

Міністерство освіти і науки України
Запорізький національний університет
Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

Є.А. Манідіна
К.В. Бєлоконь

ПРОЄКТУВАННЯ ТЕХНІКИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ

Методичні вказівки
до практичних занять та самостійної роботи
для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра
спеціальності 263 «Цивільна безпека»
освітньо-професійна програма
«Охорона праці»

Затверджено
вченою радою ЗНУ
Протокол № 9 від 22. 02.2022

Запоріжжя ЗНУ
2022

УДК 331.45(075)
М 234

Манідіна Є.А., Белоконь К.В. Проєктування техніки вентиляції та кондиціонування : методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра спеціальності 263 «Цивільна безпека» освітньо-професійної програми «Охорона праці». Запоріжжя : ЗНУ, 2022. 93 с.

У методичних вказівках «Проєктування техніки вентиляції та кондиціонування» для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра денної і заочної форм навчання спеціальності 263 «Цивільна безпека» освітньо-професійна програма «Охорона праці» викладено навчально-методичні матеріали щодо опанування практичного курсу та наведені завдання до самостійної роботи.

Для студентів денної та заочної форм здобуття освіти, які навчаються за освітньо-професійною програмою «Охорона праці».

Рецензент

О.Г. Добровольська, кандидат технічних наук, доцент кафедри міського будівництва та господарства

Відповідальний за випуск

Г.Б. Кожемякін, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри прикладної екології та охорони праці

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ.1 ПРАКТИЧНІ ЗАВДАННЯ	6
1.1 Загальнообмінна вентиляція для видалення шкідливих речовин з повітря робочої зони	6
1.2 Забезпечення оптимальних значень параметрів мікроклімату	11
1.3 Розрахунок повітрообміну в приміщенні при заданій кількості працюючих та комп'ютерної техніки і різній потужності освітлювальних приладів	15
РОЗДІЛ 2. САМОСТІЙНА РОБОТА	18
2.1 Рекомендації до виконання самостійної роботи	18
2.1.1 Розрахунок втрат тиску в газоході	18
2.1.2 Розрахунок самотяги	27
2.1.3 Розрахунок димової труби	27
2.1.4 Вибір димососа (вентилятора)	30
2.2 Приклад розрахунку самостійної роботи	32
2.3 Завдання до самостійної роботи	62
ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА	64
ДОДАТОК А. Варіанти завдання до самостійної роботи	65
ДОДАТОК Б. Схеми газоходів	80
ДОДАТОК В. Параметри газів	86
ДОДАТОК Г. Характеристика труб та втрати тиску на газоочисному апараті	87
ДОДАТОК Д. Значення коефіцієнтів місцевого опору	88
ДОДАТОК Е. Формули для розрахунку коефіцієнтів місцевого опору	91
ДОДАТОК Ж. Схематичні зображення газоочисних апаратів	92
ДОДАТОК З. Технічна характеристика газоочисних апаратів	93

ВСТУП

Вентиляція – це регульований обмін повітрям, який здійснюється з метою створення у приміщеннях житлових, суспільних та промислових споруд повітряного середовища, сприятливого для здоров'я і трудової діяльності людини, а також для технологічних цілей. Технологічне призначення вентиляції полягає в забезпеченні санітарно-гігієнічних умов для перебування у приміщенні людини: чистоти, температури, відносної вологості, швидкість руху повітря, виходячи з особливостей технологічного процесу.

Кондиціонування повітря – це створення і автоматичне підтримання в закритих приміщеннях, незалежно від зовнішніх умов, постійних або таких, що змінюються по заданій програмі, параметрів повітря: температури, вологості, чистоти складу і швидкості руху повітря, які є найбільш сприятливими для самопочуття людей (комфортне кондиціонування) або введення технологічних процесів, роботи обладнання і приладів (технічне кондиціонування).

Ефективність систем вентиляції, їх техніко-економічні характеристики залежать не тільки від правильно прийнятої схеми повітрообміну і достовірності проведених розрахунків, але й від правильно організованого монтажу, наладки й експлуатації. Можливість монтажу, наладки і експлуатації систем і обладнання, які забезпечують вентиляцію приміщень, закладаються на стадії проєктування.

Таким чином, **метою** вивчення навчальної дисципліни «Проектування техніки вентиляції та кондиціонування» є засвоєння знань та набуття умінь і навичок з проєктування, монтажу, безпечної експлуатації систем і обладнання, які забезпечують вентиляцію та кондиціонування повітря виробничих приміщень.

Основними **завданнями** вивчення дисципліни «Проектування техніки вентиляції та кондиціонування» є:

- виробити навички застосовування та експлуатації технічних систем захисту та колективного захисту людини від негативного впливу шкідливих і небезпечних виробничих чинників;
- засвоєння основних принципів організації безпечної експлуатації техніки, устаткування, спорядження у сфері професійної діяльності, створення безпечних і здорових умов праці;
- набутти навички виявляти пошкодження газового тракту вентиляційної системи;
- набутти здатність застосовувати знання з механіки рідини та газів та проєктування техніки вентиляції та кондиціонування на їх основі.

РОЗДІЛ.1 ПРАКТИЧНІ ЗАВДАННЯ

1.1 Загальнообмінна вентиляція для видалення шкідливих речовин з повітря робочої зони

Як відомо, вентиляція буває загальнообмінною (вентилюється все приміщення) і місцевою (повітря видаляється або подається безпосередньо на робоче місце). Вентиляція може переслідувати три мети:

- видалення теплонадлишків;
- видалення шкідливих речовин;
- видалення надлишків вологи.

Дана тема присвячена загальнообмінній (загальній) вентиляції для видалення шкідливих речовин з повітря робочої зони.

Вплив на організм шкідливих речовин, що надходять через дихальні шляхи, залежить від їхньої концентрації в повітрі.

Концентрація звичайно виражається в масі речовини, що міститься в одиниці об'єму повітря за нормальних умов, і вимірюється в мг/м³. Концентрація шкідливих речовин у повітрі не повинна перевищувати гранично допустиму.

Гранично допустима концентрація (ГДК) шкідливої речовини (у повітрі, воді, ґрунті і т.д.) – це максимальна концентрація, постійний чи періодичний вплив якої не викликає ніяких патологічних змін в організмі протягом усього життя. Розрізняють ГДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони й у повітрі житлової зони.

Якщо в повітрі міститься кілька речовин різноспрямованої дії, концентрація кожної з них не повинна перевищувати відповідні ГДК.

Для речовин односпрямованої дії можуть спостерігатися адитивний (підсумовуючий), потенційований (посилюючий) чи ослаблений ефекти.

Адитивний ефект мають: ефір і ацетон; граничні вуглеводні; ртуть і свинець; галогени; фреони; сірчаний і сірчистий ангідриди; діоксид азоту й аміак; тальк і цемент; вапняк і діоксид кремнію; озон і гідроксид натрію.

Потенційований ефект мають: марганець і кобальт; сірководень і вуглеводні.

Ослаблений ефект – марганець і свинець.

Для речовин з адитивним і ослабленим ефектом повинні витримуватися співвідношення:

$$\Sigma(C_i / \text{ГДК}_i) \leq 1, \quad (1.1)$$

де C_i – концентрація i -ої речовини в повітрі, мг/м³;
 ГДК_i – гранично допустима концентрація i -ої речовини в повітрі, мг/м³.

Для речовин з потенційованим ефектом:

$$\Sigma(C_i / \text{ГДК}_i) \leq A < 1, \quad (1.2)$$

де A – постійна, різна для різних речовин (довідкові дані).

Одним з методів зменшення концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони є організація загальнообмінної вентиляції. Кількість повітря, що необхідно видалити з приміщення протягом години (витрати вентиляційного повітря), визначається за наступним виразом, м³/год:

$$Q = M / (C_{\text{п}} - C_{\text{н}}), \quad (1.3)$$

де M – кількість шкідливої речовини, що виділяється за одиницю часу в повітря виробничого приміщення, мг/год;

$C_{\text{п}}$ – концентрація речовини в повітрі приміщення, яку необхідно забезпечити, мг/м³;

$C_{\text{н}}$ – концентрація речовини в зовнішньому повітрі, мг/м³.

Робота вентиляційної установки звичайно характеризується **кратністю вентиляції** (нормою повітрообміну) n , год.⁻¹, яка показує скільки разів протягом години повітря в приміщенні цілком замінюється.

$$n = Q / V, \quad (1.4)$$

де V – внутрішній об'єм приміщення, м³.

Приклад 1

Визначити кратність вентиляції, яку необхідно створити для видалення пари бензину з приміщення обсягом 500 м³. Бензин випаровується з відкритої циліндричної посудини діаметром $D = 0,5$ м. Швидкість випару $W = 0,1$ г/м²·с. Концентрація пари бензину в зовнішньому повітрі – 50 мг/м³.

Визначаємо площу випару, м²:

$$S = 0,25\pi D^2 = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,5^2 = 0,196$$

Кількість пари бензину, що надходить у приміщення, мг/год:

$$M = 3600 \cdot 1000 \cdot W \cdot S = 3600 \cdot 1000 \cdot 0,1 \cdot 0,196 = 70560$$

Приймаємо концентрацію пари бензину в повітрі приміщення рівною ГДК, $C_{\text{п}} = 100$ мг/м³. Тоді необхідна витрата вентиляційного повітря, м³/год:

$$Q = 70560 / (100 - 50) = 1411$$

Визначаємо кратність вентиляції, год.⁻¹:

$$n = 1411 / 500 = 2,82$$

Приклад 2

У приміщенні цеху розміщене устаткування для обробки будматеріалів. При його роботі в повітря в вигляді пилу виділяється протягом зміни (8 год.) 60 г діоксиду кремнію, 300 г тальку і 400 г цементу. Продуктивність витяжної вентиляційної установки 10000 м³/год. Концентрація перелічених речовин у

зовнішнім повітрі дорівнює нулю. Оцінити умови праці в цеху.

Визначаємо інтенсивність виділення шкідливих речовин у повітря, мг/год:

$$M_1 = (60/8)10^3 = 7500; \quad M_2 = (300/8)10^3 = 37500; \\ M_3 = (400/8)10^3 = 50000$$

З рівняння (1.3) одержуємо концентрації речовин у повітрі робочої зони, мг/м³:

$$C_{п1} = 0,75; \quad C_{п2} = 3,75; \quad C_{п3} = 5$$

За довідковими даними знаходимо гранично допустимі концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони, мг/м³:

$$ГДК_1 = 1; \quad ГДК_2 = 4; \quad ГДК_3 = 6$$

Перевіряємо співвідношення (1.1):

$$0,75/1 + 3,75/4 + 5/6 = 2,52 > 1$$

Таким чином, умови праці не відповідають санітарним нормам.

Задача 1

У повітря приміщення виділяються дві речовини односпрямованої дії з адитивним ефектом. Визначити мінімально необхідні витрати вентиляційного повітря. Концентрація шкідливої речовини в зовнішньому повітрі – C_n .

№ вар.	Речовина	М, кг/год.	C_n , мг/м ³
1	2	3	4
1	Сірчистий ангідрид Сірчаний ангідрид	0,01 0,001	2 0
2	Діоксид азоту Аміак	0,005 0,075	0,5 5
3	Тальк Цемент	0,1 0,15	1 2
4	Фреон 113 Фреон 22	20 10	500 500
5	Ртуть Свинець	0,0006 0,0008	0,001 0
6	Хлор Бром	0,0024 0,0012	0,07 0
7	Берилій Мідь	0,001 0,1	0 0,1

Продовження табл.

1	2	3	4
8	Метан Пентан	0,4 0,3	50 50
9	Вапняк Диоксид кремнію	0,06 0,005	3 0
10	Озон Гідроксид натрію	0,05 0,3	0 0,1

Задача 2

У виробничому приміщенні об'ємом V знаходиться ємність з рідиною, яка випаровується. Площа випару – F , інтенсивність випару – W . У приміщенні працює загальна витяжна вентиляція з кратністю n . Визначити концентрацію пари рідини в повітрі робочої зони, якщо її концентрація в зовнішньому повітрі – C_n .

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{м}^3$	2000	500	3500	450	1500	5000	250	7500	200	12000
$F, \text{м}^2$	5	0,3	3	2	4	10	1,5	7,5	3	15
$W, \text{г/м}^2\text{с}$	0,3	0,05	0,1	10^{-4}	$2 \cdot 10^{-3}$	0,02	0,15	0,08	$3 \cdot 10^{-4}$	0,07
$n, \text{год.}^{-1}$	20	7	6	2	3,5	15	25	10	12	1,5
$C_n, \text{мг/м}^3$	50	5	12	0,2	3	1,5	20	1,2	1	10

Задача 3

У виробничому приміщенні з об'ємом 1000 м^3 працює вентиляційна установка, що підтримує концентрацію шкідливої речовини в повітрі робочої зони 80% від ГДК. Кратність вентиляції – n . Концентрація речовини в зовнішньому повітрі – C_n . Визначити інтенсивність виділення шкідливої речовини.

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Речовина	NH_3	Етан	HCl	Бром	CO	NO_2	Озон	Ртуть	Тальк	Хлор
$n, \text{год.}^{-1}$	1,5	0,5	2	4,5	2,5	5	8	10	3	1
$C_n, \text{мг/м}^3$	2	10	1,3	0,05	8	0,15	0,025	0,001	0,3	0,35

Задача 4

Визначити кратність повітрообміну при вентиляції навчальної лабораторії розміром $a \times b$ та висотою C , якщо в ній перебуває N студентів, кожен з яких видихає M г/год вуглекислого газу CO_2 . Гранично допустима концентрація CO_2 дорівнює $1,5 \text{ г/м}^3$. Концентрація CO_2 в повітрі (зовні) складає $0,75 \text{ г/м}^3$.

Параметри	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Розміри аудиторії $a \times b, \text{м}$	10×6	13×5	12×6	11×5	12×5	10×5	10×6	12×6	13×6	11×6

Продовження табл.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Висота аудиторії С, м	3,0	2,7	2,8	3,2	3,4	3,8	3,0	2,6	2,9	2,8
Кількість студентів N, чол	25	30	28	31	27	26	18	20	21	17
Кількість CO ₂ від дихання людини М, г/год	30	27	29	28	35	33	34	30	29	27

Задача 5

За критерієм вмісту вуглекислого газу перевірити, чи достатньо природної вентиляції з кратністю обміну повітря n у приміщенні об'ємом V , де працює N осіб. Гранично допустима концентрація вуглекислого газу в повітрі дорівнює 2 г/м^3 , а його концентрація в повітрі, яке подається в приміщення – $0,7 \text{ г/м}^3$.

№ вар.	Об'єм приміщення , V , м^3	Кількість осіб, N	Кратність обміну повітря, n , год^{-1}
1	22	1	0,60
2	38	2	0,70
3	70	3	0,80
4	90	4	0,65
5	130	5	0,75
6	18	1	0,85
7	48	2	0,90
8	85	3	0,95
9	116	4	1,00
10	128	5	0,50

Вказівки до розв'язання задачі

Для перевірки необхідно порівняти фактичну кратність обміну повітря n з кратністю обміну повітря, яка забезпечує належну чистоту n_0 . При знаходженні величини n_0 приймають, що гранично допустима концентрація вуглекислого газу в повітрі дорівнює 2 г/м^3 , а його концентрація у повітрі, яке подається у приміщення – $0,7 \text{ г/м}^3$.

Масу вуглекислого газу, що надходить у повітря в результаті дихання N осіб, визначають за формулою:

$$Q = m \cdot N,$$

де m – маса вуглекислого газу, яку видихає одна особа за годину, приймаємо $m = 44$ г/год.

Наприклад, нехай у приміщенні об'ємом 30 м^3 працює дві особи, а кратність обміну повітря $n = 0,8$. Спочатку обчислюємо час, за який концентрація вуглекислого газу досягне гранично допустимої:

$$t = \frac{(2 - 0,7) \cdot 30}{2 \cdot 44} = 0,44 \text{ год.}$$

Необхідна кратність обміну повітря становить:

$$n_0 = \frac{1}{0,44} = 2,3$$

Отже, наявної кратності обміну повітря у приміщенні є недостатньо, оскільки $n < n_0$.

1.2 Забезпечення оптимальних значень параметрів мікроклімату

Кількість повітря, $\text{м}^3/\text{с}$, можна розрахувати за виділенням у простір приміщення надлишкового тепла:

$$L = \frac{Q}{C \cdot \rho \cdot (t_{\text{вид}} - t_{\text{пр}})}, \quad (1.5)$$

де Q – кількість тепла, що виділяється в одиницю часу, кДж/с ;
 $t_{\text{вид}}, t_{\text{пр}}$ – температура повітря, що видаляється, і припливного повітря, $^{\circ}\text{C}$;
 c – питома теплоємність повітря, $c = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;
 ρ – густина повітря при $t_{\text{пр}}$, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Температура повітря, що видаляється визначається наступним чином, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{вид}} = t_{\text{р.з.}} + dt(H - 2), \quad (1.6)$$

де $t_{\text{р.з.}}$ – температура повітря робочої зони, яка не повинна перевищувати допустиму за нормами (табл. 1.1, табл. 1.2);
 dt – градієнт температури по висоті, $dt = 0,5\text{-}1,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ на 1 м висоти;
 H – відстань від підлоги до центру витяжних прорізів, м ;
 2 – висота робочої зони, м .

Кількість повітря, $\text{м}^3/\text{с}$, що можна розрахувати за виділенням у простір приміщення надлишку вологи:

$$L = \frac{G}{\rho \cdot (d_{\text{вид}} - d_{\text{пр}})}, \quad (1.7)$$

де G – кількість надлишкової вологи, кг/год;
 ρ – густина повітря, кг/м³;
 $d_{\text{вид}}$, $d_{\text{пр}}$ – вміст вологи в повітрі, що видаляється, і в припливному повітрі, г/кг.

Таблиця 1.1 – Допустимі норми температури, відносної вологості і швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень у холодний і перехідний періоди року

Період року	Категорія робіт	Температура, °С		Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
		ПРМ	МТП		
Холодний	Легка - Іа	21-25	18-26	75	≤ 0,1
	Легка - Іб	20-24	17-25	75	≤ 0,2
	Середньої тяжкості -	17-23	15-24	75	≤ 0,3
	Середньої тяжкості -	15-21	13-23	75	≤ 0,4
	Тяжка – ІІІ	13-19	12-20	75	≤ 0,5
Теплий	Легка - Іа	23-25	20-30	55 (при	0,1-0,2
	Легка - Іб	22-24	19-30	60 (при	0,1-0,3
	Середньої тяжкості -	21-23	17-29	65 (при	0,2-0,4
	Середньої тяжкості -	20-22	15-29	70 (при	0,2-0,5
	Тяжка – ІІІ	18-20	13-28	75 (при	0,2-0,6

Велике значення має вимірювання вологості повітря. Розрізняють абсолютну і відносну вологість.

Абсолютна вологість – кількість водяної пари в грамах, що міститься в 1 м³ повітря. Чим вище температура повітря, тим більше його здатність утримувати вологу у вигляді пари.

Таблиця 1.2 – Оптимальні норми температури, відносної вологості і швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт	Температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с, не більше
Холодний	Легка - Іа	22-24	40-60	0,1
	Легка - Іб	21-23		0,1
	Середньої важкості - Іа	18-20		0,2
	Середньої важкості - Іб	17-19		0,2
	Важка – ІІІ	16-18		0,3
Теплий	Легка - Іа	23-25		0,1
	Легка - Іб	22-24		0,2
	Середньої важкості - Іа	21-23		0,3
	Середньої важкості - Іб	20-22		0,3
	Важка – ІІІ	18-20		0,4

Повітря, що містить граничну при даній температурі кількість вологи, називається **насиченим**.

Абсолютна вологість повітря, насиченого при даній температурі водяною парою, наводиться в табл. 1.3.

Під **вологівмістом** повітря розуміють кількість грамів водяної пари, що припадає на 1 кг сухого повітря, що міститься в суміші. Вологовміст d , г/кг, може бути визначено за формулою:

$$d = 622 \frac{P_H}{P_\delta - P_H}, \quad (1.8)$$

де P_H – тиск (пружність) водяної пари насиченого повітря (табл. 1.3), Па;
 P_δ – барометричний тиск, Па.

Таблиця 1.3 – Значення відносної вологості в залежності від температур «сухого» t_c і «мокрого» t_m термометрів, %

t, °C	Різниця показників «сухого» та «вологого» термометрів, °C													P _δ , г/м ³	P _н , Па
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	100	81	63	45	28	11	-	-	-	-	-	-	-	4,9	600
1	100	83	65	48	32	16	-	-	-	-	-	-	-	5,2	640
2	100	84	68	51	35	20	-	-	-	-	-	-	-	5,6	700
3	100	84	69	54	39	24	10	-	-	-	-	-	-	6,0	750
4	100	85	70	56	42	28	14	-	-	-	-	-	-	6,4	800
5	100	85	72	58	45	32	19	6	-	-	-	-	-	6,8	850
6	100	86	73	60	47	35	23	10	-	-	-	-	-	7,3	920
7	100	87	74	61	49	37	26	14	-	-	-	-	-	7,7	980
8	100	87	75	63	51	40	29	18	7	-	-	-	-	8,3	1050
9	100	88	76	64	53	42	31	21	11	-	-	-	-	8,8	1130
10	100	88	75	65	54	44	34	24	14	5	-	-	-	9,4	1200
11	100	88	77	66	56	46	36	26	17	8	-	-	-	10,0	1300
12	100	89	78	68	57	48	38	29	20	11	-	-	-	10,7	1380
13	100	89	79	69	59	49	40	31	23	14	6	-	-	11,3	1480
14	100	89	79	70	60	51	42	34	25	17	9	-	-	12,1	1580
15	100	90	80	71	61	52	44	36	27	20	12	5	-	12,8	1700
16	100	90	81	71	62	54	46	37	30	22	15	8	1	13,6	1800
17	100	90	81	72	64	55	47	39	32	24	17	10	4	14,5	1900
18	100	91	82	73	65	55	49	41	34	27	20	13	6	15,4	2000
19	100	91	82	74	65	58	50	43	35	29	22	15	9	16,3	2180
20	100	91	83	74	66	59	51	44	37	30	24	18	12	17,3	2300
21	100	91	83	75	67	60	52	46	39	32	26	20	14	18,3	2400
22	100	92	83	76	68	61	54	47	40	34	28	20	16	19,4	2600
23	100	92	84	76	69	61	55	48	42	36	30	24	18	20,6	2800
24	100	92	84	77	69	62	56	49	43	37	31	26	20	21,8	2840
25	100	92	84	77	70	63	57	50	44	38	33	27	22	23,0	3140
26	100	92	85	78	71	64	58	51	45	40	34	29	24	24,4	3340

Продовження табл. 1.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
28	100	92	85	78	71	65	59	52	47	41	36	30	25	25,8	3500
29	100	93	85	78	71	65	59	52	48	42	37	32	27	27,2	3700
30	100	93	86	79	72	66	60	54	49	43	38	33	28	28,8	4000
31	100	93	86	79	73	67	61	55	50	44	39	34	30	30,4	4150
32	100	93	86	80	73	67	61	56	51	45	41	36	31	32,0	4450
33	100	93	87	80	74	68	62	57	52	46	42	37	32	33,8	4700
34	100	93	87	80	74	69	63	58	52	47	43	38	34	35,7	5000
35	100	93	87	81	75	69	63	58	53	48	44	39	35	37,6	5250
36	100	93	87	81	75	70	64	59	54	49	44	40	36	39,6	5600
37	100	93	87	81	76	70	65	59	55	50	45	41	37	41,7	5900
28	100	94	87	82	76	71	65	60	55	51	46	42	38	43,9	6300
39	100	94	88	82	76	71	66	61	56	51	47	43	39	46,2	6550
40	100	94	88	82	77	71	66	61	57	52	48	44	40	48,6	6900

Задача 6

Визначити кількість повітря, що необхідно видалити з приміщення за рахунок організації загальнообмінної вентиляції для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату. Розрахунок провести для теплого періоду року.

Варіант	Категорія робіт за важкістю	Середня температура навколишнього повітря, °С	Висота до вентиляційних отворів, м	Кількість надлишкового тепла, кДж/с	Кількість надлишкової вологи, кг/год	Барометричний тиск, Па
1	Iб	10	4	20	70	100548
2	Iа	15	5	40	100	100814
3	IIб	20	6	30	60	101080
4	III	12	7	50	50	101346
5	Iа	18	8	10	40	101612
6	Iб	22	7	25	80	101878
7	IIа	8	6	45	120	102011
8	IIа	14	5	35	90	102144
9	III	21	4	55	130	100681
10	IIа	5	8	15	80	101745

Вказівки до розв'язання задачі

1. Розраховуємо кількість повітря, необхідного для акумуляції надлишкового тепла, визначають за формулою (1.5), температуру повітря, яке видаляється з приміщення, визначають за формулою (1.6), при цьому температуру робочої зони обирають за табл. 1.1 та табл. 1.3 для теплого періоду року в залежності від категорії важкості робіт.

2. Визначаємо тиск водяної пари насиченого повітря при температурі повітря, що видаляється (табл. 1.3) та розраховуємо вологовміст повітря за формулою (1.8).

3. Визначаємо тиск водяної пари насиченого повітря при температурі навколишнього повітря (табл. 1.3) і розраховуємо вологовміст повітря за формулою (1.8).

4. Розраховуємо кількість повітря, необхідну для акумуляції надлишкової вологи, за формулою (1.7).

