



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

# **СПЕЦІАЛЬНІ МЕТОДИ ТЕРМІЧНОЇ ПІДГОТОВКИ: ПРАКТИКУМ**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за спеціальністю спеціальності  
133 Галузеве машинобудування,  
спеціалізації «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної  
інженерії»*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2023

Спеціальні методи термічної підготовки: практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 Галузеве машинобудування, освітньої професійна програма бакалаврів «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Степанюк А.Р. – Електронні текстові данні (1 файл: 5,14 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 113 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
(протокол № 6 від 30.03.2023р.)  
за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету  
(протокол № 1 від 30.01.2023р.)*

Електронне мережне навчальне видання

# **СПЕЦІАЛЬНІ МЕТОДИ ТЕРМІЧНОЇ ПІДГОТОВКИ: ПРАКТИКУМ**

Укладач: *Степанюк Андрій Романович*, канд. техн. наук, доцент

Відповідальний редактор *Корнієнко Я.М.* докт. техн. наук, професор

Рецензент: *Сокольський О.Л.*, канд.тех. наук, доц.

Наведено теоретичні відомості для виконання практичних робіт з курсу спеціальні методи термічної підготовки, надано завдання для практичних робіт, викладено приклади вирішення задач та індивідуальні завдання.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023

## ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ХАРАКТЕРИСТИКА ПАЛИВ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ СПАЛЮВАННЯ	7
1.2 Горіння палива	11
1.2 Розрахунок кількості повітря для горіння	12
1.3 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 1.	16
2 ТОПКИ ТА ПРИСТРОЇ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА	18
2.1 Температури горіння, теплопродуктивність палива	18
2.2 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 2.	22
3 ТОПКИ ТА ПРИСТРОЇ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА	25
3.1 Класифікація топків для твердого палива	25
3.2 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 3	30
4 ТЕПЛООБМІН В ПЕЧАХ	49
4.1 Нагрів матеріалу в печі	49
4.2 Зовнішній і внутрішній теплообмін	50
4.3 Тепловіддача конвекцією	51
4.4 Теплопередача випромінюванням	55
4.5 Поглинання тепла пучком радіантних труб	59
4.6 Теплообмін в трубчатій печі	65
4.7 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 4	71
5 ГІДРАВЛІЧНИ ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПЕЧЕЙ	80
5.1 Втрати тиску	80
5.2 Методика розрахунку димаря	83
5.3 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 5	88
6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПЕЧЕЙ	100
6.1 Матеріальний баланс печі	100
6.2 Тепловий баланс печі	101
6.3 Основні теплотехнічні характеристики роботи печей	104
6.4 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 5	106

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	108
Додаток 1. Характеристики природних газів	111
Додаток 2. Ентальпія рідких нафтопродуктів	112
Додаток 3. Ентальпія парів нафтопродуктів	113

## ВСТУП

Печі широко використовують в усіх областях промисловості: в хімічній наприклад для обпалювання мідного колчедану при виробництві з нього сірчаної кислоти, для обпалювання сірчаноокислотного глинозему – при виробництві соди, аміаку, фосфатних добрив, вугільних матеріалів, шихти, коксу, тощо. В нафтопереробній промисловості та промисловості органічного синтезу, де основними технологічними агрегатами являються трубчасті печі для крекінгу, піролізу та інших процесів. На машинобудівельних заводах кузнечних та термічних печах – для нагріву металу перед ковкою і штамповкою.

В промислових печечях затрачується приблизно половина всього палива, що добувається на землі, тому вдосконалення роботи печей має важливе значення. При скороченні витрат палива шляхом вдосконалення техніки спалювання палива та покращення теплообмінних процесів в печах принесе значний економічний ефект.

Вдосконалення пічної техніки в великій степені залежить від розвитку теоретичних основ науки про печі.

Професор Київського політехнічного інституту К.Т. Дементьєв написав книгу «Теплота и заводские печи». Особливо великий вклад в теплотехнічну науку вніс академік М.В. Кирпічов та його співробітники А.А. Гухман, М.А. Міхеєв, Г.П. Іванцов, які розробили теорію моделювання, що дало можливість на моделях в достатній мірі вивчити питання переміщення газів, конвективного теплообміну, теплопровідності та важких комплексних задач по теплообміну в печах. Оригінальні праці по теплообміну в печах і по нагріву та по охолодженню тіл виконані Г.П. Іванцовим, Д.В. Будріним, В.Н. Тімофєєвим, Г.М. Кондрат'євим, С.Н. Шоріним, А.С. Невским та іншими вченими.

Великий вклад в створення та розвиток загальної теорії печей і газогенераторів вніс вклад академік Н.Н. Доброхотов. Ці праці дозволили сформулювати правила та закономірності в області механіки газів і теплообміну, а також пічних конструкцій та основи розрахунку складу генераторного газу.

В теперішній час теорія печей базується на теорії теплообміну, теорії теплових балансів, газомеханіки і теорії згоряння палива, що дає можливість

будувати сучасні та високоекономічні печі на заводах різноманітних галузей промисловості.

# 1 ХАРАКТЕРИСТИКА ПАЛИВ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ СПАЛЮВАННЯ

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1-4]. За визначенням паливом вважається горючі суміші, які спалюються для отримання тепла. Важливими характеристиками палив є температура горіння, теплотворна здатність, швидкість горіння та ін., які залежать від складу і фізичного стану палива.

Паливо класифікується за двома ознаками: походження (природне або штучне) і стану (тверде, рідке або газове) (Таблиця 1.1).

Таблиця 1.1 – Класифікація деяких видів палива

Агрегатний стан	Походження	
	природне	синтетичне
Тверде	вугілля, дрова, торф, горючі сланці	кокс, деревне вугілля, брикети, вугільний пил
Рідке	нафта	бензин, гас, мазут
Газоподібне	природний газ, сланцевий газ	Гази: доменний, коксовий, руднотермічний, генераторний, нафтовий, біогаз

Деревина. Використання деревини як палива обмежена, через те, що виникають значні проблеми з отриманням і транспортуванням сировини, окрім того теплота згоряння дров в значній мірі визначається вологовмістом деревини, тобто, чим більше вологовміст деревини, тим менше теплоти вони генерують.

Торф – це продукт розкладання рослинних решток, залежно від способу видобутку торф, він буває кусковий та фрезерний (крихта). Оскільки вологовміст торфу високий, до 50% і вище, а теплота згоряння від 8500 до 14000 кДж / кг, торф використовують лише як місцеве паливо. Окрім того торф містить до 70% летючих речовин і при зберіганні в штабелях на відкритих складах здатний до самозаймання.

Вугілля діляться на три основних види: буре та антрацити.

