

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання курсової роботи
з навчальної дисципліни

«ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ ПРОМИСЛОВИХ ОБ’ЄКТІВ»

*(для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм
навчання галузі знань 19 – Архітектура та будівництво зі спеціальності
192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма
«Цивільна інженерія»)*

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2025

Методичні рекомендації до виконання курсової роботи з навчальної дисципліни «Теплогазопостачання промислових об'єктів» (для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм навчання галузі знань 19 – Архітектура та будівництво зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма «Цивільна інженерія») / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. : О. В. Гвоздецький, С. В. Павловський, О. Ф. Редько. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2025. – 146 с.

Укладачі: канд. техн. наук, доц. О. В. Гвоздецький,
канд. техн. наук, доц. С. В. Павловський,
д-р техн. наук, проф. О. Ф. Редько

Рецензент

О. М. Міланко, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплогазопостачання і вентиляції (Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова)

Рекомендовано кафедрою теплогазопостачання і вентиляції, протокол № 5 від 12.12.2024

Методичні рекомендації призначені для здобувачів спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія. Подано вимоги до оформлення, засоби та послідовність виконання завдань, список рекомендованих джерел, наведено приклади оформлення робіт.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 СКЛАД КУРСОВОЇ РОБОТИ	5
1.1 Розрахунково–пояснювальна записка.....	6
1.2 Графічна частина.....	7
1.2.1 Теплопостачання	7
1.2.2 Газопостачання.....	7
2 ВИБІР ВИХІДНИХ ДАНИХ.....	8
2.1 Теплопостачання	9
2.2 Газопостачання.....	18
3 ВИЗНАЧЕННЯ МІСЦЯ ЗАБЕСПЕЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ТА РОЗРАХУНОК ВИТРАТ ГАЗУ	20
4 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ	21
4.1 Теплові навантаження систем опалення і вентиляції.....	21
4.2 Теплові навантаження системи гарячого водопостачання	22
4.2.1 Побутові теплові навантаження санвузлів	23
4.2.2 Теплові навантаження душових	25
4.2.3 Теплові навантаження їдальні	27
4.3 Теплові навантаження технологічних споживачів	30
4.4 Сумарні теплові потоки по корпусам.....	30
5 КОНСТРУЮВАННЯ МЕРЕЖ.....	34
5.1 Конструювання теплових мереж	34
5.2 Конструювання газових мереж.....	37
5.2.1 Вибір системи газопостачання	37
5.2.2 Прокладання системи зовнішніх газопроводів	39
6 ГРАФІКИ ВІДПУЩЕННЯ ТЕПЛА СПОЖИВАЧАМ.....	40
6.1 Графік середньодобового теплового навантаження залежно від температури зовнішнього повітря	40
6.2 Графік тривалості теплового навантаження.....	41
6.3 Інтегральний графік річного споживання тепла	44
7 ТЕМПЕРАТУРНІ ГРАФІКИ ВІДПУЩЕННЯ ТЕПЛА СПОЖИВАЧАМ	46
7.1. Побудова суто опалювального графіка.....	46
7.2. Опалювально–побутовий температурний графік	49
7.3. Підвищений графік регулювання відпусчення тепла	50
8 РОЗРАХУНКОВІ ВИТРАТИ ТЕПЛОНОСІЯ ТА ГАРЯЧОЇ ВОДИ	53
9 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	56
9.1 Гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж	56
9.1.1 Підготовчий етап.....	56

9.1.2 Основний розрахунок	58
9.2 Гідравлічний розрахунок мережі гарячого водопостачання	63
9.3 Розрахунок паропроводу	63
9.3.1 Підготовчий етап.....	63
9.3.2 Основний розрахунок	64
9.4 Розрахунок напірних конденсатопроводів	73
9.4.1 Підготовчий етап.....	73
9.4.2 Остаточний розрахунок напірного конденсатопроводу	75
10 ПОБУДОВА П'ЄЗОМЕТРИЧНОГО ГРАФІКА	75
10.1 Попередній етап побудови п'єзометричного графіку	76
10.2 Побудова п'єзометричного графіку у статичному режимі.....	78
10.3 Побудова п'єзометричного графіку у динамічному режимі	80
11 ПЛАН ТА АКСОНОМЕТРИЧНІ СХЕМИ ЗОВНІШНІХ ГАЗОПРОВODІВ.....	88
12 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗОВНІШНІХ МЕРЕЖ СИСТЕМИ ГАЗОПОСТАЧАННЯ ПІДПРИЄМСТВА	90
13 МОНТАЖНА СХЕМА ТА ДЕТАЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ	93
13.1 Монтажна схема теплових мереж	93
13.2 Вузли та розрізи	99
14 ВИЗНАЧЕННЯ МІСЦЯ ВВОДУ ГАЗОПРОВODІВ У БУДІВЛІ ПІДПРИЄМСТВА	101
15 ОРІЄНТОВНЕ ТА ДЕТАЛЬНЕ ПРОКЛАДАННЯ СИСТЕМИ ВНУТРІШНІХ ГАЗОПРОВODІВ	102
15.1 Орієнтовне прокладання внутрішніх газопроводів	102
15.2 Детальне прокладання внутрішніх газопроводів.....	102
16 ВИЗНАЧЕННЯ ГАЗОСПОЖИВАЮЧОГО ОБЛАДНАННЯ ВСЕРЕДИНІ ЦЕХІВ	103
17 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ОБЛАДНАННЯ	104
18 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ ВНУТРІШНІХ СИСТЕМ ГАЗОПОСТАЧАННЯ	108
18.1 Гідравлічний розрахунок газопроводів високого (середнього) тиску	108
18.2 Гідравлічний розрахунок газопроводів низького тиску	110
19 ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОГО ОБЛАДНАННЯ ГАЗОРЕГУЛЯТОРНОГО ПУНКТУ ТА ЙОГО РОЗРАХУНОК.....	112
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ	116
ДОДАТКИ.....	120

ВСТУП

Курсова робота «Теплогазопостачання промислових об'єктів» призначена для теоретичної та практичної підготовки студентів з комплексного кола питань, які охоплюють усі аспекти теплогазопостачання промислових підприємств. Освоїти курс необхідно для грамотного проєктування та організації раціонального експлуатування всіх теплофікаційних та газових систем.

Курсова робота виконується на підставі індивідуального завдання, виданого кафедрою. У процесі виконання курсової роботи необхідно запроєктувати систему теплопостачання та газопостачання промислового підприємства, визначити теплові навантаження систем опалення, вентиляції, гарячого водопостачання та технологічного обладнання. Визначити витрати газу. Виконати гідравлічний розрахунок водяних та парових систем теплопостачання і системи гарячого водопостачання. Виконати гідравлічний розрахунок мереж газопостачання. Виконати підбір обладнання систем теплогазопостачання, тощо.

Курсове проєктування забезпечує насичення розроблюваної студентом системи всім комплексом можливих інженерних рішень і багатоваріантний технічний підхід до проєктування, що сприяє розвитку навичок самостійної роботи та відповідальності й ґрунтовності в прийнятті рішень. Виконання курсової роботи дозволить студенту закріпити й узагальнити знання з освітніх компонентів: «Спецкурс з теплопостачання» та «Газопостачання підприємств».

1 СКЛАД КУРСОВОЇ РОБОТИ

Необхідно запроєктувати систему теплогазопостачання заводу, підрахувати теплові потоки, визначити витрати газу газоспоживаючим обладнанням, побудувати графіки теплових потоків, вибрати спосіб прокладання теплової траси та газопроводів, виконати всі необхідні гідравлічні розрахунки теплових та газових мереж, побудувати п'єзометричний графік та підібрати основне устаткування для теплової та газової мережі.

Курсова робота складається з розрахунково-пояснювальної записки (50–60 стор.) та графічної частини (один аркуш формату А1 теплопостачання та чотири аркуші формату А3 газопостачання).

1.1 Розрахунково-пояснювальна записка

1. Вступ.
2. Вихідні дані для проєктування.
3. Визначення місця забезпечення потужності газоспоживаючого обладнання. Розрахунок витрати газу.
4. Визначення розрахункових теплових навантажень.
 - 4.1 Теплові навантаження систем опалення та вентиляції.
 - 4.2 Теплові навантаження системи гарячого водопостачання.
 - 4.2.1 Побутові теплові навантаження санвузлів.
 - 4.2.2 Теплові навантаження душових.
 - 4.2.3 Теплові навантаження їдальні.
 - 4.3 Технологічні теплові навантаження.
 - 4.4 Сумарні теплові навантаження по корпусах.
5. Конструювання мереж.
 - 5.1. Конструювання теплових мереж.
 - 5.2. Конструювання газових мереж.
6. Графіки відпущення тепла споживачам.
 - 6.1 Графік середнього теплового навантаження залежно від температури зовнішнього повітря.
 - 6.2 Річний графік тривалості теплового навантаження.
 - 6.3 Інтегральний графік річного споживання тепла.
7. Температурні графіки регулювання відпущення тепла споживачам.
 - 7.1 Опалювальний температурний графік
 - 7.2 Опалювально-побутовий температурний графік
 - 7.3 Підвищувальний температурний графік
8. Розрахункові витрати теплоносія та гарячої води.
9. Гідравлічні розрахунки теплових мереж.
 - 9.1 Гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж.
 - 9.2 Гідравлічний розрахунок мереж гарячого водопостачання.
 - 9.3 Розрахунок паропроводів.
 - 9.4 Розрахунок напірних конденсатопроводів.
10. Побудова п'єзометричного графіка.
11. Опис плану та аксонометричної схеми зовнішніх газопроводів.
12. Гідравлічний розрахунок зовнішніх мереж систем газопостачання підприємства.
13. Монтажна схема та деталювання теплової мережі.
14. Визначення місця вводу газопроводів у будівлі підприємства.

15. Орієнтовне та детальне прокладання системи внутрішніх газопроводів.
16. Визначення газоспоживаючого обладнання всередині цехів.
17. Визначення витрат природного газу в залежності від обладнання.
18. Проведення гідравлічних розрахунків внутрішніх систем газопостачання підприємства високого/середнього/низького тиску.
19. Визначення необхідного обладнання в ГРП та його розрахунок.
20. Список використаних джерел.

1.2 Графічна частина

1.2.1 Теплопостачання

Графічну частину виконують на креслярському папері формату А1 та А3. Креслення повинно мати стандартні рамку з полями й штамп, у якому вказують назву курсової роботи, найменування креслення, масштаб, прізвища виконавця, керівника й дату виконання роботи.

Креслення повинно містити: плани будівель у масштабі 1:500 , 1:1000 та монтажну схему трубопроводів (б/м), 2–3 поперечні розрізи та види характерних місць теплотраси та один з вузлів трубопроводів.

1.2.2 Газопостачання

План промислового підприємства з нанесеними зовнішніми газопроводами і встановленим ГРП; план типового цеху із приєднанням до внутрішніх газопроводів газоспоживаючим обладнанням разом із аксонометричними схемами внутрішньоцехових газопроводів; план цеху із встановленими інфрачервоними газовими випромінювачами; план та аксонометричну схему розробленого ГРП із нанесеним основним обладнанням; специфікацію обладнання і матеріалів до даної роботи. Формати аркушів студент обирає самостійно. При цьому рекомендованим форматом для графічної частини є аркуші формату А3.

2 ВИБІР ВИХІДНИХ ДАНИХ

Основою для проектування системи теплогазопостачання промислового підприємства є його генеральний план. Генплан підприємства створюється за вихідними даними прийнятого варіанту в такій послідовності.

1. Обирається трафарет генерального плану за рисунком 2.1 або рисунком 2.2 залежно від значення числа, що утворюють дві останні цифри номеру за списком: у разі непарних чисел вибирається план за рисунком 2.1, у разі парних – за рисунком 2.2.

2. Обраний трафарет генплану викреслюється в масштабі 1:1000, виходячи з розміру сторони квадрату координатної сітки в 50 м (загальний розмір території, відображеної на генплані, має складати 400 × 600 м).

3. Замість літерних позначень геодезичних ліній проставляють значення геодезичних позначок згідно із прийнятим варіантом курсової роботи за таблицею 2.2.

4. Для кожного з десяти корпусів підприємства визначають координати квадрату розміщення центру корпусу (табл. 2.3, стовп. 2–11), спрямування подовжньої осі корпусу (табл. 2.3, стовп. 12–21), тип форми корпусу (спільно табл. 2.4, стовп. 2–11 та рис. 2.3) та чисельні значення характерних розмірів корпусу «А» та «В» (табл. 2.4, стовп. 12–31).

5. За результатами виконання п. 4 на трафареті генплану викреслюють усі 10 корпусів підприємства, дотримуючись прийнятого масштабу та орієнтації місцевості. Якщо після нанесення на трафарет генплану всіх корпусів поза зовнішнім периметром підприємства залишаються не зайняті смуги квадратів координатної сітки, їх можна видалити.

6. Корпуси нумерують згідно з таблиці 2.1 та визначають і підписують назву (тип призначення) кожного з корпусів за таблицею 2.5 (стовп. 12–21) та з таблиці Б.1 (дод. Б).

7. Наносять на генплан транспортні мережі: автошляхи та (за наявності локомотивних депо й потужних цехів типу сталеливарного, чавуноливарного та ін.) залізничні колії, з'єднуючи корпуси підприємства таким чином, щоб забезпечити для кожного цеху увіз–вивіз сировини та готової продукції.

8. Необхідні в подальших розрахунках значення висот корпусів та кількостей працюючих у корпусах у зміну також зручно проставляти в середині контурів корпусів.

2.1 Теплопостачання

Вихідні дані для проектування системи теплопостачання вибираються за таблицями 2.1–2.5 та рисунками 2.1–2.3. Кліматичні дані приймаються з таблиці А.1 та А.2 (дод. А) для населеного пункту, вибраного з таблиці 2.1. Призначення та характеристики окремих корпусів приймаються з таблиці Б.1 (дод. Б).

Таблиця 2.1 – Міста, температури, висоти корпусів

№	Місто	Температурний графік, °С	Висоти корпусів, м									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Харків	150–70	5	11	12	7	13	7	9	14	6	8
2	Київ	140–70	20	16	6	10	15	8	4	9	7	13
3	Одеса	130–70	7	15	16	17	8	11	13	18	10	5
4	Суми	120–70	11	9	5	7	8	10	12	15	6	9
5	Полтава	110–70	6	7	11	10	14	8	16	9	12	13
6	Львів	105–70	7	5	6	17	9	7	10	14	10	9
7	Рівно	95–70	12	8	9	6	13	6	9	5	13	11
8	Луцьк	150–60	8	15	12	5	16	10	13	9	15	7
9	Миколаїв	140–60	6	13	7	11	18	8	14	7	12	5
10	Херсон	130–60	17	5	6	12	9	10	10	11	9	11
11	Ужгород	120–60	4	14	12	5	10	14	13	16	8	7
12	Умань	110–60	9	12	13	18	8	6	8	5	4	9
13	Тернопіль	105–60	8	12	13	15	5	4	9	14	5	7
14	Черкаси	95–60	14	12	9	10	5	9	8	17	16	11
15	Чернігів	145–70	14	5	12	10	8	12	11	4	6	6
16	Житомир	135–70	6	5	11	8	7	13	5	6	10	12
17	Чернівці	125–70	10	7	9	4	6	7	8	5	9	12
18	Ромни	115–70	13	6	5	11	5	8	5	12	5	6
19	Хмельницький	145–60	13	12	6	8	9	6	11	8	6	9
20	Кропивницький	135–60	10	9	7	11	7	13	9	5	12	7
21	Дніпро	125–60	8	9	10	7	13	6	9	11	8	10
22	Запоріжжя	115–60	7	8	5	13	12	6	5	9	11	6
23	Вінниця	150–60	14	6	7	15	8	9	15	7	6	5
24	Харків	140–60	15	9	14	6	10	11	15	6	5	4
25	Київ	130–60	7	11	15	8	7	10	7	9	14	10
26	Одеса	120–60	8	12	14	6	13	6	9	10	7	5
27	Суми	110–60	8	12	6	5	6	10	7	15	9	7
28	Полтава	105–60	15	13	16	9	18	6	5	7	12	14
29	Львів	95–60	17	5	11	12	9	5	7	11	9	11
30	Херсон	145–60	11	14	5	5	10	9	6	15	8	9

Таблиця 2.2 – Позначки геодезичних ліній¹, витрата та тиск пари

№	Позначки геодезичних ліній, м							Витрата пари, т/Г			Тиск пари, МПа		
	а	б	в	г	д	е	ж	G ₁	G ₂	G ₃	P ₁	P ₂	P ₃
1	265	261	270	269	265	268	270	5	3	5	0,35	0,35	0,25
2	157	147	158	159	149	151	147	0,5	4	3,5	0,55	0,3	0,5
3	310	308	308	314	309	311	312	4	3,5	5	0,55	0,25	0,25
4	87	87	87	86	90	86	90	0,5	2	2	0,3	0,4	0,5
5	258	257	259	258	261	256	261	4,5	0,5	2,5	0,25	0,5	0,3
6	217	213	213	216	215	214	213	3	0,5	1	0,4	0,5	0,4
7	430	437	432	431	437	430	430	3	5	4,5	0,4	0,4	0,25
8	382	385	391	392	392	381	389	4	4	1	0,4	0,45	0,5
9	235	235	236	236	238	237	236	0,5	2,5	3,5	0,3	0,3	0,3
10	73	76	82	80	75	74	81	1,5	3,5	0,5	0,4	0,45	0,25
11	167	170	168	172	167	168	171	2,5	4,5	3	0,5	0,4	0,3
12	88	87	92	87	91	92	89	1,5	1	0,5	0,45	0,4	0,5
13	35	33	34	35	29	27	26	1	4,5	2	0,25	0,4	0,35
14	40	40	36	36	38	31	32	1	4,5	1,5	0,4	0,3	0,4
15	51	52	48	51	52	55	48	2,5	3	3,5	0,45	0,45	0,25
16	143	146	144	144	145	144	146	0,5	4,5	1,5	0,4	0,5	0,55
17	172	179	173	180	174	172	175	4,5	2	4	0,35	0,3	0,4
18	157	163	164	162	157	158	164	1,5	3,5	4,5	0,25	0,3	0,5
19	135	141	136	144	145	142	142	3	1	0,5	0,5	0,4	0,45
20	204	204	198	196	198	193	199	4	4	0,5	0,3	0,3	0,55
21	143	126	138	141	119	148	137	1,5	5	2	0,4	0,5	0,35
22	70	73	70	74	73	74	67	0,5	3	4,5	0,35	0,5	0,55
23	422	425	420	412	418	417	419	4	4	4	0,5	0,35	0,35
24	456	460	461	454	459	461	453	0,5	1,5	1	0,55	0,5	0,35
25	331	329	331	339	333	338	333	0,5	2	4,5	0,45	0,45	0,35
26	285	283	286	283	288	281	288	1,5	4,5	3,5	0,5	0,55	0,45
27	245	237	240	237	239	237	238	4	4,5	1,5	0,55	0,55	0,45
28	60	56	55	55	63	57	64	5	5	2,5	0,5	0,35	0,5
29	58	53	61	58	57	63	57	2,5	5	3	0,3	0,25	0,25
30	248	248	249	250	249	251	250	4,5	2	0,5	0,4	0,55	0,25

¹ Чисельні значення позначок геодезичних ліній місця розташування корпусів підприємства приймають за планами рисунком 2.1 або 2.2 залежно від останньої цифри номера (непарна або парна).

Таблиця 2.3 – Координати центрів², спрямування осей корпусів³

№	Координати квадрату розміщення центру корпусу номер										Спрямування подовжньої осі корпусу номер									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	A8	D8	G7	K6	B5	E4	L4	C2	F2	J1	Пд	Сх	Пн	Пд	3	Пн	Пн	3	Сх	Сх
2	A7	E8	H6	J8	A4	D4	J5	B2	F1	L2	Пд	3	Пн	Пн	3	3	Сх	Сх	Пд	3
3	B7	E8	H7	L8	A4	C5	F4	J5	A1	G2	Пд	3	Пн	Пн	3	Сх	Пн	Пд	3	Пн
4	B8	F8	J8	A4	D4	H5	B1	E2	I2	K1	Пн	3	3	Сх	Сх	3	Пн	Пн	3	3
5	B6	D7	G8	C4	F6	I6	L7	A1	D2	J3	Пн	3	3	Сх	Сх	Пд	Пн	3	Сх	Сх
6	A7	E8	I8	L6	B5	F4	J4	A2	D1	K2	Пн	3	Сх	Пн	Пд	3	Сх	Сх	Пд	3
7	A5	C6	F8	J7	B3	E5	H6	K5	A1	G1	Сх	Сх	3	Пн	Пн	3	Пн	Пд	3	Пн
8	A8	D7	H6	L5	B5	F4	K3	A2	E1	J1	Пн	Пн	3	3	Сх	Пд	3	Пн	Пн	Сх
9	B5	E6	I7	K8	C3	F4	J5	B1	F2	K3	Пн	Пн	3	Сх	Пн	Пн	3	3	Сх	Пд
10	B7	F8	E7	L6	C5	I5	B2	E3	H2	K3	3	Сх	Сх	3	Пн	Пн	3	3	Сх	Пн
11	C8	G7	K6	B5	F4	J3	A3	D2	H1	L1	3	Сх	Сх	Пд	Пн	Пн	3	Сх	Пн	3
12	A7	D7	G7	J6	B4	E4	H3	K4	C2	I2	Сх	Пн	Пд	3	Сх	Сх	Сх	3	Пн	Сх
13	C6	F7	I8	L7	B4	E5	J4	C2	G3	K2	Пн	Пн	3	Пн	3	3	Сх	Сх	Пд	3
14	A5	D7	H5	K7	C3	F3	I4	B1	E1	J2	3	Сх	Сх	Пн	3	Сх	Пн	Пд	3	Сх
15	C7	F8	I7	L6	B4	E5	J4	C2	G1	K1	3	Сх	Сх	Сх	Сх	3	Пн	Пн	3	3
16	A8	E7	I7	L8	B5	F5	K4	C2	G1	J2	Сх	Пн	Пд	Пн	Пн	3	3	Сх	Пд	3
17	B6	F7	K8	A4	E4	J5	A1	D2	H2	L3	3	Пн	Пн	Пн	Пн	3	Сх	Пн	Пн	3
18	A6	F7	K6	B4	E4	H5	L3	C2	G2	J1	3	3	Сх	3	Сх	Сх	3	Пн	Пн	Сх
19	B7	F8	J7	B4	E5	H4	K5	C2	G2	L1	3	Сх	Пн	3	Сх	Сх	Пд	Пн	Пн	Сх
20	B8	F8	I7	L7	A5	E5	H4	K4	C2	J1	Сх	3	Пн	Сх	Пн	Пд	3	Сх	Сх	Пд
21	C8	G8	K7	A5	D4	H5	L4	B2	F1	K2	Пн	Пн	3	Сх	Сх	Сх	Сх	3	Пн	Пн
22	A7	D8	G7	K6	A4	E4	L4	B2	F2	L2	Пн	Пн	3	Пн	Пд	Пн	Пн	3	3	Сх

² Координати квадратів, в центрах яких розміщують будівлі, приймаються за планами рисунка 2.1 або 2.2 залежно від останньої цифри номера (непарна або парна).³ Орієнтації подовжньої осі кожного корпусу здійснюють згідно з орієнтацією самого плану (див. стрілку «Пд-Пн» на рис. 2.1 або 2.2). Позначення напрямків: Пн – північ, Пд – південь, Сх – схід, 3 – захід.

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
23	A6	F6	K7	C4	H4	L5	A2	D1	F1	J2	Cx	Пн	Пд	Cx	Пн	3	Cx	Cx	Пд	Пн
24	A5	F6	L8	C3	G4	K5	B1	E1	H2	L2	3	Пн	Пн	3	Пн	Cx	Пн	Пд	3	Cx
25	B5	E6	J7	D4	H5	K6	C1	F2	I1	L4	Cx	Cx	Пд	Пд	3	Пн	Cx	3	Пд	Пн
26	C8	E7	G6	J5	B6	D4	F4	I3	B2	F2	Cx	Пд	Пн	3	Cx	3	Пн	Пд	3	Cx
27	B5	C8	E6	H8	K6	A3	C2	F3	I2	L4	Пн	Пд	3	Cx	3	Пд	Пн	3	Cx	Пн
28	A4	B6	D8	G7	J6	B2	D3	G4	I3	K4	3	Пн	Cx	Пд	Cx	Пн	3	Пд	Пн	3
29	B4	D3	F2	H1	K2	C7	E6	G5	I4	L5	3	Cx	3	Пн	Пн	3	Cx	Cx	Cx	Пн
30	C7	H7	L7	B5	F5	I5	L5	D1	I1	L2	Cx	Пн	Cx	Cx	Пд	3	Cx	Cx	3	Пн

Таблиця 2.4 – Типи планів⁴ та розміри корпусів за варіантами завдання

№	Типи планів для корпусів номер										Розмір А (м) планів корпусів номер										Розмір В (м) планів корпусів номер									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
1	A	Г	Б	A	B	Д	Б	A	E	A	12	78	36	24	84	30	42	48	72	30	6	45	18	24	30	18	24	48	48	18
2	E	A	Б	A	E	B	A	A	Г	Д	120	90	30	36	42	30	18	24	30	27	66	48	18	24	36	30	12	18	24	18
3	E	Б	A	B	Д	A	Б	Г	A	Г	18	108	90	72	30	60	36	96	30	24	18	60	72	48	18	36	18	54	15	18
4	Б	Г	A	E	A	Б	A	A	Д	B	66	48	36	24	30	36	24	54	36	42	48	24	18	18	18	24	18	42	15	30
5	Д	A	Б	Г	A	Г	E	A	A	B	30	24	36	33	84	72	90	30	54	48	18	12	24	21	48	42	60	15	36	24
6	A	E	B	A	Б	A	A	Д	E	Б	24	24	36	84	48	30	24	75	42	36	21	18	18	60	24	24	18	36	30	15
7	E	A	A	B	Д	Г	Б	A	E	A	36	30	60	24	78	54	24	36	30	33	24	18	42	15	48	42	18	18	24	27
8	Г	Б	A	Д	A	E	A	A	B	Д	24	90	24	30	54	96	54	30	96	27	18	66	18	18	33	48	42	24	60	15
9	Б	A	B	A	Б	A	E	Б	A	Г	18	24	48	24	84	24	60	33	30	36	12	18	12	18	54	18	36	21	18	24
10	Б	A	E	B	A	E	A	Д	E	A	96	18	30	36	48	72	27	36	42	36	60	12	24	18	30	42	18	24	27	21
11	A	B	Д	A	Б	A	A	Г	E	Б	12	66	33	18	36	30	24	72	36	30	9	54	21	12	18	15	18	60	24	18
12	A	E	A	Б	A	A	Д	B	Б	Г	24	84	30	90	24	24	36	30	36	90	21	54	18	60	15	12	18	24	18	48
13	E	A	A	Б	A	E	Д	E	Б	A	36	24	66	48	18	24	24	66	33	27	18	21	54	42	15	18	15	42	27	18

⁴ Тип плану кожного з корпусів (від А до Е) та розміри корпусів l_1 та l_2 приймають за рисунком 2.3.

Продовження таблиці 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
14	А	А	В	Д	Г	Б	А	Е	А	Е	24	30	36	30	84	30	42	60	90	48	15	18	21	18	30	18	24	48	60	30
15	Б	Е	Д	А	А	Е	А	В	Д	Г	72	42	30	66	30	84	18	24	36	36	36	30	18	42	18	54	12	18	24	18
16	А	В	Д	Б	А	Е	Б	Г	А	Б	30	18	36	42	30	90	18	30	30	66	18	12	24	18	18	48	12	18	15	48
17	А	Е	А	В	Е	Г	Д	Е	А	Б	36	48	36	18	30	36	60	54	60	36	24	24	18	9	15	24	36	42	45	24
18	В	Д	А	Б	Г	А	Г	Е	Б	А	90	24	24	42	24	36	12	42	54	36	48	15	12	24	18	24	6	24	36	18
19	Б	А	В	Д	А	Б	Г	А	Г	А	108	24	27	48	24	30	72	42	30	36	66	18	21	30	18	24	48	30	24	15
20	Д	Е	Б	А	Е	В	А	Б	А	Е	36	78	42	24	30	84	96	18	48	33	24	54	30	15	24	48	42	12	30	27
21	А	Е	А	Е	Д	А	В	Д	Г	Б	24	90	48	30	33	36	54	60	66	21	18	66	36	18	21	24	42	36	45	15
22	А	В	Д	Г	Б	Е	Д	А	Е	А	36	30	24	24	84	24	48	33	90	36	15	24	12	18	60	18	30	21	48	24
23	Б	А	Г	Б	А	А	Д	Б	А	Е	36	42	30	66	30	42	60	30	36	36	30	15	24	36	24	18	24	24	18	21
24	Д	Е	А	Б	А	Е	В	А	Е	Г	30	66	33	78	36	30	30	42	36	66	12	54	21	66	18	15	18	30	24	48
25	Г	А	Б	А	В	Д	А	Б	Г	А	54	36	48	42	24	84	57	30	36	30	30	21	36	12	15	42	27	24	18	18
26	В	Б	Г	А	Е	А	Б	Г	А	А	36	24	66	24	30	24	24	66	72	27	18	21	54	18	15	18	15	42	48	18
27	А	В	А	Б	Г	А	Д	Е	А	Е	24	72	66	30	33	30	42	54	39	36	24	45	48	18	21	18	18	36	21	24
28	Б	А	В	А	Е	Г	Д	А	Б	А	33	42	30	36	42	30	42	72	48	36	21	18	18	24	24	18	24	48	24	18
29	Е	Г	Д	Б	В	А	В	А	Е	А	78	33	90	30	84	42	36	84	30	42	42	21	48	18	54	21	24	18	15	30
30	Д	Е	А	Г	Б	Е	Д	А	Е	А	48	48	60	54	66	36	33	36	36	24	30	24	42	36	30	24	21	24	15	18

Таблиця 2.5 – Кількість працюючих та призначення корпусів⁵ за варіантами завдання

№	Кількість працюючих m (чол./зміну) у корпусах номер										Номер типу призначення будівлі (табл. Б.1 Додаток Б) для корпусів номер									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
1	4	45	28	27	97	18	83	75	94	22	25	3	19	18	9	20	15	8	24	13
2	77	60	15	46	93	20	8	24	56	67	1	5	20	12	11	24	21	13	16	15
3	24	105	90	40	34	75	72	82	16	14	16	6	1	9	7	8	15	2	13	24

⁵ За номером типу призначення кожного з корпусів згідно з першим стовпчиком з таблиці Б.1 (дод. Б) обирають його функцію та основні характеристики.

Продовження таблиці 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
4	49	78	11	13	15	63	25	75	28	39	3	11	23	24	19	15	13	5	16	10
5	12	7	35	55	126	64	50	24	50	33	24	18	7	15	6	8	2	13	4	12
6	32	11	9	116	63	12	12	49	40	15	14	17	23	1	15	24	13	3	10	20
7	44	22	90	11	74	32	30	12	52	45	10	13	9	20	2	11	16	24	15	7
8	32	115	16	20	50	80	60	63	90	7	16	6	13	24	3	9	8	15	5	22
9	4	63	9	14	72	11	54	23	24	15	17	15	23	13	5	24	4	14	19	21
10	117	11	13	48	63	72	10	50	41	37	6	18	24	7	11	4	13	15	10	12
11	3	56	25	5	34	14	53	70	12	13	25	2	12	17	16	13	15	1	22	24
12	18	74	63	87	12	9	16	9	36	74	19	1	15	2	13	23	24	22	14	6
13	72	18	110	45	15	10	15	42	12	12	15	13	5	3	17	21	20	4	24	23
14	18	22	7	8	16	54	28	119	238	99	13	19	22	18	24	15	12	9	6	11
15	154	14	39	100	16	73	68	9	46	6	8	24	10	4	13	1	15	21	7	17
16	10	8	59	7	50	69	4	9	13	48	24	18	15	22	10	2	25	23	13	3
17	40	35	12	5	11	15	65	13	91	58	12	7	13	25	20	19	8	24	9	15
18	90	36	7	48	7	14	4	26	14	15	5	14	18	15	17	13	25	12	24	19
19	119	46	18	50	13	14	74	92	7	11	2	15	24	10	20	23	3	11	21	13
20	42	45	43	14	15	61	72	3	95	39	15	9	14	13	24	5	4	25	11	14
21	16	41	50	12	57	6	97	77	54	28	13	4	3	24	15	22	9	6	8	16
22	42	32	7	50	88	14	8	12	53	9	7	10	17	15	1	18	22	13	2	24
23	62	11	37	50	30	16	60	16	12	5	11	24	15	5	12	13	6	19	18	21
24	25	130	48	98	14	34	11	40	30	55	15	8	11	6	13	7	24	10	12	9
25	45	13	168	16	20	80	51	11	13	7	4	13	8	23	15	3	5	20	24	21
26	10	66	60	17	24	55	6	52	72	10	24	15	2	19	14	16	17	7	1	13
27	9	58	67	21	11	15	43	56	45	11	24	2	1	15	13	23	10	8	14	18
28	39	28	9	37	8	15	23	81	38	40	15	12	23	16	24	13	19	5	7	14
29	67	42	81	11	76	49	9	12	11	59	4	15	5	20	2	14	17	24	13	8
30	90	13	56	49	71	14	12	36	41	15	6	18	3	4	11	23	24	10	15	13

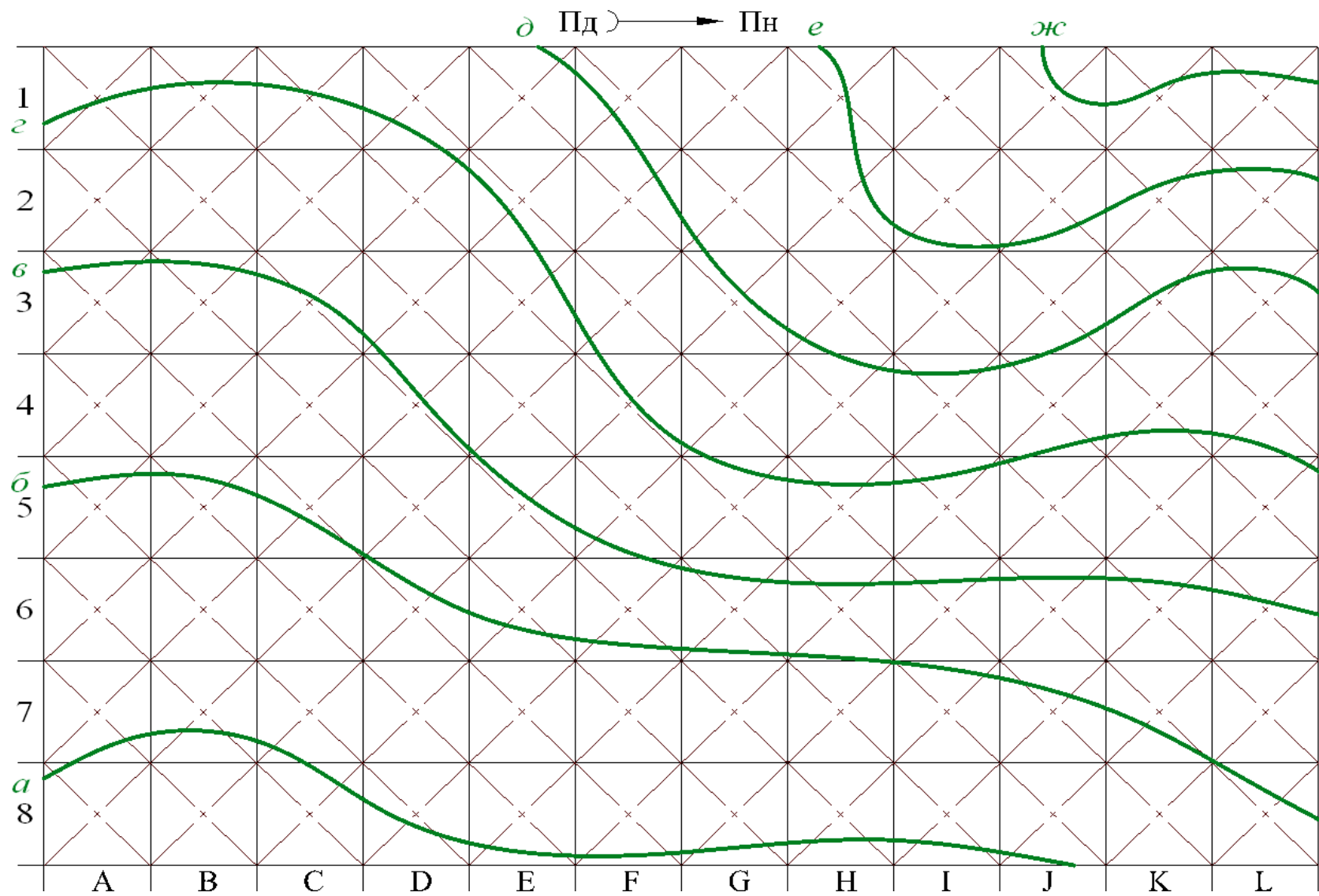


Рисунок 2.1 – План місця забудови промислового майданчика (для непарних номерів)

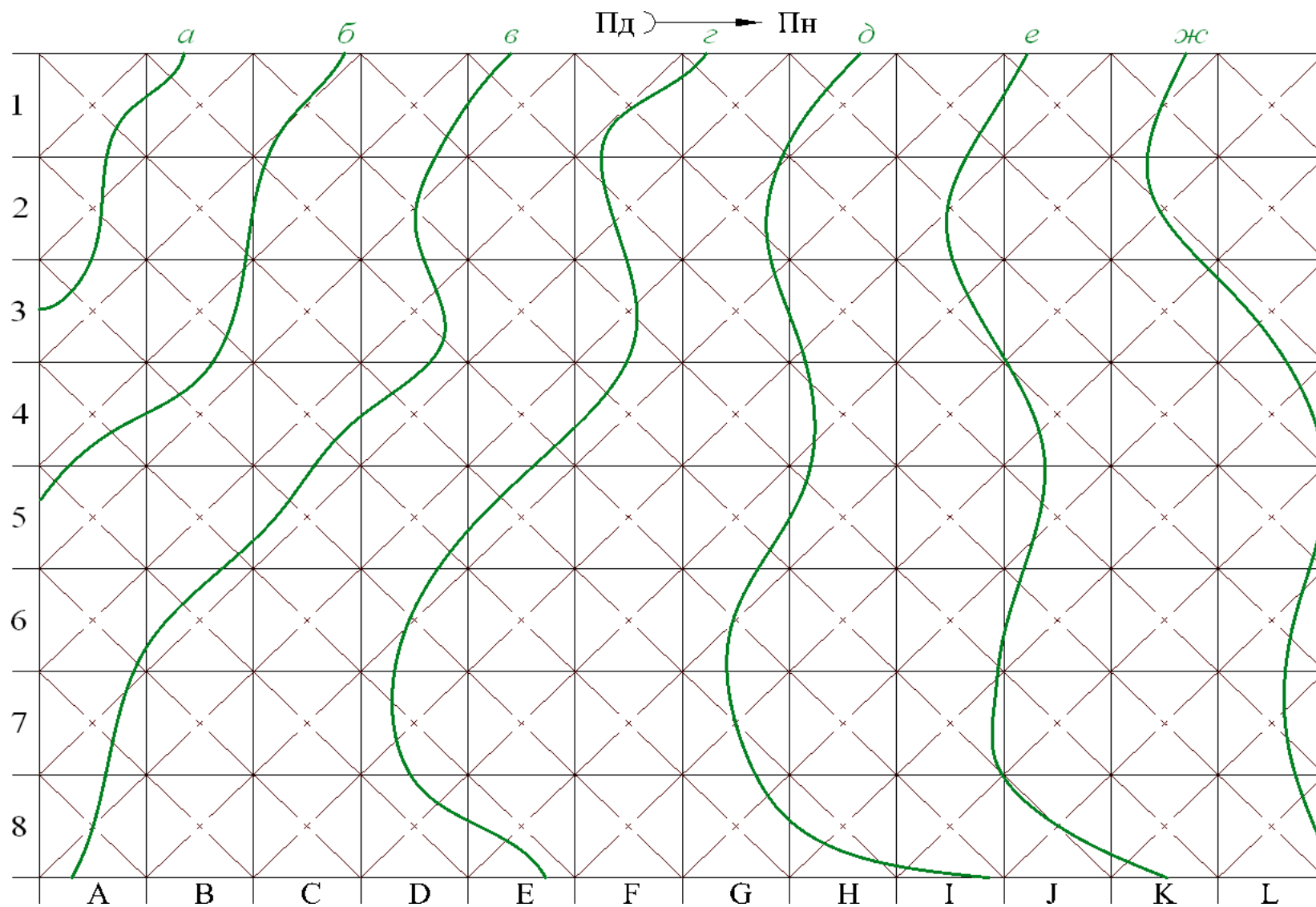


Рисунок 2.2 – План місця забудови промислового майданчика (для парних номерів)

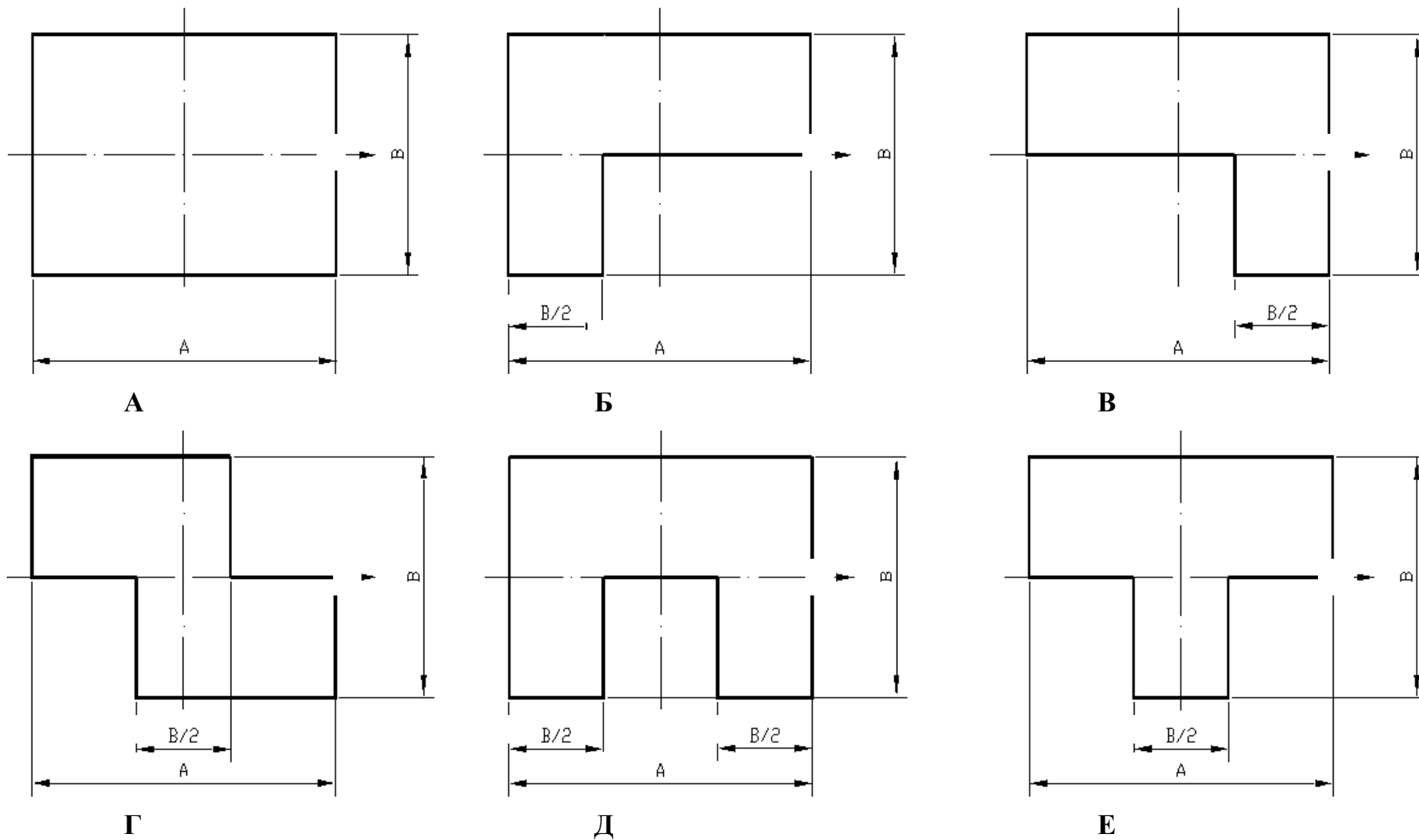


Рисунок 2.3 – Плани типів корпусів

2.2 Газопостачання

Вихідні дані для проєктування системи газопостачання вибираються з таблиці 2.6 та рисунків 2.1–2.3.

Для кожного з дев'яти корпусів та котельні визначаються категорії з пожежонебезпеки, споруди нумеруються від 1 до 10, відповідно до номеру проставляють робочі тиски та витрати газу.

Розрахунок внутрішньоцехових систем газопостачання виконується на прикладі корпусу № 4.

Вихідні дані для проєктування внутрішньоцехових систем вибирають на підставі даних, які вказано у таблиці 2.7 та додатку В. В корпусах встановлено обладнання, яке використовує природний газ для технологічних потреб як низького, так і середнього тисків.

Таблиця 2.6 – Вихідні дані для проєктування системи газопостачання⁶

Характеристика міжцехової системи газопостачання	Варіант (остання цифра за списком)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ввід газу на територію ПП	Зх	Сх	Пн	Сх	Зх	Пд	Пн	Сх	Зх	Пд
Відстань від найближчого цеху до точки приєднання, м	250	310	405	190	280	305	350	270	415	500
Тиск газу на вводі, МПа	0,4	0,61	0,65	0,5	0,3	0,61	0,65	0,61	0,45	0,4
Система газопостачання										
двоступенева	+	–	–	+	+	–	–	–	+	+
триступенева	–	+	+	–	–	+	+	+	–	–
Максимальна годинна витрата газу обладнанням (низький тиск), $\text{нм}^3/\text{год}$:										
Корпус 1	300	250	200	150	100	–	–	250	300	350
Корпус 2	–	200	–	300	–	400	–	100	–	200
Корпус 3	400	–	250	–	150	–	350	–	250	–
Корпус 4	За розрахунками (табл. 2.7)									
Корпус 5	150	–	210	–	–	300	250	200	150	100
Корпус 6	200	–	300	–	400	–	100	–	200	–
Корпус 7	–	–	–	–	–	200	–	300	–	400
Корпус 8	–	150	–	350	–	250	–	–	–	–
Корпус 9	250	200	150	–	220	–	300	–	400	–
Котельня	За розрахунками									
Максимальна годинна витрата газу обладнанням (середній тиск), $\text{нм}^3/\text{год}$:										
Корпус 1	–	–	100	250	200	280	190	300	–	–
Корпус 2	225	350	300	–	275	325	280	200	420	275
Корпус 3	–	150	–	250	–	350	150	450	200	100
Корпус 4	За розрахунками (табл. 2.7)									
Корпус 5	–	300	–	275	325	280	–	–	200	275
Корпус 6	100	250	200	280	150	450	200	100	275	–

⁶ Сумарну витрату газу споживачами корпусу 4 необхідно обчислювати на підставі вихідних даних, що наведено у таблиці 2.7.