5. Зробити висновок щодо необхідної кількості повітря, яку необхідно подати в приміщення загальнообмінною вентиляцією для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату.

Задача 7

Знайти необхідний повітрообмін і кратність вентиляції в цеху з внутрішнім об'ємом 3000 м³. Втрати тепла через огороження складають 10 % від тепловиділень.

№ варіанта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура зовнішнього повітря, °C	20	21	22	23	24	25	24	23	22	19
Категорія робіт	3	2б	2б	2а	1а	1а	1б	1б	2а	3
Гradient температури по висоті приміщення, К/м	1	1,2	1,5	0,5	1	0,8	1	0,5	1	0,5
Висота витяжки, м	8	6	4	7	3,5	4,5	4	5	5	7
Тепловиділення, кВт	250	50	100	40	70	20	35	15	80	400

Задача 8

У приміщенні цеху працюють вентилятори з продуктивністю Q. Видалення повітря здійснюється на висоті 5 м від рівня підлоги. Gradient температури становить 1 К/м. Температура зовнішнього повітря – t_н. Явні теплонадлишки – q. Визначити температуру повітря в робочій зоні, порівняти з допустимою і зробити висновки.

№ вар.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q, тис. м ³ /год	7	5	14	20	15	25	18	12	50	70
t _н , °C	6	12	16	-3	0	18	20	15	17	-7
q, кВт	10	20	30	120	90	50	40	65	250	600
Категорія робіт	3	2б	2а	2б	3	1б	2а	1а	2а	2а

1.3 Розрахунок повітрообміну в приміщенні при заданій кількості працюючих та комп'ютерної техніки і різній потужності освітлювальних приладів

Надходження тепла в приміщення при заданій кількості працюючих та

комп'ютерної техніки і при різній потужності освітлювальних приладів розраховується за формулою, Вт:

$$Q_{\text{надл.}} = Q_{\text{обл.}} + Q_{\text{л.}} + Q_{\text{осв.}} + Q_{\text{рад.}}, \quad (1.9)$$

де $Q_{\text{обл.}}$ – надходження тепла під час роботи обладнання, Вт;
 $Q_{\text{л.}}$ – надходження тепла від людей, Вт;
 $Q_{\text{осв.}}$ – надходження тепла від освітлювальних приладів, Вт;
 $Q_{\text{рад.}}$ – надходження тепла за рахунок сонячної радіації, Вт.

Надходження тепла під час роботи обладнання, Вт:

$$Q_{\text{обл.}} = n \cdot P \cdot k_1 \cdot k_2 \quad (1.10)$$

де n – кількість комп'ютерів, шт;
 P – встановлена потужність комп'ютера, Вт;
 k_1 – коефіцієнт використання встановленої потужності, приймаємо $k_1 = 0,8$;
 k_2 – коефіцієнт одночасної роботи обладнання, приймаємо $k_2 = 0,5$.

Надходження тепла від людей, Вт:

$$Q_{\text{л.}} = n_{\text{л.}} \cdot q_{\text{л.}}, \quad (1.11)$$

де $q_{\text{л.}}$ – кількість явного тепла, яке виділяється однією людиною, Вт.

Задача 9

Розрахувати повітрообмін у приміщенні при заданій кількості працюючих, комп'ютерній техніці і різній потужності освітлювальних приладів. Температура повітря у приміщенні 20 °С. Максимальна кількість тепла від сонячної радіації через вікна вказана в таблиці. Різниця температур припливного та повітря, що видаляється складає 10 °С. Кількість явного тепла, яке виділяється однією людиною прийняти 95 Вт. Теплоємність повітря $C_p=1000$ Дж/кг. Потужність одного комп'ютера 150 Вт.

Найменування	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Кількість працюючих	3	5	4	6	8	10	4	8	3	5
Кількість комп'ютерів, шт	2	4	4	5	4	7	2	5	3	5
Потужність освітлювальних приладів, Вт	300	400	360	420	560	1000	450	640	360	480
Кількість тепла від сонячної радіації через вікна, Вт	100	150	120	200	240	260	160	220	140	180

Приклад

Розрахуємо повітрообмін у приміщенні бухгалтерії при кількості працюючих – 3 особи, загальна кількість техніки – 4 комп'ютери, загальна потужність освітлювальних приладів 520 Вт. Температура повітря в приміщенні 24 °С. Максимальна кількість тепла від сонячної радіації через вікна 150 Вт. Різниця температур припливного та повітря, яке видається з приміщення, складає 5 °С. Кількість явного тепла, що виділяється однією людиною, 95 Вт. Теплоємність повітря $C_p=1000$ Дж/кг, густина повітря $\rho=1,2$ кг/м³. Потужність одного комп'ютера 300 Вт.

Проведемо розрахунок надходження тепла в приміщення за формулою (1.9). Для цього спочатку знаходимо кількість тепла, що надходить під час роботи обладнання, формула (1.10):

$$Q_{обл.} = 4 \cdot 300 \cdot 0,8 \cdot 0,5 = 480 \text{ Вт.}$$

Розрахуємо надходження тепла від людей, формула (1.11):

$$Q_{л} = 3 \cdot 95 = 285 \text{ Вт.}$$

Обчислюємо кількість загального тепла в приміщенні:

$$Q_{надл.} = 480 + 285 + 520 + 150 = 1435 \text{ Вт.}$$

Проведемо розрахунок повітрообміну, м³/год:

$$L = \frac{Q \cdot 3600}{C_p \cdot \rho \cdot (t_{вуд} - t_{прпл.})},$$

$$L = \frac{1435 \cdot 3600}{1000 \cdot 1,2 \cdot (24 - 19)} = 861 \text{ м}^3/\text{год.}$$

РОЗДІЛ 2. САМОСТІЙНА РОБОТА

2.1 Рекомендації до виконання самостійної роботи

2.1.1 Розрахунок втрат тиску в газоході

Характеристика розрахункових ділянок. Для даного розрахунку газохід від металургійного агрегату до димової труби розбивають на розрахункові ділянки. **Розрахунковою** вважається ділянка, на якій витрата газу та поперечний розмір газоходу незмінні. Ділянки нумерують римськими цифрами, починаючи від металургійного агрегату до димової труби.

Сумарні втрати тиску (енергії 1 м³ газу) складаються з втрат тиску на тертя по довжині трубопроводу Δp_{mp} і втрат тиску на місцевих опорах Δp_m :

$$\Delta p = \sum_{i=1}^m \Delta p_{mp\ i} + \sum_{i=1}^m \Delta p_{m\ i}, \quad (2.1)$$

де i – номер розрахункової ділянки;
 m – кількість розрахункових ділянок.

Для кожної розрахункової ділянки зазначаються наступні величини:

- втрати тиску на тертя по довжині розрахункової ділянки (l_i , h_i);
- втрати тиску на окремих місцевих опорах (вхід у димову трубу, різкий поворот на 90° зі зміною перетину газоходу, плавний поворот на 90°, коридорний пучок труб пароперегрівача).

Розрахунок фізичних параметрів продуктів згоряння. Визначають середній на розрахунковій ділянці коефіцієнт витрати повітря:

$$\overline{\alpha_i} = 0,5 (\alpha_{ni} + \alpha_{ki}) \quad (2.2)$$

де α_{ni} – коефіцієнт витрати повітря на початку розрахункової ділянки;
 α_{ki} – коефіцієнт витрати повітря наприкінці розрахункової ділянки.

Коефіцієнт витрати повітря наприкінці розрахункової ділянки дорівнює:

$$\alpha_{ki} = \alpha_{ni} + \Delta \alpha_l \cdot l, \quad (2.3)$$

де $\Delta \alpha_l$ – питоме підсмоктування повітря в цегляному газоході на 1 м довжини;

l – довжина розрахункової ділянки, м.

Приймаємо, що в рекуператорі і котлі-утилізаторі підсмоктування повітря має місце тільки в місцях розміщення поверхонь нагрівання. Наприкінці цих розрахункових ділянок коефіцієнт витрати повітря дорівнює:

$$\alpha_{ki} = \alpha_{ni} + \Delta \alpha_i, \quad (2.4)$$

де $\Delta\alpha_i$ – коефіцієнт підсмоктування повітря в теплообмінниках ($\Delta\alpha_p, \Delta\alpha_{nn}, \Delta\alpha_{en}, \Delta\alpha_{ee}$).

На виході з металургійного агрегату приймаємо $\alpha_{nl} = 1$. Коефіцієнт підсмоктування повітря на газоочисному апараті дорівнює нулю ($\Delta\alpha_{zo} = 0$). На ділянці газоходу, що виконано з нових сталевих зварених труб, питоме підсмоктування повітря дорівнює нулю ($\Delta\alpha_l = 0$).

Результати розрахунків заносять у таблицю 2.1.

Середню температуру продуктів згоряння $\bar{t}_i^0$ на розрахунковій ділянці визначають за виразом:

$$\bar{t}_i^0 = 0,5 \times (t_{ni}^0 + t_{ki}^0), \quad (2.5)$$

де t_{ni}^0 – температура на початку розрахункової ділянки, °С;
 t_{ki}^0 – температура наприкінці розрахункової ділянки, °С.

Температура продуктів згоряння наприкінці розрахункової ділянки дорівнює:

$$t_{ki}^0 = t_{ni}^0 - \Delta t_l^0 \times l, \quad (2.6)$$

де Δt_l^0 – спад температури на 1 м довжини газоходу (цегляного або сталевого) К/м;
 l – довжина розрахункової ділянки, м.

Температуру димових газів наприкінці розрахункових ділянок, на яких розташовані теплообмінні поверхні рекуператора і котла-утилізатора (пароперегрівач, випарні поверхні і водяний економайзер), і ділянки, на якій розташований газоочисний апарат, визначаємо за виразом:

$$t_{ki}^0 = t_{ni}^0 - \Delta t_i^0, \quad (2.7)$$

де Δt_i^0 – спад температури на теплообмінних поверхнях або газоочисному апараті ($\Delta t_p^0, \Delta t_{nn}^0, \Delta t_{en}^0, \Delta t_{ee}^0, \Delta t_{zo}^0$).

Густина продуктів згоряння за нормальних фізичних умов (НФУ) $\rho_{ог}$ визначають за їх складом і густиною компонентів (дод. В), кг/м³:

$$\rho_{ог} = \frac{1}{100} \sum a_j \times \rho_{0j}, \quad (2.8)$$

де a_j – вміст j -го компонента, % об.;

[illegible]

ρ_{0j} – густина j -го компонента за $H\Phi Y$, кг/м³.

Густина продуктів згоряння з урахуванням підсмоктування повітря на розрахунковій ділянці за $H\Phi Y$ дорівнює, кг/м³:

$$\rho'_{0zi} = \frac{\rho_{0z} + (\bar{\alpha}_i - 1) \times \rho_{0\theta}}{\bar{\alpha}_i}, \quad (2.9)$$

де ρ_{0n} – густина повітря за $H\Phi Y$, кг/м³ (дод. В).

Дійсну густину продуктів згоряння на розрахунковій ділянці за робочих фізичних умов ($P\Phi Y$, кг/м³) визначають за формулою:

$$\rho_{zi} = \frac{\rho'_{0zi}}{1 + \beta \times t_i^0}, \quad (2.10)$$

де $\beta = \frac{1}{273}$ – коефіцієнт об'ємного розширення для ідеального газу, К⁻¹.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості продуктів згоряння розраховують виходячи з їхнього складу і в'язкості окремих компонентів (дод. В) при середній температурі на розрахунковій ділянці, м²/с, за наступною формулою:

$$\nu'_{zi} = \frac{100}{\sum \frac{a_j}{\nu_j}}, \quad (2.11)$$

де ν_j – кінематичний коефіцієнт в'язкості окремих компонентів при середній температурі на ділянці (визначається методом інтерполяції), м²/с. Результати розрахунку заносимо до табл. 2.2;

a_j – вміст j -го компонента, % об.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості продуктів згоряння з урахуванням підсмоктувань повітря на ділянці дорівнює, м²/с:

$$\nu_{zi} = \frac{\bar{\alpha}_i}{\frac{1}{\nu'_{zi}} + \frac{\bar{\alpha}_i - 1}{\nu_{\theta i}}}, \quad (2.12)$$

де ν_{ni} – кінематичний коефіцієнт в'язкості повітря при середній температурі на ділянці, м²/с (визначається методом інтерполяції).

Результати розрахунків заносять до табл. 2.1.

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта кінематичної в'язкості компонентів суміші

Номер ділянки	Середня температура на розрахунковій ділянці, °C	Кінематичний коефіцієнт в'язкості компонентів $\nu_j \times 10^6$, м ² /с				
		Компоненти суміші				
		Повітря	N ₂	CO ₂	H ₂ O	SO ₂

Розрахунок динамічних параметрів газового потоку. Середню швидкість потоку v_i на розрахунковій ділянці визначають з рівняння нерозривності (рівняння сталості об'ємної витрати), м/с:

$$v_i = \frac{\overline{Q}_i}{\omega_i} \quad (2.13)$$

де $\overline{Q}_i$ – середня об'ємна витрата продуктів згоряння на ділянці, м³/с;
 ω_i – площа поперечного перерізу газоходу, м².

Середня об'ємна витрата продуктів згоряння на розрахунковій ділянці (м³/с) визначають за формулою:

$$\overline{Q}_i = \overline{\alpha}_i \times Q_0 \times (1 + \beta \times t_i^0), \quad (2.14)$$

де Q_0 – витрата продуктів згоряння на виході з металургійного агрегату за нормальних фізичних умов (НФУ), м³/с.

Характерним поперечним розміром потоку на розрахунковій ділянці є еквівалентний діаметр газоходу d_{ei} , що дорівнює:

$$d_{ei} = \frac{4 \times \omega_i}{\chi_i}, \quad (2.15)$$

де χ_i – змочений периметр, м (у випадку руху газового потоку – це весь периметр поперечного перерізу газоходу).

Для каналу прямокутного перетину зі сторонами a_i і b_i еквівалентний діаметр дорівнює, м:

$$d_{ei} = \frac{4 \times a_i \times b_i}{2 \times (a_i + b_i)} = \frac{2 \times a_i \times b_i}{(a_i + b_i)}. \quad (2.16)$$

Для напірного каналу круглого перетину (рекуператор, сталевий газохід) діаметр еквівалентний дорівнює діаметру трубопроводу, м:

$$d_{ei} = d_p;$$

$$d_{ei} = d_z.$$

Результати розрахунків заносять до табл. 2.3.

Розрахунок втрат тиску на тертя. Втрати тиску на тертя по довжині розрахункової ділянки (лінійні втрати) визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха, Па:

$$\Delta p_{tp\ i} = \lambda_i \times \frac{l_i}{d_{ei}} \times \rho_{ei} \times \frac{v_i^2}{2}. \quad (2.17)$$

де λ_i – коефіцієнт гідравлічного тертя (безрозмірний).

Коефіцієнт гідравлічного тертя залежить від двох безрозмірних параметрів: числа Рейнольдса Re_i і відносної шорсткості $\frac{k_{ei}}{d_{ei}}$.

Число Рейнольдса визначають за формулою:

$$Re_i = \frac{v_i \times d_{ei}}{\nu_i}. \quad (2.18)$$

Відносна шорсткість являє собою відношення абсолютної еквівалентної шорсткості k_{ei} (дод. Г) до еквівалентного діаметру газоходу d_{ei} .

Коефіцієнт гідравлічного тертя у випадку ламінарного режиму течії газу ($Re_i \leq 2320$) у трубопроводі круглого перетину визначають за формулою:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (2.19)$$

Таблиця 2.3 –Втрати тиску в газоході

№ розрахункової	Витрата газу на ділянці, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ $\overline{Q_i}$	Площа поперечного перерізу газоходу, м^2 ω_i	Середня швидкість газу на ділянці, м/с v_i	Діаметр еквівалентний, м d_{ei}	Число Рейнольдса Re_i	Критерій зони турбулентності $Re_i \times \frac{k_{ei}}{d_{ei}}$	Коефіцієнт гідравлічного тертя λ_i	Втрати тиску на тертя, Па $\Delta p_{tp\ i}$	Сумарний коефіцієнт місцевого опору $\sum \zeta_i$	Втрати тиску на місцевих опорах, Па $\Delta p_{m\ i}$	Сумарні втрати тиску на ділянці, Па Δp_i
Загальні втрати тиску, Па								$\Delta p_{tp} =$		$\Delta p_m =$	$\Delta p =$

Для газоходу прямокутного перетину ця формула приймає наступний вигляд:

$$\lambda = \frac{62}{Re} \quad \text{при } \frac{a_i}{b_i} = 2,0; \quad (2.20)$$

$$\lambda = \frac{59}{Re} \quad \text{при } \frac{a_i}{b_i} = 1,5; \quad (2.21)$$

$$\lambda = \frac{57}{Re} \quad \text{при } \frac{a_i}{b_i} = 1,0. \quad (3.22)$$

У випадку руху газу в турбулентному режимі ($Re_i > 2320$) попередньо визначається зона (область) опору. Чисельною характеристикою зони опору є критерій зони турбулентності – добуток Рейнольдса Re_i і відносної шорсткості $\frac{k_{ei}}{d_{ei}}$:

$$Re_i \times \frac{k_{ei}}{d_{ei}}. \quad (2.23)$$

В області «гідравлічно гладких» труб, тобто за умови, що критерій зони турбулентності не більше 10 ($Re_i \times \frac{k_{ei}}{d_{ei}} \leq 10$) коефіцієнт гідравлічного тертя визначають за формулою Блазіуса:

$$\lambda_i = \frac{0,3164}{(Re_i)^{0,25}}. \quad (2.24)$$

У зоні змішаного опору (область переходу від «гідравлічно гладких» до «гідравлічно шорстких» труб) критерій зони турбулентності знаходиться в межах від 10 до 500 ($10 < Re_i \times \frac{k_{ei}}{d_{ei}} \leq 500$). Для цієї області справедлива формула Альтшуля:

$$\lambda_i = 0,11 \times \left(\frac{68}{Re_i} + \frac{k_{ei}}{d_{ei}} \right)^{0,25}. \quad (2.25)$$

В області «гідравлічно шорстких» труб (автомодельна область або зона квадратичної залежності) за умови $Re_i \times \frac{k_{ei}}{d_{ei}} > 500$ формула (2.25) переходить у формулу Шифрінсона:

$$\lambda_i = 0,11 \times \left(\frac{k_{ei}}{d_{ei}} \right)^{0,25} . \quad (2.26)$$

Втрати тиску на тертя в газоході дорівнюють сумі втрат на окремих розрахункових ділянках:

$$\Delta p_{mp} = \sum_{i=1}^m \Delta p_{mp\ i} . \quad (2.27)$$

Результати розрахунків заносять до табл. 2.3.

Розрахунок втрат тиску на місцевих опорах. Втрати тиску на місцевих опорах визначають за формулою Вейсбаха, Па:

$$\Delta p_{mi} = \zeta_i \times \rho_{gi} \times \frac{v_i^2}{2} , \quad (3.28)$$

де ζ_i – коефіцієнт місцевого опору, що залежить від його виду, форми трубопроводу, розмірів перешкод на шляху потоку.

У дод. Д наведені значення коефіцієнтів для деяких видів місцевого опору, а у дод. Е – формули для розрахунку коефіцієнта ζ в разі плавного повороту каналу круглого перетину на 90° , шахового та коридорного пучка труб.

Якщо на розрахунковій ділянці кілька місцевих опорів, то втрати тиску дорівнюють, Па:

$$\Delta p_{mi} = \sum_j^n \zeta_j \times \rho_{gi} \times \frac{v_i^2}{2} = (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n) \times \rho_{gi} \times \frac{v_i^2}{2} , \quad (2.29)$$

де n – число місцевих опорів на ділянці;
 j – порядковий номер місцевого опору на ділянці.

Втрати тиску на місцевих опорах у газоході дорівнюють сумі втрат на окремих розрахункових ділянках, Па:

$$\Delta p_m = \sum_{i=1}^m \Delta p_{mi} , \quad (2.30)$$

Результати розрахунків заносять до табл. 2.3.

Використовуючи рівняння (2.1) визначають загальні втрати тиску в газоході Δp з урахуванням втрат тиску на газоочисному апараті Δp_{zo} . Результат також вноситься до табл. 2.3.

2.1.2 Розрахунок самотяги

Самотяга з'являється на ділянці, початок і кінець якого знаходиться на різній висоті й обумовлюється різницею густини нагрітих газів і густини зовнішнього повітря. Самотяга вважається позитивною при русі газів нагору по каналу і від'ємною – при русі газів униз по каналу.

Самотягу на ділянці визначають за формулою, Па:

$$p_{ci} = \pm H_i \times g \times (\rho_n - \rho_{ci}) \times \frac{P_{бар}}{101,3}, \quad (2.31)$$

де H_i – різниця висот початку і кінця i -ої ділянки, м;

$P_{бар}$ – атмосферний тиск, кПа;

ρ_n – густина зовнішнього повітря при температурі у основи димової труби t_n^0 , кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Густина повітря при t_n^0 , кг/м³:

$$\rho_n = \frac{\rho_{on}}{(1 + \beta \times t_n^0)} = \frac{\rho_{on}}{\left(1 + \frac{t_n^0}{273}\right)}. \quad (2.32)$$

де ρ_{on} – густина повітря за НФУ, кг/м³ (дод. В).

Сумарна самотяга визначається як алгебраїчна сума самотяг ділянок, Па:

$$p_c = \sum p_{ci}. \quad (2.33)$$

2.1.3 Розрахунок димової труби

Для видалення продуктів згоряння з робочого простору металургійних печей їх обладнають димовими трубами. Крім того, димові труби вирішують і екологічну задачу, розсіюючи шкідливі домішки.

Робота димової труби заснована на дії геометричного тиску, що створюється гарячими газами, які знаходяться в трубі. Цей тиск витрачається на подолання опору газового тракту до димової труби, включно поворот газів (вхід) у димову трубу, а також на подолання опору самої труби, включно вихід в атмосферу.

Висота димової труби, таким чином, буде визначатися величинами опорів димового тракту і самої труби. За допомогою димової труби забезпечується

рух димових газів по тракту за умови, що вона створює розрідження не менше сумарних втрат тиску (з урахуванням самотяги). Дійсне розрідження, що створює труба (ефективна тяга p_{ef}) повинне бути більше розрахованих втрат приблизно на 10 % на випадок можливого подальшого росту опору димового тракту, Па:

$$p_{ef} = 1,1 \times (\Delta p - p_c + \frac{v_{ex}^2}{2} \times \rho_{ex}), \quad (2.34)$$

де Δp – загальні втрати тиску в газоході, Па;

p_c – сумарна самотяга, Па;

$\frac{v_{ex}^2}{2} \times \rho_{ex}$ – динамічний тиск у газоході, що підводить газ до димової труби (кінець останньої розрахункової ділянки), Па.

Ефективна тяга димової труби дорівнює, Па:

$$p_{ef} = H \times g \times (\bar{\rho}_n - \bar{\rho}_g) \times \frac{p_{бар}}{101,3} - \left(\frac{v_{вих}^2}{2} \rho_{g\,вих} - \frac{v_{осн}^2}{2} \rho_{g\,осн} \right) - \left[\lambda \frac{H}{d} \left(\frac{v_{вих}^2}{4} \rho_{g\,вих} + \frac{v_{осн}^2}{4} \rho_{g\,осн} \right) + \zeta_{вих} \frac{v_{вих}^2}{2} \rho_{g\,вих} \right], \quad (2.35)$$

де H – висота димової труби, м;

$\bar{\rho}_n$ – густина зовнішнього повітря при середній по висоті труби температурі повітря, кг/м³;

$\bar{\rho}_g$ – густина газів при середній по висоті труби температурі газів, кг/м³;

$p_{бар}$ – атмосферний тиск, кПа;

$v_{осн}$ – швидкість газу вниз труби (біля основи димової труби), м/с;

$v_{вих}$ – швидкість газу на виході з труби, м/с;

$\rho_{g\,осн}$ – густина газу вниз труби (біля основи димової труби), кг/м³;

$\rho_{g\,вих}$ – густина газу на виході з труби, кг/м³;

$\bar{d}$ – середній діаметр труби, м;

λ – коефіцієнт гідравлічного тертя при середній по висоті труби швидкості;

$\zeta_{вих}$ – коефіцієнт місцевого опору на виході димових газів із труби в атмосферу (дод. Д).

Перший член формули (2.35) являє собою теоретичну тягу димової труби, другий – втрати тиску на створення різниці швидкостей на виході й біля основи труби, третій (вираз в квадратних дужках) – втрати тиску об стінки труби і на вихід із труби.

З рівняння (2.35) неможливо відразу визначити необхідну для видалення газів висоту димової труби, тому що невідомі $\bar{\rho}_n$, $\bar{\rho}_e$, $\bar{d}$, $v_{осн}$, $v_{вих}$. Тому спочатку визначають орієнтовну висоту труби H' , м:

$$H' = 0,2 \times p_{ef}, \quad (2.36)$$

Для високих труб температура навколишнього повітря знижується по мірі підняття від основин до виходу. Середня температура навколишнього повітря може бути знайдена за допомогою формули, °С:

$$\bar{t}_n^0 = t_n^0 - 0,5 \times \sqrt{H'}, \quad (2.37)$$

де t_n^0 – температура повітря біля основи димової труби, °С.