Буре вугілля - саме низькосортне, містять значну кількість мінеральних домішок і летючих речовин. Нижча теплота згоряння бурого вугілля – від 10500 до 16000 Кдж / кг.

До камяне вугілля - найбільш цінне тверде паливо, залежно від кількості летючих речовин і характеру коксу, який отримується при сухій перегонці кам'яне вугілля прийнято розділяти: Д - довгополум'яне, Г - газове, ПЖ - парове жирне, ПС - паровий пек, Т - худий.

За величиною шматків кам'яне вугілля діляться на класи: К - великі шматки (до 100 мм), О - горіх (до 50 мм), М - невелике (до 25 мм), С - насіння (до 13 мм), Ш - штиб (до 6 мм), Р - рядове, несортоване. Нижча теплота згоряння кам'яного вугілля – від 25000 ... 28000 кДж / кг.

Антрацити - найбільш старе в геологічному відношенні вид вугілля з високим вмістом вуглецю, теплота згоряння антрацитів – від 26000 ... 29800 кДж/кг. Класифікуються антрацит за розмірами шматків: АРШ - антрацит рядовий зі штибу, АП - антрацит плиточний, АК - антрацит шматковий, «кулак», тощо.

Горючі сланці - продукт розкладання рослинних і тваринних організмів під водою без доступу повітря, характеризуються високим вмістом летких речовин, біля 80% та високою зольністю, до 55%, нижча теплота згоряння горючих сланців не перевищує 10 000 кДж/кг. З горючих сланців найдоцільніше отримувати газ і рідке паливо.

Рідке паливо в порівнянні з твердим паливом має ряд переваг: більш високу теплоту згоряння, незначну кількість баласту, його зручно транспортувати, перекачувати та зберігати.

Сировиною для отримання основних рідких палив є нафта. У теплових установках спалюється мазут – залишковий продукт переробки нафти. У мазуті практично немає мінеральних домішок і води. Нижча теплота згоряння – від 38500 до 39000 кДж/кг. При спалюванні парафінистої мазуту необхідно враховувати, що температура застигання його 20°C і вище, тобто перед подачею до форсунок потрібен підігрів до 60 ... 70°C.



Мазути. Відповідно до стандарту, топковий мазут випускають трьох марок: М-40, М-100, М-200, що розрізняються по в'язкості. Залежно від вмісту сірки мазути бувають трьох сортів: малосірчисті - до 0,5%, сірчисті - до 2 і високосірчисті - до 3,5%.

Газоподібне паливо, зазвичай це природний та попутний газ, має ряд переваг перед твердим та рідким паливом: менші втрати теплоти при спалюванні завдяки кращому перемішуванню газу і повітря, зручніше регулювати процес горіння, відсутність золи при спалюванні, тощо. Основні недоліки газоподібного палива – це можливість втрат через нещільності сховищ і трубопроводів, можливість утворення вибухонебезпечної суміші з повітрям, отруйну дію на людей і тварин. Теплота згорання природного газу – від 34000 до 36000 кДж/м<sup>3</sup>, попутного - від 53000 до 60000 кДж / м<sup>3</sup>.

У промислових печах переважно використовують природний, доменний, коксовий газ і мазут. Дуже рідко печі працюють на генераторному та руднотермічному газах або на вугіллі. Дрова, торф і горючі сланці використовують головним чином для отримання штучного газу.

Останнім часом приділяється велика увага пошуку альтернативних палив для опалювання промислових теплових установок. Як приклад можна привести біогаз. За кордоном зроблені спроби використання пропан-бутану.

Хімічний склад твердого і рідкого палива прийнято виражати у відсотках по масі, а газоподібного у відсотках за об'ємом. Виняток становить волога, яка виражається масою води в одиниці об'єму сухого газу і має розмірність г/м<sup>3</sup>.

Якісна оцінка складу палив наведена в таблиці 1.2. Таблиця 1.2 – Оцінка складу палив

Індекси	Склад						
	C,	H,	O,	N	S	A(зола)	W
О (органічна маса)							
Г (горюча маса)							
С (суха маса)							
Р (робоча маса)							

Основними горючими компонентами палив є вуглець і водень. Крім того до складу горючої маси палив входять кисень, азот і частина сірки (так звана летка горюча сірка). У негорючий баласт палива входять зола (разом з нелеткою частиною сірки) і волога.

При наведенні складу палива використовують зазначені в таблиці 2 індекси.

Наприклад:

$S^O$  - кількість вуглецю в органічній масі палива;

$H^r$  - кількість водню в горючій масі палива;

$A^c$  - кількість золи в сухій масі палива;

$W^p$  - кількість вологи в робочому паливі.

Перерахунок складу твердого і рідкого палива виконується множенням відсоткового вмісту компонентів заданого складу на коефіцієнт перерахунку, значення якого приведені в таблиці 1.3.

Для газоподібного палива коефіцієнт перерахунку складу сухого газу на вологий (робочу масу палива) визначається з наступного виразу:

$$K = \frac{100 - H_2O}{100},$$

де  $H_2O = \frac{100W^c}{803,6 + W^c}$  - вміст вологи в газі за об'ємом, %;

$W^c$  - вміст водяної пари в сухому газі, г/м<sup>3</sup>;

803,6 г/м<sup>3</sup> - густина водяної пари при температурі 0° С і тиску 760 мм вод. ст. (101,325 кПа).

Таблиця 1.3–Коефіцієнти для перерахунку складу палив

Заданий склад палива	Склад палива, на який ведеться перерахунок			
	органічна маса	горюча маса	суха маса	робоча маса
органічна маса	1	$(100 - S^p)/100$	$(100 - S^c - A^c)/100$	$(100 - S^p - A^p - W^p)/100$
горюча маса	$100/(100 - S^r)$	1	$(100 - A^c)/100$	$(100 - A^p - W^p)/100$
суха маса	$100/(100 - S^c - A^c)$	$100/(100 - A^c)$	1	$(100 - W^p)/100$
робоча маса	$100/(100 - S^p - A^p - W^p)$	$100/(100 - A^p - W^p)$	$100/(100 - W^p)$	1

Вміст водяної пари в сухому газі  $W^c$  приймається по температурі насичення (додаток 6). Тоді об'єм 1  $\text{м}^3$  водяної пари при температурі  $0^\circ\text{C}$  і тиску 760 мм вод. ст. складає  $1/803,6 = 0,00124 \text{ м}^3/\text{р}$ . Звідси об'єм вологи на  $100 \text{ м}^3$  сухого газу  $\text{H}_2\text{O} = 0,124W^c, \text{ м}^3$ .

