

**Методичні вказівки до виконання
лабораторних робіт з дисципліни
«Трубопровідні мережі в будівництві».
Частина 2
для студентів спеціальності 192 –
Будівництво та цивільна інженерія**

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

**Методичні вказівки до виконання
лабораторних робіт з дисципліни
«Трубопровідні мережі в будівництві».
Частина 2
для студентів спеціальності 192 –
Будівництво та цивільна інженерія**

Вінниця
ВНТУ
2017

Рекомендовано до друку Методичною радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 4 від 15.12.2016 р.).

Рецензенти:

А. С. Моргун, доктор технічних наук, професор

Г. С. Ратушняк, кандидат технічних наук, професор

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Трубопровідні мережі в будівництві». Частина 2 для студентів спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія / Уклад. К. В. Колесник. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 32 с.

Методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 192 – будівництво та цивільна інженерія.

У цих методичних вказівках для лабораторних робіт наводяться методика та приклади розрахунку основних елементів та компонентів системи гарячого водопостачання до вивчення дисципліни «Трубопровідні мережі в будівництві».

ЗМІСТ

1. Визначення розрахункових теплових потоків на потреби гарячого водопостачання.....	4
2. Підбір лічильника води.....	6
3. Визначення тепловтрат в подавальних трубопроводах систем гарячого водопостачання.....	8
4. Підбір водонагрівачів.....	12
5. Підбір насосів.....	14
6. Розрахунок і підбір баків-акумуляторів.....	22
7. Розрахунок водонагрівачів.....	25

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1

ТЕМА: Визначення розрахункових теплових потоків на потреби гарячого водопостачання

Виконати розрахунок теплових потоків на потреби гарячого водоспоживання.

Вихідні дані: аксонометрична схема системи гарячого водопостачання з рушникосушарками та ізольованими стояками.

Середньогодинний тепловий потік за добу найбільшого водоспоживання, Q_T^h кВт, визначається за формулою

$$Q_T^h = 1,16q_T^h(55 - t^c) + Q^{ht}. \quad (1.1)$$

Середньогодинний тепловий потік за середню добу, $Q_{T,m}^h$, кВт, визначається за формулою

$$Q_{T,m}^h = 1,16q_{T,m}^h(55 - t^c) + Q^{ht}. \quad (1.2)$$

Максимальний тепловий потік протягом години максимального теплового споживання Q_{hr}^h , кВт, визначається за формулою

$$Q_{hr}^h = 1,16q_{hr}^h(55 - t^c) + Q^{ht}, \quad (1.3)$$

де t^c – температура холодної води, °С, в мережі водопроводу; при відсутності даних її слід брати рівною 5 °С;

Q^{ht} – тепловтрати трубопроводами системи гарячого водопостачання, кВт.

При попередніх розрахунках величина Q^{ht} може бути визначена в частках K^t від середньогодинної витрати Q_T^h за формулою

$$Q^{ht} = K^t Q_T^h. \quad (1.4)$$

Для наближених розрахунків теплових втрат величина коефіцієнта залежно від типу системи ГВП і ступеня ізоляції стояків може бути взята із табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Значення K^t залежно від типу системи гарячого водопостачання (ГВП) і ступеня ізоляції стояків

Тип системи гарячого водопостачання	Значення K^t	
	За наявності зовнішніх розподільчих мереж ГВП від ЦТП	Без зовнішніх розподільчих мереж ГВП
Без рушникосушарок з ізованими стояками	0,15	0,1
З рушникосушарками і ізованими стояками	0,25	0,2
З рушникосушарками і неізованими стояками	0,35	0,3

За відсутності даних про кількість і характеристики водорозбірних приладів максимальний тепловий потік Q_{hr}^h для житлових районів допускається (для наближених розрахунків) визначати за формулою

$$Q_{hr}^h = K_q Q_r^h, \quad (1.5)$$

де K_q – коефіцієнт годинної нерівномірності водоспоживання, який визначають із табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Коефіцієнт годинної нерівномірності водоспоживання K_q

Чисельність жителів U	150	250	350	500	700	1 000	1 500	2 000
Коефіцієнт годинної нерівномірності K_q	5,15	4,5	4,1	3,75	3,5	3,27	3,09	2,97
Чисельність жителів U	2 500	3 000	4 000	5 000	6 000	7 500	10 000	20 000
Коефіцієнт годинної нерівномірності K_q	2,9	2,85	2,78	2,74	2,7	2,65	2,6	2,4

Примітка. Для систем гарячого водопостачання, що обслуговують одночасно житлові та громадські будівлі, коефіцієнт годинної нерівномірності слід брати за чисельністю жителів в житлових будинках U з коефіцієнтом 1,2.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2

ТЕМА: Підбір лічильника води

Підібрати лічильник для системи гарячого водопостачання житлового будинку.

Вихідні дані: аксонометрична схема системи гарячого водопостачання, розрахункові дані попередньої лабораторної роботи: витрати теплоносія, середньогодинний тепловий потік.

Для визначення діаметра умовного проходу лічильника обчислюється середньогодинна витрата води за добу, м³/год, яка не повинна перевищувати експлуатаційну. Наприклад, при нормі споживання гарячої води 120 л/добу для кількості жителів 3822 людини середньогодинна витрата води за добу визначається

$$q_T^h = \frac{q_{\text{сп}}^h U}{1000 T} = \frac{120 \cdot 3822}{1000 \cdot 24} = 23,4 \text{ м}^3/\text{год}, \quad (2.1)$$

де $q_{\text{сп}}^h$ – норма водоспоживання гарячої води, взята за табл. 2.1;

U – кількість жителів у мікрорайоні;

T – період роботи системи гарячого водопостачання на добу, беремо 24 год.

Таблиця 2.1 – Норми витрати води водоспоживачами

Водоспоживачі	Витрата води				
	q_o^h , л/с	$q_{\text{гр,сп}}^h$, л/год	$q_{o,\text{гр}}^h$, л/год	$q_{\text{сп}}^h$, л/добу	$q_{\text{сп,м}}^h$, л/добу
1	2	3	4	5	6
1. Житлові будинки обладнані умивальниками, мийками та душами	0,14	7,9	60	100	85
Те ж з сидячими ваннами	0,2	9,2	200	110	90
Те саме з ваннами довжиною 1 500-1 700 мм	0,2	10	200	120	105
2 Житлові будинки квартирного типу заввишки понад 12 поверхів та з підвищеними вимогами до їх благоустрою	0,2	10,9	200	130	115

За характеристиками виробників для даного прикладу береться лічильник з діаметром умовного проходу 80 мм, що має експлуатаційну витрату 36 м³/год. Визначаємо втрати тиску в лічильнику $H_{\text{ліч}}$, м, при пропуску розрахункової секундної витрати q^h :

$$H_{\text{ліч}} = S(q^h)^2 = 0,00264(14,45)^2 = 0,55 \text{ м.}$$

Розрахункові втрати напору не перевищують максимально допустимих – для турбінних лічильників 2,5 м. Приймається даний лічильник до встановлення.

Характеристики лічильників наведено в паспорті виробника. Наприклад, для лічильників гарячої та холодної води ТП-М характеристики наведено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Характеристики лічильників ТП-М

Характеристики лічильників			ТП-М					
Номінальний діаметр	DN	мм	20	25	25	32	40	50
Номінальна витрата	Q_n	м ³ /Год	2,5	3,5	6,0	6,0	10,0	15,0
Максимальна витрата	Q_{max}	м ³ /Год	5,0	7,0	12,0	12,0	20,0	30,0
Перехідна витрата	Q_t	м ³ /Год	0,25	0,35	0,60	0,60	1,0	1,0
Мінімальна витрата	Q_{min}	м ³ /Год	0,10	0,14	0,24	0,24	0,40	0,60
Перепад тиску при Q_n	ΔP	кПа	28	20	23	20	25	20
Довжина без штуцерів	L	мм	190	260	260	260	300	270
Довжина зі штуцерами	L_1	мм	288	378	378	378	438	-
Ширина	B	мм	96	102	102	102	137	160
Висота	H	мм	135	140	140	140	155	180
	h	мм	40	45	45	45	50	83
Різьба приєднання	g	-	G ³ / ₄	G1	G1	G1 ¹ / ₄	G1 ¹ / ₂	-
	AG	-	G1	G1 ¹ / ₄	G1 ¹ / ₄	G1 ¹ / ₂	G2	-
Маса без штуцерів	-	кг	1,9	2,9	2,9	3,3	5,1	12,5
Маса зі штуцерами	-	кг	2,3	3,5	3,5	4,0	6,3	-

Відповідно до паспорта лічильники повинні встановлюватись в трубопровод без натягу, тиску і перекосів. Підвідна і відвідна ділянки трубопроводу повинні бути відповідним чином закріплені. Після монтажу не повинно мати місце протікання води в місцях сполучень лічильників з трубопроводом. Заповнення трубопроводу водою після монтажу лічильників необхідно робити повільно, щоб не наражати лічильники на великі швидкості повітря, що протікає по трубопроводу під час його заповнення.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3

ТЕМА: Визначення тепловтрат в подавальних трубопроводах систем гарячого водопостачання

Вихідні дані: аксонометрична схема системи гарячого водопостачання, розрахункові дані попередньої лабораторної роботи: витрати теплоносія, середньогодинний тепловий потік.