Середню температуру газів у трубі визначають за формулою (2.5) з урахуванням падіння температури на 1 м висоти труби. Для цегляних і залізобетонних труб градієнт температур на 1 м висоти Δt_H^0 звичайно не перевищує (0,5...1,5) град/м; для металевих футерованих – (0,8...3) град/м. Для металевих труб без футерування спад температури на 1 м висоти може доходити до (3...4) град/м.

Діаметр труби на виході визначають з рівняння сталості витрати за формулою, м:

$$d_{вих} = \sqrt{\frac{4 \times Q_{вих}}{\pi \times v_{вих p}}}, \quad (2.38)$$

де $v_{вих p}$ – швидкість газу на виході з труби, м/с.

Швидкість газу на виході з труби при природній тязі приймають у межах 3-5 м/с. Швидкість газу на виході з труби при примусовій тязі (за допомогою димососа або вентилятора) приймають у межах 10...15 м/с для забезпечення розсіювання забруднюючих речовин, що містять продукти згоряння.

Діаметр труби на виході приймають рівним не менш ніж 0,8 м. Якщо діаметр устя $d_{вих} \leq 1,0-1,5$ м, можна використовувати металеві труби. Якщо $d_{вих} > (1,0-1,5)$ м, зазвичай використовують цегляні або залізобетонні труби. При температурі газів вище за 350 °С металеві димові труби футерують.

Діаметр основи димової труби визначають за умови, що в цьому перетині швидкість газів повинна дорівнювати $v_{осн} = 1-3$ м/с. Орієнтовно внутрішній діаметр труби біля основи може бути визначений зі співвідношення:

$$d_{осн} = 1,5 \times d_{вих}. \quad (2.39)$$

Середній діаметр димової труби обчислюється як середньоарифметичне:

$$\bar{d} = 0,5 \times (d_{осн} + d_{вих}). \quad (2.40)$$

Висоту труби уточнюють за формулою (2.35). У випадку значної розбіжності між значеннями H' і H , розрахунок повторюють. Для визначеної за формулою (2.35) висоти труби H розраховують $\bar{\rho}_n$, $\bar{\rho}_z$, $\bar{d}$, $v_{осн}$, $v_{вих}$. За отриманими значеннями вдруге уточнюють висоту труби. Розрахунок повторюють, поки розбіжність у значеннях буде не більш ніж 10 %.

Мінімальна висота димової труби – 16 м. У тих випадках, коли димова труба не може забезпечити відведення газу через нездатність перебороти великі опори (потрібна дуже велика висота труби), прибігають до установки димососа (чи вентилятора).

2.1.4 Вибір димососа (вентилятора)

Якщо розрахункова висота димової труби виходить значною (зазвичай більше 100-120 м), приймають дійсну висоту димової труби $H = 80$ м. У цьому випадку необхідно створити штучну тягу за допомогою димососа.

Димосос встановлюють на останній розрахунковій ділянці газоходу недалеко від труби. Витрата і температура димових газів визначаються з урахуванням коефіцієнта витрати повітря і спаду температури для місця розміщення димососа. Розраховується ефективна тяга димової труби p_{ef} висотою 80 м за формулою (2.35). Приймають, що в металургійному агрегаті підтримується тиск, який дорівнює атмосферному.

Перепад тиску на димососі (вентиляторі) дорівнює, Па:

$$\Delta p_0 = \Delta p - p_c - p_{ef}, \quad (2.41)$$

де Δp – загальні втрати тиску в газоході (розділ 1.5), Па;
 p_c – сумарна самотяга, Па;
 p_{ef} – ефективна тяга димової труби при $H = 80$ м, Па.

Розрахунковий тиск димососа (вентилятора), Па:

$$p_p = \beta_2 \times \Delta p_0, \quad (2.42)$$

де β_2 – коефіцієнт запасу тиску. Приймаємо коефіцієнт запасу тиску $\beta_2 = 1,2$.

Щоб обрати димосос (вентилятор), необхідно повний розрахунковий тиск p_p привести до умов, для яких складена характеристика в довідковій літературі Па:

$$p_p^{np} = K_p \times p_p. \quad (2.43)$$

Коефіцієнт K_p визначається за рівнянням:

$$K_p = \frac{\overline{T_{zi}}}{T_{кат}} \times \frac{101,3}{p_{бар}} \times \frac{\rho'_{0zi}}{\rho_{0в}}, \quad (2.44)$$

де $T_{кат}$ – температура, для якої складена характеристика димососа (вентилятора), К.

$$T_{кат} = (t_{кат} + 273);$$

$\overline{T_{zi}}$ – середня температура газу на останній розрахунковій ділянці газоходу, К.

$$\overline{T_{zi}} = (\overline{t_{zi}^0} + 273);$$

ρ'_{0zi} – густина газу за $H\Phi Y$ з урахуванням підсмоктування повітря на останній розрахунковій ділянці, кг/м³;

$p_{бар}$ – атмосферний тиск, кПа;

$\rho_{0н}$ – густина повітря за нормальних фізичних умов ($H\Phi Y$), кг/м³.

Розрахункова витрата газу (продуктивність) визначається за формулою, м³/с:

$$Q_p = \beta_1 \times \overline{Q_k} \times \frac{101,3}{p_{бар}}, \quad (2.45)$$

де β_1 – коефіцієнт запасу продуктивності. Приймають коефіцієнт запасу продуктивності $\beta_1 = 1,1$ [2];

$\overline{Q_k}$ – середня витрата газу на останній розрахунковій ділянці, м³/с.

Необхідний димосос обирають орієнтовно за рисункам (П-30...П-34) [3] і уточнюють вибір по рисункам (П-39...П-68) [3]. Димосос вибирають так, щоб робоча точка (Q_p і p_p^{np}) знаходилася в зоні високих значень коефіцієнтів корисної дії димососа (к.к.д – η_d).

Потужність, що витрачає димосос, визначається за виразом, кВт:

$$N = \frac{Q_p \times p_p^{np}}{\eta_d \times K_p} \times 10^{-3}, \quad (2.46)$$

де η_d – к.к.д. димососа в даному режимі, долі.

Далі для димососа підбирають електродвигун.

2.2 Приклад розрахунку самостійної роботи

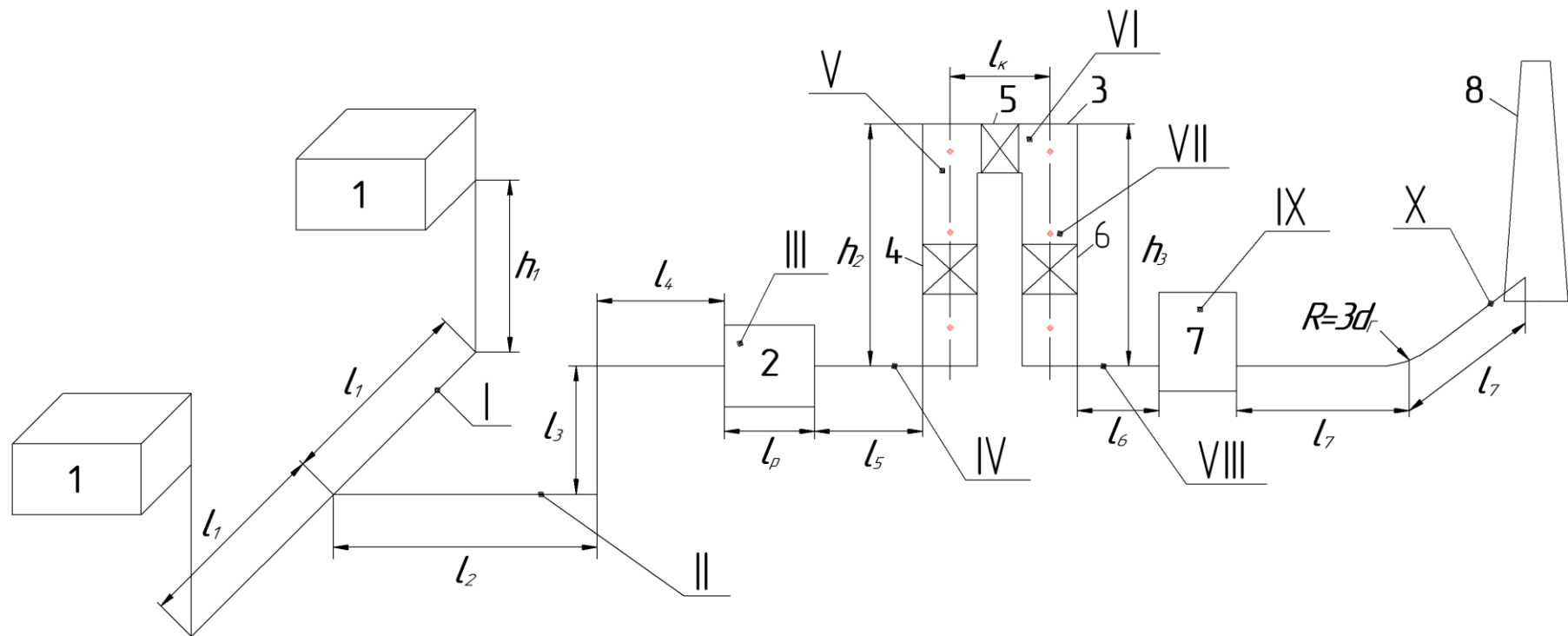
Вихідні дані наведені в табл. 2.4. Схема газоходів наведена на рис. 2.1.

Таблиця 2.4 – Вихідні дані для розрахунку

Найменування параметрів		Одиниці виміру	Значення
Номер схеми газоходу			№ 7
Геометричні розміри газоходу:	$a \times b$	м×м	1,4×1,2
	d_c	м	0,9
	h_1	м	3,0
	h_2	м	12,0
	h_3	м	11,0
	l_1	м	4,0
	l_2	м	7,0
	l_3	м	2,0
	l_4	м	3,0
	l_5	м	7,0
	l_6	м	20,0
	l_7	м	7,5
Витрата димових газів за $H\Phi Y$, Q_0		м ³ /с	4,0
Температура димових газів на виході з агрегату, t_r^0		°C	910
Склад димових газів:	N_2	об'єм. %	65
	CO_2		22
	H_2O		11
	SO_2		2
Питомі підсмоктування повітря на цегляному газоході, $\Delta\alpha$		л/м	0,01
Зниження температури на 1 м довжини, Δt_l^0		К/м	
– цегляного газоходу			1,3
– сталевого газоходу			2,5
Рекуператор:			L – труби тягнуті з кольорових металів
– матеріал труб (повна назва)			
– кількість труб n_p			210
– діаметр труб рекуператора, d_p		мм	90
– довжина труб рекуператора, l_p		м	2,8
– коефіцієнт підсмоктування повітря в рекуператорі, $\Delta\alpha_p^0$			0,06
– зниження температури газів, Δt_p^0		К	195
Котел - утилізатор:			
– довжина горизонтальної ділянки, l_k		м	4,7
– ширина газоходу, b_1		м	2,2
Пароперегрівач:			
– розміщення труб			КПТ – коридорний пучок труб
– кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}			28

	– діаметр труб пароперегрівача, d	мм	20
	– поперечний крок, S_1	мм	32
	– поздовжній крок S_2	мм	35
Випарні поверхні:			ШПТ – шаховий пучок труб
	– розміщення труб		
	– кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}		32
	– діаметр труб пароперегрівача, d	мм	25
	– поперечний крок, S_1	мм	35
	– поздовжній крок S_2	мм	25
Водяний економайзер:			КПТ – коридорний пучок труб
	– розміщення труб		
	– кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}		22
	– діаметр труб пароперегрівач, d	мм	25
	– поперечний крок, S_1	мм	38
	– поздовжній крок S_2	мм	35
Коефіцієнти підсмоктування повітря:			
	– на пароперегрівачі, $\Delta\alpha_{nn}$		0,07
	– на випарних поверхнях, $\Delta\alpha_{en}$		0,08
	– на водяному економайзері, $\Delta\alpha_{ve}$		0,06
Зниження температури:			
	– на пароперегрівачі, Δt_{nn}^0	К	95
	– на випарних поверхнях, Δt_{en}^0	К	125
	– на водяному економайзері, Δt_{ve}^0	К	80
Тип газоочисного апарата (повна назва)			СН – насадковий скруббер
Зниження температури на газоочисному апараті, Δt_{zo}^0		К	24
Температура зовнішнього повітря біля основи димової труби, Δt_n^0		К	20
Атмосферний тиск, $p_{бар}$		кПа	99,9

Розрахунок втрат тиску в газоході, характеристика розрахункових ділянок. Для наступного розрахунку, газохід від металургійного агрегату до димової труби розбиваємо на розрахункові ділянки. Розрахунковою вважається ділянка, на якій витрата газу й поперечний розмір газоходу незмінні. Для схеми газоходів № 7 (рис. 2.1) таких ділянок десять. Ділянки нумеруємо римськими цифрами, починаючи від металургійного агрегату, і позначаємо на кресленні. На розрахункових ділянках I, II, IV, VIII газохід прямокутного перетину виконаний з вогнетривкої цегли розміром $a \times b$. У межах котла-утилізатора на ділянках V, VI, VII газ рухається між трубами теплообмінних апаратів (випарні поверхні, пароперегрівач, водяний економайзер) по газоходу прямокутного перетину з вогнетривкої цегли розміром $a \times b_1$. Після газоочисного апарата на ділянці X газохід виконано з нових сталевих зварених труб діаметром d_z . На розрахунковій ділянці III газ рухається по трубах рекуператора n_p . Ділянка IX – газоочисний апарат.



1 – металургійний агрегат; 2 – рекуператор; 3 – котел-утилізатор; 4 – пароперегрівач;
 5 – випарні поверхні; 6 – водяний економайзер; 7 – газоочисний апарат; 8 – димова труба

Рисунок 2.1 – Схема газоходів № 7

Оскільки сумарні втрати тиску в газоході складаються із втрат тиску на тертя по довжині й втрат тиску на місцевих опорах, зазначаємо ці види втрат енергії на кожній розрахунковій ділянці.

I розрахункова ділянка: від металургійного агрегату до трійника (злиття потоків у симетричному трійнику).

1.1. Втрати тиску по довжині ($h_1 + l_1$) = 3,0 + 4,0 = 7,0 м;

1.2. Втрати тиску на місцевих опорах:

– вхід у канал, розташований біля стінки $\zeta = 0,63$ (дод. Д);

– різкий поворот газоходу прямокутного перетину на 90° без зміни розмірів.

При $\frac{a}{b} = \frac{1,4}{1,2} = 1,17 \cong 1,2$ й $\frac{b_1}{b} \Rightarrow \frac{b}{b} = \frac{1,2}{1,2} = 1$, $\zeta = 1,120$ (дод. Д).

$$\sum \zeta_1 = 0,63 + 1,120 = 1,750.$$

II розрахункова ділянка: від трійника (злиття потоків у симетричному трійнику) до рекуператора.

2.1. Втрати тиску на тертя по довжині ($l_2 + l_3 + l_4$) = 7,0 + 2,0 + 3,0 = 12,0 м;

2.2. Втрати тиску на місцевих опорах:

– трійник (злиття потоків у симетричному трійнику під кутом 90°). При $\frac{\omega_1}{\omega_0}$

$$= \frac{a \times b}{a \times b} = \frac{1,4 \times 1,2}{1,4 \times 1,2} = 1 \quad \zeta = 1,25 \text{ (дод. Д);}$$

– два різких повороти на 90° без зміни перетину. При $\frac{a}{b} = \frac{1,4}{1,2} = 1,17 \cong 1,2$ й

$$\frac{b_1}{b} \Rightarrow \frac{b}{b} = \frac{1,2}{1,2} = 1, \quad \zeta = 1,120 \text{ (дод. Д).}$$

$$\sum \zeta_2 = 1,25 + 2 \times 1,120 = 3,490.$$

III розрахункова ділянка: рекуператор.

2.1. Втрати тиску по довжині труби рекуператора $l_p = 2,8$ м;

2.2. Втрати тиску на місцевих опорах:

– вхід газу в трубу рекуператора (вхід у канал, розташований далеко від стінки) $\zeta = 0,5$ (дод. Д);

– вихід газу із труби рекуператора (вихід з каналу) $\zeta = 1,0$ (дод. Д).

$$\sum \zeta_3 = 0,5 + 1,0 = 1,5.$$

IV розрахункова ділянка: від рекуператора до котла -утилізатора.

4.1. Втрати тиску по довжині $l_5 = 7,0$ м;

4.2. Втрати тиску на місцевих опорах:

– різкий поворот на 90^0 зі зміною перетину. При $\frac{a}{b} = \frac{1,4}{1,2} = 1,17 \cong 1,2$ й, $\frac{b_1}{b} = \frac{2,2}{1,2} = 1,83 \cong 1,8$, $\zeta = 0,830$ (дод. Д).

$$\sum \zeta_4 = 0,830.$$

***V* розрахункова ділянка:** котел-утилізатор (пароперегрівач).

5.1. Втрати тиску по довжині $h_2 = 12,0$ м;

5.2. Втрати тиску на місцевих опорах:

– коридорний пучок труб пароперегрівача. Коефіцієнт місцевого опору визначаємо за допомогою формул:

$$\zeta = n \times \frac{S_2}{S_1} \times \alpha + \beta;$$

$$\alpha = 0,028 \times \left(\frac{S_1}{S_1 - d} \right)^2;$$

$$\beta = \left(\frac{d}{S_1 - d} \right)^2,$$

де S_1 – поперечний крок;
 S_2 – поздовжній крок;
 d – діаметр труб, м;
 n – число міжрядкових ділянок уздовж каналу:

$$n = n_{mp} - 1,$$

де n_{mp} – кількість рядів труб по ходу газу, шт.

$$\alpha = 0,028 \times \left(\frac{S_1}{S_1 - d} \right)^2 = 0,028 \times \left(\frac{32}{32 - 20} \right)^2 = 0,199;$$

$$\beta = \left(\frac{d}{S_1 - d} \right)^2 = \left(\frac{20}{32 - 20} \right)^2 = 2,778;$$

$$\zeta_{nn} = n \times \frac{S_2}{S_1} \times \alpha + \beta = (28 - 1) \times \frac{35}{32} \times 0,199 + 2,778 = 8,655;$$

– різкий поворот на 90° без зміни перетину. При $\frac{a}{b} \Rightarrow \frac{a}{b_1} = \frac{1,4}{2,2} = 0,64 \cong 0,6$

й $\frac{b_1}{b} \Rightarrow \frac{b_1}{b_1} = \frac{2,2}{2,2} = 1, \zeta = 1,190$ (дод. Д).

$$\sum \zeta_5 = 8,872 + 1,190 = 9,845.$$

VI розрахункова ділянка: котел-утилізатор (випарні поверхні).

6.1. Втрати тиску по довжині $l_k = 4,7$ м;

6.2. Втрати тиску на місцевих опорах:

– шаховий пучок труб випарних поверхонь. Коефіцієнт місцевого опору визначаємо за допомогою формул:

$$\zeta = 0,75 \times \left(n \frac{S_2}{S_1} \times \alpha + \beta \right);$$

$$\alpha = 0,028 \times \left(\frac{S_1}{S_1 - d} \right)^2;$$

$$\beta = \left(\frac{d}{S_1 - d} \right)^2,$$

$$\alpha = 0,028 \times \left(\frac{S_1}{S_1 - d} \right)^2 = 0,028 \times \left(\frac{35}{35 - 25} \right)^2 = 0,343;$$

$$\beta = \left(\frac{d}{S_1 - d} \right)^2 = \left(\frac{25}{35 - 25} \right)^2 = 6,250;$$

$$\zeta_{un} = 0,75 \times \left(n \frac{S_2}{S_1} \times \alpha + \beta \right) = 0,75 \times \left[(32 - 1) \times \frac{25}{35} \times 0,343 + 6,250 \right] = 10,384;$$

– різкий поворот на 90° без зміни перетину. При $\frac{a}{b} \Rightarrow \frac{a}{b_1} = \frac{1,4}{2,2} = 0,64 \cong 0,6$

й $\frac{b_1}{b} \Rightarrow \frac{b_1}{b_1} = \frac{2,2}{2,2} = 1, \zeta = 1,190$ (дод. Д).

$$\sum \zeta_6 = 10,384 + 1,190 = 11,574.$$

VII розрахункова ділянка: котел-утилізатор (водяний економайзер).

7.1. Втрати тиску по довжині $h_3 = 11,0$ м;

7.2. Втрати тиску на місцевих опорах:

– коридорний пучок труб водяного економайзера:

$$\alpha = 0,028 \times \left(\frac{S_1}{S_1 - d} \right)^2 = 0,028 \times \left(\frac{38}{38 - 25} \right)^2 = 0,239;$$

$$\beta = \left(\frac{d}{S_1 - d} \right)^2 = \left(\frac{25}{38 - 25} \right)^2 = 3,698;$$

$$\zeta_{\text{вз}} = n \times \frac{S_2}{S_1} \times \alpha + \beta = (22 - 1) \times \frac{35}{38} \times 0,239 + 3,698 = 8,321;$$

– різкий поворот на 90° зі зміною перетину. При $\frac{a}{b} \Rightarrow \frac{a}{b_1} = \frac{1,4}{2,2} = 0,64 \cong$

$$0,6 \text{ й } \frac{b_1}{b} \Rightarrow \frac{b}{b_1} = \frac{1,2}{2,2} = 0,55 \cong 0,6; \quad \zeta = 1,666 \text{ (дод. Д).}$$

$$\sum \zeta_7 = 8,321 + 1,666 = 9,987.$$

VIII розрахункова ділянка: від котла-утилізатора до газоочисного апарата.

8.1 Втрати тиску по довжині $l_6 = 20,0$ м.

$$\sum \zeta_8 = 0.$$

IX розрахункова ділянка: газоочисний апарат (насадковий скруббер). Втрати тиску в такому апараті складаються з втрат на тертя по довжині та втрат на місцевих опорах. Втрати тиску на місцевих опорах мають місце на вході та виході в зв'язку зі зміною конфігурації потоку (розширення та звуження потоку) і проходженням через насадку. Сумарні втрати тиску на насадковому скруббері дорівнюють 800 Па (дод. Г).

X розрахункова ділянка: від газоочисного апарата до димової труби.

10.1 Втрати тиску по довжині $l_7 + l_7 = 7,5 + 7,5 = 15,0$ м;

10.2. Втрати тиску на місцевих опорах:

– плавний поворот на 90° з радіусом закруглення $R_n = 3,0 d_c$ визначаємо за формулою (дод.Е):

$$\zeta = 0,05 + 0,19 \times \frac{d_c}{R_n},$$

де d_z – діаметр сталевих газоходу, $d_z = 0,9$ м.

$$\zeta = 0,05 + 0,19 \times \frac{0,9}{3,0 \times 0,9} = 0,113;$$

– вхід у димову трубу $\zeta = 0,7$ (дод. Д).

$$\sum \zeta_{10} = 0,113 + 0,7 = 0,813.$$

Розрахунок фізичних параметрів продуктів згоряння. Визначаємо середній на розрахунковій ділянці коефіцієнт витрати повітря (форм. 2.2):

$$\overline{\alpha_i} = 0,5 (\alpha_{ni} + \alpha_{ki})$$

де α_{ni} – коефіцієнт витрати повітря на початку розрахункової ділянки;
 α_{ki} – коефіцієнт витрати повітря наприкінці розрахункової ділянки.

На виході з металургійного агрегату приймаємо $\alpha_{n1} = 1,0$.

Коефіцієнт витрати повітря наприкінці розрахункових ділянок I, II, IV, VIII визначаємо за формулою (2.3):

$$\alpha_{ki} = \alpha_{ni} + \Delta\alpha_l \times l,$$

де $\Delta\alpha_l$ – питоме підсмоктування повітря в цегляному газоході на 1 м довжини;

l – довжина розрахункової ділянки, м.

Відповідно до завдання $\Delta\alpha_l = 0,01$.

Приймаємо, що в котлі-утилізаторі підсмоктування повітря має місце тільки в місцях розміщення поверхонь нагрівання.

Коефіцієнт витрати повітря наприкінці розрахункових ділянок III, V, VI, VII, на яких розташовані теплообмінні поверхні рекуператора й котла-утилізатора (пароперегрівач, випарні поверхні й водяний економайзер), визначаємо з рівняння (2.4):

$$\alpha_{ki} = \alpha_{ni} + \Delta\alpha_i,$$

де $\Delta\alpha_i$ – коефіцієнт підсмоктування повітря в теплообмінниках.

Відповідно до завдання $\Delta\alpha_p = 0,06$, $\Delta\alpha_{nn} = 0,07$, $\Delta\alpha_{en} = 0,08$, $\Delta\alpha_{ge} = 0,06$. Коефіцієнт підсмоктування повітря на газоочисному апараті (ділянка IX) відповідно до завдання дорівнює нулю ($\Delta\alpha_{zo} = 0$).

На розрахунковій ділянці X газохід виконано з нових сталевих зварних труб. Питоме підсмоктування повітря на цій ділянці приймаємо рівним нулю ($\Delta\alpha_{10} = 0$).