Тоді склад вологого ( робочого ) газу виражається наступним чином:

$$X_p = X_c \cdot \frac{100 - 0,124W^c}{100}$$

Склад вологого газу визначається множенням відповідних компонентів сухого газу на коефіцієнт перерахунку:

$$\text{CO}_2^p = \text{CO}_2^c \cdot K\%; \quad \text{CO}^p = \text{CO}^c \cdot K\% \quad \text{та т. ін.}$$

## 1.2 Горіння палива

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1 –4]. Процес горіння полягає в окисленні горючих матеріалів палива, що проходить з великою швидкістю та виділенням тепла. Для виникнення горіння необхідно, щоб реагуючі частини - горюче та кисень - були нагріті до температури загоряння, тобто до температури при якій може проходити реакція горіння.

Температури загоряння деяких видів палива наведенні в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Температури загоряння деяких видів палива

Паливо	Температура спалахування у $^\circ\text{C}$	Паливо	Температура спалахування у $^\circ\text{C}$
Кам'яне вугілля	400...500	Генераторний газ	700...800
Антрацит	700...800	Доменний газ	700...800
Буре вугілля	250...450	Коксовий газ	550...650
Кокс	700	Природний газ	700...850
Мазут	580		

В зв'язку зі складністю пронесу горіння палива та складність проведення експерименту ( основна причина – це дуже швидке протікання процесу – близько до швидкості вибуху ) ще немає загальноприйнятої гіпотези горіння.

Основною горючою частиною палива є вуглець, тому горінню вуглецю посвячено багато теоретичних та експериментальних досліджень. Особливістю горіння твердого палива в повітрі є те, що воно супроводжується дифузією кисню повітря до реагуючої поверхні.

## 1.2 Розрахунок кількості повітря для горіння

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1-5]. Розрахунки горіння ведуться на 1 кг твердого або рідкого палива, що витрачається на згорання на 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива. Буквені позначення з відповідними індексами виражають кількість повітря, необхідну для спалювання палива. Виведення формул для розрахунку легко прослідкувати з рівнянь спалювання газоподібного палива, склад якого наведений в долях.

Для реакції  $C + 0,5O_2 = CO$  необхідна кількість кисню  $0,5 O_2$ .

Для реакції  $H_2 + 0,5O_2 = H_2O$  необхідна кількість кисню  $0,5 O_2$ .

Для реакції  $CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$  необхідна кількість кисню  $2O_2$ .

Для реакції  $C_mH_n + (m + n/4) O_2 = mCO_2 + n/2 H_2O$  необхідна кількість кисню  $(m + n/4) O_2$ .

Для реакції  $H_2S + 1,5O_2 = SO_2 + H_2O$  необхідна кількість кисню  $1,5 O_2$ .

В теоретичних розрахунках прийнято, що повітря складається з 21 % кисню і 79 % азоту. Тому теоретична кількість повітря  $L_0$ , необхідного для повного спалювання газоподібного палива складе (при стехіометричному співвідношенні паливо-повітря):

$$L_0 = \frac{1}{21} (0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + (m+n/4)C_mH_n + 1,5H_2S - O_2)(1 + 0,00124d_v), \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

де  $d_v$  – абсолютний вологовміст повітря, г/м<sup>3</sup>.

Зазвичай в розрахунках  $d_v$  приймається 10 г/м<sup>3</sup>, або підраховується як добуток відносної вологості для цих атмосферних умов на вологовміст, за відповідних температур насичення.

Для твердого і рідкого палива:

$$L_0 = [0,0889(C^p + 0,375S^p) + 0,265 H^p - 0,0333O^p] (1 + 0,00124d_v), \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При збагаченні дуття киснем для визначення теоретично необхідного повітря значення  $L_0$ , підраховане по приведених формулах, множиться на коефіцієнт  $21/K$ , де  $K$  – об'ємна концентрація кисню в дутті.

Насправді при врахуванні недосконалості устаткування для спалювання палива при його повному спалюванні необхідно деякий надлишок повітря. В деяких випадках, наприклад, для створення безокисної атмосфери в робочому просторі або газифікації палива, повітря в піч подають в кількості, яка менша необхідного для повного спалювання, чим забезпечують неповне спалювання палива, тобто недопал.

Відношення дійсно витраченого на горіння повітря  $L_d$  до його теоретичної кількості  $L_T$  називають коефіцієнтом надлишку повітря (коефіцієнтом витрати повітря). При повному згоранні палива  $\alpha > 1$ , при недопалі  $\alpha < 1$ . Коефіцієнтом надлишку повітря визначається з виразу:

$$\alpha = \frac{L_d}{L_T},$$

Основні вирази для розрахунку об'єму продуктів згорання  $V_{пр}$ , проведених на підставі залежностей проходження хімічних реакцій, наведено в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5 – Вирази для розрахунку об'єму продуктів згорання

Для твердого і рідкого палива $m^3/кг$	Для газоподібного палива $m^3/м^3$
$V_{CO_2} = 0,0187C^p$	$V_{CO_2} = (CO + CO_2 + CH_4 + \sum m C_m H_n) 0,01$
$V_{H_2O} = 0,112H^p + 0,0124W^p + 0,00124L_d d_B$	$V_{H_2O} = (H_2 + H_2S + 2CH_4 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + H_2O + 0,124L_d d_B) 0,01$
$V_{SO_2} = 0,007S^p$	$V_{SO_2} = 0,01H_2 S$
$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1) L_0$	$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1) L_0$
$V_{N_2} = 0,008N^p + 0,79L_d$	$V_{N_2} = (N_2 + 79 L_d) 0,01$
$V_{пр} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2}$	

Відсотковий склад продуктів згорання визначається по виразах

$$CO_2 = V_{CO_2} / V_{пр} \text{ і так далі}$$

Для прискорених розрахунків об'ємів повітря і продуктів повного згорання можна користуватися наближеними емпіричними залежностями (Таблиця 1.6).

Густина продуктів повного згорання визначається з урахуванням долі кожного компонента визначається за виразом:

$$\rho = \frac{44CO_2 + 18H_2O + 64SO_2 + 32O_2 + 28N_2}{22,4 \cdot 100}, \text{ кг/м}^3.$$

При випробуваннях печей коефіцієнт витрати повітря визначають шляхом аналізу сухих продуктів згорання, користуючись залежністю:

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{O_2 - 0,5CO - 2CH_4 - 0,5H_2}{N_2}}.$$

Таблиця 1.6 – Емпіричні формули для визначення  $L_0$  и  $V_{пр}$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$  чи  $\text{м}^3/\text{м}^3$

Паливо	$L_0$	$V_{пр}$
Дрова	$4,66(1 - \frac{W^p}{1000})$	$5,3 - 4,055 \frac{W^p}{1000} + (\alpha - 1) L_0$
Вугілля	$0,24 Q_H^p + 0,5$	$0,21 Q_H^p + 1,65 + (\alpha - 1) L_0$
Рідке паливо	$0,2 Q_H^p + 2,0$	$0,265 Q_H^p + (\alpha - 1) L_0$
Газоподібне паливо $Q_H^p < 12 \text{ МДж/м}^3$	$0,21 Q_H^p$	$0,17 Q_H^p + 1,0 + (\alpha - 1) L_0$
Газоподібне паливо $Q_H^p > 12 \text{ МДж/м}^3$	$0,26 Q_H^p - 0,25$	$0,27 Q_H^p + 0,25 + (\alpha - 1) L_0$
Коксодоменна суміш	$0,24 Q_H^p - 0,2$	$0,225 Q_H^p + 0,765 + (\alpha - 1) L_0$

Примітка:  $Q_H^p$  може мати розмірність в  $\text{МДж/м}^3$  або  $\text{МДж/кг}$ .