Продовження таблиці 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Корпус 7	300	–	275	325	300	–	275	325	280	–
Корпус 8	–	250	–	350	–	100	250	200	280	200
Корпус 9	150	450	200	100	200	300	–	275	325	275
Котельня	300	–	275	325	–	–	150	450	200	100

Таблиця 2.7 – Вибір вихідних даних для проєктування газопостачання корпусу № 4⁷

Характеристика внутрішньоцехової системи газопостачання	Варіанти завдання									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1. Тиск газу у найвіддаленіших споживачів мережі, кПа:										
а) низького тиску	2.5	2.0	3.5	3.0	2.0	2.5	3.0	3.5	3.0	2.5
б) середнього тиску	20	25	30	35	40	45	40	35	30	25
2. Максимальна годинна витрата газу бладнанням (низький тиск), нм ³ /год:										
а) № 1	5	7	10	15	17	20	17	15	10	8
б) № 2	11	13	15	7	9	5	7	9	15	13
в) № 3	20	25	30	27	25	23	21	21	23	25
г) № 4	15	17	20	5	11	13	12	5	7	19
д) № 5	8	10	24	21	21	9	14	17	17	5
3. Максимальна годинна витрата газу обладнанням (середній тиск), нм ³ /год:										
а) № 6	20	22	24	26	48	20	26	22	28	24
б) № 7	10	15	20	45	30	45	40	45	50	55
в) № 8	15	18	21	14	15	18	21	15	21	18
г) № 9	50	40	10	20	10	5	15	30	40	30
д) № 10	31	32	33	34	25	36	37	38	10	40
4. План виробничого корпусу № 4	9	7	5	3	1	2	4	6	8	0
5. Висота виробничого корпусу № 4, м	10	12	8	11	14	10	12	13	11	9

У додатку В наведено варіанти планів виробничого корпусу № 4 з нанесеним технологічним устаткуванням, що споживає природний газ. На плані цеху останнє виділене штриховкою.

⁷ Плани корпусу № 4 відповідно до варіанту дивись додаток В.

3 ВИЗНАЧЕННЯ МІСЦЯ ЗАБЕСПЕЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ ТА РОЗРАХУНОК ВИТРАТ ГАЗУ

Промислові, комунально-побутові підприємства, котельні тощо в залежності від сумарної витрати газу, тиску газу перед газопальниковими пристроями агрегатів, кількості і взаємного розміщення споживачів (цехів, ділянок), довжини газопроводів забезпечуються газом від міських розподільних мереж низького, середнього або високого тисків. При компактному розміщенні декількох підприємств (т. зв. «промислова зона») джерелом газопостачання може бути окрема газорозподільна станція або коли газ по окремому газопроводу надходить від міської ГРС.

Згідно з останньою цифрою номера залікової книжки вибирають генплан промислового підприємства (ПП) рисунок 2.1–2.2, значення тиску газу на вводі відгалуження від міської газорозподільної мережі, місцезнаходження вводу газопроводу на територію ПП відносно сторін світу та вид системи газопостачання промислового підприємства (дво- чи триступенева). Споживачами природного газу як середнього, так і низького тисків, є чотири виробничих цехи і заводська котельня. Значення сумарних витрат газу низького, середнього тиску обладнанням і устаткуванням цеху слід приймати на підставі першої цифри номера залікової книжки.

Прокладання газопроводів на території підприємств слід передбачати надземним по стінам будівель і споруд або на окремих опорах у відповідності до вимог нормативних документів.

Забезпечення комфортних температур всередині промислових будівель у холодний період року передбачається за рахунок системи теплопостачання, де в якості теплоносія використовується вода. Джерелом теплової енергії є котельня, розташована на території ПП. У котельні встановлюються котли з ККД не менше 90% необхідної теплової потужності, що працюють на природному газі з нижчою теплотою згорання $Q_H^p = 8\,050$ ккал/м³.

Визначення теплових навантажень на котельню виконується за п. 4.

Витрата газу на виробництво необхідної кількості теплової енергії газоспоживаючим обладнанням визначається за формулою 3.1.

$$Q_{\text{газу}} = \frac{860 \cdot Q_{\text{тп}}}{Q_H^p \cdot \eta}, \quad (3.1)$$

де $Q_{\text{газу}}$ – реальна витрата газу газовим обладнанням, нм³/год;

$Q_{\text{тп}}$ – теплова потужність газоспоживного обладнання, кВт (згідно паспорту обладнання);

Q_H^p – нижча теплота згорання палива, ккал/м³. Визначається за довідниками в залежності від родовища палива. Для природного газу на території Харківської області $Q_H^p = 8050$ ккал/м³.

η – коефіцієнт корисної дії газоспоживної установки, % (згідно паспорту обладнання).

У даному курсовій роботі можна застосовувати будь-які газові котли необхідної потужності, але вони повинні мати $\eta \geq 90$ %.

4 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Теплові навантаження або теплові потужності визначаються для кожного споживача (яким на території промислового підприємства є окремий корпус чи будівля) за різними видами інженерних систем цих будівель окремо.

4.1 Теплові навантаження систем опалення і вентиляції

Для окремих будівель максимальна годинна теплова потужність (теплове навантаження) у разі відсутності відповідних проєктів визначається за укрупненими показниками – питомими опалювальними $q_{оп}$, Вт/(м³·°C), і вентиляційними q_v , Вт/(м³·°C), характеристиками будинків, а також за будівельною (зовнішньою) кубатурою будинків V , м³, та відповідно до різниці температур внутрішнього t_i , °C, й зовнішнього t_o , °C, повітря на опалення Q_o (МВт):

$$Q_o = q_{оп} (t_i - t_o) V \cdot 10^{-6}. \quad (4.1)$$

на вентиляцію Q_v (МВт):

$$Q_v = q_v (t_i - t_o) V \cdot 10^{-6}. \quad (4.2)$$

Значення питомих теплових характеристик будівель $q_{оп}$, q_v ⁸, та розрахункова температура внутрішнього повітря t_i наведені в таблиці Б.1 (дод. Б), розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря (розрахункова зимова температура холодної п'ятиденки відповідає параметрам Б) t_o – в таблиці А.1 (дод. А).

Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 4.1. У прикладі розрахунку прийнято $t_o = -25^\circ\text{C}$.

⁸ Зверніть увагу на примітки з таблиці Б.1 (дод. Б), з якими $q_{оп} = a \cdot q'_o$ та $q_v = a \cdot q'_v$.

Теплові навантаження опалення Q_o^8 та вентиляції Q_v^8 за характерної температури $+8^\circ\text{C}^9$ можна отримати за формулами (4.1)–(4.2), підставивши $+8$ замість t_o . Але зручніше для цього використовувати формули перерахунку:

$$Q_o^8 = Q_o(t_i - 8)/(t_i - t_o), \quad (4.3)$$

$$Q_v^8 = Q_v(t_i - 8)/(t_i - t_o). \quad (4.4)$$

Якщо будівля в плані має форму не простого прямокутника, а складеного з декількох простих (див. приклад у табл. 4.1, п.8 «Їдальня»), то для неї у декілька рядків записують розміри кожного з прямокутників, що утворюють складну форму будівлі, та підраховують площі й об'єми окремо, а потім знаходять загальний об'єм будівлі та виконують подальший розрахунок.

В останньому рядку таблиці знаходять сумарні теплові навантаження для регіону теплопостачання (промислового підприємства) в цілому.

Таблиця 4.1 – Приклад розрахунку теплових навантажень на опалення та вентиляцію

№ з/п	Найменування будівлі	Розміри, м		Площа, S, м ²	Висота, h, м	Об'єм, V, м ³	Внутрішня температура t_i , °C	Різниця температур $t_i - t_o$, °C	Питомі теплові характеристики будівель, Вт/(м ³ ·°C)		Максимальні теплові навантаження, МВт, за t_o		Теплові навантаження, МВт, за $+8^\circ\text{C}$	
		a	b						опалення $q_{оп}$	вентиляції q_v	опалення Q_o	вентиляції Q_v	опалення Q_o^8	вентиляції Q_v^8
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
7	Гараж	8	50	400	5	2000	12	36	0,93	–	0,067	0	0,007	0
8	Їдальня	10	15	150	7	1050								
		8	12	96	7	672								
					Σ=	1722	16	40	0,53	0,96	0,036	0,066	0,007	0,013
9	Насосна	15	20	300	6	1800	16	40	0,80	0	0,057	0,000	0,011	0,000
10	Термічний	30	80	2400	15	36000	14	38	0,32	1,24	0,432	1,692	0,068	0,267
					Σ=	94000				Σ=	2,09	2,76	0,33	0,44

4.2 Теплові навантаження системи гарячого водопостачання

В окремих корпусах промислового підприємства може бути три види споживання гарячої води:

- 1) побутове споживання в санітарних вузлах протягом робочої зміни;
- 2) споживання в душових після робочої зміни;

⁹ Температура початку та закінчення опалювального періоду.

3) споживання в їдальнях та буфетах переважно під час перерви.

У процесі обчислення теплових потоків на гаряче водопостачання необхідно розрізняти максимальні Q_{hmax} та середні (середньодобові, середньотижневі) Q_{hm} теплові навантаження. Максимальні навантаження використовують для обчислення діаметрів трубопроводів та поверхні теплообміну підігрівачів гарячої води (у разі відсутності акумуляторів гарячої води). Середньодобові (середньотижневі) навантаження необхідні для підрахунку кількості тепла, витраченого за певний період, та побудови річного графіка тривалості теплових навантажень.

4.2.1 Побутові теплові навантаження санвузлів

Середньогодинне теплове навантаження Q_{hm} , Вт, санвузлів промислової будівлі за робочу зміну може бути обчислене за формулою:

$$Q'_{hm} = \chi_b m q_{hr,u}^h c \rho N_{зм} (t_h - t_c) / (3600 \cdot 24), \quad (4.5)$$

де χ_b – балансовий коефіцієнт, для житлових кварталів приймається 1,2; для виробництв з безперервним циклом (тризмінний режим роботи) $\chi_b = 1,0$; для виробництв з двома вихідними на тиждень (одномісний режим роботи) $\chi_b = 0,8$;

m – кількість працюючих, чол/зм;

$N_{зм}$ – кількість робочих змін на добу, зм/добу, приймається від 1 до 3 залежно від призначення цеху та прийнятої кількості робочих змін за тиждень $N_{змт}$ з урахуванням таблиці Б.1 (дод. Б);

$q_{hr,u}^h$ – норма витрати гарячої води 1 працівником у зміну, л/(чол·зм);

c – теплоємність води, $c = 4187$ Дж/(кг·°С);

ρ – густина води за температури t_h , $\rho = 0,9854$ кг/л;

t_h та t_c – розрахункові температури відповідно гарячої та холодної води в зимовий період, °С.

У формулі (4.5) кількість працюючих m приймається для кожного корпусу. Норма витрати гарячої води 1 працівником у зміну приймається залежно від рівня тепловиділень технологічних процесів у цеху, де він працює. Для звичайних цехів з тепловиділеннями до 84 кДж/(м³·год) норма витрат води $q_{hr,u}^h = 4,4$ л/(чол·зм), для гарячих цехів з тепловиділеннями вище 84 кДж/(м³·год) $q_{hr,u}^h = 8,4$ л/(чол·зм). Для спрощення вважається, що гарячим типом цехів є будівлі № 1–5, 9, 12 та 13 (див. табл. Б.1 (дод. Б)).

Температура гарячої води в санвузлах відповідно до [4] приймається $t_h = 55^\circ\text{C}$, температура холодної води взимку $t_c = 5^\circ\text{C}$.

Після підстановки чисельних значень у вираз (4.5) отримаємо (МВт):

$$Q'_{hm} = 2,865 \cdot 10^{-6} m q_{hg,u}^h N_{zm}. \quad (4.6)$$

Максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання (ГВ) санвузлів підраховуємо за формулою:

$$Q'_{hmax} = 2,4 Q'_{hm}. \quad (4.7)$$

Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Приклад розрахунку теплових навантажень на гаряче водопостачання санітарних вузлів

№ з/п	Найменування будівлі	Кількість працюючих т, чол./зміна	Норма витрат гарячої води $q_{hg,u}^h$, л/(чол.·зм.)	Кількість змін на добу N_{zm}	Середнє навантаження Q'_{hm} , МВт	Середнє літнє навантаження Q'^s_{hm} , МВт	Максимальне навантаження Q'_{hmax} , МВт	Максимальне літнє навантаження Q'^s_{hmax} , МВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9
...	...	...	...	...	...	...	...	...
7	Гараж	25	4,4	1	0,00032	0,00025	0,00076	0,00061
8	Їдальня	33	—	—	—	—	—	—
9	Насосна	10	4,4	3	0,00038	0,00030	0,00091	0,00073
10	Термічний	127	8,4	2	0,00611	0,00489	0,01467	0,01174
	Σ=	312		Σ=	0,02681	0,02144	0,06433	0,05147

Навантаження на гаряче водопостачання, знайдені за формулами (4.6)–(4.7) мають місце в зимовий період. Для обчислення аналогічних навантажень у літній період необхідно у вираз (4.5) замість температури холодної водопровідної води в зимовий період t_c підставити температуру водопровідної води у літній період t_c^s (яка за відсутності інших даних приймається такою, що дорівнює $+15^\circ\text{C}$) або скористатися формулою перерахунку:

$$Q'^s_{hm} = \beta Q'_{hm} (t_h - t_c^s) / (t_h - t_c), \quad (4.8)$$

де β – коефіцієнт сезонної нерівномірності середніх витрат гарячої води, який для підприємств дорівнює 1.

Звідси отримуємо:

$$Q'^s_{hm} = 0,8 Q'_{hm}; \quad (4.9)$$

$$Q'^s_{hmax} = 0,8 Q'_{hmax}. \quad (4.10)$$

В останньому рядку таблиці в стовпчиках 6–9 підраховуються суми теплових навантажень.

4.2.2 Теплові навантаження душових

Для душових промислових підприємств середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання обчислюється з урахуванням кількості встановлених душових сіток $N_{\text{сит}}$. У випадку $N_{\text{сит}} > 10$ необхідно встановлювати акумулятор гарячої води¹⁰, у цьому разі максимальне теплове навантаження для розрахунку водонагрівачів Q_{hmax} (Вт) визначається за формулою

$$Q_{\text{hmax}} = m q_{\text{hг,у}}^{\text{h}} c \rho (t_{\text{h}} - t_{\text{c}}) / (3600 m_{\text{сит}} \cdot T_{\text{з}}), \quad (4.11)$$

де m – кількість працюючих, чол/зм;

$m_{\text{сит}}$ – кількість людей на душову сітку, чол/(сит·зм);

$T_{\text{з}}$ – тривалість завантаження акумулятора гарячої води в зміну, год/зм;

$q_{\text{hг,у}}^{\text{h}}$ – норма витрати гарячої води душовою сіткою, л/(сит·зм), для душових у побутових приміщеннях промислових підприємств $q_{\text{hг,у}}^{\text{h}} = 270$;

c – теплоємність води, $c = 4187$ Дж/(кг·°С);

ρ – густина води, $\rho = 0,9854$ кг/л;

t_{h} та t_{c} – розрахункові температури відповідно гарячої та холодної води в зимовий період, °С.

Після підстановки чисельних значень отримуємо (МВт)

$$Q_{\text{hmax}} = 1,5472 \cdot 10^{-2} \cdot N_{\text{сит}} / T_{\text{з}}. \quad (4.12)$$

Кількість душових сіток $N_{\text{сит}}$ знаходиться з відношення

$$N_{\text{сит}} = m / m_{\text{сит}}. \quad (4.13)$$

Температура гарячої води для душових за умовчанням приймається $t_{\text{h}} = 55^\circ\text{C}$, температура холодної води взимку $t_{\text{c}} = 5^\circ\text{C}$. Тривалість завантаження акумулятора $T_{\text{з}}$ приймається за таблицею 4.3 залежно від кількості душових сіток.

Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 4.4.

¹⁰Згідно з [1] у випадку покриття навантаження на ГВ з водяних теплових мереж акумулятори встановлюються за умов $\chi_{\text{т}} = Q_{\text{тм}} / Q_{\text{омах}} \geq 0,2$, де $Q_{\text{тм}}$ – середнє навантаження на ГВ, а $Q_{\text{омах}}$ – максимальне навантаження на опалення.

Таблиця 4.3 – Тривалість завантаження акумулятора залежно від кількості душових сіток

Кількість душових сіток $N_{\text{сiт}}$	до 10	від 10 до 20	від 21 до 30	Більше 30
Тривалість завантаження акумулятора T_3	(1) ¹¹	2	3	4

У випадку конструювання системи теплопостачання допускається не влаштовувати душові в малих цехах, а розташовувати їх територіально в найближчих крупних корпусах, сполучаючи їх з душовими інших цехів. У цьому випадку тривалість завантаження акумулятора T_3 з таблиці 4.3 приймається за загальною кількістю всіх сіток душових, об'єднаних з декількох корпусів в одному цеху.

Середньогодинне теплове навантаження Q_{hm} , Вт, дорівнює:

$$Q_{\text{hm}} = Q_{\text{hmax}}/2,4. \quad (4.14)$$

Таблиця 4.4 – Приклад розрахунку теплових навантажень на гаряче водопостачання душових

№ з/п	Найменування будівлі	Кількість працюючих, т, чол./ зміна	Кількість людей на душову сітку, $m_{\text{сiт}}$, чол./ (сіт. ·зм.)	Кількість душових сіток, $N_{\text{сiт}}$	Тривалість завантаження акумулятора T_3 , год/зміна	Навантаження ГВ взимку Q_{hmax} , МВт	Навантаження ГВ влітку Q_{hmax}^s , МВт	Середньогодинне навантаження ГВ взимку Q_{hm} , МВт	Середньогодинне навантаження ГВ влітку Q_{hm}^s , МВт	Кількість робочих змін за тиждень $N_{\text{змт}}$	Середньотижнєве навантаження ГВ взимку Q_{hmw} , МВт	Середньотижнєве навантаження ГВ влітку Q_{hmw}^s , МВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
7	Гараж	25	5	5	(1)	0,077	0,062	0,0322	0,0258	5	0,0028	0,0022
8	Їдальня	12	—	—	—	—	—	0	0	—	—	—
9	Насосна	10	15	1	(1)	0	0	0	0	21	0	0
10	Термічний	127	3	42	4	0,164	0,131	0,0682	0,0545	10	0,0468	0,0374
	$\Sigma=$	312			$\Sigma=$	0,641	0,513	0,2671	0,2137		0,0871	0,0696

¹¹За кількості сіток менше 10 акумулятор не встановлюється, але для обчислення Q_{hmax} можна користуватись формулою (1.22) з умовним значенням $T_3 = 1$ год.

Середньотижневе теплове навантаження душових у разі використання акумуляторів гарячої води дорівнює (МВт):

$$Q_{\text{hmv}} = k_3 Q_{\text{hmax}} N_{\text{зміт}} T_3 / 168, \quad (4.15)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу, що приймається в межах 1,2...1,5;

$N_{\text{зміт}}$ – кількість робочих змін за тиждень.

4.2.3 Теплові навантаження їдальні

Для їдалень максимальне теплове навантаження Q_{hmax} , Вт, обчислюється за формулою:

$$Q_{\text{hmax}} = c \rho m_{\text{стр}} a (t_{\text{h}} - t_{\text{c}}) / 3600, \quad (4.16)$$

де c – теплоємність води, $c = 4187$ Дж/(кг·°C);

ρ – густина води, в інтервалі температур $5 \div 55^\circ\text{C}$ $\rho = 0,9942$ кг/л;

a – норма водоспоживання, для їдалень $a = 4$ л/страву;

$m_{\text{стр}}$ – кількість споживаних страв, страв/год;

t_{h} – температура гарячої води, що подається в їдальню¹², °C

t_{c} – температура холодної водопровідної води в зимовий період, $t_{\text{c}} = 5^\circ\text{C}$;

3 600 – кількість секунд за годину.

Після підстановки чисельних значень отримуємо (МВт)

$$Q_{\text{hmax}} = 2,313 \cdot 10^{-4} m_{\text{стр}}. \quad (4.17)$$

Кількість споживаних страв $m_{\text{стр}}$ знаходиться за формулою:

$$m_{\text{стр}} = 2,2 N_{\text{п}} \cdot p, \quad (4.18)$$

де $N_{\text{п}}$ – кількість посадочних місць;

p – кількість посадок, год⁻¹; для ресторанів $p = 1,5$; для кафе та їдалень відкритого типу $p = 2$; для їдалень студентських та на виробництві $p = 3$.

Кількість посадочних місць $N_{\text{п}}$ можна знайти з виразу:

$$N_{\text{п}} = k_{\text{к}} \cdot m / (p \cdot T_{\text{п}}), \quad (4.19)$$

де $k_{\text{к}}$ – коефіцієнт користування працівниками їдальнями підприємства, $k_{\text{к}} = 0,5 \div 0,8$;

m – кількість працюючих у зміну, чол/зміна;

¹² Найбільш ефективне миття посуду забезпечує вода з температурою $75 \div 80^\circ\text{C}$, але якщо їдальня отримує гарячу воду централізовано з тієї ж мережі, що й інші споживачі, то температура гарячої води приймається 55°C .

T_{Π} – загальна тривалість перерви (чи наскрізних перерв) для працівників усіх цехів підприємства, що обслуговуються їдальнею, год, приймається $T_{\Pi} = 1 \dots 3$.¹³

Величину тривалості перерви перевіряємо на відповідність мінімальному значенню:

$$T_{\text{пмін}} = S_{\text{пл}} k_{\text{оз}} \cdot H / (\Sigma m f_{\text{оз}} p h), \quad (4.20)$$

де $S_{\text{пл}}$ – площа будівлі їдальні в плані, м^2 ;

$k_{\text{оз}}$ – доля площі обідньої зали від загальної площі їдальні, приймається $0,4 \div 0,6$;

H – висота корпусу їдальні, м;

Σm – кількість працівників усіх цехів та корпусів підприємства в змін, чол;

$f_{\text{оз}}$ – норма площі обідньої зали на одного споживача, приймаємо від 2,3 до 2,15 м^2 на людину для кількості місць в обідніх залах їдальні від 50 до 800;

h – висота поверху корпусу їдальні, м; за відсутності даних приймаємо від 3,5 до 4,5 м.

У разі, якщо прийнята тривалість T_{Π} перерви менша за мінімальну $T_{\text{пмін}}$, необхідно збільшити значення T_{Π} . Якщо розраховане значення $T_{\text{пмін}}$ більше 3 годин, треба передбачити на підприємстві додатковий заклад харчування: вбудовану в один з великих цехів їдальню або буфет з роздачею гарячої їжі та миттям посуду. У цьому разі слід передати на цей заклад частину навантаження з миття посуду, а саме навантаження працівників самого цього цеху та, можливо, сусідніх корпусів, після чого знову перевірити відповідність T_{Π} величині $T_{\text{пмін}}$.

Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 4.5. У прикладі розрахунку навантаження їдальні, наведеному в таблиці 4.5, прийнято $k_d = 1,5$, $T_{\Pi} = 2$.

Середньогодинне теплове навантаження Q_{hm} , Вт, дорівнює:

$$Q_{\text{hm}} = Q_{\text{hmax}} / 2,4. \quad (4.21)$$

¹³ Для зменшення розрахункової місткості їдальні та видатності кухонного блоку доцільно на середніх та великих підприємствах змішувати початок перерви працівників різних цехів (підрозділів), що обслуговуються однією їдальнею.

Таблиця 4.5 – Приклад розрахунку теплових навантажень на гаряче водопостачання їдальні

№ п/п	Найменування корпусу	Кількість працюючих, т, чол./ зміна	Коефіцієнт користування k_k	Тривалість перерви, T_p , год	Кількість посадочних місць N_p	Кількість споживаних страв $m_{стр}$	Навантаження ГВ взимку Q_{hmax} , МВт	Навантаження ГВ влітку Q_{hmax}^s , МВт	Середньогодинне навантаження ГВ взимку Q_{hm} , МВт	Середньогодинне навантаження ГВ влітку Q_{hm}^s , МВт	Кількість робочих змін за тиждень $N_{зміт}$	Середньотижнєве навантаження ГВ взимку Q_{hmw} , МВт	Середньотижнєве навантаження ГВ влітку Q_{hmw}^s , МВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
7	Гараж	5	0,75	2	3	19,8	0,0046	0,0037	0,0019	0,0015	5	0,0004	0,0003
8	Їдальня	3	–	–	–	–	–	–	–	–			
9	Насосна	0	0,6	2	1	6,6	0,0015	0,0012	0,00064	0,0005	21	0,0006	0,0005
10	Термічний	27	0,8	2	17	112,2	0,026	0,0208	0,01081	0,0087	10	0,0046	0,0037
	$\Sigma=$	312				$\Sigma=$	0,0821	0,0657	0,0342	0,0274		0,0137	0,0109

Середньотижнєве навантаження їдальні залежить від кількості робочих змін їдальні за тиждень. Якщо на підприємстві різні цехи та підрозділи працюють у різних режимах з різною кількістю робочих змін на добу, то, як правило, режим роботи їдальні узгоджують з режимами роботи основних цехів, які вони мають обслуговувати. У цьому разі основними цехами вважають найбільш потужні цехи, у яких працює переважна більшість робітників.

Таким чином, середньотижнєве навантаження гарячого водопостачання їдальні Q_{hmw} можна знаходити з виразу (Вт):

$$Q_{hmw} = k_d Q_{hmax} N_{зміт} T_p / 168, \quad (4.22)$$

де k_d – коефіцієнт додаткового навантаження поза перервами, $k_d = 1,2 \div 1,8$.

Значення кількості робочих змін за тиждень $N_{зміт}$ для окремих корпусів приймається точно таким, як у таблиці 4.4. Максимальні Q_{hmax} та середні Q_{hm} й Q_{hmw} теплові навантаження їдальні в літній період обчислюються за формулами (4.9)–(4.10).

4.3 Теплові навантаження технологічних споживачів

Середні теплові навантаження $Q_{\text{п}}$ (МВт) технологічних споживачів, що використовують пару, протягом тижня підраховуються за такою формулою

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{ст}} = 0,278 \cdot 10^{-3} \cdot G_{\text{п}} \cdot (i'' - i') k_{\text{нер}}, \quad (4.23)$$

де $G_{\text{п}}$ – витрати пари і-им споживачем, т/год;

i'' – ентальпія пари, кДж/кг;

i' – ентальпія води (конденсату), кДж/кг;

$k_{\text{нер}}$ – коефіцієнт нерівномірності споживання пари протягом тижня, $k_{\text{нер}} = 0,1 \div 1,0$.

Витрати пари корпусами підприємства та її тиск вибираються з таблиці 2.2, відповідно до свого варіанту. З переліку видів виробничих будівель таблиця Б.1 (дод. Б) споживачами пари можуть бути типи будівель № 1–5, 9–10, 12 та 19. Серед переліку всіх корпусів за своїм варіантом кожен виконавець курсової роботи самостійно вибирає три цехи, що споживають пару згідно з їхнім призначенням.

Теплофізичні властивості насиченої пари та води можна приймати з таблиці Д.1 (дод. Д) за значеннями тиску. Оскільки значення тиску в таблиці переважно не збігаються зі значеннями тиску в споживачів згідно із завданням, фактичні параметри пари та конденсату в корпусах підприємства необхідно визначати за допомогою інтерполяції. Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 4.6. Температуру конденсату приймаємо 100 °С.

Таблиця 4.6 – Приклад розрахунку теплових навантажень споживачів пари

№ п/п	Найменування корпусу	Витрати пари $G_{\text{п}}$, т/год	Тиск пари P_i , МПа	Коефіцієнт нерівномірності $k_{\text{нер}}$	Ентальпія пари i'' , кДж/кг	Ентальпія води i' , кДж/кг	Теплове навантаження $Q_{\text{ст}}$, МВт
1	2	3	4	5	6	7	9
...	...	...	...	...	...	...	...
10	Термічний	2,1	0,65	0,3	2760,0	419,1	0,41
	$\Sigma=$	7,6				$\Sigma=$	1,637

Значення в стовпчиках 6–8 таблиці 4.6 за допомогою інтерполяції отримані таким чином:

$$i'' = (2768,9 - 2758) (0,65 - 0,618) / (0,792 - 0,618) + 2758 = 2760,0;$$

$$i' = 419,1.$$

4.4 Сумарні теплові потоки по корпусам

Сумарні теплові потоки потрібні для визначення потужності джерела тепла в різні періоди року в різних режимах роботи підприємства. Зокрема їх

використовують для побудови секундного (годинного) графіка теплових навантажень. Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 5.1.

Сумарні значення теплових навантажень знаходять окремо для зимового, перехідного та літнього режимів:

У зимовому режимі:

$$Q_{\Sigma} = Q_o + Q_v + Q_{hmv} + Q_{ct}. \quad (4.24)$$

У перехідному режимі:

$$Q_{\Sigma}^8 = Q_o^8 + Q_v^8 + Q_{hmv} + Q_{ct}. \quad (4.25)$$

У літньому режимі:

$$Q_{\Sigma}^s = Q_{hmv}^s + Q_{ct}. \quad (4.26)$$

Якщо навантаження опалення та вентиляції покриваються з системи Т1,Т2 окремо та незалежно від інших видів споживання, то це навантаження дорівнюватиме

$$Q_{ov} = Q_o + Q_v. \quad (4.27)$$

Таблиця заповнюється за результатами розрахунків навантажень кожного виду для кожного корпусу (табл. 4.1, 4.2, 4.4, 4.5 та 4.6). У найпростішому випадку значення навантажень опалення, вентиляції та технологічних споживачів для корпусів просто переносять з таблиці 4.1 та 4.6 у стовпчики 3–6 та 13 таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Приклад розрахунку сумарних теплових навантажень

№	Найменування корпусу	Q_o	Q_v	Q_{ov}	Q_o^{+8}	Q_v^{+8}	Q_{hmax}	Q_{hmax}^s	Q_{hm}	Q_{hm}^s	Q_{hmw}	Q_{hmw}^s	Q_{ct}	ΣQ	ΣQ^{+8}	ΣQ^s
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
7	Гараж	0,067	0,000	0,067	0,008	0,000	0,078	0,063	0,033	0,026	0,003	0,002	0	0,070	0,011	0,002
8	Їдальня	0,036	0,066	0,103	0,007	0,013	0,056	0,045	0,000	0,000	0,009	0,007	0	0,169	0,041	0,007
9	Насосна	0,057	0,000	0,057	0,011	0,000	$9 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$	0	0,058	0,012	0,000
10	Термічний	0,432	1,692	2,124	0,068	0,267	0,204	0,164	0,074	0,059	0,058	0,046	0,520	2,701	0,912	0,566
	$\Sigma =$	2,093	2,758	4,851	0,334	0,440	0,788	0,630	0,328	0,263	0,128	0,102	1,637	6,615	2,538	1,739

Навантаження гарячого водопостачання (ГВ) санвузлів¹⁴ та душових для всіх корпусів окрім їдальні складують та заносять у стовпчики 7–12 таблиці 5.1. Середньотижневі навантаження санвузлів Q_{hwm} та Q_{hwm}^s вважають рівними їх середньогодинним навантаженням Q_{hm} та Q_{hm}^s . Значення навантажень ГВ для їдальні вибирають з рядка сумарних значень таблиці 4.5, після чого заповнюють стовпчики 15–17 за формулами (4.24)–(4.26).

У більш складних випадках частина навантажень гарячого водопостачання може фактично покриватись не в тих корпусах, для яких вони розраховувались, а в сусідніх. Наприклад, такі малі споруди як майстерні, склади, гаражі, насосні, компресорні, регенераторні мастил, невеликі виробничі корпуси можуть не мати своїх душових і навіть санвузлів. У такому випадку їх навантаження ГВ мають покриватися в сусідніх корпусах, більших за розмірами та кількістю працівників, для чого в них встановлюються додаткові душові та туалетні кабінки у відповідній кількості. У цьому разі в таблиці 4.7 для таких малих корпусів навантаження на гаряче водопостачання взагалі буде відсутнє, але воно обов'язково має бути враховано в якомусь суміжному корпусі виходячи з розташування фактичних місць споживання теплових навантажень.

Так само теплові навантаження їдальні (див. табл. 4.5) розраховуються для окремих цехів, але всі вони зосереджені та задовольняються в одному корпусі їдальні і мають враховуватися саме для цього корпусу. Проте в певних випадках частина навантаження гарячого водопостачання їдальні може бути передана до буфета або розподільчої з відпусканням гарячої їжі та відповідним миттям багаторазового посуду. Такі буфети чи розподільчі здебільшого розташовують у великих цехах, найбільш віддалених від основної їдальні. У прикладі розрахунку (табл. 4.7) навантаження на миття посуду термічного цеху покривається в буфеті самого термічного цеху. Таким чином, навантаження гарячого водопостачання цього цеху складається з навантажень санвузлів (табл. 4.2), душових (табл. 4.4) та буфета (табл. 4.5), а сумарні навантаження їдальні не містять навантаження працівників термічного цеху.

За необхідності перерозподілу частини навантажень ГВ між окремими корпусами підприємства таблицю 4.7 рекомендується заповнювати у двох варіантах: *початковому* зі значеннями навантажень, взятими з таблиць 4.2, 4.4 та 4.5, та *перерозподіленому* – з передаванням навантажень від одних корпусів до інших.

¹⁴ Середньотижневі Q_{hwm} , Q_{hwm}^s та середньодобові Q_{hm} , Q_{hm}^s навантаження санвузлів приймаємо такими, що дорівнюють середньогодинним навантаженням Q'_{hm} , Q'^s_{hm} .

У всіх випадках рішення приймаються проєктувальником з конструктивних міркувань, враховуючи особливості генплану підприємства та прагнучи спростити та здешевити системи гарячого водопостачання.

Після закінчення заповнювання таблиці 4.7 у всіх необхідних варіантах слід обов'язково перевірити правильність підрахунків шляхом:

1. Порівняння значень сумарних навантажень з останнього підсумкового рядка таблиці 5.1 з сумарними значеннями (або з сумами сумарних для значень навантажень ГВ) з таблиць 4.1, 4.2, 4.4–4.6.

2. Застосування формул (4.24)–(4.26) до значень у стовпчиках 14–16 останнього підсумкового рядка таблиці 4.7.

У разі будь-якої невідповідності слід знайти помилки та виправити їх.

5 КОНСТРУЮВАННЯ МЕРЕЖ

5.1 Конструювання теплових мереж

Конструкція, кількість трубопроводів та спосіб прокладання теплових мереж визначається характером та об'ємом теплових навантажень, а також взаємним розташуванням споживачів тепла. На промисловому майданчику навантаження технологічних споживачів (Т), що потребують пару, задовольняються за допомогою двотрубною системою «паропровід–конденсатопровід» (умовне позначення Т7, Т8). Системи без повернення конденсату застосовуються в обмежених випадках, коли пара чи конденсат фізично витрачаються в технологічному процесі або забруднюються настільки, що очищення конденсату є надто складним або економічно не вигідним.

На промисловому підприємстві помірних розмірів навантаження опалення та вентиляції (ОВ) покриваються переважно *двотрубною системою теплопостачання з теплоносієм водою* (умовне позначення Т1, Т2). Навантаження систем гарячого водопостачання (ГВ) може покриватися з тієї ж системи, що й опалення та вентиляція. У цьому випадку в разі застосування відкритої схеми у споживачів встановлюються вузли змішування, а в разі використання закритої схеми – теплообмінники.

У випадку компактного розташування основних навантажень ГВ поблизу від джерела тепла доцільно задовольняти їх за допомогою окремої *розподільної системи гарячого водопостачання* здебільшого двотрубною з розподільним та циркуляційним трубопроводами (умовне позначення Т3, Т4). У цьому випадку для закритої системи теплопостачання зі споживанням гарячої води

централізоване її приготування на джерелі тепла та розподіл між корпусами за допомогою окремих трубопроводів економічно більш доцільне від встановлення в кожному корпусі власних водопідігрівачів. Слід також враховувати і якість холодної водопровідної води: у разі її високої жорсткості зазвичай слід скорочувати сумарну довжину розподільних трубопроводів систем ГВ¹⁵.

Можливий також і комбінований варіант, коли за наявності розподільної системи гарячого водопостачання обмеженого радіуса дії теплові навантаження ГВ віддалених споживачів покриваються теплоносієм водяної теплової мережі T1, T2, тобто з тих трубопроводів, що й опалення та вентиляція.

Для окремих корпусів, які мають технологічне навантаження, що покривається паром, може бути доцільним покриття навантаження ГВ надлишками або залишками *технологічної пари* T7. Перевага такого варіанту – однаковість цілорічного режиму роботи систем технологічного споживання та гарячого водопостачання. У цьому варіанті приготування гарячої води здійснюється у пароводяних підігрівачах гарячої води, встановлених у корпусах з технологічним споживанням.

В обмежених випадках переважно за домінуючої ролі технологічного споживання та за обов'язкових умов виконання техніко–економічного обґрунтування можливе задоволення потреб усіх споживацьких систем первинним теплоносієм – паром. У цьому варіанті використовуються парове опалення, пароповітряні калорифери припливної вентиляції та пароводяні підігрівники гарячого водопостачання поверхневого або змішувального типу.

Таким чином, вибір одного зі згаданих рішень визначається особливостями споживачів тепла, переліком, вимогами та тепловою потужністю їхніх систем, що споживають тепло, характером взаємного розташування споживачів та властивостями технічних середовищ (води, пари), що використовуються системами. У процесі курсового проектування рекомендується на копії генплану з усіма корпусами виконувати *зведений однотрубний ескіз* схем усіх розподільних систем, що згідно з прийнятим рішенням будуть використовуватися для теплопостачання інженерних систем споживачів (опалення та вентиляції, гарячого водопостачання, технологічного споживання пари з поверненням чи без повернення конденсату). Під час креслення схем підведення теплоносіїв до корпусів підприємства слід пам'ятати про два основних принципи конструювання теплових мереж:

¹⁵ Як і будь-яке інженерне рішення, вибір між варіантами з розподільною системою ГВ від джерела тепла та з підігрівачами в окремих будівлях має прийматися на підставі техніко-економічного обґрунтування, оскільки досить ймовірно, що розподільна система ГВ (особливо маюча діаметри трубопроводів з певним запасом) буде потребувати значно менше коштів на обслуговування та ремонт, ніж підігрівники, що швидко заростають.

1. Магістральні трубопроводи різних систем (ОВ, ГВ, технологічне споживання) мають прокладатися сумісно та підключатися до єдиних для кожного споживача теплових уводів.

2. Теплоносій слід підводити до споживачів найкоротшим шляхом так, щоб сумарна довжина трубопроводів була мінімальною.

3. Кількість перетинань теплових мереж з іншими комунікаціями (автошляхи, залізнична колія і т. ін.), кількість відгалужень теплових мереж (вузлів трубопроводів) має бути мінімальною.

Приклади правильного, невірного та нераціонального рішення схем теплових мереж показано на рисунку 5.1.

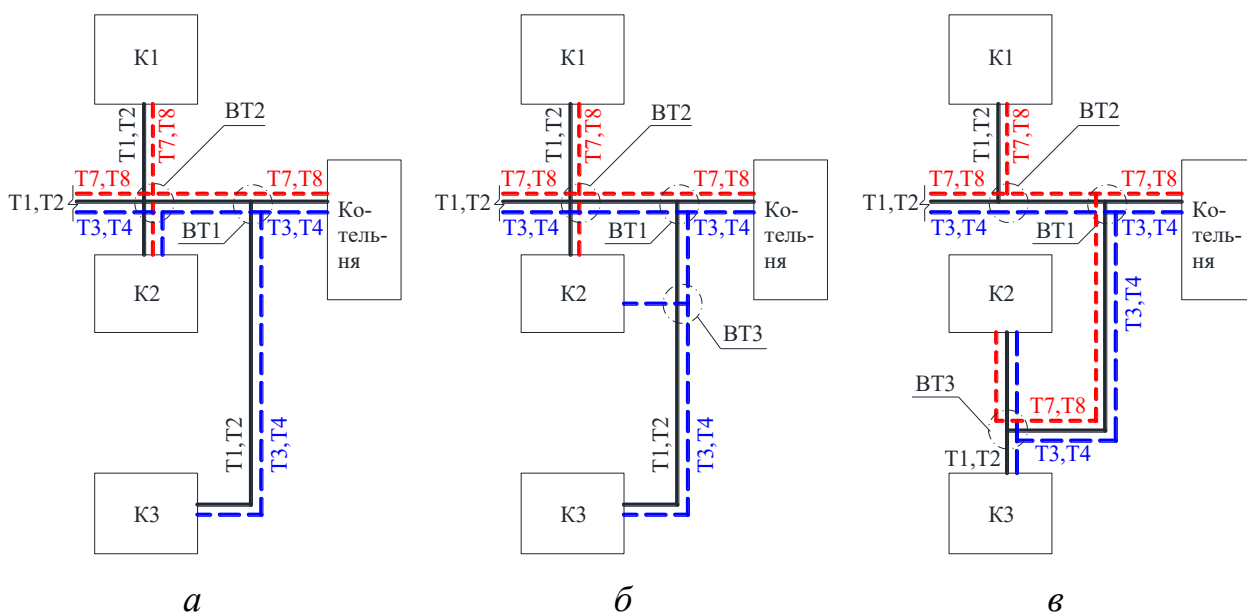


Рисунок 5.1 – Приклад правильного (*a*), невірного (*б*) та нераціонального (*в*) схемного рішення теплової мережі

Помилковість рішення на рисунку 5.1, *б* полягає в тому, що теплоносій для опалення та вентиляції (Т1, Т2) та пару й конденсат на технологічні потреби (Т7, Т8) підключено до корпусу К2 від вузлу трубопроводів ВТ2, а гарячу водопровідну воду (Т3,Т4) – від іншого вузла ВТ3, що потребує в корпусі К2 облаштування двох теплових пунктів, а на трасі мережі – додаткового вузла трубопроводів ВТ3.

Нераціональність рішення на рисунку 5.1, *в* пояснюється тим, що корпус К2 не отримує тепло найкоротшим шляхом. Слід також відзначити, що невірне на рисунку 5.1, *б* та нераціональне на рисунку 5.1, *в* рішення відрізняються наявністю 3-х вузлів відгалуження (ВТ1, ВТ2 та ВТ3) порівняно з двома вузлами (ВТ1 та ВТ2) вірного рішення на рисунку 5.1, *а*.

Вибираючи напрямок прокладання теплотраси та розміщення її осі слід також враховувати наявність інших інженерних комунікацій: автомобільних та залізничних шляхів, ліній електромереж, водоводів, кисне- та газопроводів і т.і.

Також слід враховувати, що кожне перетинання теплової мережі з такими перешкодами, як автошляхи та залізничні колії, потребує додаткових витрат коштів та часу на облаштування, тому необхідно прагнути до мінімізації кількості таких перетинань.

5.2 Конструювання газових мереж

5.2.1 Вибір системи газопостачання

Схеми газопостачання підприємств, як і способи прокладання газопроводів, також досить різноманітні. При виборі схеми слід керуватись техніко-економічними вимогами, а також вимогами надійності і безпечності: забезпеченням необхідних параметрів (тиску і витрати) газу перед пальниками печей, котлів тощо; мінімальними капіталовкладеннями (мінімальні довжини і діаметри газопроводів, кількість ГРП і ГРУ); забезпеченням надійних і безпечних будівельно-монтажних і пусконаладжувальних робіт, експлуатації.

Вибір способу прокладання залежить від:

- ступеня насичення території підприємства підземними комунікаціями;
- типу ґрунту та рівня ґрунтових вод;
- виду покриття доріг і проїздів;
- конструкції й призначення будівельних споруд;
- розміщення цехів, що споживають газ, і техніко-економічних міркувань.

Відповідно до вимог [2] на підприємствах перевагу потрібно надавати надземному прокладанню міжцехових газопроводів.

При підземному способі глибина прокладання сталевих газопроводів приймається: на глибині не меншій 0,8 м до верха труби чи футляра, в місцях, де не передбачається рух транспорту, глибина прокладання зменшується до 0,6 м.

Середні та великі промислові підприємства підключають до міських мереж середнього або високого тисків (Принципова схема газопостачання великих і середніх підприємств). Устаткування цих підприємств використовує газ як середнього, так і низького тисків. У зв'язку з цим можливі два варіанти виконання міжцехових газопроводів:

- одноступенева система (рис. 5.2);
- двоступенева система (рис. 5.3).

Організація вводу відгалуження від міської газорозподільної системи на територію підприємства виконується аналогічно як для дрібних підприємств (не ближче, чим 2 м до огорожі встановлюється загальний вимикальний пристрій).

У випадку одноступеневої системи міжцехових газопроводів після загального вимикального пристрою на території підприємства влаштовують пункт комерційного виміру витрат газу. Подача газу до споживачів відбувається газопроводами середнього тиску, а в кожному з цехів встановлюють одно- або двониткові газорегуляторні установки. При невеликих витратах газу замість ГРУ шафового типу можливе застосування комбінованих або домових регуляторів тиску газу. Цехові ГРУ можуть комплектуватись засобами обліку використаного газу.

Вибір варіанта системи міжцехових газопроводів промислового підприємства потрібно визначати на основі техніко-економічного порівняння одно- і двоступеневих схем. При проектуванні нових чи реконструкції існуючих систем газопостачання перевагу зазвичай віддають одноступеневим системам середнього тиску.

У одно- та двоступеневих системах після загального вимикального пристрою на території підприємства влаштовують пункт комерційного вимірювання витрат газу або встановлюють головний газорегуляторний пункт промислового підприємства. ГГРП призначений для зниження тиску газу з високого чи середнього до нижче середнього і низького.

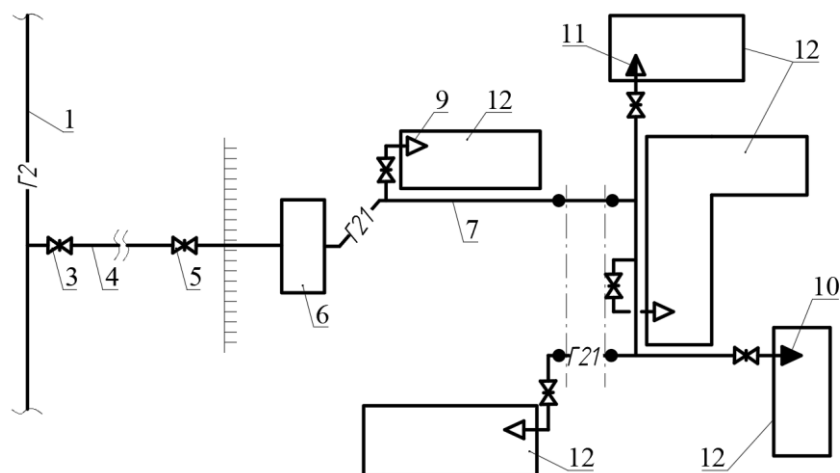


Рисунок 5.2 – Одноступенева система міжцехових газопроводів:

- 1 – газопровід середнього тиску міської розподільної мережі; 2 – теж, високого;
- 3 – пристрій вимикальний для відгалужень довжиною понад 100 м;
- 4 – відгалуження-ввід; 5 – пристрій вимикальний загальний; 6 – головний ГРП і пункт обліку газу; 7 – газопровід міжцеховий середнього тиску надземний;
- 8 – теж, низького; 9 – ГРУ (ГРП) внутрішньо- цехова; 10 – ГРУ шафового типу;
- 11 – регулятор тиску газу будинковий; 12 – цех з газовикористовуючим устаткуванням; 13 – ввід у цех (вузол підключення внутрішньоцехових газопроводів низького тиску); 14 – теж, середнього

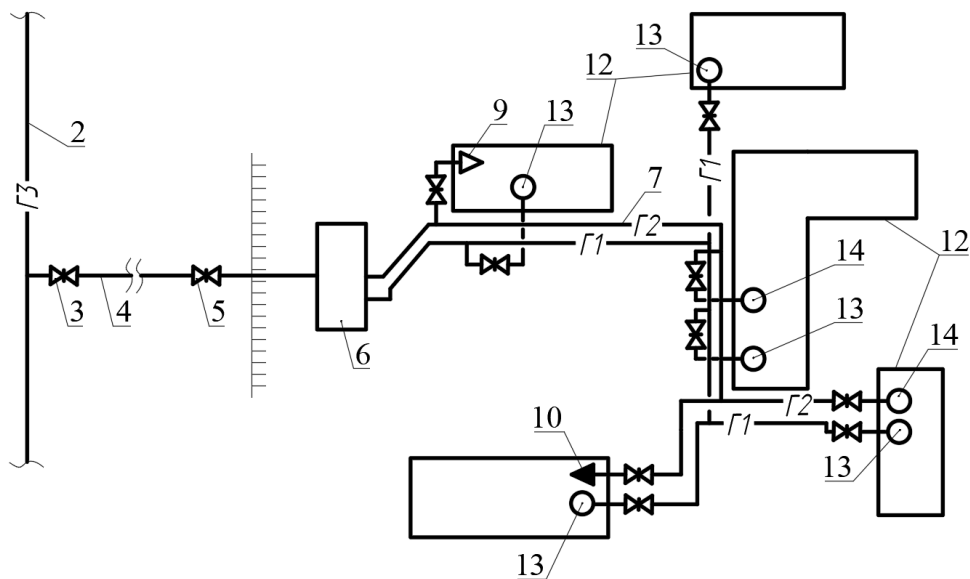


Рисунок 5.3 – Двоступенева система міжцехових газопроводів:

- 1 – газопровід середнього тиску міської розподільної мережі; 2 – теж, високого;
 3 – пристрій вимикальний для відгалужень довжиною понад 100 м;
 4 – відгалуження-ввід; 5 – пристрій вимикальний загальний; 6 – головний ГРП і пункт обліку газу; 7 – газопровід міжцеховий середнього тиску надземний;
 8 – теж, низького; 9 – ГРУ (ГРП) внутрішньоцехова; 10 – ГРУ шафового типу;
 11 – регулятор тиску газу будинковий; 12 – цех з газовикористовуючим устаткуванням; 13 – ввід у цех (вузол підключення внутрішньоцехових газопроводів низького тиску); 14 – теж, середнього

У приміщенні ГРП розміщується устаткування для комерційного обліку газу. Подача газу в кожний з цехів відбувається залежно від встановленого там газовикористовувального обладнання одним (низького або нижче середнього) чи двома (низького і нижче середнього) газопроводами.