Всі розрахунки виконуємо до третього знаку після коми.

$$\alpha_{\kappa 1} = \alpha_{n1} + \Delta \alpha_l \times l = \alpha_{n1} + \Delta \alpha_l \times (h_1 + l_1) = 1,0 + 0,01 \times (3,0 + 4,0) = 1,070;$$

$$\alpha_{\kappa 2} = \alpha_{n2} + \Delta \alpha_l \times l = \alpha_{\kappa 1} + \Delta \alpha_l \times (l_2 + l_3 + l_4) = 1,070 + 0,01 \times (7,0 + 2,0 + 3,0) = 1,190;$$

$$\alpha_{\kappa 3} = \alpha_{n3} + \Delta \alpha_p = \alpha_{\kappa 2} + \Delta \alpha_p = 1,190 + 0,06 = 1,250;$$

$$\alpha_{\kappa 4} = \alpha_{n4} + \Delta \alpha_l \times l_5 = \alpha_{\kappa 3} + \Delta \alpha_l \times l_5 = 1,250 + 0,01 \times 7,0 = 1,320;$$

$$\alpha_{\kappa 5} = \alpha_{n5} + \Delta \alpha_{nn} = \alpha_{\kappa 4} + \Delta \alpha_{nn} = 1,320 + 0,07 = 1,390;$$

$$\alpha_{\kappa 6} = \alpha_{n6} + \Delta \alpha_{bn} = \alpha_{\kappa 5} + \Delta \alpha_{bn} = 1,390 + 0,08 = 1,470;$$

$$\alpha_{\kappa 7} = \alpha_{n7} + \Delta \alpha_{be} = \alpha_{\kappa 6} + \Delta \alpha_{be} = 1,470 + 0,06 = 1,530;$$

$$\alpha_{\kappa 8} = \alpha_{n8} + \Delta \alpha_l \times l_6 = \alpha_{\kappa 7} + \Delta \alpha_l \times l_6 = 1,530 + 0,01 \times 20,0 = 1,730;$$

$$\alpha_{\kappa 9} = \alpha_{n9} + \Delta \alpha_{zo} = \alpha_{\kappa 8} + \Delta \alpha_{zo} = 1,730 + 0 = 1,730;$$

$$\alpha_{\kappa 10} = \alpha_{n10} + \Delta \alpha_l \times l = \alpha_{\kappa 9} + \Delta \alpha_l \times (l_7 + l_7) = 1,730 + 0 \times (7,5 + 7,5) = 1,730.$$

Середній на розрахунковій ділянці коефіцієнт витрати повітря дорівнює:

$$\overline{\alpha_1} = 0,5 (\alpha_{n1} + \alpha_{\kappa 1}) = 1,000 + 1,070 = 1,035;$$

$$\overline{\alpha_2} = 0,5 (\alpha_{n2} + \alpha_{\kappa 2}) = 1,070 + 1,190 = 1,130.$$

Аналогічно розраховуємо середні значення коефіцієнта витрати повітря на всіх розрахункових ділянках. Розрахунок робимо на комп'ютері в програмі Excel. Результати розрахунку представляємо у вигляді таблиці 2.5.

Середню температуру продуктів згоряння на розрахунковій ділянці визначаємо за формулою (2.5):

$$\overline{t_i^0} = 0,5 \times (t_{ni}^0 + t_{\kappa i}^0),$$

де t_{ni}^0 – температура на початку розрахункової ділянки, °С;

$t_{\kappa i}^0$ – температура наприкінці розрахункової ділянки, °С.

Температура димових газів на виході з металургійного агрегату t_2^0 становить 910 °С. Температура продуктів згоряння наприкінці розрахункових ділянок I, II, IV, VIII, X визначаємо за формулою (2.6):

$$t_{\kappa i}^0 = t_{ni}^0 - \Delta t_l^0 \times l,$$

де Δt_l^0 – спад температури на 1 м довжини газоходу. Зниження температури на 1 м довжини цегляного газоходу становить 1,3 К/м, сталевого – 2,5 К/м;
 l – довжина розрахункової ділянки, м.

Температуру димових газів наприкінці розрахункових ділянок III, V, VI, VII, на яких розташовані теплообмінні поверхні рекуператора й котла-утилізатора (пароперегрівач, випарні поверхні й водяний економайзер), і ділянки IX, на якій розташований газоочисний апарат – насадковий скруббер, визначаємо згідно з рівнянням (2.7):

$$t_{ki}^0 = t_{ni}^0 - \Delta t_i^0,$$

де Δt_i^0 – спад температури на теплообмінних поверхнях або газоочисному апараті.

Відповідно до завдання $\Delta t_p^0 = 195^\circ\text{C}$, $\Delta t_{nn}^0 = 95^\circ\text{C}$, $\Delta t_{en}^0 = 125^\circ\text{C}$, $\Delta t_{se}^0 = 80^\circ\text{C}$, $\Delta t_{zo}^0 = 24^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру продуктів згоряння наприкінці розрахункових ділянок, $^\circ\text{C}$:

$$t_{k1}^0 = t_{n1}^0 - \Delta t_l^0 \times l = t_{n1}^0 - \Delta t_l^0 \times (h_1 + l_1) = 910,0 - 1,3 \times (3,0 + 4,0) = 900,90;$$

$$t_{k2}^0 = t_{n2}^0 - \Delta t_l^0 \times l = t_{k1}^0 - \Delta t_l^0 \times (l_2 + l_3 + l_4) = 900,90 - 1,3 \times (7,0 + 2,0 + 3,0) = 885,30;$$

$$t_{k3}^0 = t_{n3}^0 - \Delta t_p^0 = t_{k2}^0 - \Delta t_p^0 = 885,300 - 195,000 = 690,30;$$

$$t_{k4}^0 = t_{n4}^0 - \Delta t_l^0 \times l_5 = t_{k3}^0 - \Delta t_l^0 \times l_5 = 690,300 - 1,3 \times 7,0 = 681,20;$$

$$t_{k5}^0 = t_{n5}^0 - \Delta t_{nn}^0 = t_{k4}^0 - \Delta t_{nn}^0 = 681,200 - 95,000 = 586,20;$$

$$t_{k6}^0 = t_{n6}^0 - \Delta t_{en}^0 = t_{k5}^0 - \Delta t_{en}^0 = 586,200 - 125,000 = 461,20;$$

$$t_{k7}^0 = t_{n7}^0 - \Delta t_{se}^0 = t_{k6}^0 - \Delta t_{se}^0 = 461,200 - 80,000 = 381,20;$$

$$t_{k8}^0 = t_{n8}^0 - \Delta t_l^0 \times l = t_{k7}^0 - \Delta t_l^0 \times l_6 = 381,200 - 1,3 \times 20,0 = 355,20;$$

$$t_{k9}^0 = t_{n9}^0 - \Delta t_{zo}^0 = t_{k8}^0 - \Delta t_{zo}^0 = 355,200 - 24,000 = 331,20;$$

$$t_{k10}^0 = t_{n10}^0 - \Delta t_l^0 \times l = t_{k9}^0 - \Delta t_l^0 \times (l_7 + l_7) = 331,200 - 2,5 \times (7,5 + 7,5) = 293,70.$$

Таблиця 2.5 – Фізичні параметри газового потоку

№ розрахункової ділянки	Коефіцієнт витрати повітря			Температура газового потоку, °C			Густина газу на ділянці з урахуванням підсмоктування повітря, кг/м³		Кінематичний коефіцієнт в'язкості на ділянці, м²/с	
	на початку ділянки α_{ni}	у кінці ділянки α_{ki}	середній на ділянці $\overline{\alpha_i}$	на початку ділянки t_{ni}^0	у кінці ділянки t_{ki}^0	середня на ділянці $\overline{t_i^0}$	за НФУ ρ'_{0gi}	за РФУ ρ_{gi}	без урахування підсмоктування повітря ν'_{gi}	з урахуванням підсмоктування повітря ν_{gi}
1	1,000	1,070	1,035	910,000	900,900	905,450	1,388	0,322	139,410×10 ⁻⁶	139,944×10 ⁻⁶
2	1,070	1,190	1,130	900,900	885,300	893,100	1,380	0,323	136,949×10 ⁻⁶	138,767×10 ⁻⁶
3	1,190	1,250	1,220	885,300	690,300	787,800	1,373	0,353	116,249×10 ⁻⁶	118,904×10 ⁻⁶
4	1,250	1,320	1,285	690,300	681,200	685,750	1,369	0,390	98,297×10 ⁻⁶	101,260×10 ⁻⁶
5	1,320	1,390	1,355	681,200	586,200	633,700	1,365	0,411	89,134×10 ⁻⁶	92,460×10 ⁻⁶
6	1,390	1,470	1,430	586,200	461,200	523,700	1,362	0,467	71,893×10 ⁻⁶	75,151×10 ⁻⁶
7	1,470	1,530	1,500	461,200	381,200	421,200	1,358	0,534	56,676×10 ⁻⁶	59,660×10 ⁻⁶
8	1,530	1,730	1,630	381,200	355,200	368,200	1,353	0,576	49,573×10 ⁻⁶	52,716×10 ⁻⁶
9	1,730	1,730	1,730	355,200	331,200	343,200	1,350	0,598	46,466×10 ⁻⁶	49,753×10 ⁻⁶
10	1,730	1,730	1,730	331,200	293,700	312,450	1,350	0,630	42,642×10 ⁻⁶	45,726×10 ⁻⁶

Середня температура продуктів згоряння на розрахунковій ділянці дорівнює (формула 2.5):

$$\overline{t_1^0} = 0,5 \times (t_{n1}^0 + t_{к1}^0) = 0,5 \times (910,000 + 900,900) = 905,450;$$

$$\overline{t_2^0} = 0,5 \times (t_{n2}^0 + t_{к2}^0) = 0,5 \times (900,900 + 885,300) = 893,100.$$

Аналогічно розраховуємо значення середньої температури продуктів згоряння на всіх розрахункових ділянках. Розрахунок робимо на комп'ютері в програмі Excel. Результати розрахунку представляємо у вигляді таблиці 2.5.

Густина продуктів згоряння за нормальних фізичних умов ρ_{0z} визначаємо за їхнім складом й густині компонентів (дод. В) за формулою (2.8), кг/м³:

$$\begin{aligned} \rho_{0z} &= \frac{1}{100} (a_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + a_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + a_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + a_{SO_2} \cdot \rho_{SO_2}) = \\ &= \frac{1}{100} (65 \cdot 1,251 + 22 \cdot 1,977 + 11 \cdot 0,768 + 2 \cdot 2,927) = 1,391. \end{aligned}$$

Густина продуктів згоряння з урахуванням підсмоктувань повітря на розрахунковій ділянці за нормальних фізичних умов ($H\Phi Y$) розраховуємо за формулою (2.9), кг/м³:

$$\rho_{0z1}' = \frac{1,391 + (1,035 - 1) \times 1,293}{1,035} = 1,388;$$

$$\rho_{0z2}' = \frac{1,391 + (1,130 - 1) \times 1,293}{1,130} = 1,380.$$

Аналогічно розраховуємо густину продуктів згоряння з урахуванням підсмоктування повітря на всіх розрахункових ділянках. Розрахунок робимо на комп'ютері в програмі Excel. Результати розрахунку наводимо у табл. 2.5.

Дійсну густину продуктів згоряння на розрахунковій ділянці за робочих умов ($P\Phi Y$) визначаємо за формулою (2.10), кг/м³:

$$\rho_{z1} = \frac{\rho_{0z1}'}{1 + \beta \times t_1^0} = \frac{1,388}{1 + \frac{905,450}{273}} = 0,322;$$

$$\rho_{z2} = \frac{\rho_{0z2}'}{1 + \beta \times t_2^0} = \frac{1,380}{1 + \frac{893,100}{273}} = 0,323.$$

Аналогічно розраховуємо дійсну густину продуктів згоряння на всіх розрахункових ділянках. Результати розрахунку заносимо до табл. 2.5.

За довідковими даними (додаток Г), визначаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості ν_j окремих компонентів димових газів (N_2 , CO_2 , H_2O , SO_2) при середній температурі на розрахунковій ділянці методом інтерполяції. На I розрахунковій ділянці середня температура $\bar{t}_1^0$ становить 905,45 °С. У таблиці (додаток Г) наведені значення коефіцієнтів для 800 °С та 1000 °С. Визначаємо проміжне значення в цьому інтервалі. Для азоту (N_2) при температурі 905,45 °С кінематичний коефіцієнт в'язкості дорівнює, м²/с:

$$\begin{aligned} \nu_{N_2 1} &= \nu_{N_2, 800} + \frac{\nu_{N_2, 1000} - \nu_{N_2, 800}}{(1000 - 800)} \times (\bar{t}_1^0 - 800,000) = \\ 133,0 \times 10^{-6} &+ \frac{177,0 \times 10^{-6} - 133 \times 10^{-6}}{200} \times (905,450 - 800,000) = \\ &156,199 \times 10^{-6}. \end{aligned}$$

Аналогічно розраховуємо значення кінематичного коефіцієнта в'язкості для всіх компонентів димових газів на всіх розрахункових ділянках. Результати розрахунку заносимо до табл. 2.6.:

Розраховуємо кінематичний коефіцієнт в'язкості продуктів згоряння при середній температурі на розрахунковій ділянці за формулою (2.11), м²/с:

$$\nu'_{2i} = \frac{100}{\sum \frac{a_j}{\nu_j}} = \frac{100}{\frac{a_{N_2}}{\nu_{N_2}} + \frac{a_{CO_2}}{\nu_{CO_2}} + \frac{a_{H_2O}}{\nu_{H_2O}} + \frac{a_{SO_2}}{\nu_{SO_2}}},$$

де ν_j – кінематичний коефіцієнт в'язкості окремих компонентів при середній температурі на ділянці;

a_j – вміст j -го компонента, % об.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості продуктів згоряння на I розрахунковій ділянці при середній температурі $\bar{t}_1^0 = 905,450$ °С дорівнює, м²/с:

$$\nu'_{21} = \frac{100 \times 10^{-6}}{\frac{65}{156,199} + \frac{22}{99,574} + \frac{11}{216,326} + \frac{2}{68,072}} = 139,410 \times 10^{-6}.$$

Таблиця 2.6 – Значення коефіцієнта кінематичної в'язкості компонентів суміші

Номер ділянки	Середня температура на розрахунковій ділянці, °С	Кінематичний коефіцієнт в'язкості компонентів $\nu_j \times 10^6$, м²/с				
		Повітря	N ₂	CO ₂	H ₂ O	SO ₂
1	905,450	157,145	156,199	99,574	216,326	68,072
2	893,100	154,551	153,482	97,820	212,189	66,776
3	787,800	132,676	130,639	83,075	177,340	55,841
4	685,750	113,235	110,893	70,319	146,725	46,146
5	633,700	103,320	100,821	63,813	131,110	41,202
6	523,700	84,005	81,558	51,360	102,688	34,185
7	421,200	66,683	64,440	40,290	78,088	29,060
8	368,200	58,616	56,559	35,170	67,117	25,456
9	343,200	55,091	53,147	32,945	62,492	23,456
10	312,450	50,755	48,949	30,208	56,803	20,996

Аналогічно робимо розрахунок на комп'ютері в програмі Excel для всіх розрахункових ділянок. Результати розрахунку заносимо до табл. 2.6.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості продуктів згоряння з урахуванням підсмоктувань повітря на ділянці відповідно до формули (2.12) на I розрахунковій ділянці дорівнює, м²/с:

$$\nu_{z1} = \frac{\overline{\alpha_1}}{\frac{1}{\nu_{z1}} + \frac{\overline{\alpha_1} - 1}{\nu_{n1}}} = \frac{1,035 \times 10^{-6}}{\frac{1}{139,410} + \frac{1,035 - 1}{157,145}} = 139,944 \times 10^{-6}.$$

Аналогічно робимо розрахунок для всіх розрахункових ділянок. Результати розрахунку заносимо до табл. 2.6.

Розрахунок динамічних параметрів газового потоку. Середня об'ємна витрата продуктів згоряння на розрахунковій ділянці (м³/с) визначається за формулою (2.14):

$$\overline{Q_i} = \overline{\alpha_i} \times Q_0 \times (1 + \beta \times t_i^0),$$

де Q_0 – витрата продуктів згоряння на виході з металургійного агрегату за нормальних фізичних умов (НФУ), м³/с. За завданням $Q_0 = 4,0$ м³/с.

На розрахунковій ділянці I схеми газоходів № 7 (рис. 2.1) димові гази рухаються по двох паралельних газоходах. Отже, об'ємна витрата димових газів на цій ділянці дорівнює:

$$Q_{0(1)} = \frac{Q_0}{2} = \frac{4,0}{2} = 2,0 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

$$\overline{Q_1} = \overline{\alpha_1} \times Q_{0(1)} \times \left(1 + \beta \times \overline{t_1^0}\right) = 1,035 \times 2,0 \times \left(1 + \frac{905,450}{273}\right) = 8,936 \text{ (м}^3\text{/с)};$$

$$\overline{Q_2} = \overline{\alpha_2} \times Q_0 \times \left(1 + \beta \times \overline{t_2^0}\right) = 1,130 \times 4,0 \times \left(1 + \frac{893,100}{273}\right) = 19,307 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

Аналогічно робимо розрахунок для всіх розрахункових ділянок. Результати розрахунку заносимо до табл. 2.7.

Об'ємна витрата газу в газоочисному апараті при параметрах потоку в кінці ділянки, що підводить газ до апарату (кінець розрахункової ділянки VIII) становить:

$$Q_{zo} = \alpha_{\kappa 8} \times Q_0 \times \left(1 + \beta \times t_{\kappa 8}^0\right) = 1,730 \times 4,0 \times \left(1 + \frac{355,2}{273}\right) = 15,924 \text{ (м}^3\text{/с)} = \\ = 57324,976 \text{ (м}^3\text{/год)}.$$

За продуктивністю обираємо насадковий скруббер СДК-1,6-2-01 (дод. 3).

Площа поперечного перерізу газоходу ω_i дорівнює, м²:

– на розрахункових ділянках I, II, IV, VIII

$$\omega_{1,2,4,8} = a \times b = 1,4 \times 1,2 = 1,680;$$

– на розрахунковій ділянці III (рекуператор)

$$\omega_2 = n_p \times \frac{\pi \times d_p^2}{4}$$

де n_p – кількість труб у рекуператорі, шт;

d_p – діаметр труб рекуператора, м.

$$\omega_2 = 210 \times \frac{3,14 \times (0,09)^2}{4} = 1,335;$$

Таблиця 2.7 –Втрати тиску в газоході

№ розрахункової ділянки	Витрата газу на ділянці, $\frac{m^3}{c}$ $\overline{Q}_i$	Площа поперечного перерізу газоходу, m^2 ω_i	Середня швидкість газу на ділянці, m/c v_i	Діаметр еквівалентний, m d_{ei}	Число Рейнольдса Re_i	Критерій зони турбулентності $Re_i \times \frac{k_{ei}}{d_{ei}}$	Коефіцієнт гідравлічного тертя λ_i	Втрати тиску на тертя, Па $\Delta p_{mp\ i}$	Сумарний коефіцієнт місцевого опору $\sum \zeta_i$	Втрати тиску на місцевих опорах, Па $\Delta p_{m\ i}$	Сумарні втрати тиску на ділянці, Па Δp_i
1	8,936	1,680	5,319	1,292	49106,414	95,020	0,0264	0,652	1,750	7,971	8,623
2	19,307	1,680	11,492	1,292	106997,081	207,038	0,0248	4,913	3,490	74,437	79,350
3	18,962	1,335	14,204	0,090	10751,194	0,119	0,0311	34,454	1,500	53,414	87,868
4	18,051	1,680	10,745	1,292	137097,966	265,282	0,0244	2,976	0,830	18,686	21,662
5	18,001	3,080	5,844	1,711	108144,971	158,014	0,0235	1,157	9,845	69,095	70,252
6	16,693	3,080	5,420	1,711	123399,822	180,304	0,0233	0,439	11,574	79,391	79,830
7	15,257	3,080	4,954	1,711	142076,668	207,593	0,0231	0,973	9,987	65,442	66,415
8	15,314	1,680	9,115	1,292	223396,692	432,269	0,0239	8,853	0	0	8,853
9	15,619										800,000
10	15,840	0,636	23,333	0,900	459250,754	30,617	0,0133	38,015	0,813	139,426	177,441
Загальні втрати тиску, Па								$\Delta p_{mp} = 92,432$		$\Delta p_m = 507,862$	$\Delta p = 1400,294$

– на розрахункових ділянках V, VI, VII (котел-утилізатор)

$$\omega_{5,6,7} = a \times b_1 = 1,4 \times 2,2 = 3,080;$$

– на розрахунковій ділянці X (сталевий газохід круглого поперечного перерізу)

$$\omega_{10} = \frac{\pi \times d_z^2}{4} = \frac{3,14 \times 0,9^2}{4} = 0,636,$$

де d_z – діаметр сталевих газоходу, м.

Середню швидкість потоку v_i на розрахунковій ділянці визначаємо з рівняння нерозривності потоку за формулою (2.13), м/с:

$$v_i = \frac{\overline{Q_i}}{\omega_i}.$$

$$v_1 = \frac{\overline{Q_1}}{\omega_1} = \frac{8,936}{1,680} = 5,319 \text{ (м/с);}$$

$$v_2 = \frac{\overline{Q_2}}{\omega_2} = \frac{19,307}{1,680} = 11,492 \text{ (м/с).}$$

Аналогічно робимо розрахунок для всіх розрахункових ділянок. Результати розрахунку заносимо до табл. 2.7.

Характерним поперечним розміром потоку є еквівалентний діаметр газоходу d_e , що розраховується за формулою (2.15). Для каналу прямокутного перетину еквівалентний діаметр дорівнює (формула 2.16), м:

– на розрахункових ділянках I, II, IV, VIII

$$d_{e(1, 2, 4, 8)} = \frac{4 \times a \times b}{2 \times (a + b)} = \frac{4 \times 1,4 \times 1,2}{2 \times (1,4 + 1,2)} = 1,292;$$

– на розрахункових ділянках V, VI, VII

$$d_{e(5, 6, 7)} = \frac{4 \times a \times b_1}{2(a + b_1)} = \frac{4 \times 1,4 \times 2,2}{2 \times (1,4 + 2,2)} = 1,711.$$

Для напірного каналу круглого перетину діаметр еквівалентний дорівнює діаметру газоходу, м:

– на розрахунковій ділянці III (рекуператор)

$$d_{e3} = d_p = 0,09;$$

– на розрахунковій ділянці X

$$d_{e10} = d_e = 0,9.$$

Результати розрахунків заносимо до табл. 2.7.

Розрахунок втрат тиску на тертя. Визначаємо режим руху газу на розрахункових ділянках. Для цього розраховуємо число Рейнольдса й порівнюємо отримані значення із критичним. Приймаємо значення критичного числа Рейнольдса рівним 2320 ($Re_{кр} = 2320$). Число Рейнольдса визначаємо за формулою (2.18):

$$Re_1 = \frac{v_1 \times d_{e1}}{\nu_1} = \frac{5,319 \times 1,292}{139,944 \times 10^{-6}} = 49106,414;$$

$$Re_2 = \frac{v_2 \times d_{e2}}{\nu_2} = \frac{11,492 \times 1,292}{138,767 \times 10^{-6}} = 106997,081.$$

Аналогічно робимо розрахунок для всіх розрахункових ділянок. Отримані значення числа Рейнольдса заносимо до табл. 2.7.

На всіх розрахункових ділянках величини числа Рейнольдса перевищують критичне значення $Re_{кр} = 2320$, отже, на всіх ділянках режим течії турбулентний.

У випадку руху газу в турбулентному режимі необхідно визначити зону опору, чисельною характеристикою якої є критерій зони турбулентності (формула 2.23). Абсолютну еквівалентну шорсткість стінок трубопроводу приймаємо за довідковими даними (дод. Г):

– на розрахункових ділянках I, II, IV, V, VI, VII, VIII для газоходу прямокутного перетину з вогнетривкої цегли $k_{ei} = 2,5 \times 10^{-3}$ м;

– на розрахунковій ділянці III труби рекуператора виконані з тягнутих труб з кольорових металів, для яких $k_{ei} = 0,001 \times 10^{-3}$ м;

– на розрахунковій ділянці X труби газоходу виконані з нових сталевих зварних труб, для яких $k_{ei} = 0,06 \times 10^{-3}$ м.

$$Re_1 \times \frac{k_{e1}}{d_{e1}} = 49106,414 \times \frac{2,5 \times 10^{-3}}{1,292} = 95,020;$$

$$Re_2 \times \frac{k_{e2}}{d_{e2}} = 106997,081 \times \frac{2,5 \times 10^{-3}}{1,292} = 207,038.$$

Аналогічно робимо розрахунок для всіх розрахункових ділянок. Отримані значення критерію зони турбулентності заносимо до табл. 2.7.

На ділянках I, II, IV, V, VI, VII, VIII й X значення критерію перебуває в діапазоні від 10 до 500. Отже, на цих ділянках рух відбувається в області переходу від «гідравлічно гладких» до «гідравлічно шорстких» труб (область змішаного опору). У цій області для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ справедлива формула Альтшуля (формула 2.25). Розрахунок коефіцієнта гідравлічного тертя λ виконуємо до четвертого знака після коми.

$$\lambda_1 = 0,11 \times \left(\frac{68}{49106,414} + \frac{2,5 \times 10^{-3}}{1,292} \right)^{0,25} = 0,0264.$$

На ділянці III значення критерію зони турбулентності менше 10, отже рух газу відбувається в області «гідравлічно гладких» труб. Для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ у цій області опору використаємо формулу Блазіуса (формула 2.24):

$$\lambda_3 = \frac{0,3164}{(10751,194)^{0,25}} = 0,0311.$$

Розрахунок робимо для всіх розрахункових ділянок. Отримані значення коефіцієнта гідравлічного тертя λ_i заносимо до табл. 2.7.