Циркуляційну витрату гарячої води в системі, л/с, слід визначати за формулою

$$q^{\text{cir}} = \beta \frac{\sum Q^{\text{ht}}}{4,2\Delta t}, \quad (3.1)$$

де $\sum Q^{\text{ht}}$ – сумарні тепловтрати подавальних трубопроводів системи ГВП, кВт;

Δt – різниця температур в подавальних трубопроводах системи від водопідігрівача до найбільш віддаленої водорозбірної точки, °С;

β – коефіцієнт розрегулювання циркуляції.

Тепловтрати ділянки трубопроводу Q^{ht} слід визначати за формулою

$$Q^{\text{ht}} = ql, \quad (3.2)$$

де q – тепловтрати на 1 м трубопроводу, Вт/м;

l – довжина ділянки трубопроводу, м.

Довжина водорозбірного поверхового стояка повинна враховувати довжину рушникосушарки. Допускається при розрахунку тепловтрат ділянок водорозбірних стояків тепловтрати кожної рушникосушарки брати рівними 100–150 Вт, але при цьому її довжина повинна бути виключена з довжини поверхового стояка. Значення q залежно від умов прокладання наведено в характеристиках виробників. Приклад розрахунку тепловтрат і циркуляційних витрат наведено далі.

Приклад розрахунку тепловтрат для системи ГВС практичної роботи

Для прикладу беремо аксонометричну схему системи гарячого водопостачання 5-поверхової двосекційної житлової будівлі (рис. 3.1).

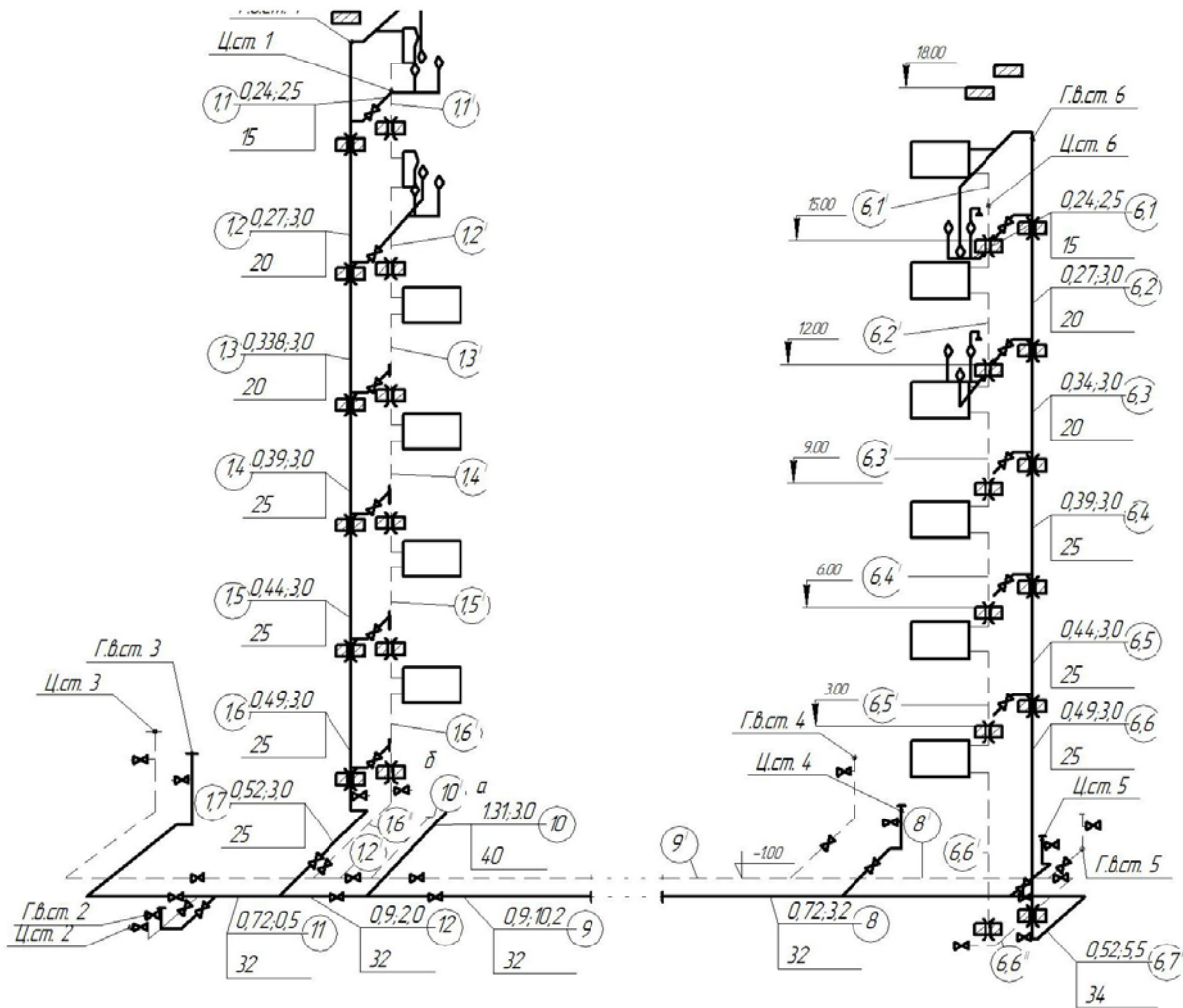


Рисунок 3.1 – Аксонометрична схема системи гарячого водопостачання 5-поверхової двосекційної житлової будівлі

У цьому прикладі трубопроводи системи гарячого водопостачання (крім рушникосушарок і квартирних розводок) взято теплоізованими. Різниця температур гарячої води в подавальних трубопроводах системи від водопідігрівачів ЦТП до найбільш віддаленої водорозбірної точки Δt дорівнює 10.

При визначенні тепловтрат водорозбірного стояка слід враховувати тепловтрати верхньої частини перемички яка примикає до стояка

(ділянка 11). Тепловтрати рушникосушарок взято 150 Вт. При цьому їх довжина з довжини поверхового стояка віднімається.

У даному прикладі сумарні тепловтрати нерозрахованих водорозбірних стояків взято рівними тепловтратам розрахункового стояка 1 і становлять 1727 Вт на кожному.

Права розрахункова гілка є симетричною відносно розрахункової гілки. Згідно з цією умовою тепловтрати правої гілки взято рівними тепловтратам лівої розрахункової гілки і вони становлять 7362 Вт. Для несиметричних нерозрахованих гілок їх тепловтрати $\Sigma Q_{н.г}^{ht}$ можуть бути наближено визначені за формулою

$$\Sigma Q_{н.г}^{ht} = \Sigma Q_{п.г}^{ht} \frac{n_{н.г}}{n_{п.г}}, \quad (3.3)$$

де $\Sigma Q_{п.г}^{ht}$ – сумарні тепловтрати розрахункової гілки, Вт;

$n_{п.г}$ – кількість водорозбірних стояків на розрахунковій гілці, шт;

$n_{н.г}$ – кількість водорозбірних стояків на нерозрахунковій гілці, шт.

Тепловтрати подавальних трубопроводів інших будівель взято рівними тепловтратам подавальних трубопроводів будівлі № 3 і вони становлять для кожних двох секцій будівель 15381 Вт. Сумарні тепловтрати подавальними трубопроводами системи гарячого водопостачання мікрорайону становлять 205 635 Вт \approx 206 кВт.

Після визначення тепловтрат беремося до розрахунку циркуляційних витрат. Загальна циркуляційна витрата системи на ділянці 20 від ЦТП становитиме

$$q_{cir}^{20} = \beta \frac{\Sigma Q_{20}^{ht}}{4,2 \Delta t} = 1,0 \frac{206}{4,2 \cdot 10} = 4,9 \text{ л/с.}$$

На інших ділянках розрахункової гілки циркуляційні витрати визначаються пропорційно тепловтратам.