Вимикальні пристрої перед вводом міжцехових газопроводів у кожний цех чи споруду, де встановлено газовикористовувальне обладнання, як правило, влаштовують на стінах. Причому їх потрібно розмішувати на відстані не меншій, ніж 0,5 м від дверей та вікон, які відчиняються, (для газопроводів середнього тиску – 3 м, високого (0,6 МПа) – 5 м). У випадку розміщення на стіні поряд з вимикальним пристроєм повітрязабірних отворів системи припливної вентиляції відстань (по горизонталі) між ними має перевищувати 5 м.

5.2.2 Прокладання системи зовнішніх газопроводів

Після визначення необхідних витрат газу на території заводу та всередині будівель прокладаються умовно зовнішні та внутрішні газопроводи. Визначаються оптимальні шляхи їх прокладання з урахуванням необхідного

тиску у газопроводах та найменшої відстані до будівель з газовим обладнанням. Визначаються: місця перетину газопроводу і автомобільних доріг (при наявності); місця встановлення ГРП із комерційним вузлом обліку газу; місця встановлення некомерційних шаф ВОГ.

При цьому враховуються наступні вимоги: газопроводи передбачаються тільки сталевими; їх прокладання тільки надземне на висоті не менше 2,5 м.

Шаг кріплення газопроводів та висота під'йому газопроводів над автомобільною дорогою визначаються після проведення гідравлічного розрахунку в залежності від діаметрів газопроводів.

6 ГРАФІКИ ВІДПУЩЕННЯ ТЕПЛА СПОЖИВАЧАМ

6.1 Графік середньодобового теплового навантаження залежно від температури зовнішнього повітря

Графік¹⁶ відображає залежність теплових навантажень від температури зовнішнього повітря t_z . Графік будується за значеннями сумарних теплових навантажень для всіх корпусів підприємства (підсумовуючий рядок з табл. 4.7). У процесі побудови графіка слід мати на увазі, що навантаження систем опалення та вентиляції лінійно залежать від температури зовнішнього повітря (див. формули (4.1) та (4.2)), а навантаження систем гарячого водопостачання та технологічних споживачів вважаються незалежними від температури зовнішнього повітря.

Тому для побудови графіка достатньо мати значення теплових навантажень за температури повітря t_o , $+8$ та t_i , пам'ятаючи, що за температур більших $+8^\circ\text{C}$ навантаження опалення та вентиляції відсутні. На графіку відображаються окремо лінії навантажень кожної з інженерних систем, що споживає тепло¹⁷ (опалення Q_o , вентиляції Q_v , гарячого водопостачання Q_{hm} та технологічних споживачів Q_t), а також лінія сумарних теплових навантажень усіх інженерних систем Q_Σ .

Приклад побудови графіка показаний на рисунку 6.1, а. Графік побудовано для таких вихідних даних:

- розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення t_o : -24°C ;

¹⁶ У різних джерелах він зветься також годинним графіком, якщо потужність теплового потоку, що відпускається від джерела споживачам вимірюється за проміжок часу, рівним 1 годині (ккал/год, Гкал/год, кДж/год, ГДж/год і т. і.), або секундним графіком, якщо тепла потужність вимірюється в одиницях потужності (Вт, кВт, МВт, ГВт).

¹⁷ У разі побудови графіка залежності теплового навантаження від температури зовнішнього повітря враховують значення середнього або середньобалансового теплового навантаження системи гарячого водопостачання Q_{hm} .

- розрахункова температура холодної води в зимовий період t_c : 5°C ;
- розрахункова температура холодної води в літній період t_c^s : 15°C ;
- розрахункові витрати тепла на опалення Q_o за t_o : $2,09 \text{ МВт}$;
- розрахункові витрати тепла на вентиляцію Q_v за t_o : $2,76 \text{ МВт}$;
- розрахункові витрати тепла на опалення Q_o^8 за $+8^{\circ}\text{C}$: $0,334 \text{ МВт}$;
- розрахункові витрати тепла на вентиляцію Q_v^8 при $+8^{\circ}\text{C}$: $0,44 \text{ МВт}$;
- розрахункові витрати тепла на гаряче водопостачання (ГВ) Q_{hmv} : $0,13 \text{ МВт}$;
- розрахункові витрати тепла на ГВ у літній період Q_{hmv}^s : $0,1 \text{ МВт}$;
- розрахункові витрати тепла на технологічні потреби $Q_{\text{т}}$: $1,64 \text{ МВт}$.

Значення навантажень Q_o^8 , Q_v^8 , Q_{hmv}^s приймаються з таблиці 4.7 або можуть бути отримані з навантажень Q_o , Q_v , Q_{hmv} за допомогою формул перерахунку (4.3), (4.4), (4.9).

З графіка видно, що в інтервалі температур зовнішнього повітря $t_3 \leq +8^{\circ}\text{C}$ (опалювальний період) $Q_{\Sigma} = Q_o + Q_v + Q_{\text{hmv}} + Q_{\text{ст}}$, у тому числі при $t_3 = +8^{\circ}\text{C}$ $Q_{\Sigma}^8 = Q_o^8 + Q_v^8 + Q_{\text{hmv}} + Q_{\text{ст}}$. У літній період $Q_{\Sigma}^s = Q_{\text{hmv}}^s + Q_{\text{ст}}$.

Звичайний графік залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря t_3 будується в інтервалі температур повітря $t_i \geq t_3 \geq t_o^{18}$, але оскільки в курсовій роботі цей графік використовується для побудови графіка тривалості теплових навантажень, тобто він є частиною *суміщеного графіка*, мінімальна температура, що відображається на цьому графіку має відповідати інтервалу мінімальних температур, що спостерігались у населеному пункті, для якого він будується. У прикладі на рисунку 6.1, *а* ця температура дорівнює -30°C відповідно до мінімального значення t_6 у таблиці 6.1 (див. розд. 6.2).

6.2 Графік тривалості теплового навантаження

Для побудови графіка інтервальну тривалість спостереження температур, вибрану (дод. А) для населеного пункту, де розташовано підприємство,

¹⁸ Обмеження мінімального значення температури зовнішнього повітря розрахунковою опалювальною температурою t_o пояснюється економічними міркуваннями, з якими невігідно проєктувати системи теплопостачання на максимально можливі теплові потужності за мінімальних температур, що спостерігались у певному населеному пункті, оскільки ймовірність цих мінімальних температур та тривалість їхнього спостереження дуже низькі. Завдяки їх обмеженій тривалості (усього декілька годин) та теплоаккумуляційній спроможності огорожувальних конструкцій будівель температура внутрішнього повітря в будівлях не повинна знижуватися суттєво нижче санітарних норм навіть за теплової потужності системи теплопостачання нижчій за відповідну до цих мінімальних температур. Але, якщо після підвищення температури зовнішнього повітря вище розрахункової опалювальної температури ($t_3 > t_o$) система теплопостачання буде подавати тепло за значенням t_3 згідно з графіком залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря, то підвищення температур внутрішнього повітря в опалюваних будівлях до нормативного рівня буде відбуватися надто повільно. Для швидкого відновлення нормативного рівня внутрішніх температур необхідно деякий час залишати теплову потужність системи теплопостачання на рівні максимальної розрахункової навіть коли вже $t_3 > t_o$, що буде призводити до перевитрат тепла порівняно із суміщеним графіком, обмеженим мінімальною температурою t_o . Тому в разі побудови графіка залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря в складі суміщеного графіка більш коректно добудовувати навантаження за температур $t_o > t_3 \geq t_6$, як показано на рисунку 6.1, *а*.

перераховують на інтегральну тривалість спостереження температур за принципом: якщо t_a та t_b відповідно нижня та верхня межа інтервалу температур ($t_a < t_b$), то сумарна кількість годин спостереження зовнішніх температур $t_3 \leq t_b$ буде дорівнювати кількості годин спостереження температур в інтервалі від t_a до t_b плюс тривалість спостереження зовнішніх температур $t_3 < t_a$ за аналогією з таблиці 6.1. Значення інтегральної (сумарної) кількості годин за умов $t_3 < +8^\circ\text{C}$ у нижньому рядку має збігатися з сумарною кількістю годин у останньому стовпчику інтервальної тривалості («Усього годин») для розрахованого міста (у прикладі для міста «N-ськ» ця кількість дорівнює 4900 годин).

Приклад побудови графіка показаний на рисунку 6.1, б.

Масштаб горизонтальної осі графіка має бути достатнім для відображення сумарної тривалості роботи системи теплопостачання протягом року. Приймаючи нормативну тривалість профілактичних та планово-попереджувальних ремонтів 360 годин (15 діб) на рік, сумарна річна тривалість роботи системи теплопостачання становитиме $T_{\text{річ}} = 8760 - 360 = 8400$ годин, де 8760 – тривалість звичайного року в годинах (365 діб 24 години на добу).

Для побудови графіка тривалості теплових навантажень використовують графік залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря. Від верхніх меж інтервалів температур $t_b = +8^\circ\text{C}$, $+5^\circ\text{C}$, 0°C , і так далі (див. табл. 6.1, третій рядок) піднімають перпендикуляри до перетинання з лінією сумарних теплових навантажень Q_{Σ} й від точок перетинання проводять горизонталі в зоні графіка тривалості до їхнього перетинання з вертикалями, побудованими від точок на горизонтальній осі, що відповідають кількості годин спостереження температур зовнішнього повітря $T_{\leq b}$, менших за верхні межі інтервалів t_b .

Таблиця 6.1 – Перерахунок інтервальної тривалості спостереження температур зовнішнього повітря в інтегральну тривалість

Інтервал температур $t_a \div t_b, ^\circ\text{C}$	$-34,9 \div -30$	$-29,9 \div -25$	$-24,9 \div -20$	$-19,9 \div -15$	$-14,9 \div -10$	$-9,9 \div -5$	$-4,9 \div -0$	$-0,1 \div +5$	$+5,1 \div +8$	Усього годин
Інтервальна тривалість T_{ab} , год	5	15	60	220	600	800	1000	1500	700	4900
Діапазон температур $t_3 \leq t_b, ^\circ\text{C}$	≤ -30	≤ -25	≤ -20	≤ -15	≤ -10	≤ -5	≤ 0	$\leq +5$	$\leq +8$	
Інтегральна тривалість $T_{\leq b}$, год	5	20	80	300	900	1700	2700	4200	4900	

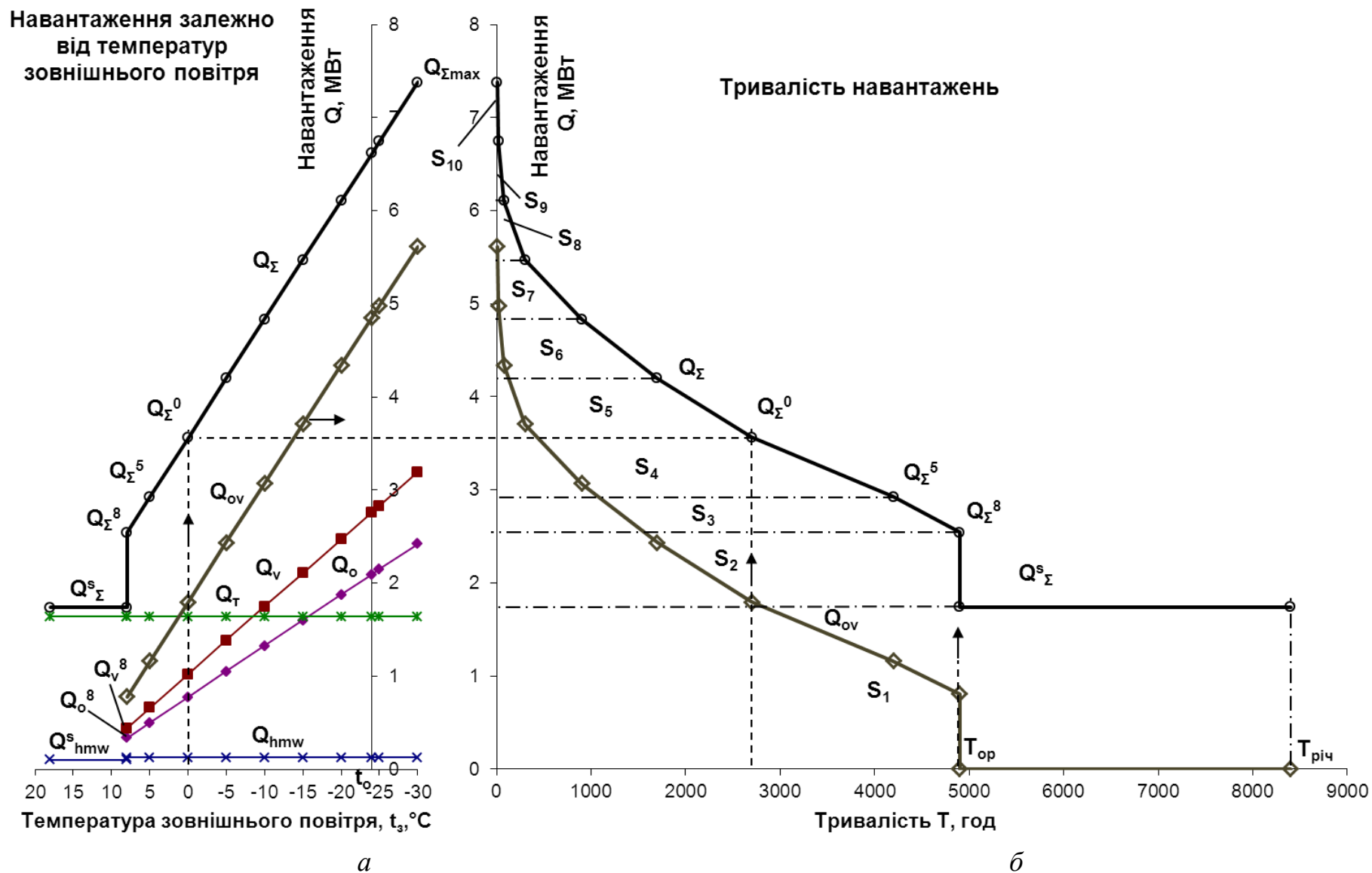


Рисунок 6.1 – Графіки залежностей теплових навантажень від температури зовнішнього повітря (а) та від тривалості спостереження температур зовнішнього повітря (б)

На рисунку 6.1 стрілками показано побудову точки графіка $t_6 = 0^\circ\text{C}$, $T_{\leq 6} = 2700$ годин.

Отримані таким чином точки з'єднують прямими лініями, у результаті чого й виходить графік тривалості теплових навантажень протягом року. У точці, що відповідає тривалості опалювального періоду $T_{\text{оп}}$ (4900 годин у прикладі), відбувається стрибкоподібна зміна сумарного теплового навантаження Q_{Σ} , так само, як на графіку залежності навантажень від температури зовнішнього повітря за температури $+8^\circ\text{C}$, що відповідає початку та закінченню опалювального періоду. У неопалювальний (літній) період тривалістю $T_{\text{річ}} - T_{\text{оп}}$ сумарне теплове навантаження $Q_{\Sigma} = Q_{\Sigma}^s = Q_{\text{hmw}}^s + Q_{\text{ст}}$.

Площа фігури, обмеженої двома осями та лінією самого графіка тривалості теплових навантажень відображає річну витрату тепла системою теплопостачання. Користуючись графіком можна також підрахувати витрати тепла окремо в літній та зимовий періоди.

6.3 Інтегральний графік річного споживання тепла

Інтегральний графік річних витрат тепла дозволяє підрахувати витрати палива на потреби теплопостачання за наявності на джерелі тепла різних теплогенеруючих агрегатів різної потужності з різними ККД за умов, що вони уводяться в дію послідовно після досягненні вже працюючими агрегатами максимальної теплової потужності.

Інтегральний графік будується на базі графіка тривалості теплових навантажень. Для цього здійснюють підрахунок площ фігур, які утворюються в процесі кожного дискретного додавання теплової потужності. На рис. 7.1, б ці площі позначені як $S_1, S_2, S_3, \dots, S_n = S_{10}$ ¹⁹. Площа S_1 – це площа прямокутника шириною $T_{\text{річ}}$ та висотою Q_{Σ}^s , площа S_2 – площа прямокутника шириною $T_{\text{оп}}$ та висотою $Q_{\Sigma}^{+8} - Q_{\Sigma}^s$, площа S_3 – площа трапеції²⁰ з розмірами нижньої підстави $T_{\text{оп}}$, верхньої підстави $T_{\leq +5}$ та висотою $Q_{\Sigma}^{+5} - Q_{\Sigma}^{+8}$ і т. і.

Після обчислення площ фігур знаходять площу самого графіка тривалості як суму площ усіх фігур:

$$S_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=n} S_i, \quad (6.1)$$

де S_i – площа i -тої фігури, МВт·год;

¹⁹ Остання фігура S_{10} у вигляді трикутника буде існувати на графіку лише за умов наявності на джерелі тепла резервної потужності для задоволення пікових навантажень за температур нижчих t_6 .

²⁰ Дорівнює добутку напівсуми підстав на висоту.

n – номер індексу верхньої фігури на графіку тривалості теплових навантажень.

Розмірність S принципового значення не має, оскільки у процесі побудови інтегрального графіка використовують тільки відносні (безрозмірні) величини, але слід мати на увазі, що для переходу від МВт·год до звичних ГДж необхідно чисельні значення площ S_i помножити на перехідний коефіцієнт 3,6.

Інтегральний графік відображає залежність між відносними годинними тепловими навантаженнями $\alpha_{\text{год}}$ та відносними річними витратами тепла $\alpha_{\text{річ}}$. Приклад інтегрального графіка показано на рисунку 6.2, значення $\alpha_{\text{год}}$ та $\alpha_{\text{річ}}$, за якими він побудований, наведені в таблиці 6.2.

На горизонтальній осі графіка відкладено відносні годинні теплові навантаження $\alpha_{\text{год}}$, що обчислюють за формулою:

$$\alpha_{\text{год}i} = Q_{\Sigma i} / Q_{\Sigma \text{max}}, \quad (6.2)$$

де $Q_{\Sigma i}$ – сумарне теплове навантаження за i -ї температури зовнішнього повітря t_{zi} ;

$Q_{\Sigma \text{max}}$ – сумарне теплове навантаження за мінімальної температури зовнішнього повітря t_{zmin} , що дорівнює верхній межі інтервалу температур з мінімальною кількістю годин спостереження (див. табл. 6.1).

Практично для всіх варіантів $\alpha_{\text{год}1} = Q_{\Sigma^S} / Q_{\Sigma \text{max}}$, $\alpha_{\text{год}2} = Q_{\Sigma^8} / Q_{\Sigma \text{max}}$, $\alpha_{\text{год}3} = Q_{\Sigma^5} / Q_{\Sigma \text{max}}$ і т. ін.

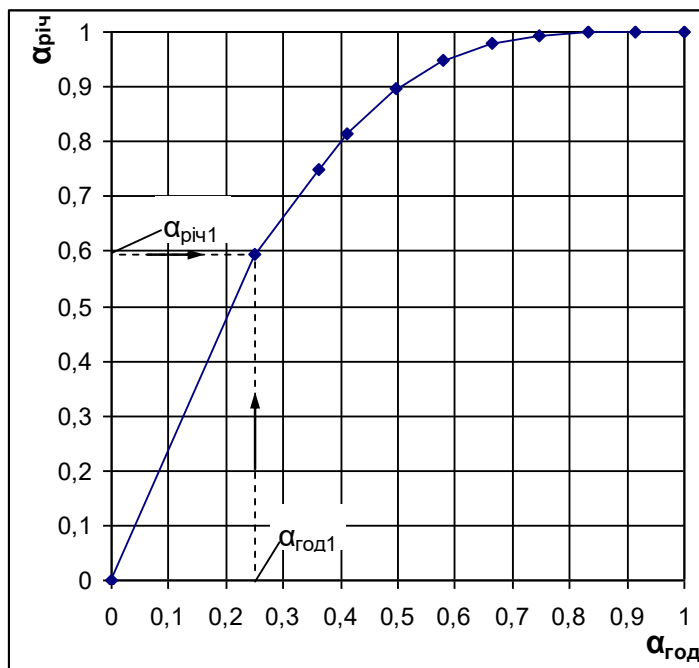


Рисунок 6.2 – Інтегральний графік річних витрат тепла

Таблиця 6.2 – Дані для побудови інтегрального графіка (див. табл. 4.7 та 6.1)

i	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t _{зі} , °C	18	8	8	5	0	–5	–10	–15	–20	–25	–30
T, год	8760	8400	4900	4200	2700	1700	900	300	80	20	5
α _{год}	0	0,233	0,346	0,398	0,484	0,570	0,656	0,742	0,828	0,914	1
α _{річ}	0	0,572	0,735	0,803	0,890	0,946	0,979	0,994	0,998	0,9997	1

На вертикальній осі графіка відкладають відносні річні витрати тепла α_{річi}, що обчислюють за формулою

$$\alpha_{річi} = \frac{\sum_{k=1}^{k=i} S_k}{S_{\Sigma}}, \quad (6.3)$$

де k – поточний номер індексу фігури в інтервалі від 1 до i: $1 \leq k \leq i$.

Наприклад, $\alpha_{річ1} = S_1 / S_{\Sigma}$, $\alpha_{річ2} = (S_1 + S_2) / S_{\Sigma}$, $\alpha_{річ3} = (S_1 + S_2 + S_3) / S_{\Sigma}$ і т. і.

Лінію інтегрального графіка будують по точках, координати яких визначають сполучення величин α_{годi} та α_{річi} з однаковими значеннями індексів «i». На рисунку 6.2 показано приклад побудови точки інтегрального графіка для i = 1 та значеннях α_{год1} = 0,233 і α_{річ1} = 0,572.

7 ТЕМПЕРАТУРНІ ГРАФІКИ ВІДПУЩЕННЯ ТЕПЛА СПОЖИВАЧАМ

Вибір температурного графіка визначається відносною долею навантаження на ГВ Q_{hmax} від навантаження на опалення Q_{оmax}:

$$\chi_{\max} = Q_{h\max} / Q_{о\max}. \quad (7.1)$$

Тип графіка, що приймається для центрального регулювання на джерелі тепла, залежить від χ_{max}, проте за будь-яких значень χ_{max} спочатку будується суто опалювальний графік, оскільки він є базовим для побудови всіх інших графіків.

7.1 Побудова суто опалювального графіка

У випадку χ_{max} = 0 суто опалювальний графік застосовується як остаточний робочий графік. За цим графіком температури в подавальній τ_{1t} й зворотній τ_{2t}

магістралях теплової мережі, а також у подавальній τ_{11t} магістралі системи опалення за поточної температури зовнішнього повітря t_3 можна знайти за формулами:

$$\tau_{1t} = t_{im} + (\tau_n - t_{im}) \bar{Q}_o^{0,8} + (\tau_1 - \tau_n) \bar{Q}_o, \quad (7.1)$$

$$\tau_{2t} = \tau_{1t} - (\tau_1 - \tau_2) \bar{Q}_o, \quad (7.2)$$

$$\tau_{11t} = \tau_{1t} - (\tau_1 - \tau_{11}) \bar{Q}_o, \quad (7.3)$$

де τ_1, τ_2 – температури теплоносія у подавальній та зворотній магістралях теплової мережі за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o , °C;

τ_{11} – температура теплоносія в подавальній магістралі системи опалення за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o ; приймається для кожної будівлі окремо залежно від її призначення та характеристик системи опалення; у курсовому проєкті рекомендується приймати її для системи опалення АПК²¹;

t_{im} – середня розрахункова температура внутрішнього повітря будівель, що отримують тепло від теплової мережі, °C; для промислового підприємства за відомих характеристик усіх корпусів температуру t_{im} можна знайти з виразу²²

$$t_{im} = \Sigma t_{ij} V_j / \Sigma V_j, \quad (7.4)$$

де t_{ij} – розрахункова температура внутрішнього повітря j -го корпусу, °C;

V_j – об'єм j -го корпусу, м³.

Розрахункова температура теплоносія τ_1 у подавальній магістралі теплової мережі за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o приймається з таблиці А.1 додатка А за двома останніми цифрами номеру залікової книжки. Аналогічна температура теплоносія τ_2 у зворотній магістралі теплової мережі однакова для всіх варіантів: $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$.

Відносне теплове навантаження на опалення $\bar{Q}_o$ знаходиться за формулою:

$$\bar{Q}_o = (t_{im} - t_3) / (t_{im} - t_o). \quad (7.6)$$

Розрахункова температура теплоносія в опалювальних приладах τ_n за зовнішньої температури t_o визначається як:

$$\tau_n = (\tau_{11} + \tau_2) / 2. \quad (7.7)$$

²¹ Для водяних двотрубних систем опалення адміністративно-побутових будівель згідно [3] максимально-допустима температура теплоносія системи опалення приймається не вище 95°C .

²² У разі відсутності вичерпної інформації щодо розмірів та призначення окремих корпусів промислового підприємства для t_{im} можна приймати 16°C .

Для корпусів, у яких застосовується безпосереднє підключення системи опалення до теплової мережі без змішувальних насосів зворотного теплоносія до подавального, у формулах (7.2)–(7.7) $\tau_{11t} = \tau_{1t}$ та $\tau_{11} = \tau_1$. У курсовому проєкті приймаємо $\tau_{11t} = 95^\circ\text{C}$.

Для водяної теплової мережі, що постачає тепло на промисловому підприємстві, відносно навантаження $\chi_{\max}$ дорівнює 0 у двох випадках:

1. Якщо в усіх корпусах, обслуговуваних водяною тепловою мережею T1, T2, споживання гарячої води відсутнє.

2. Якщо в усіх обслуговуваних корпусах навантаження на гаряче водопостачання покривається не теплоносієм з водяної теплової мережі з параметрами τ_{1t} , τ_{2t} , а гарячою водою, що подається з окремої розподільної мережі гарячого водопостачання з параметрами τ_3 , τ_4 ; у цьому разі водяна теплова мережа та мережа гарячого водопостачання повинні отримувати тепло від окремих не зв'язаних між собою котельних установок або установки повинні мати по два контури, спроможних працювати незалежно один від одного.

Таке рішення буде оптимальним, коли споживання гарячої води зосереджене у декількох корпусах, розташованих поблизу від джерела теплопостачання, або якщо споживання гарячої води необхідно задовольняти в переважній більшості будівель. Ще більш вигідним варіантом буде підігрів водопровідної води надлишковою парою в пароводяних підігрівниках.

На рисунку 7.1 показано суто опалювальний температурний графік, збудований за даними таблиці 7.1. За суто опалювального графіка в усьому діапазоні температур зовнішнього повітря опалювального періоду від $+8^\circ\text{C}$ до t_o застосовується центральне якісне²³ регулювання відпущення тепла споживачам.

Таблиця 7.1 – Приклад розрахунку температур теплоносія за суто опалювальним температурним графіком

$t_3, ^\circ\text{C}$	+8	+5	0	–5	–10	–15	–20	–24
$\bar{Q}_o$	0,161	0,239	0,370	0,502	0,633	0,764	0,895	1,000
τ_{1t}	41,94	53,64	72,28	90,23	107,71	124,84	141,69	155,00
τ_{2t}	28,30	33,30	40,79	47,59	53,93	59,91	65,61	70,00
τ_{11t}	33,91	41,68	53,76	65,15	76,07	86,65	96,94	105,00

Розрахунок доцільно звести в таблицю за формою таблиці 8.1. У ній дається приклад розрахунку для таких умов: $\tau_1 = 155^\circ\text{C}$, $\tau_2 = 70^\circ\text{C}$, $\tau_{11} = 105^\circ\text{C}$, $t_o = -24^\circ\text{C}$, $t_{im} = 14,12$.

²³ За якісного регулювання зміна кількості відпущеного тепла досягається завдяки зміні різниці температур теплоносія в подавальній і зворотній магістралі $\tau_{1t} - \tau_{2t}$ за постійного значення витрат теплоносія. Практично якісне регулювання досягається шляхом зміни температури теплоносія τ_{1t} у подавальній магістралі.

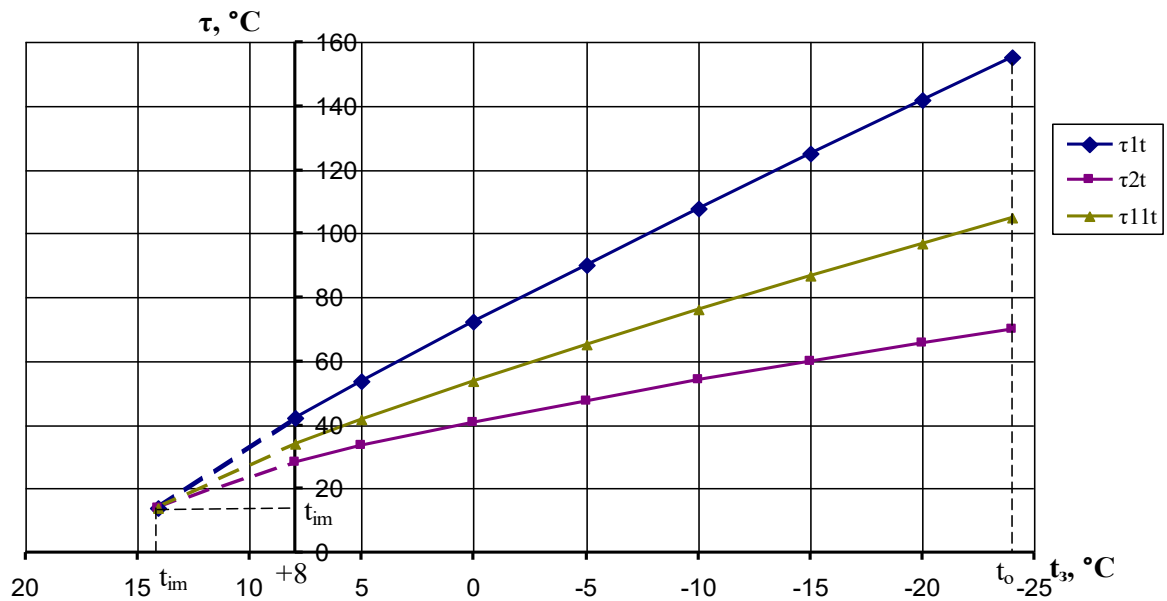


Рисунок 7.1 – Опалювальний температурний графік ($\chi_{\max} = 0$)

7.2 Опалювально-побутовий температурний графік

Якщо до водяної теплової мережі T1, T2 окрім систем опалення та вентиляції, підключено також і системи гарячого водопостачання, то за умов $\chi_{\max} < 0,2$ та $\chi_{\max} > 1,0$ застосовується *опалювально-побутовий* температурний графік та *одноступінчаста паралельна* схема підключення підігрівників гарячої води. Приклад опалювально-побутового графіка показано на рисунку 7.2.

Опалювально-побутовий графік відрізняється від суто опалювального графіка тим, що мінімальна температура в подавальній магістралі теплової мережі обмежується знизу вимогами щодо забезпечення мінімальної розрахункової температури гарячої води у водорозбірній арматурі споживача $t_{hu} \geq 50^\circ\text{C}$. З урахуванням втрат температури в процесі транспортування й розподілу гарячої води та за потреби в температурному напорі між нагрівним теплоносієм і тим, що нагрівається $\Delta t = \tau_1 - t_h \geq 5 \div 10^\circ\text{C}$, мінімальна температура теплоносія в подавальній магістралі теплової мережі для *закритої* системи тепlopостачання приймається $\tau_{1\min} = 70^\circ\text{C}$. Для забезпечення підтримки такої температури теплоносія за температур зовнішнього повітря, яким відповідають нижчі температури τ_{1t} з суто опалювальним графіком, змінюють спосіб регулювання відпущення тепла з якісного на кількісний²⁴.

²⁴ За кількісного регулювання змінюють витрати теплоносія при незмінних його температурах. Найчастіше застосовується регулювання пропусками, під час якого відбувається почергове відключення і включення подачі теплоносія в абонентські системи опалення та вентиляції.

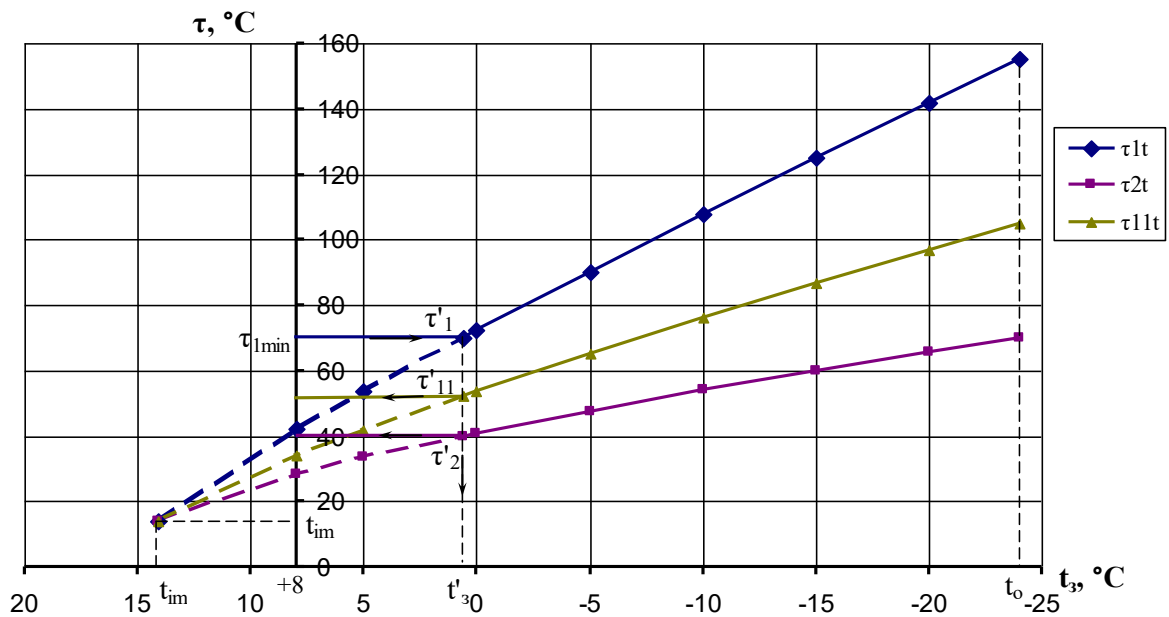


Рисунок 7.2 – Опалювально–побутовий температурний графік
 $(\chi_{\max} < 0,2, \chi_{\max} > 1,0)$

Температура зовнішнього повітря, за якої відбувається зміна способу регулювання відпущення тепла, називається температурою зламу і позначається t'_3 . Таким чином, опалювально–побутовий графік будується графічним способом на базі суто опалювального графіка шляхом фіксації температури в подавальній магістралі на рівні $\tau'_1 = \tau_{1\min}$ за $t_3 > t'_3$. Температури в зворотній магістралі теплової мережі τ'_2 та в подавальній магістралі системи опалення τ'_{11} так само фіксують на постійному рівні шляхом проведення горизонтальних прямих ліній від точок перетинання ліній τ_{11t} та τ_{2t} з перпендикуляром t'_3 .

7.3 Підвищений графік регулювання відпущення тепла

У випадку $\chi_{\max} = 0,2-1,0$ ($\chi_m = 0,1-0,5$) у закритих системах застосовуються *двоступінчасті* схеми та *підвищений* температурний графік, який будується на базі опалювально-побутового графіка.

За цього графіка в системі теплопостачання підтримується постійна витрата теплоносія, що дорівнює розрахунковій витраті на опалення G_o , а витрата тепла на гаряче водопостачання покривається за рахунок підвищення температури в подавальній магістралі і зниження – у зворотній. У цьому разі коливання теплового навантаження на гаряче водопостачання викликають зміни в кількості тепла, подаваного на опалення, що згладжуються завдяки здатності

будинків акумулювати тепло. Баланс тепла забезпечується завдяки побудові підвищеного графіка за «балансовим» навантаженням ГВ, рівним:

$$Q_{hb} = \chi_b Q_{hm} = \chi_b \chi_m Q_o, \quad (7.8)$$

де χ_b – балансовий коефіцієнт, прийнятий звичайно $\chi_b = 1,2$;

χ_m – відносне середнє навантаження системи ГВ: $\chi_m = Q_{hm}/Q_o$.

Підвищена температура теплоносія в подавальній магістралі тепломережі забезпечує збільшення тепловіддачі в підігрівниках другого ступеня.

Сумарне збільшення перепаду температур теплоносія δ (збільшення температури на подачі δ_{II} , використовуване в підігрівнику II ступеня, і зменшення температури в зворотному трубопроводі δ_I , що відбирається в підігрівнику I ступеня), не залежить від температур зовнішнього повітря:

$$\delta = \delta_{II} + \delta_I = \text{const}, \quad (7.9)$$

$$\delta = Q_{hb}/G_o c = Q_{hb}(\tau_1 - \tau_2)/Q_o = \chi_m \chi_b (\tau_1 - \tau_2) = \chi_{mb}(\tau_1 - \tau_2). \quad (7.10)$$

Температуру водопровідної води після першого ступеня підігріву t_{II} визначають з виразу:

$$t_{II} = \tau'_2 - \Delta t_{II}. \quad (7.11)$$

Рекомендовано приймати величину *недогріву* в першому ступені $\Delta t_{II} = 5\text{--}10^\circ\text{C}$ враховуючи обмеження:

$$\Delta t_{II} \geq \Delta t_{II\min}, \quad (7.12)$$

де $\Delta t_{II\min}$ – мінімально допустимий недогрів.

За температури зламу графіка і вище ($t_3 \geq t'_3$) зменшення температури зворотного теплоносія в першому ступені підігріву буде дорівнювати:

$$\delta'_I = \delta(t_{II} - t_c)/(t_h - t_c), \quad (7.13)$$

де t_h та t_c – температури відповідно гарячої та холодної водопровідної води.

В інтервалі температур зовнішнього повітря від температури зламу графіка t'_3 до розрахункової опалювальної температури t_o ($t'_3 \geq t_3 \geq t_o$):

$$\delta_I = \delta'_I (\tau_{2t} - t_c)/(\tau'_2 - t_c). \quad (7.14)$$

З (7.9) збільшення перепаду температур у другому ступені підігрівника завжди дорівнює:

$$\delta_{II} = \delta - \delta_I. \quad (7.15)$$

Температури в магістралях рівні:

$$\tau_{1п} = \tau_{1т} + \delta_{II}, \quad (7.16)$$

$$\tau_{2п} = \tau_{2т} - \delta_I. \quad (7.17)$$

Мінімально допустиму величину недогріву $\Delta t_{\text{нmin}}$ можна знайти виходячи з умов неперевикнення додатковим перепадом температури теплоносія в першому ступені підігріву δ_I сумарного додаткового перепаду температур теплоносія в першому та другому ступені δ за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o , тобто $\delta_{Io} \leq \delta$.

Оскільки :

$$\delta_{Io} = \delta (\tau'_{2} - \Delta t_{\text{н}} - t_c)(\tau_2 - t_c)/(\tau'_{2} - t_c)/(t_h - t_c), \quad (7.18)$$

то звідси:

$$\Delta t_{\text{нmin}} = (\tau'_{2} - t_c)(\tau_2 - t_h)/(\tau_2 - t_c) \quad (7.19)$$

Підвищений графік будується на базі опалювально–побутового графіка. Розрахунок температур теплоносія для підвищеного температурного графіка зводимо в таблицю 7.2, що є модифікованою таблицею 7.1.

У таблиці 7.2 наведено приклад розрахунку даних для побудови підвищеного графіка за умов: $\chi_b = 1,2$; $\chi_m = 0,157$; $t_h = 55^\circ\text{C}$; $t_c = 5^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{н}} = 9^\circ\text{C}$.

Приклад побудови підвищеного графіка за даними таблиці 8.2 показано на рисунку 7.3.

Таблиця 7.2 – Приклад розрахунку температур для підвищеного графіка

$t_3, ^\circ\text{C}$	8	5	0,62	0	–5	–10	–15	–20	–24
$\overline{Q}_o$	0,1605	0,239	0,354	0,370	0,502	0,633	0,764	0,895	1
$\tau_{1т}$	70,000	70,000	70	72,276	90,228	107,71	124,84	141,69	155
$\tau_{2т}$	40,089	40,089	39,903	40,791	47,594	53,928	59,909	65,609	70
$\tau_{1п}$	55,044	55,044	52,296	53,755	65,149	76,074	86,646	96,936	105
δ_I	8,385	8,385	8,34	8,5528	10,179	11,692	13,121	14,483	15,533
δ_{II}	7,600	7,600	7,644	7,432	5,806	4,293	2,863	1,501	0,452
$\tau_{1п}$	77,600	77,600	77,64	79,708	96,034	112	127,7	143,19	155,45
$\tau_{2п}$	31,704	31,704	31,56	32,238	37,416	42,236	46,788	51,125	54,467

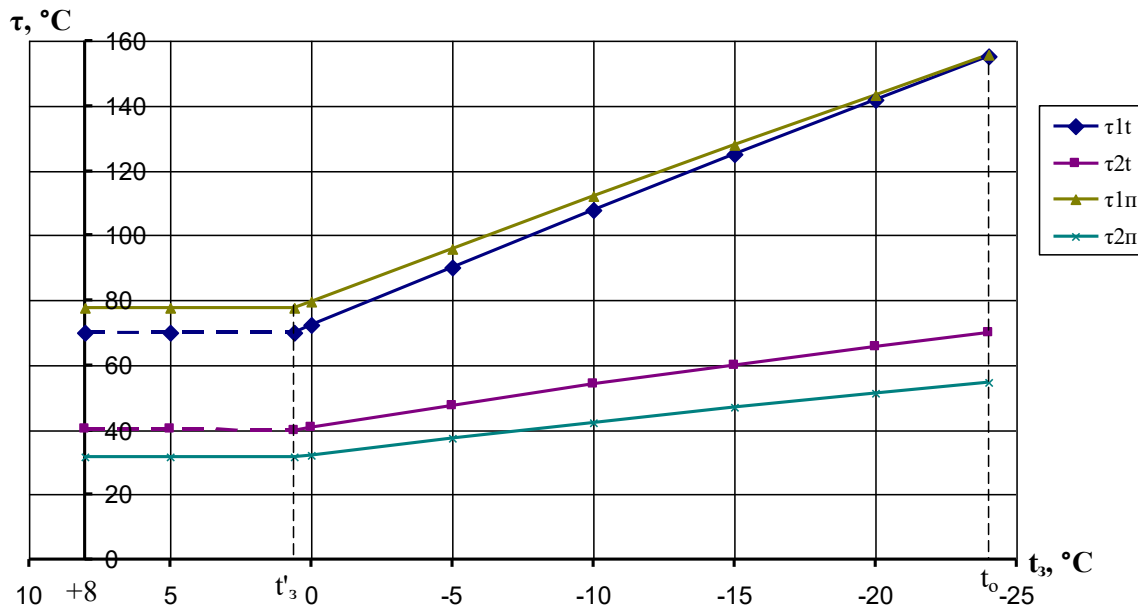


Рисунок 7.3 – Підвищений температурний графік ($0,2 < \chi_{\max} < 1,0$)

8 РОЗРАХУНКОВІ ВИТРАТИ ТЕПЛОНОСІЯ ТА ГАРЯЧОЇ ВОДИ

Для виконання гідравлічних розрахунків окремих систем необхідно мати значення розрахункових витрат теплоносіїв (нагрітої води на опалення, вентиляцію з параметрами T1, T2; гарячої води на побутові потреби T3, T4; пари та конденсату з параметрами T7, T8). Перед розрахунком відповідних витрат необхідно остаточно визначитись, за яким варіантом буде покриватися навантаження гарячого водопостачання в окремих будівлях:

- 1) з окремої мережі гарячого водопостачання T3 (з наявністю циркуляційного трубопроводу T4 чи без такого);
- 2) з мережі водяного теплопостачання T1, T2 (з використанням водоводяних підігрівників ГВ для закритої системи);
- 3) з мережі парового теплопостачання T7, T8 (з використанням пароводяних підігрівників ГВ);
- 4) частина цехів, зазвичай ближчих до джерела тепла, отримують гарячу воду з мережі ГВ T3, T4; інші цехи – з мережі T1, T2 (як у варіанті 2) або з трубопроводів T7, T8 (як у варіанті 3).

У першому варіанті гарячу воду отримують на джерелі теплопостачання й розповсюджують її мережею окремих трубопроводів T3 (T4). У варіантах 2 та 3 приготування гарячої води здійснюється безпосередньо в кожного споживача в підігрівниках або вузлах змішування, тому мережа трубопроводів гарячої води відсутня. В останньому варіанті мережа T3, T4 охоплює лише частину

підприємства, а решта корпусів задовольняє потребу в гарячій воді за допомогою трубопроводів Т1, Т2 або/та Т7, Т8.

Залежно від методики розрахунку та використовуваних таблиць або номограм витрати теплоносіїв застосовують у різних одиницях розмірності.

Розрахункові витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 у кг/с:
на опалення G_o :

$$G_o = Q_o \cdot 10^6 / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 236 \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2); \quad (8.1)$$

на вентиляцію G_v

$$G_v = Q_v \cdot 10^6 / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 236 \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2). \quad (8.2)$$

де Q_o – розрахункове навантаження на опалення, МВт;

Q_v – розрахункове навантаження на вентиляцію, МВт;

τ_1 – розрахункова температура теплоносія в подавальній магістралі теплової мережі (за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o), °С;

τ_2 – розрахункова температура теплоносія в зворотній магістралі теплової мережі, °С;

c – теплоємність теплоносія, середнє значення якої від інтервалу температур між подавальною та зворотною магістралями 115–70°С до інтервалу 150–70°С змінюється з 4214 до 4250 Дж/(кг·°С).

