого палива за емпіричною формулою Д.І. Менделєєва, кДж/кг :

$$Q_n^p = 339 \cdot C^p + 1030 \cdot H^p - 109 \cdot (O^p - S_{op+k}^p) - 25,2 \cdot W^p \quad (5.11).$$

Нижча теплота згоряння газоподібного палива, кДж/м^3 :

$$Q_n^c = 126,36 \cdot CO + 107,98 \cdot H_2 + 233,83 \cdot H_2S + 358,18 \cdot CH_4 + 637,48 \cdot C_2H_6 + 912,51 \cdot C_3H_8 \quad (5.12)$$

У формулах (5.11, 5.12) і в подальших розрахунках горіння палива його склад необхідно підставляти у відсотках.

5.1.3. Розрахунок об'ємів повітря і продуктів згоряння

Розрахунок теоретичного об'єму повітря, який необхідний для спалювання палива, і об'єму продуктів згорання, що утворюються при цьому, здійснюють за формулами, що представлені у табл. 5.1.

Для розрахунку дійсного об'єму повітря і продуктів згоряння необхідно знати коефіцієнт надлишку повітря у топці котла і величину присосів повітря по газоходах.

Коефіцієнт надлишку повітря в топці α_m'' , що відповідає складу газів у кінці топки, приймається в залежності від типу топкового пристрою і роду палива, що спалюється. Коефіцієнт надлишку повітря за кожною поверхнею нагріву після топкової камери одержують додаванням до α_m'' відповідної суми присосів повітря тобто:

$$\alpha = \alpha_m'' + \sum_{i=1}^n \Delta\alpha_i, \quad (5.13)$$

де n – кількість газоходів; i – порядковий номер газоходу.

Для визначення величини присосів повітря по газоходах котла необхідно вивчити конструкцію і розташування поверхонь нагрівання за ходом руху газів.

Таблиця 5.1 - Формули для розрахунку повного згорання палива

Назва величини	Одиниця вимірювання	Тверде і рідке паливо	Газоподібне паливо
Теоретичний об'єм повітря	$\text{нм}^3/\text{кг}$ ($\text{нм}^3/\text{нм}^3$)	$V^o = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S_{op+k}^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p$	$V^o = 0,0476 \cdot [\sum (m + 0,25 \cdot n) \cdot C_m H_n + 0,5 \cdot (CO + H_2) + 1,5 \cdot H_2 S - O_2]$
Теоретичний об'єм продуктів згорання	$\text{нм}^3/\text{кг}$ ($\text{нм}^3/\text{нм}^3$)	$V_{RO_2} = 0,0186 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p)$ $V_{N_2} = 0,79 \cdot V^o + 0,008 \cdot N^p$ $V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V^o + 1,24 \cdot G_\phi$ $V_z^o = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}^o$	$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [\sum (m + 0,25 \cdot n) \cdot C_m H_n + CO_2 + CO + H_2 S]$ $V_{N_2}^o = 0,01 \cdot N_2 + 0,79 \cdot V^o$ $V_{H_2O} = 0,01 \cdot [\sum 0,5 \cdot n \cdot C_m H_n + H_2 S + H_2 + 0,124 \cdot d_z] + 0,0161 V^o$ $V_z^o = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o$

Примітка: d_z – вологовміст газоподібного палива; при розрахунковій температурі 10 °С $d_z \approx 10 \text{ г/м}^3$;

G_ϕ – витрата пари розпилювання рідкого палива, кг/кг , $G_\phi = 0,3-0,5 \text{ кг/кг}$ для форсунок з паровим дуттям; $G_\phi = 0,3-0,5 \text{ кг/кг}$ для паромеханічних форсунок.

Таблиця 5.2 – Розрахункові присоси холодного повітря у газоходах парогенераторів

Поверхні нагріву	Величина присосів
Топкова камера при спалюванні газу або мазуту	0,13
Шарові механічні і напівмеханічні топки	0,1
Шарові ручні топки	0,3
Конвективні поверхні котельного агрегату	0,25
Водяний економайзер сталевий	0,08
Економайзер чавунний з обшивкою	0,1
Повітропідігрівник	0,1

Об'єм продуктів згоряння при $\alpha > 1$ при спалюванні всіх видів палива:

- об'єм водяної пари, $\text{нм}^3/\text{кг}$ ($\text{нм}^3/\text{нм}^3$):

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,0161 \cdot (\alpha_i - 1) \cdot V^o; \quad (5.15)$$

- об'єм димових газів, $\text{нм}^3/\text{кг}$ ($\text{нм}^3/\text{нм}^3$):

$$V_z = V_{RO_2} + V_{H_2O}^o + V_{N_2}^o + (\alpha_i - 1) \cdot V^o. \quad (5.16)$$

5.1.4. Ентальпія продуктів згоряння

Ентальпія продуктів згоряння при $\alpha > 1$, $\text{кДж}/\text{кг}$ ($\text{кДж}/\text{м}^3$)

$$H = H_z^o + (\alpha - 1) \cdot H_n^o + H_3, \quad (5.17)$$

де H_z^o - ентальпія газів при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha=1$ і температурі газів ϑ , $\text{кДж}/\text{кг}$ ($\text{кДж}/\text{м}^3$):

$$H_z^o = V_{RO_2} \cdot (c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2}^o \cdot (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^o \cdot (c\vartheta)_{H_2O}, \quad (5.18)$$

H_n^o – ентальпія повітря $\alpha=1$ і температурі газів ϑ , $\text{кДж}/\text{кг}$ ($\text{кДж}/\text{м}^3$);

$$H_n^o = V^o \cdot (ct)_{нов}, \quad (5.18)$$

де V_{RO_2} , $V_{N_2}^o$, $V_{H_2O}^o$, V^o - відповідно розраховані теоретичні обсяги трьохатомних газів, азоту, водяної пари і повітря; $(c\vartheta)_{RO_2}$, $(c\vartheta)_{N_2}$, $(c\vartheta)_{H_2O}$, $(ct)_n$ - ентальпії 1 м^3 трьохатомних газів, азоту, водяної пари і повітря, вибираються по табл. 4.3 для відповідних температур.