Для повного спалювання палива використовується спрощена залежність:

$$\alpha = \frac{1}{1 - O_2}.$$

Кількість газів, що утворюються при згоранні 1 кг палива, кг:

$$m_{CO_2} = 0,0367 C,$$

$$m_{H_2O} = 0,09H + 0,01W + W_\phi,$$

$$m_{N_2} = 0,768L_0\alpha,$$

$$m_{O_2} = 0,232L_0(\alpha - 1),$$

$$m_{SO_2} = 0,02S$$

Об'єм димових газів при будь-якій температурі  $t$ :

$$V = V_0 \frac{t + 273}{273}, \text{ м}^3$$

густина димових газів за нормальних фізичних умов

$$\rho_0 = \frac{G}{V}$$

Густина димових газів при температурі  $t$ :

$$\rho_t = \rho_0 \frac{273}{t + 273}$$

Коефіцієнт надлишку повітря приймається рівним: для газомазутних форсунок з паровим распылюванням 1,3...1,4, при повітряному распылюванні 1,2-1,3. При спалюванні газоподібного палива в спеціальних панельних пальниках повне і безполуменеве горіння забезпечується при низькому коефіцієнті надлишку повітря, що становить 1,02-1,10.

Внаслідок нещільності пічної кладки над зоною горіння виникає підсос повітря, тому в димових газах, що покидають піч, коефіцієнт надлишку повітря приймається більше приведених значень на 0,05 - 0,10.

Процес горіння палива може бути розрахований і в молярних одиницях (кмоль/кг). Для цієї мети використовуються наступні рівняння:

$$M_{CO_2+SO_2} = \frac{C}{100 \cdot 12} + \frac{S}{100 \cdot 32},$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{100 \cdot 2} + \frac{W}{100 \cdot 18} + \frac{W_\phi}{18},$$

$$M_{N_2+O_2} = \frac{V_0 \cdot (1 - 0,21)}{22,4},$$

де  $M_{CO_2+SO_2}$ ,  $M_{H_2O}$ ,  $M_{N_2+O_2}$  – відповідно число кіломолярів  $CO_2 + SO_2$ ,  $H_2O$  та  $N_2 + O_2$ , що утворюються при згоранні 1 кг палива з фактичною кількістю повітря.

У разі газоподібного палива для розрахунку процесу горіння можуть бути використані усі приведені вище рівняння.

Елементарний склад газоподібного палива може бути визначається з виразів:

$$C = 12 \sum \frac{n_i x_i}{M_i} = \frac{12}{M_m} \sum n_i x_i',$$

$$H = 1 \sum \frac{n_{H_i} x_i}{M_i} = \frac{1}{M_m} \sum n_{H_i} x'_i ,$$

$$S = 32 \sum \frac{n_{S_i} x_i}{M_i} = \frac{32}{M_m} \sum n_{S_i} x'_i ,$$

$$O = 16 \sum \frac{n_{O_i} x_i}{M_i} = \frac{16}{M_m} \sum n_{O_i} x'_i ,$$

$$N = 14 \sum \frac{n_{N_i} x_i}{M_i} = \frac{14}{M_m} \sum n_{N_i} x'_i .$$

де  $n_{C_i}$ ,  $n_{H_i}$ ,  $n_{S_i}$ ,  $n_{O_i}$ ,  $n_{N_i}$  – відповідно число атомів вуглецю, водню, сірки, кисню і азоту в молекулах окремих компонентів, що входять до складу газоподібного палива;  $n_i$  та  $x'_i$  – вміст відповідних компонентів (метан, етан та ін.) в газоподібному паливі, % (мас.) і % (об'ємн.) або % (мол.);  $M$  - молекулярна маса компонентів палива.  $M_m$  – середня молекулярна маса газу.

### 1.3 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 1.

**Приклад 1.1.** Розрахунок вмісту вуглецю в складових вугілля.

**Завдання.** Розрахувати вміст вуглецю в складових палива вугілля: склад робочого палива: волога –  $W^P, \%$ , негорючі мінеральні речовини (зола) –  $A^P, \%$ , сірка –  $S^P, \%$ , кисень –  $O^P, \%$ , азот –  $N^P, \%$ , водень –  $H^P, \%$ , вуглець –  $C^P, \%$ , всього  $\sum B^P = 100\%$ .

**Індивідуальні завдання:** волога –  $W^P = 2, \%$ , негорючі мінеральні речовини (зола) –  $A^P = 10 + 0,1 \bullet N_{вар}, \%$ , сірка –  $S^P = 2 + 0,1 \bullet N_{вар}, \%$ , кисень –  $O^P = 6 - 0,1 \bullet N_{вар}, \%$ , азот –  $N^P = 1,6, \%$ , водень –  $H^P = 2 + 0,1 \bullet N_{вар}, \%$ , вуглець –  $C^P = 100 - A^P + S^P + O^P + N^P = 1,6 + H^P, \%$ , всього  $\sum B^P = 100\%$ .

**Наприклад:** волога –  $W^P = 4,5\%$ , негорючі мінеральні речовини (зола) –  $A^P = 9\%$ , сірка –  $S^P = 4,1\%$ , кисень –  $O^P = 5,5\%$ , азот –  $N^P = 1,6\%$ , водень –  $H_2^P = 4,2\%$ , вуглець –  $C^P = 71,1\%$ , всього  $\sum B^P = 100\%$ .