Розрахункові середні витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 на гаряче водопостачання (ГВ) за наявності акумулятора та паралельної схеми підключення підігрівника у кг/с:

$$G_{hm} = Q_{hm} \cdot 10^6 / [c(\tau'_1 - \tau'_2)] = 236 \cdot Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (8.3)$$

Розрахункові максимальні витрати теплоносія мережі Т1, Т2 на потреби ГВ за відсутності акумулятора та паралельної схеми підключення підігрівника в кг/с:

$$G_{hmax} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c(\tau'_1 - \tau'_2)] = 236 \cdot Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (8.4)$$

Розрахункові середні витрати теплоносія мережі Т1, Т2 на потреби ГВ для двоступінчастих схем підключення підігрівників за наявності акумулятора в кг/с:

$$G_{hm} = 236 \cdot Q_{hm} [(t_h - t_n) / (t_h - t_c) + 0,2] / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (8.5)$$

Розрахункові максимальні витрати теплоносія мережі Т1, Т2 на потреби ГВ для двоступінчастих схем підключення підігрівників за відсутності акумулятора в кг/с:

$$G_{hm} = 236 \cdot Q_{hmax} [(t_h - t_n)/(t_h - t_c) + 0,2] / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (8.6)$$

Розрахункові максимальні витрати гарячої води мережі Т3, Т4 в кг/с:

$$G_{hw} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c(t_h - t_c)] = 236 \cdot Q_{hmax} / (t_h - t_c), \quad (8.7)$$

де Q_{hmax} – максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання, МВт;

Q_{hm} – середнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання, МВт;

τ'_1 – температура теплоносія в подавальній магістралі теплової мережі за температури зламу графіка t'_3 , °С;

τ'_2 – температура теплоносія в зворотній магістралі теплової мережі за температури зламу графіка t'_3 , °С;

τ'_3 – температура теплоносія у зворотній магістралі теплової мережі, згідно до [1] приймається 30°С;

c_h – теплоємність теплоносія за мінімальної температури в подавальній магістралі для закритих систем (70°С); $c_h = 4189$ Дж/(кг·°С);

t_h – температура гарячої води, °С;

t_c – температура холодної водопровідної води, °С;

t_n – температура водопровідної води після підігрівника першого ступеня, °С.

У випадку якісного регулювання відпуску теплоти в закритих двотрубних теплових мережах сумарну розрахункову витрату мережної води знаходять за формулою [1]:

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v + k_3 G_{hm}, \quad (8.8)$$

де k_3 – коефіцієнт, що залежить від типу системи та її потужності; у випадку регулювання за навантаженням опалення (опалювально-побутовий графік регулювання відпущення тепла) для закритих систем з потужністю до 100 МВт приймається $k_3 = 1,2$; від 100 МВт та більше, а також до 100 МВт, але з баками-акумуляторами $k_3 = 1,0$; для регулювання за сумісним навантаженням опалення та гарячого водопостачання (підвищений графік регулювання відпущення тепла) приймається $k_3 = 0$.

Сумарні витрати води водяних теплових мереж Т1, Т2 для кожного зі споживачів з тепловим потоком не більше 10 МВт або для відносного

навантаження $\chi_{\max} > 1,0$ та за відсутності баків акумуляторів знаходяться за формулою

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v + G_{h\max}. \quad (8.9)$$

Якщо потреба споживача у гарячій воді задовольняється з окремої мережі ТЗ(Т4), то сумарні витрати води водяної теплової мережі Т1, Т2 знаходять за формулою

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v. \quad (8.10)$$

Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 8.1.

У п'ятому стовпчику таблиці 8.1 G_h позначає середні G_{hm} чи максимальні $G_{h\max}$ витрати теплоносія водяної теплової мережі Т1,Т2 на потреби ГВ.

Таблиця 8.1 – Кінцеві витрати теплоносія по корпусах (кг/с)

№ п/п	Найменування корпусу	G_o	G_v	G_h	k_3	$G_{T1,T2}$	G_{hw}	G_T	G_{T7}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
7	Гараж	0,187	0,000	0,217	1,2	0,447	0,000	0	0
8	Їдальня	0,101	0,184	0,000	0	0,285	0,265	0	0
9	Насосна	0,160	0,000	0,000	0	0,160	0,004	0	0
10	Термічний	1,200	4,704	0,000	0	5,904	0,966	0,583	0,583
	$\Sigma=$	5,872	7,773	0,367		13,891	2,735	2,052	2,111

У прикладі розрахунку кінцевих витрат (табл. 8.1) до їдальні, насосної та термічного цеху підведені трубопроводи системи ТЗ(Т4), тому $G_{T1,T2}$ обчислюється за формулою (8.8), а в гаражі встановлено свій підігрівач гарячої води і $G_{T1,T2}$ отримано з виразу (8.6) для $k_3 = 1,2$.

9 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

9.1 Гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж

9.1.1 Підготовчий етап

Оскільки максимальна різниця температур між теплоносієм (водою) у подавальній та зворотній магістралі не перевищує 80°C (для параметрів температурного графіка 150–70°C), різниця густин подавальної та зворотної води не перевищуватиме 60 кг/м³ або 6,1 %. У зв'язку з цим інженерний гідравлічний розрахунок закритих водяних мереж виконується тільки для одного

напрямку (подавального чи зворотного). Для водяних мереж з навантаженням лише опалення й вентиляції (без підключення гарячого водопостачання) інженерний розрахунок ведеться для розподільних трубопроводів за розрахункової температури теплоносія тому, що за однакових масових витрат подавальний теплоносій, маючи дещо меншу густину, буде мати дещо більшу швидкість, а отже дещо більші втрати тиску²⁵. Водяні теплові мережі з навантаженнями не лише опалення та вентиляції, а й гарячого водопостачання варто розраховувати для температури зламу графіка, тобто 70°C для закритих мереж та 60°C для відкритих, оскільки саме за цієї температури будуть мати місце найбільші сумарні витрати теплоносія.

Перед виконанням гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж необхідно підготувати розрахункову схему, на якій в одну лінію показується траса теплопроводів, що з'єднують джерело тепла з усіма споживачами. Оскільки за вихідними даними практично кожен із корпусів підприємства споживає тепло принаймні на потреби опалення, трубопроводи тепломереж мають підводитися до кожного із цехів.

Схему розбивають на розрахункові ділянки. Ділянкою вважається відрізок теплотраси, у межах якого є постійними витрати та діаметр. Оскільки зміна витрат у подавальній магістралі може відбуватися лише внаслідок розподілу теплоносія між розгалуженнями у вузлах розгалужень, ці вузли, а також точки приєднання трубопроводів до споживачів та джерела тепла і є границями ділянок. Приклад виконання схеми водяних теплових мереж показано на рисунку 9.1.

²⁵ Насправді, за однакової швидкості питома теплова потужність потоку води на 1°C перепаду температур з підвищенням температури з 70 °C до 150 °C зменшується лише на 3,1 %, оскільки зменшення густини води на 6.1 % супроводжується збільшенням її теплоємності на 3 %.

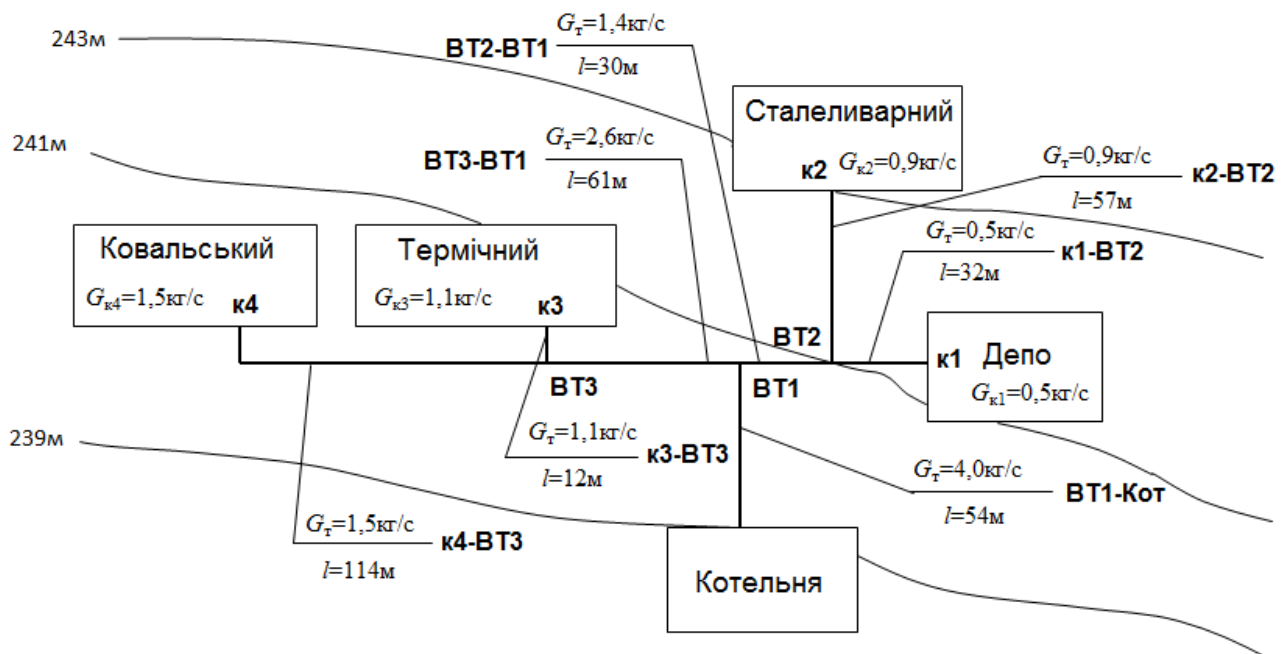


Рисунок 9.1 – Розрахункова схема водяних теплових мереж (до табл. 9.1)

Розрахункові витрати теплоносія для кожного зі споживачів приймаються за значенням G_T із таблиці 8.1. Витрати на *кінцевих* (підключальних до корпусів) ділянках будуть дорівнювати розрахунковим витратам самих споживачів G_T . Витрати на *проміжних* ділянках між вузлами розгалуження знаходять шляхом підсумовування витрат усіх кінцевих ділянок, що живляться від цих проміжних, рухаючись від споживачів до джерела тепла. Іншим чином, витрати будь-якої ділянки дорівнюють сумі витрат усіх ділянок, що живляться від неї.

Отже, на розрахункову схему наносять:

1. Номери ділянок (за двома вузлами – початковому й кінцевому).
2. Розрахункові витрати кожного споживача та на кожній з ділянок (див. вище).
3. Довжини ділянок (визначаються шляхом вимірювання на плані за відомим масштабом).

Нанесення починають з кінцевих ділянок, а потім рухаються від найвіддаленіших споживачів до джерела тепла.

9.1.2 Основний розрахунок

Розрахунок починається з вибору основного розрахункового напрямку, у якості котрого приймається маршрут від джерела тепла до найбільш віддаленого споживача. Якщо два чи більше корпусів знаходяться на однаковій відстані від джерела тепла (чи від спільного вузла розгалуження) розрахунковим вважається напрямок із більшими витратами теплоносія.

У випадку спрощеного інженерного розрахунку водяних теплових мереж втрати тиску на будь-якій ділянці знаходять за формулою:

$$\Delta P = Rl(1 + \alpha_1) = R(l + l_e) = Rl_{\text{пр}}, \quad (9.1)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя, віднесені до довжини трубопроводу, Па/м;

l – фізична довжина розрахункової ділянки, м;

α_1 – коефіцієнт, що відображає долю втрат на місцеві опори розрахункової ділянки від втрат тиску на тертя й приймається з таблиці Г.1 (дод. Г) залежно від типу та діаметру трубопроводу на ділянці та виду використовуваних компенсаторів;

l_e – еквівалентна довжина розрахункової ділянки, яка відображає розмір такої уявної додаткової ділянки, втрати тиску в якій дорівнюватимуть втратам тиску в місцевих опорах розрахункової ділянки, м;

$l_{\text{пр}}$ – приведена довжина розрахункової ділянки, яка дорівнює сумі фактичної та еквівалентної довжин: $l_{\text{пр}} = l + l_e$, м.

У процесі підбирання діаметра ділянки виходять зі значень максимальних питомих втрат тиску $R \leq 80$ Па/м для магістральних ділянок та $R \leq 300$ Па/м для відгалужень. Окрім цього, у випадку великих витрат враховується обмеження швидкості води W_v , яка не повинна перевищувати 3,5 м/с. Також бажано мати на ділянці швидкість не меншу за 0,2 м/с, оскільки в разі меншої швидкості суттєво зростає ймовірність виділення і накопичення кисню, а також механічних зважених часток.

Для підбирання діаметра ділянки можна користуватися номограмами з додатку Е. Підбір за номограмою здійснюють за значенням секундних масових витрат води G_v , піднімаючи перпендикуляр вгору до перетинання з однією з нахилених ліній внутрішніх діаметрів труб d . Якщо точці перетинання відповідає по горизонталі значення питомих втрат тиску R на вертикальній осі у межах 80 Па/м для магістральної ділянки або 300 Па/м для відгалуження, ця точка вважається робочою і для неї визначається швидкість W_e за розташуванням ліній швидкості, нахилених в інший бік, ніж лінії діаметрів. На діаграмі рисунку Е.2 (дод. Е) показано приклад підбору діаметра та визначення питомих втрат тиску й швидкості на ділянці ВТ3–ВТ1 для витрат теплоносія 2,6 кг/с.

Перерахунок втрат тиску в Па у втрати напору в метрах водяного стовпа здійснюють за допомогою коефіцієнту перерахунку, що отримується з формули зв'язку між тиском та напором:

$$\Delta H = \Delta P / (\rho' g), \quad (9.2)$$

де ρ' – густина води, що залежить від її температури, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,807 \text{ м/с}^2$.

Якщо для підрахунку користуватися номограмами на рисунку Е.1–Е.2 (дод. Е), які складені для густини $\rho' = 917 \text{ кг/м}^3$, то коефіцієнт перерахунку дорівнюватиме:

$$k_H = 1/(917 \cdot 9,807) = 1,112 \cdot 10^{-4}. \quad (9.3)$$

і формула перерахунку (9.2) прийме вигляд:

$$\Delta H = 1,043 \cdot 10^{-4} \Delta P. \quad (9.4)$$

Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 9.1, де показано приклад розрахунку схеми, наведеної на рисунку 9.1.

У процесі заповнювання таблиці спочатку розраховується основний (магістральний) напрямок, а потім ув'язуються всі відгалуження до споживачів. Сумарні втрати напору основного розрахункового напрямку (стовпчик 15) підсумовуються для ділянок від визначального споживача до джерела тепла.

Таблиця 9.1 – Гідравлічний розрахунок водяної теплової мережі

Розрахункова ділянка		Витрати води G_T , кг/с	Тип труб	Діаметр, мм		Довжина ділянки, м				Швидкість води W_v , м/с	Втрати тиску			Втрати напору, м	
початковий вузол	кінцевий вузол			зовнішній d_y	внутрішній d_v	за планом l	коефіцієнт опору α_1	еквівалентна l_e	приведена $l_{пр} = l + l_e$		питомі R , Па/м	на ділянці ΔP , Па	на ділянці ΔH	сумарні від споживача $\Sigma \Delta H$	Ув'язування ΔH_y
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Основний розрахунковий напрямок к4–Котельня															
к4	BT3	1,5	Безшовні	65	69	114	0,3	34,2	148,2	0,44	40,8	6048	0,673		
BT3	BT1	2,6	Безшовні	80	82	61	0,3	18,3	79,3	0,54	49,5	3929	0,437		
BT1	Кот	4	Безшовні	100	100	54	0,3	16,2	70,2	0,56	41,4	2904	0,323		
Другорядний розрахунковий напрямок к2–BT1															
к2	BT2	0,9	Безшовні	50	50	57	0,3	17,1	74,1	0,50	79,7	5906	0,657	0,657	
BT2	BT1	1,4	Безшовні	65	69	30	0,3	9	39	0,41	35,5	1387	0,154	0,811	< 1,109
Відгалуження															
к3	BT3	1,1	Звичайні	50	53	12	0,3	3,6	15,6	0,54	87,7	1368	0,152	0,152	< 0,673
к1	BT2	0,5	Звичайні	32	35,9	32	0,3	9,6	41,6	0,54	140	5826	0,649	0,649	< 0,657

Під час ув'язування відгалужень для кожного зі споживачів перевіряється, чи не перевищують сумарні втрати напору від ув'язуваного споживача до вузла його з'єднання з основним напрямком суму втрат напору до цього ж вузла за основним напрямком.

У разі перевищення необхідно перевірити вірність вибору основного розрахункового напрямку або збільшити діаметр ділянки на ув'язуваному напрямку для зменшення втрат тиску та напору.

Розгалужені схеми теплових мереж окрім основного розрахункового напрямку можуть мати ще кілька вторинних відгалужень. У такому випадку послідовно розраховують кожен вторинний напрямок, ув'язуючи його з основним, після чого ув'язують споживачів у кожному з напрямків.

У прикладі розрахунку (табл. 9.1) основним розрахунковим напрямком є гілка к4–Кот (Котельня), оскільки корпус к4 знаходиться на більшій відстані від котельні, ніж будь-який інший. Другорядний розрахунковий напрямок к2–ВТ1 ув'язується з основним напрямком за напором у вузлі ВТ1 ($0,763 \text{ м} < 1,044 \text{ м}$), а відгалуження – за напорами у відповідних вузлах ВТ3 та ВТ2 основного та другорядного розрахункових напрямків ($0,143 \text{ м} < 0,633 \text{ м}$; $0,609 \text{ м} < 0,618 \text{ м}$).

Якщо до водяної теплової мережі, що розраховується, підключено не лише системи опалення та вентиляції, а й системи гарячого водопостачання, то систему рекомендується розраховувати на температуру 70°C та густину 977 кг/м^3 . У цьому випадку значення питомих втрат тиску та швидкостей, отриманих з номограм на рисунку Е.1–Е.2 (дод. Е), слід помножити на поправний коефіцієнт:

$$R_{70} = R_{150} \rho_{150} / \rho_{70} = 0,938 R_{150}, \quad (9.5)$$

$$W_{70} = W_{150} \rho_{150} / \rho_{70} = 0,938 W_{150}. \quad (9.6)$$

У разі використання номограм з рисунків Е.1–Е.2 (дод. Е) для розрахунку водяних мереж Т1, Т2 без навантаження ГВ з розрахунковою температурою подавального теплоносія Т1, меншою 150°C , корегування розрахунку можна виконати за формулами, аналогічними (9.5)–(9.6).

Вибираючи діаметр трубопроводу слід мати на увазі, що згідно з [1] мінімальний діаметр трубопроводу теплової мережі за будь-яких витрат теплоносія становить 32 мм, а для циркуляційних трубопроводів гарячого водопостачання – 25 мм.

9.2 Гідравлічний розрахунок мережі гарячого водопостачання

Гідравлічний розрахунок мережі гарячого водопостачання ТЗ виконується аналогічно розрахунку водяної теплової мережі. Відмінність полягає переважно в більшому значенні коефіцієнту еквівалентної шорсткості внутрішньої поверхні стінок сталевих трубопроводів мереж ГВ, що приймається як розрахунковий. Якщо для розрахунку мереж ГВ використовуються номограми для водяних теплових мереж з рисунку Е.1–Е.2 (дод. Е), то фактичні значення питомих втрат тиску знаходяться за допомогою формул перерахунку:

$$R_{\Gamma} = R_{\text{в}} \rho_{\text{в}} k_{\text{ев}}^{0,25} / (\rho_{\Gamma} k_{\text{ег}}^{0,25}) = 1,115 R_{\text{в}}, \quad (9.7)$$

де R_{Γ} та $R_{\text{в}}$ – питомі втрати тиску мереж гарячого водопостачання та водяних теплових мереж, Па/м;

$\rho_{\text{в}}$ та ρ_{Γ} – густини теплоносія водяної теплової мережі та гарячої води, кг/м³;

$k_{\text{ег}}$ і $k_{\text{ев}}$ – коефіцієнти еквівалентної шорсткості внутрішніх поверхонь стінок сталевих трубопроводів мереж ГВ і водяних теплових мереж, мм²⁶.

9.3 Розрахунок паропроводу

9.3.1 Підготовчий етап

Перед початком гідравлічного розрахунку паропроводу необхідно розробити розрахункову схему, на яку мають бути нанесені та з'єднані джерело постачання пари (котельня) та всі споживачі, що використовують пару. Схема прокладання паропроводів має бути узгоджена зі схемами водяних теплових мереж та розподільних трубопроводів гарячого водопостачання, тобто до кожного з корпусів усі перелічені системи приєднуються за одним маршрутом через один тепловий пункт (увід) будівлі. На схемі проставляють номери корпусів та вузлів відгалуження, витрати та тиск пари на кожному споживачеві, номери²⁷, довжини та розрахункові витрати кожної з ділянок. Розрахункові витрати підраховують шляхом послідовного підсумовування витрат пари від споживачів до джерела тепла, тобто в напрямку, протилежному його транспортуванню від джерела до споживачів. На кінцевих (приєднувальних до споживачів) ділянках розрахункові витрати будуть дорівнювати необхідним витратам самих споживачів, на проміжних ділянках – складатися з витрат усіх споживачів, що живляться від цих ділянок. Витрати спільної ділянки на виході з джерела тепла мають дорівнювати сумі розрахункових витрат усіх споживачів.

²⁶ За відсутності інших даних приймають $k_{\text{ег}} = 0,001$ м, $k_{\text{ев}} = 0,0005$ м.

²⁷ Ділянки краще позначати двома числами номерів початкового та кінцевого вузлів.

Інший принцип визначення: витрати будь-якої ділянки дорівнюють сумі витрат усіх ділянок, що живляться безпосередньо від неї.

Так на розрахунковій схемі, наведеній на рисунку 9.2 до прикладу розрахунку в таблиці 9.2, витрати ділянки ВТ3–ВТ1 складаються з витрат ділянок ВТ3–к3 та ВТ3–к4, які у свою чергу дорівнюють відповідно витратам корпусів к3 та к4. Витрати спільної ділянки на виході з котельні Кот–ВТ1 дорівнюють сумі витрат усіх споживачів, тобто корпусів к1, к2, к3 та к4 або сумі витрат ділянок ВТ1–ВТ3 та ВТ1–ВТ2:

$$\begin{aligned} G_{\text{ВТ1-ВТ3}} &= G_{\text{ВТ3-к3}} + G_{\text{ВТ3-к4}} = 1,8 + 2,1 = 3,9 \text{ т/год}, \\ G_{\text{Кот-ВТ1}} &= G_{\text{к1}} + G_{\text{к2}} + G_{\text{к3}} + G_{\text{к4}} = 1,2 + 2,5 + 1,8 + 2,1 = 7,6 \text{ т/год}, \\ G_{\text{Кот-ВТ1}} &= G_{\text{ВТ1-ВТ3}} + G_{\text{ВТ1-ВТ2}} = 3,9 + 3,7 = 7,6 \text{ т/год}.^{28} \end{aligned}$$

9.3.2 Основний розрахунок

Перед початком власне розрахунку паропроводу необхідно (так, як і для інших трубопроводів теплових мереж) визначити основний розрахунковий напрямок. Залежно від параметрів пари в споживачів та на джерелі тепла можливі різні послідовності визначення.

Якщо тиск пари на джерелі тепла $P_{\text{дж}}$ невідомий, то спочатку він визначається за максимальним зі значень тисків, що потребують окремі споживачі $P_{\text{джі}}$:

$$P_{\text{джі}} = P_{\text{спі}} + 1,5 \cdot 10^{-4} (1 + \alpha_1) \Sigma l_{\text{спі-дж}}, \quad (9.8)$$

де $P_{\text{спі}}$ – необхідний тиск пари, що потребує i -й споживач (P_1, P_2, P_3 з табл. 2.2);
 α_1 – коефіцієнт еквівалентних довжин, що приймається за [дод. К] для розгалужених теплових мереж та діаметрах до 200 мм залежно від типу застосовуваних компенсаторів;

$\Sigma l_{\text{спі-дж}}$ – сума довжин ділянок на напрямку від i -го споживача до джерела тепла, м.

Максимальне з обчислених значень тисків $P_{\text{джі}}$ на джерелі тепла округлюємо вгору з точністю до 0,01 МПа й приймається як розрахунковий тиск джерела теплопостачання:

$$P_{\text{дж}} = \max(P_{\text{джі}}). \quad (9.9)$$

²⁸ Розрахунок паропроводів насиченої пари слід вести з урахуванням конденсації частини пари в процесі транспортування, проте для розмірів систем, прийнятих у курсовому проекті, витрати пари на попутну конденсацію допускається не враховувати через їх вкрай малі значення.

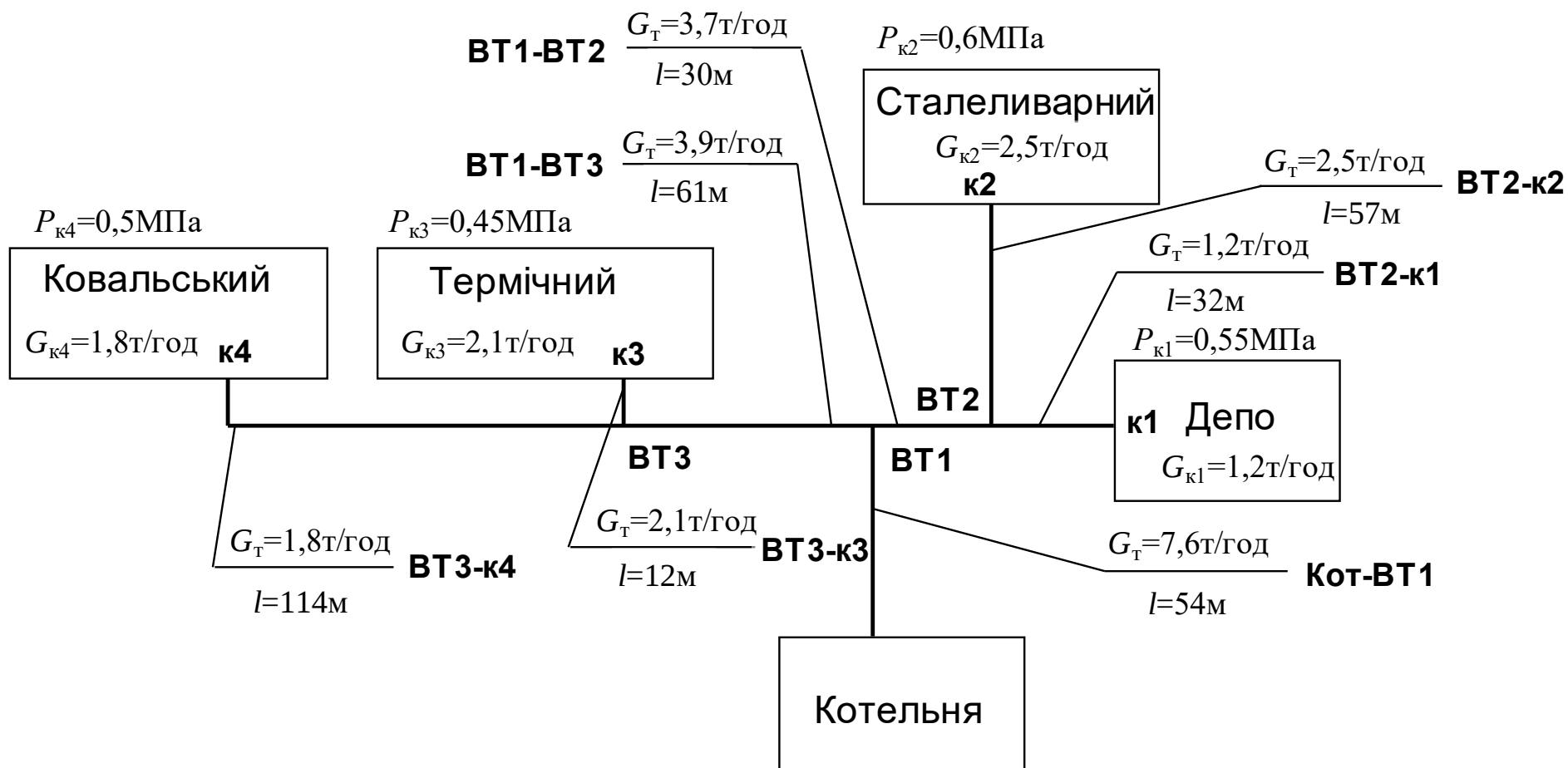


Рисунок 9.2 – Розрахункова схема паропроводів (до табл. 9.2)

Для схеми на рисунку 9.2:

$$P_{джк4} = 0,5 + 1,5 \cdot (1 + 0,6) \cdot (114 + 61 + 54) / 10000 = 0,555 \text{ МПа};$$

$$P_{джк3} = 0,45 + 1,5 \cdot (1 + 0,6) \cdot (12 + 61 + 54) / 10000 = 0,48 \text{ МПа};$$

$$P_{джк2} = 0,6 + 1,5 \cdot (1 + 0,6) \cdot (57 + 30 + 54) / 10000 = 0,634 \text{ МПа};$$

$$P_{джк1} = 0,55 + 1,5 \cdot (1 + 0,6) \cdot (32 + 30 + 54) / 10000 = 0,578 \text{ МПа}.$$

Після округлення розрахунковий тиск на джерелі тепла дорівнюватиме $P_{дж} = 0,64 \text{ МПа}$.

Якщо тиск пари на джерелі тепла відомий з вихідних даних або після виконання п.1 визначається головний розрахунковий напрямок за мінімальним зі значень $R_{сер} = \min(R_{сері})$:

$$R_{сері} = (P_{дж} - P_{спі}) / [\sum l_{спі-дж} (1 + \alpha_1)] \quad (9.10)$$

У прикладі розрахунку схеми на рисунку 9.2:

$$R_{серк1} = (0,64 - 0,55) / [(54 + 30 + 32) \cdot (1 + 0,6)] = 0,000485 \text{ МПа/м};$$

$$R_{серк2} = (0,64 - 0,6) / [(54 + 30 + 57) \cdot (1 + 0,6)] = 0,000177 \text{ МПа/м};$$

$$R_{серк3} = (0,64 - 0,45) / [(54 + 61 + 12) \cdot (1 + 0,6)] = 0,000935 \text{ МПа/м};$$

$$R_{серк4} = (0,64 - 0,5) / [(54 + 61 + 114) \cdot (1 + 0,6)] = 0,000382 \text{ МПа/м}.$$

Таким чином, після округлення визначальним залишається споживач к2, а напрямок (Котельня) Кот-к2 буде основним розрахунковим напрямком.

Прийнятий тиск на джерелі тепла $P_{дж}$ є початковим тиском першої розрахункової ділянки $P_{п}$:

$$P_{п} = P_{дж} \quad (9.11)$$

Надалі розрахунок ведеться за ділянками розрахункового напрямку. Розрахунок зводиться в таблицю за формою таблиці 9.2. Розрахункова схема до прикладу розрахунку таблиці 9.2 наведена на рисунку 9.2. Форма таблиці 9.2 оптимізована для виконання розрахунків за допомогою табличного процесора Excel.

Секундні витрати пари $G_{пк}$, кг/с, (стовпчик 4 табл. 9.2) зв'язані з годинними витратами $G_{пт}$, т/год, (стовпчик 3 табл. 9.2) співвідношенням

$$G_{пк} = G_{пт} / 3,6 \quad (9.12)$$

Початковий тиск пари $P_{п}$ для будь-якої ділянки окрім першої від джерела тепла (див. формулу (9.11)) має бути визначений у попередньо виконаному розрахунку ділянки, що передую поточній ділянці, тобто початковий тиск

поточної ділянки P_{π} дорівнює уточненому кінцевому тиску попередньої ділянки $P''_{\text{уф}}$ (за напрямком руху пари). Густини пари (стовпчики 7, 9, 14, 26 та 31 табл. 9.2) знаходимо з таблиці Д.1 (дод. Д) за значенням відповідного тиску пари P шляхом інтерполяції або з використанням електронних калькуляторів (наприклад, програми ENEK calc або онлайн-калькулятора).

З метою економії місця для розрахунку паропроводів пропонується використовувати ті самі діаграми, що й для розрахунку водяних теплових мереж. Для квадратичного гідравлічного режиму шорстких труб (критерій Рейнольдса для труб з внутрішнім діаметром d_i та коефіцієнтом еквівалентної шорсткості k_e становить $Re_i > 560d_i/k_e$), який переважним чином спостерігається як у водяних теплових мережах, так і в паропроводах, справедливі залежності:

$$G_B^2 = \pi^2 R \rho_B d_i^{5,25} / (0,88 k_{eB}^{0,25}), \quad (9.13)$$

$$G_{\pi}^2 = \pi^2 R \rho_{\pi} d_i^{5,25} / (0,88 k_{e\pi}^{0,25}), \quad (9.14)$$

де G_B і G_{π} – витрати теплоносія відповідно у водяній тепловій мережі та в паропроводі, кг/с;

ρ_B і ρ_{π} – густини теплоносія відповідно у водяній тепловій мережі та в паропроводі, кг/м³.

Для дотримання зручного співвідношення $G_B/G_{\pi} = 20$, маючи $k_{eB} = 0,0005$ м, $k_{e\pi} = 0,0002$ м і $\rho_B = 917$ кг/м³ з формул (9.13)–(9.14) обчислюємо значення $\rho_{\pi} = 1,823$ кг/м³ для верхньої шкали витрат пари Е.3–Е.4 (дод. Е).

Послідовність розрахунку кожної з ділянок:

1. Визначають передбачуваний тиск кінця ділянки:

$$P_{\text{кп}} = P_{\pi} - R_{\text{сер}} l_d (1 + \alpha_n), \quad (9.15)$$

завдаючись $\alpha_n = 0,6$ для першої ділянки на виході з котельні або за діаметром попередньої ділянки (стовпчик 9).

2. Користуючись таблицею Д.1 (дод. Д), визначають густину пари на початку ділянки ρ_{π} за P_{π} , передбачувану густину пари в кінці ділянки $\rho_{\text{кп}}$ за $P_{\text{кп}}$ і середню передбачувану густину:

$$\rho_{\text{сп}} = (\rho_{\pi} + \rho_{\text{кп}}) / 2. \quad (9.16)$$

3. Визначають середні передбачувані питомі втрати тиску за $\rho = 1,00$ кг/м³ або (для рис. Е.3–Е.4 (дод. Е) за шкалою G_{π}) за $\rho_T = 1,823$ кг/м³:

$$R_{\rho=1} = R_{\text{сер}} \rho_{\text{сп}} \text{ за } \rho_T = 1,00 \text{ кг/м}^3; \quad (9.17)$$

$$R_{\rho_T} = R_{\text{сер}} \rho_{\text{сп}} / \rho_T \text{ за } \rho_T \neq 1,00 \text{ кг/м}^3. \quad (9.18)$$

4. Підбирають діаметр паропроводу на ділянці d_v та визначають табличну швидкість пари $w_{тд}$ і табличні питомі втрати тиску на ділянці $R_{тд}$ за номограмами Е.3–Е.4 (дод. Е). Робоча точка приймається на лінії діаметру трубопроводу. Приклад визначення робочої точки, питомих втрат тиску та швидкості пари для ділянки Кот–ВТ1 показано на Е.4 (дод. Е).

5. Перераховують визначені величини на середню густину $\rho_{сп}$:

$$R_{фд} = R_{тд}/\rho_{сп}, \quad w_{фд} = w_{тд}/\rho_{сп}; \quad (9.19)$$

$$\text{або} \quad R_{фд} = R_{тд} \rho_{т}/\rho_{сп}, \quad w_{фд} = w_{тд} \rho_{т}/\rho_{сп}. \quad (9.20)$$

6. Визначають фактичний тиск пари в кінці ділянки:

$$P_{куф} = P_{п} - R_{фд} l_{пр} \cdot 10^{-6}. \quad (9.21)$$

7. Визначають фактичну густину пари в кінці ділянки $\rho_{куф}$ за $P_{куф}$ і середню фактичну густину:

$$\rho_{суф} = (\rho_{п} + \rho_{куф})/2. \quad (9.22)$$

8. Порівнюють $\rho_{суф}$ з $\rho_{сп}$. У разі $|\rho_{суф} - \rho_{сп}| > 0,01 \text{ кг/м}^3$ повторюють розрахунки аналогічно пп. 5–7 (стовпчики 27–33).

Після розрахунку основного напрямку ув'язують відгалуження за вже отриманими значеннями тисків основного напрямку.

У процесі підбирання діаметрів рекомендується обмежувати швидкість пари до 35 м/с (у паропроводах діаметром до 200 мм) та до 60 м/с (у паропроводах діаметром більше 200 мм). На відгалуженнях до окремих споживачів допускається перевищення вказаних обмежень до 30 %.

Фактичний $P_{куф}$ або уточнений $P''_{уф}$ тиск у кінцевому вузлі ділянки, що підключається до споживача, має бути не меншим від розрахункового тиску, що потребує споживач.

Послідовність заповнювання таблиці 9.2

Стовпчик 6: за формулою (9.8) для першої ділянки на виході з джерела тепла або значення $P''_{уф}$ зі стовпчика 29 попереднього рядка з кінцевим вузлом, однойменним з початковим вузлом поточної ділянки.

Стовпчик 7: за значенням $P_{п}$ зі стовпчика 6 (з табл. Д.1 дод. Д).

Стовпчик 8: розрахунковий тиск кінцевого споживача напрямку – постійний у межах кожного напрямку.

Стовпчик 9: 0,6 або враховувати діаметр попередньої ділянки (за табл. Г.1 дод. Г).

Стовпчик 10: за формулою:

$$R_{сер} = 10^6 \cdot (P_{п} - P_{кн}) / [\sum l_{пд-кн} (1 + \alpha_n)], \quad (9.23)$$

де P_{Π} – початковий тиск ділянки (стовпчик 6), МПа;

$P_{\text{кн}}$ – кінцевий тиск напрямку (стовпчик 8), МПа;

$\Sigma l_{\text{пд-кн}}$ – сумарна відстань від початкового вузла поточної ділянки до кінцевого споживача напрямку, м.

Стовпчик 11: за формулою (9.15).

Стовпчик 12: з таблиці Д.1 (дод. Д) за $P_{\text{кп}}$.

Стовпчик 13: за формулою (9.16).

Стовпчик 14: за формулою (9.18).

Стовпчики 15–19: за номограми рисунку Е.3–Е.4 (дод. Е).

Стовпчик 18 можна знайти за формулою:

$$R_{\text{тд}} = \frac{\lambda \cdot w_{\text{тд}}^2 \cdot \rho}{d_{\text{в}} \cdot 2}, \quad (9.24)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя (безрозмірна величина);

$w_{\text{тд}}$ – швидкість пари, м/с;

ρ – густина пари, приймаємо 2,45 кг/м³;

$d_{\text{в}}$ – внутрішній діаметр паропроводу, м.

$$\lambda = \frac{1}{[1,14 + 2 \cdot \lg(\frac{d_{\text{в}}}{0,0002})]^2}. \quad (9.25)$$

Стовпчик 19 можна знайти за формулою:

$$w_{\text{тд}} = \frac{G_{\text{пт}} \cdot 4}{3,14 \cdot d_{\text{в}}^2 \cdot \rho}. \quad (9.26)$$

Стовпчики 20–21: за формулою (9.20).

Стовпчик 22: за діаметром d_y користуючись таблицею Г.1 (дод. Г).

Стовпчик 23: за формулою:

$$l_{\text{пр}} = l_{\text{д}}(1 + \alpha_{\text{фд}}). \quad (9.27)$$

Стовпчик 24: за формулою (9.21).

Стовпчик 25: з таблиці Д.1 (дод. Д) за $P_{\text{куф}}$.

Стовпчик 26: за формулою (9.22).

Стовпчик 27: за формулою:

$$R''_{\text{сф}} = R_{\text{тд}} \rho_{\text{т}} / \rho_{\text{суф}}. \quad (9.28)$$

Стовпчик 28: за формулою:

$$w''_{\text{сф}} = w_{\text{тд}} \rho_{\text{т}} / \rho_{\text{суф}}. \quad (9.29)$$

Стовпчик 29: за формулою:

$$P''_{уф} = P_{п} - R''_{сф} l_{пр} \cdot 10^{-6}. \quad (9.30)$$

Стовпчик 30: тиск кінцевого споживача на останній ділянці напрямку; перевіряємо дотримання умови: $P''_{уф} \geq P_{кн}$.

Стовпчик 31: з таблиці Д.1 (дод. Д) за $P''_{уф}$.

Стовпчик 32: за формулою:

$$\rho''_{суф} = (\rho_{п} + \rho''_{уф})/2. \quad (9.31)$$

Стовпчик 33: за формулою:

$$\Delta\rho_{суф} = 100 (\rho''_{суф} - \rho_{суф})/\rho''_{суф}. \quad (9.32)$$

Таблиця 9.2 – Приклад розрахунку паропроводів

Попередній розрахунок																		
Початковий вузол ділянки	Кінцевий вузол ділянки	Годинні витрати пари $G_{пт}$, т/год	Секундні витрати пари $G_{пк}$, кг/с	Довжина ділянки l_d , м	Початковий тиск ділянки P_p , МПа	Початкова густина ділянки ρ_p , кг/м ³	Кінцевий тиск напрямку $P_{кн}$, МПа	Коефіцієнт місцевих втрат напрямку α_n	Середній питомі втрати тиску напрямку $R_{сер}$, Па/м	Передбачуваний тиск кінця ділянки $P_{кп}$, МПа	Передбачувана густина в кінці ділянки $\rho_{кп}$, кг/м ³	Середня передбачувана густина ділянки $\rho_{сп}$, кг/м ³	Питомі втрати ділянки за $\rho_t=1,823$ або 2,45, $R_{рт}$, Па/м	Тип труб	Умовний діаметр труби d_y , мм	Внутрішній діаметр труби d_b , м	Питомі втрати для вибраного діаметра $R_{тд}$, Па/м	Швидкість для вибраного діаметра $w_{тд}$, м/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Напрямок Кот–к2																		
Кот	BT1	7,6	2,111	54	0,64	3,3675	0,6	0,6	177,305	0,6247	3,2913	3,3294	240,95	Безшовні	184	0,184	139,638	32,406
BT1	BT2	3,7	1,028	30	0,6312	3,3235	0,6	0,6	223,8826	0,6204	3,27	3,2968	301,26	Безшовні	150	0,15	96,737	23,739
BT2	к2	2,5	0,694	57	0,6279	3,3075	0,6	0,5	326,8729	0,60	3,1682	3,2379	431,99	Безшовні	100	0,1	371,15	36,09
Напрямок BT1–к4																		
BT1	BT3	3,9	1,083	61	0,6312	3,3235	0,5	0,6	468,4445	0,5854	3,0956	3,2096	613,67	Безшовні	125	0,125	279,912	36,032
BT3	к4	1,8	0,5	114	0,612	3,2281	0,5	0,5	654,9908	0,50	2,6677	2,9479	788,09	Безшовні	80	0,082	545,371	38,644
Відгалуження																		
BT2	к1	1,2	0,333	32	0,6279	3,3075	0,55	0,5	1623,909	0,55	2,9188	3,1132	2063,5	Безшовні	80	0,082	242,387	25,763
BT3	к3	2,1	0,583	12	0,612	3,2281	0,45	0,5	9000,19	0,45	2,4157	2,8219	10366	Безшовні	80	0,082	742,31	45,085

Продовження таблиці 9.2

Остаточний розрахунок													
Фактичні питомі втрати тиску $R_{\text{фд}}$, Па/м	Фактич а швидкіст ь на ділянці $w_{\text{фд}}$, м/с	Фактични й коефіцієнт місцевих втрат ділянки $\alpha_{\text{фд}}$	Привед ена довжин а ділянки $l_{\text{пр}}$, м	Фактичн ий кінцевий тиск $R_{\text{куф}}$, МПа	Фактичн а кінцева густина $\rho_{\text{куф}}$, кг/м ³	Фактичн а середня густина $\rho_{\text{суф}}$, кг/м ³	Уточнені середні питомі втрати $R''_{\text{сф}}$, Па/м	Уточнен а середня швидкіст ь $w''_{\text{сф}}$, Па/м	Уточнени й кінцевий тиск $P''_{\text{уф}}$, МПа	Ув'язува- ний тиск $P_{\text{ув}}$, МПа	Уточне на кінцева густина $\rho''_{\text{уф}}$, кг/м ³	Уточне на середня густина $\rho''_{\text{суф}}$, кг/м ³	Нев'язка густин $\Delta\rho$, %
20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33
Напрямок Кот–к2													
102,76	23,846	0,6	86,4	0,6311	3,3233	3,3454	102,26	23,732	0,6312		3,3235	3,3455	0,0032
71,89	17,642	0,5	45	0,6279	3,3074	3,3155	71,485	17,542	0,6279		3,3075	3,3155	0,0014
280,84	27,308	0,5	85,5	0,6039	3,1878	3,2477	279,99	27,225	0,604	> 0,6	3,1882	3,2479	0,0056
Напрямок ВТ1–к4													
213,67	27,505	0,5	91,5	0,6116	3,2261	3,2748	209,41	26,956	0,612		3,2281	3,2758	0,0297
453,26	32,118	0,5	171	0,5345	2,8411	3,0346	440,31	31,2	0,5367	> 0,5	2,8522	3,0402	0,1831
Відгалуження													
190,75	20,275	0,5	48	0,6188	3,2619	3,2847	180,79	19,216	0,6193	> 0,55	3,2643	3,2859	0,0362
644,49	39,144	0,5	18	0,6004	3,1702	3,1992	568,48	34,527	0,6018	> 0,45	3,177	3,2026	0,1065

9.4 Розрахунок напірних конденсатопроводів

9.4.1 Підготовчий етап

Перед початком гідравлічного розрахунку конденсатопроводу необхідно розробити розрахункову схему, на яку наносять споживачів пари, що повертають конденсат до джерела тепла, саме джерело тепла (котельню) та конденсатопроводи, з'єднуючі споживачів із джерелом тепла.

Здебільшого схема конденсатопроводів за структурою аналогічна схемі паропроводів, проте загалом вона може й не збігатися у двох випадках:

- 1) якщо не всі споживачі пари повертають конденсат до джерела тепла;
- 2) якщо конденсат від різних споживачів повертається різними способами через конденсатопроводи різних видів.

У випадку повернення конденсату не всіма споживачами пари²⁹ схема конденсатопроводів буде простішою за схему паропроводів з меншою кількістю ділянок, проте наявні ділянки конденсатопроводів мають розташовуватися поруч із паропроводами і проходити тими самими маршрутами.

Кількість конденсату, що повертається до джерела тепла, зазвичай суттєво менша за кількість поданої пари внаслідок втрат та часткового використання пари в технологічних процесах. Кількість конденсату, що повертається від окремого споживача пари визначаємо з виразу:

$$G_{кти} = k_{пi} G_{пi} / 100, \quad (9.33)$$

де $G_{пi}$ – розрахункові витрати пари i -м споживачем;

$k_{пi}$ – коефіцієнт повертання конденсату від споживача пари, $k_{пi} = 40\text{--}95$.

На розрахунковій схемі конденсатопроводів, як і в інших розрахункових схемах мають бути показані: номери корпусів та вузлів відгалуження, витрати конденсату, довжини та номери кожної з ділянок, а також геодезичні лінії, перенесені з генплану-завдання, та позначки початкових і кінцевих точок усіх ділянок.

Розрахункові витрати конденсату підраховують шляхом їх послідовного підсумовування від споживачів до джерела теплопостачання, тобто в напрямку транспортування конденсату, оскільки конденсатопровід є зворотною магістраллю. На приєднувальних до споживачів ділянках розрахункові витрати будуть дорівнювати витратам від самих споживачів, знайдених за виразом (9.33),

²⁹ Не повертання конденсату до джерела тепла може бути викликано декількома причинами: а) повне використання пари у технологічному процесі; б) забруднення пари, у разі якого її очищення стає складнішим й дорожчим, ніж приготування хімічно очищеної води на її заміну; в) економічна недоцільність та складність повертання, коли малу кількість конденсату необхідно транспортувати на велику відстань, можливо зі складним рельєфом місцевості.

на проміжних ділянках – складатися з витрат від усіх споживачів, що живлять ці ділянки. Витрати спільної ділянки на вході до джерела тепла мають дорівнювати сумі розрахункових витрат усіх споживачів.

Залежно від співвідношення позначок джерела тепла та споживачів можливий вжиток двох способів повертання конденсату: *самопливного* та *напірного*. У загальному випадку самопливний спосіб може бути застосований, якщо позначка джерела теплопостачання не вища за позначку будь-якого споживача³⁰. У протилежному випадку переважно застосовується напірний³¹ спосіб повертання конденсату.