На ділянці 19:

$$q_{cir}^{19} = q_{cir}^{20} \frac{\Sigma Q_{19}^{ht}}{\Sigma Q_{20}^{ht} - Q_{20}^{ht}} = 4,9 \frac{66,9}{206 - 0,223} = 1,6 \text{ л/с.}$$

На ділянці 18:

$$q_{cir}^{18} = q_{cir}^{19} \frac{\Sigma Q_{18}^{ht}}{\Sigma Q_{19}^{ht} - Q_{19}^{ht}} = 1,6 \frac{48,8}{66,9 - 2,84} = 1,21 \text{ л/с.}$$

Аналогічно визначаються циркуляційні витрати на інших ділянках. Слід враховувати, що розрахунок циркуляційних витрат виконується за умови відсутності водорозбору. Тому циркуляційна витрата на всіх ділянках водорозбірного стояка однакова (в даному прикладі 0,05 л/с). Розрахунок тепловтрат і циркуляційних витрат зведено в табл. 3.1. Величини циркуляційних витрат повинні бути вказані на відповідних ділянках розрахункової схеми. Після визначення циркуляційних витрат необхідно згідно з формулою (3.1) визначити розрахункові витрати гарячої води $q^{h,cir}$ на початкових ділянках системи до першого водорозбірного стояка (ділянки 20, 19, 18, 17, 16). Для зазначених ділянок залежно від співвідношення витрат q^h / q^{cir} визначаємо величину коефіцієнта K_{cir} . Для всіх зазначених ділянок величина відношення $q^h / q^{cir} > 2,1$, відповідно для них $K_{cir} = 0$. Тому на зазначених ділянках циркуляційні витрати q^{cir} при виконанні гідравлічного розрахунку подавального трубопроводу не враховуються. На підставі цього виконаний раніше попередній гідравлічний розрахунок подавальної мережі посекудних витрат q^h (табл. 1) вважаємо остаточний.

Таблиця 3.1 – Розрахунок теплових втрат і циркуляційних витрат

№ ділянки	Довжина l , м	Діаметр d , мм	Втрати теплоти, Вт			Циркуляційні витрати q^{cir} , л/с	K_{cir}
			Питомі q	На ділянці Q^{ht}	Сумарні ΣQ^{ht}		
1	2	3	4	5	6	7	8
12	1,0	20	11,6	12	12	0,05	0
12'	5,0	20	12,6	188	199	0,05	0
4	3,0	20	12,6	188	387	0,05	0
5, 6, 7	9,0	25	12,6	563	951	0,05	0
8, 9, 10, 11	12,0	32	15,7	751	1 702	0,05	0
12	1,6	32	15,7	25	1 727	0,05	0
Стояк 2					1 727		
13	16,5	40	19,3	318	3 772	0,11	0
Стояк 3					1 727		
14	0,8	40	19,3	15	5 515	0,16	0
Стояк 4					1 727		
15	5,5	50	21,9	120	7 362	0,21	0
Прав. гілка					7 362		
16	30,0	50	21,9	657	15 381	0,41	0

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4

ТЕМА: Підбір водонагрівачів

Вихідні дані: аксонометрична схема системи гарячого водопостачання, розрахункові дані попередньої лабораторної роботи: витрати теплоносія, середньогодинний тепловий потік.

У теплових пунктах для нагрівання водопровідної води слід брати водянні горизонтальні секційні кожухотрубні або пластинчасті водопідігрівачі. Як кожухотрубні секційні водопідігрівачі рекомендується, за держстандартами, застосовувати водо-водяні підігрівачі, що складаються з секцій кожухотрубного типу з блоком опорних перегородок для теплоносія тиском до 1,6 МПа і температурою до 150 °С. Як пластинчасті рекомендується застосовувати водопідігрівачі за держстандартами, а також водопідігрівачі закордонних виробників: Альфа-Лаваль, СВЕП, AVP, Цететерм та ін. Для систем гарячого водопостачання допускається застосовувати ємнісні водопідігрівачі з одночасним використанням їх як баків-акумуляторів гарячої води.

Для водо-водяних підігрівачів слід вибирати протитокову схему потоків теплоносія. У кожухотрубних водопідігрівачів систем гарячого водопостачання гаряча (мережева) вода повинна надходити в міжтрубний простір, а та, що нагрівається, (водопровідна) вода – в трубки.

У пластинчастих теплообмінниках вода, що нагрівається, повинна проходити вздовж першої і останньої пластин. Для систем гарячого водопостачання горизонтальні секційні кожухотрубні водопідігрівачі виготовляють із латунними трубками. Для пластинчастих теплообмінників повинні застосовуватися пластини з нержавіючої сталі.

Схема приєднання водопідігрівачів гарячого водопостачання вибирається залежно від співвідношення максимального потоку теплоти на гаряче водопостачання Q_{hr}^h і максимального потоку теплоти на опалення $Q_{o,max}$:

при значеннях $Q_{hr}^h / Q_{o,max} \geq 1,0$ – одноступенева паралельна схема;

при значеннях $0,4 < Q_{hr}^h / Q_{o,max} < 1,0$ – двоступенева змішана або послідовна схеми;

при значеннях $Q_{hr}^h / Q_{o,max} \leq 0,4$ – одноступенева попередньо включена схема.

Розрахунковий тепловий потік на потреби опалення мікрорайону (кварталу) $Q_{o,max}$ визначається за такою формулою:

$$Q_{o,max} = q_o A, \quad (4.1)$$

де A – загальна площа житлових будівель мікрорайону, м²;

q_o – укрупнений показник максимальної годинної витрати теплоти на опалення житлових будівель, Вт / м² загальної площі, який потрібно вибирати за нормативними документами.

Розрахунок поверхні нагрівання водо-водяних підігрівачів для систем гарячого водопостачання проводиться при температурі води в подавальному трубопроводі теплової мережі, відповідній точці зламу графіка температури води або при мінімальній температурі води, якщо відсутній злам графіка температур. Встановлення водопідігрівачів гарячого водопостачання в ЦТП передбачається в два паралельно включених потоки. При цьому водопідігрівачі кожного потоку повинні забезпечити 50 % необхідного розрахункового теплового потоку на гаряче водопостачання.

Технічні характеристики водопідігрівачів та елементи їх конструкцій для систем гарячого водопостачання наведені в технічних характеристиках водопідігрівачів, а також в каталогах фірм-виробників.

Конструкція теплообмінника повинна задовольняти ряд вимог, що залежать від конкретних умов протікання процесу теплообміну (теплове навантаження апарата, температура й тиск, при яких здійснюється процес, агрегатний стан і фізико-хімічні властивості теплоносіїв, їхня хімічна агресивність, умови тепловіддачі можливість забруднення робочих поверхонь апарата й ін.). При виборі теплообмінника необхідно враховувати також простоту пристрою й компактність апарата, витрати металу на одиницю переданого тепла й інші техніко-економічні показники. Звичайно жодна з конструкцій не задовольняє повністю всі вимоги і доводиться обмежуватися вибором найбільш відповідної конструкції. В однокотлових теплообмінниках сумарний поперечний переріз труб відносно великий, що дозволяє одержувати досить високі швидкості в трубах тільки при більших об'ємних витратах середовища, що рухається в них. Тому такі апарати раціонально використовувати, коли швидкість процесу визначається величиною коефіцієнта тепловіддачі в міжтрубному просторі, а також у процесі випарювання рідини.

Основними перевагами пластинчастих теплообмінників є компактність і висока інтенсивність теплообміну. Разом з тим їх застосування обмежене невеликими різницями тисків і температур обох теплоносіїв. Сфера застосування пластинчастих теплообмінників – процеси теплообміну між рідинами. Важливим фактором, що впливає на вибір типу теплообмінника, є вартість його виготовлення, а також експлуатаційні витрати, що складаються з вартості амортизації апарата й вартості енергії, затрачуваної на подолання гідравлічних опорів. Теплообмінні апарати всіх типів повинні працювати при оптимальному тепловому режимі, що відповідає поєднанню заданої продуктивності й інших показників, обумовлених технологічними умовами, з мінімальною витратою теплоти.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 5

ТЕМА: Підбір насосів

Вихідні дані: аксонометрична схема системи гарячого водопостачання, розрахункові дані попередньої лабораторної роботи: витрати теплоносія, середньогодинний тепловий потік.

При постійній або періодичній недостатці напору, а також при необхідності підтримання примусової циркуляції, в централізованих системах гарячого водопостачання необхідно передбачати влаштування насосних установок.

У ЦТП для систем гарячого водопостачання можуть бути встановлені такі групи насосів: підвищувальний (основний і резервний), циркуляційні або циркуляційно-підвищувальні (основний і резервний). Призначення насосів:

підвищувальних – забезпечити розрахунковий тиск гарячої води, що надходить до споживачів при недостатньому тиску в міському водопроводі на ввіді в ЦТП;

циркуляційних – забезпечити постійну циркуляцію води в системі гарячого водопостачання, щоб запобігти її охолодження за відсутності водорозбору і, відповідно, дармовий злив охолонувшої води. На рис. 5.1 зображено графік напорів і схема закритої системи ГВП з підсилювальними і циркуляційними насосами.