Ентальпія золи невелика в порівнянні з іншими складовими і враховується, коли приведена величина виносу летючої золи з потоком газів $a_g \cdot A^n > 1,4$ $\% \cdot \text{кг} / \text{МДж}$, де A^n – приведена зольність, $\% \cdot \text{кг} / \text{МДж}$:

$$A^n = A^p / Q_n^p . \quad (5.19)$$

Таблиця 5.3 – Ентальпії повітря, газів і золи

$H,$ кДж/кг	Температура, ϑ °С								
	30	100	200	300	400	500	600	700	800
$Ct_{нов}$	39	132	266	403	542	684	830	979	1130
$(C\vartheta)_{RO_2}$	-		257	559	772	996	1222	1461	1704
$(C\vartheta)_{N^2}$	-	130	260	392	527	664	804	946	1093
$(C\vartheta)_{H_2O}$	-	151	304	463	626	794	967	1147	1335
$(Ct)_s$	-	81	169	264	360	458	561	663	768

5.2. Тепловий баланс котельного агрегату та розрахунок витрати палива

Тепловий баланс складається для сталого теплового режиму котельного агрегату на 1 кг або на 1 нм^3 палива. Тепловий баланс встановлює рівність між кількістю теплоти, що надійшла в агрегат, яка називається наявною теплотою Q_p^p , і сумою корисно використаного тепла Q_1 і теплових втрат Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 та Q_6 . На підставі теплового балансу розраховується ККД котла і необхідна витрата палива.

Рівняння теплового балансу, кДж/кг або кДж/нм^3 :

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 , \quad (5.20)$$

або у відносних одиницях:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\% . \quad (5.21)$$

Наявна теплота Q_p^p при спалюванні:

- твердого палива, кДж/кг :

$$Q_p^p = Q_n^p ; \quad (5.22)$$

- газоподібного $\kappaДж/нм^3$:

$$Q_p^p = Q_n^c ; \quad (5.23)$$

- мазута, $\kappaДж/кг$:

$$Q_p^p = Q_n^p + h_m + Q_\phi , \quad (5.24)$$

де $h_m = C_m \cdot t_m$ - фізична теплота мазуту, підігрітого до температури t_m , $\kappaДж/кг$.

Температура підігріву мазуту залежить від марки мазуту і визначається температурою займання; $t_m = 90 - 140$ °С.

Теплоємність мазуту, $\kappaДж/(кг \cdot K)$:

$$C_m = 1,74 + 0,0025 \cdot t_m . \quad (5.25)$$

Теплота, внесена з паровим дуттям, $\kappaДж/кг$:

$$Q_\phi = G_\phi \cdot (h_n - 2500) , \quad (5.26)$$

де G_ϕ - питома витрата пари на розпилення 1 кг мазуту:

- для форсунок з паровим дуттям $G_\phi = 0,3 - 0,5$ кг/кг;
- для паромеханических форсунок $G_\phi = 0,02 - 0,05$ кг/кг;

h_n - ентальпія пари, що подається на форсунку, $\kappaДж/кг$.

Втрата теплоти з відхідними газами, %:

$$q_2 = \frac{(H_{вих} - \alpha_{вих} \cdot H_{x,n}^o) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p} , \quad (5.27)$$

де $H_{вих}$ – ентальпія газів, що виходять з котла; $\alpha_{вих}$ – коефіцієнт надлишку повітря відхідних газів (на останній поверхні нагріву); $H_{вих}^o$ - ентальпія холодного повітря при $t_{x,n} = 20-30$ °С.

Температура відхідних газів $\vartheta_{вих}$, приймається згідно рекомендацій, приведених у табл. 5.4.

Втрата теплоти від механічного недопалу (q_4) визначається недопалом палива у шлаку і провалах, а також з виносом золи з димовими газами.

Втрата тепла від хімічного недопалу (q_3) визначається як теплота продуктів неповного згоряння.

Втрата теплоти від зовнішнього охолодження (q_5) визначаються в залежності від паро- або теплопродуктивності котельних агрегатів за графіками (рис. 5.1).

Коефіцієнт збереження теплоти:

$$\varphi = 1 - q_5 / (q_5 + \eta_{ка}). \quad (5.28)$$

Втрати з фізичним теплом шлаків, %:

$$q_6 = \frac{A^p \cdot 100 \cdot a_{шл} (cv)_{зл}}{Q_p}, \quad (5.29)$$

де $a_{шл} = 1 - a_{вин}$ доля золи у шлаку; $(cv)_{зл}$ – ентальпія золи (табл. 3.1), приймати $t_{зл} \approx 600$ °C.

Сума витрат теплоти у котельному агрегаті, %:

$$\sum q_i = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (5.30)$$

Коефіцієнт корисної дії (ККД) котельного агрегату (брутто) визначається за зворотним балансом, %:

$$\eta_{к.а}^{бр} = 100 - \sum_2^6 q_i. \quad (5.31)$$

Корисно використана теплота або теплопродуктивність водогрійного котла, кВт:

$$Q_{ном}^{ек} = G_6 \cdot (h_2'' - h_1'), \quad (5.32)$$

де G_6 – витрати води, кг/с; h_2'' і h_1' – відповідно ентальпії гарячої і холодної води, кДж/кг.

У системах централізованого водопостачання житлово-комунального сектору теплоносієм є високотемпературна перегріта вода з розрахунковим перепадом температур 120-70, 110-70 °C. Корисно використана теплота або теплопродуктивність парогенератора, кВт:

$$Q_{ка} = D_{не} \cdot (h_{nn}'' - h_{не}') + D_{nn} \cdot (h_{nn}'' - h_{не}') + D_{np} \cdot (h_{кун}'' - h_{не}'), \quad (5.33)$$

де - $D_{не}$ – кількість виробленої перегрітої пари, кг/с; D_{nn} – кількість відпускаємої насиченої пари, кг/с; D_{np} – витрата води на продувку, $D_{np} = (0,02-0,05) \cdot D_{не}$; h_{nn} , $h_{кун}$, $h_{кун}'' \approx h'$, $h_{не}$ – відповідно, ентальпії перегрітої і насиченої пари, киплячої і живлячої води, кДж/кг, ентальпії h_{nn} , $h_{nn}'' = h'$ і h' вибираються із таблиць

водяної пари за тиском у барабані котла; $h_{нв}=C_{pв} \cdot t_{нв}$, при цьому теплоємність води $C_{pв}=4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Витрата палива, що подається у топку котельного агрегату, $\text{кг}/\text{с}$ ($\text{м}^3/\text{с}$):

$$B = \frac{Q_{ка}}{Q_p \cdot \eta_{к.а}} 100. \quad (5.34)$$

Розрахункова витрата твердого палива з урахуванням механічного недопалу, $\text{кг}/\text{с}$:

$$B_p = B \cdot \left(I - \frac{q_4}{100} \right). \quad (5.35)$$

Таблиця 5.4 - Орієнтовні значення температури відхідних газів і гарячого повітря для котельних агрегатів невеликої продуктивності