Втрати тиску на тертя по довжині розрахункової ділянки визначаємо за формулою Дарсі-Вейсбаха (формула 2.17), Па:

$$\Delta p_{mp1} = \lambda_1 \times \frac{(h_1 + l_1)}{d_{e1}} \times \rho_{e1} \times \frac{v_1^2}{2} = 0,0264 \times \frac{7,0}{1,292} \times 0,322 \times \frac{(5,319)^2}{2} = 0,652.$$

Розрахунок робимо на комп'ютері в програмі Ексел для всіх розрахункових ділянок. Отримані значення лінійних втрат тиску $\Delta p_{mp i}$ заносимо до табл. 2.7.

Загальні втрати тиску на тертя в газопроводі дорівнюють арифметичній сумі втрат на окремих ділянках:

$$\Delta p_{mp} = \sum_{i=1}^m \Delta p_{mpi},$$

де i – номер розрахункової ділянки;
 m – кількість розрахункових ділянок.

$$\Delta p_{mp} = \Delta p_{mp1} + \Delta p_{mp2} + \Delta p_{mp3} + \Delta p_{mp4} + \Delta p_{mp5} + \Delta p_{mp6} + \Delta p_{mp7} + \Delta p_{mp8} + \Delta p_{mp10} =$$

$$= 0,625 + 4,913 + 34,454 + 2,976 + 1,157 + 0,439 + 0,973 + 8,853 + 38,015 = 92,432 \text{ (Па)}.$$

Результат заносимо до табл. 2.7.

Розрахунок втрат тиску на місцевих опорах. Втрати тиску на місцевих опорах визначаємо за формулою Вейсбаха (2.28), Па:

$$\Delta p_{mi} = \zeta_i \times \rho_{ci} \times \frac{v_i^2}{2},$$

де ζ_i – коефіцієнт місцевого опору.

На розрахункових ділянках I, II, III, V, VI, VII, X кілька місцевих опорів. У цьому випадку втрати тиску на ділянці дорівнюють (формула 2.29), Па:

$$\Delta p_{mi} = \sum_j^n \zeta_j \times \rho_{ci} \times \frac{v_i^2}{2},$$

де n – число місцевих опорів на ділянці;

j – порядковий номер місцевого опору на ділянці.

Види місцевих опорів і значення коефіцієнтів ζ визначені при характеристиці розрахункових ділянок. Розрахунок робимо на комп'ютері в програмі Excel для всіх розрахункових ділянок. Отримані значення втрат тиску на місцевих опорах Δp_{mi} заносимо до табл.2.7.

Втрати тиску на місцевих опорах у газоході рівні сумі втрат на окремих розрахункових ділянках, Па:

$$\Delta p_m = \sum_{i=1}^m \Delta p_{mi},$$

де i – номер розрахункової ділянки;

m – кількість розрахункових ділянок.

$$\Delta p_m = \Delta p_{m1} + \Delta p_{m2} + \Delta p_{m3} + \Delta p_{m4} + \Delta p_{m5} + \Delta p_{m6} + \Delta p_{m7} + \Delta p_{m8} + \Delta p_{m10} =$$

$$= 7,971 + 74,437 + 53,414 + 18,686 + 69,095 + 79,391 + 65,442 + 0 + 139,426 = 507,862.$$

Сумарні втрати тиску на розрахунковій ділянці визначаємо як суму втрат тиску на тертя по довжині ділянки й втрат тиску на місцевих опорах (формула 2.1), Па:

$$\Delta p_i = \Delta p_{mpi} + \Delta p_{mi}.$$

Загальні втрати тиску в газоході дорівнюють, Па:

$$\Delta p = \Delta p_{mp} + \Delta p_m + \Delta p_{go},$$

де Δp_{zo} – сумарні втрати тиску на газоочисному апараті. Втрати тиску на насадковому скрубєрі дорівнюють 800 Па (дод. Г).

$$\Delta p = 92,432 + 507,862 + 800,000 = 1400,294 \text{ (Па)}.$$

Результати розрахунків заносимо до табл. 2.7

Розрахунок самотяги. Самотягу на вертикальних розрахункових ділянках I, V й VII визначаємо за формулою (2.31), Па:

$$p_{ci} = \pm H_i \times g \times (\rho_n - \rho_{ci}) \times \frac{p_{бар}}{101,3},$$

де H_i – різниця висот початку й кінця i -тої ділянки, м, $H_1 = h_1 = 3,0$ м, $H_5 = h_2 = 12,0$ м, $H_7 = h_3 = 11,0$ м;

$p_{бар}$ – атмосферний тиск, кПа, $p_{бар} = 99,9$ кПа;

ρ_n – густина зовнішнього повітря при $t_n^0 = 20$ °С, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с², $g = 9,81$ м/с².

Густина повітря при $t_n^0 = 20$ °С визначаємо за формулою (2.32), кг/м³:

$$\rho_n = \frac{1,293}{\left(1 + \frac{20}{293}\right)} = 1,205 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Тоді

$$p_{c1} = - 3,0 \times 9,81 \times (1,205 - 0,322) \times \frac{99,9}{101,3} = -25,628 \text{ (Па)};$$

$$p_{c5} = + 12,0 \times 9,81 \times (1,205 - 0,411) \times \frac{99,9}{101,3} = +92,178 \text{ (Па)};$$

$$p_{c7} = - 11,0 \times 9,81 \times (1,205 - 0,534) \times \frac{99,9}{101,3} = -71,407 \text{ (Па)}.$$

Сумарна самотяга p_c визначається як сума самотяг ділянок, Па:

$$p_c = p_{c1} + p_{c5} + p_{c7} = -25,628 + 92,178 - 71,407 = -4,857 \text{ Па}.$$

Розрахунок димової труби. Визначаємо розрідження, що повинне створити димова труба (ефективну тягу p_{ef}) для видалення димових газів (формула 2.34). Продукти згоряння до димової труби підводить остання, у цьому випадку X, розрахункова ділянка. Отже, $v_{вх} = v_{к10}$, а $\rho_{г вх} = \rho_{г к10}$.

Наприкінці X розрахункової ділянки температура дорівнює $t_{k10}^0 = 293,70$ °C. $\alpha_{k10} = 1,730$. Густина газу, об'ємну витрату і швидкість наприкінці X розрахункової ділянки визначаємо за формулами (2.9), (2.10), (2.13) і (2.14):

$$Q_{k10} = \alpha_{k10} \times Q_0 \times \left(1 + \beta \times t_{k10}^0\right) = 1,730 \times 4,0 \times \left(1 + \frac{293,700}{273}\right) = 14,365 \text{ (м}^3\text{/с);}$$

$$v_{ex} = v_{k10} = \frac{Q_{k10}}{\omega_{10}} = \frac{14,365}{0,636} = 22,586 \text{ (м/с);}$$

$$\rho'_{0z k10} = \frac{\rho_{0z} + (\alpha_{k10} - 1) \times \rho_{0n}}{\alpha_{k10}} = \frac{1,391 + (1,730 - 1) \times 1,293}{1,730} = 1,350 \text{ (кг/м}^3\text{);}$$

$$\rho_{ek10} = \frac{\rho'_{0z k10}}{1 + \beta \times t_{k10}^0} = \frac{1,350}{1 + \frac{293,700}{273}} = 0,650 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Ефективна тяга димової труби дорівнює:

$$p_{ef} = 1,1 \times [1400,294 - (-4,857) + \frac{(22,586)^2}{2} \times 0,650] = 1728,037 \text{ (Па)}.$$

Визначаємо орієнтовну висоту димової труби (формула 2.3), м:

$$H' = 0,2 \times p_{ef} = 0,2 \times 1728,037 = 345,607.$$

Середня, по висоті труби, температура навколишнього повітря дорівнює (формула 2.37):

$$\overline{t_n^0} = 20 - 0,5 \times \sqrt{345,607} = 10,705 \text{ °C}.$$

Густина зовнішнього повітря $\overline{\rho_n}$ при середній по висоті труби температурі повітря $\overline{t_n^0} = 10,669$ °C визначаємо за формулою (2.2), кг/м³:

$$\overline{\rho_n} = \frac{\rho_{n0}}{\left(1 + \beta \times t_n^0\right)} = \frac{1,293}{\left(1 + \frac{10,705}{273}\right)} = 1,244.$$

Приймаємо, що димова труба залізобетонна. Для таких труб падіння температури на 1 м висоти Δt_H^0 не перевищує (0,5-1,5) град. Приймаємо, що спад температури димових газів на 1 м висоти труби становить 0,47 градуса. Тоді температура димових газів на виході із труби складе:

$$t_{вих}^0 = 293,700 - 0,47 \times 348,296 = 131,265 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середню по висоті димової труби температуру продуктів згоряння визначаємо з рівняння (2.5), $^\circ\text{C}$:

$$\bar{t}^0 = 0,5 \times (t_{осн}^0 + t_{вих}^0) = 0,5 \times (293,700 + 131,265) = 212,483.$$

Питоме підсмоктування повітря по висоті димової труби приймаємо рівним нулю. Тоді коефіцієнт витрати повітря внизу і вверху труби дорівнює коефіцієнту витрати повітря наприкінці 10 розрахункової ділянки $\alpha_{осн} = \alpha_{вих} = \alpha_{к10} = 1,730$.

Дійсну густину продуктів згоряння при середній по висоті температурі газів ρ_z і за робочих умов внизу $\rho_{осн}$ і на виході з димової труби $\rho_{вих}$ визначаємо за формулою (2.10), кг/м^3 :

$$\rho_{z \text{ вих}} = \frac{\rho'_{0z \text{ к10}}}{1 + \beta \times t_{вих}^0} = \frac{1,350}{1 + \frac{131,265}{273}} = 0,912;$$

$$\rho_{z \text{ осн}} = \frac{\rho'_{0z \text{ к10}}}{1 + \beta \times t_{осн}^0} = \frac{1,350}{1 + \frac{293,700}{273}} = 0,650;$$

$$\bar{\rho}_z = \frac{\rho'_{0z \text{ к10}}}{1 + \beta \times \bar{t}^0} = \frac{1,350}{1 + \frac{212,483}{273}} = 0,759.$$

За довідковими даними дод. Г при середній по висоті димової труби температурі газу $\bar{t}^0 = 212,483 \text{ } ^\circ\text{C}$ методом інтерполяції визначаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості компонентів:

Середня температура, $^\circ\text{C}$	Кінематичний коефіцієнт в'язкості компонентів $\nu_j \times 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$				
	Повітря	N ₂	CO ₂	H ₂ O	SO ₂
212,483	36,373	34,986	21,111	37,735	12,499

Використовуючи формулу (2.11) розраховуємо кінематичний коефіцієнт в'язкості продуктів згоряння:

$$\nu'_2 = \frac{100}{\frac{a_{N_2}}{\nu_{N_2}} + \frac{a_{CO_2}}{\nu_{CO_2}} + \frac{a_{H_2O}}{\nu_{H_2O}} + \frac{a_{SO_2}}{\nu_{SO_2}}} = \frac{100 \times 10^{-6}}{\frac{65}{34,986} + \frac{22}{21,111} + \frac{11}{37,735} + \frac{2}{12,499}} = 29,499 \times 10^{-6} \quad (\text{м}^2/\text{с}).$$

Кінематичний коефіцієнт в'язкості продуктів згоряння з урахуванням підсмоктування повітря дорівнює (формула 2.12), м²/с:

$$\nu_2 = \frac{\alpha_{к10}}{\frac{1}{\nu'_2} + \frac{\alpha_{к10} - 1}{\nu_n}} = \frac{1,730 \times 10^{-6}}{\frac{1}{29,837} + \frac{1,730 - 1}{36,373}} = 32,285 \times 10^{-6}.$$

Визначимо витрату газу при середній по висоті труби температурі продуктів згоряння $\bar{Q}$ й за робочих умов внизу $Q_{осн}$ і на виході з димової труби $Q_{вих}$ за формулою (2.14), м³/с:

$$Q_{вих} = \alpha_{вих} \times Q_0 \times (1 + \beta \times t_{вих}^0) = 1,730 \times 4,0 \times \left(1 + \frac{131,265}{273}\right) = 10,247;$$

$$Q_{осн} = \alpha_{осн} \times Q_0 \times (1 + \beta \times t_{осн}^0) = 1,730 \times 4,0 \times \left(1 + \frac{293,700}{273}\right) = 14,365;$$

$$\bar{Q} = \alpha_{к10} \times Q_0 \times (1 + \beta \times \bar{t}^0) = 1,730 \times 4,0 \times \left(1 + \frac{212,483}{273}\right) = 12,306.$$

Діаметр вихідного перерізу труби визначаємо з рівняння сталості витрати за формулою (2.38). Розрахункова швидкість газу $v_{вих\ p}$ на виході з димової труби при природній тязі становить (3...5) м/с. Приймаємо $v_{вих\ p} = 5$ м/с. Тоді

$$d_{вих} = \sqrt{\frac{4 \times 10,247}{3,14 \times 5}} = 1,616 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр вихідного перерізу димової труби рівним 1,6 м. Діаметр устя димової труби більше (1,0...1,5) м. У цьому випадку використовують цегляні або залізобетонні труби. Ми зробили правильне припущення щодо матеріалу димової труби. Остаточно приймаємо, що димова труба виконана з залізобетонну.

Внутрішній діаметр внизу труби визначаємо зі співвідношення (2.39):

$$d_{осн} = 1,5 \times d_{вих} = 1,5 \times 1,6 = 2,4 \text{ (м)}.$$

Приймаємо діаметр внизу димової труби рівним 2,4 м.

Середній діаметр димової труби обчислюємо як середньоарифметичне діаметрів внизу і на виході, м:

$$\bar{d} = 0,5 \times (d_{\text{осн}} + d_{\text{вих}}) = 0,5 \times (2,4 + 1,6) = 2,0.$$

Фактична швидкість димових газів на виході із труби складає, м/с:

$$v_{\text{вих}} = \frac{4 \times Q_{\text{вих}}}{\pi \times d_{\text{вих}}^2} = \frac{4 \times 10,247}{3,14 \times 1,6^2} = 5,099.$$

Швидкість газу внизу димової труби дорівнює, м/с:

$$v_{\text{осн}} = \frac{4 \times Q_{\text{осн}}}{\pi \times d_{\text{осн}}^2} = \frac{4 \times 14,365}{3,14 \times 2,4^2} = 3,177.$$

Швидкість продуктів згоряння при середній витраті $\bar{Q}$ й середньому діаметрі $\bar{d}$ димової труби складе, м/с:

$$\bar{v} = \frac{4 \times \bar{Q}}{\pi \times \bar{d}^2} = \frac{4 \times 12,306}{3,14 \times 2,0^2} = 3,919.$$

Визначаємо режим руху продуктів згоряння в димовій трубі:

$$Re = \frac{\bar{v} \times \bar{d}}{\nu_{\text{г}}} = \frac{3,919 \times 2,0}{32,285 \times 10^{-6}} = 242775,283.$$

Число Рейнольдса більше критичного значення, отже, рух газу турбулентний. При абсолютній еквівалентній шорсткості залізобетонної труби $k_e = 0,5 \times 10^{-3}$ м (дод. Г) критерій зони турбулентності дорівнює:

$$Re \times \frac{k_e}{d} = 242775,283 \times \frac{0,5 \times 10^{-3}}{2,0} = 60,694.$$

Значення критерію зони турбулентності перебуває в межах від 10 до 500, отже, рух газу відбувається в області змішаного опору, для якої справедлива формула Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \times \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_e}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \times \left(\frac{68}{242775,283} + \frac{0,5 \times 10^{-3}}{2,0} \right)^{0,25} = 0,0167.$$

Ефективна тяга димової труби дорівнює (формула 2.35), Па:

$$p_{ef} = H \times g \times (\overline{\rho_n} - \overline{\rho_z}) \times \frac{p_{бар}}{101,3} - \left(\frac{v_{вих}^2}{2} \rho_{z\,вих} - \frac{v_{осн}^2}{2} \rho_{z\,осн} \right) - \left[\lambda \times \frac{H}{d} \times \left(\frac{v_{вих}^2}{4} \rho_{z\,вих} + \frac{v_{осн}^2}{4} \rho_{z\,осн} \right) + \zeta_{вих} \frac{v_{вих}^2}{2} \rho_{z\,вих} \right].$$

Звідси, необхідна для видалення продуктів згоряння висота димової труби складе, м:

$$H = \frac{p_{ef} + \left(\frac{v_{вих}^2}{2} \times \rho_{z\,вих} - \frac{v_{осн}^2}{2} \times \rho_{z\,осн} \right) + \zeta_{вих} \times \frac{v_{вих}^2}{2} \times \rho_{z\,вих}}{g \times (\overline{\rho_n} - \overline{\rho_z}) \times \frac{p_{бар}}{101,3} - \lambda \times \frac{1}{d} \times \left(\frac{v_{вих}^2}{4} \times \rho_{z\,вих} + \frac{v_{осн}^2}{4} \times \rho_{z\,осн} \right)}.$$

Коефіцієнт місцевого опору на виході димових газів із труби в атмосферу $\zeta_{вих} = 1,15$ (дод. Д), $p_{бар} = 99,9$ кПа (дод. А).

$$H = \frac{1728,037 + \left(\frac{5,099^2}{2} \times 0,912 - \frac{3,177^2}{2} \times 0,650 \right) + 1,15 \times \frac{5,099^2}{2} \times 0,912}{9,81 \times (1,244 - 0,759) \times \frac{99,9}{101,3} - 0,0167 \times \frac{1}{2,0} \times \left(\frac{5,099^2}{4} \times 0,912 + \frac{3,177^2}{4} \times 0,650 \right)} = 378,113 \text{ (м)}.$$

Визначаємо розбіжність у значеннях висоти димової труби:

$$\Delta H = \frac{H - H'}{H'} \times 100 = \frac{378,113 - 345,607}{345,607} \times 100 = 9,405 \text{ \%}.$$

Розбіжність у значеннях H' і H не перевищує 10 %, тому розрахунок далі не проводимо.

Вибір вентилятора (димососа). Розрахункова висота димової труби значно більше ніж 100 м. Приймаємо дійсну висоту труби $H = 80$ м і розраховуємо для неї ефективну тягу за формулою (2.35). Для цього попередньо розраховуємо фізичні й динамічні параметри газового потоку за відомими формулами:

$$\overline{t_n^0} = t_n^0 - 0,5 \times \sqrt{H} = 20 - 0,5 \times \sqrt{80,0} = 15,528 \text{ } (^{\circ}\text{C}).$$

$$\overline{\rho_n} = \frac{\rho_{n0}}{(1 + \beta \times t_n^0)} = \frac{1,293}{\left(1 + \frac{15,528}{273}\right)} = 1,223 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

У першому наближенні приймаємо, що труба сталева. Для таких труб падіння температури на 1 м висоти не перевищує (0,8...3) град. Приймаємо, що спад температури димових газів на 1 м висоти труби Δt_H^0 становить 1,0 градуса. Тоді температура димових газів на виході з труби складе:

$$t_{вих}^0 = t_{осн}^0 - \Delta t_H^0 \times H = 293,700 - 1,0 \times 80,0 = 213,700 \text{ } (^{\circ}\text{C}).$$

$$\overline{t^0} = 0,5 \times (t_{осн}^0 + t_{вих}^0) = 0,5 \times (293,700 + 213,700) = 253,700 \text{ } (^{\circ}\text{C}).$$

$$\rho_{г\text{ вих}} = \frac{\rho_{0г\text{ к } 10}}{1 + \beta \times t_{вих}^0} = \frac{1,350}{1 + \frac{213,700}{273}} = 0,757 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

$$\rho_{г\text{ осн.}} = \frac{\rho_{0г\text{ к } 10}}{1 + \beta \times t_{осн}^0} = \frac{1,350}{1 + \frac{293,700}{273}} = 0,650 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

$$\overline{\rho_g} = \frac{\rho_{0г\text{ к } 10}}{1 + \beta \times \overline{t^0}} = \frac{1,350}{1 + \frac{253,700}{273}} = 0,700 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

За довідковими даними у дод. В при середній по висоті димової труби температурі газу $\overline{t^0} = 253,700 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ методом інтерполяції визначаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості компонентів:

Середня температура, $^{\circ}\text{C}$	Кінематичний коефіцієнт в'язкості компонентів $\nu_j \times 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$				
	Повітря	N_2	CO_2	H_2O	SO_2
253,700	42,472	40,930	24,979	45,935	16,296

Використовуючи формулу (2.11) розраховуємо кінематичний коефіцієнт в'язкості продуктів згорання:

$$v_2' = \frac{100}{\frac{a_{N_2}}{v_{N_2}} + \frac{a_{CO_2}}{v_{CO_2}} + \frac{a_{H_2O}}{v_{H_2O}} + \frac{a_{SO_2}}{v_{SO_2}}} = \frac{100 \times 10^{-6}}{\frac{65}{40,930} + \frac{22}{24,979} + \frac{11}{45,935} + \frac{2}{16,296}} = 35,323 \times 10^{-6} \quad (\text{м}^2/\text{с}).$$

$$v_2 = \frac{\alpha_{\kappa 10}}{\frac{1}{v_2'} + \frac{\alpha_{\kappa 10} - 1}{v_n}} = \frac{1,730 \times 10^{-6}}{\frac{1}{35,323} + \frac{1,730 - 1}{42,472}} = 38,024 \times 10^{-6} \quad (\text{м}^2/\text{с}).$$

$$Q_{вих} = \alpha_{вих} \times Q_0 \times (1 + \beta \times t_{вих}^0) = 1,730 \times 4,0 \times \left(1 + \frac{213,700}{273}\right) = 12,337 \quad (\text{м}^3/\text{с}).$$

$$Q_{осн} = \alpha_{осн} \times Q_0 \times (1 + \beta \times t_{осн}^0) = 1,730 \times 4,0 \times \left(1 + \frac{293,700}{273}\right) = 14,365 \quad (\text{м}^3/\text{с}).$$

$$\bar{Q} = \alpha_{\kappa 10} \times Q_0 \times (1 + \beta \times \bar{t}^0) = 1,730 \times 4,0 \times \left(1 + \frac{253,700}{273}\right) = 13,351 \quad (\text{м}^3/\text{с}).$$

Для забезпечення розсіювання забруднюючих речовин при примусовій тязі приймаємо $v_{вих\ p} = 14,0$ м/с. Тоді

$$d_{вих} = \sqrt{\frac{4 \times Q_{вих}}{\pi \times v_{вих\ p}}} = \sqrt{\frac{4 \times 12,337}{3,14 \times 14,0}} = 1,060 \quad (\text{м}).$$

Приймаємо діаметр вихідного перерізу труби рівним 1,1 м.

Діаметр вихідного перерізу не перевищує (1,0...1,5) м, тому остаточно приймаємо, що димова труба сталева.

$$d_{осн} = 1,5 \times d_{вих} = 1,5 \times 1,1 = 1,65 \quad (\text{м}).$$

Приймаємо діаметр димової труби внизу рівним 1,7 м.

$$\bar{d} = 0,5 \times (d_{осн} + d_{вих}) = 0,5 \times (1,7 + 1,1) = 1,4 \quad (\text{м}).$$

Фактична швидкість димових газів на виході із труби складе, м/с:

$$v_{вих} = \frac{4 \times Q_{вих}}{\pi \times d_{вих}^2} = \frac{4 \times 12,337}{3,14 \times (1,1)^2} = 12,988.$$

$$v_{осн} = \frac{4 \times Q_{осн}}{\pi \times d_{осн}^2} = \frac{4 \times 14,365}{3,14 \times (1,7)^2} = 6,332 \text{ (м/с)}.$$

$$\bar{v} = \frac{4 \times \bar{Q}}{\pi \times \bar{d}^2} = \frac{4 \times 13,351}{3,14 \times (1,4)^2} = 8,677 \text{ (м/с)}.$$

$$Re = \frac{\bar{v} \times \bar{d}}{\nu_z} = \frac{8,677 \times 1,4}{38,024 \times 10^{-6}} = 319477,172.$$

Число Рейнольдса більше критичного значення, отже, рух газу турбулентний. При абсолютній еквівалентній шорсткості сталеві труби $k_e = 0,12 \times 10^{-3}$ м критерій зони турбулентності дорівнює:

$$Re \times \frac{k_e}{d} = 319477,172 \times \frac{0,12 \times 10^{-3}}{1,4} = 27,384.$$

Значення критерію зони турбулентності перебуває в межах від 10 до 500, отже, рух газу відбувається в області змішаного опору, для якої справедлива формула Альтшуля (2.25):

$$\lambda = 0,11 \times \left(\frac{68}{Re} + \frac{k_e}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \times \left(\frac{68}{319477,172} + \frac{0,12 \times 10^{-3}}{1,4} \right)^{0,25} = 0,0145.$$

Ефективну тягу димові труби визначаємо за формулою (2.35), Па:

$$p_{эф} = H \times g \times (\bar{\rho}_n - \bar{\rho}_z) \times \frac{p_{бар}}{101,3} - \left(\frac{v_{вих}^2}{2} \rho_{z\text{вих}} - \frac{v_{осн}^2}{2} \rho_{z\text{осн}} \right) -$$

$$\left[\lambda \frac{H}{d} \left(\frac{v_{вих}^2}{4} \rho_{z\text{вих}} + \frac{v_{осн}^2}{4} \rho_{z\text{осн}} \right) + \zeta_{вих} \frac{v_{вих}^2}{2} \rho_{z\text{вих}} \right],$$

$$p_{эф} = 80 \times 9,81 \times (1,223 - 0,700) \times \frac{99,9}{101,3} - \left(\frac{12,988^2}{2} \times 0,757 - \frac{6,332^2}{2} \times 0,650 \right) -$$

$$\left[0,0145 \times \frac{80}{1,4} \times \left(\frac{12,988^2}{4} \times 0,757 + \frac{6,332^2}{4} \times 0,650 \right) + 1,15 \times \frac{12,988^2}{2} \times 0,757 \right]$$

$$= 249,157 \text{ (Па)}.$$

Димосос (вентилятор) обираємо на основі аеродинамічного розрахунку тракту, що відводить газу.