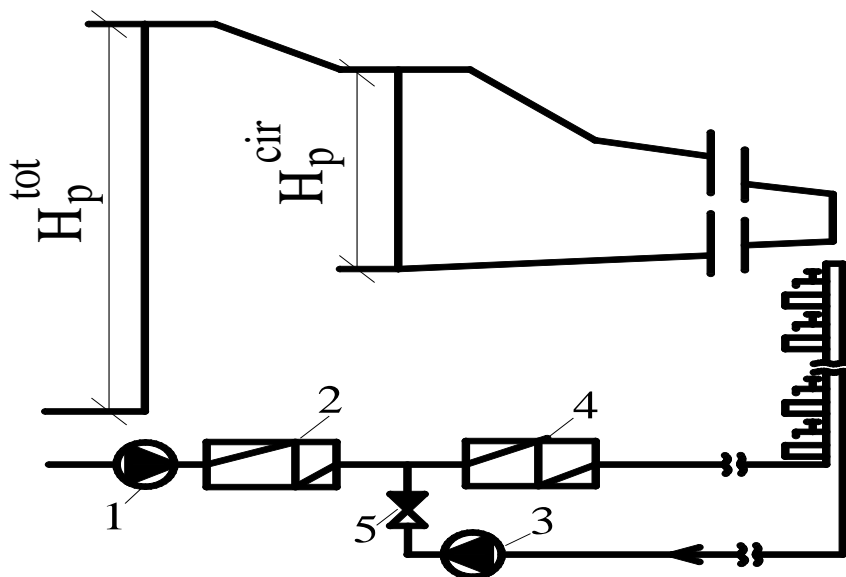


Рисунок 5.1 – Графік напорів і схема закритої системи ГВС з підсилювальними і циркуляційними насосами:

- 1 – господарський підвищувальний насос; 2 – водопідігрівач I ступеня;
- 3 – циркуляційний насос; 4 – водопідігрівач II ступеня;
- 5 – зворотний клапан; H_p^{tot} – напір підвищувального насоса;

H_p^{cir} – напір циркуляційного насоса

При достатньому тиску в міському водопроводі необхідність у підвищувальних насосах відпадає.

Циркуляційні насоси при недостатньому тиску в міському водопроводі можуть бути встановлені за циркуляційно-підвищувальною схемою (на подавальному трубопроводі між першим і другим ступенями водопідігрівача), що, крім забезпечення циркуляції, дозволяє збільшити також тиск в системі гарячого водопостачання при водорозборі, знизити потужність підвищувальних насосів, а отже, і сумарну витрату електроенергії на перекачування води. Така схема установа циркуляційних насосів називається циркуляційно-підвищувальною (рис. 5.2).

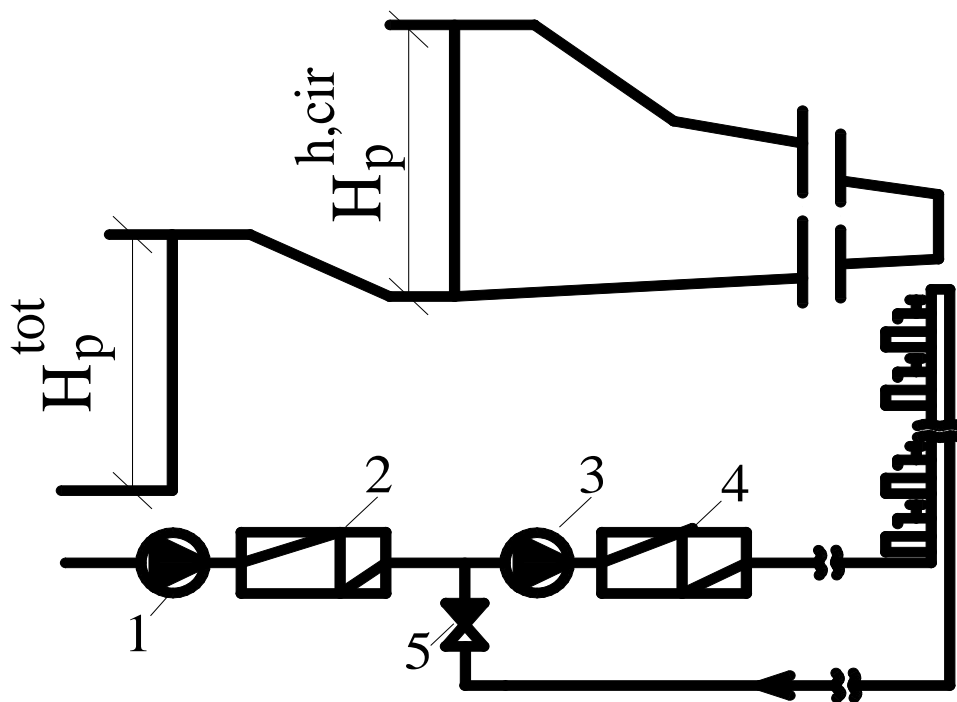


Рисунок 5.2 – Графік напорів та схема закритої системи ГВС з підвищувальним і циркуляційно-підвищувальним насосами:

- 1 – господарський підвищувальний насос; 2 – водопідігрівач I ступеня;
 3 – циркуляційно-підвищувальний насос; 4 – водопідігрівач II ступеня;
 5 – зворотний клапан; H_p^{tot} – напір підвищувального насоса;

$H_p^{h,cir}$ – напір циркуляційно-підвищувального насоса

Напір циркуляційно-підвищувального насоса повинен дорівнювати перепаду тисків між подавальним і циркуляційним трубопроводами мережі, необхідному для створення потрібної циркуляції в ній; містить в собі втрати тиску в подавальній та циркуляційній частинах системи. При зменшенні водорозбору зменшуються втрати тиску в подавальній частині системи, але значно збільшуються в циркуляційній частині, тому при такому встановленні насоса його напір ближчий до необхідного напору протягом усього робочого часу. При цьому можливо підбором трубопроводів подавальної

і циркуляційної частин системи привести зміну фактичного напору насоса у відповідність з необхідним. Появу надлишкового напору в циркуляційному режимі можна використовувати для зменшення металоємності системи.

Таким чином, застосування циркуляційно-підвищувальних насосів дозволяє не тільки спростити експлуатацію і зменшити вартість обладнання, а й значно скоротити витрату електроенергії. Важливо не тільки забезпечити можливість підтримання різних тисків в системах холодного і гарячого водопостачання, але й скоротити витрату електроенергії загальною підсилювальною установкою (господарськими насосами), зменшити тривалість її роботи, підвищити надійність резервування. При цьому мається на увазі як заміна насоса, що вийшов з ладу, так і забезпечення нормальної роботи при зниженні тиску в міському водопроводі нижче передбаченого.

Попередній підбір марки циркуляційно-підвищувального насоса залежно від кількості квартир можна виконати за табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Насоси ГВС, що застосовуються при циркуляційно-підвищувальній схемі

Число квартир	Марка насоса	Подача, м ³ /год	Напір, м	Потужність електродвигуна, кВт
До 500	2К-20/30	10-20-30	28-25-20	2,8
501–1000	3К-45/30	25-35-45	24-22-19	4,5
1001–1900	4К-90/20	50-70-90	20-18-14	7,0
1901–2600	4К-90/30	60-80-100	25-22-19	7,0
2601–3200	6К-160/20	110-160-200	22-20-17	14,0

У деяких випадках можлива відмова від встановлення підвищувального насоса за умови, якщо циркуляційно-підвищувальний насос зможе забезпечити необхідні параметри як в режимі водорозбору, так і в режимі циркуляції з досить високим ККД.

В даний час найбільш поширеним є паралельне встановлення насосів. При цьому допускаються такі рішення:

1) всі насоси мають однакові параметри за витратою і напором, подача кожного насоса при цьому може дорівнювати розрахунковій витраті води в обслуговуваних системах або частині цієї витрати (залежно від числа одночасно працюючих насосів);

2) окремі паралельно встановлені насоси або групи насосів створюють різні напори; недоліком такого рішення є неможливість спільної роботи всіх насосів, оскільки група насосів, що створює малий напір, працює вхолосту.

Економічність роботи спільної підвищувальної установки досягається при зміні в широкому діапазоні напору, що створюється установкою.

У підвищувальних установках більш економічним є послідовне розташування насосів, оскільки, варіюючи числом працюючих насосів, можна в широких межах змінювати загальний напір установки.