**Розв'язок.** Вміст вуглецю в органічній масі (вуглець + азот + водень + кисень) буде:



$$C^O = C^P \frac{100}{100 - (S^P + A^P + W^P)} = 71.1 \frac{100}{100 - (4.1 + 9 + 4.5)} = 86.29\%.$$

Вміст вуглецю в горючій масі палива (органічна маса та горюча частина вмісту сірки  $S^G$ ), тут:  $S^G = S^P$

$$C^G = C^P \frac{100}{100 - (A^P + W^P)} = 71.1 \frac{100}{100 - (9 + 4.5)} = 82.19\% .$$

Вміст вуглецю в сухій масі :

$$C^C = C^P \frac{100}{100 - W^P} = 71.1 \frac{100}{100 - 4.5} = 74.45\% .$$

## 2 ТОПКИ ТА ПРИСТРОЇ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА

### 2.1 Температури горіння, теплопродуктивність палива

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1-3, 6]. Кількість теплоти в кКал або кДж, яка виділяється при повному згоранні 1 кг твердого або рідкого палива, а також 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива, називають теплотою згорання палива або його теплотворною здатністю. Її розмірність кДж/кг (ккал/к) або кДж/м<sup>3</sup> (кКал/м<sup>3</sup>), рідше кДж/кг моль. Теплота згорання палива знаходиться в прямій залежності від хімічного складу палива.

Розрізняють вищу теплоту згорання  $Q_{вр}$  і нижчу теплоту згорання  $Q_{нр}$ . **Вища теплота згорання** відповідає умовам, коли усі водяні пари палива доводяться до рідкого стану при температурі 20 °С. В технічних розрахунках прийнято користуватися **нижчою теплотою згорання**  $Q_{нр}$ , пораховану з урахуванням того, що водяна пара, отримана при згоранні водню палива, і волога, наявна у складі палива, випаровуються до газоподібного стану при температурі продуктів згорання.

На переведення 1 кг води з рідкого стану в газоподібне при температурі 20 °С необхідно 2515 кДж (~ 600 кКал). У продуктах згорання є волога палива  $W_1$  і вода, отримана від спалювання водню  $W_2$ , яка підраховується таким чином:

$$W_2 = H \cdot \frac{H_2O}{H_2} = H^p \frac{18}{2} = 9H^p$$

Тому різниця між вищою і нижчою теплотою згорання при вираженні  $H_p$  в долях складає:

$$Q_{вр}^p - Q_{нр}^p = 2515(W_1 + W_2) = 2515(W_1 + 9H^p) \text{ кДж/кг}$$

чи  $Q_{вр}^p - Q_{нр}^p = 600(W_1 + 9H^p) \text{ ккал/кг}$ .

З приведених виразів видно, що збільшення вологості палива призводить до зниження нижчої теплоти згорання палива, яка фактично використовується в печах.

Теплоту згорання палива визначають двома способами: дослідним шляхом, безпосередньо вимірюючи кількість тепла, що виділилася при згоранні навіски

палива в калориметричній бомбі, і шляхом обрахунків по складу палива. У другому випадку необхідно знати точний склад палива і теплотворну здатність кожного з горючих компонентів.

Для твердого і рідкого палива нижча теплота згорання визначається по формулі Д.І. Менделєєва:

$$Q_H^P = 0,339 C^P + 1,03 H^P - 0,109(O^P - S^P) - 0,25 W^P, \text{ кДж/кг.}$$

Для газоподібного палива нижча теплота згорання:

$$Q_H^P = 0,127 CO + 0,108 H_2 + 0,234 H_2S + 0,357 CH_4 + \sum Q \frac{C_m H_n}{100}, \text{ кДж/м}^3.$$

Для природного газу нижча теплота згорання:

$$Q_H = 4,187(85,6CH_4 + 152,3C_2H_4 + 218,0C_3H_8 + 283,4C_4H_{10} + 348,9C_5H_{12} + 57,0H_2S), \text{ кДж/м}^3$$

Для твердого вища теплота згорання визначається по формулі:

$$Q_B^P = 4,187 \cdot (81C^P + 300H_2^P - 26(O^P - S^P)), \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Для газоподібного палива вища теплота згорання:

$$Q_B = 4,187(30,5CO + 30,5H_2 + 93,2CH_4 + 152,5C_2H_4 + 60H_2S), \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Для природного газу вища теплота згорання:

$$Q_H = 4,187(85,6CH_4 + 152,3C_2H_4 + 218,0C_3H_8 + 283,4C_4H_{10} + 348,9C_5H_{12} + 57,0H_2S) = \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}$$

У наведених виразах  $C_p$ ,  $H_p$  і так далі – відсотковий вміст відповідних компонентів в паливі.  $\sum Q \frac{C_m H_n}{100}$  - сума добутоків теплот згорання неорганічних вуглеводнів на їх відсотковий вміст в газі. При вмісті в паливі невеликої кількості (до 3 %) неграничних вуглеводнів невідомого складу останні приймаються такими, що складаються з етилену ( $C_2H_6$ ). Тоді:

$$\sum Q \frac{C_m H_n}{100} = 0,596 C_m H_n.$$

Для коксового газу при невідомому вмісті неграничних вуглеводнів:

$$\sum Q \frac{C_m H_n}{100} = 0,71 C_m H_n.$$

Для порівняльної оцінки теплової цінності різних палив введено поняття теплового еквіваленту палива  $E_p$ , тобто відношення теплоти згорання цього палива до теплоти згорання умовного палива, величина якої прийнята 29310 кДж/кг (7000 ккал/кг), (Таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Теплові еквіваленти різних палив,  $E_p$

Найменування палива і марка	Теплові еквіваленти, $E_p$
Мазут малосірчистий марки 10	1,425
Донецьке кам'яне вугілля "К", рядове	0,969
Донецький антрацит (середнє значення)	0,934
Кузнецьке кам'яне вугілля (середнє значення)	1,0
Карагандинське кам'яне вугілля, рядове	0,855
Челябінське буре вугілля "БК"	0,605
Доменний газ $Q_{нр} = 3820$ кДж/м <sup>3</sup>	0,13
Коксовий газ $Q_{нр} = 16400$ кДж/м <sup>3</sup>	0,56
Природний газ $Q_{нр} = 34700$ кДж/м <sup>3</sup>	1,21

Для отримання певної заданої теплоти згорання використовують суміші палив. В цьому випадку необхідно визначити долю окремих видів палива в суміші та його склад.

Наприклад, якщо позначити теплоту згорання газової суміші  $Q_{сум}$ , першого газу  $Q_1$  і другого газу  $Q_2$ , то доля першого з них в суміші складе:

$$X = \frac{Q_{сум} - Q^2}{Q^1 - Q^2} \text{ а доля другого газу відповідно } (1-x).$$

Склад суміші визначають як суму творів відповідних компонентів першого і другого газів на їх долі, наприклад:

$$CO_2_{суміші} = CO_2^1 x + CO_2^2 (1-x) \text{ та т. ін.}$$

При спалюванні потрійної суміші ця суміш визначається зазвичай послідовно, причому задається теплота згорання першої (подвійний) суміші і

загальної суміші. В цьому випадку по приведених формулах підраховуються долі і склад подвійної, а потім потрібної суміші.