Паливо	Температура $\theta_{вих}$, °С із котельного агрегату з теплопродуктивністю, МВт ($\text{Гкал}/\text{год}$)			Температура гарячого повітря $t_{гп}$ °С при спалюванні		Температура повітря на вході у повітропідгрівник, $t_{гп1}$ °С
	23,2 – 58 (20 – 50) на середній тиск	2,3-23,2 (2–20) на низький тиск	23,2 - 58 (20 – 50) водогрійні і котли	у шарі	у камері	
Кам'яне вугілля з $W^m \leq 6$, %·кг/МДж	120 - 150	120 - 150	160 – 200	до 200	до 400	30
Буре вугілля з $W^m = 6-16$, %·кг/МДж	120 - 170	120 - 170	180 – 210	до 250	до 400	45 - 55
Торф і паливо з $W^m > 16$, %·кг/МДж	130 - 180	130 - 180	190 – 220	до 250	380-400	60 - 65
Мазут	130 - 160	130 - 170	180 – 230	-	300-350	60 - 80
Природний газ	110 - 130	120 - 140	150 – 180	-	-	30

Річна витрата натурального палива складається із річної витрати палива паровими і водогрійними котлами, $кг/рік$ ($м^3/рік$):

$$B^{річ} = \frac{K_{nm} \cdot \sum Q_{вир}}{\eta_{ка}^{бр} \cdot Q_p^p} \quad (5.36)$$

Річна витрата умовного палива, $т.у.п/рік$:

$$B_{ун}^{річ} = \frac{K_{nm} \cdot \sum Q_{вир}}{\eta_{ка}^{бр} \cdot 29,330} \quad (5.378)$$

де K_{nm} – коефіцієнт, що враховує втрати палива при розвантаженні, зберіганні, обробці, внутрішньому переміщенні та інші втрати, а також витрату палива на розпалювання та інші потреби, рівний 1,05 для газу і мазуту і 1,07 для твердого палива; $\sum Q_{вир}$ - кількість теплоти, яка вироблена котельною, $кВт$; 29,33 - теплота згоряння умовного палива, $МДж/кг$.

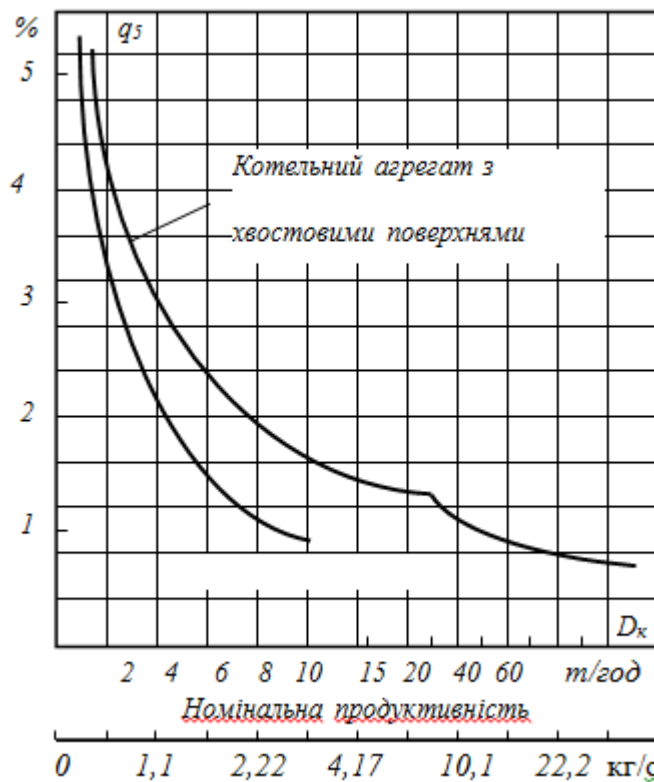


Рисунок 5.1 – Графіки для визначення втрати теплоти від зовнішнього охолодження котельного агрегату з хвостовими і без хвостових поверхонь нагріву

6. ВИБІР ТА ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИКІВ

6.1. Вибір теплообмінників

Вибір оптимальної конструкції теплообмінника є задачею, що вирішується техніко-економічним порівнянням декількох типорозмірів апаратів стосовно до заданих умов або на підставі критерію оптимізації.

Зі збільшення числа і довжини труб у пучку і зменшенням діаметра труб знижується відносна вартість 1 м^2 поверхні кожухотрубного теплообмінника, оскільки при цьому знижується загальна витрата металу на апарат в розрахунку на одиницю поверхні теплообміну. Також зі збільшенням числа труб зростає вірогідність порушення щільності їх кріплення у трубній решітці, а з використанням труб малого діаметра зростає їх забруднення і ускладнюється очистка.

При виборі типу теплообмінника можна керуватися наступними рекомендаціями.

1. При обміні теплотою двох рідин або двох газів доцільно вибирати секційні теплообмінники; якщо через велику поверхню теплообмінника конструкція виходить громіздкою, можна прийняти до установки багатоходовий кожухотрубний теплообмінник.

2. При підігріванні рідини парою рекомендуються багатоходові за трубним простором кожухотрубні апарати з подачею пари у міжтрубний простір.

3. Для хімічно агресивних середовищ і при невеликій тепловій продуктивності економічно доцільні сорочкові, зрошувальні і занурювальні теплообмінники.

4. Якщо умови теплообміну по обидві сторони тепло-передавальній поверхні дуже різняться (газ і рідина), повинні бути рекомендовані трубчасті ребристі теплообмінники.

5. Для пересувних і транспортних теплових установок, а також в установках, де при високій ефективності процесу необхідні компактність і мала маса, знаходять широке застосування пластинчасті ребристі теплообмінники.

6. У всіх випадках необхідно прагнути вибирати найбільш прості за конструкцією і найбільш дешеві за матеріалами теплообмінники. Складні апарат, а також з латунними або мідними трубками слід використовувати лише у випадках обґрунтованої необхідності.

Теплообмінники, що застосовуються в котельнях, є в основному кожухотрубними апаратами поверхневого типу і використовуються для підігрівання мережної, сирі та хімічно очищеної води, а також для охолодження води і конденсату.

Підігрівники за видом нагрівного теплоносія поділяються на пароводяні (теплоносій – пара) і водо-водяні. Охолодники води і конденсату належать до водо-водяних теплообмінників.