При послідовному розміщенні насосів резерв по напору забезпечується резервним насосом, включеним замість робочого насоса, що вийшов з ладу. Перевагою послідовного встановлення є можливість використання низьконапірних насосів, що створюють менший шум і мають значно більший моторесурс. Крім того, ця схема (рис. 5.2) дозволяє задавати будь-яку послідовність включення і відключення насосів. При даній схемі з'єднання будь-яка пара насосів може бути робочою і будь-який насос резервним. Найкращою для експлуатації є періодична (не рідше одного разу на тиждень) зміна функцій, виконуваних насосами. Наприклад, резервним насосом можуть бути всі насосні агрегати по черзі, при цьому будуть змінюватися і насоси, що виконують функції I ступеня підйому. Такий порядок забезпечить рівномірне завантаження насосного обладнання та своєчасне профілактичне його обслуговування.

Поява на вітчизняному ринку насосів зарубіжних фірм (WILO, DANFOSS та інших) з можливістю ступеневого та частотного регулювання числа їх обертів і, відповідно, подачі й напору, застосування схем автоматизації насосів істотно полегшують вирішення завдання щодо забезпечення економічних режимів роботи насосних установок.

Попередньо, для визначення схеми встановлення циркуляційного насоса, необхідно порівняти величину гарантованого напору міського водопроводу на ввіді в ЦТП H_g з величиною необхідного напору $H_{\text{необх}}$ в режимі максимального водорозбору при пропуску розрахункової витрати гарячої води $q^{\text{h,cir}}$.

Необхідний напір в точці приєднання системи гарячого водопостачання до трубопроводу, по якому подається холодна вода $H_{\text{необх}}$, м, потрібно визначати за формулою

$$H_{\text{необх}} = H_{\text{геом}} + \sum H_{\text{l,tot}} + H_f + H_{\text{ліч}} + H_n, \quad (5.1)$$

де $H_{\text{геом}}$ – геометрична висота подачі води до рівня введення водопроводу в ЦТП (від підлоги ЦТП до найбільш високо розміщеного санітарного приладу), м;

$\sum H_{\text{l,tot}}$ – сума втрат напору в трубопроводах головної гілки системи від ЦТП до найбільш віддаленої точки трубопроводу, м;

H_f – вільний напір, м, у віддаленого водорозбірного приладу;

$H_{\text{ліч}}$ – втрати напору в лічильнику холодної води, м;

H_n – втрати напору для води, що нагрівається в водопідігрівачах ЦТП, м.

Втрати напору для води, що нагрівається в секційних кожухотрубних водопідігрівачах, H_n , м, визначаються за формулами:

а) при довжині секції 4 м

$$H_n = 0,75\varphi W_n^2 N; \quad (5.2)$$

б) при довжині секції 2 м

$$H_n = 0,5\varphi W_n^2 N, \quad (5.3)$$

Де φ – коефіцієнт, який враховує утворення накипу, що вибирається за дослідними даними;

W_n – швидкість руху води в трубах водопідігрівача при пропуску максимальної секундної витрати $q^{h,cir}$, м/с;

N – число секцій водопідігрівача, шт.

Втрати напору для води, що нагріваються, в пластинчастих водопідігрівачах визначаються за формулою

$$H_n = 0,1\varphi B(33 - 0,08t_{cp}^n) W_n^{0,75} X, \quad (5.4)$$

де φ – коефіцієнт, що враховує утворення накипу;

B – коефіцієнт, який залежить від типу пластини;

W_n – швидкість води, що нагрівається при проходженні максимальної секундної витрати $q^{h,cir}$, м/с;

t_{cp}^n – середня температура води, що нагрівається в водопідігрівачі; °С;

X – кількість ходів, що нагрівається.

Напір підвищувального насоса H_p , м, визначається за формулою

$$H_p = H_{необх} - H_g. \quad (5.5)$$

Подача підвищувального насоса, G_p , м³/год, визначається за формулою

$$G_p = 3,6 q^{h,cir}. \quad (5.6)$$

У разі, якщо гарантований напір міського водопроводу на вводі в ЦТП зможе компенсувати всі втрати напору в системі гарячого водопостачання (виконується умова $H_g > H_{необх}$), необхідно передбачити установа тільки циркуляційного насоса за циркуляційною схемою.

При встановленні циркуляційного насоса за циркуляційною схемою його подача повинна дорівнювати сумарній циркуляційній витраті гарячої води в системі q^{cir} . Напір циркуляційного насоса H_{cir} слід визначати за такою формулою:

$$H_{\text{cir}} = H_{\text{п}}^{\text{cir}} \left(\frac{q^{\text{cir}} + xq^{\text{h}}}{q^{\text{cir}}} \right)^2 + H_{\text{п в-ль}}^{\text{cir,x}} + H_{\text{ц}}^{\text{cir}}, \quad (5.7)$$

де $H_{\text{п}}^{\text{cir}}$ і $H_{\text{ц}}^{\text{cir}}$ – втрати напору відповідно по подавальних і циркуляційних трубопроводах найдовшого кільця системи гарячого водопостачання при пропусканні циркуляційної витрати q^{cir} , м;

x – частка максимального водорозбору;

$H_{\text{п в-ль}}^{\text{cir,x}}$ – втрати напору в водопідігрівачах другого ступеня при пропусканні суми витрат $q^{\text{cir}} + xq^{\text{h}}$ для одного потоку, м.

За недостатнього напору міського водопроводу при проходженні максимальної секундної витрати $q^{\text{h,cir}}$ (виконується умова $H_{\text{г}} < H_{\text{необх}}$) потрібно передбачати установаження циркуляційно-підвищувального насоса за циркуляційно-підвищувальною схемою. Подача циркуляційно-підвищувального насоса $G_{\text{р,cir}}$ повинна дорівнювати максимальній секундній витраті води $q^{\text{h,cir}}$.

Напір циркуляційно-підвищувального насоса $H_{\text{р,cir}}$ потрібно визначати також за формулою (5.7). Якщо напір прийнятого циркуляційно-підвищувального насоса не компенсує недолік напору в системі гарячого водопостачання при водо розборі $H_{\text{необх}} - H_{\text{г}}$, необхідно передбачити установаження додаткового підвищувального насоса на трубопроводі холодної води перед водопідігрівачами першого ступеня. Напір додаткового підвищувального насоса, $H_{\text{р}}$, м, в даному випадку потрібно визначати за формулою

$$H_{\text{р}} = H_{\text{необх}} - H_{\text{г}} - H_{\text{р,cir}}, \quad (5.8)$$

де $H_{\text{р,cir}}$ – напір циркуляційно-підвищувального насоса, м.

Подача додаткового підвищувального (господарського) насоса повинна дорівнювати розрахунковій витраті гарячої води в системі без урахування циркуляційної витрати.

У ЦТП слід передбачати автоматизацію насосного обладнання. В технічних характеристиках виробників наведено основні дані щодо насосів, які рекомендовано для використання в квартальних системах гарячого водопостачання. Технічні характеристики насосів іноземного виробництва та засобів їх автоматизації наведено в каталогах відповідних фірм-виробників.

Приклад підбору насоса для системи ГВС лабораторної роботи № 5

Для визначення призначення насосів попередньо знаходиться необхідний напір міського водопроводу на ввіді в ЦТП в режимі максимального водорозбору при пропусканні розрахункової секундної витрати

$$\begin{aligned} H_{\text{необх}} &= H_{\text{геом}} + \sum H_{1,\text{tot}} + H_{\text{ліч}} + H_{\text{в-ль}} + H_{\text{р}} = \\ &= 25 + 26,3 + 0,47 + 15,06 + 3 = 69,85 \text{ м.} \end{aligned}$$

У даному прикладі $H_{\text{геом}}$ взяли 25 м. Необхідний напір $H_{\text{треб}}$ перевищує величину гарантованого напору водопроводу $H_{\text{г}}$:

$$H_{\text{необх}} - H_{\text{г}} = 69,85 - 50 = 19,85 \text{ м.}$$

Згідно з цією умовою слід встановлювати циркуляційно-підвищувальний насос.