При спалюванні твердого або рідкого палива в суміші з газоподібним теплоту згорання рахують за виразом:

$$Q_n^p = (Q_{n\text{ тр}}^p + Q_{n\text{ г}}^p)m, \text{ МДж/кг},$$

де  $Q_{n\text{ тр}}^p$  і  $Q_{n\text{ г}}^p$  - теплота згорання твердого (рідкого) і газоподібного палива, МДж/кг і МДж/м<sup>3</sup> відповідно.

$m$  - кількість газоподібного палива, що доводиться на 1 кг твердого або рідкого палива, м<sup>3</sup>.

Якщо суміш задана в долях тепловиділення кожного палива, то кількість газоподібного палива на 1 кг твердого або рідкого палива

$$M = \frac{1-q}{q} \cdot \frac{Q_{n\text{ т.ж}}^p}{Q_{n\text{ г}}^p} \text{ м}^3/\text{кг}$$

де  $q$  - доля твердого або рідкого палива в сумарному тепловиділенні.

Розрізняють калориметричну, теоретичну і дійсну температуру горіння палива.

Калориметричною температурою горіння називається температура, до якої нагрілися б газу, що утворюються, при повному горінні палива, якби усе тепло, підведене до топки пішло на нагрів цих газів.

$$t_k = \frac{Q_{\phi}^n + Q_{\phi}^g - Q_n}{V_d \cdot C_0}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

де  $Q_{\phi}$  – фізичне тепло, що вноситься з підігрітим повітрям і газом, МДж/м<sup>3</sup> або МДж/м<sup>3</sup>;

$Q_n$  – втрати тепла від недопалу палива, МДж/м<sup>3</sup> або МДж/м<sup>3</sup>;

$V_d$  – об'єм продуктів згорання, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup> або м<sup>3</sup>/кг;

$C_0$  – середня теплоємність продуктів згорання в інтервалі температур  $0 \dots t_k$ , МДж/м<sup>3</sup> град.

У деяких конструкціях печей в робочий простір, окрім хімічної енергії палива і фізичного тепла повітря і газу, вводиться додаткова кількість тепла,

наприклад, випромінюванням від проміжного склепіння або вікон. Додаткове джерело тепла підвищує калориметричну температуру горіння.

При високих температурах (понад 1500 °С) починається дисоціація продуктів горіння  $\text{CO}_2$  і  $\text{H}_2\text{O}$ , обумовлена тим, що реакції горіння оборотні, що знижує температуру горіння.

Теоретична температура горіння є температурою, яку мають продукти повного горіння за наявності дисоціації газів, якщо усе тепло палива і повітря піде на їх нагрів.

Насправді із-за втрат тепла через стінки печі в довкілля і неповноту згорання дійсна температура горіння нижче калориметричної і може бути визначена за виразом:

$$t_d = \mu t_k,$$

де  $\mu = 0,5 \dots 0,85$  – пірометричний коефіцієнт, що відображає відношення дійсної температури до калориметричної, і визначає особливості горіння і паливного простору.

### **Ентальпія продуктів згорання.**

При розрахунку печей часто буває необхідно визначити ентальпію продуктів згорання, що утворюються при спалюванні одного кілограму палива [1-8]:

$$I_t = (m_{\text{CO}_2} C_{\text{CO}_2} + m_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}} + m_{\text{SO}_2} C_{\text{SO}_2} + m_{\text{N}_2} C_{\text{N}_2} + m_{\text{O}_2} C_{\text{O}_2}) t,$$

де  $C_{\text{CO}_2}, C_{\text{H}_2\text{O}}, C_{\text{SO}_2}, C_{\text{N}_2}, C_{\text{O}_2}$  – середні масові теплоємності при постійному тиску цих же газів в межах температур від 0° (273 К) до температури  $t$ , кДж/(кг·К).

Якщо розрахунок виконується в молярних одиницях, то ентальпія продуктів згорання визначається по залежності:

$$I_t = (M_{\text{CO}_2+\text{SO}_2} C_{\text{CO}_2+\text{SO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2+\text{O}_2} C_{\text{N}_2+\text{O}_2}) t,$$

де  $C_{\text{CO}_2+\text{SO}_2}, C_{\text{H}_2\text{O}}, C_{\text{N}_2+\text{O}_2}$  – середні молярні теплоємності цих газів, кДж/(кмоль·К).

## **2.2 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 2.**

**Приклад 2.1.** Розрахунок вмісту вуглецю в складових палива.

**Індивідуальні завдання:** волога –  $W^P=2,\%$  , негорючі мінеральні речовини (зола) –  $A^P=10+0,1 \bullet N_{вар},\%$  , сірка –  $S^P=2+0,1 \bullet N_{вар},\%$  , кисень –  $O^P=6-0,1 \bullet N_{вар},\%$  , азот –  $N^P=1,6,\%$  , водень –  $H^P=2+0,1 \bullet N_{вар},\%$  , вуглець –  $C^P=100-A^P+S^P+O^P+N^P=1,6+H^P\%$ , всього  $\sum B^P=100\%$ .

**Наприклад:**

Розрахувати вміст вуглецю в складових палива вугілля: склад робочого палива: волога –  $W^P=4,5\%$  , негорючі мінеральні речовини (зола) –  $A^P=9\%$  , сірка –  $S^P=4,1\%$ , кисень –  $O^P=5,5\%$  , азот –  $N^P=1,6\%$  , водень –  $H_2^P=4,2\%$  , вуглець –  $C^P=71,1\%$ , всього  $\sum B^P=100\%$ .

**Розв’язок.** Вміст вуглецю в органічній масі (вуглець + азот + водень + кисень) буде:

$$C^O = C^P \frac{100}{100 - (S^P + A^P + W^P)} = 71,1 \frac{100}{100 - (4,1 + 9 + 4,5)} = 86,29\%.$$

Вміст вуглецю в горючій масі палива (органічна маса та горюча частина вмісту сірки  $S^G$ ), тут:  $S^G = S^P$

$$C^G = C^P \frac{100}{100 - (A^P + W^P)} = 71,1 \frac{100}{100 - (9 + 4,5)} = 82,19\% .$$

Вміст вуглецю в сухій масі:

$$C^C = C^P \frac{100}{100 - W^P} = 71,1 \frac{100}{100 - 4,5} = 74,45\% .$$

**Приклад 2.2.** Розрахунок теплоти згоряння вугілля.

**Індивідуальні завдання:** волога –  $W^P=2,\%$  , негорючі мінеральні речовини (зола) –  $A^P=10+0,1 \bullet N_{вар},\%$  , сірка –  $S^P=2+0,1 \bullet N_{вар},\%$  , кисень –  $O^P=6-0,1 \bullet N_{вар},\%$  , азот –  $N^P=1,6,\%$  , водень –  $H^P=2+0,1 \bullet N_{вар},\%$  , вуглець –  $C^P=100-A^P+S^P+O^P+N^P=1,6+H^P\%$ , всього  $\sum B^P=100\%$ .