Перепад тиску на вентиляторі (димососі) дорівнює (формула 2.41), Па:

$$\Delta p_{\partial} = \Delta p - p_c - p_{ef} = 1400,294 - (-4,857) - 249,157 = 1155,994.$$

Визначаємо повний розрахунковий тиск вентилятора, Па (формула 2.42).
Приймаємо коефіцієнт запасу тиску $\beta_2 = 1,2$ [2].

$$p_p = 1,2 \times 1155,994 = 1387,193 \text{ (Па)}.$$

Щоб обрати вентилятор (димосос), необхідно повний розрахунковий тиск p_p привести до умов, для яких складена характеристика в довідковій літературі (формула 2.43) Па:

$$p_p^{np} = K_p \times p_p$$

Коефіцієнт K_p визначається за формулою (2.44). Аеродинамічні характеристики димососів типу Д в [3] наведені при температурі $T_x = (273+200)$. Тоді:

$$K = \frac{(273 + 312,450)}{(273 + 200)} \times \frac{101,3}{99,9} \times \frac{1,350}{1,293} = 1,31.$$

$$p_p^{np} = 1,31 \times 1387,193 = 1817,223 \text{ Па} = 185,242 \text{ мм вод. ст.}$$

Продуктивність димососа Q_{∂} приймаємо із запасом 10 % стосовно розрахункової кількості газів у димососа на останній розрахунковій ділянці Q_{10} , з урахуванням підсмоктування повітря й виправленням на атмосферний тиск $p_{\partial ap}$:

$$Q_{\partial} = 1,1 \times \overline{Q_{10}} \times \frac{101,3}{p_{\partial ap}} = 1,1 \times 14,840 \times \frac{101,3}{99,9} = 16,553 \text{ м}^3/\text{с} = 59590,8 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Обираємо відцентровий димосос одnobічного усмоктування Д-15,5 [3, рис. VII-43] з електродвигуном. Димосос має наступні характеристики:

- продуктивність 59600 м³/год (16,556 м³/с);
- розрідження, яке створюється димососом 1824,660 Па (186 мм вод. ст.);
- число обертів $n = 740$ об. / хв.;
- коефіцієнт корисної дії (к. к. д.) димососа $\eta_{\partial} = 0,665$.

Потужність, що витрачає димосос, визначається за рівнянням (2.46), кВт:

$$N = \frac{16,556 \times 1824,660}{0,665 \times 1,31} \times 10^{-3} = 34,677 \quad (\text{кВт}).$$

2.3 Завдання до самостійної роботи

Розрахувати систему вентиляції. Аеродинамічний розрахунок виконують з метою підбору розмірів поперечних перерізів ділянок вентиляційної мережі. Розрахувати втрати тиску у повітропроводах та обладнанні з урахуванням сумарної самотяги. На основі значень загальних втрат тиску в повітропроводах та обладнанні визначити необхідну для відведення газів висоту димової труби. За результатами аеродинамічного розрахунку в разі потреби обрати димосос (або вентилятор). Варіанти вихідних даних наведені у дод. А, схеми ділянок наведені у дод. Б. Вихідні дані з дод. А заносимо до нижченаведеної таблиці.

Вихідні дані

Найменування параметрів		Одиниці виміру	Значення
Номер схеми газоходу			№
Геометричні розміри газоходу:	$a \times b$	м×м	
	d_z	м	
	h_1	м	
	h_2	м	
	h_3	м	
	l_1	м	
	l_2	м	
	l_3	м	
	l_4	м	
	l_5	м	
	l_6	м	
	l_7	м	
	l_8	м	
Склад димових газів:	N_2	об'єм. %	
	CO_2		
	H_2O		
	O_2		
	SO_2		
	CO		
Температура димових газів на виході з агрегату, t_2^0		0C	
Загальна витрата димових газів при $H\Phi Y, Q_0$		м ³ /с	
Питомі підсмоктування повітря на цегляному газоході, $\Delta\alpha_l$		1/м	
Зниження температури на 1 м довжини, Δt_l^0		К/м	
– цегляного газоходу			
– сталевого газоходу			

Рекуператор:			
	– матеріал труб (повна назва)		
	– кількість труб n_p		
	– діаметр труб рекуператора, d_p	мм	
	– довжина труб рекуператора, l_p	м	
	– коефіцієнт підсмоктування повітря в рекуператорі, $\Delta\alpha_p^0$		
	– зниження температури газів, Δt_p^0	К	
Котел утилізатор:			
	– довжина горизонтальної ділянки, l_k	м	
	– ширина газоходу, b_1	м	
Пароперегрівач:			
	– розміщення труб		----- пучок труб
	– кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}		
	– діаметр труб пароперегрівача, d	мм	
	– поперечний крок, S_1	мм	
	– подовжній крок S_2	мм	
Випарні поверхні:			
	– розміщення труб		пучок труб
	– кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}		
	– діаметр труб пароперегрівача, d	мм	
	– поперечний крок, S_1	мм	
	– подовжній крок S_2	мм	
Водяной економайзер:			
	– розміщення труб		пучок труб
	– кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}		
	– діаметр труб пароперегрівача, d	мм	
	– поперечний крок, S_1	мм	
	– подовжній крок S_2	мм	
Коефіцієнти підсмоктування повітря:			
	– на пароперегрівача, $\Delta\alpha_{nn}$		
	– на випарних поверхнях, $\Delta\alpha_{en}$		
	– на водяному економайзері, $\Delta\alpha_{ee}$		
Зниження температури:			
	– на пароперегрівача, Δt_{nn}^0	К	
	– на випарних поверхнях, Δt_{en}^0	К	
	– на водяному економайзері, Δt_{ee}^0	К	
Тип газоочисного апарата (повна назва)			
Зниження температури на газоочисному апараті, Δt_{zo}^0		К	
Температура зовнішнього повітря біля основи димової труби, Δt_{ϵ}^0		$^{\circ}\text{C}$	
Атмосферний тиск, $p_{бар}$		кПа	

ВИКОРИСТАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Манідіна Є.А., Беренда Н.В., Куріс Ю.В. Технічна механіка рідини та газу та інженерна гідравліка : для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра спеціальності 263 «Цивільна безпека» освітньо-професійної програми «Охорона праці», спеціальності 183 «Технології захисту навколишнього середовища» освітньо-професійної програми «Технології захисту навколишнього середовища» Запоріжжя : ЗНУ, 2021. 204 с.
2. Старк М.Б. Газоочистные аппараты и установки в металлургическом производстве. Москва : Металлургия, 1990. 400 с.
3. Аэродинамический расчёт котельных установок (нормативный метод) / под ред. С.И. Мочана. Ленинград : Энергия, 1977. 256 с.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. Москва : Машиностроение, 1992. 672 с.
5. Справочник по расчётам гидравлических и вентиляционных систем. Санкт Петербург : АНО НПО «Мир и семья», 2001. 1154 с.
6. Константинов Ю.М., Гіжа О.О. Технічна механіка рідини і газу. Київ : Вища школа, 2002. 277 с.
7. Гиргидов А.Д. Техническая механика жидкости и газа. Санкт Петербург : Политехнический университет, 2007. 545 с.
8. Манідіна Є.А., Кожемякін Г.Б., Белоконь К.В. Проектування безпечних промислових споруд та природоохоронного обладнання : навчально-методичний посібник для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра спеціальності 263 «Цивільна безпека» освітньо-професійної програми «Охорона праці», спеціальності 183 «Технології захисту навколишнього середовища» освітньо-професійної програми «Технології захисту навколишнього середовища». Запоріжжя : Запорізький національний університет, 2021. 150 с.
9. Виробнича (промислова) санітарія (мікроклімат): навчально-методичний посібник для студентів ЗДІА напрямів підготовки 6.170202 «Охорона праці», 263 «Цивільна безпека», 6.040106 «Екологія, охорона навколишнього середовища та збалансоване природокористування», 183 «Технології захисту навколишнього середовища» денної та заочної форми навчання / К.В. Белоконь, Н.В. Беренда. Запоріжжя : ЗДІА, 2017. 161 с.

ДОДАТОК А
ВАРІАНТИ ЗАВДАННЯ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Таблиця А.1 – Вихідні дані варіантів № 1-№ 6

Найменування параметрів	Варіанти					
	1	2	3	4	5	6
Номер схеми газоходу	1	2	3	4	5	6
На схемах до газоочисного апарата йде газохід прямокутного перерізу з вогнетривкої цегли розміром $a \times b$. Після газоочисного апарата газохід виконаний з нових сталєних зварних труб діаметром d_z .						
Геометричні розміри газоходу, м:	0,8×0,6	1,32×1,10	0,65×0,65	0,80×0,60	1,00×1,50	0,90×0,80
$a \times b$						
d_z	0,6	1,0	0,5	0,6	0,8	0,8
h_1	3,5	5,0	4,6	3,5	4,0	7,2
h_2	9,0	8,0	11,0	9,0	12,0	11,0
h_3	8,0	9,0	9,0	8,0	10,0	10,0
l_1	1,5	8,0	6,0	0,9	2,0	0,8
l_2	2,0	3,0	4,0	2,0	3,0	7,0
l_3	3,0	8,0	3,0	3,0	3,5	2,0
l_4	4,0	10,0	5,0	4,0	5,0	3,0
l_5	4,0	4,0	3,0	4,0	5,0	6,0
l_6	5,0	4,0	5,0	5,0	6,0	6,0
l_7	8,0	6,0	7,0	5,0	7,0	10,0
l_8	4,0	–	–	6,0	6,0	–
Загальна витрата димових газів за $H\Phi Y$, Q_0 , м ³ /с	1,9	5,8	0,6	0,8	3,0	0,9
Температура димових газів на виході з агрегату, t_r^0 , °С	980	940	900	860	820	780
Зниження температури на 1 м довжини, Δt_l^0 , К/м:						
- цегляного газоходу	2,0	2,0	1,5	1,5	1,0	1,0
- сталєного газоходу	4,0	3,0	3,5	4,0	3,5	3,0

Найменування параметрів	Варіанти					
	1	2	3	4	5	6
Склад димових газів, об'ємних %:						
N_2	70	60	65	63	70	62
CO_2	15	26	18	16	19	22
H_2O	10		12	11	9	
O_2	—	—	—	—	—	7
SO_2	5	2	5	—	—	—
CO	—	12	—	10	2	9
Питомі підсмоктування повітря на цегляному газоході, $\Delta\alpha_i$, 1/м	0,005	0,004	0,006	0,007	0,008	0,009
Рекуператор:						
- матеріал труб ¹⁾	Б ¹⁾	Н ¹⁾	Р ¹⁾	Ч ¹⁾	Л ¹⁾	К ¹⁾
- кількість труб n_p	230	450	240	210	500	180
- діаметр труб рекуператора, d_p , мм	50	60	45	50	60	80
- довжина труб рекуператора, l_p , м	2,5	2,0	3,0	2,5	3,5	2,8
- коефіцієнт підсмоктування повітря в рекуператорі, $\Delta\alpha_p^0$	0,05	0,07	0,15	0,04	0,08	0,12
- зниження температури газів, Δt_p^0 , К	250	220	190	160	130	200
Котел - утилізатор:						
- довжина горизонтальної ділянки, l_k , м	3,0	3,5	4,0	3,2	4,2	4,5
- ширина газоходу, b_1 , м	1,0	2,2	1,3	1,2	2,0	1,6
Пароперегрівач:						
- розміщення труб ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾
- кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}	12	13	14	15	16	17
- діаметр труб пароперегрівача, d , мм	25	40	20	35	32	25
- поперечний крок, S_1 , мм	45	70	35	60	60	50
- поздовжній крок S_2 , мм	40	80	25	50	40	50

Найменування параметрів	Варіанти					
	1	2	3	4	5	6
Випарні поверхні: - розміщення труб ²⁾ - кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$ - діаметр труб випарних поверхонь, d , мм - поперечний крок, S_1 , мм - поздовжній крок S_2 , мм	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾
	25	28	32	26	28	36
	32	25	40	32	25	40
	65	48	72	60	45	65
	40	30	55	45	40	50
Водяной економайзер: - розміщення труб ²⁾ - кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$ - діаметр труб економайзера, d , мм - поперечний крок, S_1 , мм - поздовжній крок S_2 , мм	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾
	10	12	14	15	18	20
	32	20	16	25	32	20
	50	50	30	38	48	35
	35	40	25	40	35	35
Коефіцієнти підсмоктування повітря: - на пароперегрівачі, $\Delta\alpha_{пп}$ - на випарних поверхнях, $\Delta\alpha_{вп}$ - на водяному економайзері, $\Delta\alpha_{ве}$	0,1	0,04	0,06	0,08	0,10	0,08
	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
	0,1	0,08	0,06	0,05	0,07	0,09
Зниження температури, К: - на пароперегрівачі, $\Delta t_{пп}^0$ - на випарних поверхнях, $\Delta t_{вп}^0$ - на водяному економайзері, $\Delta t_{ве}^0$	120	100	90	70	90	50
	160	150	130	110	140	110
	80	60	70	60	70	50
Тип газоочисного апарата ³⁾	Ц ³⁾	ЕЛ ³⁾	ІА ³⁾	СП ³⁾	СН ³⁾	Ц ³⁾
Зниження температури на газоочисному апараті, $\Delta t_{зо}^0$, К	10	20	5	80	80	15
Температура зовнішнього повітря біля основи димової труби, Δt_n^0 , К	12	15	18	20	24	26
Атмосферний тиск, $p_{бар}$, кПа	100	99,5	99,0	98,5	98,0	100,5

Таблиця А.2 – Вихідні дані варіантів № 7...№ 12

Найменування параметрів	Варіанти					
	7	8	9	10	11	12
Номер схеми газоходу	1	2	3	4	5	6
На схемах до газоочисного апарата йде газохід прямокутного перерізу з вогнетривкої цегли розміром $a \times b$. Після газоочисного апарата газохід виконаний з нових сталєних зварних труб діаметром d_z .						
Геометричні розміри газоходу, м:						
$a \times b$	0,9×0,7	1,1×0,9	1,00×1,28	0,7×0,8	0,8×0,6	0,7×0,7
d_z	0,7	0,9	0,8	0,7	0,6	0,7
h_1	4,5	4,0	3,5	4,2	3,5	8,0
h_2	11,0	12,0	11,5	11,0	9,0	12,0
h_3	9,0	10,0	10,0	10,0	8,0	10,0
l_1	2,5	5,0	7,0	0,8	1,5	1,0
l_2	4,0	5,0	6,0	4,0	2,0	8,0
l_3	7,0	11,0	4,0	2,0	3,0	3,5
l_4	5,0	6,0	8,0	3,0	4,0	5,0
l_5	3,0	7,0	5,0	6,0	4,0	5,0
l_6	6,0	6,0	6,0	6,0	5,0	6,0
l_7	9,0	5,0	4,0	10,0	5,0	7,0
l_8	5,0	–	–	7,0	6,0	–
Загальна витрата димових газів за $H\Phi Y$, Q_0 , м ³ /с	2,8	1,1	1,4	1,6	2,0	2,5
Температура димових газів на виході з агрегату, t_r^0 , °С	870	770	700	750	700	780
Зниження температури на 1 м довжини, Δt_l^0 , К/м:						
- цегляного газоходу	2,5	0,8	1,4	1,2	1,5	0,6
- сталєного газоходу	3,5	3,0	3,6	2,5	3,0	3,4

Найменування параметрів	Варіанти					
	7	8	9	10	11	12
Склад димових газів, об'ємних %:						
N_2	63	65	60	66	64	67
CO_2	24	20	18	16	14	12
H_2O	11	12	14	14	6	—
O_2	—	3	—	—	16	—
SO_2	2	—	8	—	—	4
CO	—	—	—	4	—	17
Питомі підсмоктування повітря на цегляному газоході, $\Delta\alpha$, 1/м	0,006	0,007	0,008	0,009	0,012	0,014
Рекуператор:						
- матеріал труб ¹⁾	Р ¹⁾	Ч ¹⁾	Л ¹⁾	К ¹⁾	Б ¹⁾	Н ¹⁾
- кількість труб n_p	380	250	230	290	360	210
- діаметр труб рекуператора, d_p , мм	45	80	90	50	40	60
- довжина труб рекуператора, l_p , м	3	2,2	2,4	2,3	3,0	2,5
- коефіцієнт підсмоктування повітря в рекуператорі, $\Delta\alpha_p^0$	0,15	0,09	0,06	0,13	0,10	0,05
- зниження температури газів, Δt_p^0 , К	230	190	135	140	180	200
Котел - утилізатор:						
- довжина горизонтальної ділянки, l_k , м	4,0	3,6	3,8	5,5	5,0	3,0
- ширина газоходу, b_1 , м	1,3	1,5	1,6	1,2	1,0	1,0
Пароперегрівач:						
- розміщення труб ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾
- кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}	14	18	19	20	15	12
- діаметр труб пароперегрівача, d , мм	20	40	20	35	32	25
- поперечний крок, S_1 , мм	35	65	40	65	50	45
- поздовжній крок S_2 , мм	25	40	35	50	50	40

Найменування параметрів	Варіанти					
	7	8	9	10	11	12
Випарні поверхні: - розміщення труб ²⁾ - кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$ - діаметр труб випарних поверхонь, d , мм - поперечний крок, S_1 , мм - поздовжній крок S_2 , мм	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾
	32	40	32	38	30	25
	40	32	25	40	40	32
	72	62	35	55	75	65
	55	50	30	60	60	40
Водяной економайзер: - розміщення труб ²⁾ - кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$ - діаметр труб економайзера, d , мм - поперечний крок, S_1 , мм - поздовжній крок S_2 , мм	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾
	14	20	17	16	13	10
	16	16	25	42	25	32
	30	25	42	60	40	50
	25	28	40	40	30	35
Коефіцієнти підсмоктування повітря: - на пароперегрівачі, $\Delta\alpha_{nn}$ - на випарних поверхнях, $\Delta\alpha_{вп}$ - на водяному економайзері, $\Delta\alpha_{ве}$	0,06	0,06	0,08	0,10	0,04	0,04
	0,07	0,06	0,05	0,08	0,09	0,10
	0,05	0,07	0,09	0,10	0,08	0,06
Зниження температури, К: - на пароперегрівачі, Δt_{nn}^0 - на випарних поверхнях, $\Delta t_{вп}^0$ - на водяному економайзері, $\Delta t_{ве}^0$	80	90	85	95	70	80
	140	120	105	115	100	105
	80	90	55	75	50	60
Тип газоочисного апарата ³⁾	ЕЛ ³⁾	ІА ³⁾	СП ³⁾	СН ³⁾	Ц ³⁾	ЕЛ ³⁾
Зниження температури на газоочисному апараті, $\Delta t_{го}^0$, К	20	10	70	80	5	15
Температура зовнішнього повітря біля основи димової труби, Δt_n^0 , К	18	19	20	21	22	23
Атмосферний тиск, $p_{бар}$, кПа	98,0	98,5	99,0	99,5	100,0	100,2

Таблиця А.3 – Вихідні дані варіантів № 13...№ 18

Найменування параметрів	Варіанти					
	13	14	15	16	17	18
Номер схеми газоходу	1	2	3	4	5	6
На схемах до газоочисного апарата йде газохід прямокутного перерізу з вогнетривкої цегли розміром $a \times b$. Після газоочисного апарата газохід виконаний з нових сталевих зварних труб діаметром d_z .						
Геометричні розміри газоходу, м:						
$a \times b$	1,1×0,9	1,32×1,54	0,65×0,90	0,60×0,80	1,50×1,00	0,80×0,90
d_z	1,0	0,9	0,7	0,6	0,8	0,6
h_1	5,2	5,5	6,0	3,5	4,0	4,2
h_2	12,0	11,0	8,0	9,0	12,0	11,0
h_3	10,0	9,0	9,0	8,0	10,0	10,0
l_1	2,5	6,0	8,0	0,9	2,0	0,8
l_2	5,0	4,0	3,0	2,0	3,0	9,0
l_3	11,0	7,0	3,0	3,0	3,5	2,0
l_4	6,0	5,0	10,0	4,0	5,0	3,0
l_5	6,0	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0
l_6	7,0	5,0	4,0	5,0	6,0	6,0
l_7	8,0	7,0	6,0	5,0	7,0	10,0
l_8	7,0	—	—	6,0	7,0	—
Загальна витрата димових газів за $НФУ$, Q_0 , м ³ /с	3,8	6,0	2,6	1,9	7,5	1,4
Температура димових газів на виході з агрегату, t_r^0 , °С	750	830	880	930	980	1000
Зниження температури на 1 м довжини, Δt_l^0 , К/м:						
- цегляного газоходу	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0
- сталевих газоходу	2,0	3,0	3,0	3,5	3,5	4,0

Найменування параметрів	Варіанти					
	13	14	15	16	17	18
Склад димових газів, об'ємних %:						
N_2	55	70	60	65	63	70
CO_2	26	15	26	18	16	19
H_2O	15	10	—	12	11	9
O_2	—	—	—	—	—	—
SO_2	4	5	2	5	—	—
CO	—	—	12	—	10	2
Питомі підсмоктування повітря на цегляному газоході, $\Delta\alpha_l$, 1/м	0,009	0,012	0,004	0,005	0,006	0,007
Рекуператор:						
- матеріал труб ¹⁾	Н ¹⁾	Р ¹⁾	Ч ¹⁾	Л ¹⁾	К ¹⁾	Б ¹⁾
- кількість труб n_p	210	500	350	210	260	230
- діаметр труб рекуператора, d_p , мм	80	70	45	50	80	60
- довжина труб рекуператора, l_p , м	2,8	2,0	3,0	2,5	3,5	2,8
- коефіцієнт підсмоктування повітря в рекуператорі, $\Delta\alpha_p^0$	0,12	0,07	0,15	0,04	0,08	0,12
- зниження температури газів, Δt_p^0 , К	150	170	190	210	230	250
Котел - утилізатор:						
- довжина горизонтальної ділянки, l_k , м	4,5	3,5	4,0	3,2	4,2	4,5
- ширина газоходу, b_1 , м	1,6	2,2	1,3	1,2	2,0	1,6
Пароперегрівач:						
- розміщення труб ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾
- кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}	17	13	14	15	16	17
- діаметр труб пароперегрівача, d , мм	25	40	20	35	32	25
- поперечний крок, S_1 , мм	50	70	35	60	60	50
- поздовжній крок S_2 , мм	50	80	25	50	40	50

Найменування параметрів	Варіанти					
	13	14	15	16	17	18
Випарні поверхні: - розміщення труб ²⁾ - кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$ - діаметр труб випарних поверхонь, d , мм - поперечний крок, S_1 , мм - поздовжній крок S_2 , мм	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾
	36	28	32	26	28	36
	40	25	40	32	25	40
	65	48	72	60	45	65
	50	30	55	45	40	50
Водяной економайзер: - розміщення труб ²⁾ - кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$ - діаметр труб економайзера, d , мм - поперечний крок, S_1 , мм - поздовжній крок S_2 , мм	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾
	20	12	14	15	18	20
	20	20	16	25	32	20
	35	50	30	38	48	35
	35	40	25	30	35	35
Коефіцієнти підсмоктування повітря: - на пароперегрівачі, $\Delta\alpha_{nn}$ - на випарних поверхнях, $\Delta\alpha_{вп}$ - на водяному економайзері, $\Delta\alpha_{ве}$	0,04	0,05	0,05	0,07	0,07	0,09
	0,05	0,07	0,09	0,10	0,08	0,06
	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
Зниження температури, К: - на пароперегрівачі, Δt_{nn}^0 - на випарних поверхнях, $\Delta t_{вп}^0$ - на водяному економайзері, $\Delta t_{ве}^0$	70	80	100	120	110	90
	150	140	180	160	170	180
	60	60	80	90	80	70
Тип газоочисного апарата ³⁾	ІА ³⁾	СП ³⁾	СН ³⁾	Ц ³⁾	ЕЛ ³⁾	ІА ³⁾
Зниження температури на газоочисному апараті, $\Delta t_{го}^0$, К	6	65	75	8	10	7
Температура зовнішнього повітря біля основи димової труби, Δt_n^0 , К	10	25	28	13	14	15
Атмосферний тиск, $p_{бар}$, кПа	100,3	99,9	99,4	98,9	98,4	98,9