Згідно з [1] повертання конденсату до джерела тепла конденсатовідвідниками самопливним способом через загальну мережу допускається застосування для різниці тиску пари перед конденсатовідвідниками не більше 0,3 МПа. У разі якщо споживач (споживачі) мають більшу різницю тисків, то або конденсат повертають окремими лініями, або застосовують напірний спосіб повертання, або різницю зменшують шляхом зниження тиску пари після технологічного обладнання в того споживача, що має більший робочий тиск, ніж інші.

Також не допускається паралельна робота насосів та конденсатовідвідників, які відводять конденсат від споживачів пари в загальну конденсатну мережу. У випадку, коли на підприємстві є різні споживачі, одні з яких потребують напірного повернення конденсату, а інші самопливного або одного типу, але зі значними різницями тисків, для кожного з цих типів споживачів слід влаштовувати окрему систему повертання з окремими позначеннями Т81, Т82Н, Т83... Літера Н у позначенні (Т82Н) вказує, що конденсатопровід є напірним [5].

У курсовій роботі виконуємо гідравлічний розрахунок напірного конденсатопроводу. Розрахункова схема для гідравлічного розрахунку напірних конденсатопроводів аналогічна з розрахунковою схемою водяних теплових мереж.

³⁰ За наявності достатнього залишкового тиску конденсату у споживачів на практиці допускається застосування самопливного способу повернення конденсату навіть для відміток конденсатовідвідників нижчих за відмітку збірного баку на джерелі тепла (до 2–4 м). У разі більшої негативної різниці відміток землі між споживачем та джерелом тепла існує можливість підключення до самопливного конденсатопроводу завдяки підняттю рівня встановлення пароспоживного обладнання та конденсатовідвідника у такого споживача на висоту, достатню для ліквідації різниці відміток більшої за 2–4 м.

³¹ Самопливний спосіб економічніший за напірний, оскільки дозволяє використовувати для транспортування конденсату залишковий тиск пари та природну різницю позначок місцевості без використання електроенергії на роботу насосів.

9.4.2 Остаточний розрахунок напірного конденсатопроводу

Напірні конденсатопроводи розраховуються за аналогією з водяними тепловими мережами. Відмінності розрахунку конденсатопроводів від водяних теплових мереж полягають лише в прийнятих для них значеннях характерних параметрів:

1. Коефіцієнт еквівалентної шорсткості конденсатопроводів приймається $k_e = 0,001$ м.

2. Робоча температура конденсатопроводів приймається $t = 100^\circ\text{C}$ (відповідно густина конденсату приймається $958,4$ кг/м³).

3. Максимально допустимі питомі втрати тиску конденсатопроводів приймаються не більше **100 Па/м**.

Якщо для розрахунку конденсатопроводів використовуються номограми водяних теплових мереж за рисунком Е.1–Е.2 (дод. Е), то фактичні значення питомих втрат тиску знаходяться за допомогою формул перерахунку:

$$R_k = R_v \rho_v k_{ek}^{0,25} / (\rho_k k_{ev}^{0,25}) = 1,138 R_v, \quad (9.34)$$

де R_k та R_v – питомі втрати тиску конденсатопроводів та водяних теплових мереж, Па/м.

10 ПОБУДОВА П'ЄЗОМЕТРИЧНОГО ГРАФІКА

П'єзометричний графік теплової мережі або графік п'єзометричних напорів будується з метою ув'язування тисків у різних точках системи з профілем місцевості та геометричними розмірами об'єктів теплопостачання. Зручність п'єзометричного графіка полягає в тому, що на ньому основні компоненти системи теплопостачання (місцевість, споживачі, трубопроводи, джерело теплопостачання) і тиск теплоносія в трубопроводах відображаються в одних і тих же одиницях – одиницях довжини (зазвичай – у метрах), що дозволяє легше та точніше узгоджувати режими роботи системи з особливостями геометрії її складових. До того ж, за результатами побудови п'єзометричного графіка підбирають основне обладнання систем – насосне, оскільки потрібний напір будь-якого насоса³² визначає саме прийнятий до роботи п'єзометричний графік.

³² На джерелі тепла – мережного та підживлювального, на насосних станціях, теплових пунктах та у споживачів – підвищувального, розвантажувального, змішувального.

П'єзометричний напір – це висота стовпа рідини, що створює тиск, який дорівнює тиску цієї рідини в розглядуваній точці або це висота, на яку під дією власного тиску може піднятися рідина у вертикальній судині, що сполучається з атмосферою.

Для визначення напору H за відомим тиском P використовують формулу, аналогічну формулі (10.2), тобто:

$$H = P/(\rho'g), \quad (10.1)$$

де ρ' – густина води, що залежить від її температури, кг/м^3 ;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,807 \text{ м/с}^2$.

П'єзометричний графік загалом може будуватися для будь-якої системи, робочим тілом якої є рідина. У теплопостачанні такими системами можуть бути водяні теплові мережі з трубопроводами Т1,Т2, мережі гарячого водопостачання з трубопроводами Т3,Т4, конденсатопроводи з трубами Т8. У курсовому та дипломному проектах п'єзометричний графік будується для водяної теплової мережі Т1,Т2.

Графік п'єзометричних напорів будується як мінімум для двох основних режимів системи теплопостачання: *статичного* та *динамічного*³³.

Статичний режим встановлюється в системі за умови зупинки мережних (циркуляційних) насосів. У статичному стані за відсутності руху теплоносія немає й втрат тиску, тому статичний напір є однаковим для всіх точок системи. Ця однаковість є одним з втілень закону сполучених судин.

У динамічному режимі внаслідок руху теплоносія тиск весь час втрачається саме в напрямку руху, тому найбільшим тиск (напір) буде на виході з мережного насоса, а найменшим – на вході до нього³⁴. Так само тиск (напір) у подавальних трубопроводах однойменних ділянок буде завжди більшим, ніж у зворотних.

10.1 Попередній етап побудови п'єзометричного графіку

Побудову п'єзометричного графіка починають з визначення масштабу осей. Горизонтальна вісь графіка – вісь відстаней – починається з нульових значень. У початковій точці горизонтальної осі здебільшого розташовують джерело теплопостачання, звідки і починається відлік відстаней. Масштаб горизонтальної осі та ціну ділення вибирають таким чином, щоб розміру

³³ Окрім двох основних режимів за допомогою п'єзометричного графіка можуть також аналізуватися динамічні режими з різними значеннями витрат теплоносія та статичні режими з різними рівнями статичних напорів у різні періоди року (зимовий, літній, перехідний).

³⁴ Сам рух середовища викликає різниця тисків, яку створюють циркуляційні насоси. Чим більшу різницю напорів створює циркуляційний насос, тим швидше рухається теплоносій і тим швидше напір буде втрачатися.

горизонтальної осі вистачало для відображення основного розрахункового напрямку системи теплопостачання, тобто сумарної довжини ділянок від джерела тепла до найвіддаленішого споживача.

Розмірів вертикальної осі графіка – осі напорів – має вистачати, щоб відобразити всі елементи системи теплопостачання, а також усі можливі напори для всіх точок у всіх режимах. Враховуючи рельєф місцевості, розміри проєктованих систем теплопостачання та підключених до них абонентських систем, а також відповідні цим розмірам втрати напору можна вважати, що 110–120 м по вертикалі достатньо для відображення всіх елементів п'єзометричного графіка у курсовому проєкті. Але початковий відлік вертикальної осі завжди приймають не нульовим, а дещо меншим за значення найнижчої з позначок місцевості, округлюючи її в менший бік з кроком, кратним 5 м. Наприклад, якщо позначки геодезичних ліній місцевості, для якої розробляється система теплопостачання, мають значення від 168 м до 181 м, то початок вертикальної осі графіка слід приймати з відліку 160 або навіть 165³⁵, а максимальне значення позначки місцевості, що буде відображене на шкалі вертикальної осі, становитиме в такому разі 260 м.

Для зручності і коректності побудову графіка рекомендується починати з креслення спрямленої схеми системи теплопостачання у двотрубному (або однотрубному) варіанті, починаючи з основного розрахункового напрямку та додаючи до нього вторинні напрямки й відгалуження. Мережний насос джерела теплопостачання розміщують безпосередньо під вертикальною віссю графіка, а теплонагрівний пристрій джерела (котел, теплофікаційний теплообмінник) – поруч з віссю зі зсувом на кілька міліметрів³⁶. Ділянки основного напрямку спрямленої схеми виконують у масштабі, прийнятому для горизонтальної осі графіка, а відгалуження умовно повертають до напрямку, паралельного горизонтальній осі, показуючи осьовими лініями напрямки зсувів зміщених вузлів. Разом з цим бажано дотримуватися орієнтації відгалуження згідно з розрахунковою схемою (праворуч або ліворуч від основного напрямку). На спрямленій схемі кути поворотів основної розрахункової схеми «розгинають» до прямих ліній, проте, незалежно від значення кутів, показують їх дугами, підписуючи їхні значення. Таким чином, прийнятий порядок та принципи побудови спрямленої схеми забезпечують завдання горизонтальних координат усіх основних елементів системи теплопостачання.

³⁵ Початок вертикальної осі з позначки 165 буде прийнятним, якщо в системі немає підземної прокладки із заглибленням більше 3 м.

³⁶ Зсув на схемі позначення котла або теплообмінника на кілька міліметрів від вертикальної осі здійснюють умовно з метою уникнути злиття лінії підйому напору в мережному насосі з лінією втрат напору у теплонагрівному пристрої.

Для побудови профілю місцевості використовують допоміжні вертикальні лінії, які піднімають від основних елементів системи теплопостачання. Відкладаючи на цих допоміжних лініях значення позначок відповідних елементів системи (котельні в місці виходу трубопроводу Т1 або Т3, вузлів трубопроводів, кутів поворотів, корпусів споживачів у місцях вводу до них трубопроводу Т1 або Т3) отримують точки ліній місцевості, з'єднуючи які будують лінії землі, починаючи з основного розрахункового напрямку та додаючи в подальшому й відгалуження. Позначки потрібних точок місцевості визначають за схемою системи теплопостачання з геодезичними лініями. Для точок, розташованих між геодезичними лініями, позначки визначають за допомогою лінійки шляхом інтерполяції за формулою:

$$H_T = H_M + (H_6 - H_M) l_M / l_{M-6}, \quad (10.2)$$

де H_T – визначувана позначка точки, розташованої між двома геодезичними лініями з позначками H_M та H_6 , м;

l_{M-6} – відстань між двома геодезичними лініями, виміряна за найкоротшим відрізком прямої, проведеної через визначувану точку, мм;

l_M – відстань між геодезичною лінією та визначуваною точкою, виміряна за тим ж відрізком, мм.

Після побудови профілю місцевості на п'єзометричному графіку показують інженерні системи споживачів, підключені до відповідної мережі.

Оскільки вертикальні габарити самої системи опалення наближаються до розмірів опалюваної будівлі, то для спрощення й з деяким запасом на п'єзометричному графіку відображають висоти самих будівель у вигляді вертикальних відрізків прямих ліній, піднятих від позначок місцевості в точках приєднання споживачів до теплової мережі. Біля кожного відрізка прямої, що зображує будівлю, ставлять підпис її назви, номеру або позначення.

10.2 Побудова п'єзометричного графіку у статичному режимі

Оскільки в статичному режимі внаслідок відсутності руху теплоносія втрати тиску відсутні й напір у всіх точках системи однаковий лінії статичного напору будуються одразу для обох магістралей – подавальної та зворотної. Лінію статичного напору або постійний статичний рівень розташовують таким чином, щоб не порушувати два основних обмеження для статичного режиму:

1. Статичний напір не повинен бути меншим від мінімального напору, який приймається за умови забезпечення відсутності вакууму в будь-якій точці

системи, що гарантується розташуванням напору вище будь-якої точки системи теплопостачання або підключених до неї споживачів.

2. Статичний напір не повинен перевищувати межу міцності будь-якого елементу системи, включаючи приєднаних абонентів; враховуючи, що саме обладнання абонентських систем підбирається на меншу міцність, ніж обладнання системи теплопостачання, перевірку дотримання цієї умови проводять на місцях підключення абонентів.

На етапі побудови графіка дотримання обмежувальних умов зручно відслідковувати за допомогою обмежувальних ліній мінімального та максимального напорів³⁷.

Враховуючи запас у 5 м, лінія мінімального статичного напору будується шляхом з'єднання точок, на 5 м вищих від верхніх точок абонентів (абонентських систем). Аналогічно лінія максимального статичного напору будується шляхом з'єднання точок, на 55 м³⁸ вищих від нижніх точок абонентів (абонентських систем), оскільки саме в нижніх точках теплоносій під дією власної ваги буде розвивати найбільший тиск або напір³⁹.

Лінія фактичного статичного напору – це горизонтальна пряма лінія, що має повністю розташовуватися між обома обмежувальними лініями. Тобто лінія статичного напору не повинна ніде перетинати ані лінію мінімальних, ані лінію максимальних статичних напорів⁴⁰.

Оскільки для систем теплопостачання помірних розмірів та спокійного рельєфу місцевості мінімальна різниця рівнів між лініями максимального та мінімального статичного напорів може складати десятки метрів, то відповідно існує можливість навіть з кроком в 1 м провести велику кількість горизонтальних прямих, що не будуть перетинати жодну з обмежувальних ліній. Проте для зменшення витрат електроенергії на підтримку статичного рівня⁴¹ та для зниження ймовірності аварій для старих систем, що після тривалої експлуатації можуть перебувати в незадовільному стані, статичний рівень в системах теплопостачання встановлюють якомога ближче до лінії мінімального статичного напору переважно на 1–3 м вище від найвищого споживача плюс 5 м запасу.

³⁷ Після побудови графіка обмежувальні лінії можна не відображати.

³⁸ Висота 55 м – це 60 м напору, який має витримувати будь-яке обладнання та компоненти санітарно-технічних систем мінус 5 м запасу.

³⁹ У складних випадках для систем теплопостачання значної протяжності та/або в разі рельєфу місцевості з великими розбіжностями позначок та висот абонентів можливе підключення споживачів за незалежною схемою або з використанням обладнання, що розраховується на більший напір. У цих випадках лінія максимального статичного напору може будуватися на 85...105 м вище нижніх точок тих споживачів, для яких використовується більш міцне обладнання ніж зазвичай.

⁴⁰ Допускається лише торкання основною лінією обмежувальної лінії.

⁴¹ Статичний напір у системі створює та підтримує підживлювальний насос (насоси).

10.3 Побудова п'єзометричного графіку у динамічному режимі

У динамічному режимі напори в подавальній магістралі завжди більші ніж в однойменних ділянках зворотної магістралі, тому лінія кожної з магістралей будується окремо й має свої обмеження.

Лінія мінімальних напорів зворотної магістралі будується з умови виключення можливості утворення вакууму та підсмоктування повітря, а також для запобігання кавітації на всмоктувальному патрубку мережного насоса.

Усі ці негативні явища виключаються, якщо абсолютний тиск (напір) у будь-якій точці системи буде не нижчий за атмосферний.

З урахуванням запасу в 5 м лінію мінімальних напорів зворотної магістралі будують на 5 м вище від лінії осі трубопроводів теплової мережі. На ділянках, де застосовують підземний або надземний на низьких опорах способи прокладання теплової мережі рівень осі трубопроводів відрізняється від рівня землі не більше 1–2 м, і запас у 5 м перекриває ці відхилення, тому на таких ділянках дозволяється будувати лінію мінімальних напорів зворотної магістралі на 5 м вище рівня землі. Але в разі використання надземної прокладки на високих опорах, на естакадах та по стінах будівель рівень розташування теплопроводів над землею може наближатися до 5 м та перевищувати цю висоту, тому на ділянках з такими способами надземної прокладки лінія мінімальних напорів зворотної магістралі будується на 5 м вище осі трубопроводів.

Лінія максимальних напорів зворотної магістралі будується виходячи з тих же умов, що й лінія максимальних статичних напорів (забезпечення не перевищення межі міцності приєднаних абонентських систем), тому ці дві лінії збігаються та зливаються в одну.

Лінія мінімальних напорів подавальної магістралі для не перегрітого теплоносія⁴² будується за тими ж вимогами, що й лінія мінімальних напорів зворотної магістралі, а тому вони збігаються та зливаються в одну.

У водяних теплових мережах, де за температурним графіком температура теплоносія в подавальній магістралі може перевищувати 100 °С, лінія мінімальних напорів подавальної магістралі будується за умови виключення можливості скипання перегрітого теплоносія. Відповідно в трубопроводі з перегрітим теплоносієм тиск не повинен знижуватись нижче тиску насичення за температури теплоносія. Можливі два підходи до відображення цієї умови на п'єзометричному графіку залежно від того, для якої густини теплоносія

⁴² Перегрітою водою називають воду, що має температуру, вищу за температуру кипіння за атмосферного тиску. Для нормальних умов ця температура приймається 100 °С, проте на високогір'ї температура кипіння може бути суттєво нижчою. Наприклад, на висоті 1 км на рівнем моря тиск атмосфери складає 0,9 бар і вода скипає при температурі 97 °С, а на висоті 2 км за тиску 0,79 бар – за температури 94 °С.

знаходити втрати напору в гідравлічному розрахунку: для умовного теплоносія з густиною 1000 кг/м^3 або для того теплоносія, для якого складені розрахункові номограми чи таблиці.

Якщо в гідравлічному розрахунку знаходити втрати напору за формулами:

$$\Delta H = \Delta P / (\rho' g), \quad (10.3)$$

де ρ' – густина води, що залежить від її температури, кг/м^3 ;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,807 \text{ м/с}^2$.

Якщо для підрахунку користуватися номограмами на рисунку Е.1–Е.2 (дод. Е), які складені для густини $\rho' = 917 \text{ кг/м}^3$, то коефіцієнт перерахунку дорівнюватиме:

$$k_H = 1 / (917 \cdot 9,807) = 1,112 \cdot 10^{-4}. \quad (10.4)$$

і формула перерахунку (10.3) прийме вигляд:

$$\Delta H = k_H \Delta P. \quad (10.5)$$

для води з $\rho' = 917 \text{ кг/м}^3$, то й втрати напору будуть більшими, ніж для умовного теплоносія з густиною 1000 кг/м^3 . Значення обмежувальних напорів залежно від температури теплоносія для різних густин наведені в таблиці 10.1. У стовпцях 2–4 дані напори на межі скипання, а стовпці 5–7 містять напори, що гарантують із запасом у 5 м нескипання перегрітого теплоносія з температурою зі стовпцем 1. У випадку проміжних значень температур теплоносія напори нескипання знаходять шляхом інтерполяції.

Таблиця 10.1 – Напори нескипання перегрітого теплоносія залежно від температури насичення

Температура теплоносія t , °C	Напір скипання умовного теплоносія з $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ΔH_y , м	Напір скипання теплоносія з $\rho = 917 \text{ кг/м}^3$ ΔH_y , м	Напір скипання теплоносія з фактичною густиною ΔH_i , м	Напір нескипання умовного теплоносія з $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ та запасом до 5 м ΔH_{yz} , м	Напір нескипання теплоносія з $\rho = 917 \text{ кг/м}^3$ та запасом до 5 м ΔH_{yz} , м	Напір нескипання теплоносія з фактичною густиною та запасом до 5 м ΔH_{iz} , м
1	2	3	4	5	6	7
150	38,21	41,67	41,67	43	47	47
140	26,52	28,92	28,64	32	34	34
130	17,22	18,78	18,42	22	24	23
120	9,92	10,82	10,52	15	16	16
110	4,28	4,67	4,50	9	10	10

Лінія максимальних напорів подавальної магістралі будується за умови неперевикнення межі міцності трубопроводів та обладнання самої системи

теплопостачання. Традиційно будь-яка система теплопостачання повинна комплектуватися обладнанням, розрахованим на роботу за тиску 1,6 МПа, або 160 м водяного стовпа. Проте згідно з [1] мінімальний тиск, який мають витримувати всі компоненти теплової мережі, встановлено на рівні 1,0 МПа, що означає можливість застосування в теплових мережах трубопроводів та обладнання, розрахованих на тиск від 1,0 до 1,6 МПа. З урахуванням цього лінія максимальних напорів подавальної магістралі будується на рівні 95 м вище осі теплотраси, проте за необхідності (складний рельєф, протяжна траса) може бути піднята до рівня 155 м. В останньому варіанті все комплектування теплотраси має повністю відповідати вимогам роботи за тиску 1,6 МПа.

Кожна з ліній фактичних напорів подавальної та зворотної магістралей має розташовуватися повністю між своїми обмежувальними лініями, жодна з ліній фактичних напорів не повинна перетинати свою обмежувальну лінію, проте перетинання «чужих» обмежувальних ліній допускається.

Креслення лінії фактичних напорів виконується за результатами гідравлічного розрахунку (за значеннями втрат напору) послідовно для зворотної та подавальної магістралі на окремих ділянках згідно з принципом побудови гіпотенузи прямокутного трикутника за двома відомими катетами. У такому прямокутному трикутнику горизонтальний катет – це довжина ділянки, а вертикальний катет – це втрати напору на цій ділянці. Побудову гіпотенузи трикутника можна вести як суто графічним способом (СГС), так і обчислювально-графічним способом (ОГС), тобто шляхом обчислення координати напору та нанесення цієї координати за допомогою шкали напорів вертикальної осі. Практика показує, що другий спосіб дає в результаті менше помилок та більшу точність.

У процесі побудови лінії напорів втрати напору на відповідній ділянці можуть як додаватися до напору в початковому вузлі, так і відніматися, залежно від збігу напрямку побудови лінії напору з напрямком руху теплоносія. Якщо напрямок побудови лінії напорів збігається з напрямком руху теплоносія, то напір кінцевого вузла отримують шляхом віднімання від напору початкового вузла втрат напору на ділянці. У разі якщо лінія напорів будується в напрямку, протилежному напрямку руху теплоносія, то напір кінцевого вузла отримують шляхом додавання втрат напору на ділянці до напору в початковому вузлі.

Способи побудови лінії динамічних напорів на ділянках показано на рисунку 10.1.

На рисунку 10.1, а, стрілками показано 2 послідовності побудови лінії напору згідно з першим способом – суто графічним. За першою послідовністю від визначеного напору (НВТЗ) спочатку віднімають по вертикалі втрати напору на відповідній ділянці (Δ НВТЗ–ВТ2), оскільки напрямок побудови лінії напорів

збігається з напрямком руху теплоносія, а потім від отриманої точки проводять горизонтальну пряму лінію до перетинання з вертикальною лінією, що проходить через кінцевий вузол ділянки (ВТ2). Точка перетинання горизонталі з вертикаллю й є напір НВТ2 у вузлі ВТ2. З'єднуючи точки НВТ2 та НВТ3, отримуємо лінію напорів на ділянці ВТ3–ВТ2. За другою послідовністю від точки з відомим напором НВТ3 вузла ВТ3 спочатку проводять горизонтальну пряму лінію в напрямку кінцевого вузла ділянки (ВТ3–ВТ4), а потім з точки перетинання цієї горизонталі з вертикаллю, піднятої з кінцевого вузла (ВТ4), відкладають у вертикальному напрямку вгору (оскільки напрямок побудови протилежний напрямку руху) втрати напору на ділянці (Δ НВТ4–ВТ3), після чого з'єднують точку з напором у початковому вузлі (НВТ3) з точкою з напором у кінцевому вузлі (НВТ4).

Згідно з обчислювально-графічним способом, показаним на рисунку 10.1, б, побудова лінії напорів ведеться з використанням вертикальної осі. Від визначеного напору (НВТ3) проводять горизонтальну пряму лінію до перетинання з вертикальною віссю напорів. Якщо чисельне значення початкового напору (НВТ3) відоме, то воно має збігатися з отриманим відліком у точці перетинання горизонталі з вертикальною віссю. У разі збігу напрямку побудови лінії напорів з напрямком руху теплоносія від чисельного значення початкового напору (НВТ3) віднімають втрати напору на відповідній ділянці (Δ НВТ3–ВТ2) й від отриманого відліку напору кінцевого вузла ділянки (НВТ2) проводять горизонтальну пряму лінію до перетинання з вертикаллю, піднятою з кінцевого вузла ділянки, що будується. З'єднуючи точки напорів у відповідних вузлах, отримуємо потрібну лінію. У разі коли напрямок побудови лінії напорів протилежний напрямку руху теплоносія, втрати напору (Δ НВТ4–ВТ3) арифметично додаються до значення відомого напору (НВТ3) у початковому вузлі та від отриманого відліку кінцевого напору (НВТ4) на шкалі вертикальної осі проводять горизонтальну пряму лінію до перетинання з вертикаллю, піднятою з кінцевого вузла ділянки (ВТ4) й з'єднують отримані точки.

Більш висока точність обчислювально-графічного способу порівняно з суто графічним пояснюється тим, що у випадку ОГС можливі помилки та похибки побудови напору одного з вузлів не відбиваються на напорах наступних вузлів, оскільки значення напору кожного з вузлів відкладаються індивідуально за відліком на шкалі вертикальної осі.

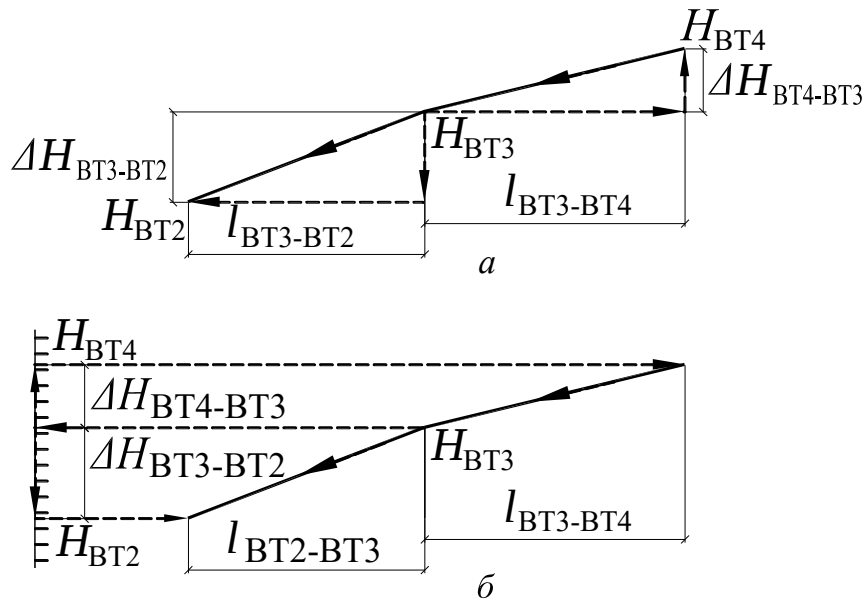


Рисунок 10.1 – Способи побудови лінії фактичних напорів
а – суто графічний спосіб (СГС); б – обчислювально-графічний спосіб (ОГС)

Узагальнюючи викладене вище, можна зробити 2 висновки. Перший: побудову лінії напорів можна проводити з будь-якої точки в будь-якому напрямку. Другий: лінія фактичних напорів завжди має вигляд ламаної прямої лінії, форма якої залежить від втрат напорів на ділянках, визначених гідравлічним розрахунком, від довжин ділянок, а також від масштабів горизонтальної та вертикальної осі та не залежить від напрямку, послідовності й способу побудови. З формул (10.1) та (10.2) можна отримати вираз для обчислення відношення вертикального катету ΔH до горизонтального l , яке є питомими втратами напору

$$RH = \Delta H / l = R(1 + \alpha l) / (\rho' g). \quad (10.6)$$

Вони прямо пропорційні питомим втратам тиску R й обернено пропорційні густині теплоносія ρ' , проте тангенс кута нахилу лінії напору (гіпотенузи прямокутного трикутника) залежить також від відношення масштабів вертикальної та горизонтальної осі п'єзометричного графіка, тому після зміни масштабу змінюється й кут нахилу. Наприклад, оскільки для ділянки ВТ3–ВТ1 (див. табл. 9.1) $R = 49,5$ Па/м, $\alpha l = 0,3$, $\rho' = 917$ кг/м³, то $RH = 0,0072$ або 7,2 мм/м. За горизонтального та вертикального масштабів 1:1000 $\tan \beta = 0,0072$ та власне кут $\beta = \arctg(0,0072 \cdot 180/\pi) = 0,41$ град, тобто це такий кут, для якого лінія напору розташована майже горизонтально. У разі зміни вертикального масштабу на 1:500 та горизонтального на 1:2000 величина відображеного на графіку кута зміниться на $\beta' = \arctg(0,0072 \cdot 180 \cdot 2000/\pi/500) =$

$= 1,64$ град, у разі зменшення горизонтального масштабу до 1:5000 кут нахилу лінії напорів стане $\beta'' = \arctg(0,0072 \cdot 180 \cdot 5000 / \pi / 500) = 4,1$ град. Лінія з таким нахилом вже дійсно сприймається як нахилена, а не майже горизонтальна. Отже, рекомендоване співвідношення вертикального та горизонтального масштабів п'єзометричного графіка, що будується на папері формату А4, для систем з довжиною основного напрямку 300÷1000 м становитиме 10–20.

Власне побудова лінії напорів у динамічному режимі починається зі зворотної магістралі, але перед початком побудови необхідно правильно визначити початкову точку. На вибір початкової точки впливають, головним чином, співвідношення змін рельєфу місцевості та питомих втрат напору на ділянках.

Якщо лінія рельєфу землі близька до горизонталі або рівень землі зменшується з віддаленням від джерела теплопостачання, то визначальною точкою для початку побудови лінії напорів зворотної магістралі буде джерело теплопостачання, оскільки саме біля джерела лінія напорів зворотної магістралі буде найбільше наближатися до лінії мінімальних напорів зворотної магістралі.

Якщо позначки профілю місцевості вздовж траси від найвіддаленішого споживача до джерела теплопостачання зменшуються більше, ніж втрачається напір у зворотній магістралі, то визначальною точкою для початку побудови лінії напорів зворотної магістралі буде найвіддаленіший споживач.

Нарешті, якщо з віддаленням від джерела швидкість зростання позначок землі випереджає втрати напору лише до певного проміжного вузла, то саме цей вузол і буде визначальним для початку побудови лінії напорів зворотної магістралі.

Додатковою умовою, яку слід дотримувати в процесі побудови лінії напорів зворотної магістралі є відсутність її перетинань з лінією мінімальних статичних напорів для невисоких будівель з метою виключення можливості утворення вакууму у верхніх точках систем споживачів. Ця умова не є критичною, оскільки виключити утворення вакууму в системі споживача можна шляхом встановлення регулятора тиску «до себе» на зворотній лінії абонента, проте за відсутності гострої потреби, пов'язаної зі складним рельєфом та високими абонентами, цю умову не слід порушувати.

Тобто, де висоти будівель не перевищують 20 м, умова не перетинання лінії зворотної магістралі з лінією мінімальних статичних напорів також є обов'язковою й легкою в реалізації.

Найлегший для ручного креслення спосіб знайти оптимальний варіант розміщення лінії напорів у динамічному режимі – це визначити його за допомогою шаблону, який легко виготовити самостійно з товстого паперу або картону. Ширина шаблону має бути не меншою від довжини основного

напрямку в масштабі горизонтальної осі, висота – не меншою від втрат напору на основному напрямку в масштабі вертикальної осі. Побудова лінії напорів ведеться від довільної точки в масштабах графіка так само, як на самому графіку. Рухаючи шаблон вище та нижче на графіку, що вже має всі обмежувальні лінії, обирають найкраще розташування лінії напорів зворотної магістралі, після чого проводять цю лінію, використовуючи шаблон, як лінійку або лекало. Цей же шаблон використовують для проведення лінії напорів подавальної магістралі, повернувши шаблон дзеркально відносно горизонтальної осі або осі симетрії графіка в динамічному режимі.

У разі застосування комп'ютерного креслення лінія напорів будується за правилами, наведеними вище, а в разі потреби пересувається вище або нижче до задоволення всіх вимог так само, як і шаблон.

Після остаточної побудови та/або розміщення лінії напорів зворотної магістралі на всьому основному розрахунковому напрямку від джерела теплопостачання до найвіддаленішого споживача відкладають втрати напору цього споживача у вигляді вертикальної прямої лінії. Мінімальний розмір втрат напору будь-якого споживача встановлюється згідно з [1] на рівні 0,2 МПа, що приблизно відповідає 21 м втрат напору.

Згідно з характером втрат напору (від джерела тепла до споживачів подавальною магістраллю та від споживачів до джерела зворотною) дотримання мінімальних втрат напору на останньому споживачі автоматично забезпечує виконання цієї умови для всіх інших споживачів. Тому, якщо не має інших відомостей, то на останньому споживачі відкладають саме 21 м втрат напору. Проте за необхідності розташувати лінію напорів подавальної магістралі ще вище можна і далі збільшувати наявний напір на останньому споживачі (тобто різницю напорів подавальної та зворотної магістралі).

Лінія фактичних напорів подавальної магістралі будується від напору у подавальній магістралі найвіддаленішого споживача (який було визначено його втратами напору) у напрямку, протилежному напрямку руху теплоносія, тому втрати напору на відповідних ділянках додаються до напору в початковому вузлі. За допомогою шаблону можна провести лінію напорів подавальної магістралі, розташувавши шаблон дзеркально симетрично відносно горизонталі, проведеної через середину лінії втрат напору останнього споживача.

Приклад побудови графіка п'єзометричних напорів у статичному та динамічному режимах для системи теплопостачання показаний на рисунку 10.2.

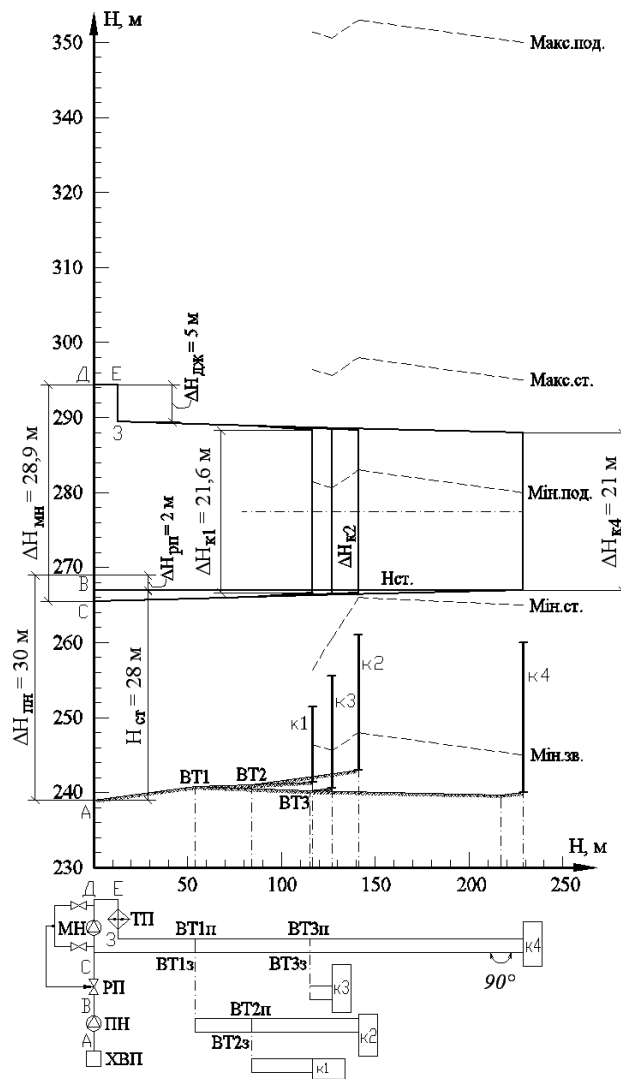


Рисунок 10.2 – Графік п'єзометричних напорів у статичному та динамічному режимах

Мін.зв. – лінія мінімальних напорів зворотної магістралі; Мін.под. – лінія мінімальних напорів подавальної магістралі; Макс.под. – лінія максимальних напорів подавальної магістралі; Макс.ст. – лінія максимальних статичних напорів; Мін.ст. – лінія мінімальних статичних напорів; Нст. – лінія проєктного статичного напору; ВТ1з–ВТ3з – вузли трубопроводів зворотної магістралі графіка; ВТ1п–ВТ3п – те ж подавальної магістралі; к1–к4 – споживачі; МН і ПН – мережний і підживлювальний насоси; РП – регулятор підживлення; ТП – теплонагрівний пристрій (котел, теплообмінник); ХВП – комплекс хімводопідготовки

11 ПЛАН ТА АКСОНОМЕТРИЧНІ СХЕМИ ЗОВНІШНІХ ГАЗОПРОВОДІВ

Приклад оформлення плану зовнішніх мереж системи газопостачання промислового підприємства наведено на рисунку 11.1. Аксонометричні схеми системи газопостачання на рисунках 11.2–11.4.

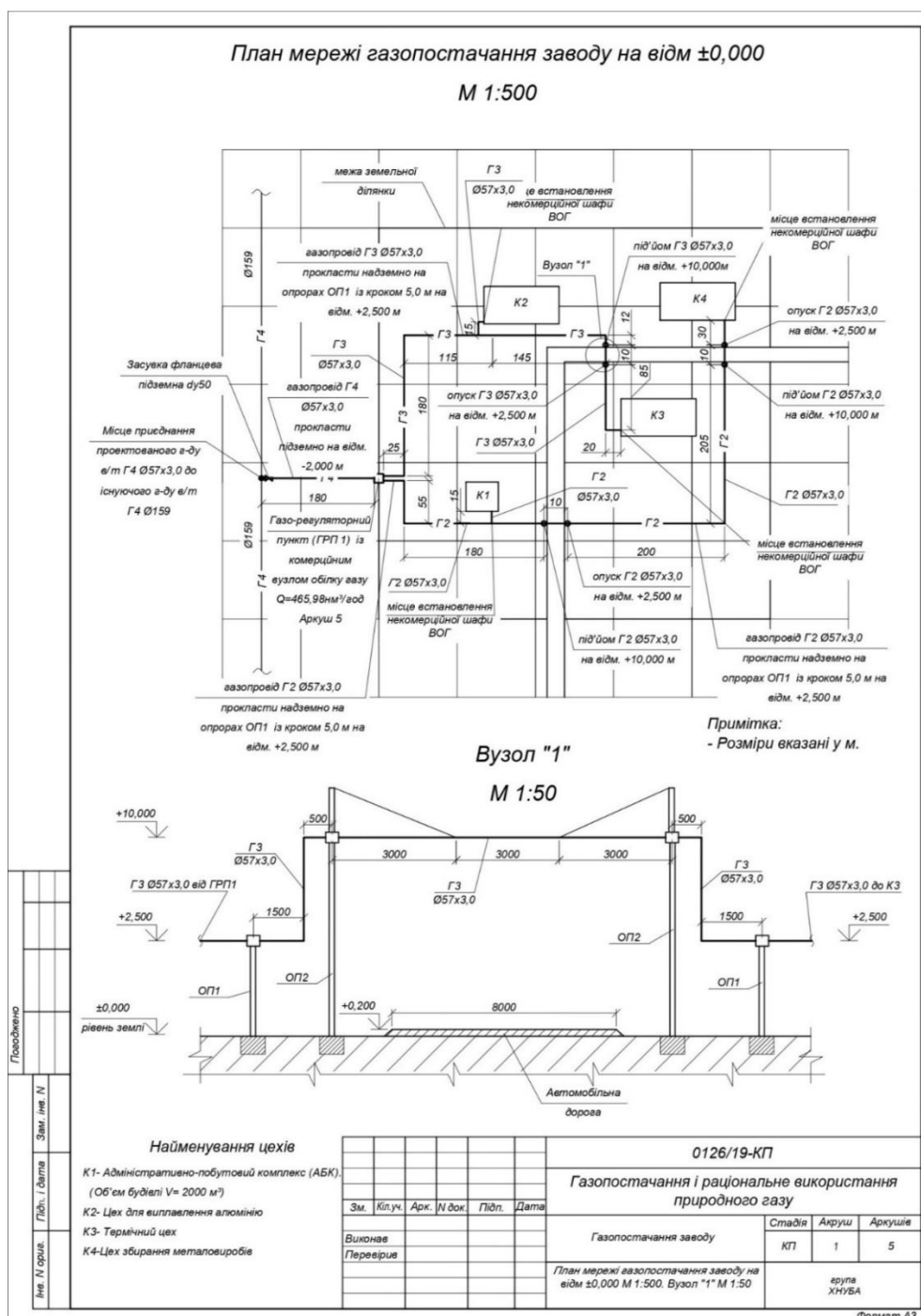


Рисунок 11.1 – Приклад оформлення плану системи газопостачання промислового підприємства

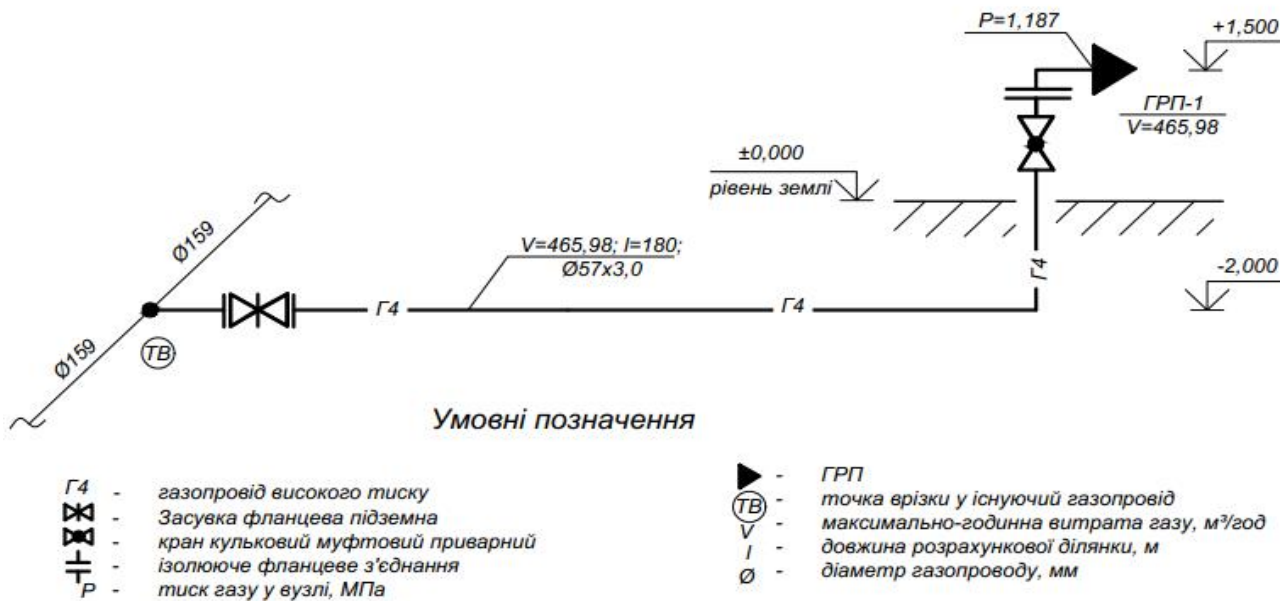


Рисунок 11.2 – Приклад оформлення аксонометричної схеми зовнішнього газопроводу високого тиску (Г4)

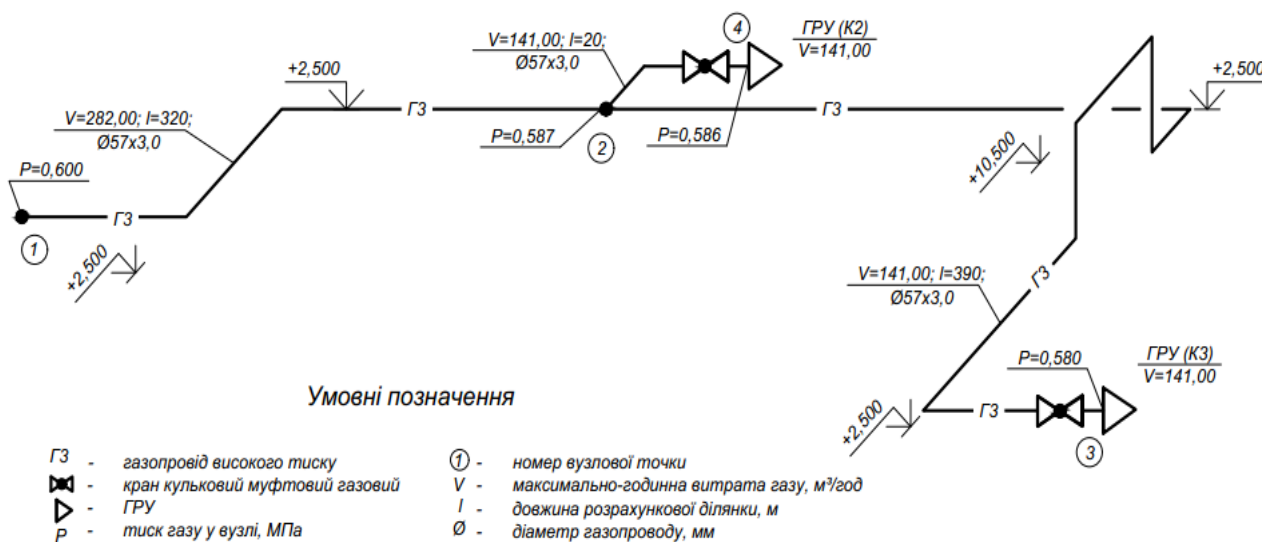


Рисунок 11.3 – Приклад оформлення аксонометричної схеми зовнішнього газопроводу високого тиску (Г3)

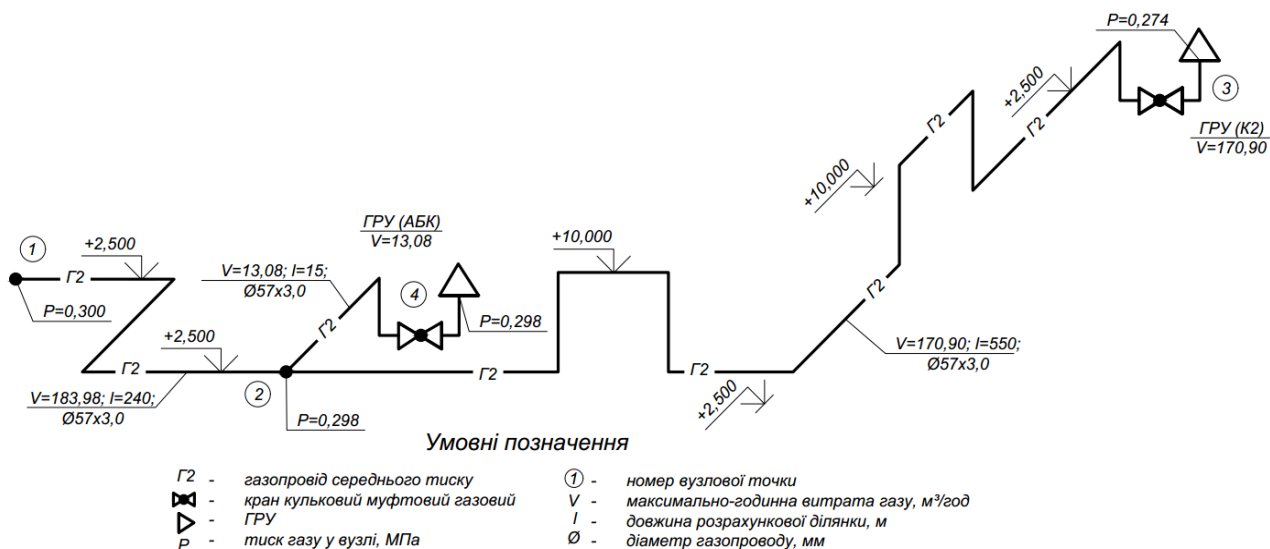


Рисунок 11.4 – Приклад оформлення аксонометричної схеми зовнішнього газопроводу середнього тиску

12 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗОВНІШНІХ МЕРЕЖ СИСТЕМИ ГАЗОПОСТАЧАННЯ ПІДПРИЄМСТВА

Гідравлічний розрахунок газопроводів виконується на основі попередньо–прокладених газопроводів; відомих значень витрат газу та відомим необхідним тиском, на якому працює газоспоживне обладнання.