### Наприклад:

волога –  $W^P=4,5\%$  , негорючі мінеральні речовини (зола) –  $A=9\%$  , сірка –  $S^P=4,1\%$ , кисень –  $O^P=5,5\%$  , азот –  $N^P=1,6\%$  , водень –  $H_2^P=4,2\%$  , вуглець –  $C^P=71,1\%$  , всього –  $100\%$ .

**Розв'язок.** Вища теплота згорання (коли волога продуктів згорання, віддавши тепло, переходить в рідину з температурою  $20^\circ\text{C}$ ).

$$\begin{aligned} Q_B^P &= 4,187 \cdot (81C^P + 300H_2^P - 26(O^P - S^P)) = \\ &= 4,187(81 \cdot 71,1 + 300 \cdot 4,2 - 26 \cdot (5,5 - 4,1)) = 29237 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \end{aligned}$$

Нижча теплота згорання (коли волога продуктів згорання, віддавши тепло, лишається у паровому стані):

$$\begin{aligned} Q_H^P &= 4,187 \cdot (81C^P + 246H_2^P - 26(O^P - S^P) - 6W^P) = \\ &= 4,187(81 \cdot 71,1 + 246 \cdot 4,2 - 26 \cdot (5,5 - 4,1) - 6 \cdot 4,5) = 28174 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \end{aligned}$$

### Приклад 2.3. Визначення теплоти згорання коксувального газу.

**Індивідуальні завдання:** волога –  $W^P=2,\%$  , негорючі мінеральні речовини (зола) –  $A^P=10+0,1 \cdot N_{\text{вар}},\%$  , сірка –  $S^P=2+0,1 \cdot N_{\text{вар}},\%$ , кисень –  $O^P=6-0,1 \cdot N_{\text{вар}},\%$  , азот –  $N^P=1,6,\%$  , водень –  $H^P=2+0,1 \cdot N_{\text{вар}},\%$  , вуглець –  $C^P=100-A^P+S^P+O^P+N^P=1,6+H^P\%$ , всього  $\sum B^P=100\%$ .

### Наприклад:

Визначити теплоту згорання коксувального газу складу:

$H_2S=0,4\%$ ;  $CO_2=2,3\%$ ;  $C_2H_4=1,9\%$ ;  $O_2=0,8\%$ ;  $CO=6,8\%$ ;  $H_2=57,5\%$ ;  $CH_4=22,5\%$ ;  $N_2=7,8\%$ .

**Розв'язок.** Вища теплота згорання:

$$\begin{aligned} Q_B &= 4,187(30,5CO + 30,5H_2 + 93,2CH_4 + 152,5C_2H_4 + 60H_2S) = \\ &= 4,187(30,5 \cdot 6,8 + 30,5 \cdot 57,5 + 93,2 \cdot 22,5 + 152,5 \cdot 1,9 + 60 \cdot 0,4) = 18309 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \end{aligned}$$

Нижча теплота згорання:

$$\begin{aligned} Q_H &= 4,187(30,5CO + 25,8H_2 + 85,9CH_4 + 143C_2H_4 + 55,2H_2S) = \\ &= 4,187(30,5 \cdot 6,8 + 25,8 \cdot 57,5 + 85,9 \cdot 22,5 + 143 \cdot 1,9 + 55,2 \cdot 0,4) = 16402 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \end{aligned}$$

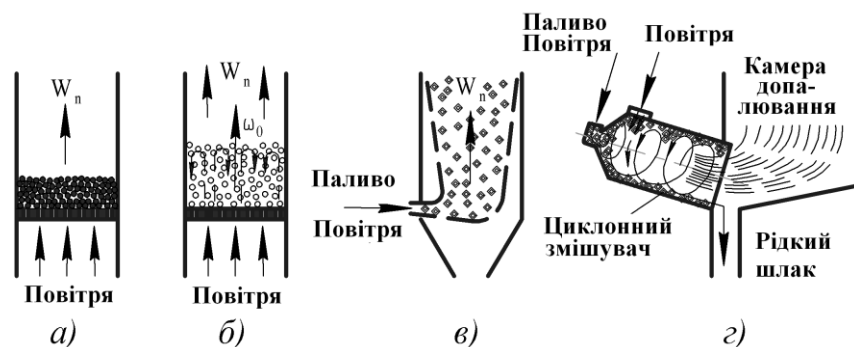


## 3 ТОПКИ ТА ПРИСТРОЇ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА

### 3.1 Класифікація топок для твердого палива

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1-4, 9, 12, 13]. З погляду аеродинамічних характеристик руху палива і газів топка підрозділяються на:

- а) топки зі щільним шаром;
- б) топки з киплячим шаром;
- в) факельні (прямоточні) топки для спалювання пилоподібного палива;
- г) циклонні і вихрові топки ( Рисунок 3.1).



- а) - з щільним шаром; б) - з киплячим шаром; в) – факельна (прямоточна) топка; г) – циклонна топка

Рисунок 3.1. Види топок

У топках для шматків палива зі щільним шаром значний запас палива лежить нерухомо на колосникових ґратках, а повітря і продукти згорання у міру вигорання палива обтікають тверді шматки. У таких умовах процес горіння протікає тим ефективніше, чим більша поверхня контакту шматків палива з окисником, що забезпечується за рахунок постійної шуровки шару і видалення золи, а також за рахунок фракційної однорідності палива. Причому, чим менше фракція (але не менше розміру чарунки колосникових ґраток), тим інтенсивніше горіння.