За розташуванням трубних систем теплообмінники поділяються на вертикальні та горизонтальні. Перші застосовуються в основному у великих парових опалювальних котельнях для підігрівання мережної води. Перевагою встановлення вертикальних теплообмінників є зменшення площі котельної порівняно з установленням горизонтальних теплообмінників, однак висота приміщення котельної при цьому має забезпечувати можливість демонтажу трубної системи теплообмінника вгору.

Більшість же водо- та пароводяних теплообмінників для котелень усіх типів, а також парових підігрівників мережної води для невеликих і середніх парових котелень, як правило, є горизонтальними.

Промисловістю за ОСТ 108.271.105-76 для опалення і гарячого водопостачання випускаються швидкісні дво- і чотириходові пароводяні підігрівники, трубну систему яких виконано з латунних трубок 16*1 мм завдовжки 2 і 3м. Нагрівна пара подається в міжтрубний простір, а вода, що нагрівається – в трубки підігрівника.

Конструктивні розміри підігрівників визначено для теплопостачання з графіками температур води 150/70 і 130/70 °С при тиску води 1 МПа й пари 0,7 МПа, а також з графіком температур 95/70 °С при тиску води 0,4 МПа і пари 0,2 МПа. Допускається застосування підігрівників і при більших тисках пари та води, однак за умовами міцності граничним тиском води є 1,6 МПа, а пари – 1 МПа. В усіх випадках тиск пари у підігрівнику має бути на 0,1...0,2 МПа нижчий від тиску води щоб уникнути проходження пари в трубки підігрівника при порушенні їхньої цілісності і закипання мережної води в трубках при регулюванні відпуску теплоти шляхом перепуску частини води повз

підігрівник. Температура пари на вході в підігрівник не повинна перевищувати 300 °С, а температура нагрітої води – 180 °С.

При графіку температур 150/70 °С використовуються чотириходові підігрівники з плоскими та еліптичними днищами, при графіку температур 130/70 °С – двоходові з такими самими днищами і довжиною трубок 3м, а при графіку температур 95/70 °С – теж двоходові підігрівники, але з довжиною трубок 2 м.

Швидкісні водо-водяні підігрівники за ТУ 78 УРСР 125-78 випускаються різніми, що дає змогу складати їх на місці з різною кількістю однотипових секцій. Основними елементами цих підігрівників є сталевий корпус з латунними трубками 16*1 мм завдовжки 2 і 4 м, розрахованими на тиск 1 та 1,6 МПа при граничній температурі води 200 °С. Водопідігрівальна (охлаодна) установка може складатися як з одного, так і з кількох секцій таких підігрівників з послідовним або паралельно-послідовним їх з'єднанням за нагрівною (охлаодною) водою і водою, яка нагрівається.

6.2. Тепловий розрахунок теплообмінників

Метою теплового розрахунку є визначення необхідної площі поверхні нагрівання (m^2) при заданій тепловій потужності, вибраній конструкції та відомих температурах теплоносіїв на вході в теплообмінник і на виході з нього, виходячи з рівняння теплопередачі

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}, \quad (6.1)$$

де Q – теплова потужність теплообмінника, Вт; K – коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(m^2 \cdot K)$; Δt – середній температурний напір у теплообміннику, К.

Теплові потужності теплообмінників:
пароводяного

$$Q = D_1 r_1 = G_2 c_2 (t_2'' - t_1'); \quad (6.2)$$

ВОДО-ВОДЯНОГО

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (6.3)$$

де D_1 – витрата гарячої пари, кг/с; r_1 – питома теплота фазового переходу, Дж/кг; G_1, G_2 – масові витрати нагрівної води і води, що нагрівається, кг/с; c_1, c_2 – питомі теплоємності нагрівної води і води, яка нагрівається, Дж/(кг*К); t'_1, t''_1 – температури нагрівної води на вході в теплообмінник і виході з нього, °С; t'_2, t''_2 – температури води, яка нагрівається, на вході в теплообмінник і виході з нього, °С.

Середній температурний напір в теплообміннику, К:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_m)}, \quad (6.4)$$

де Δt_{δ} – більша різниця температур нагрівного теплоносія та теплоносія, що нагрівається, К; Δt_m – менша різниця цих температур, К.

У водо-водяних теплообмінниках рекомендується протитоковий рух теплоносіїв. Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$K = \frac{\varphi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6.5)$$

де φ – коефіцієнт використання поверхні нагрівання, яким враховують термічний опір шару накипу на стінці трубки, а також неповноту обмивання її поверхні ($\varphi = 0,5 \dots 0,6$ для підігрівників гарячого водопостачання в теплових пунктах і підігрівників сирої води в котельнях; $\varphi = 0,75 \dots 0,85$ для решти теплообмінників); α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від нагрівного теплоносія до стінки трубки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; δ_{cm} – товщина стінки трубки, м; λ_{cm} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки трубки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки трубки до води, що нагрівається, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт тепловіддачі α_1 у випадку пароводяних підігрівників визначається з урахуванням формул, одержаних для водяної пари, що конденсується на горизонтальній трубці при ламінарному режимі течії плівки конденсату, коли число Рейнольдса

$$Re = 0,728Z^{0,75}(\lambda_{cm}/\lambda)^{3/8}(\mu/\mu_{cm})^{1/8}, \quad (6.6)$$

де $Z = Ga^{1/3}/(K_\phi Pr)$, а $Ga = gd_{зовн}^3/\nu^2$ – критерій Галілея (g – прискорення вільного падіння, м/с², $d_{зовн}$ – зовнішній діаметр трубки, м; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості конденсату, м²/с); $K_\phi = r/[c_p(t_n - t_{cm})]$ – критерій фазового переходу [r – питома теплота фазового переходу при температурі насичення, Дж/кг; c_p – питома теплоємність конденсату, Дж/(кг·К); t_n – температура насичення, °С; t_{cm} – температура стінки трубки, °С]; Pr – критерій Прандтля при температурі насичення; λ_{cm} і μ_{cm} – відповідно коефіцієнт теплопровідності $Вт/(м·К)$ та коефіцієнт динамічної в'язкості (Па·с) конденсату при температурі стінки трубки t_{cm} ; λ і μ – відповідно коефіцієнт теплопровідності, $Вт/(м·К)$ та коефіцієнт динамічної в'язкості (Па·с) конденсату при температурі насичення t_n .

При цьому коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = \frac{Re r \rho \nu}{(t_n - t_{cm}) d_{зовн}}, \quad (6.7)$$

де ρ – густина конденсату, кг/м³.