Приймаються: умовний діаметр зовнішніх газопроводів не менше 50 мм, умовний діаметр внутрішніх газопроводів не менше 32 мм [2]. Передбачається використання сталевих електрозварних прямошовних труб [8]. Але зараз Україна не виробляє електрозварні прямошовні труби діаметром умовного проходу менше ніж 50 мм. Тому при значеннях умовного проходу газопроводів менше 50 мм передбачається застосування сталевих водогазопровідних труб [7]. Приклад гідравлічного розрахунку для рисунка 11.3 наведено у таблиці 12.1.

Гідравлічні розрахунки газопроводів виконуються методом питомих втрат тиску на тертя.

1. Попередньо прокладені газопроводи розбиваються на ділянки з однаковою витратою газу.

2. Визначається головна магістраль та відгалуження. За головну магістраль приймаються ділянки газопроводів із найбільшою витратою природного газу та найбільшою довжиною. На даній ділянці відгалуження відсутні.

3. Визначаються тиски газу на початку P_n , кПа та кінці основної магістралі P_κ , кПа. Допустимі втрати тиску у магістралі та на ділянках відгалужень ΔP складають 10 %:

$$\Delta P = P_n - P_\kappa. \quad (12.1)$$

4. Визначаються чисельні значення витрат газу на ділянках V , м³/год та їх довжини L_L , м.

5. Визначаються питомі втрати тиску ΔP_{PO3P} , кПа за формулою:

$$\Delta P_{PO3P} = \frac{\Delta P}{\Sigma L}, \quad (12.2)$$

де ΣL – загальна довжина розрахункового газопроводу, м.

6. Визначаються середні значення тиску на ділянках, МПа за формулою:

$$P = \frac{P_n + P_\kappa}{2} \cdot 10^{-3}. \quad (12.3)$$

7. Визначається умовний діаметр газопроводів, см:

$$d = 0,036238 \cdot \sqrt{\frac{V \cdot (273 + t)}{P \cdot w}}, \quad (12.4)$$

де V – витрата газу на ділянці, м³/год;

t – температура газу (для розрахунків приймаються значення: $t = +16$ °С для внутрішніх газопроводів; $t = +10$ °С для зовнішніх газопроводів);

P – середнє абсолютне значення тиску на ділянці, МПа;

w – швидкість газу у газопроводах (для газопроводів високого тиску $w = 25$ м/с, для газопроводів середнього тиску $w = 15$ м/с, для газопроводів низького тиску $w = 7$ м/с) [2].

8. Визначається еквівалентна довжина газопроводів Ld , м:

$$Ld = \frac{d}{11 \left(\frac{n}{d} + 1922 \frac{v \cdot d}{V} \right)^{0.25}}, \quad (12.5)$$

де V – витрата газу на ділянці, м³/год;

d – умовний теоретичний діаметр газопроводів, см;

n – еквівалентна абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні стінки труби, для сталі $n = 0,01$, для поліетилену $n = 0,002$;

v – коефіцієнт кінематичної в'язкості природного газу, $v = 14,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

9. Розрахункова довжина газопроводів, м, визначається за формулою:

$$L_p = L_z + L_d \cdot \Sigma \zeta, \text{ м} \quad (12.6)$$

де $\Sigma \zeta$ – значення місцевих опорів газопроводів на ділянці (для засувки $\Sigma \zeta = 0,5$; для відводу 90° $\Sigma \zeta = 0,3$; для трійника на прохід $\Sigma \zeta = 1,0$; для звуження $\Sigma \zeta = 0,35$). (При знаходженні місцевих опорів на межі ділянок, їх враховують на ділянці із більшою витратою природного газу.)

10. За номограмами (дод. Ж) в залежності від умовного теоретичного діаметру газопроводів, витрат газу на ділянках та розрахункових довжин цих ділянок визначаються реальні діаметри газопроводів та значення втрат тиску на них ΔP^2 , кПа².

11. Визначаються значення тисків у кінці ділянок, кПа:

$$P_k = \sqrt{P_n^2 - \Delta P^2} \quad (12.7)$$

Таблиця 12.1 – Приклад розрахунку зовнішнього газопроводу високого тиску

Попереднє визначення діаметрів ділянки системи газопостачання від ГРП-1 до КЗ (ГЗ)									
№ ділянки	V, м ³ /год	L, м	$\Delta P_{POЗP}$, кПа	ΔP , кПа	P_n , кПа	P_k , кПа	P , МПа	d, см	D зхS, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Головна магістраль: ГРП1-КЗ									
1-2	282,00	320	0,08	27,0	1600	1573	1,5865	1,63	57х3,0
2-3	141,00	390		33,0	1573	1540	1,5565	1,16	57х3,0
	$\Sigma=$	710	$\Sigma=$	60,0					
Відгалуження									
2-4	141,00	20	-	-	1573	1540	1,5565	1,16	57х3,0

Гідравлічний розрахунок системи газопостачання від ГРП-1 до КЗ (ГЗ)										
№ ділянки	V, м ³ /год	D зхS, мм	d вн, см	L з, м	L д, м	$\Sigma \zeta$	L p, м	ΔP^2 , кПа ²	P_n , кПа	P_k , кПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Головна магістраль: ГРП1-КЗ										
1-2	282,00	57х3,0	5,1	320	2,08	1,6	324	16000	1600	1595,0
2-3	141,00	57х3,0	5,1	390	1,99	2,65	396	4680	1595,0	1593,5
			$\Sigma=$	710						
Відгалуження										
2-4	141,00	57х3,0	5,1	20	1,99	0,8	22	250	1595,0	1594,9

13 МОНТАЖНА СХЕМА ТА ДЕТАЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ

13.1 Монтажна схема теплових мереж

Приблизно 2/3 площі листа А1 (верхню ліву частину) курсової роботи (частини теплопостачання) має займати *монтажна схема* теплової мережі. Монтажна схема розробляється шляхом поєднання розрахункових схем усіх розроблених систем (водяної теплової мережі, трубопроводів системи гарячого водопостачання, паропроводів та конденсатопроводів) з урахуванням їхньої кількості в кожній системі⁴³. На монтажній схемі відображають: корпуси всіх будівель (джерела тепла, абонентів та будівель, не підключених до теплової мережі), автомобільні шляхи з під'їздами до корпусів, залізничний шлях, що прокладається до найбільш потужних цехів, та власне теплову мережу. Корпуси будівель, автомобільні та залізничні шляхи показують основними тонкими лініями дещо товстішими за розмірні. У процесі креслення корпусів дотримуються обраного масштабу (1:500, 1:1000), для автомобільних та залізничних шляхів необхідним є дотримання тільки подовжнього (осьового) масштабу⁴⁴, поперечні розміри можна збільшувати, щоб уникнути «злиття» проїжджої частини в одну лінію. Власне схему теплової мережі виконують без масштабу, проте рекомендується дотримуватися подовжнього (осьового) масштабу (1:500, 1:1000) для відстаней між осями відгалужень, поворотів траси та компенсаторів. Поперечний масштаб може діяти лише для відстаней від корпусів до подовжньої осі теплотраси.

Теплова мережа обов'язково повинна містити: *трубопроводи* всіх розроблених систем (водяної теплової мережі, системи ГВ – якщо її запроектовано, паропроводи та конденсатопроводи), *компенсатори*, *нерухомі опори* та *вузли трубопроводів* на відгалуженнях до споживачів. Також на мережі позначають *кути поворотів*, якщо вони не дорівнюють 90 °.

Кожен трубопровід показують основною товстою лінією завширшки 0,5 мм на умовній відстані 2 мм один від одного. Діючими нормами [9] передбачено стандартні позначення трубопроводів: Т1 та Т2 – подавальний та зворотний трубопроводи водяної теплової мережі, Т3 та Т4 – подавальний та

⁴³ Для закритої водяної теплової мережі виконується інженерний гідравлічний розрахунок тільки подавальних трубопроводів, а діаметри зворотних трубопроводів приймаються однаковими на відповідних ділянках. Система гарячого водопостачання може бути безциркуляційною і мати тільки розподільні трубопроводи, а може включати й циркуляційні трубопроводи, які повинні розраховуватися окремо. Для спрощення допускається діаметри циркуляційних трубопроводів приймати на 1÷2 ступені меншими від розподільних діаметрів на відповідних ділянках.

⁴⁴ Дотримання подовжнього масштабу означає, що в ньому показують відстані між поворотами, перехрестями і т. ін., які заміряють так само між осями.

циркуляційний трубопроводи системи гарячого водопостачання, Т5 та Т6 – подавальний та зворотний трубопроводи гарячої води на технологічні потреби, Т7 та Т8 паропровід та конденсатопровід. Для позначення того, що конденсатопровід є напірним, у позначення додається літера «Н», тобто пишуть Т8Н.

Порядок розташування трубопроводів визначається декількома вимогами та правилами:

1. За напрямком розповсюдження тепла від джерела до споживачів трубопроводи розташовують справа наліво, починаючи від трубопроводів з найбільшою температурою теплоносія та діаметром й закінчуючи тими, в яких температура теплоносія та діаметр найменші⁴⁵.

2. У процесі розташування трубопроводів за п. 1 пари трубопроводів, що належать до однієї системи, не розбивають, тобто розташовують Т2 поруч із Т1, Т4 поруч із Т3, Т8 поруч із Т7.

3. Здебільшого найбільшу температуру має або пара, або подавальна вода теплової мережі, залежно від співвідношення параметрів пари та прийнятого температурного графіка. Якщо паропровід Т7 має діаметр не менший від діаметра подавального трубопроводу Т1 та більший рівень температури теплоносія, то можна прийняти порядок розташування трубопроводів (справа наліво за напрямком подавання тепла): Т7, Т8, Т1, Т2, Т3, Т4. У разі якщо паропровід Т7 та подавальний трубопровід Т1 мають близькі до однакових і діаметри, і температури теплоносіїв або більший діаметр одного з цих трубопроводів сполучається з більшою температурою в іншому, кращим рішенням є розведення пар труб цих систем по різні боки теплотраси з аналогічним різнобічним розгортанням їхніх компенсаторів. У цьому випадку порядок розташування трубопроводів буде: Т1, Т2, Т3, Т4, Т8, Т7.

Трубопроводи позначають на монтажній схемі відповідними літерно-чисельними позначеннями, які вписують у розриви ліній, що їх зображають або розташовують поруч з ними. Також на кожній ділянці (між двома відгалуженнями або між відгалуженням та будівлею) трубопроводи позначають підписами на виносних лініях, де вказують тип трубопроводу, його зовнішній діаметр та товщину стінки, наприклад: Т1 Ø133 × 4. Підписи всіх трубопроводів розташовують один над одним у вигляді вертикальної таблички. Порядок розташування підписів (згори вниз) має відповідати порядку перетинання ліній трубопроводів виносною лінією в разі її проведення від таблички.

⁴⁵ Це пов'язано, в першу чергу, з можливістю розміщення розташованих у горизонтальній площині П-подібних компенсаторів менших розмірів у середині аналогічних компенсаторів більших розмірів. Оптимальне рішення про порядок розташування трубопроводів приймається після порівняння розмірів компенсаторів на основних магістральних ділянках (починаючи з виходу від джерела тепла), де найбільша кількість трубопроводів з найбільшими діаметрами.

Компенсатори або *компенсаційні елементи* мають розташовуватися між кожними двома нерухомими опорами. До компенсаційних елементів теплотраси відносять власне компенсатори та елементи *самокомпенсації*, якими можуть бути повороти траси з кутом від 90 ° до 150 ° включно⁴⁶. Один поворот траси утворює так звану *Г-подібну* ділянку, два поспіль повороти в різних напрямках – це *З-подібна* ділянка. З усіх видів компенсаторів, що застосовуються в теплових мережах найкращими для промислового теплопостачання є *П-подібні* компенсатори, що відносяться до компенсаторів радіального типу. П-подібні компенсатори розташовують посередині ділянки, що потребує компенсації. Відхилення осі П-подібного компенсатора від середини ділянки, що потребує компенсації, не повинне перевищувати $\pm 15 \%$ відстані між двома нерухомими опорами. П-подібні компенсатори позначають на монтажній схемі літерою К з порядковим номером компенсатора, наприклад: К1, К3, К8 і т. і.

На монтажній схемі П-подібні компенсатори показують у вигляді П-подібної скоби, що розрізає та перериває лінії всіх трубопроводів, виступаючи за їх межі. Згідно з викладеним вище порядком розташування трубопроводів можливі два варіанти розгортання П-подібних компенсаторів:

1) праворуч від осі теплотраси за напрямком розподілу тепла від джерела до споживачів – якщо трубопроводи можна розташувати в послідовності зменшення потрібних розмірів компенсаторів, наприклад (справа наліво): Т7, Т8, Т1, Т2, Т3, Т4;

2) по обидва боки від осі теплотраси – якщо є трубопроводи, що потребують близьких або однакових розмірів компенсаторів (приклад розташування справа наліво: Т1, Т2, Т3, Т4, Т8, Т7). У цьому випадку кожен з двох П-подібних символів компенсаторів перетинає лінії тільки тих трубопроводів, компенсатори яких розгортаються в той же бік, що й зазначений символ.

Осьові компенсатори (*сальникові, сильфонові, манжетні*) застосовують лише на прямолінійних ділянках траси і позначають літерами ОК з порядковим номером: ОК1, ОК2 і т. ін. У курсовому проєкті рекомендується обмежуватися П-подібними компенсаторами.

Нерухомі опори використовують для закріплення на місцевості окремих точок теплотраси з метою сприйняття термічних напружень і запобігання неконтрольованої деформації трубопроводів теплової мережі.

Нерухомі опори обов'язково розташовують на виході з джерела тепла, перед будівлею кожного споживача і перед кожним відгалуженням у вузлі

⁴⁶ Кути поворотів, більші 150 °, застосовувати в як елемент самокомпенсації не рекомендується, оскільки вони не забезпечують необхідної гнучкості труб та в разі деформацій викликають значні поперечні зміщення.

трубопроводів або перед ним у напрямку розподілу тепла від джерела теплопостачання до споживачів. Окрім цього, нерухомі опори можуть також розташовуватися поза вузлів трубопроводів на прямолінійних ділянках траси, якщо довжина такої ділянки перевищує рекомендовану відстань між нерухомими опорами. Допустимі відстані між щитовими нерухомими опорами наведено в таблиці 13.1.

Якщо ділянка містить трубопроводи з різними діаметрами та видами теплоносія, то відстань між нерухомими опорами вибирається за мінімальним зі значень, що потребує будь-який трубопровід на ділянці. Наприклад, якщо на прямолінійній ділянці або ділянці з поворотом на кут більше 150° , яка має довжину 120 м і містить серед інших трубопровід з найменшим діаметром $D_y = 100$ мм, застосовують П-подібні компенсатори, ділянку необхідно розділяти на два відрізки додатковою нерухомою опорою й на кожному з відрізків встановлювати свій компенсатор.

Таблиця 13.1 – Відстані, м, між нерухомими опорами трубопроводів з П-подібними (П)⁴⁷ і чепцевими (Ч) компенсаторами

D_y , мм	Теплоносій					
	Вода		Пара			
	$p = 0,8 \div 1,6$ МПа $t = 100 \div 150^\circ\text{C}$		$p = 0,8$ МПа $t = 250^\circ\text{C}$		$p = 1,3$ МПа $t = 300^\circ\text{C}$	
	П	Ч	П	Ч	П	Ч
25	—		50		50	
32	50		50		50	
40–50	60	—	60	—	60	—
70	70		70		70	
80	80		80		80	
100	80	70	80	60	80	50
125	90	70	90	60	90	50
150	100	80	100	70	90	60
175	100	80	100	70	100	60
200	120	80	120	70	100	60
250	120	100	120	70	120	60
300	120	100	120	70	120	60
350	140	120	120	70	120	60
400	160	140	140	100	140	80

Нерухому опору показують тонкою лінією, що перетинає всі трубопроводи перпендикулярно подовжній осі траси, відзначаючи заземлення кожного трубопроводу хрестиком. Нерухомі опори поза вузлами

⁴⁷ Відстань між нерухомими опорами трубопроводів на ділянках самокомпенсації рекомендується приймати не більше 60% від зазначених для П-подібних компенсаторів.

трубопроводів позначають літерою Н з порядковим номером опори, наприклад: Н1, Н2, Н5 і т. і.

Вузли трубопроводів улаштовують на всіх відгалуженнях трубопроводів: як на магістральних, так і на відводах до споживачів, а також у місцях, де є потреба в обслуговуванні трубопроводів, наприклад, на місцях переходів від одного способу прокладки до іншого. У вузлах трубопроводів показують:

1) місце приєднання кожного трубопроводу відгалуження до магістрального трубопроводу – жирною крапкою;

2) запірну арматуру на кожному відгалуженні до споживача незалежно від діаметра відгалуження;

3) запірну арматуру на відгалуженнях умовним діаметром 100 мм та більше;

4) переходи діаметрів після відгалужень, якщо за гідравлічним розрахунком відповідної системи ділянка після відгалуження має менший діаметр, ніж до нього;

5) фланці–заглушки або ревізії, якщо відгалуження від вузла трубопроводів до абонента є кінцевим або в разі зміни способу прокладки трубопроводів (наприклад, з підземного на надземний).

Вузол трубопроводів позначають на монтажній схемі окружністю, викресленою тонкою лінією, що охоплює всі основні складові елементи відгалуження (запірну арматуру, точки приєднання трубопроводів, переходи діаметрів тощо).

Вузол трубопроводів позначають літерами ВТ з порядковим номером вузла, наприклад: ВТ1, ВТ4, ВТ5 тощо.

Кути поворотів показують на монтажній схемі у випадках, коли вони не є прямими. Кут показують з внутрішнього боку повороту, зазначаючи його розмір у градусах підписом на дузі, викресленої між сторонами лінії найближчого до внутрішнього кута трубопроводу. Кут позначають літерами КП з порядковим номером кута: КП1, КП2 тощо.

Дренажні колодязі влаштовують зазвичай у разі підземного прокладання в нижніх точках теплотраси поруч з вузлом трубопроводів з метою відведення теплоносія у дренаж під час виконання ремонтних робіт або з метою зниження рівня ґрунтових вод. Колодязі позначають літерами КД з порядковим номером колодязю: КД1, КД2 тощо.

Нумерація позначень вузлів трубопроводів, нерухомих опор, компенсаторів, кутів повороту ведеться здебільшого від джерела тепла основною магістраллю й далі другорядними гілками та відгалуженнями до споживачів. Проте варто пам'ятати, що точки, відповідні вузлам трубопроводів, вже мали певні номери в розрахункових схемах гідравлічних розрахунків, що присвоювалися за таким же принципом. Тому, з метою уникнення плутанини, варто надавати вузлам трубопроводів номери у відповідно до розрахункових схем.

Приклад монтажної схеми наведено на рисунку 13.1.

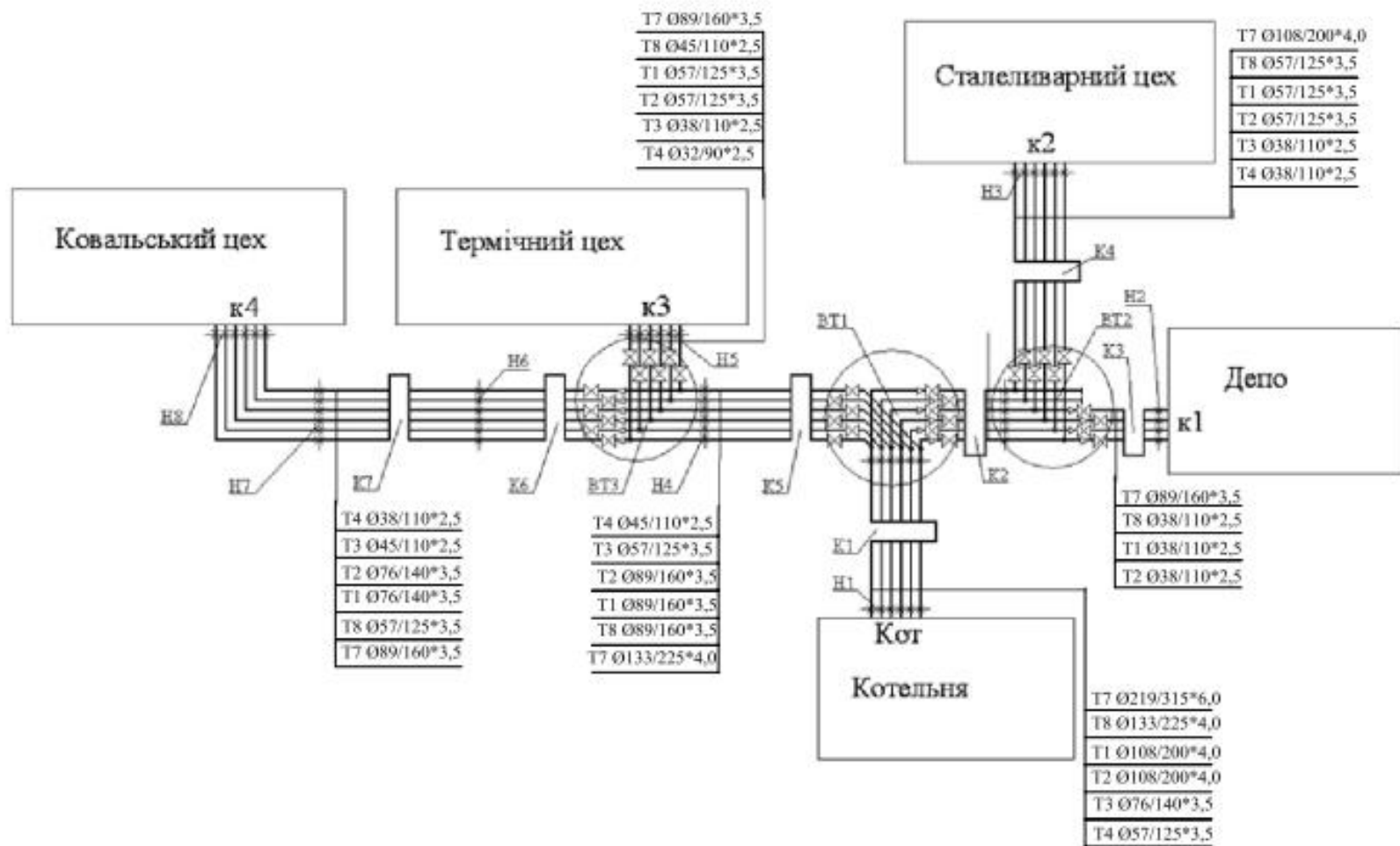


Рисунок 13.1 – Приклад монтажної схеми для систем теплопостачання, розрахованих у розділі 9

13.2 Вузли та розрізи

У складі графічної частини (теплопостачання) окрім монтажною схеми обов'язково мають бути представлені 3–4 вузли та види характерних фрагментів теплотраси, а саме: 1 вузол трубопроводів (обов'язково), 1–2 поперечні розрізи різних ділянок траси з різними способами прокладки та 1 П-подібний компенсатор. Указані плани та розрізи креслять у масштабах (1:5), 1:10, 1:20, 1:50.

Конструкція вузла трубопроводів залежить від способу прокладання труб. За будь-якої підземної прокладки вузол трубопроводів улаштовують у вигляді теплової камери. На планах (схемах) вузлів трубопроводів труби з умовним проходом менше 100 мм зображують однією товстою лінією, а від 100 мм та більше – двома лініями. Обладнання та арматуру показують умовними графічними позначеннями або у вигляді спрощених зовнішніх обрисів. Люки зображують окружностями з пунктирними лініями. Мінімальний діаметр люка – 630 мм, мінімальна кількість люків – 2 (якщо площа камери не перевищує 6 м²) або 4 (за площі камери більшої 6 м²). Кожен з люків обладнується сходами або скобами, вмонтованими в стінку камери для спуску або підйому персоналу.

Площа камери визначається за її розмірами, які залежать від кількості та діаметрів трубопроводів, товщин теплової ізоляції на цих трубопроводах та мінімальних відстаней від захисних оболонок теплоізоляційних конструкцій трубопроводів та обладнання до поверхонь сусідніх теплоізольованих елементів або стінок камери на просвіт згідно з таблицею К3 (дод. К) або [1, дод. Ж]. Приклад виконання схеми теплової камери в разі підземної прокладки показано на рисунку 13.2. Аналогічний вузол для надземної прокладки на високих опорах наведено на рисунку 13.3.

За надземної прокладки на високих опорах вузли трубопроводів облаштовують на стаціонарних площадках обслуговування, якщо їх рівень розташування перевищує 2,5 м [1]. Кожна з таких площадок повинна мати огорожу за зовнішнім периметром для запобігання падіння з висоти обслуговуючого персоналу. Так само огорожу з обох боків повинні мати й драбини з кутом нахилу більше 75 ° або висотою більше 3 м. Ґратчаста конструкція підлоги площадки й сходи драбини зменшує ймовірність ковзання персоналу по полою під час зледеніння. У разі розташування площадки обслуговування на рівні 5 м та більше сходи виконують з проміжними майданчиками.

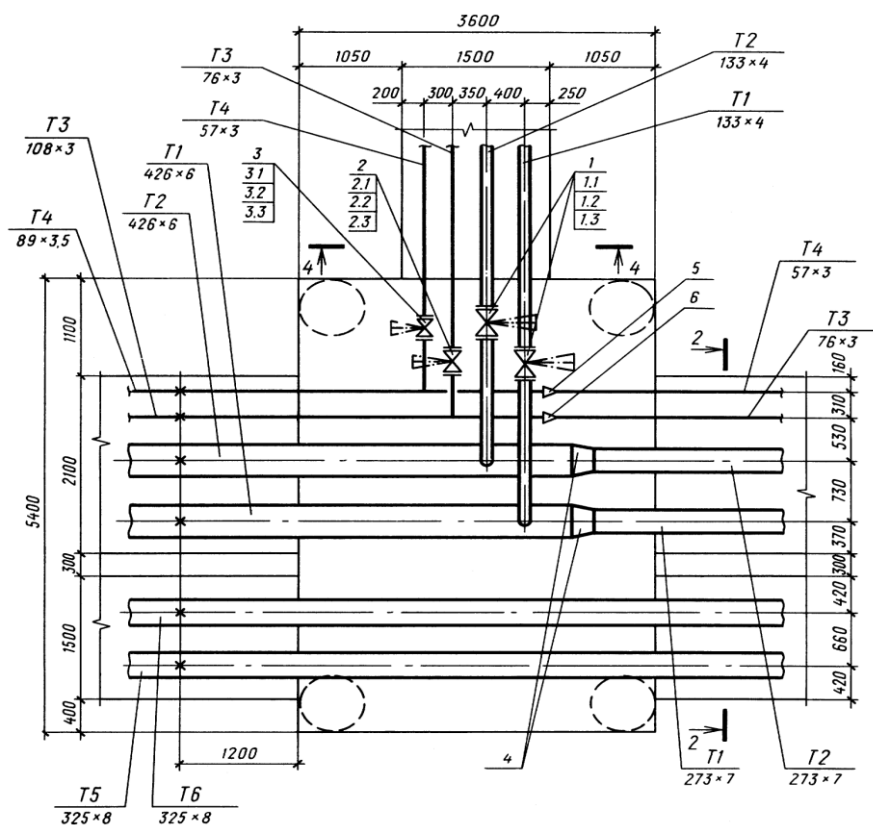


Рисунок 13.2 – Вузол теплофікаційний, підземне прокладання

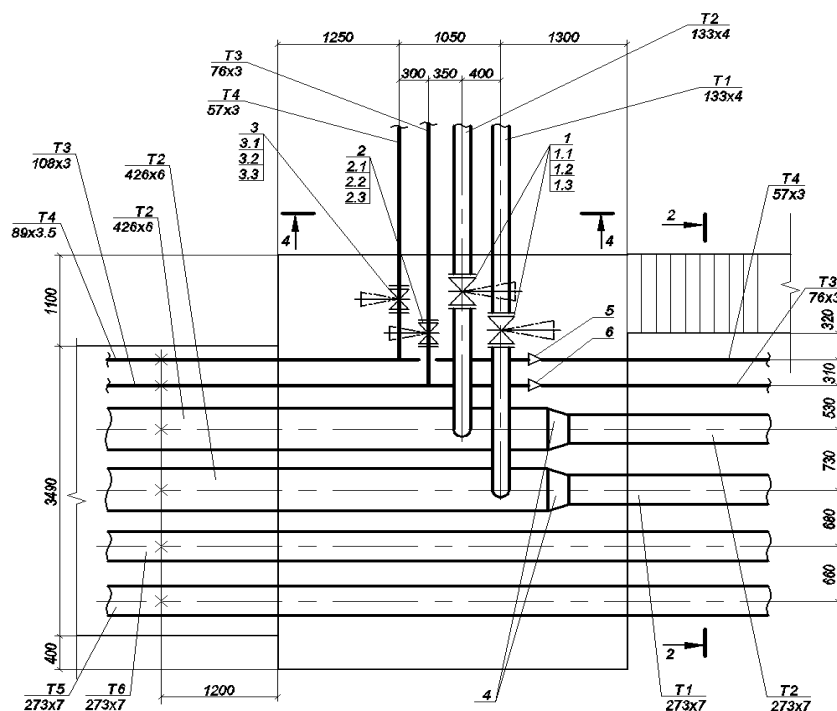


Рисунок 13.3 – Вузол теплофікаційний, надземне прокладання

Майданчик обслуговування зазвичай виконують прямокутної форми, обпираючи його на колони, виконані зі сталевого профілю (двотавр, швелер). Розмір майданчика так само, як і теплової камери, визначається залежно від кількості трубопроводів, зовнішніх діаметрів теплоізоляційних конструкцій труб, що складаються з діаметрів самих труб та товщин теплоізоляційних шарів, відстаней між трубопровідними конструкціями на просвіт, а також наявності, конструкції та розмірів запірної арматури.

У першому наближенні міжосьові відстані між трубами можна приймати з [1, дод. Ж], а розмір запірної арматури – вдвічі більшим за зовнішній діаметр трубопроводу, на який вона встановлюється. Остаточні відстані між трубами встановлюються після виконання гідравлічних розрахунків, визначення товщин теплоізоляційних конструкцій та прийняття обґрунтованого рішення щодо способу прокладки трубопроводів на відповідних ділянках теплотраси з урахуванням мінімальних відстаней між трубами та будівельними конструкціями, що наведені у таблиці К3 (дод. К) або [1, дод. Ж]. Ширина проходу для персоналу на площадці має бути не менше 0,6 м. Мінімальний рівень складності розроблюваного вузла трубопроводів – 4×2 (4 труби основного напрямку, 2 труби відгалуження).

Розроблювані розрізи позначають на будівельних планах та монтажних схемах подвійним чисельним позначенням: 1–1, 2–2 і т. ін. Місце розташування січної площини розрізу показують на плані або схемі двома жирними лініями по обидва боки від траси зі стрілками, спрямованими до них від джерела тепла.

14 ВИЗНАЧЕННЯ МІСЦЯ ВВОДУ ГАЗОПРОВОДІВ У БУДІВЛІ ПІДПРИЄМСТВА

Вводи газопроводів в будинки промислових підприємств та інші будинки виробничого характеру слід передбачати безпосередньо в приміщення, де знаходяться агрегати, що споживають газ, або в суміжні з ним приміщення за умови з'єднання цих приміщень відкритим отвором. При цьому повітрообмін в суміжних приміщеннях повинен бути не менше триразового за годину.

Ввідні газопроводи не повинні проходити через фундаменти та під фундаментами будинків.

Не допускається ввід газопроводів в підвали, ліфтові приміщення, вентиляційні камери та шахти, приміщення сміттєзбірників, трансформаторних підстанцій, розподільчих пристроїв, машинні відділення, складські приміщення,

приміщення, що за вибухопожежною небезпечністю відносяться до категорій А і Б.

Ввід міжцехового газопроводу в будівлю, як правило, організовують через стіну в футлярі. Він призначений для захисту газопроводу при можливих деформаціях зовнішнього огородження. Футляр являє собою трубу більшого, ніж газопровід, діаметра. Простір між ним і трубопроводом забивається просмоленним лляним пасмом, а з торців заливається бітумом. Безпосередньо на вводі встановлюють загальний вимикальний пристрій (засувку), а також манометр.

15 ОРІЄНТОВНЕ ТА ДЕТАЛЬНЕ ПРОКЛАДАННЯ СИСТЕМИ ВНУТРІШНІХ ГАЗОПРОВІДІВ

15.1 Орієнтовне прокладання внутрішніх газопроводів

Цехи підприємств можуть використовувати газ як низького, так і середнього тисків. Вибір тиску газу залежить від виду та кількості агрегатів, їх обладнання і виконується на підставі вимог нормативних документів. Правильний вибір схеми газопостачання цеху визначає економічність та надійність системи, а також безпечність її експлуатації.

Будь-яка внутрішньоцехова система газопостачання включає в себе:

- загальний вимикальний пристрій на вводі газопроводу в цех незалежно від наявності вимикального пристрою на міжцеховому газопроводі перед цехом;
- показуючий манометр на вводі газопроводу в цех після загального вимикального пристрою;
- вузол виміру витрати газу з фільтром перед ним;
- розподільні газопроводи (прокладають, як правило, за тупиковою схемою) і поагрегатні відгалуження;
- вимикальні пристрої на відгалуженнях до агрегатів;
- продувні газопроводи.

15.2 Детальне прокладання внутрішніх газопроводів

Газопроводи, що прокладаються в середині будинків та споруд, слід передбачати із сталевих труб.

Прокладання газопроводів в середині будинків та споруд слід передбачати відкритим.

У місцях проходів газопроводів через перекриття та стіни на газопроводах слід передбачати встановлення футляра, кінці якого повинні виступати над і під перекриттям не менше ніж на 3 см.

Прокладання газопроводів у місцях проходів людей слід передбачати на висоті не менше ніж 2,2 м від підлоги до низу газопроводів.

Вимикаючі пристрої на газопроводах у виробничих приміщеннях промислових та сільськогосподарських підприємств, громадських та побутових будинках, а також котельних слід передбачати:

- на вводах газопроводів всередину приміщень;
- на відгалуженнях до кожного агрегату;
- перед пальниками і запальниками;
- на продувних трубопроводах, у місцях приєднання їх до газопроводів.

На газопроводах промислових (у тому числі котельних), сільськогосподарських підприємств, підприємств побутового обслуговування виробничого характеру слід передбачати продувні трубопроводи від найбільше віддалених від місць введів ділянок газопроводів, а також від відводів до кожного агрегату перед останнім по ходу газу вимикаючим пристроєм.

16 ВИЗНАЧЕННЯ ГАЗОСПОЖИВАЮЧОГО ОБЛАДНАННЯ ВСЕРЕДИНІ ЦЕХІВ

Вибір правильного газового обладнання є критично важливим рішенням для підприємств, оскільки воно безпосередньо впливає на операційну ефективність, рентабельність і загальну продуктивність. Вибір газового обладнання може визначити надійність, продуктивність та безпеку енергопостачання підприємства.

Щоб вибрати найкращий тип газового обладнання, важливо оцінити специфічні потреби підприємства в газі та вимоги до нього. У процесі оцінки слід враховувати такі фактори:

- споживання газу та попит на нього: визначається середній і піковий рівні споживання газу, щоб вибрати обладнання, яке може задовольнити потреби підприємства;
- необхідний тиск і витрата: оцінюється необхідний тиск і швидкість потоку, щоб забезпечити сумісність з обладнанням;

- сумісність з існуючою інфраструктурою: враховується наявна інфраструктура та система, щоб забезпечити безперешкодну інтеграцію та уникнути дорогих модифікацій або замін;
- безпека та відповідність нормативним вимогам.

17 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ОБЛАДНАННЯ

Забезпечення комфортних температур всередині промислових будівель у холодний період року передбачається за рахунок систем теплопостачання і опалення, де в якості теплоносія використовується вода. Джерелом теплової енергії є котельня, розташована на території ПП. У котельні встановлюються котли з ККД не менше 90 % необхідної теплової потужності, що працюють на природному газі з нижчою теплотою згорання $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 8050$ ккал/м³.

Визначення теплових навантажень на котельню (див. розділ 4).

Витрата газу на виробництво необхідної кількості теплової енергії газоспоживаючим обладнанням визначається за формулою:

$$Q_{\text{газу}} = (860 \cdot Q_{\text{тп}}) / (Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta), \quad (17.1)$$

де $Q_{\text{газу}}$ – реальна витрата газу газовим обладнанням, нм³/год;

$Q_{\text{тп}}$ – теплова потужність газоспоживного обладнання, кВт (згідно паспорту обладнання);

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – нижча теплота згорання палива, ккал/м³. Визначається за довідниками в залежності від родовища палива. Для природного газу на території Харківської області $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 8050$ ккал/м³.

η – коефіцієнт корисної дії газоспоживної установки, % (згідно паспорту обладнання).

У даній курсовій роботі можна застосовувати будь-які газові котли необхідної потужності, але вони повинні мати $\eta \geq 90$ %.

Опалення за допомогою інфрачервоних газових випромінювачів

Для опалення робочих зон виробничого цеху № 4 пропонується застосовувати інфрачервоні темні газові випромінювачі.

При виборі системи опалення великих і високих приміщень, таких як цехи промислових підприємств, складських приміщень (складу), спортивних, торгових, виставкових і т.д., застосування повітряних і конвекційних систем опалення (промислові вентиляційні установки, водяні тепловентилятори,

радіатори опалення та ін.) не є ефективним. Витрачається значна кількість енергоносіїв при застосуванні дуже великої кількості опалювальних приладів. Особливо це критично для будівель, які з різних причин мають істотні тепловтрати (виробничі приміщення мають істотний знос).

Найбільш ефективним способом опалення в даних випадках є обігрівачі з використанням газових інфрачервоних випромінювачів. Використання променистого опалення дозволяє знизити витрати газу на 40 % відсотків.



Рисунок 17.1 – Схема інфрачервоного газового випромінювача

Газовий інфрачервоний випромінювач складається з газового пальника, змішувальної камери, блоку безпеки, автоматики, трубної системи, відбивача (рефлектора), вентилятора-димососа і системи відводу димових газів.

У газопальниковому блоці обігрівача відбувається згорання природного газу. Утворені при цьому продукти згорання за допомогою вентилятора обігрівача безперервно циркулюють всередині замкнутої тепловипромінюючої трубної системи. За рахунок цього нагрівається зовнішня поверхня випромінює труби обігрівача, яка за допомогою інфрачервоного випромінювання направляє тепло в робочу зону опалювального приміщення.

Газовий пальниковий блок обігрівача складається з спеціального газового пальника, камери згорання і комплексу пристроїв контролю та безпеки обігрівача. Повітря, необхідне для горіння газу, всмоктується через впускний отвір, розташований у корпусі пальника, і подається в камеру згорання. Робота цих пальників повністю автоматизована.

Інфрачервоні випромінювачі підвішуються під стелю, або на стіни у верхній частині об'єкту так, щоб потік був спрямований до підлоги в зону

перебування людей. Підлога, стіни, обладнання та інші предмети нагріваються обігрівачами. Температура повітря може бути низькою навіть при сонячному дні, але людина відчуває променеве тепло, не відчуваючи холоду.

Виділяють темні та світлі газові випромінювачі. Світлі отримують при спалюванні газу температури більші за 800–1200 °С, що є небезпечним для використання у приміщеннях з постійним перебуванням людей. Чорні випромінювачі мають температури поверхонь до 400–500 °С.

Розміщення пальників інфрачервоного випромінювання обумовлено інтенсивністю теплового випромінювання і нормативними температурами на робочому місці. Тобто, в залежності від нормативних вимог та технічних характеристик обраного обладнання визначається висота встановлення випромінювачів та їх необхідна кількість.

Розрахунок системи опалення цеху за допомогою газових інфрачервоних темних випромінювачів починається із вибору бажаного виробника обладнання та визначення нормативних даних.

При цьому визначаються:

- нормативна інтенсивність опромінення ($q_{\text{норм}}$, Вт/м²) та оптимальні температури повітря на робочому місці для холодного та теплого періодів року ($t_{\text{хол}}^{\text{опт}}$, °С; $t_{\text{теп}}^{\text{опт}}$, °С) (в залежності від складності роботи та типу робочого місця (постійне/тимчасове) згідно пунктів 1.2.5–1.2.6 та таблиці 1 [10];

- довжина (l, м), ширина (k, м) випромінювача, площа (F, м²) та температура поверхні нагріву ($t_{\text{пов}}$, °С) за паспортом обладнання.

Розрахункова інтенсивність випромінювання визначається за формулою:

$$q_{\text{розр}} = \frac{1,8 \cdot F}{h^4} \cdot \left[\left(\frac{t_{\text{пов}} + 273}{100} \right)^4 - 92 \right], \quad (17.2)$$

де $q_{\text{розр}}$ – розрахункова інтенсивність випромінювання, Вт/м²;

F – площа поверхні нагріву, м²;

$t_{\text{пов}}$ – температура поверхні нагріву, °С. Якщо у паспорті обладнання відсутні дані про $t_{\text{пов}}$, то приймають: для темних випромінювачів $t_{\text{пов}} = 400\text{--}500^\circ\text{C}$; для світлих $t_{\text{пов}} = 800\text{--}1200^\circ\text{C}$;

h – висота встановлення випромінювача, м. Задаючись висотою встановлення необхідно отримати значення $q_{\text{розр}} \leq q_{\text{норм}}$.

Після цього визначають дійсну температуру повітря всередині приміщення в залежності від категорії робіт і постійності робочого місця. У даному курсовому проєкті для визначення необхідних температур робочих місць передбачаються постійні робочі місця із середньою категорією важкості Па.

При застосуванні променевого опалення температура повітря є нижчою за нормативні значення, але завдяки тому, що нагріваються усі поверхні, на які

потрапляє теплове випромінення, загальна температура всередині приміщення є комфортною для людини.

При виконанні реальних проєктів із застосуванням даної системи опалення усі розрахунки систем вентиляції повинні здійснюватися на дійсну температуру всередині приміщення t_d . При цьому, швидкість повітря для систем вентиляції повинна збільшуватися згідно п. 2.8 [10].

Дійсна температура повітря всередині приміщення:

$$t_d = t_{\text{хол}}^{\text{опт}} - 0,0716 \cdot q_{\text{розр}}, \quad (17.3)$$

де t_d – дійсна температура повітря всередині приміщення, °С;

$t_{\text{хол}}^{\text{н}}$ – нормативна температура повітря на робочому місці для холодного періоду року, °С.

При цьому, отримане значення дійсної температури повітря всередині приміщення повинно бути не більшим за оптимальну температуру на робочому місці у теплий період року $t_d \leq t_{\text{теп}}^{\text{опт}}$.

Для визначення необхідної кількості газових інфрачервоних темних випромінювачів спочатку розраховується зона дії кожного з них, тобто поверхня, яка отримує інфрачервоне випромінювання під час дії пристрою.

Довжина ($l_{\text{об}}$, м) та ширина ($k_{\text{об}}$, м) зони обігріву залежать від висоти встановлення випромінювача та його габаритних розмірів і визначаються за формулами:

$$l_{\text{об}} = l + h; \quad (17.4)$$

$$k_{\text{об}} = 2 \cdot h, \quad (17.5)$$

де l – довжина випромінювача, м;

h – висота встановлення пристрою, м

Площа зони обігріву ($S_{\text{об}}$, м²) визначається за формулою

$$S_{\text{об}} = l_{\text{об}} \cdot k_{\text{об}}. \quad (17.6)$$

Розрахункова кількість випромінювачів ($n_{\text{роз}}$, шт) визначається за відомою площею опалювальної будівлі (цеху) ($S_{\text{буд}}$, м²) та визначеною площею зони обігріву одного випромінювача за формулою

$$n_{\text{роз}} = S_{\text{буд}} / S_{\text{об}}. \quad (17.7)$$

У зв'язку з великою тепловіддачею поблизу охолоджуючих поверхонь і холодних потоків повітря краю підлоги, у зовнішніх стін по периметру будівлі тепловий потік від випромінювачів повинен бути на 20–50 % більше, ніж

всередині будівлі. Крім того, слід враховувати, що на пальники крайнього ряду вже не діють сусідні. Тому необхідно або зменшувати відстань між пальниками, або збільшувати їх теплову потужність. При цьому, мінімальна відстань між сусідніми приладами складає не менше $0,5 \cdot l$ та $0,5 \cdot k$.

До того ж не обов'язково опалювати усю площу цеху. Можна передбачати опалення тільки робочих місць. Тому необхідна кількість випромінювачів може зменшуватися в залежності від потреб і вимог до конкретного проєкту.

Загальна витрата природного газу під час роботи визначеної кількості інфрачервоних випромінювачів визначається за формулою 17.1.

18 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ ВНУТРІШНІХ СИСТЕМ ГАЗОПОСТАЧАННЯ

18.1 Гідравлічний розрахунок газопроводів високого (середнього) тиску

Гідравлічний розрахунок внутрішнього газопроводу високого/середнього тиску виконується аналогічно розрахунку зовнішнього газопроводу високого тиску.

Гідравлічні розрахунки газопроводів виконуються методом питомих витрат тиску на тертя.

1. Попередньо прокладені газопроводи розбиваються на ділянки з однаковою витратою газу.

2. Визначається головна магістраль та відгалуження. За головну магістраль приймаються ділянки газопроводів із найбільшою витратою природного газу та найбільшою довжиною. На даній ділянці відгалуження відсутні.

3. Визначаються тиски газу на початку P_n , кПа та кінці основної магістралі P_k , кПа. Допустимі втрати тиску у магістралі та на ділянках відгалужень ΔP складають 10 %.

$$\Delta P = P_n - P_k. \quad (18.1)$$

4. Визначаються чисельні значення витрат газу на ділянках V , м³/год та їх довжини L_g , м.

5. Визначаються питомі втрати тиску $\Delta P_{\text{розр}}$, кПа за формулою:

$$\Delta P_{\text{розр}} = \Delta P / \Sigma L, \quad (18.2)$$

де ΣL – загальна довжина розрахункового газопроводу, м.

6. Визначаються середні значення тиску на ділянках за формулою:

$$P=(P_{\Pi}+P_{\kappa})/2\cdot 10^{-3}. \quad (18.3)$$

7. Визначається умовний діаметр, см, газопроводів:

$$d=0,036238 * \sqrt{\frac{V*(273+t)}{P*w}}, \quad (18.4)$$

де V – витрата газу на ділянці, м³/год;

t – температура газу (для розрахунків приймаються значення: $t = +16$ °C для внутрішніх газопроводів; $t = +10$ °C для зовнішніх газопроводів);

P – середнє абсолютне значення тиску на ділянці, МПа;

w – швидкість газу у газопроводах (для газопроводів високого тиску $w = 25$ м/с, для газопроводів середнього тиску $w = 15$ м/с, для газопроводів низького тиску $w = 7$ м/с).

8. Визначається еквівалентна довжина газопроводів L_d , м:

$$L_d = \frac{d}{11(\frac{n}{d} + 1922 \frac{v*d}{V})^{0.25}}, \quad (18.5)$$

де V – витрата газу на ділянці, м³/год;

d – умовний теоретичний діаметр газопроводів, см;

n – еквівалентна абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні стінки труби, для сталі $n = 0,01$, для поліетилену $n = 0,002$;

v – коефіцієнт кінематичної в'язкості природного газу, $v = 14,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

9. Розрахункова довжина газопроводів визначається за формулою:

$$L_p = L_{\Gamma} + L_d \cdot \Sigma \xi, \quad (18.6)$$

де $\Sigma \xi$ – значення місцевих опорів газопроводів на ділянці (для засувки $\Sigma \xi = 0,5$; для відводу 90° $\Sigma \xi = 0,3$; для трійника на прохід $\Sigma \xi = 1,0$; для звуження $\Sigma \xi = 0,35$). (При знаходженні місцевих опорів на межі ділянок, їх враховують на ділянці із більшою витратою природного газу).

10. За номограмами (дод. Ж) в залежності від умовного теоретичного діаметру газопроводів, витрат газу на ділянках та розрахункових довжин цих ділянок визначаються реальні діаметри газопроводів та значення втрат тиску на них ΔP^2 , кПа².