Подача циркуляційно-підвищувального насоса в режимі максимального водорозбору для одного потоку повинна бути не меншою половини розрахункової секундної витрати води в системі

$$G_{\text{р,cir}} = 0,5 q^{\text{h,cir}} = 0,5 \cdot 14,46 = 7,23 \text{ л/с (26 м}^3\text{/год).}$$

Напір насоса повинен компенсувати недостачу напору $H_{\text{необх}} - H_{\text{г}} = 19,85$ м. У режимі циркуляції подача циркуляційно-підвищувального насоса для одного потоку повинна бути не меншою величини, яка визначається для одного потоку, і дорівнює сумі циркуляційної витрати і часткового водорозбору

$$G_{\text{р,cir}} = q^{\text{cir}} + x q^{\text{h}} = 2,45 + 0,5 \cdot 7,23 = 6,1 \text{ л/с (21,8 м}^3\text{/год).}$$

Напір циркуляційно-підвищувального насоса в режимі циркуляції визначається

$$H_{\text{р,cir}} = H_{\text{п}}^{\text{cir}} \left(\frac{q^{\text{cir}} + x q^{\text{h}}}{q^{\text{cir}}} \right)^2 + H_{\text{Пв-ль}}^{\text{cir,x}} + H_{\text{ц}}^{\text{cir}},$$

де $H_{\text{п}}^{\text{cir}}$ – втрати напору в подавальному трубопроводі, при пропусканні суми циркуляційної витрати і часткового водорозбору;

$H_{\text{ц}}^{\text{cir}}$ – втрати напору в циркуляційному трубопроводі при пропусканні циркуляційної витрати;

$H_{\text{ПВ-ль}}^{\text{cir,x}}$ – втрати напору в другому ступені водопідігрівача при пропусканні суми циркуляційної витрати і часткового водорозбору для одного потоку.

Для розрахунку $H_{\text{ПВ-ль}}^{\text{cir,x}}$ визначається швидкість води, що нагрівається:

$$W_{\text{H}} = \frac{q^{\text{cir}} + xq_{\text{h}}}{m_2 f 1000} = \frac{2,45 + 0,5 \cdot 7,23}{6 \cdot 0,00285 \cdot 1000} = 0,36 \text{ м/с.}$$

Втрати тиску (напору) у другому ступені водопідігрівача при такій швидкості визначаються

$$\Delta P_2 = 1,5 \cdot 3(33 - 0,08 \cdot 47,5)0,36^{1,75} \cdot 2 = 44 \text{ кПа } (H_{\text{ПВ-ль}}^{\text{cir,x}} = 4,4 \text{ м}).$$

Напір циркуляційно-підвищувального насоса становить

$$H_{\text{p,cir}} = 0,745 \left(\frac{4,9 + 0,5 \cdot 14,46}{4,9} \right)^2 + 4,4 + 10,314 = 19,3 \text{ м.}$$

Циркуляційно-підвищувальний насос повинен забезпечувати необхідний напір і подачу як в режимі водорозбору, так і в режимі циркуляції. Тому напір насоса повинен бути не меншим 19,85 м, а подача – не меншою 26 м³/год.

За технічними характеристиками фірм-виробників вибирається насос 2К-20/30, що має напір 20 м, подачу 30 м³/год, потужність двигуна 2,8 кВт, діаметр робочого колеса 148 мм, число обертів робочого колеса 2900 об/хв. Аналогічний робочий насос встановлюється і для другого потоку. Необхідно також передбачити установавання додаткового резервного насоса на випадок виходу з ладу одного з робочих насосів. Встановлений насос забезпечує необхідні параметри як для режиму циркуляції, так і для режиму максимального водорозбору. У цьому випадку встановлення додаткового підвищувального насоса не потрібно.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6

ТЕМА: Розрахунок і підбір баків-акумуляторів

Вихідні дані: аксонометрична схема системи гарячого водопостачання, розрахункові дані попередньої лабораторної роботи: витрати теплоносія, середньогодинний тепловий потік.

Наявність акумуляційної ємності дозволяє вирівнювати нерівномірність споживання гарячої води, а також зменшувати поверхню нагріву водопідігрівачів. Баки-акумулятори, встановлювані в ЦТП житлових районів, повинні розраховуватися на вирівнювання добового графіка витрат води за добу найбільшого водоспоживання. При цьому місткість баків-акумуляторів рекомендується вибирати, виходячи з умов розрахунку продуктивності водопідігрівачів за середньогодинним споживанням теплоти на гаряче водопостачання Q_T^h .

Регульовальний об'єм ємності бака-акумулятора при потужності водонагрівача, який не забезпечує максимального годинного споживання теплоти, визначається за формулою

$$W = \frac{\varphi T Q_T^h}{1,16(55 - t^c)}, \quad (6.1)$$

де φ – відносна величина регульовального об'єму;

T – розрахунковий період роботи системи ГВП протягом доби, год.

При рівномірній і безперервній роботі водонагрівача протягом доби величина φ може бути визначена за формулою

$$\varphi = 1 - K_{hr}^{ht.sp} + (K_{hr}^{ht} - 1) \left(\frac{K_{hr}^{ht.sp}}{K_{hr}^{ht}} \right)^{\frac{K_{hr}^{ht}}{K_{hr}^{ht} - 1}} + \left(\frac{K_{hr}^{ht.sp} - 1}{K_{hr}^{ht.sp}} \right)^{K_{hr}^{ht}}. \quad (6.2)$$

Коефіцієнт нерівномірності теплоспоживання K_{hr}^{ht} в період (доба, зміна) максимального споживання гарячої води потрібно обчислювати за формулою

$$K_{hr}^{ht} = \frac{Q_{hr}^h}{Q_T^h}. \quad (6.3)$$

Коефіцієнт нерівномірності подачі теплоти для потреб гарячого водопостачання $K_{hr}^{ht.sp}$ в період (доба, зміна) максимального споживання гарячої води слід обчислювати за формулою

$$K_{hr}^{ht.sp} = \frac{Q^{sp}}{Q_T^h}, \quad (6.4)$$

де Q^{sp} – розрахункова потужність водонагрівача, кВт.

При потужності водонагрівача Q^{sp} , відповідної середньогодинному споживанню теплоти Q_T^h ($K_{hr}^{ht.sp} = 1$), формула (6.2) набуває вигляду

$$\varphi = (K_{hr}^{ht} - 1) \left(\frac{1}{K_{hr}^{ht}} \right)^{\frac{K_{hr}^{ht}}{K_{hr}^{ht} - 1}}. \quad (6.5)$$

Ємність бака-акумулятора може бути також визначена графічно, на підставі інтегральних графіків подачі та споживання теплоти в системі ГВП. Нерівномірність споживання теплоти протягом доби може бути визначена за табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Споживання теплоти на гаряче водопостачання по годинах доби, % від Q_T^h

Години доби	0–1	1–6	6–7	7–9	9–12	12–16	16–17
Споживання теплоти, % от Q_T^h	50	10	60	90	180	80	120
Години доби	17–18	18–19	19–20	20–21	21–22	22–23	23–24
Споживання теплоти, % от Q_T^h	120	160	240	200	140	120	80

Ємність бака-акумулятора V_A , м³, при змінному об'ємі води в ньому і постійній її температурі, визначається за формулою

$$V_A = \frac{3,6 A_{\max}}{(55 - t^c) 4,2}, \quad (6.6)$$

де A_{\max} – максимальна різниця ординат інтегральних графіків подачі та споживання теплоти, кВт;

t^c – температура холодної водопровідної води, °С.

Кількість баків-акумуляторів в системах ГВС вибирається не меншою двох, по 50 % робочого об'єму кожен.

Приклад розрахунку бака-акумулятора для системи ГВС лабораторної роботи № 6

Виконати розрахунок ємності бака-акумулятора для системи гарячого водопостачання житлового мікрорайону за умови безперервної і рівномірної протягом доби продуктивності водонагрівачів Q^{sp} , що дорівнює середньогодинній за добу найбільшого водоспоживання витраті теплоти на гаряче водопостачання Q_T^h .

Вихідні дані

1. Середньогодинна за добу найбільшого водоспоживання витрата теплоти на гаряче водопостачання $Q_T^h = 1563$ кВт;
2. Розрахунковий максимальний тепловий потік на гаряче водопостачання $Q_{hr}^h = 2990$ кВт;
3. Температура гарячої води $t^h = 55$ °С;
4. Температура холодної води $t^c = 5$ °С;
5. Розрахунковий період роботи системи ГВП $T = 24$ год.

Порядок розрахунку

Коефіцієнт годинної нерівномірності теплоспоживання K_{hr}^{ht} за добу максимального споживання гарячої води визначається за формулою

$$K_{hr}^{ht} = \frac{Q_{hr}^h}{Q^{sp}} = \frac{2\,990}{1\,563} = 1,91,$$

де Q^{sp} – розрахункова потужність водонагрівача, кВт, дорівнює, згідно з вихідними даними, середньогодинній за добу найбільшого водоспоживання витраті теплоти на гаряче водопостачання Q_T^h .