Коефіцієнт тепловіддачі α_2 у випадку пароводяних теплообмінників визначається з урахуванням виразів, що описують течію води в трубці залежно від режиму руху води, який характеризується числом Рейнольдса $Re = wd_{вн}/\nu$, де w – швидкість води, м/с; $d_{вн}$ – внутрішній діаметр трубки, м; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, (м²/с) води при її середній температурі t_{cp} , °С.

Число Нусельта при ламінарному режимі течії води ($Re \leq 2300$)

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (6.8)$$

де критерій Грасгофа

$$Gr = gd_{вн}^3 \beta (t_{cm} - t_{cp}) / \nu^2 \quad (6.9)$$

[тут β – коефіцієнт об'ємного розширення води (1/К) при її середній температурі t_{cp} , °С], а Pr – критерій Прандтля при середній температурі води t_{cp} , °С.

При турбулентному режимі течії води ($Re \geq 10000$) число Нусельта

$$Nu = 0,021Re^{0,8}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (6.10)$$

а при перехідному режимі ($2300 < Re < 10000$)

$$Nu = 0,008Re^{0,9}Pr^{0,43}(Pr/Pr_{cm})^{0,25}, \quad (6.11)$$

де $Pr_{ст.}$ – критерій Прандтля для води при температурі стінки трубки $t_{ст.}$, °С.

Тоді

$$\alpha_2 = Nu/(\lambda d_{вн}), \quad (6.12)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності [$Bm/(m \cdot K)$] води при її середній температурі $t_{ср.}$, °С.

Коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 у випадку водо-водяних теплообмінників також визначаються за формулами (), але для теплоносія, що рухається у міжтрубному просторі, замість $d_{вн}$ слід підставити еквівалентний діаметр каналу при поздовжньому омиванні пучка труб:

$$d_{екв} = \frac{D_{вн}^2 - nd_{зобн}^2}{D_{вн} + nd_{зобн}}, \quad (6.13)$$

де $D_{вн}$ – внутрішній діаметр корпусу теплообмінника, м; n – кількість трубок, шт.

6.3. Визначення конструктивних розмірів секційного водо-водяного теплообмінника

Крок трубок S (відстань між осями сусідніх труб) звичайно вибирають рівним $(1,3 \dots 1,5)d_3$, але не менше ніж $d_3 + 6$ мм (d_3 – зовнішній діаметр трубки).

Розміщення трубок може бути виконано за концентричними колами, що знаходяться на відстані прийнятого кроку між трубками.

Розрахувавши число трубок в корпусі теплообмінника, визначають за даними табл. 6.1 діаметр D^I , на якому розташовуються крайні трубки, що виражений через крок S між трубками. В табл.6.1 Z – загальне число труб, розташованих за концентричними колами.

Таблиця 6.1 – Дані для визначення діаметра D^l теплообмінника

D^l/S	Z	D^l/S	Z	D^l/S	Z
2	7	14	173	26	566
4	19	16	223	28	653
6	37	18	279	30	747
8	62	20	341	32	847
10	93	22	410	34	953
12	130	24	485	36	1066

Внутрішній діаметр корпусу теплообмінника визначається за виразом:

$$D = D^l + d_3 + 2k, \quad (6.14)$$

де k – кільцевий зазор між крайніми трубками і корпусом, який приймається з конструктивних міркувань рівним 6 мм і більше.

Загальну довжину трубок і активну довжину трубок в кожній секції визначають після розрахунку площі поверхні нагріву, що визначається з рівняння теплопередачі.

Діаметр штуцерів визначають за формулою:

$$d_{шт} = \sqrt{4f_{ум} / \pi}, \quad (6.15)$$

де $f_{ум}$ – площа перерізу штуцера, яка визначається як $f_{ум} = V/w_{ум}$, де V – об'ємна витрата води, а $w_{ум}$ – швидкість води в штуцері.

ЛІТЕРАТУРА

1. Алабовський С.М., Боженко М.Ф., Хоренженко Ю.В. Проектування котелень промислових підприємств. – К.; Вища школа, 1992, 210 с.
2. Драганов Б.Х., Долінський А.А. та ін. Теплотехніка: Підручник. – Київ; “ІНКОС”, 2005. – 504 с.
3. Константинов С.М. Теплообмін: Підручник. – К.: ВПІ ВПК «Політехніка»: Інрес, 2005. – 304 с.
4. Лабай В.Й. Тепломасообмін: Підручник для ВНЗ. – Львів: Тріада Плюс, 2004. – 260 с.

5. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования, СНиП II-Г.7-62. - М.; Издательство литературы по строительству, 1984. 62 с.
6. Пешехонов М.И. Проектирование теплоснабжения. - К.; Вища школа, Головное изд-во, 1982, 328 с.
7. Роддатис К.Ф. Котельные установки. - М.; Энергия, 1977, 414 с.
8. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. - М.; Энергия, 1975, 376 с.
9. Соловьев Ю.П. Проектирование теплоснабжающих установок для промышленных предприятий. - М., 1978. 192 с.
10. Теплотехнический справочник. Т.1, 2, изд. 2-ое, переработанное, М., Энергия, 1975, 744 с.
11. Эстеркин Р.И. Котельные установки. Курсовое и дипломное проектирование. Л.: Энергоатомиздат, 1989, 280 с.