11. Визначаються значення тисків у кінці ділянок, кПа:

$$P_{\kappa} = \sqrt{P_{\Pi}^2 - \Delta P^2}. \quad (18.7)$$

Результати гідравлічних розрахунків заносяться до таблиці, приклад таблиця 12.1.

18.2 Гідравлічний розрахунок газопроводів низького тиску

Відмінність у розрахунках газопроводів низького тиску від розрахунків газопроводів високого (середнього) тисків полягає у визначенні еквівалентної довжини газопроводів L_d , м.

У газопроводах низького тиску рух газу може бути ламінарним, а не турбулентним (як у газопроводах високого чи середнього тисків). Тому спочатку необхідно визначити режим руху газу у трубопроводі, тобто обчислити значення критерію Рейнольдса за формулою:

$$Re = V / (3600 \cdot 0.785 \cdot d_{\text{вн}} \cdot v), \quad (18.8)$$

де V – витрата газу на ділянці, $\text{м}^3/\text{год}$;

$d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр газопроводу, см

v – коефіцієнт кінематичної в'язкості природного газу, $v = 14,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Якщо $Re > 2300$, то розрахункова довжина газопроводу L_d , м визначається за формулою:

$$L_d = \frac{d}{11 \left(\frac{n}{d} + 1922 \frac{v \cdot d}{V} \right)^{0.25}}, \quad (18.9)$$

де d – умовний теоретичний діаметр газопроводів, см;

n – еквівалентна абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні стінки труби, для сталі $n = 0,01$, для поліетилену $n = 0,002$.

Якщо $Re < 2300$, то розрахункова довжина газопроводу L_d , м визначається за формулою:

$$L_d = 5,5 \cdot 10^{-6} \cdot (V/v). \quad (18.10)$$

У при виконанні курсової роботи приймаємо, що значення критерію Рейнольдса $Re > 2300$ на усіх розрахункових ділянках.

Розрахунки зводяться до таблиці 18.1. Приклад аксонометричної схеми газопроводів низького тиску наведено на рисунку 18.1.

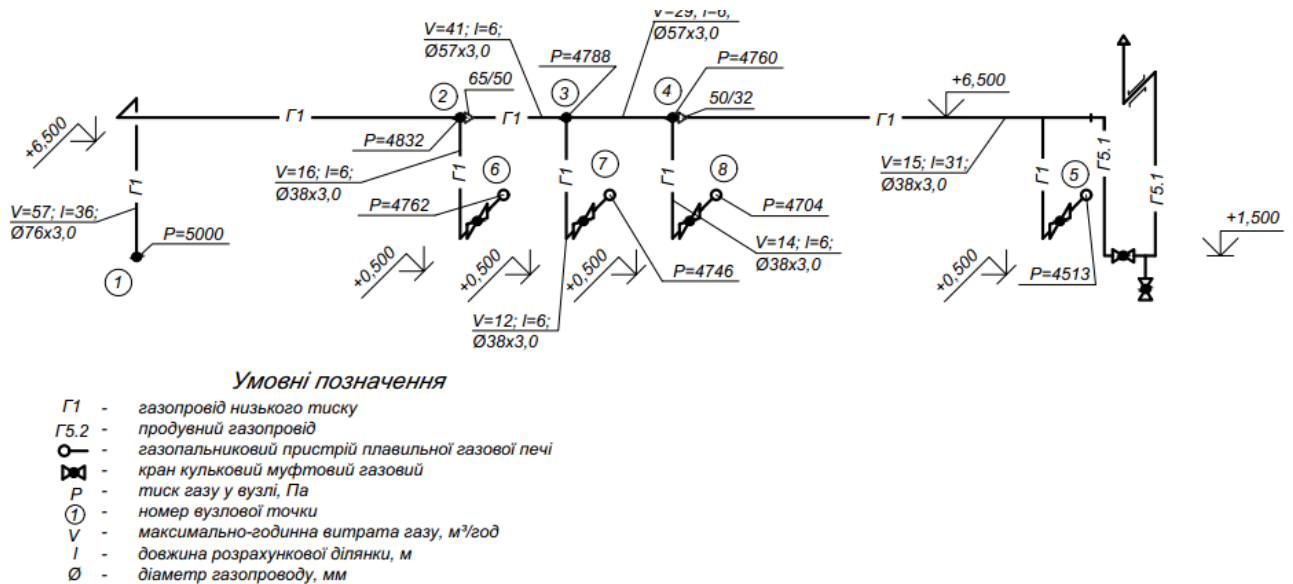


Рисунок 18.1 – Аксонометрична схема внутрішнього газопроводу низького тиску

Таблиця 18.1 – Приклад гідравлічного розрахунку газопроводів низького тиску

Попереднє визначення діаметрів внутрішньоцекових газопроводів (Г1)										
№ ділянки	V, м³/год	L, м	R, Па/м	ΔP, Па	P _н , Па	P _к , Па	P, Па	P, МПа	d, см	D з х S, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10
Головна магістраль: ГРП1-К4										
1-2	57,00	36	6,3291	227,8	5000	4772,15	4886,08	0,106211	5,39	76x3,0
2-3	41,00	6		38,0	4772,2	4734,18	4753,16	0,106078	4,58	57x3,0
3-4	29,00	6		38,0	4734,2	4696,20	4715,19	0,106040	3,85	57x3,0
4-5	15,00	31		196,2	4696,2	4500,00	4598,10	0,105923	2,77	38x3,0
	Σ=	79	Σ=	500,0						
Відгалуження										
2-6	16,00	6	-	-	4772,15	4500	4636,08	0,105961	2,86	38x3,0
3-7	12,00	6	-	-	4734,18	4500	4617,09	0,105942	2,48	38x3,0
4-8	14,00	6	-	-	4696,20	4500	4598,10	0,105923	2,68	38x3,0

Гідравлічний розрахунок системи газопостачання внутрішньоцекових газопроводів (Г1)											
№ ділянки	V, м³/год	D з х S, мм	d вн, см	L з, м	L д, м	Σξ	L p, м	R, Па/м	ΔP, Па	P _н , Па	P _к , Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	12
Головна магістраль: ГРП1-К4											
1-2	57,00	76x3,0	7,0	36	2,42	1,95	41	4,1	168	5000,0	4831,9
2-3	41,00	57x3,0	5,1	6	1,71	1	8	5,5	44	4831,9	4787,9
3-4	29,00	57x3,0	5,1	6	1,61	1,35	9	3,1	28	4787,9	4760,0
4-5	15,00	38x3,0	3,2	31	0,94	1,1	33	7,5	248	4760,0	4512,5
			Σ=	79							
Відгалуження											
2-6	16,00	38x3,0	3,2	6	0,95	0,8	7	10	70	4831,9	4761,9
3-7	12,00	38x3,0	3,2	6	0,91	0,8	7	6	42	4787,9	4745,9
4-8	14,00	38x3,0	3,2	6	0,93	0,8	7	8	56	4760,0	4704,0

19 ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОГО ОБЛАДНАННЯ ГАЗОРЕГУЛЯТОРНОГО ПУНКТУ ТА ЙОГО РОЗРАХУНОК

Під час конструювання газорегуляторного пункту (ГРП) необхідно підібрати основне обладнання. До складу основного обладнання ГРП входять:

- комерційний лічильник витрат газу з GPS-модемом;
- регулятор тиску газу;
- запобіжні (скидний і запірний) клапани;
- фільтр сітчастий газовий;
- контрольно-вимірювальні прилади;
- запірно-регулююча арматура.

ГРП рекомендовано розташовувати на межі земельної ділянки промислового підприємства для доступу працівників газорозподільчих організацій. Необхідно передбачити встановлення GPRS-модему на приладі обліку витрат природного газу. В залежності від ступінчастості системи газопостачання необхідно визначити кількість ліній редукування. Для промислових підприємств дозволяється не споруджувати резервні лінії редукування природного газу.

Загальну потужність ГРП необхідно визначати з урахуванням витрат природного газу на потреби промислового обладнання та обладнання систем опалення будівель і споруд.

Будівельні конструкції та габаритні розміри нового ГРП повинні відповідати вимогам [2].

Підбір газових лічильників

У курсовій роботі передбачається підбір приладів витрат природного газу та регуляторів тиску.

Для комерційних вузлів обліку природного газу виконується розрахунок приладу обліку за формулою:

$$q_{\max.\text{г.о}}(\min.\text{г.о}) = \frac{q_{\max.\text{г.о.с}}(\min.\text{г.о.с}) * t_{\max(\min)} * 0,101325 * Z}{P_{\max(\min)} * 293.15}, \quad (19.1)$$

де $q_{\max.\text{г.о}}$ – максимальна можлива витрата всього газоспоживаючого обладнання, м³/год;

$q_{\min.\text{г.о}}$ – мінімальна можлива витрата всього газоспоживаючого обладнання, м³/год;

$Q_{\max.г.о.с}$ – максимальна можлива витрата всього газоспоживаючого обладнання за стандартних умов, що визначається згідно з технічною документацією на газоспоживаюче обладнання, м³/год;

$Q_{\min.г.о.с}$ – мінімальна можлива витрата всього газоспоживаючого обладнання за стандартних умов, що визначається згідно з технічною документацією на газоспоживаюче обладнання, м³/год;

$P_{\max(\min)}$ – максимальний (мінімальний) абсолютний тиск газу, МПа;

$t_{\max(\min)}$ – максимальна (мінімальна) абсолютна температура газу, К;

Z – коефіцієнт стислості газу при відповідних P та t .

За отриманими значеннями витрат підбирається найближчий типорозмір лічильника, при цьому повинні виконуватися такі умови:

$$Q_{\max.г.л} \geq Q_{\max.г.о}; \quad (19.2)$$

$$Q_{\min.г.л} \geq Q_{\min.г.о}, \quad (19.3)$$

де $Q_{\max.г.л}$ – максимальна пропускна спроможність лічильника згідно з паспортом заводу–виробника, м³/год;

$Q_{\min.г.л}$ – мінімальна пропускна спроможність лічильника згідно з паспортом заводу–виробника, м³/год.

Підбір регулятора тиску газу

Підбір регуляторів тиску здійснюється в залежності від необхідного перепаду тиску. Для правильного підбору регулятора тиску розраховується його пропускна здатність, м³/год., за формулою:

$$Q = 1595 * f * \alpha * P_1 * \varphi * \sqrt{\frac{1}{\rho_0}}, \quad (19.4)$$

де Q – пропускна здатність регулятора тиску, м³/год;

f – площа клапана регулятора, см² (за паспортом регулятора);

α – коефіцієнт витрати (за паспортом регулятора);

P_1 – абсолютний тиск газу на вході у регулятор, МПа;

φ – коефіцієнт, який залежить від P_2/P_1 і визначається за рисунком 19.1;

P_2 – абсолютний тиск газу на виході з регулятора, МПа;

ρ_0 – густина природного газу за нормальних умов ($\rho_0 = 0,73$ кг/м³).

Вибір регулятора виконують з умови, що його пропускна здатність повинна бути на 15–20 % більше максимальної годинної витрати газу споживачем. Це означає, що регулятор буде завантажений при максимальному газоспоживанні не більше, ніж на 80–85 %, а при мінімальному

газоспоживанні – не менше, ніж на 10 %. Якщо ця умова не буде виконуватися, то при максимальному відборі газу регулюючий орган буде повністю відкритий і не зможе виконувати функції регулювання. Регулювання забезпечується тільки тоді, коли регулюючий орган і виконавчий механізм знаходяться в рухомому стані. При зниженні відбору газу нижче граничного можуть виникнути автоколивання (пульсації, вібрації) клапана.

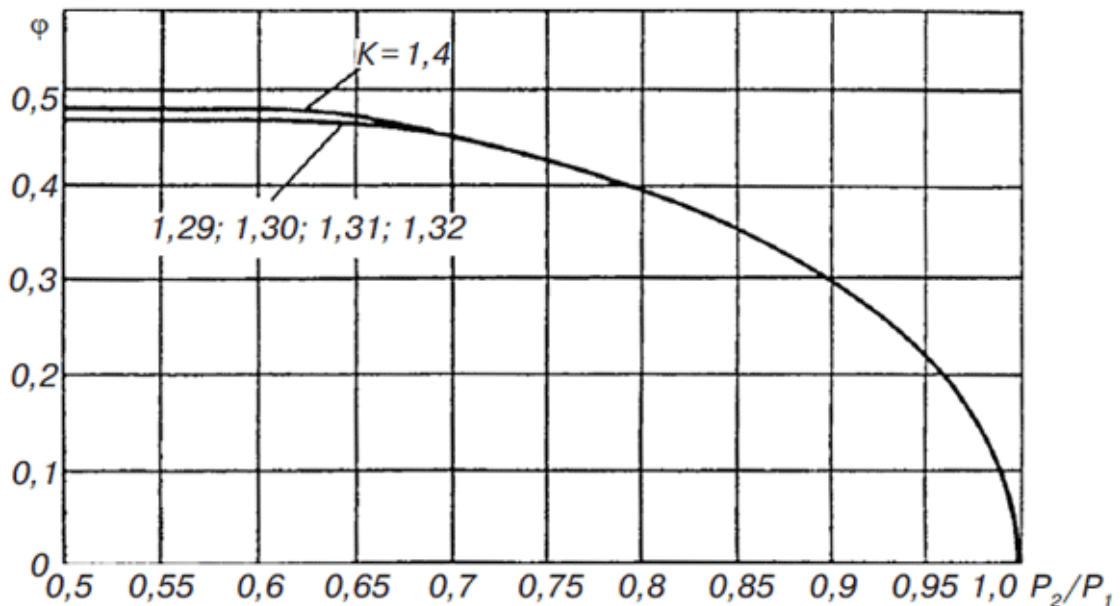


Рисунок 19.1 – Визначення коефіцієнта ϕ в залежності від P_2/P_1

Пропускна здатність фільтра повинна бути не меншою за максимальне значення витрат природного газу на даному ГРП.

Також у приміщенні ГРП передбачаються продувальні та скидні газопроводи, встановлюються датчики загазованості та передбачається наявність первинних засобів пожежогасіння у складі: вогнегасник порошковий 10 л з зарядом ВС (Е) на площу до 200 м² або вуглекислотні вогнегасники у відповідній кількості; ящик з піском об'ємом не менше 0,5 м³, лопата, азбестове полотно 2 × 2 м.

Приклад оформлення ГРП наведено рисунку 19.2.

Рисунок 19.2 – Приклад оформлення ГРП

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.5–39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. – Чинний від 2018–01–07. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. – 56 с.
2. ДБН В.2.5–20:2018. Газопостачання. – Чинний від 2020–01–06. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2019. – 109 с.
3. ДБН В.2.5–67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинний від 2014–01–01. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2013. – 149 с.
4. ДБН В.2.5–64:2012. Внутрішній водопровід та каналізація. Частина І. Проектування. Частина ІІ. Будівництво. – Чинний від 2013–01–03. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2013. – 113 с.
5. ДСТУ Б А.2.4–28:2008. Мережі теплові (тепломеханічна частина). Робочі креслення. – Чинний від 2010–01–01. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. – 13 с.
6. ДСТУ–Н Б В.1.1–27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011–01–11. – Київ : ДП «Державний науково-дослідний інститут будівельних конструкцій» (НДІБК), 2010. – 127 с.
7. ДСТУ 8943:2019. Труби сталеві водогазопроводні. Технічні умови. – Чинний від 2021–01–01. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. – 12 с.
8. ДСТУ 8943:2019. Труби сталеві електрозварні. Технічні умови. – Чинний від 2021–01–01. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. – 23 с.
9. ДСТУ Б А.2.4–1:2009. Система проєктної документації для будівництва. Умовні зображення і позначки трубопроводів та їх елементів. – Чинний від 2010 – 01 – 01. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. – 12 с.
10. ДСН 3.3.6.042–99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. – Чинний 1999–01–12. – Київ : Міністерство охорони здоров'я України, 1999. – 10 с.
11. ДБН В.2.5–41:2009. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Газопроводи з поліетиленових труб. Частина І. Проектування. Частина ІІ. Будівництво. – Чинний 2010–01–08. – Київ : Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово–комунального господарства України, 2019. – 115 с.
12. ДБН В.2.6–31:2021. Теплова ізоляція та енергоефективність будівель. – Чинний від 2022–01–09. – Київ : Міністерство розвитку громад та територій України, 2021. – 27 с.

13. ДБН В.2.5–77:2014. Котельні зі зміною № 1. – Чинний від 2018–01–07. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2022. – 55 с.
14. ДСТУ 9191:2022. Теплоізоляція будівель. Метод вибору теплоізоляційного матеріалу для утеплення будівель. Чинний від 2023–01–03. – Київ : Технічний комітет стандартизації ТК 302 «Енергоефективність будівель і споруд», 2022. – 63 с.
15. ДСТУ 9243.4:2023. Система проєктної документації для будівництва. Основні вимоги до проєктної документації. – Чинний від 2024–01–04. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. – 59 с.
16. ДСТУ 9243.7:2023. Система проєктної документації для будівництва. Правила виконання архітектурно-будівельних креслень. – Чинний від 2024–01–04. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. – 48 с.
17. НПАОП 0.00–1.76–15. Правила безпеки систем газопостачання. – Чинний від 2015–07–07. – Київ : Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2015. – 68 с.
18. Кодекс газорозподільних систем [Електрон. ресурс]. – Електрон. текст дані. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1379-15#n41>, вільний (дата звернення: 24.01.2025). – Назва з екрана.
19. Про теплопостачання : Закон України від 02 червня 2005 р. // Відомості Верховної Ради. – 2005, № 28, ст. 373.
20. Про комерційний облік теплової енергії та водопостачання : Закон України від 22 червня 2017 р. // Відомості Верховної Ради. – 2017, № 34, ст. 370.
21. Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж : затв. М-вом палива та енергетики України від 14.02.2007 наказ № 71. Зареєстровано у Міністерстві юстиції України 5.03.2007 за № 197/13464. Чинний з 05.03.2007. – Харків : Форт, 2007 – 176 с.
22. Єнін П. М. Газопостачання населених пунктів і об'єктів природним газом : навч. посіб. / П. М. Єнін, Г. Г. Шишко, К. М. Предун. – Київ : Логос, 2002. – 198 с.
23. Єнін П. М. Теплопостачання (частина I «Теплові мережі і споруди») : навч. посіб. / П. М. Єнін, Н. А. Швачко. – Київ : Кондор, 2007 – 244 с.
24. Ковальчук В. А. Теплопостачання : навч. посіб. / В. А. Ковальчук, Т. С. Мацнева. – Рівне : НУВГП, 2013 – 300 с.
25. Шульга М. О. Теплогазопостачання і вентиляція : навч. посіб. / О. М. Шульга, О. О. Алексахін, Д. О. Шушляков; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О.М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О.М. Бекетова, 2014 – 191 с.

26. Алексахін О.О. Теплогазопостачання і вентиляція. Вибрані задачі : навч. посіб. / О. О. Алексахін, О. В. Панчук; Держ. ВНЗ «Укр. Держ. ун-т заліз. трансп.». – Харків : УкрДУЗТ, 2017 – 230 с.

27. Низькопотенційна енергетика : навч. посіб. / [А. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко, Г. С. Ратушняк, О. Ф. Редько, М. Г. Хмельнюк] ; за заг. ред. А. А. Долинського ; Харків : ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016 – 412 с.

28. Малявина О. М. Прогнозування надійності трубопроводів розподільних теплових мереж статистичними методами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.03 – вентиляція, освітлення та теплогазопостачання / Малявина Ольга Миколаївна; Харків. держ. акад. міськ. госп-ва – Харків, 2013 – 24 с.

29. Фоміч С. В. Міська система централізованого гарячого водопостачання з вакуумною деаерацією : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.03 – вентиляція, освітлення та теплогазопостачання / Фоміч Сергій Володимирович; ХНУБА. – Харків, 2018 – 28 с.

30. Газопостачання підприємств : конспект лекцій : для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм навчання зі спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова.; [уклад. С. В. Павловський]. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2024. – 230 с.

31. Теплопостачання промислових об'єктів : метод. рек. до практ. занять: для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» другого (магістерського) рівня / Харків. нац. ун-т буд. та архіт.; [уклад. О. М. Тарадай, О. В. Гвоздецький, Ю. О. Бурда]. – Харків : ХНУБА, 2022. – 69 с.

32. Курсове та дипломне проектування систем теплопостачання : навч.- мет. посіб. у 2-х частинах : для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» другого (магістерського) рівня. Ч. 1. Курсове проектування / Харків. нац. ун-т буд. та архіт.; [уклад. О. Ф. Редько, І. О. Редько, О. В. Гвоздецький]. – Харків : ХНУБА, 2022. – 112 с.

33. Курсове та дипломне проектування систем теплопостачання : навч.- мет. посіб. у 2-х частинах : для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» другого (магістерського) рівня. Ч. 2. Дипломне проектування / Харків. нац. ун-т буд. та архіт.; [уклад. О. Ф. Редько, І. О. Редько, О. В. Гвоздецький]. – Харків : ХНУБА, 2022. – 52 с.

34. Теплопостачання промислових об'єктів : метод. рек. до лаб. занять : для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» усіх форм навчання / Харків. нац. ун-т буд. та архіт.; [уклад. О. В. Гвоздецький, Т. І. Красненко]. – Харків : ХНУБА, 2021. – 32 с.

35. Теплопостачання житлового мікрорайону та підбір обладнання центрального теплового пункту : метод. вказівки до курс. проекту : для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія» усіх форм навчання / Харків. нац. ун-т буд. та архіт.; [уклад. І. О. Редько, В. І. Романтовський, О. В. Гвоздецький]. – Харків : ХНУБА, 2021. – 80 с.

36. Насосне обладнання Wilo [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://wilo.com/ua/uk>, вільний (дата звернення 23.12.2024).

37. Насосне обладнання Grundfos [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://www.grundfos.com/ua>, вільний (дата звернення 23.12.2024).

38. Каталог теплотехнічного обладнання [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://www.teren.com.ua/calculation/zdv>, вільний (дата звернення 23.12.2024). – Назва з екрана.

39. Облік теплової енергії і води. Системи диспетчеризації [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://antap.com.ua/>, вільний (дата звернення 23.12.2024). – Назва з екрана.

40. Apator Powogaz [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. — Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://apator-powogaz.com/>, вільний (дата звернення 23.12.2024). – Назва з екрана.

41. Теплотехнічне обладнання Danfoss [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://www.danfoss.com/uk-ua/>, вільний (дата звернення 23.12.2024).

42. Теплотехнічне обладнання Herz [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://herz.ua/>, вільний (дата звернення 23.12.2024).

43. Енергоресурс інвест. Вироби для теплопостачання та гарячого водопостачання [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <http://surl.li/wmkfyn>, вільний (дата звернення 23.12.2024). – Назва з екрана.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря

№ з/п	Місто	Параметри А			Параметри Б			Кількість градусо-днів опалювального періоду
		Температура, °С	Питом а ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	Температура, °С	Питом а ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	
1	Бердянськ	-7	-2,5	1	-19	17,6	1	3168
2	Вінниця	-10	-6,7	7,1	-21	-19,7	5,2	3676
3	Джанкой	-5	0	1	-17	-15,5	1	2828
4	Дніпро	-9	-5,4	7	-24	-22	5,7	3474
5	Донецьк	-10	-6,7	6,2	-22	-22,2	6,2	3608
6	Євпаторія	3	-2,7	7,1	-16	-14,2	7,1	2499
7	Житомир	-9	-5,2	5,4	-22	-21	5,4	3717
8	Запоріжжя	-8	-5,4	7,8	-21	-21,2	7,1	3220
9	Івано-Франківськ	-9	-5,4	5,8	-20	-18,9	5,8	3508
10	Ізмаїл	-5	0	1	-15	-11,7	7	2718
11	Керч	-4	1,3	10,2	-15	-13	9	2341
12	Київ	-10	-6,7	5,3	-22	-20,7	4,2	3538
13	Кропивницький	-5,4	-5,4	6,7	-22	-20,7	5,7	3553
14	Луганськ	-10	-6,7	6,7	-25	-24,3	5,2	3509
15	Луцьк	-8	-4,2	6,3	-20	-18,9	6,3	3546
16	Львів	-9	-2,5	7,1	-19	-17,6	5,1	3508
17	Маріуполь	-9	-5,4	12	-23	-22,2	8	3329
18	Миколаїв	-7	-2,9	11	-20	-18,6	10	3043
19	Одеса	-6	-1,3	12	-18	-18,3	11	2844
20	Полтава	-11	-8	6,8	-23	-21,9	6,2	3702
21	Рівне	-9	-5,4	6,8	-21	-19,7	5,1	3622
22	Сімферополь	-4	-7,1	1,3	-15	-14	8	2680
23	Суми	-12	-9,2	5,9	-25	-23,7	5,9	4002
24	Тернопіль	-9	-5	7,1	-20	-19,7	5,1	3717
25	Ужгород	-6	-1,3	6	-18	-16,3	4,3	2864
26	Умань	-9	-5	7,1	-20	-19,7	5,7	3598
27	Харків	-11	-8	6,7	-23	-22,2	6,1	3759
28	Херсон	-7	-2,9	9,9	-19	-17,8	8	3048
29	Хмельницький	-9	-5,2	5,7	-21	-20,1	5,7	3678
30	Черкаси	-9	-5,2	1	-21	-21	1	3613
31	Чернівці	-9	-5,4	5,4	-23	-18,9	5,4	3413
32	Чернігів	-10	-6,7	4,2	-20	-21,9	3,8	3908
33	Ялта	1	8	9	-6	-2,5	8,7	1852

Таблиця А.2 – Кліматологічні дані міст України

№	Місто	Середня температура опалювального періоду, °С	Тривалість опалювального періоду, діб	Тривалість спостереження температур зовнішнього повітря, год, в інтервалах температур, °С									
				-34,9	-29,9	-24,9	-19,9	-14,9	-9,9	-4,9	+0,1	+5,1	Всього годин
				— -30	— -25	— -20	— -15	— -10	— -5	— 0	— +5	— +8	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Бердянськ	0,8	165	0	9	34	120	222	431	1087	1426	631	3960
2	Вінниця	-0,2	182	1	10	38	121	308	618	1180	1438	655	4369
3	Джанкой	2,1	158	0	0	0	0	7	77	451	1760	1497	3792
4	Дніпро	-0,2	172	0	9	36	125	231	449	1132	1488	658	4128
5	Донецьк	-0,5	176	0	10	42	176	383	702	1097	1169	644	4223
6	Євпаторія	3	147	0	0	0	0	6	72	420	1638	1392	3528
7	Житомир	-0,2	184	0	5	21	99	296	590	1185	1489	730	4415
8	Запоріжжя	0,6	166	0	9	35	120	223	433	1093	1436	635	3984
9	Івано-Франківськ	0,4	179	0	10	38	130	240	468	1179	1548	683	4296
10	Ізмаїл	2	151	0	0	4	15	87	321	840	1392	965	3624
11	Керч	4,5	151	0	0	2	10	76	280	855	1382	1019	3624
12	Київ	-0,1	176	1	4	29	122	316	590	1153	1393	616	4224
13	Кропивницький	-0,3	175	0	9	37	127	235	457	1153	1514	669	4201
14	Луганськ	-0,4	172	1	7	51	154	365	635	992	1280	643	4128
15	Луцьк	0,3	180	0	5	20	96	290	578	1161	1456	714	4320
16	Львів	0,4	179	0	0	2	19	58	429	1060	1666	1062	4296
17	Маріуполь	0,3	169	0	5	34	126	291	573	1151	1214	661	4055
18	Миколаїв	1,1	161	0	0	7	53	221	449	1025	1472	638	3865
19	Одеса	2	158	0	0	5	21	128	382	934	1705	617	3792
20	Полтава	-0,8	178	5	8	43	153	372	688	1165	1074	764	4272
21	Рівне	0,1	182	0	5	21	97	293	584	1173	1473	722	4368
22	Сімферополь	2,6	154	0	0	3	15	85	332	825	1329	1107	3696
23	Суми	-1,4	187	1	10	38	125	316	635	1211	1479	673	4488
24	Тернопіль	-0,2	184	1	10	38	122	312	624	1192	1455	663	4417
25	Ужгород	1,4	154	0	0	2	17	52	384	874	1411	956	3696
26	Умань	-0,1	179	1	10	37	125	272	540	1169	1479	664	4297
27	Харків	-1,0	179	0	9	44	179	389	714	1117	1189	655	4296
28	Херсон	1,3	163	0	0	7	35	159	423	864	1518	907	3913
29	Хмельницький	-0,1	183	1	10	38	121	309	619	1183	1445	667	4393
30	Черкаси	-0,3	178	1	9	37	119	301	605	1154	1406	640	4272
31	Чернівці	0,5	175	0	10	37	127	235	458	1153	1513	668	4201
32	Чернігів	-0,9	187	1	10	38	124	317	634	1212	1478	673	4487
33	Ялта	5,3	126	0	0	0	0	5	61	360	1404	1194	3024

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Питомі теплові характеристики промислових будівель

№ типу призначення	Найменування будівлі (тип призначення)	Розрахункова внутрішня температура приміщень, t_i , °C	Об'єм будівлі, V , тис. m^3	Питомі теплові характеристики, $Вт/(m^3 \cdot ^\circ C)$		Кількість людей на одну душо- ву сітку, $m_{\text{сiт}}$, чол./ (сiт.зм.)	Кількі- сть змін за тижден- ь, $N_{\text{змт}}$
				на опалення, $q'_{\text{о}}$	на вентиляцію , $q'_{\text{в}}$		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Чавуноливарний цех	14	10–50 50–100 100–150	0,35–0,29 0,29–0,24 0,24–0,21	1,28–1,16 1,16–1,03 1,03–0,93	3	10...21
2	Сталеливарний цех	14	10–50 50–100 100–150	0,35–0,29 0,29–0,24 0,24–0,21	1,1–0,99 0,99–0,87 0,87–0,81	3	10...21
3	Мідноливарний цех	14	5–10 10–20 20–30	0,47–0,39 0,39–0,29 0,29–0,23	2,91–2,33 2,33–1,74 1,74–1,40	3	10...21
4	Термічний цех	14	До 10 10–30 30–75	0,47–0,35 0,35–0,29 0,29–0,23	1,51–1,40 1,40–1,16 1,16–0,75	3	10...21
5	Ковальський цех	14	До 10 10–50 50–100	0,47–0,35 0,35–0,26 0,26–0,2	0,81–0,70 0,70–0,52 0,52–0,37	3	10...21
6	Механоскладальн ий, механічні та слюсарні відділення інструментальних цехів	16	5–10 10–50 50–100 100–200	0,64–0,55 0,55–0,47 0,47–0,44 0,44–0,41	0,47–0,29 0,29–0,17 0,17–0,14 0,14–0,09	5–7	5...14
7	Деревообробний цех	16	До 5 5–10 10–50	0,70–0,60 0,60–0,52 0,52–0,47	0,70–0,58 0,58–0,52 0,52–0,47	7–15	5...10
8	Цех металевих конструкцій	16	50–100 100–150	0,44–0,39 0,39–0,35	0,62–0,52 0,52–0,41	15	5...14
9	Котельний цех	14	100–250	0,29	0,70	5–7	5...10
10	Цех покриттів (гальванічний)	16	До 2 2–5 5–10	0,76–0,70 0,70–0,60 0,60–0,52	5,82–4,65 4,65–3,49 3,49–2,33	3	10...21
11	Ремонтний цех	16	5–10 10–20	0,70–0,58 0,58–0,52	0,23–0,17 0,17–0,12	5–7	5...10
12	Локомотивне	12	До 5 5–10	0,81–0,76 0,76–0,70	0,47–0,35 0,35–0,29	5–7	7...14
13	Котельня (опалювальна та парова)	12	2–5 5–10 10–20	0,12 0,12 0,09	0,6–0,48 0,48–0,35 0,35–0,29	7–15	21

Продовження таблиці Б.1

1	2	3	4	5	6	7	8
14	Майстерня (цех ФЗН)	16	5–10 10–15 15–20 20–30	0,58 0,47 0,41 0,35	0,50 0,35 0,29 0,23	15	5...7
15	Побутові та адміністративно-допоміжні приміщення (АПК)	18	0,5–1 1–2 2–5 5–10 10–20	0,70–0,52 0,52–0,47 0,47–0,38 0,38–0,34 0,34–0,29	– – 0,16–0,14 0,14–0,13 0,13–0,12	–	5...7
16	ЦЗЛ	16	До 5 5–10 Більше 10	0,43 0,41 0,38	1,16 1,1 1,05	–	5–10
17	Насосна	16	До 0,5 0,5–1 1–2 2–3	1,22 0,86 0,70 0,58	–		21
18	Компресорна	16	До 0,5 0,5–1 1–2 2–5 5–10	1,01 0,81–0,70 0,70–0,56 0,56–0,46 0,46–0,41	–		7–21
19	Газогенераторна	16	5–10	0,12	2,09	7–15	7–14
20	Регенерація мастил	16	2–3	0,87–0,70	0,70–0,58	5–7	7–14
21	Склад хімікатів, барв	12	До 1 1–2 2–5	0,99–0,87 0,87–0,76 0,76–0,67	– – 0,70–0,52	7–15	5–14
22	Склад моделей (головний магазин)	12	1–2 2–5 5–10	0,93–0,81 0,81–0,67 0,67–0,52	–		
23	Гараж	12	До 2 3 5 Більше 5	0,81 0,7 0,64 0,58	– – 0,81 0,76	5–7	5–10
24	Їдальня	16	До 5 5–10 Більш 10	0,41 0,38 0,35	0,81 0,76 0,7	–	7–14
25	Прохідна	16	До 0,5 0,5–2 2–5	1,51–1,40 1,40–0,81 0,81–0,64	– – 0,17–0,12	–	21
26	Казарма (приміщення ВОХР)	18	5–10 10–15	0,44–0,38 0,38–0,36		–	21

Примітка. Значення $q_{оп}$ і q_v визначаються зі співвідношень $q_{оп} = a \cdot q'_{о}$ і $q_v = a \cdot q'_{v}$, причому a приймається залежно від розрахункової температури зовнішнього повітря t_o :

$t_o, ^\circ\text{C}$	≥ -10	-20	-30	≤ -40
a	1,2	1,1	1	0,9

За проміжних значень розрахункової температури t_o коефіцієнт a слід знаходити за допомогою інтерполяції або екстраполяції.

Температурний коефіцієнт a також можна знайти за допомогою формули:

$$a = 0,54 + 22/(t_i - t_o)$$

ДОДАТОК В

Варіанти планів виробничого цеху

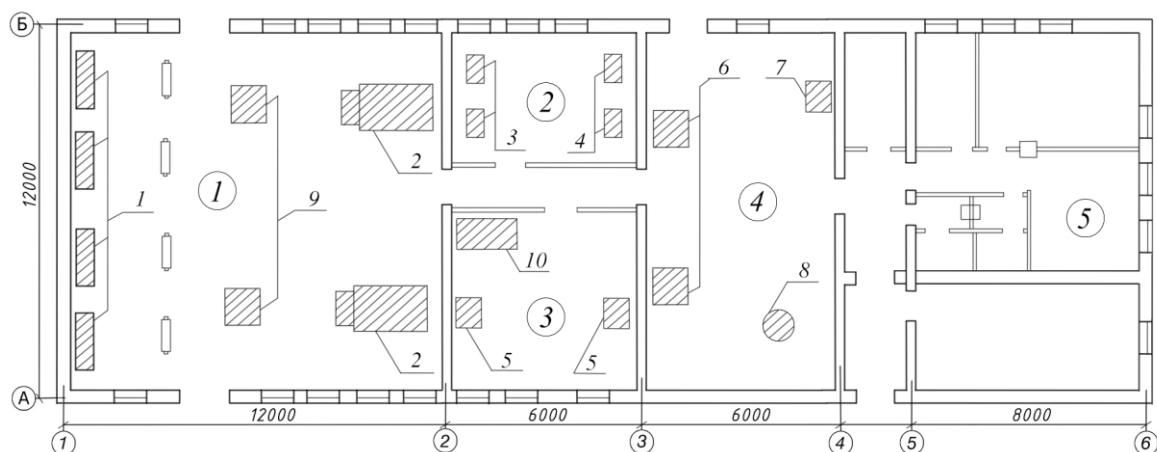
Варіант 0

Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення ковальське
2	Відділення термічне
3	Відділення газорізки
4	Відділення ковальське
5	Приміщення побутові

Специфікація обладнання

№ з/п	Найменування
1	Горно на 2 вогні
2	Піч нагрівальна
3	Піч термічна з кульовим подом
4	Піч термічна з рухомим подом
5	Пост газорізки
6	Горно на 1 вогонь
7	Піч камерна нагрівальна
8	Піч шахтова
9	Піч щілинна нагрівальна
10	Піч нагрівальна

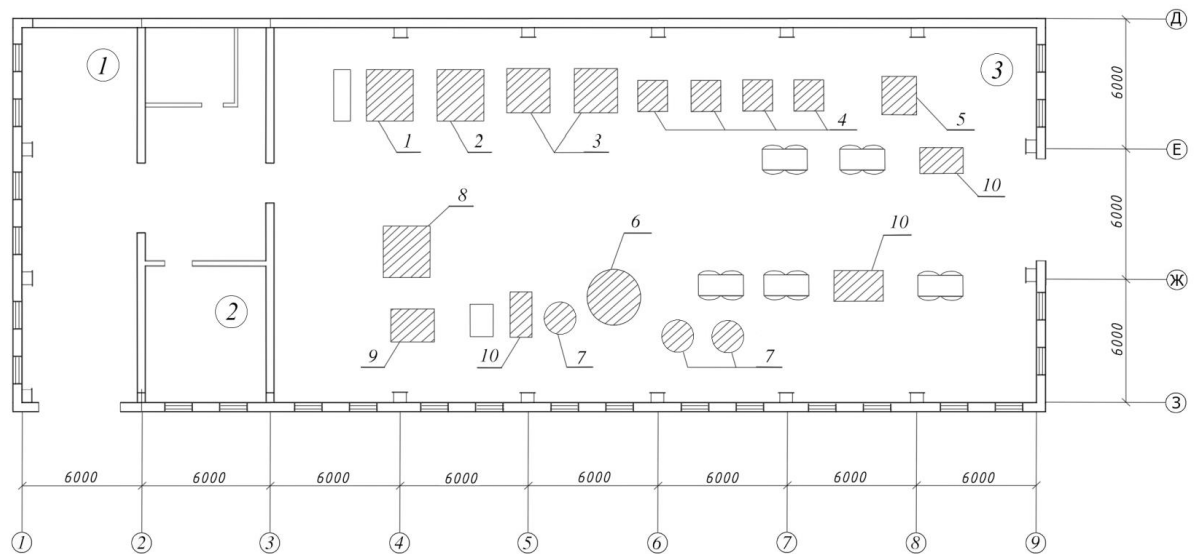


Варіант 1
Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення заготівельне
2	Приміщення побутові
3	Відділення термічне

Специфікація обладнання

№ з/п	Найменування
1	Піч камерна
2	Піч камерна
3	Піч камерна
4	Піч камерна
5	Піч камерна
6	Піч шахтова
7	Піч щілинна нагрівальна
8	Піч щілинна з рухомим подом
9	Піч щілинна з кульовим подом
10	Піч щілинна штовхальна



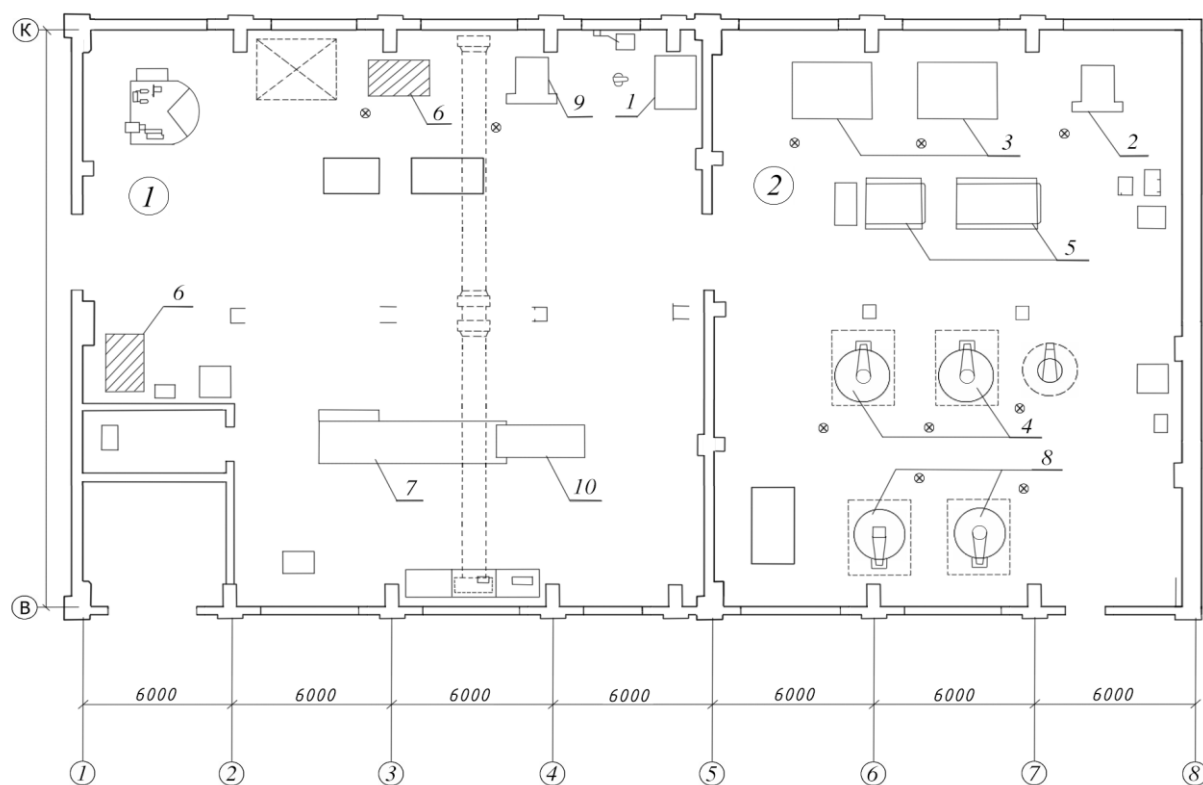
Варіант 2

Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення ковальське
2	Відділення термічне

Специфікація обладнання

№ з/п	Найменування
1	Горно на 2 вогні
2	Піч камерна
3	Піч термічна
4	Піч шахтова
5	Піч термічна з рухомим подом
6	Піч камерна
7	Піч відпускна
8	Піч шахтова
9	Піч ковальська
10	Піч щілинна нагрівальна



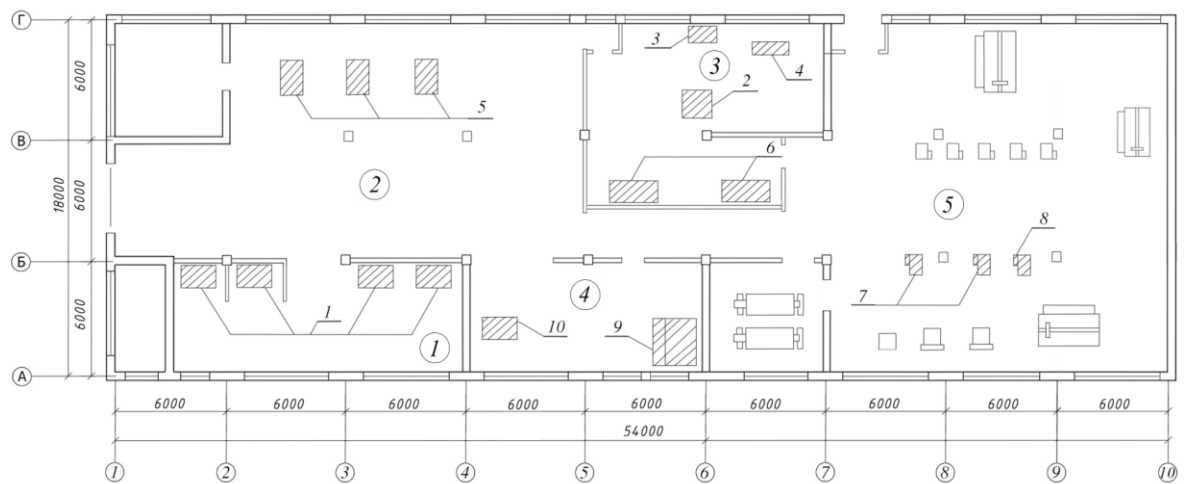
Варіант 3

Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення газорізки
2	Відділення зварювальне
3	Відділення ковальське
4	Відділення ремонтне
5	Відділення штампувальне

Специфікація обладнання

№ з/п	Найменування
1	Пост газорізки
2	Піч камерна нагрівальна
3	Горно на 2 вогні
4	Піч термічна штовхальна
5	Піч нагрівальна
6	Піч ковальська
7	Піч нагрівальна
8	Піч нагрівальна
9	Піч цементації
10	Піч для відпалу



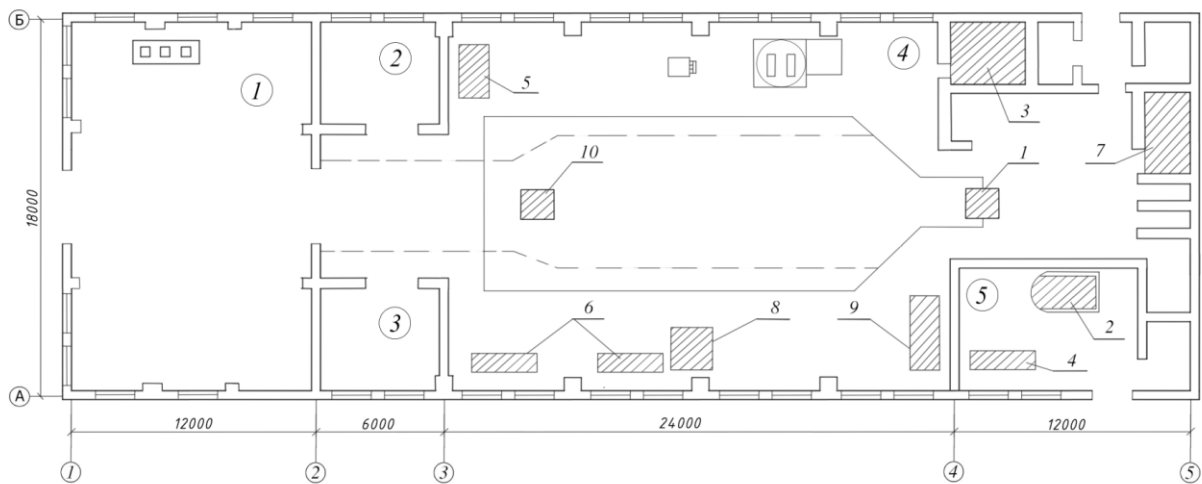
Варіант 4

Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення деревообробне
2	Відділення піскоструминне
3	Відділення обрубне
4	Відділення формувально-ливарне
5	Приміщення мідно-ливарне

Специфікація обладнання

№ з/п	Найменування
1	Вагранка
2	Піч тігільна
3	Сушило
4	Піч нагрівальна
5	Піч відпалювальна
6	Піч вапновипалювальна
7	Сушило
8	Вагранка
9	Піч нагрівальна щілинна
10	Вагранка