Відносна величина регульовального об'єму визначається за формулою

$$\varphi = (K_{hr}^{ht} - 1) \left(\frac{1}{K_{hr}^{ht}} \right)^{\frac{K_{hr}^{ht}}{K_{hr}^{ht} - 1}} = (1,91 - 1) \left(\frac{1}{1,91} \right)^{\frac{1,91}{1,91 - 1}} = 0,23.$$

Регульовальний об'єм ємності бака-акумулятора при потужності водонагрівача, який не забезпечує максимального годинного споживання теплоти, визначається за формулою

$$W = \frac{\varphi T Q_T^h}{1,16(55 - t^c)} = \frac{0,23 \cdot 24 \cdot 1563}{1,16(55 - 5)} = 148,7 \text{ м}^3 \approx 150 \text{ м}^3.$$

Згідно з рекомендаціями вибираються для встановлення 2 баки по 50 % розрахункової ємності (по 75 м³) кожен.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 7

ТЕМА: Розрахунок водонагрівачів

Приклад розрахунку пластинчастого водопідігрівача

Вихідні дані: аксонометрична схема системи гарячого водопостачання, розрахункові дані попередньої лабораторної роботи: витрати теплоносія, середньогодинний тепловий потік.

Вибрати і розрахувати водонагрівальну установку пластинчастого теплообмінника, складеного з пластин 0,5Pr, для системи гарячого водопостачання, з використанням тих самих вихідних даних, що і в прикладі з розрахунком кожухотрубного секційного водопідігрівача (рис. 7.1).

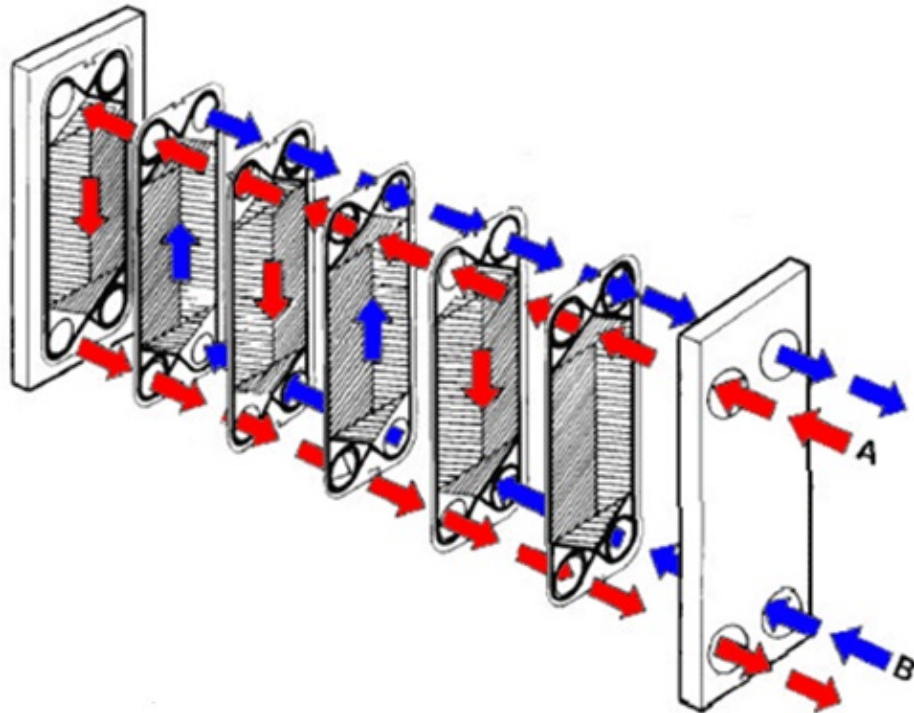


Рисунок 7.1 – Принципова схема пластинчастого теплообмінника

Приклад розрахунку теплообмінника для системи ГВС лабораторної роботи № 7

1. При розрахунку пластинчастого водопідігрівача оптимальна швидкість вибирається, виходячи з отримання в установці таких же втрат тиску за водою, що нагрівається, як при застосуванні кожухотрубного водопідігрівача – 100–150 кПа. Це відповідає оптимальній швидкості води в каналах $W_{\text{опт}} = 0,4$ м/с.

2. Вибирається тип пластини 0,5Pr. За оптимальною швидкістю знаходять необхідну кількість каналів, по яких нагрівається вода

$$m_{\text{н}} = \frac{q_{\text{нр}}^{\text{н}}}{W_{\text{опт}} f_{\text{к}} \rho 3600}, \quad (7.1)$$

де f_k – живий переріз одного міжпластинчастого каналу ($f_k = 0,00285 \text{ м}^2$).

За оптимальною швидкістю води, що нагрівається ($W_H = 0,4 \text{ м/с}$), визначається необхідна кількість каналів

$$m_H = \frac{23,4 \cdot 10^3}{0,4 \cdot 0,00285 \cdot 10^3 \cdot 3600} = 5,7.$$

Округляється розрахункова кількість каналів до цілого числа (m_H дорівнює 6). Компонування водопідігрівача приймається симетричним, тобто $m_{гр} = m_H$.

3. Визначається загальний живий переріз каналів в установці за ходом грійної і нагрівальної води, м^2 ,

$$\begin{aligned} f_{гр} &= f_H = m_H f_k & (7.2) \\ f_{гр} &= f_H = 6 \cdot 0,00285 = 0,017 \text{ м}^2 \end{aligned}$$

4. Знаходяться фактичні швидкості грійної $W_{гр}$ і води, що нагрівається W_H , м/с

$$W_{гр} = \frac{G_d}{3600 f_{гр} \rho}; \quad (7.3)$$

$$W_{гр} = \frac{25,2 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,017 \cdot 10^3} = 0,41 \text{ м/с}.$$

$$W_H = \frac{q_{hr}^h}{3600 f_H \rho} \quad (7.4)$$

$$W_H = \frac{23,4 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,017 \cdot 10^3} = 0,38 \text{ м/с}.$$

5. Розрахунок водопідігрівача I ступеня

а) Коефіцієнт тепловіддачі α_1 , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, від грійної води до стінки пластини

$$\alpha_1 = 1,16A \left[23\,000 + 283t_{cp}^{гр} - 0,63(t_{cp}^{гр})^2 \right] W_{гр}^{0,73}, \quad (7.5)$$

де A – коефіцієнт, залежить від типу пластин, береться 0,492;
 $t_{cp}^{гр} = 43,5 \text{ } ^\circ\text{C}$;

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 \left(23\,000 + 283 \cdot 43,5 - 0,63 \cdot 43,5^2 \right) 0,41^{0,73} = 10\,156 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

б) Коефіцієнт теплосприйняття α_2 , Вт/(м²·°С), від стінки пластини до води, що нагрівається,

$$\alpha_2 = 1,16A \left[23\,000 + 283t_{\text{cp}}^{\text{H}} - 0,63(t_{\text{cp}}^{\text{H}})^2 \right] W_{\text{H}}^{0,73}, \quad (7.6)$$

де $t_{\text{cp}}^{\text{H}} = 20$ °С.

$$\alpha_2 = 1,16 \cdot 0,492 (23\,000 + 283 \cdot 20 - 0,63 \cdot 20^2) 0,38^{0,73} = 8\,000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

в) Коефіцієнт теплопередачі K_1 , Вт/(м²·°С),

$$K_1 = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (7.7)$$

де β – коефіцієнт, що враховує зменшення коефіцієнта теплопередачі через термічний опір накипу і забруднень на пластині, залежно від якості води вибирається 0,70–0,85.

Коефіцієнт теплопередачі при $\beta = 0,8$ дорівнює

$$K_1 = \frac{0,8}{\frac{1}{10\,156} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{8\,000}} = 2\,797 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

г) При заданій величині розрахункової продуктивності $Q_{\text{h}}^{\text{SPI}} = 0,82 \cdot 10^6$ Вт і за отриманими значеннями коефіцієнта теплопередачі K_1 та температурного напору $\Delta t_{\text{cp}}^{\text{I}} = 23,4$ °С визначається необхідна поверхня нагріву першого ступеня

$$F^{\text{I}} = \frac{Q_{\text{h}}^{\text{SPI}}}{K_1 \Delta t_{\text{cp}}^{\text{I}}}. \quad (7.8)$$

Необхідна поверхня нагріву водопідігрівача I ступеня дорівнює

$$F^{\text{I}} = \frac{0,82 \cdot 10^6}{2797 \cdot 23,4} = 12,5 \text{ м}^2.$$

д) Кількість ходів у теплообміннику X_1 визначається за формулою

$$X_1 = \frac{F_{\text{тр}} + f_{\text{пл}}}{2m f_{\text{пл}}}, \quad (7.9)$$

де $f_{\text{пл}}$ – поверхня нагріву однієї пластини, м².