ДОДАТКИ

КЛІМАТОЛОГІЧНІ ДАНІ ДЕЯКИХ МІСТ ЗА ОПАЛЮВАЛЬНИЙ ПЕРІОД

Місто	Тривалість опалювального періоду, n_o , дів	Температура зовнішнього повітря в холодний період, °С				
		Розрахункова для		Середня для		Число дів з температур. $t_{рв} < t_{ро}$, $n_{оп}$
		опалення, $t_{ро}$	вентиляції, $t_{рв}$	опалювального періоду, $t_{ср.о}$	найбільш холодного місяця, $t_{ср.х.м.}$	
1	2	3	4	5	6	7
Біла Церква	188	-21	-10	-1,2	-4,3	21
Дніпропетровськ	175	-24	-9	-1,0	-5,2	36
Донецьк	183	-24	-10	-1,8	-5,6	26
Дрогобич	186	-19	-8	-0,6	-2,1	23
Євпаторія	149	-16	-3	2,4	1,8	21
Маріуполь	177	-23	-9	-0,8	-7,2	18
Житомир	192	-21	-9	-0,8	-7,1	18
Жмеринка	188	-21	-10	-1,0	-7,0	7
Запоріжжя	175	-23	-9	-0,7	-7,5	17
Ізмаїл	153	-14	-5	1,7	2,2	4
Керч	153	-15	-4	2,2	2,8	15
Київ	187	-22	-10	-1,1	-13,5	7
Кіровоград	185	-21	-9	-1,0	-12,6	18
Кременчук	180	-21	-9	-0,9	-12,5	25
Кривий Ріг	178	-23	-9	0,6	-11,2	17
Луцьк	187	-20	-8	-0,2	-7,5	18
Львів	191	-19	-7	-0,2	-7,3	4
Одеса	165	-18	-6	1,0	-2,1	23
Полтава	187	-22	-11	-1,9	7,8	9
Севастополь	137	-11	0	4,4	1,2	3
Сімферополь	158	-16	-4	1,9	3,8	19
Суми	195	-24	-12	-2,5	9,8	8,0
Харків	189	-23	-11	-2,1	9,6	10
Херсон	167	-18	-7	0,6	-5,6	8
Черкаси	189	-21	-9	-1	-6,7	21
Чернігів	191	-22	-11	1,7	-9,2	7,0
Чернівці	187	-20	-9	-0,2	-8,9	17

**ЗНАЧЕННЯ ПИТОМИХ ОПАЛЮВАЛЬНОЇ ТА ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ
ХАРАКТЕРИСТИК ЖИТЛОВИХ І ГРОМАДСЬКИХ БУДІВЕЛЬ**

Призначення будівель	Розрахункова температура внутрішнього повітря, $t_{вн}$, °С	Зовнішній об'єм будівель, $V_{зовн}$, тис. м ³	Питомі теплові характеристики будівель, Вт/(м ³ ·К)	
			опалювальна, q_o	вентиляційна, q_v
1	2	3	4	5
Житлові будинки	18	<3	0,49	припливна вентиляція відсутня
		5	0,44	
		10	0,41	
		15	0,38	
		20	0,36	
		25	0,35	
		30	0,325	
		>30	0,30	
Адміністративні будівлі та установи	16	<5	0,5	0,1
		10	0,44	0,09
		15	0,41	0,08
		>15	0,37	0,19
Дитячі садки та ясла	20	<5	0,44	0,13
		>5	0,395	0,12
Поліклініки та амбулаторії	20	<5	0,465	припливна вентиляція відсутня
		10	0,42	0,29
		15	0,37	0,27
		>15	0,35	0,255
Лікарні	20	<5	0,465	0,34
		10	0,42	0,325
		15	0,37	0,30
		>15	0,35	0,29
Школи	20	<5	0,45	0,105
		10	0,41	0,09
		>10	0,38	0,08
Вищі учбові заклади і технікуми	16	<10	0,41	припливна вентиляція відсутня
		15	0,38	0,12
		20	0,35	0,09
		>20	0,34	0,09
Їдальні, ресторани	16	<5	0,41	0,81
		10	0,38	0,76
		>10	0,35	0,70

ЗНАЧЕННЯ ПИТОМИХ ОПАЛЮВАЛЬНОЇ ТА ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ
ХАРАКТЕРИСТИК ВИРОБНИЧИХ БУДІВЕЛЬ

Призначення будівель	Розрахункова температура внутрішнього повітря, $t_{вп}, ^\circ\text{C}$	Зовнішній об'єм, $V_{зовн},$ тис. м^3	Питомі теплові характеристики будівель, $\text{Вт}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$		Вид вентиляції	Кількість людей на одну душову сітку
			опалювальна, q_o	вентиляційна, q_v		
1	2	3	4	5	6	7
Чавуноливарні цехи	14	10...50	0,35...0,29	1,28...1,17	Без обмеження	3
		50...100	0,29...0,25	1,17...1,86		
		100...150	0,25...0,21	1,86...0,94		
Сталеплавильні цехи	14	10...50	0,35...0,29	1,11...0,97	Без обмеження	3
		50...100	0,29...0,25	0,97...0,86		
		100...150	0,25...0,21	0,86...0,81		
Ковальські цехи	14	<10	0,465...0,35	0,81...0,70	Без обмеження	3
		10...50	0,35...0,29	0,70...0,58		
		50...100	0,29...0,17	0,58...0,35		
Термічні цехи	14	<10	0,465...0,35	1,51...1,40	Без обмеження	3
		10...30	0,35...0,29	1,40...1,16		
		30...75	0,29...0,17	1,16...0,70		
Механоскладальні та механічні цехи, слюсарні майстерні	16	5...10	0,64...0,52	0,465...0,29	З обмеженням	5...7
		10...50	0,52...0,465	0,29...0,17		
		50...100	0,465...0,44	0,17...0,14		
		100...200	0,44...0,41	0,14...0,09		

Додаток В

1	2	3	4	5	6	7
Деревообробні та модельні цехи	16	<5	0,70...0,64	0,70...0,58	Без обмеження	7...15
		5...10	0,64...0,52	0,58...0,52		
		10...50	0,52...0,465	0,52...0,462		
		50...100	0,44...0,41	0,62...0,52		
Цехи металевих конструкцій	16	100...150	0,41...0,35	0,52...0,41	Без обмеження	15
		5...10	0,70...0,58	0,23...0,17		
Ремонтні цехи	16	10...20	0,58...0,52	0,17...0,12	З обмеженням	5...7
		1	0,70	-		
Компресорні та насосні приміщення	16	3	0,64	-	-	-
		5	0,58	-		
		10	0,41	-		
		0,5...1	0,70...0,52	-		
Побутові та адміністративні приміщення	18, 16	1...2	0,52...0,465	-	З обмеженням	-
		2...5	0,465...0,38	0,16...0,14		
		5...10	0,38...0,35	0,14...0,13		
		10...20	0,35...0,29	0,13...0,12		

Продовження додатку В

НОРМИ ВИТРАТИ ГАРЯЧОЇ ВОДИ

Споживачі	Норми витрати гарячої води, $t = 65^{\circ}\text{C}$ і її розмірність
Житлові будинки квартирного типу, обладнані умивальниками, мийками, ванними з душами	110-130 л/(доба·житель)
Житлові будинки для самотніх і малосімейних	80-130 л/(доба·житель)
Гуртожитки з загальними душовими	40-50 л/(доба·житель)
Готелі і пансіонати із загальними ванними і душами	50-60 л/(доба·житель)
Лікарні, санаторії загального типу і будинки відпочинку (із загальними ванними і душами)	150-180 л/(доба·житель)
Поліклініки й амбулаторії	5 л/відвідувач
Душові у побутових приміщеннях промпідприємств і при спортзалах	270 л/(год·сітка)
Лазні комбінованого типу	140-170 л/відвідувач
Пральні механізовані	20-25 л/кг сухої білизни
Школи-інтернати	80-100 л/(доба·місце)
Навчальні заклади і школи з душовими	7 л/учень
Дитячі ясла-садки з денним перебуванням дітей	25 л/дитина
Те ж саме, з цілодобовим перебуванням	30 л/дитина
Підприємства громадського харчування: - для приготування їжі - мийки	4 л/блюдо 250-300 л/год·точка
Гаражі при ручній мийці машин: - легкових - вантажних - автобусів	150-200 л/машину 250-300 л/машину 250-350 л/машину