Таблиця А.4 – Вихідні дані варіантів № 19...№ 24

Найменування параметрів	Варіанти					
	19	20	21	22	23	24
Номер схеми газоходу	1	2	3	4	5	6
На схемах до газоочисного апарата йде газохід прямокутного перерізу з вогнетривкої цегли розміром $a \times b$. Після газоочисного апарата газохід виконаний з нових сталєних зварних труб діаметром d_z .						
Геометричні розміри газоходу, м:						
$a \times b$	1,0×1,1	1,0×1,2	1,1×0,9	0,8×0,7	0,6×0,8	0,7×0,7
d_z	0,8	0,7	0,8	0,5	0,7	0,7
h_1	5,5	3,5	2,0	4,2	3,5	6,0
h_2	11,5	11,5	12,0	11,0	9,5	11,5
h_3	10,0	10,0	10,0	10,0	8,0	10,0
l_1	3,0	7,0	5,0	0,8	2,0	0,9
l_2	4,0	6,0	5,0	4,0	2,5	6,0
l_3	6,0	6,0	4,0	2,5	3,0	4,0
l_4	8,0	8,0	6,0	3,5	5,0	6,0
l_5	5,0	5,0	7,0	7,0	4,0	5,0
l_6	4,0	6,0	6,0	6,0	6,0	5,0
l_7	7,0	4,0	5,0	9,0	5,0	6,0
l_8	7,0	–	–	6,0	7,0	–
Загальна витрата димових газів за $H\Phi V, Q_0$, м ³ /с	3,6	1,9	3,3	0,8	2,9	2,7
Температура димових газів на виході з агрегату, t_r^0 , °С	740	670	720	770	820	920
Зниження температури на 1 м довжини, Δt_l^0 , К/м:						
- цегляного газоходу	0,6	1,2	1,5	2,0	2,0	2,5
- сталєного газоходу	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5

Найменування параметрів	Варіанти					
	19	20	21	22	23	24
Склад димових газів, % об'ємних:						
N_2	68	62	63	65	60	66
CO_2	13	22	24	20	18	17
H_2O	3	—	11	12	14	13
O_2	16	7	—	3	—	—
SO_2	—	—	2	—	8	—
CO	—	9	—	—	—	4
Питомі підсмоктування повітря на цегляному газоході, $\Delta\alpha_i$, 1/м	0,014	0,012	0,010	0,008	0,006	0,004
Рекуператор:						
- матеріал труб ¹⁾	К ¹⁾	Б ¹⁾	Н ¹⁾	Р ¹⁾	Ч ¹⁾	Л ¹⁾
- кількість труб n_p	250	230	160	250	380	240
- діаметр труб рекуператора, d_p , мм	70	80	90	50	40	50
- довжина труб рекуператора, l_p , м	2,3	2,2	2,4	2,3	3,0	2,5
- коефіцієнт підсмоктування повітря в рекуператорі, $\Delta\alpha_p^0$	0,13	0,09	0,06	0,13	0,10	0,05
- зниження температури газів, Δt_p^0 , К	100	120	140	160	180	200
Котел - утилізатор:						
- довжина горизонтальної ділянки, l_k , м	5,5	3,6	3,8	5,5	5,0	3,0
- ширина газоходу, b_l , м	1,2	1,5	1,6	1,2	1,0	1,0
Пароперегрівач:						
- розміщення труб ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾
- кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}	20	18	19	20	15	12
- діаметр труб пароперегрівача, d , мм	35	40	20	35	32	25
- поперечний крок, S_1 , мм	65	65	40	65	50	47
- поздовжній крок S_2 , мм	50	40	35	50	50	40

Найменування параметрів	Варіанти					
	19	20	21	22	23	24
Випарні поверхні: - розміщення труб ²⁾ - кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$ - діаметр труб випарних поверхонь, d , мм - поперечний крок, S_1 , мм - поздовжній крок S_2 , мм	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾
	38	40	32	38	30	25
	40	32	25	40	40	32
	55	62	35	55	75	65
	60	50	30	60	60	40
Водяной економайзер: - розміщення труб ²⁾ - кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$ - діаметр труб економайзера, d , мм - поперечний крок, S_1 , мм - поздовжній крок S_2 , мм	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾
	16	20	17	16	13	10
	42	16	25	42	25	32
	55	25	42	60	40	50
	40	28	40	40	30	35
Коефіцієнти підсмоктування повітря: - на пароперегрівачі, $\Delta\alpha_{nn}$ - на випарних поверхнях, $\Delta\alpha_{вп}$ - на водяному економайзері, $\Delta\alpha_{ве}$	0,04	0,05	0,07	0,07	0,09	0,09
	0,05	0,06	0,08	0,10	0,07	0,09
	0,05	0,09	0,07	0,05	0,06	0,10
Зниження температури, К: - на пароперегрівачі, Δt_{nn}^0 - на випарних поверхнях, $\Delta t_{вп}^0$ - на водяному економайзері, $\Delta t_{ве}^0$	50	60	70	80	90	90
	120	100	110	130	120	140
	50	70	80	50	50	60
Тип газоочисного апарата ³⁾	СП ³⁾	СН ³⁾	Ц ³⁾	ЕЛ ³⁾	ІА ³⁾	СП ³⁾
Зниження температури на газоочисному апараті, $\Delta t_{го}^0$, К	74	64	9	12	8	92
Температура зовнішнього повітря біля основи димової труби, Δt_n^0 , К	13	27	17	19	21	23
Атмосферний тиск, $p_{бар}$, кПа	98,8	98,3	98,8	99,3	99,8	100,3

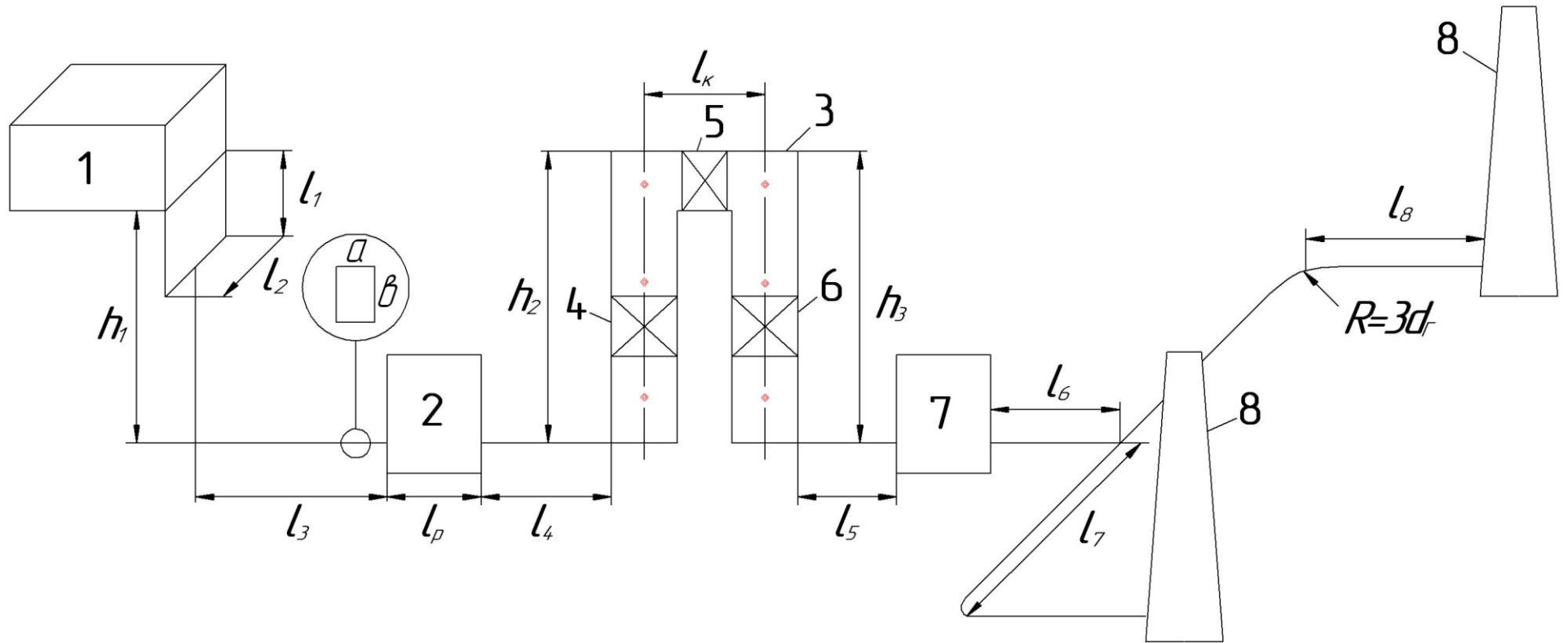
Таблиця А.5 – Вихідні дані варіантів № 25...№ 30

Найменування параметрів	Варіанти					
	25	26	27	28	29	30
Номер схеми газоходу	1	2	3	4	5	6
На схемах до газоочисного апарата йде газохід прямокутного перерізу з вогнетривкої цегли розміром $a \times b$. Після газоочисного апарата газохід виконаний з нових сталєних зварних труб діаметром d_z .						
Геометричні розміри газоходу, м:						
$a \times b$	0,96×0,96	1,10×1,32	0,9×0,6	1,1×1,0	1,0×1,0	1,0×1,3
d_z	0,7	0,8	0,7	0,9	0,8	1,2
h_1	4,0	5,0	4,0	6,5	3,0	5,0
h_2	12,0	10,5	11,0	11,0	12,5	12,0
h_3	10,0	9,5	10,0	10,0	10,0	9,0
l_1	2,0	6,5	7,5	1,0	2,5	1,0
l_2	3,0	4,5	5,5	3,0	3,5	7,0
l_3	3,5	8,0	3,5	4,0	3,0	2,5
l_4	5,0	6,0	7,5	5,0	4,5	3,5
l_5	5,0	3,5	4,0	5,0	4,0	6,0
l_6	6,0	5,5	5,5	6,0	5,5	4,0
l_7	6,0	6,0	5,0	7,0	6,0	8,0
l_8	7,0	–	–	7,0	7,0	–
Загальна витрата димових газів за $H\Phi Y$, Q_0 , м ³ /с	2,8	2,9	1,3	4,0	5,6	6,4
Температура димових газів на виході з агрегату, t_r^0 , °С	760	820	900	950	850	830
Зниження температури на 1 м довжини, Δt_l^0 , К/м:						
- цегляного газоходу	1,2	2,0	2,5	2,0	1,5	1,0
- сталєного газоходу	4	3,5	3,5	3,0	3,0	2,5

Найменування параметрів	Варіанти					
	25	26	27	28	29	30
Склад димових газів, об'ємних %:						
N_2	63	64	67	55	70	60
CO_2	16	14	12	26	16	26
H_2O	13	6	—	15	9	—
O_2	8	16	—	—	—	—
SO_2	—	—	4	4	5	2
CO	—	—	17	—	—	12
Питомі підсмоктування повітря на цегляному газоході, $\Delta\alpha_i$, 1/м	0,007	0,009	0,011	0,013	0,015	0,005
Рекуператор:						
- матеріал труб ¹⁾	Ч ¹⁾	Л ¹⁾	К ¹⁾	Б ¹⁾	Н ¹⁾	Р ¹⁾
- кількість труб n_p	470	500	330	280	460	200
- діаметр труб рекуператора, d_p , мм	50	60	45	70	60	90
- довжина труб рекуператора, l_p , м	2,5	2	3	2,5	3,5	2,8
- коефіцієнт підсмоктування повітря в рекуператорі, $\Delta\alpha_p^0$	0,04	0,07	0,15	0,04	0,08	0,12
- зниження температури газів, Δt_p^0 , К	160	170	200	230	150	170
Котел - утилізатор:						
- довжина горизонтальної ділянки, l_k , м	3,2	3,5	4,0	3,2	4,2	4,5
- ширина газоходу, b_l , м	1,2	2,2	1,3	1,2	2,0	1,6
Пароперегрівач:						
- розміщення труб ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾
- кількість рядів труб по ходу газу n_{mp}	15	13	14	15	16	17
- діаметр труб пароперегрівача, d , мм	35	40	20	35	32	25
- поперечний крок, S_1 , мм	60	70	35	60	60	50
- поздовжній крок S_2 , мм	50	80	25	50	40	50

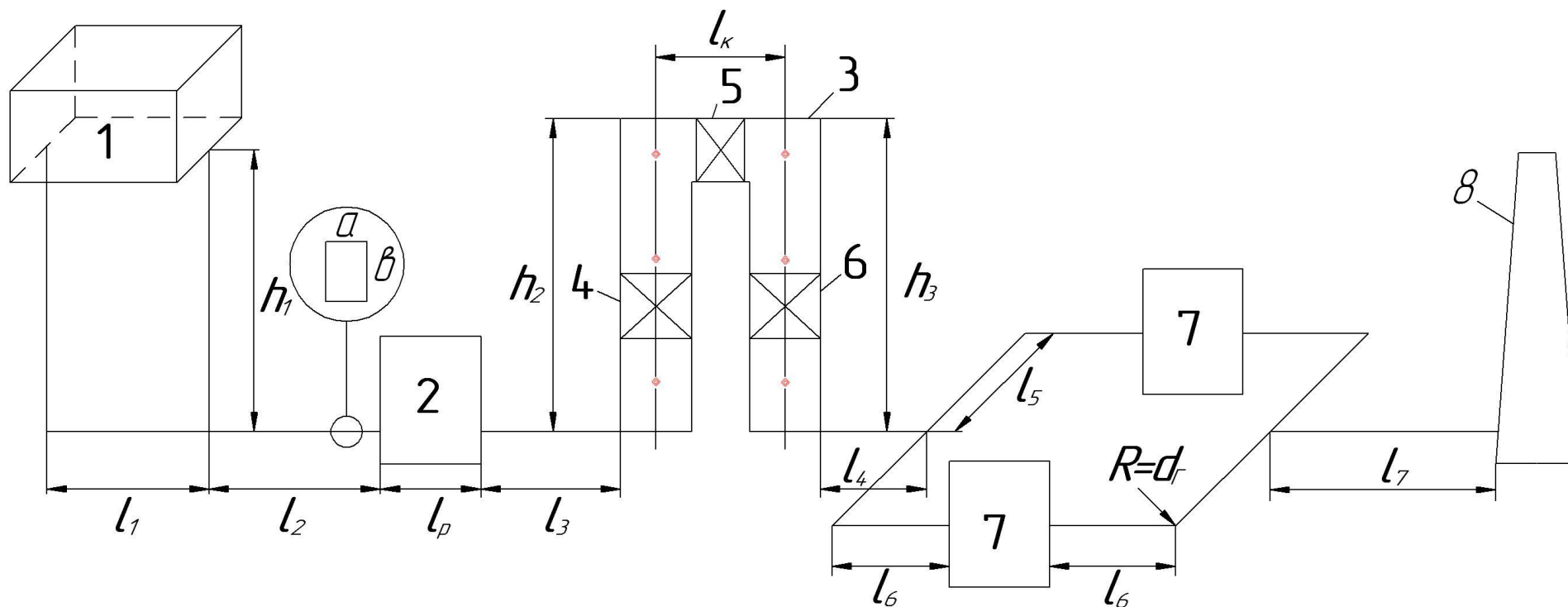
Найменування параметрів	Варіанти					
	25	26	27	28	29	30
Випарні поверхні:						
- розміщення труб ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾
- кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$	26	28	32	26	28	36
- діаметр труб випарних поверхонь, d , мм	32	25	40	32	25	40
- поперечний крок, S_1 , мм	60	48	72	60	45	65
- поздовжній крок S_2 , мм	45	30	55	45	40	50
Водяной економайзер:						
- розміщення труб ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾	ШПТ ²⁾	КПТ ²⁾
- кількість рядів труб по ходу газу $n_{тр}$	15	12	14	15	18	20
- діаметр труб економайзера, d , мм	25	20	16	25	32	20
- поперечний крок, S_1 , мм	38	50	30	38	48	35
- поздовжній крок S_2 , мм	30	40	25	30	35	35
Коефіцієнти підсмоктування повітря:						
- на пароперегрівачі, $\Delta\alpha_{nn}$	0,05	0,07	0,09	0,1	0,06	0,08
- на випарних поверхнях, $\Delta\alpha_{вп}$	0,1	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
- на водяному економайзері, $\Delta\alpha_{ве}$	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
Зниження температури, К:						
- на пароперегрівачі, Δt_{nn}^0	90	80	90	120	95	90
- на випарних поверхнях, $\Delta t_{вп}^0$	120	100	130	180	150	130
- на водяному економайзері, $\Delta t_{ве}^0$	50	70	80	90	60	70
Тип газоочисного апарата ³⁾	СН ³⁾	Ц ³⁾	ЕЛ ³⁾	ІА ³⁾	СП ³⁾	СН ³⁾
Зниження температури на газоочисному апараті, $\Delta t_{го}^0$, К	67	15	11	9	100	60
Температура зовнішнього повітря біля основи димової труби, Δt_n^0 , К	24	15	20	18	16	14
Атмосферний тиск, $p_{бар}$, кПа	100,4	99,7	99,2	98,7	98,2	98,0

ДОДАТОК Б СХЕМИ ГАЗОХОДІВ



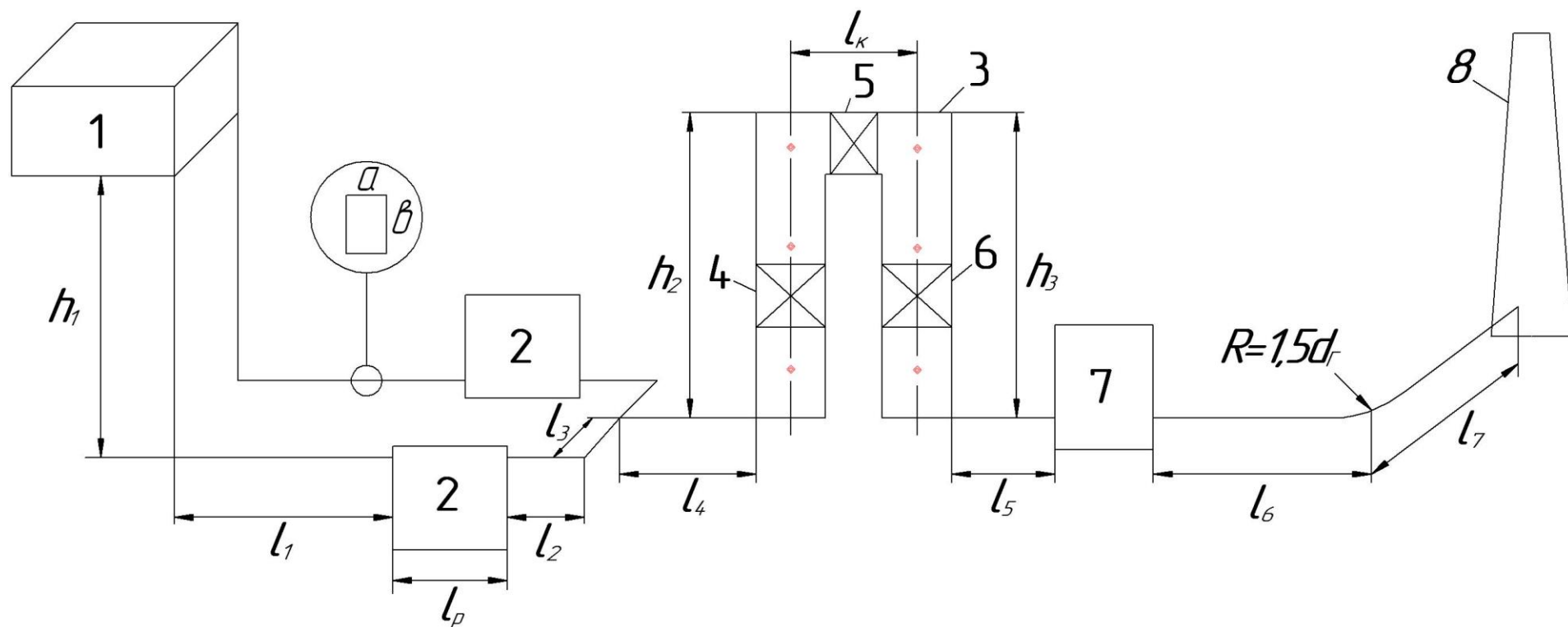
1 – металургійний агрегат; 2 – рекуператор; 3 – котел-утилізатор; 4 – пароперегрівач;
5 – випарні поверхні; 6 – водяний економайзер; 7 – газоочисний апарат; 8 – димова труба

Рисунок Б. 1 – Схема газоходів № 1



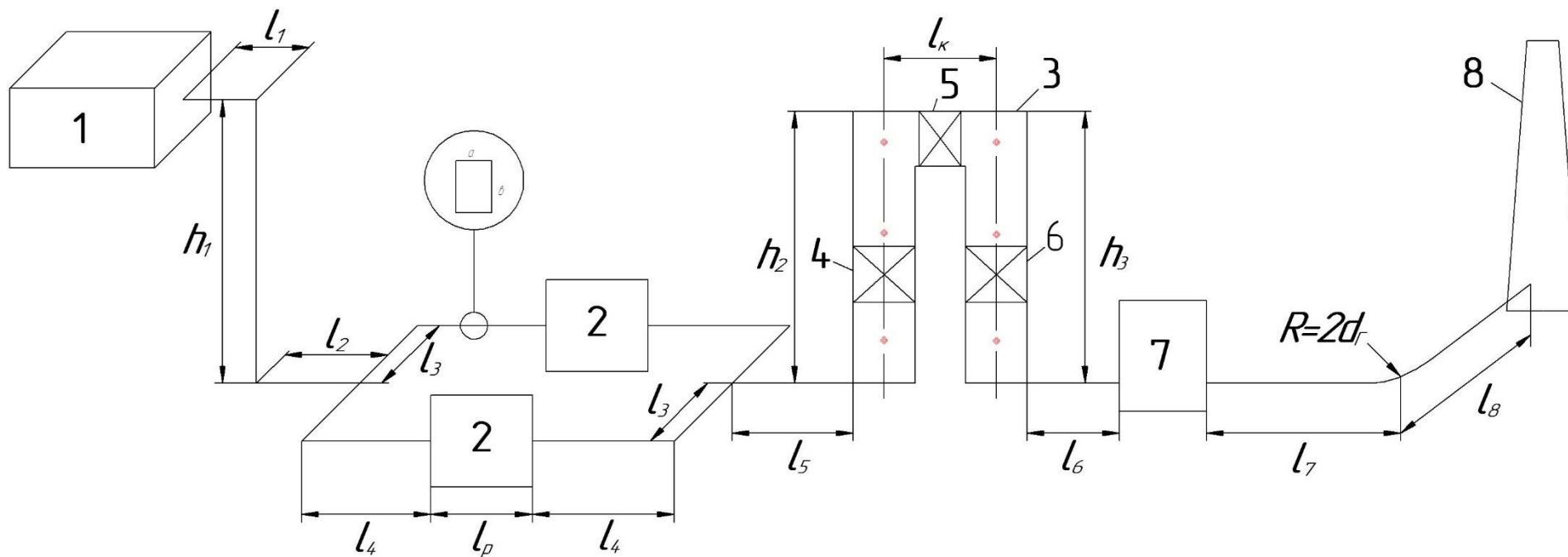
1 – металургійний агрегат; 2 – рекуператор; 3 – котел-утилізатор; 4 – пароперегрівач;
5 – випарні поверхні; 6 – водяний економайзер; 7 – газоочисний апарат; 8 – димова труба

Рисунок Б.2 – Схема газоходів № 2



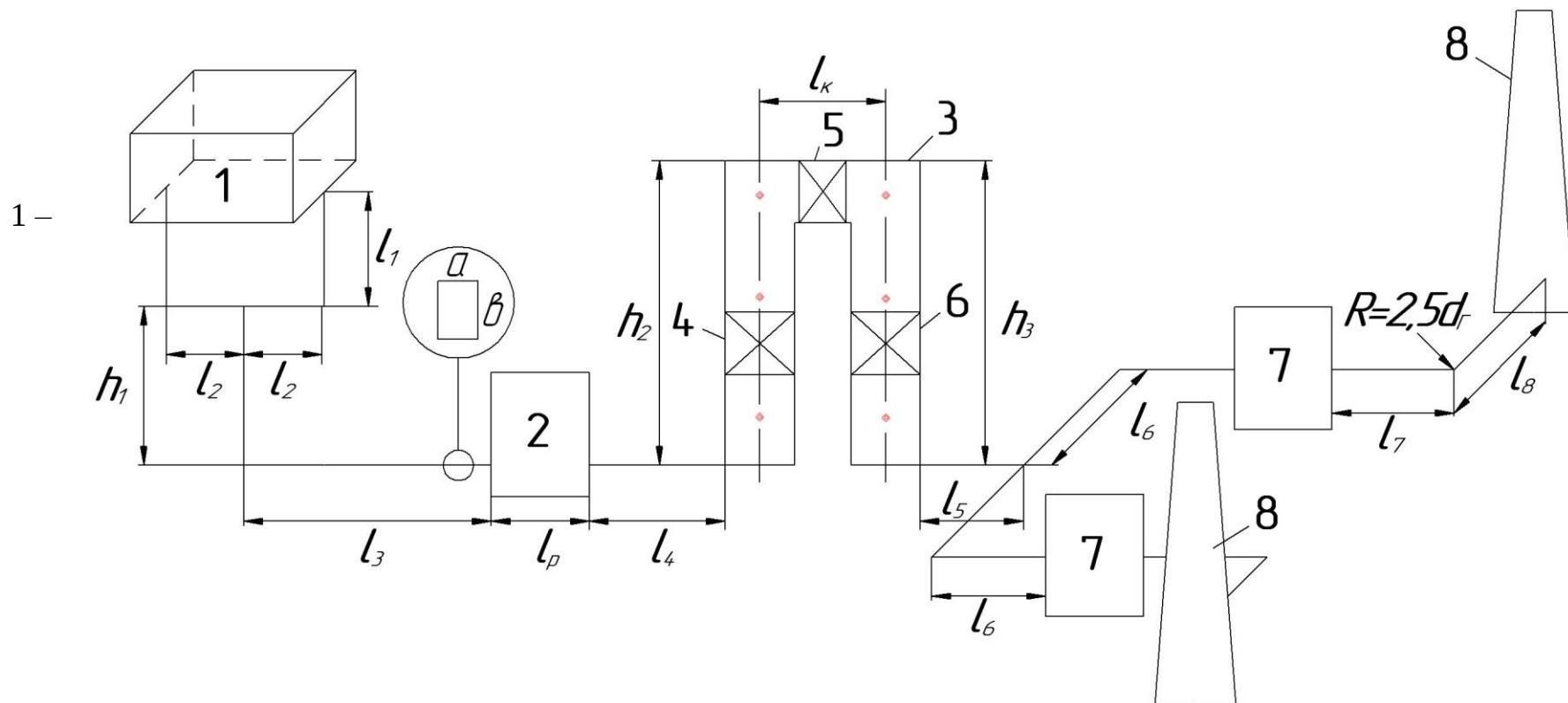
1 – металургійний агрегат; 2 – рекуператор; 3 – котел-утилізатор; 4 – пароперегрівач;
5 – випарні поверхні; 6 – водяний економайзер; 7 – газоочисний апарат; 8 – димова труба