Кількість ходів становить

$$X_I = \frac{12,5 + 0,5}{2 \cdot 6 \cdot 0,5} = 2,17 \text{ шт.}$$

Число ходів округлюється до цілої величини. Беремо три ходи.

е) Дійсна поверхня нагріву всього водопідігрівача першого ступеня F^I , м, визначається за формулою

$$F^I = (2m X_I - 1) f_{\text{пл}} ; \quad (7.10)$$

$$F^I = (2 \cdot 6 \cdot 3 - 1) 0,5 = 17,5 \text{ м}^2.$$

ж) Втрати тиску ΔP , кПа, у водопідігрівачах визначаються в першому ступені за формулами:

для грійної води

$$\Delta P_{\text{гр}}^I = \varphi B (33 - 0,08 t_{\text{сп}}^{\text{гр}}) W_{\text{гр}}^{1,75} X_I, \quad (7.11)$$

для води, яку нагрівають

$$\Delta P_{\text{н}}^I = \varphi B (33 - 0,08 t_{\text{сп}}^{\text{н}}) W_{\text{н}}^{1,75} X_I, \quad (7.12)$$

де φ – коефіцієнт, що враховує накипоутворення, який для грійної мережевої води дорівнює одиниці, а для води, що нагрівається, можна брати $\varphi = 1,5-2,0$;

B – коефіцієнт, що залежить від типу пластини;

$W_{\text{гр}}$ – визначається за формулою швидкості грійної води;

$W_{\text{н}}$ – визначається за формулою швидкості води, що нагрівається, але за умови проходження максимальної секундної витрати $g_{\text{н}} = 7,23$ л/с

$$W_{\text{н}} = \frac{g_{\text{н}}}{m_{\text{н}} f_{\text{к}} \rho} = \frac{7,23}{6 \cdot 0,00285 \cdot 1000} = 0,42 \text{ м/с.}$$

Втрати тиску в першому ступені за водою, що нагрівається, при значеннях $\varphi = 1,5$ і $B = 3$ становитимуть

$$\Delta P_{\text{н}}^I = 1,5 \cdot 3 (33 - 0,08 \cdot 20) 0,42^{1,75} \cdot 3 = 93 \text{ кПа.}$$

Втрати тиску I ступеня водопідігрівача за грійною водою при $\varphi = 1$ і $B = 3$ становитимуть

$$\Delta P_{\text{гр}}^I = 1 \cdot 3 (33 - 0,08 \cdot 43,5) 0,41^{1,75} \cdot 3 = 55,8 \text{ кПа.}$$

6. Розрахунок водопідігрівача II ступеня

Відповідно до методики розрахунку двоступеневої змішаної схеми включення водопідігрівачів з обмеженням витрати в другому ступені водопідігрівача сумарні перерізи каналів, значення швидкостей граючої і води, що нагрівається, будуть аналогічні відповідним значенням цих параметрів з розрахунку водопідігрівача першого ступеня.

а) Коефіцієнт тепловіддачі α_1 від грійної води до стінки пластини ($t_{cp}^{rp} = 68,5$ °C) визначається за формулою

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= 1,16A \left[23\,000 + 283t_{cp}^{rp} - 0,63(t_{cp}^{rp})^2 \right] W_{rp}^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 (23\,000 + 283 \cdot 68,5 - 0,63 \cdot 68,5^2) 0,41^{0,73} = 11\,701 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C});\end{aligned}$$

б) коефіцієнт теплосприйняття від пластини до води, що нагрівається, (при $t_{cp}^H = 47,5$) визначається як

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= 1,16A \left[23\,000 + 283t_{cp}^H - 0,63(t_{cp}^H)^2 \right] W_H^{0,73} = \\ &= 1,16 \cdot 0,492 (23\,000 + 283 \cdot 47,5 - 0,63 \cdot 47,5^2) 0,38^{0,73} = 9\,863 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C});\end{aligned}$$

в) коефіцієнт теплопередачі K_{II} , при $\beta = 0,8$ визначається

$$\begin{aligned}K_{II} &= \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \\ &= \frac{0,8}{\frac{1}{11\,701} + \frac{0,001}{16} + \frac{1}{9\,863}} = 3\,214 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C});\end{aligned}$$

г) необхідна поверхня нагрівання водопідігрівача II ступеня ($\Delta t_{cp}^{II} = 21$ °C)

$$F^{II} = \frac{Q_h^{SPII}}{K_{II} \Delta t_{cp}^{II}} = \frac{0,67 \cdot 10^6}{3\,214 \cdot 21} = 10,1 \text{ м}^2;$$

д) кількість ходів (або пакетів) при поділі на одноходові теплообмінники

$$X_{II} = \frac{F_{rp} + f_{пл}}{2mf_{пл}} = \frac{10,1 + 0,5}{2 \cdot 6 \cdot 0,5} = 1,77 \text{ шт.};$$

беремо 2 ходи;

е) дійсна поверхня нагрівання водопідігрівача II ступеня

$$F^{\text{II}} = (2m X_{\text{II}} - 1) f_{\text{пл}} = (2 \cdot 6 \cdot 2 - 1) 0,5 = 11,5 \text{ м}^2;$$

ж) втрати тиску II ступеня водопідігрівача за грійною водою визначаються

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{гр}}^{\text{II}} &= \varphi B (33 - 0,08 t_{\text{гр}}^{\text{рп}}) W_{\text{гр}}^{1,75} X_{\text{II}} = \\ &= 1 \cdot 3 (33 - 0,08 \cdot 68,5) 0,41^{1,75} \cdot 2 = 34,7 \text{ кПа}; \end{aligned}$$

и) втрати тиску водопідігрівача другого ступеня за водою, що нагрівається, при $\Delta P_{\text{н}}^{\text{II}} = 1,5$ та пропусканні максимальної секундної витрати води на гаряче водопостачання визначаються за формулою

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{н}}^{\text{II}} &= \varphi B (33 - 0,08 t_{\text{н}}^{\text{рп}}) W_{\text{н}}^{1,75} X_{\text{II}} = \\ &= 1,5 \cdot 3 (33 - 0,08 \cdot 47,5) 0,42^{1,75} \cdot 2 = 57,6 \text{ кПа}; \end{aligned}$$

к) сумарні втрати тиску (напору) за водою, що нагрівається, при пропусканні максимальної секундної витрати на гаряче водопостачання становлять

$$\Delta P_{\text{н}} = \Delta P_{\text{н}}^{\text{I}} + \Delta P_{\text{н}}^{\text{II}} = 93 + 57,6 = 150,6 \text{ кПа} = (15,06 \text{ м}).$$

В результаті розрахунку як водопідігрівач гарячого водопостачання вибираються два теплообмінники (I та II ступеня) з пластинами типу 0,5Пр, товщиною 0,8 мм, зі сталі 12Х18Н10Т (виконання 01), на двохопорній рамі (виконання 2К), з ущільнювальними прокладками з гуми марки 359 (умовне позначення 10). Поверхня нагрівання I ступеня $11,5 \text{ м}^2$, II ступеня – $11,5 \text{ м}^2$.

$$C_x = \frac{6 + 6 + 6}{6 + 6 + 6};$$

Схема компоновання II ступеня

$$C_x = \frac{6 + 6}{6 + 6}.$$

Умовне позначення теплообмінників, що визначене в бланку замовлень, буде:

$$\text{I ступеня } 0,5\text{Пр-}0,8\text{-}71,4\text{-}2\text{К-}01\text{-}10 \quad C_x = \frac{6+6+6}{6+6+6};$$

$$\text{II ступеня } 0,5\text{Пр-}0,8\text{-}47,4\text{-}2\text{К-}01\text{-}10 \quad C_x = \frac{6+6}{6+6}.$$

За даним прикладом розрахунку можна підібрати теплообмінник для системи гарячого водопостачання за даними витратами теплоносія, середньогодинною витратою гарячої води, для заданої кількості споживачів залежно від кількості водорозбірних приладів в мережі гарячого водопостачання.

Навчальне видання

Колесник Катерина Володимирівна

**Методичні вказівки до виконання
лабораторних робіт з дисципліни
«Трубопровідні мережі в будівництві».
Частина 2
для студентів спеціальності 192 –
Будівництво та цивільна інженерія**

Редактор Т. Старічек

Оригінал-макет підготовлено К. Колесник

Підписано до друку 18.09.2017 р.
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Ум. друк. арк. 1,85. Зам. № 2017- 344.
Наклад 40 (1-й запуск 1–20) пр.

Видавець та виготовлювач
інформаційний редакційно-видавничий центр.
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Хмельницьке шосе, 95,
м. Вінниця, 21021.
Тел. (0432) 59-85-32, 59-87-38.
press.vntu.edu.ua
E-mail: kivc.vntu@gmail.com.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.