НОМЕНКЛАТУРА ПАРОГЕНЕРАТОРІВ БІЙСЬКОГО КОТЕЛЬНОГО ЗАВОДУ (БКЗ)

Тип парогенераторів		Параметри		
По ДЕСТ 3619-69	Заводське маркування	$D_{пг}$, т/год	$P_{пе}$, кгс/см ²	Температура пари, °С
Е-2,5-14	ДКВР-2,5-13	2,5	14 (1,37)	Насичена
Е4-14	ДКВР-4-13	4,0	14 (1,37)	Насичена
Е-4-14	ДКВР-14-13-250	4,0	14 (1,37)	250
Е-6,5-14	ДКВР-6,5-13	6,5	14 (1,37)	Насичена
Е-6,5-14	ДКВР-6,5-13-250	6,5	14 (1,37)	250
Е-6,5-24	ДКВР-6,5-23-370	6,5	24 (2,35)	370
Е-10-14	ДКВР-10-13	10	14 (1,37)	Насичена
Е-10-14	ДКВР-10-13-250	10	14 (1,37)	250
Е-10-24	ДКВР-10-23	10	24 (2,35)	Насичена
Е-10-24	ДКВР-10-13-370	10	24(2,35)	370
Е-10-40	ДКВР-10-39-440	10	40 (3,92)	440
Е-20-14	ДКВР-20-13	20	14 (1,37)	Насичена
Е-20-14	ДКВР-20-13-250	20	14 (1,37)	250
Е-20-24	ДКВР-20-23-250	20	24 (2,38)	250
Е-10-40	ДКВР-10-39-440	10	40 (3,92)	440

НОМЕНКЛАТУРА ВОДОГРІЙНИХ КОТЛІВ (ТЕПЛОГЕНЕРАТОРІВ) ДОРОГОБУЖСЬКОГО КОТЕЛЬНОГО ЗАВОДУ

Заводська марка котла	Характеристика котла					Примітка
	Теплова продуктивність Гкал/год, (МВт)	Тиск води на вході, кгс/см ² , (МПа)	Температура води, °С		Кількість води, що циркулює, т/год	
			на вході	на виході		
1	2	3	4	5	6	7
ПТВМ-180	180 (208)	25 (2,45)	104	150	3860	Баштовий у піковому режимі на газі та на сірчастому мазуті
ПТВМ-100	100 (16)	25 (2,45)	70/104	150	1235/2140	
ПТВМ-50	50 (58)	25 (2,45)	70/104	150	620/1200	
ПТВМ (ТВГМ)-180 М	35 (40)	20 (1,96)	70	150	376/495	П-подібний на сірчастому мазуті і газі
КВ-ГМ-10	10 (12)	25 (2,45)	70	150	123,5	Горизонтальний на сірчастому мазуті і газі
КВ-ТС-10	10 (12)	25 (2,45)	70	150	123,5	Горизонтальний з решіткою зворотного ходу, для кам'яного вугілля
КВ-ТС-10	4 (4,6)	25 (2,45)	70	150	49,5	Мінусинське або Ірша-Бородинське вугілля
КВ-ГМ-4	4 (4,6)	25 (2,45)	70	150	49,5	Газ, мазут
КВ-ТС-10	10 (12)	25 (2,45)	70	150	123,5	Для вугілля типу Мінусинського
КВ-ТС-20	20 (23)	25 (2,45)	70	150	245	Газ, сірчастий мазут
КВ-ТС-30	20 (23)	25 (2,45)	70	150	247	Кам'яне вугілля
ТВГ-4р	4,3 (5)	14 (1,37)	70	150	54	Газ
ТВГ-8м	8,3 (9,65)	14 (1,37)	70	150	104	Газ

БЛОЧНІ ВОДОНАГРІВНІ УСТАНОВКИ

Типовий розмір установки	Теплопродуктивність блоку, МВт (Гкал/год)	Розрахунковий тиск, МПа		Температура мережної води, °С		Витрати мережної води, м ³ /год	Витрати пари, т/год	Пароводяний підігрівник по ОСТ 34-532-68					Охолодник конденсату по ОСТ 24-03.010					
		пари	мережної води					Поверхня нагріву, м ²	К-сть підігрівників	Температура мережної води, °С		Температура конденсату, °С	Поверхня нагріву, м ²	К-сть підігрівників	Температура, °С			
										на вході	на виході				мережної води		конденсату	
															на вході	на виході	на вході	на виході
БВУ-2,5	3,0 (2,58)	0,686	1,57	70	150	32	4,5	9,45	2	80	150	164	2,0	2	70	80	164	87
БВУ-5	5,48 (4,71)	0,686	1,57	70	150	59	8,3	17,2	2	80	150	164	2,0	2	70	80	164	90
БВУ-7,5	7,76 (6,67)	0,686	1,57	70	150	83	11,8	24,4	2	80	150	164	2,0	2	70	80	164	93
БВУ-9	10,23 (8,80)	0,686	1,57	70	150	110	15,5	32,0	2	80	150	164	4,0	2	70	80	164	92
БВУ-15	17,87 (14,85)	0,686	1,57	70	150	185	26,2	53,9	2	80	150	164	5,5	2	70	80	164	93
БВУ-20	24,77 (21,30)	0,686	1,57	70	150	266	37,6	76,8	2	80	150	164	9,5	2	70	80	164	93
БВУ-30	34,89 (30,10)	0,686	1,57	70	150	376	53,0	108,0	2	80	150	164	14,0	2	70	80	164	92
БВУ-40	45,46 (39,00)	0,686	1,57	70	150	488	69,0	140,6	2	80	150	164	14,0	2	70	80	164	94

ГАБАРИТИ ДЕАЕРАТОРІВ АТМОСФЕРНОГО ТИПУ
(З БАРБОТАЖЕМ)