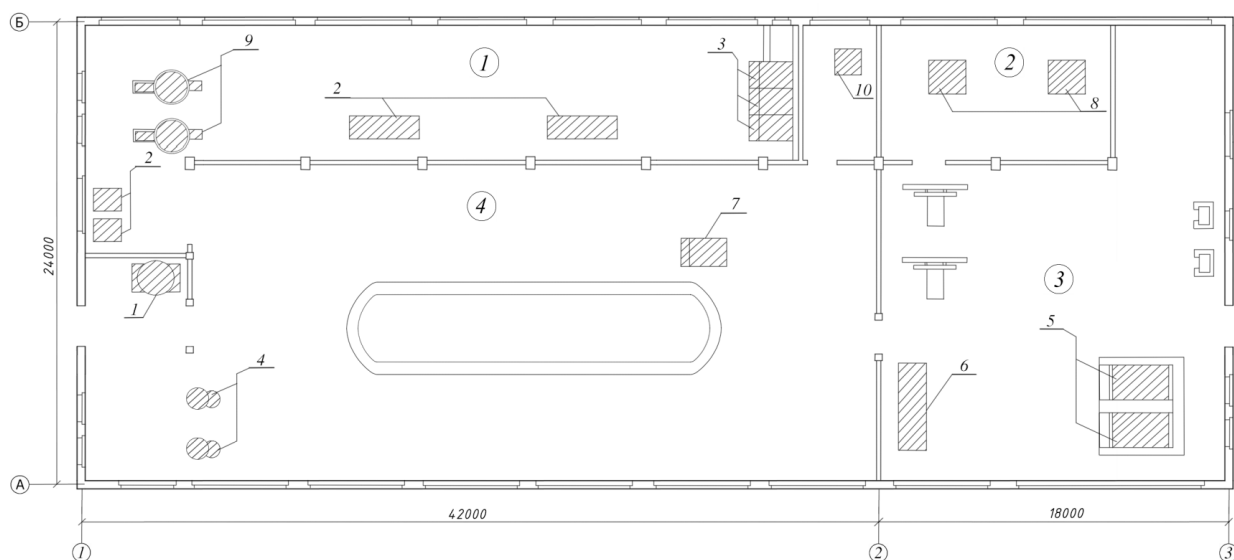
Варіант 5

Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення стержньове
2	Відділення плавильне
3	Відділення обрубне
4	Відділення литвове
5	Приміщення термічне

Специфікація обладнання

№ з/п	Найменування
1	Піч тигельна
2	Піч для сушки піску
3	Піч для сушки стержнів
4	Вагранка
5	Піч для відпалу
6	Піч термічна штовхальна
7	Піч нагрівальна
8	Піч бронзоплавильна
9	Піч тигельна
10	Піч термічна

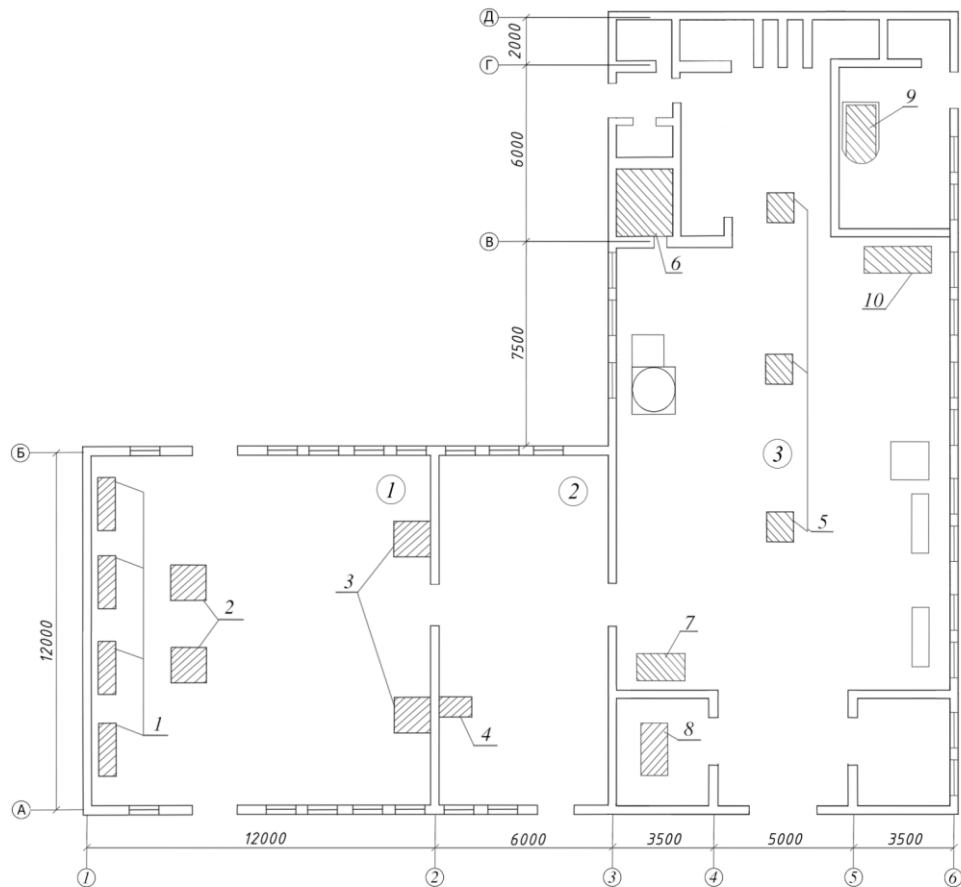


Варіант 6
Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення ковальське
2	Відділення штампувальне
3	Відділення ливарно-формувальне

Специфікація обладнання

№ з/п	Найменування
1	Горно на 2 вогні
2	Піч нагрівальна
3	Піч термічна
4	Піч нагрівальна
5	Вагранка
6	Сушило
7	Піч відпалювальна
8	Піч вапновипалювальна
9	Піч бронзоплавильна
10	Піч тигельна



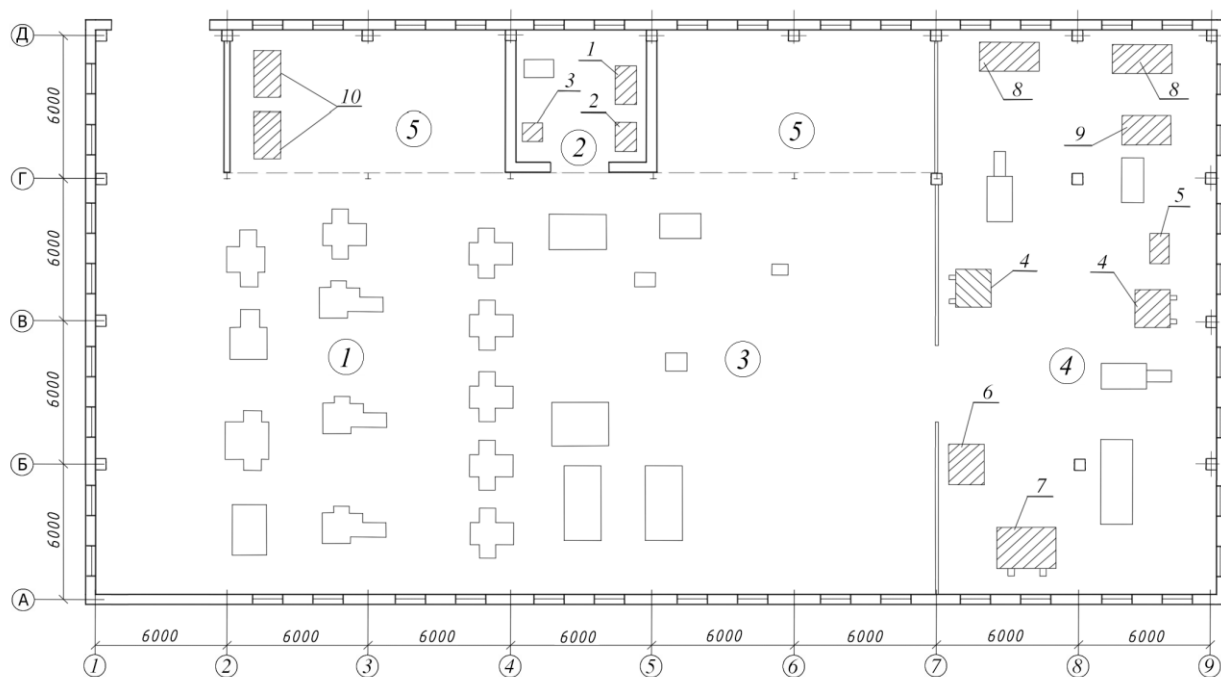
Варіант 7

Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення деревообробне
2	Відділення зварювання
3	Відділення заготівельне
4	Відділення ковальське
5	Приміщення комплектувальне

Специфікація обладнання

№ з/п	Найменування
1	Піч камерна
2	Піч нагрівальна
3	Горно на 1 вогонь
4	Піч нагрівальна
5	Піч нагрівальна
6	Піч термічна
7	Піч нагрівальна
8	Горно на 2 вогні
9	Піч шахтова
10	Пост газорізки

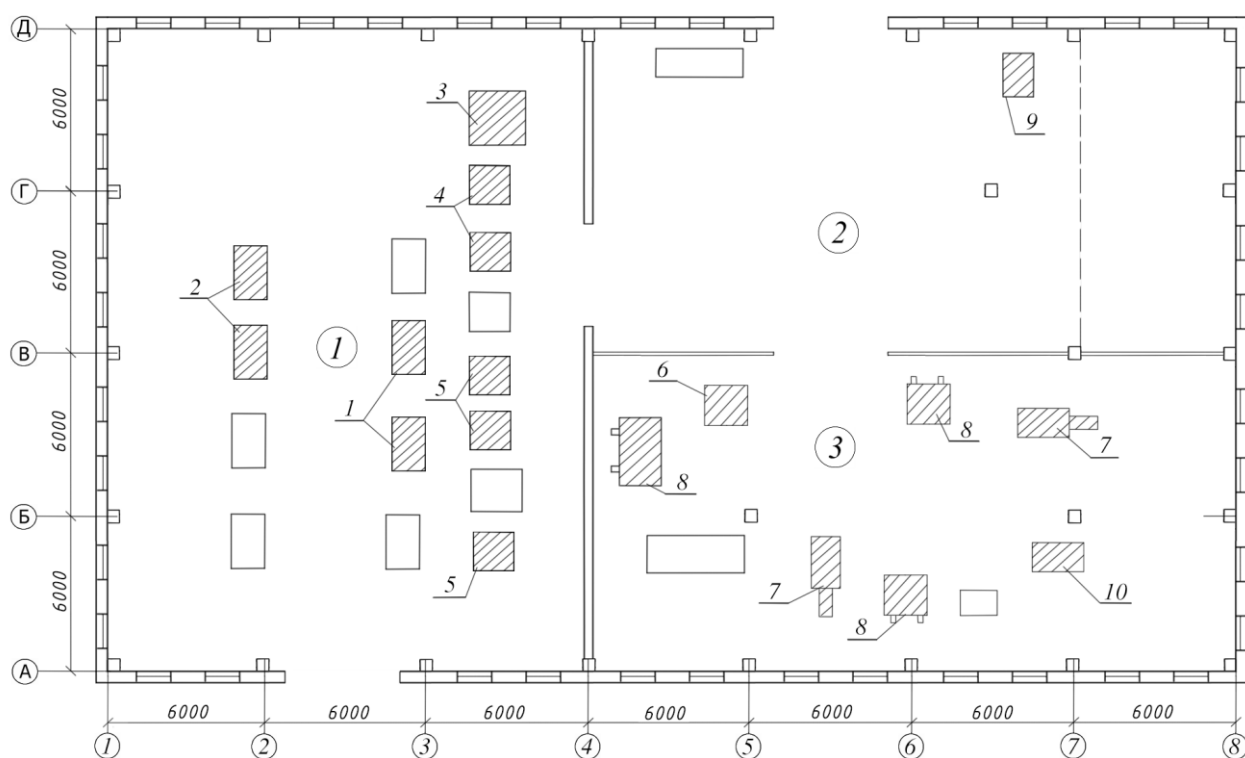


Варіант 8
Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення термічне
2	Відділення заготівельне
3	Відділення ковальське

Специфікація обладнання

№ з/п	Найменування
1	Піч камерна
2	Піч камерна
3	Піч термічна з рухомим подом
4	Піч термічна штовхальна
5	Піч тигельна
6	Піч термічна
7	Піч нагрівальна
8	Горно на 2 вогні
9	Піч камерна
10	Пост нагрівальна



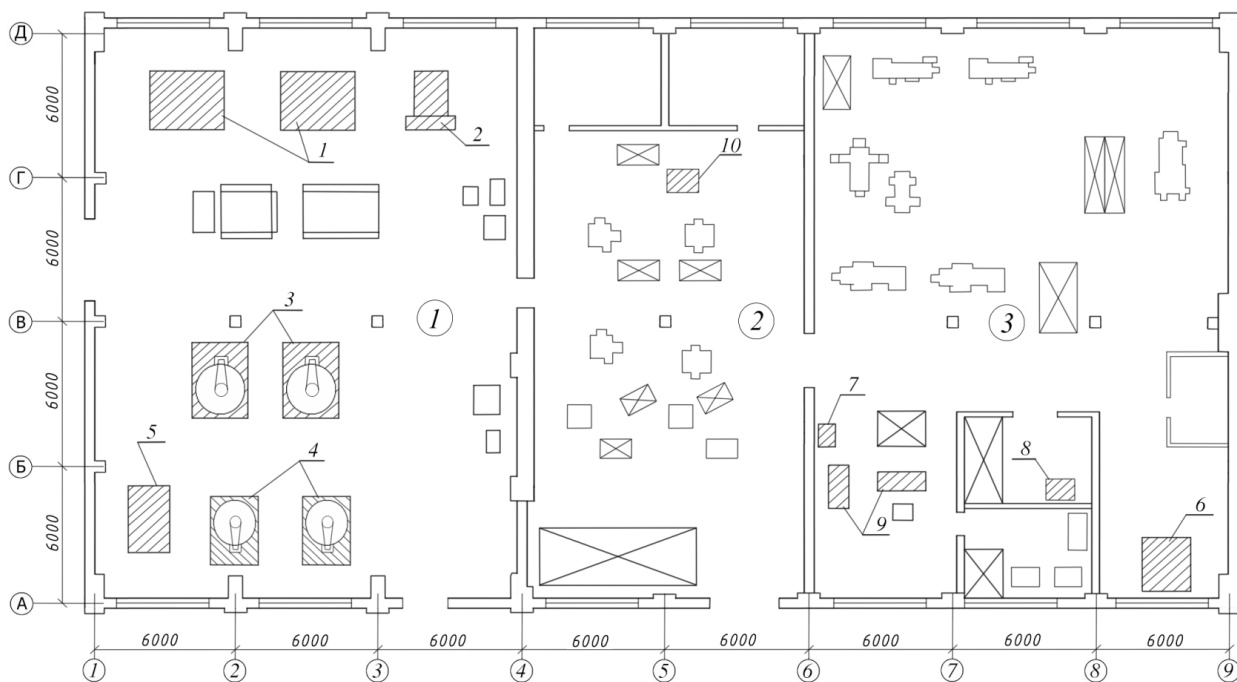
Варіант 9

Експлікація приміщень

№ з/п	Найменування приміщень
1	Відділення ковальсько-термічне
2	Відділення деревообробне
3	Відділення ремонтно-механічне

Специфікація обладнання

№ п/п	Найменування
1	Піч термічна
2	Піч камерна
3	Піч шахтова
4	Піч шахтова
5	Піч відпускна
6	Піч камерна
7	Горно на 1 вогонь
8	Піч нагрівальна
9	Піч камерна
10	Пост нагрівальна



ДОДАТОК Г

Таблиця Г.1 – Коефіцієнт α_1 для визначення сумарних еквівалентних довжин місцевих опорів для парових, водяних і конденсатних мереж

Типи компенсаторів	Умовний прохід трубопроводу D_y , мм	Значення коефіцієнта α_1 для мереж	
		водяних та конденсатних	парових
Транзитні теплові мережі (без відгалужень)			
Сальникові	До 1400	0,2	0,2
П–подібні із гнутими відводами	До 300	0,3	0,5
П–подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	200–350	0,5	0,7
П–подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	400–500	0,7	0,9
П–подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	600–1400	1	1,2
Розгалужені теплові мережі			
Сальникові	До 400	0,3	0,4
Сальникові	450–1400	0,4	0,5
П–подібні із гнутими відводами	До 150	0,3	0,5
П–подібні із гнутими відводами	165–200	0,4	0,6
П–подібні із гнутими відводами	250–300	0,6	0,8
П–подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	175–250	0,6	0,8

Закінчення таблиці Г.1

П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	300–350	0,8	1,0
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	400–500	0,9	1,0
П-подібні зі звареними відводами	600–1400	1	1,2

ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1 – Теплофізичні властивості водяної пари та води на лінії насичення

Температура t , °C	Абсолютний тиск P , МПа	Густина пари ρ'' , кг/м ³	Ентальпія пари i'' , кДж/кг	Теплота пароутворення r , кДж/кг	Ентальпія води i' , кДж/кг	Густина води ρ' , кг/м ³
100	0,1013	0,598	2675,6	2256,5	419,1	958,4
105	0,1209	0,705	2683,4	2243,2	440,21	954,71
110	0,1434	0,8269	2691,1	2229,7	461,36	950,95
115	0,1692	0,9653	2698,6	2216	482,55	947,09
120	0,1987	1,121	2706,5	2202,8	503,7	943,1
125	0,2322	1,2985	2713,1	2188	525,06	939,02
130	0,2703	1,496	2720,7	2174,3	546,4	934,8
135	0,3132	1,7188	2726,9	2159,1	567,77	930,54
140	0,3615	1,966	2734,1	2145	589,1	926,1
145	0,4156	2,2421	2739,8	2129,1	610,69	921,63
150	0,4761	2,547	2746,7	2114,4	632,3	917
155	0,5434	2,886	2751,8	2097,9	653,88	912,28
160	0,6181	3,258	2758	2082,5	675,58	907,4
165	0,7008	3,6702	2762,8	2065,4	697,35	902,51
170	0,7921	4,122	2767,9	2046,7	719,21	897,3
175	0,8924	4,6167	2772,7	2031,6	741,15	892,29
180	1,0026	5,157	2777,2	2014	763,19	886,9
185	1,1233	5,7498	2781,4	1996,1	785,32	881,61
190	1,255	6,394	2785,3	1977,7	807,57	876
195	1,3986	7,097	2788,9	1958,9	829,92	870,44
200	1,5547	7,862	2792,1	1939,7	852,39	865
205	1,724	8,6889	2794,9	1919,9	874,99	858,77
210	1,9074	9,588	2797,4	1899,6	897,73	852,8
215	2,1056	10,561	2799,4	1878,8	920,61	846,55
220	2,3193	11,62	2801,1	1857,4	943,7	840,8
225	2,5494	12,753	2802,3	1835,4	966,84	833,75
230	2,7968	13,99	2803	1812,8	990,2	827,3
235	3,0622	15,313	2803,3	1789,5	1013,8	820,33
240	3,3467	16,76	2803,1	1765,5	1037,6	813,6
245	3,6509	18,296	2802,3	1740,8	1061,5	806,22
250	3,9759	19,98	2801	1715,3	1085,3	799

ДОДАТОК Е

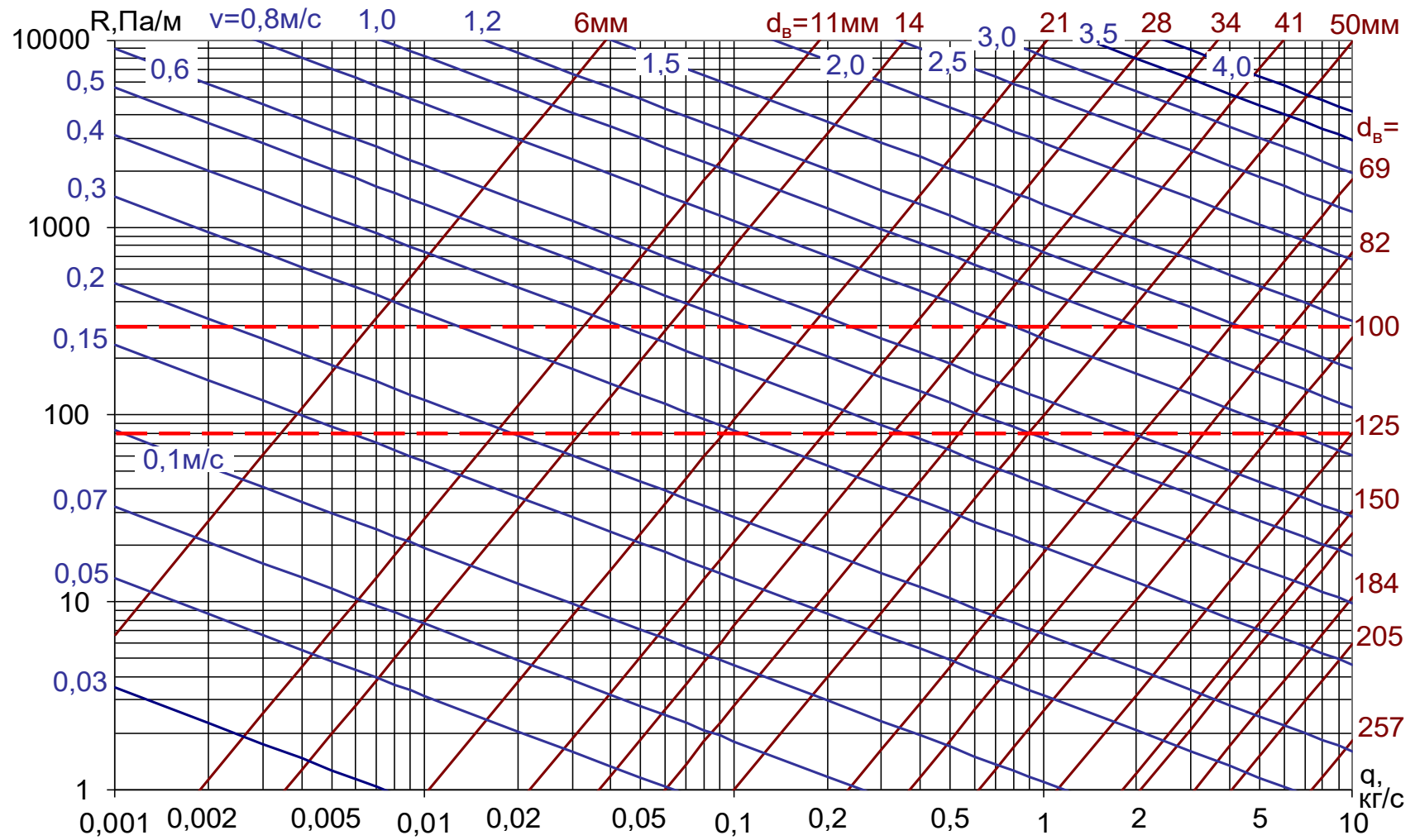


Рисунок Е.1 – Залежність R від q за малих значень витрат ($k_c = 0,5$ мм; $T = 150^\circ\text{C}$, $\rho = 0,917$ кг/м³)

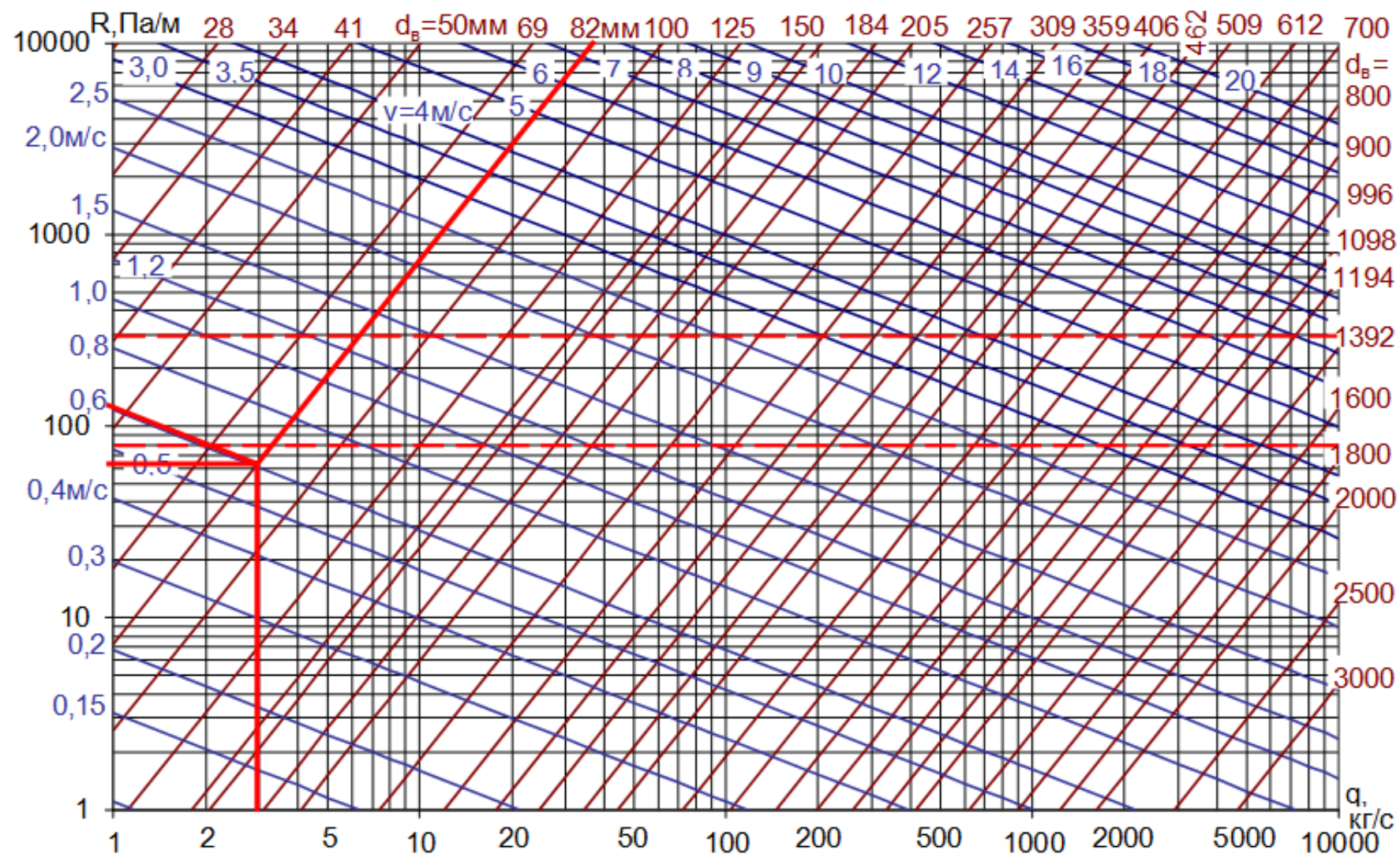


Рисунок Е.2 – Залежність R від q для води при великих значеннях витрат ($k_e = 0,5$ мм; $T = 150^\circ\text{C}$, $\rho = 917$ кг/м³)

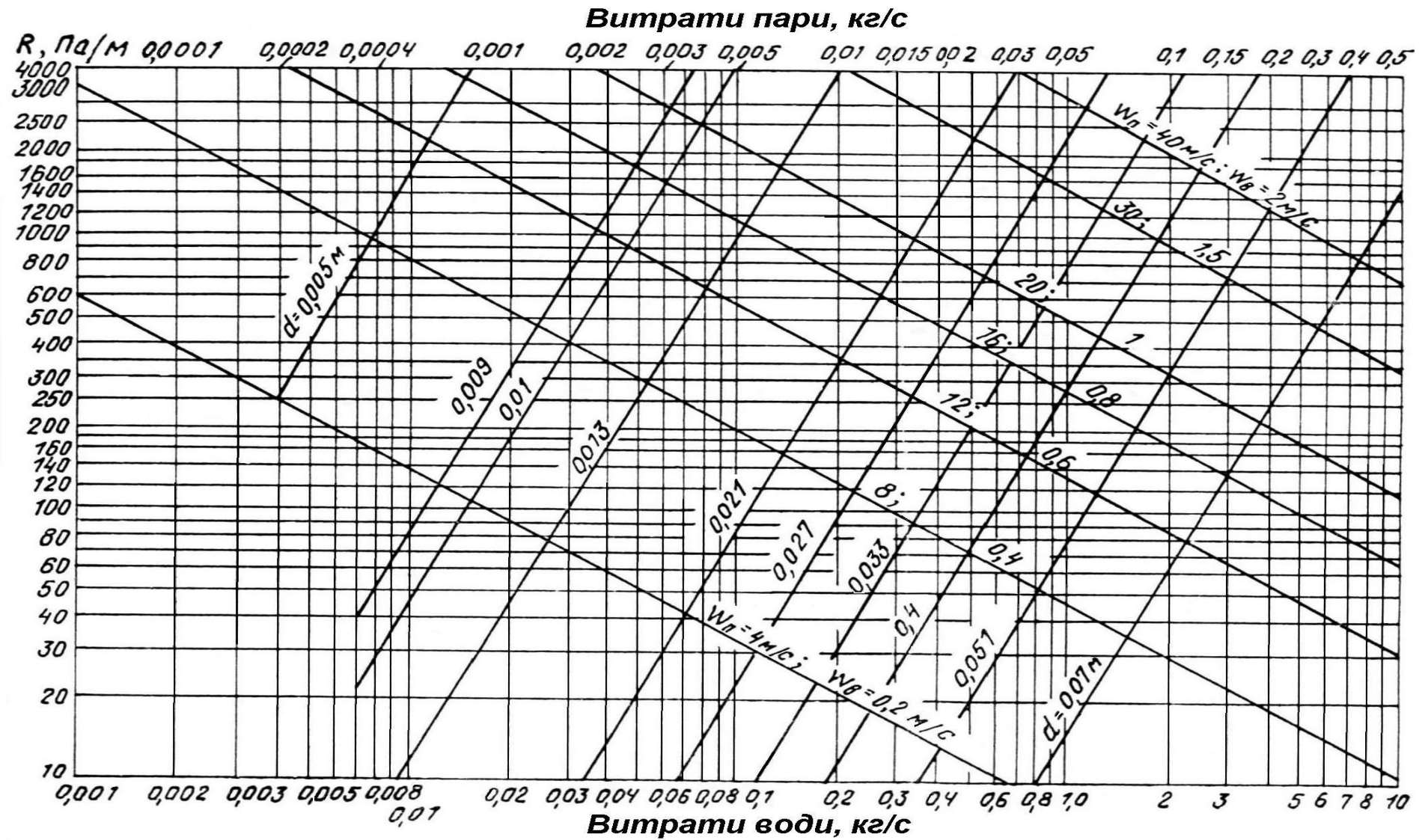


Рисунок Е.3 – Номограма для гідравлічного розрахунку трубопроводів за не великих значень витрат

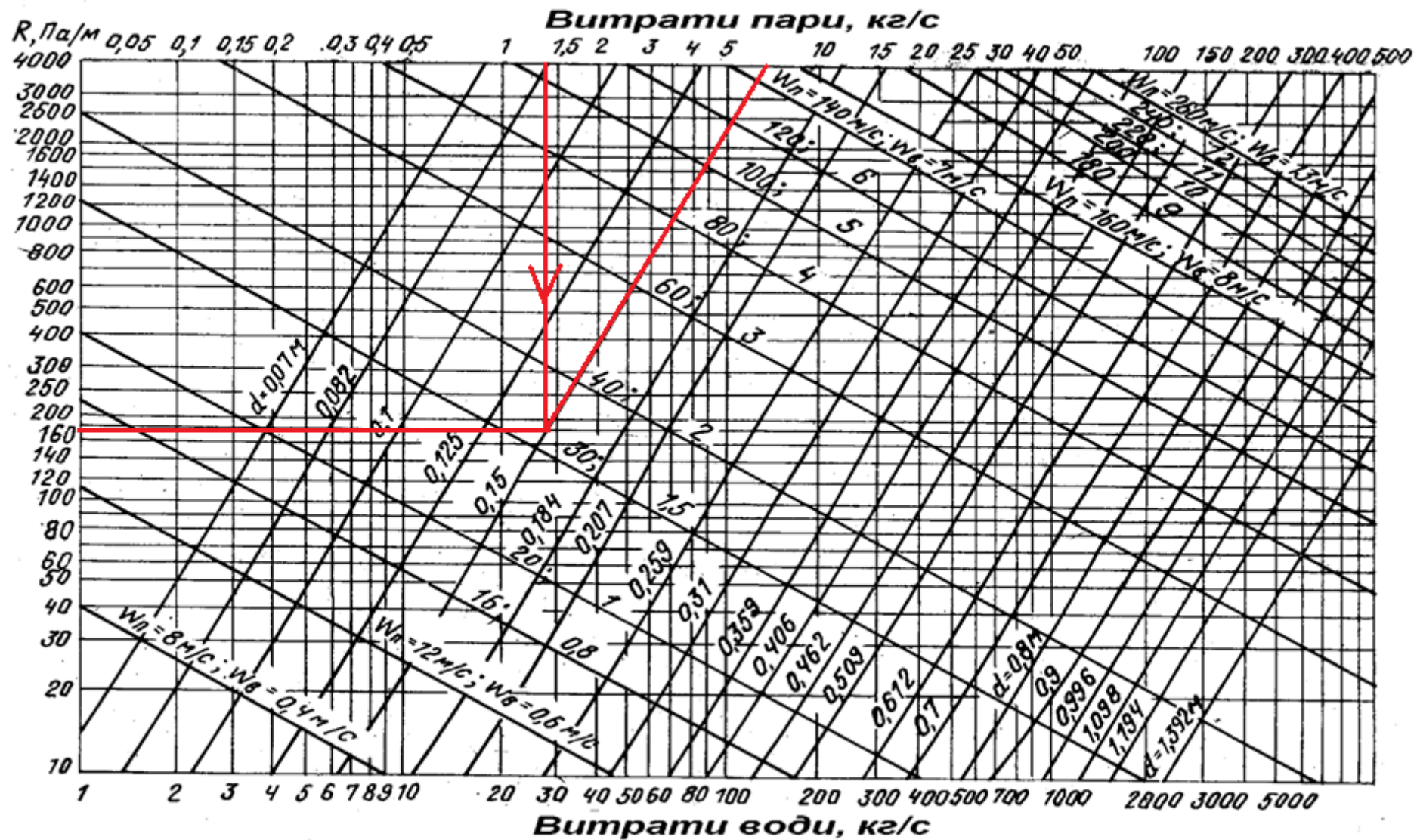


Рисунок Е.4 – Номограма для гідравлічного розрахунку трубопроводів за великих значень витрат

ДОДАТОК Ж

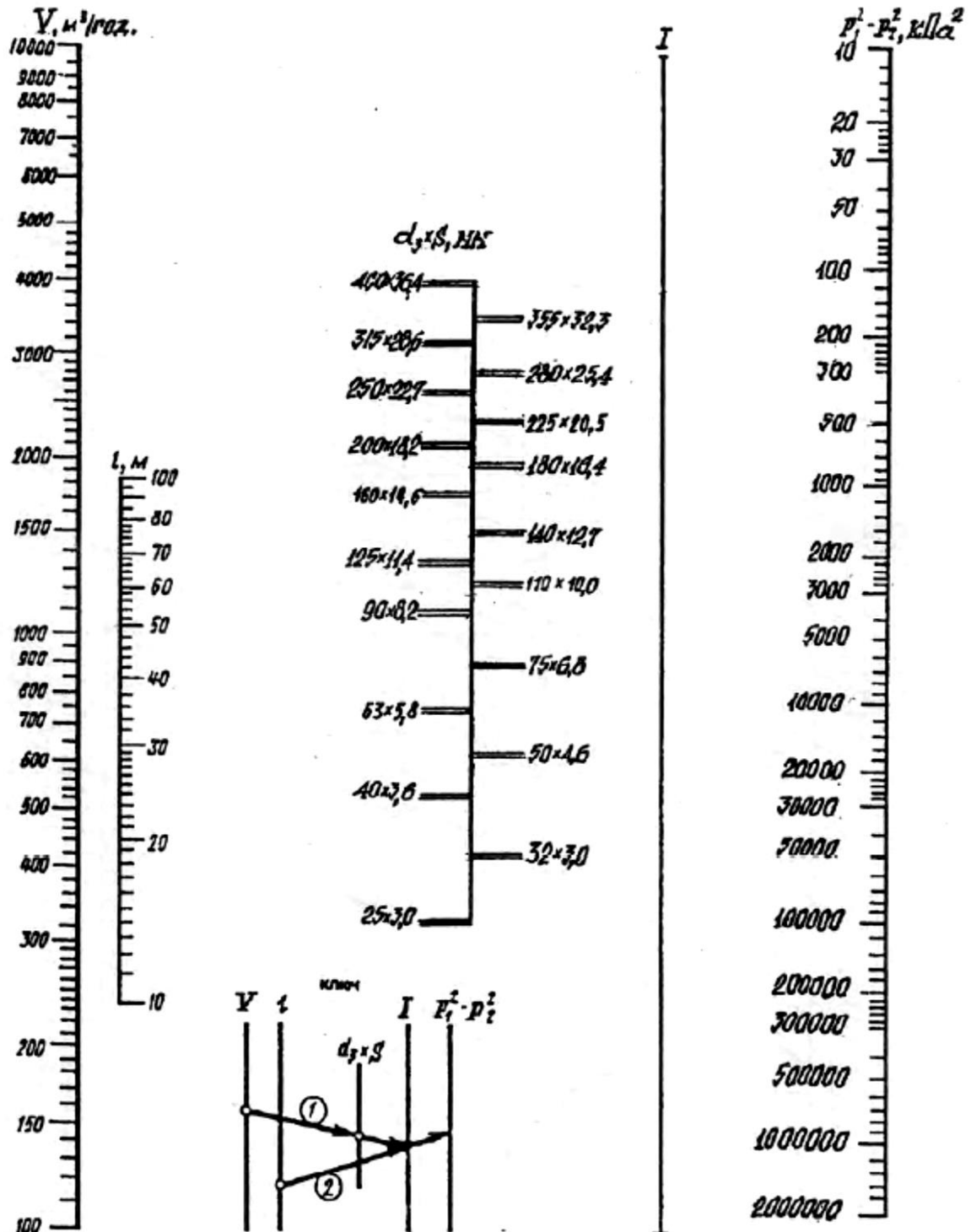


Рисунок Ж.1 – Номограма для гідравлічного розрахунку сталевих газопроводів високого і середнього тиску. Труби сталеві електрозварні [8] та сталеві водогазопровідні [7]. Природний газ: $\rho = 0.73 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 14.3 \times 10^6$.

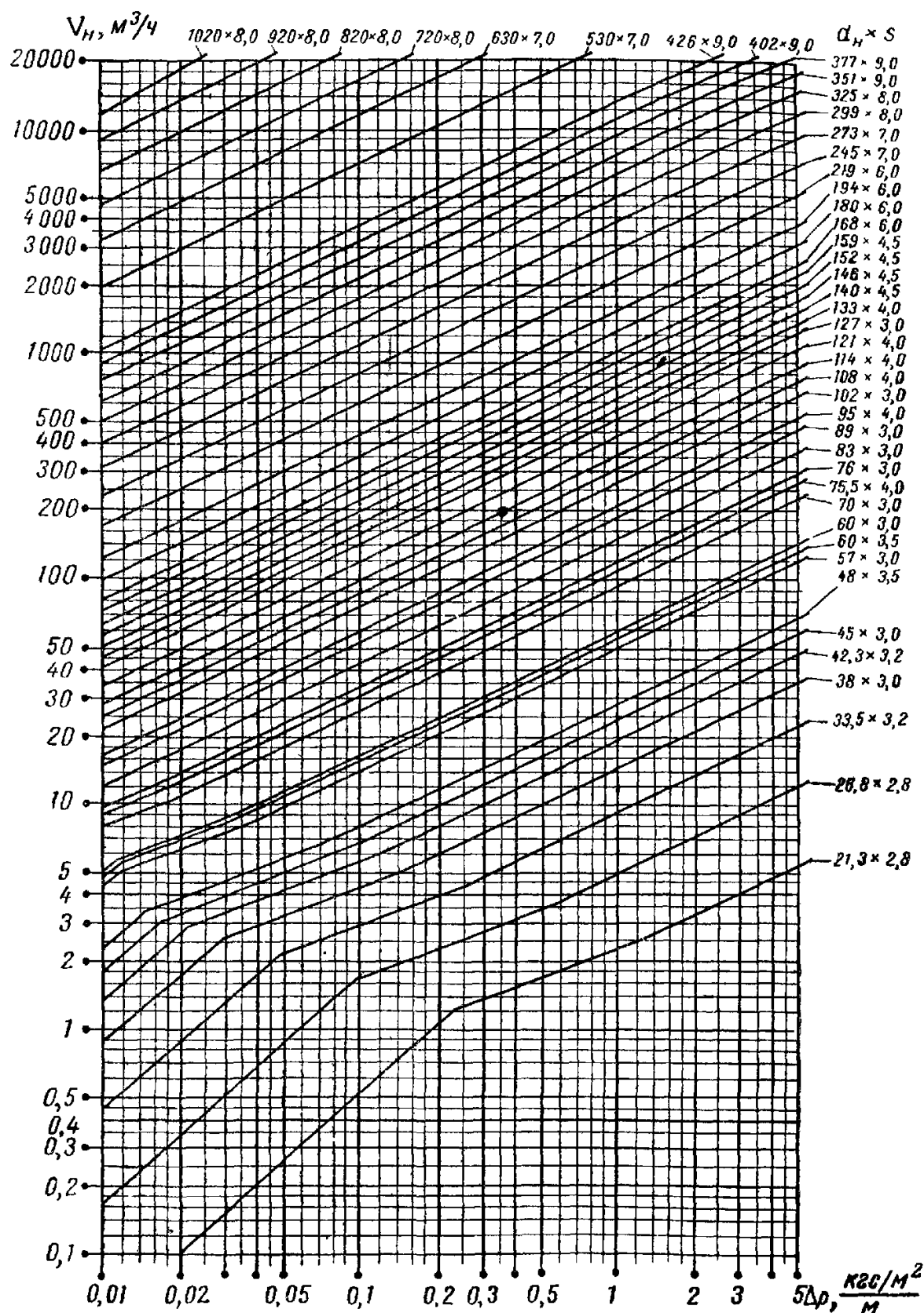
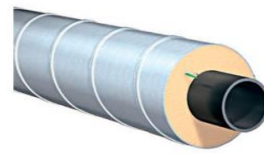


Рисунок Ж.2 – Номограма для гідравлічного розрахунку сталевих газопроводів низького тиску. Труби сталеві електрозварні [8] та сталеві водогазопровідні [7]. Природний газ: $\rho = 0.73 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 14.3 \times 10^6$.

ДОДАТОК 3



а



б

Рисунок 3.1 – Попередньо ізольована сталева труба (ППУ)
а – для підземного прокладання; б – для надземного прокладання «Спіро»

Таблиця 3.1 – Номенклатура попередньо ізольованих сталевих труб

d_3 / D_3 , мм	Сталева труба		Захисна оболонка	
	d_3 , мм	δ_{min} , мм	D_3 , мм	δ_{min} , мм
32/90	32	2,5	90	2,2
38/110	38		110	2,5
45/110	45			
57/125	57	3,5	125	3,0
76/140	76		140	
89/160	89		160	
108/200	108	4,0	200	3,2
114/200	114		225	3,5
133/225	133			
159/250	159	4,5	250	3,9
219/315	219	6,0	315	4,9
273/400	273	7,0	400	6,3
325/450	325	8,0	450	7,0
377/500	377	9,0	500	7,8
426/560	426	7,0	560	8,8
530/710	530		710	11,1

ДОДАТОК К

Таблиця К.1 – Мінімальна відстань між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для непрохідних каналів

Умовний прохід трубопроводів, мм	Відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводів на просвіт, мм, не менше			
	До стінки каналу	До поверхні теплоізоляційної конструкції суміжного трубопроводу	До перекриття каналу	До дна каналу
25–80	70	100	50	100
100–250	80	140	50	150
300–350	100	160	70	150
400	100	200	70	180
500–700	110	200	100	180
800	120	250	100	200
900–1400	120	250	100	300

Примітка. У разі реконструкції теплових мереж із використанням існуючих будівельних конструкцій допускається відхилення від розмірів, указаних у цій таблиці.

Таблиця К.2 – Мінімальна відстань між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для тунелів, надземного прокладання та теплових пунктів

Умовний прохід трубопроводів, мм	Відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу на просвіт, мм, не менше				
	до стінки тунелю	до перекриття тунелю	до дна тунелю	до поверхні теплоізоляційної конструкції суміжного трубопроводу в тунелі, за надземного прокладання та в теплових пунктах	
				По вертикалі	По горизонталі
25–80	150	100	150	100	100
100–250	170	100	200	140	140
300–350	200	120	200	160	160
400	200	120	200	160	200
500–700	200	120	200	200	200
800	250	150	250	200	250
900	250	150	300	200	250
1000–1400	350	250	350	300	300

Таблиця К.3 – Мінімальна відстань між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для вузлів трубопроводів у тунелях, камерах, павільйонах

Найменування відстані	Відстань, мм, не менше
1	2
Від підлоги або перекриття до поверхні теплоізоляційних конструкцій трубопроводів (для переходу)	700
Бокові проходи для обслуговування арматури та сальникових компенсаторів (від стінки до фланця арматури або до компенсатора) за діаметрів труб, мм:	700
до 500	600
від 600 до 900	700
від 1000 і більше	1000
Від стінки до фланця корпусу сальникового компенсатора (з боку патрубка) за діаметрів труб, мм:	
до 500	600 (уздовж осі труби)
600 і більше	800 (уздовж осі труби)
Від підлоги або перекриття до фланця арматури або до осі болтів сальникових ущільнювачів	400
Те саме до поверхні теплоізоляційної конструкції відгалужень труб	300
Від висунутого шпінделя засувки (або штурвала) до стіни або перекриття	200
Для труб діаметром 600 мм і більше між стінками суміжних труб зі сторони сальникового компенсатора	500
Від стінки або від фланця засувки до штуцерів для випускання води або повітря	100
Від фланця засувки на відгалуженні до поверхні теплоізоляційних конструкцій основних труб	100
Між теплоізоляційними конструкціями суміжних сальникових компенсаторів за діаметрів компенсаторів, мм:	
до 500	100
600 і більше	150

ДОДАТОК Л

Таблиця Л.1 – Відстані, м, між рухомими опорами для теплової мережі з параметрами $p = 1,6 \text{ МПа}$, $t = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Найменування	Умовний діаметр труби, D_y , мм											
	25	40	70	100	150	200	300	400	500	600	800	1000
Прогін між рухомими опорами трубопроводів, м												
Прокладка на бетонних подушках	1,7	2,5	3	4	5	6	8	8,5	10	10	10	10
Прокладка надземна з П-подібними компенсаторами	2	2,5	3,5	5	7	9	12	14	14	15	16	20
Те ж з чепцевими компенсаторами	2	2,5	3,5	5	7	9	12	13	13	13	13	16
Відстань між нерухомими опорами трубопроводів, м												
З П-подібними компенсаторами	50	60	70	80	100	120	120	160	180	200	200	200
Із чепцевими компенсаторами	—	—	—	70	80	80	100	140	140	160	160	160

Примітки: 1. Для відстаней між рухомими опорами за надземної прокладки й по стелажах необхідно вводити коефіцієнти: для ділянок перед гнучкими компенсаторами, перед поворотами й для кінцевих ділянок 0,8; для поворотів 0,67; для ділянок з кожної сторони чепцевого компенсатора 0,5.

2. Відстані між нерухомими опорами дані за розташування компенсаторів не ближче 1/3 і не далі 2/3 зазначених відстаней від нерухомих опор. Для ділянок самокомпенсації приймати відстані, рівні 0,6 від зазначених у таблиці.

Електронне навчальне видання

Методичні рекомендації

до виконання курсової роботи
з навчальної дисципліни

«ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ ПРОМИСЛОВИХ ОБ’ЄКТІВ»

*(для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти всіх форм
навчання галузі знань 19 – Архітектура та будівництво зі спеціальності
192 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма
«Цивільна інженерія»)*

Укладачі : **ГВОЗДЕЦЬКИЙ** Олександр Вадимович,
ПАВЛОВСЬКИЙ Сергій Валерійович,
РЕДЬКО Олександр Федорович

Відповідальний за випуск *О. В. Гвоздецький*
За авторською редакцією
Комп’ютерне верстання *О. В. Гвоздецький*

План 2025, поз. 72М

Підп. до друку 31.03.2025. Формат 60 × 84/16.
Ум. друк. арк. 8,9.

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Черноглазівська (Маршала Бажанова), 17, Харків, 61002.
Електронна адреса: office @kname.edu.ua
Свідоцтво суб’єкта видавничої справи:
ДК № 5328 від 11.04.2017.