Рисунок Б. 3 – Схема газоходів № 3



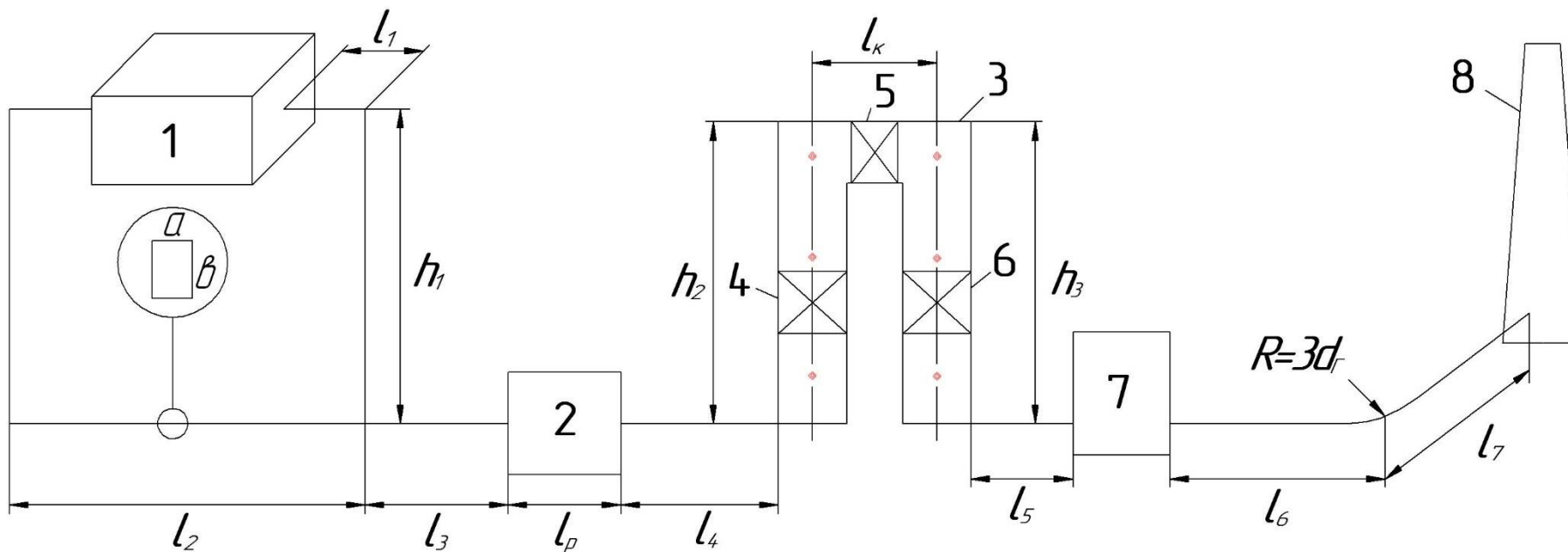
1 – металургійний агрегат; 2 – рекуператор; 3 – котел-утилізатор; 4 – пароперегрівач;
5 – випарні поверхні; 6 – водяний економайзер; 7 – газоочисний апарат; 8 – димова труба

Рисунок Б. 4 – Схема газоходів № 4



металургійний агрегат; 2 – рекуператор; 3 – котел-утилізатор; 4 – пароперегрівач;
5 – випарні поверхні; 6 – водяний економайзер; 7 – газоочисний апарат; 8 – димова труба

Рисунок Б.5 – Схема газоходів № 5



1 – металургійний агрегат; 2 – рекуператор; 3 – котел-утилізатор; 4 – пароперегрівач;
5 – випарні поверхні; 6 – водяний економайзер; 7 – газоочисний апарат; 8 – димова труба

Рисунок Б.6 – Схема газоходів № 6

ДОДАТОК В ПАРАМЕТРИ ГАЗІВ

Таблиця В.1 – Густина газів за нормальних фізичних умов (НФУ)

Газ	Повітря	N_2	CO_2	H_2O	O_2	SO_2	CO
Густина, ρ_0 , кг/м ³	1,293	1,251	1,977	0,768	1,429	2,927	1,250

Таблиця В.2 – Кінематична в'язкість газів $\nu \times 10^6$, м²/с ($p_{\text{бар}} = 101,3$ кПа)

Темпера- тура, °С	Гази						
	Повітря	N_2	CO_2	H_2O	O_2	SO_2	CO
0	13,3	13,3	7,1	10,9	13,6	4,0	16,6
100	23,1	22,5	12,9	22,1	23,1	8,0	20,7
200	34,9	33,6	20,2	36,0	34,6	12,0	24,4
400	63,1	60,9	38,0	73,0	62,8	28,0	31,2
600	96,9	94,3	59,6	121,0	97,8	38,0	37,4
800	135,0	133,0	84,6	181,0	138,0	57,0	43,2
1000	177,0	177,0	113,0	248,0	184,0	78,0	48,7

ДОДАТОК Г

ХАРАКТЕРИСТИКА ТРУБ ТА ВТРАТИ ТИСКУ НА ГАЗООЧИСНОМУ АПАРАТІ

Таблиця Г.1 – Абсолютна еквівалентна шорсткість k_e

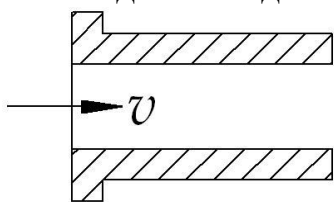
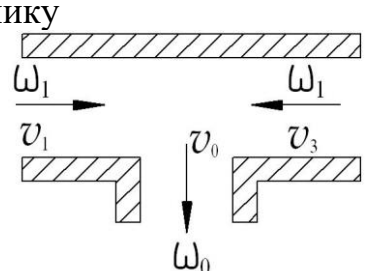
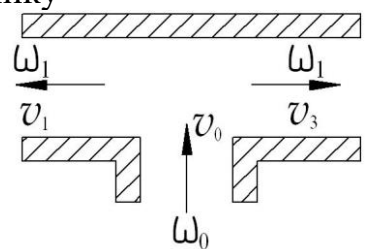
Тип каналу (труб)	Умовне позначення труб	k_e , мм
Труби тягнуті з кольорових металів	<i>Л</i>	0,001
Труби сталеві безшовні нові	<i>Б</i>	0,015
Труби сталеві зварні нові	<i>Н</i>	0,06
Труби сталеві зварні помірно заржавілі	<i>Р</i>	0,5
Труби чавунні нові	<i>Ч</i>	0,3
Труби керамічні	<i>К</i>	0,1
Димова труба сталева		0,12
Димова труба залізобетонна		0,5
Цегляна кладка		2,5

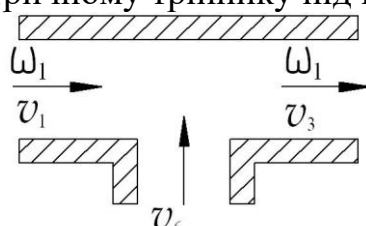
Таблиця Г.2 – Втрати тиску на газоочисному апараті $\Delta p_{го}$

Назва газоочисного апарату	Умовне позначення апарату	Втрати тиску $\Delta p_{го}$, Па ($\Delta p_{го} = \Delta p_{mp\ go} + \Sigma \Delta p_{m\ go}$)
Скрубер порожнистий форсунковий	<i>СП</i>	100
Скрубер насадковий	<i>СН</i>	800
Циклон	<i>Ц</i>	180
Електрофільтр	<i>ЕЛ</i>	150
Інерційний апарат	<i>ІА</i>	50

ДОДАТОК Д

ЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ МІСЦЕВОГО ОПОРУ

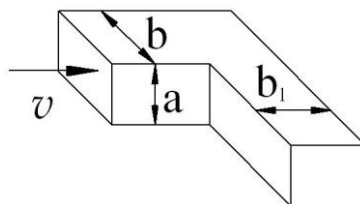
Вид місцевого опору	Значення коефіцієнту ζ					
Вхід в канал (трубу), що розташовано далеко від стінки 	$\zeta = 0,5$ Швидкість в формулі (2.28) приймається у каналі					
Вхід в канал (трубу), що розташовано близько від стінки 	$\zeta = 0,63$ Швидкість в формулі (2.28) приймається у каналі					
Вихід з каналу (труби)	$\zeta = 1,0$ Швидкість в формулі (2.28) приймається у каналі					
Вхід в димову трубу	$\zeta = 0,7$ Значення коефіцієнта віднесено до швидкості в газоході, що підводить газ до димової труби					
Вихід потоку з димової труби в атмосферу	$\zeta = 1,15$					
Злиття потоків у симетричному трійнику 	$\frac{\omega_1}{\omega_0}$	0,50	0,75	1,0		
	ζ	5,0	1,65	1,25		
Значення коефіцієнтів віднесені до швидкості в збірному каналі						
Розподіл потоків у симетричному трійнику 	$\frac{\omega_1}{\omega_0}$	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00
	ζ	1,80	0,40	1,1	0,92	0,85
Значення коефіцієнтів віднесені до каналу до розділення потоків						

Вид місцевого опору				Значення коефіцієнту ζ					
Злиття потоків у несиметричному трійнику під кутом 90^0									
									
v_6/v_3	ζ	v_6/v_3	ζ	v_6/v_3	ζ	v_6/v_3	ζ	v_6/v_3	ζ
0,10	0,160	0,21	0,281	0,31	0,388	0,41	0,467	0,51	0,534
0,11	0,171	0,22	0,292	0,32	0,396	0,42	0,474	0,52	0,538
0,12	0,182	0,23	0,303	0,33	0,404	0,43	0,481	0,53	0,542
0,13	0,193	0,24	0,314	0,34	0,412	0,44	0,488	0,54	0,546
0,14	0,204	0,25	0,325	0,35	0,420	0,45	0,495	0,55	0,550
0,15	0,215	0,26	0,336	0,36	0,428	0,46	0,502	0,56	0,554
0,16	0,226	0,27	0,347	0,37	0,436	0,47	0,509	0,57	0,558
0,17	0,237	0,28	0,358	0,38	0,444	0,48	0,516	0,58	0,562
0,18	0,248	0,29	0,369	0,39	0,452	0,49	0,523	0,59	0,566
0,19	0,259	0,30	0,380	0,40	0,460	0,50	0,530	0,60	0,570
0,20	0,270								

v_6/v_3	ζ	v_6/v_3	ζ	v_6/v_3	ζ	v_6/v_3	ζ
0,61	0,572	0,71	0,591	0,81	0,599	0,91	0,586
0,62	0,574	0,72	0,592	0,82	0,598	0,92	0,582
0,63	0,576	0,73	0,593	0,83	0,597	0,93	0,578
0,64	0,578	0,74	0,594	0,84	0,596	0,94	0,574
0,65	0,580	0,75	0,595	0,85	0,595	0,95	0,570
0,66	0,582	0,76	0,596	0,86	0,594	0,96	0,566
0,67	0,584	0,77	0,597	0,87	0,593	0,97	0,562
0,68	0,586	0,78	0,598	0,88	0,592	0,98	0,558
0,69	0,588	0,79	0,599	0,89	0,591	0,99	0,554
0,70	0,590	0,80	0,600	0,90	0,590	1,00	0,550

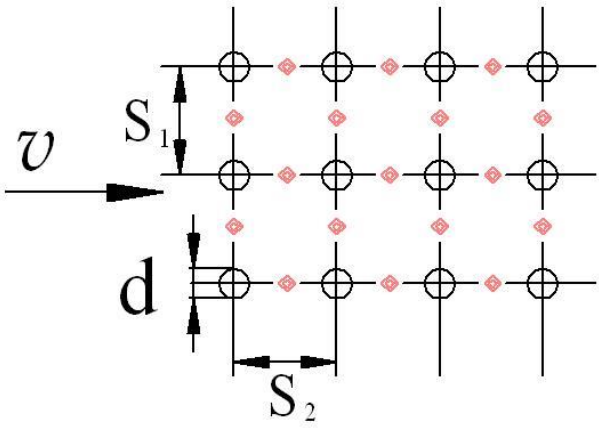
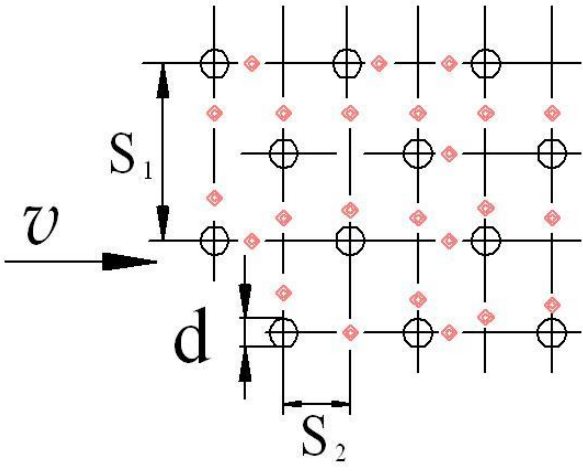
Рекуператор Рекуператор – це теплообмінний апарат, в якому по трубам рухаються димові гази, а між трубами – повітря, що нагрівається	При розрахунку враховувати тільки втрати енергії на тертя по довжині труби рекуператора та втрати тиску на місцевих опорах (вхід димових газів в трубу та вихід з труби)
--	--

Таблиця Д.2 – Значення коефіцієнта ζ при різкому повороті каналу прямокутного перерізу під кутом 90°

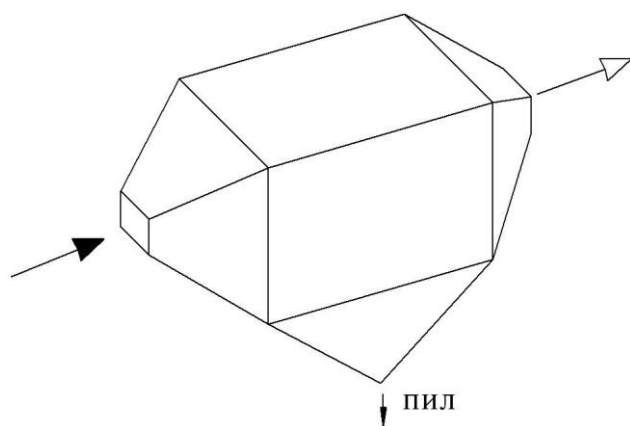


$\frac{b_1}{b}$	$\frac{a}{b}$															
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
0,5	1,800	1,800	1,800	1,800	1,800	1,800	1,795	1,790	1,785	1,780	1,775	1,770	1,765	1,760	1,755	1,750
0,6	1,670	1,666	1,662	1,658	1,654	1,650	1,635	1,620	1,605	1,509	1,575	1,560	1,545	1,530	1,515	1,500
0,7	1,510	1,503	1,496	1,489	1,482	1,475	1,465	1,455	1,445	1,435	1,425	1,415	1,405	1,395	1,385	1,375
0,8	1,350	1,340	1,330	1,320	1,310	1,300	1,295	1,290	1,285	1,280	1,275	1,270	1,265	1,260	1,255	1,250
0,9	1,275	1,265	1,255	1,245	1,240	1,225	1,215	1,205	1,195	1,185	1,175	1,165	1,155	1,145	1,135	1,125
1,0	1,200	1,190	1,180	1,170	1,160	1,150	1,135	1,120	1,105	1,090	1,075	1,060	1,045	1,030	1,015	1,000
1,1	1,150	1,140	1,130	1,120	1,115	1,100	1,085	1,070	1,055	1,040	1,025	1,010	0,995	0,980	0,965	0,950
1,2	1,100	1,090	1,080	1,070	1,060	1,050	1,035	1,020	1,005	0,990	0,975	0,960	0,945	0,930	0,915	0,900
1,3	1,060	1,048	1,036	1,024	1,012	1,000	0,988	0,975	0,963	0,950	0,938	0,925	0,913	0,900	0,888	0,875
1,4	1,020	1,006	0,992	0,978	0,964	0,950	0,940	0,930	0,920	0,910	0,900	0,890	0,880	0,870	0,86	0,850
1,5	0,985	0,973	0,961	0,949	0,937	0,925	0,915	0,905	0,895	0,885	0,875	0,865	0,855	0,845	0,835	0,825
1,6	0,950	0,940	0,930	0,920	0,910	0,900	0,890	0,880	0,870	0,860	0,850	0,840	0,830	0,820	0,810	0,800
1,7	0,935	0,923	0,911	0,899	0,887	0,875	0,865	0,855	0,845	0,835	0,825	0,815	0,805	0,795	0,785	0,775
1,8	0,920	0,906	0,892	0,878	0,864	0,850	0,840	0,830	0,820	0,810	0,800	0,790	0,780	0,770	0,760	0,750
1,9	0,910	0,895	0,880	0,865	0,850	0,835	0,825	0,815	0,805	0,795	0,785	0,775	0,765	0,755	0,745	0,735
2,0	0,900	0,884	0,868	0,852	0,836	0,820	0,810	0,800	0,790	0,780	0,770	0,760	0,750	0,740	0,730	0,720

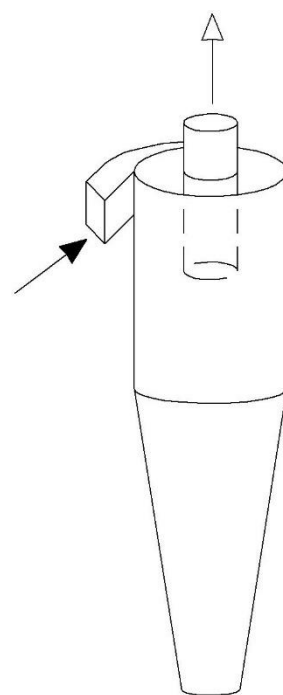
ДОДАТОК Е
ФОРМУЛИ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТІВ МІСЦЕВОГО
ОПОРУ

Вид місцевого опору	Формули для розрахунку ζ
Коридорний пучок труб 	$\zeta = n \times \frac{S_2}{S_1} \times \alpha + \beta \quad (8.1)$ $\alpha = 0,028 \times \left(\frac{S_1}{S_1 - d} \right)^2 \quad (8.2)$ $\beta = \left(\frac{d}{S_1 - d} \right)^2 \quad (8.3)$ n – число міжрядних ділянок уздовж каналу. $n = n_{mp} - 1 \quad (8.4)$
Шаховий пучок труб 	$\zeta = 0,75 \times \left(n \frac{S_2}{S_1} \times \alpha + \beta \right) \quad (8.1)$ $\alpha = 0,028 \times \left(\frac{S_1}{S_1 - d} \right)^2 \quad (8.2)$ $\beta = \left(\frac{d}{S_1 - d} \right)^2 \quad (8.3)$ n – число міжрядних ділянок уздовж каналу. $n = n_{mp} - 1 \quad (8.4)$
Плавний поворот на 90° (для каналу круглого перерізу)	$\zeta = 0,05 + 0,19 \times \frac{d_z}{R_n} \quad (8.6)$ де R_n – радіус повороту, м; d – діаметр каналу (труби), м

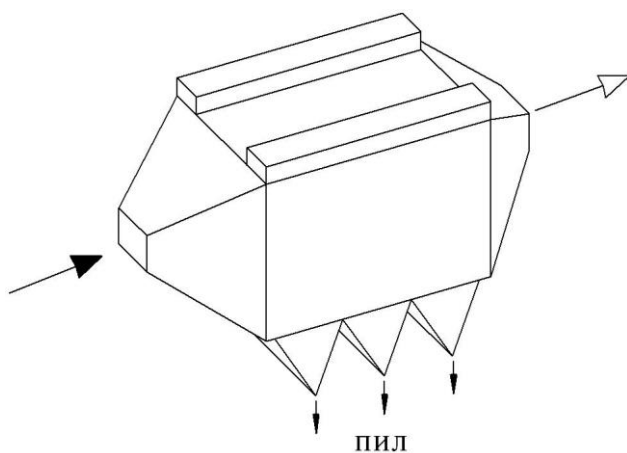
ДОДАТОК Ж СХЕМАТИЧНІ ЗОБРАЖЕННЯ ГАЗООЧИСНИХ АПАРАТІВ



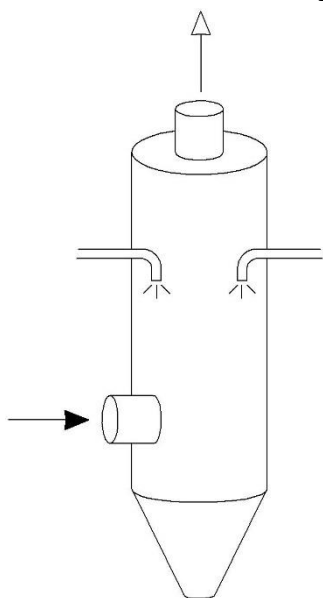
а)



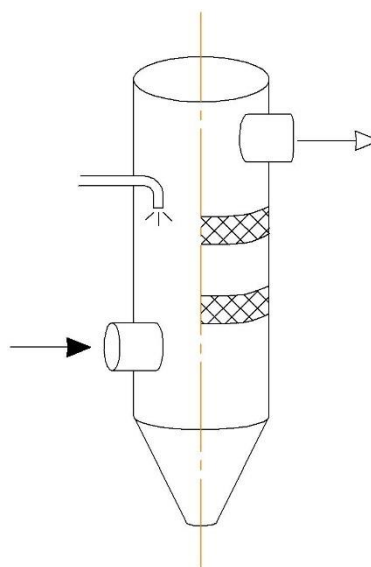
б)



в)



г)



д)

а) інерційний апарат; б) циклон; в) електрофільтр; г) скруббер порожнистий форсунковий; д) скруббер насадковий

ДОДАТОК 3

ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ГАЗООЧИСНИХ АПАРАТІВ

Тип апарату	Габаритні розміри	Об'ємна витрата газу, м ³ /ч
Інерційний апарат	B = 460 мм; H = 1500 мм; L = 5000мм	<500
	B = 930 мм; H = 1500 мм; L = 5000 мм	500...1000
	B = 1850 мм; H = 1500 мм; L = 5000 мм	1000...2000
	B = 3700 мм; H = 1500 мм; L = 5000 мм	2000...4000
	B = 5560 мм; H = 1500 мм; L = 5000 мм	4000...6000
	B = 7410 мм; H = 1500 мм; L = 5000 мм	6000...8000
	B = 3970 мм; H = 3500 мм; L = 10000 мм	8000...10000
	B = 4760 мм; H = 3500 мм; L = 10000 мм	10000...12000
	B = 5560 мм; H = 3500 мм; L = 10000 мм	12000...14000
	B = 6350 мм; H = 3500 мм; L = 10000 мм	14000...16000
	B = 7140 мм; H = 3500 мм; L = 10000 мм	16000...18000
	B = 7940 мм; H = 3500 мм; L = 10000 мм	>18000

Тип апарату	Марка апарата	Об'ємна витрата газу, м ³ /год
Циклон	ЦН-15-300	630...1000
	ЦН-15-400	1110...1800
	ЦН-15-500	1800...2800
	ЦН-15-6+00	2500...4100
	ЦН-15-700	3500...5500
	ЦН-15-800	4500...7200
	ЦН-15-900	5700...9200
	ЦН-15-1000	7100...11300
	ЦН-15-1200	10200...16200
	ЦН-15-1400	13900...22200

Тип апарату	Марка апарата	Об'ємна витрата газу, м ³ /год
Електрофільтр	УГМ-2-3,5	<12600
	УГМ-2-7	12600...25200
	УГМ-2×2,5-10	25200...36000
	УГМ-2×2,5-15	36000...54000

Тип апарату	Марка апарата	Об'ємна витрата газу, м ³ /год
Скрубер порожнистий форсунковий	СП 600-3-01	< 9200
	СП 900-3-01	11400...20600
	СП 1200-3-01	20300...36600
	СП 1600-3-01	36200...65100
	СП 2000-3-01	56500...101700

Тип апарату	Марка апарата	Об'ємна витрата газу, м ³ /ч
Скрубер насадковий	СДК 1,2-2-0,1	16000...30000
	СДК 1,6-2-0,1	32000...64000
	СДК 2,4-2-0,1	64000...120000

Навчально-методичне видання
(українською мовою)

Манідіна Євгенія Анатоліївна
Белоконь Каріна Володимирівна

ПРОЄКТУВАННЯ ТЕХНІКИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ

Методичні вказівки
до практичних занять та самостійної роботи
для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавра
спеціальності 263 «Цивільна безпека»
освітньо-професійна програма
«Охорона праці»

Рецензент *О.Г. Добровольська*
Відповідальний за випуск *Г.Б. Кожемякін*
Коректор *Є.А. Манідіна*