Тип деаератора	Геометричні розміри баків			Повна висота деаератора, мм
	Зовнішній діаметр, мм	Довжина, мм	Корисна ємність, м ²	
ДСА-75/25	2612	6260	25	4472
ДСА-75/35	2612	8320	35	4472
ДСА-100/35	2612	8320	35	4496
ДСА-100/50	3216	8180	50	5236
ДСА-150/35	2612	8320	35	4750
ДСА-150/50	3212	8180	50	5490
ДСА-150/75	3216	11080	75	5490
ДСА-200/75	3216	11080	75	5490
ДСА-200/100	3216	15600	100	5244
ДСА-300/75	3216	11080	75	5610
ДСА-300/100	3710	11090	100	6112

ОХОЛОДНИКИ ВИПАРУ ДО ДЕАЕРАТОРІВ
АТМОСФЕРНОГО ТИСКУ

Тип деаераторної колонки	Поверхня охолодника, м ²	Зовнішній діаметр корпусу, мм	Повна довжина охолодника, мм
ДСА-25	2	325	1200
ДСА-75	8	325	2550
ДСА-100	8	325	2550
ДСА-150	16	426	2700
ДСА-200	16	426	2700
ДСА-300	24	529	2750

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСІВ,
ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ У КОТЕЛЬНЯХ

Марка насосу	Подача, м ³ /год	Напір, МПа	ККД, %	Потужність електродвигуна, кВт	Частота обертання ротора електродвигуна, об/хв.
1	2	3	4	5	6
1,5К-8/19	6	0,203	44	1,4	2860
1,5КМ-8/19	11	0,174	55,5	1,5	2860
	14	0,140	53,0	1,5	2860
2К-20/18	11	0,21	56,0	2,2	2860
2КМ-20/18	20	0,185	68,0	2,2	2860
	22	0,175	66,0	2,2	2860
2К-20/30	10	0,345	50,6	4,0	2880
2КМ-20/30	20	0,308	64,0	4,0	2880
	30	0,240	63,5	4,0	2880
3К-45/30	30	0,348	62,0	7,5	2910
	45	0,310	71,0	7,5	2910
	54	0,270	71,5	7,5	2910
3К-6	30,6	0,58	52,0	13,0	2900
3КМ-6	45,0	0,54	63,0	13,0	2900
	61,0	0,45	57,0	17,0	2900
4К-90/20	60,0	0,257	76,0	7,5	2910
	80,0	0,228	79,5	7,5	2910
	100,0	0,189	77,0	7,5	2910
4К-12	65,0	0,38	69,0	5,5	2900
4КМ-12	90,0	0,34	77,0	5,5	2900
	112,0	0,275	67,0	5,5	2900
4К-8	65,0	0,61	62,0	22,0	2900
	90,0	0,55	73,0	22,0	2940
	112,0	0,45	66,0	22,0	2900
4К-6	65,0	0,98	57,0	55,0	2900
	90,0	0,87	65,0	55,0	2920
	117,0	0,72	60,0	55,0	2950
6К-12	126,0	0,225	75,0	13,0	1450
6КМ-12	162,0	0,20	81,0	17,0	1450
	187,0	0,175	76,0	13,0	1450
6К-8	122,0	0,355	69,0	30,0	1455
	162	0,325	78,0	30,0	1455
	192	0,28	70,0	30,0	1460
8К-18	220,0	0,207	77,0	22,0	1455
	288,0	0,175	83,0	22,0	1455
	330,0	0,150	75,0	22,0	1460
8К-12	220,0	0,330	76,0	40,0	1460
	288,0	0,290	82,0	40,0	1460
	330,0	0,250	75,0	40,0	1470
Д200-36	200,0	0,36	72,0	40,0	1460
Д200-95	200,0	0,95	70,0	75,0	2940

<i>Продовження додатку Н</i>					
1	2	3	4	5	6
Д320-70	320,0	0,70	78	100,0	2940
Д500-36	500,0	0,38	80,0	110,0	985
Д500-65	500,0	0,65	76,0	132,0	1470
Д630,90	630	0,9	80,0	250,0	1485
Д800-28	800	0,28	86,0	110,0	985
Д800-57	800	0,57	82,0	200,0	1470
Д1000-40	1000	0,40	87,0	160,0	985
СЭ500-70	500	0,70	82,0	160,0	2965
СЭ800-55	800	0,55	81,0	200,0	1470
СЭ800-100	800	1	80,0	320,0	1480
СЭ1250-70	1250	0,7	80,0	320	1480
СЭ1250-140	1250	1,4	82,0	630	1485
СЭ2550-60	2500	0,6	86,0	500	1480
СЭ2500-180	2500	1,8	84,0	1600	2975
10СД-6	486	0,74	-	160	1475
12СД-9	800	0,55	-	200	1475
12СД-10×2	800	1	-	320	1480
14СД-9	1200	0,67	-	320	1480
14СД-9×2	1260	1,23	-	630	1485
18СД-13	2500	1,89	-	1600	2980
ЦН400-105	400	1,05	78,0	200	1470
ЦН400-210	400	2,1	78,0	400	1480
ЦН1000-180	1000	1,8	80,0	630	1520
ПЭ65-40	65	3,9	65,0	108,0	-
ПЭ65-53	65	5,2	65,0	143,0	-
ПЭ250-40	250	3,9	75	370	-
ЦНСГ38-154	38	1,54	-	30,0	2940
ЦНС38-176	38	1,76	-	30,0	2900
ЦНСГ38-176	38	1,76	-	30,0	2940
ЦНСГ60-165	60	1,65	-	55,0	2900
ЦНС60-198	60	1,98	-	55,0	2900
ЦНСГ60-198	60	1,98	-	55,0	2900
ЦНС60-264	60	2,64	-	75,0	2900
ЦНСГ60-264	60	2,64	-	75,0	2900
НКу-90	90	0,98	64,0	22,0	1455
НКу-140	140	0,49	65,0	40,0	1460
НКу-150	150	0,35	66	30	1455
НКу-250	250	0,32	66	40	1460
КС-10-55/2	10	0,55	-	5,5	2900
КС-10-110/4	10	1,1	-	10	2900
КС-20-110/4	20	1,1	-	17	2900
КС-30-150	30	1,5	-	22	2900
КС-50-110	50	1,1	-	30	1455
КС-80-155	80	1,55	-	55	2920
КСД-120-55/3	85-135	0,62-0,5	-	40	1485
КСД-140-140/3	80-140	1,5-1,4	-	100	1460