Спалювання палива в топках з киплячим шаром є проміжним між спалюванням в щільному шарі та у факелі. Такі топки застосовуються для спалювання дрібнозернистого кам'яновугільного палива з розмірами шматків від 2 до 12мм. Свою назву киплячий шар дістав із-за зовнішньої схожості руху шару палива з рухом киплячої рідини. Інтенсивність горіння палива в киплячому шарі

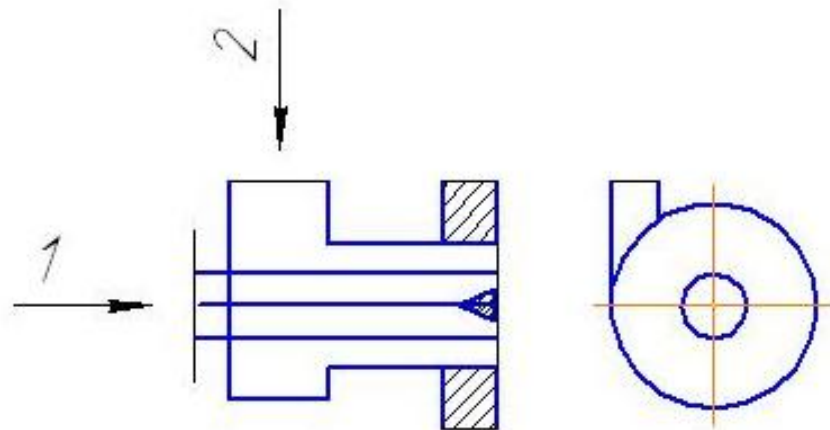
сильно зростає в порівнянні з горінням в щільному шарі крупно шматкового вугілля тієї ж марки. Це пояснюється не лише збільшенням питомої поверхні окислення палива, але і постійним "оновленням" його поверхні завдяки видаленню з неї золи, що утворюється, та забезпечує доступ окисника до поверхні вуглецю. Завдяки інтенсивній пульсації часток, їх обертанню і зіткненню, паливо дробиться і стирається в пил, який відноситься потоком газів і повітря вгору, де піддається газифікації і допалюванню.

Топки зі щільним шаром і топки з киплячим шаром організуються як з повним згоранням газів в паливному об'ємі, так і напівгазові. Особливість останніх полягає в перенесенні горіння газів в робочий простір печей для того, щоб розвинути в них максимально високу температуру.

Для організованого введення вугільного пилу та повітря в топку використовують пилові пальники.

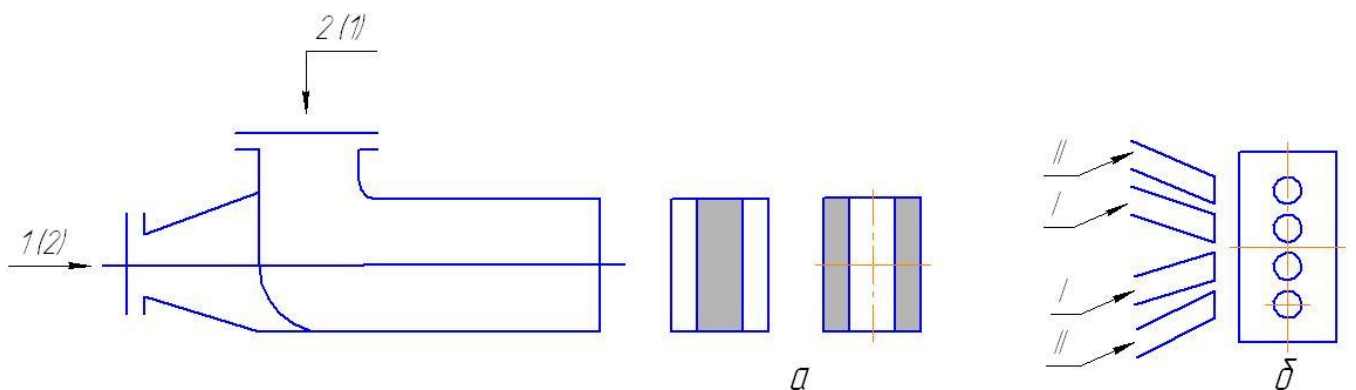
Якісне спалювання пилу вирішується за допомогою раціонального розташування пальників, тобто досягаються якісне утворення паливної суміші, інтенсивне вигорання паливного пилу, стійке та безшлакове горіння факела. Вихровими (циклонними) називають пальники, у яких первинне чи вторинне повітря закручуються спеціальними завихрювачами. Закручування потоків досягається за допомогою равликів, що встановлюються на вході в пальник, або лопаток, що встановлюються в пальнику аксіально або тангенціально в потоці первинного або вторинного повітря. Принципова схема вихрового пальника наведена на **рисунку 3.2**. Найменування пальника відображає спосіб введення первинного (з пилом) та вторинного повітря. Увихровому пиловугільному пальнику, виконаному за прямоточно-равликовим типом, первинне повітря з пилом подається через центральну трубу прямоточно без закручування. Вторинне повітря, що подається в топку через пальник, закручується равликом. Паливно-повітряна суміш надходить у топку через центральну трубу, що має на кінці чавунний наконечник у вигляді конуса-розсікача, який може переміщуватися і тим самим забезпечує якісне «розкриття» пилоповітряної суміші, а також підсмоктування гарячих топкових газів до кореня факела, що інтенсифікує займання палива.

Вторинне повітря, що подається через равлик, виходить у топку завихреним через кільцеве простір, утворене наконечником та обмурівкою.



1 - потік первинного повітря з вугільним пилом; 2 - потік вторинного повітря  
Рисунок 3.2 – прямоточно-равликова схема пиловугільного вихрового пальника

Існує декілька схем організації подачі паливно-повітряної суміші до пальників ( Рисунок 3.3): прямоточно-щілинна та прямоточно-соплова схеми. У прямоточно-щілинних пальниках ( Рисунок 3.3, а) подача в топку паливно-повітряної суміші та вторинного повітря здійснюється окремо через вузькі щілини. Такі пальники виконуються із зовнішнім або внутрішнім 2 введенням вторинного повітря. У прямоточно-соплових пальниках ( Рисунок 3.3 б) введення паливно-повітряної суміші і вторинного повітря здійснюється роздільно через круглі сопла.

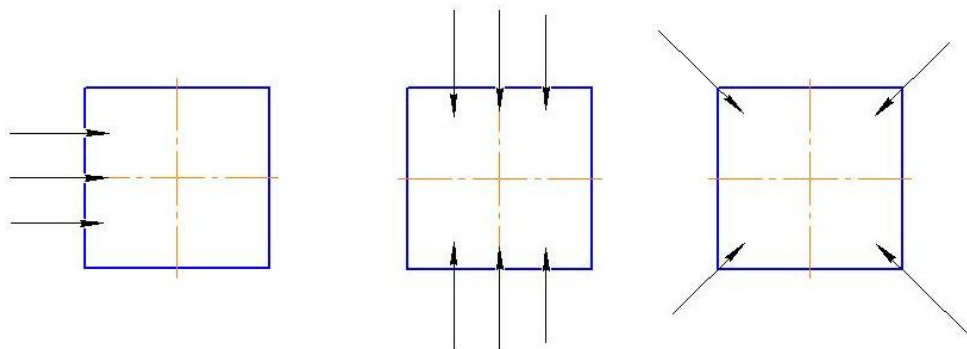


а - прямоточно-щілинний пальник; б - прямоточно-соплова пальник;  
1, 2- зовнішній і внутрішній введення вторинного повітря відповідно;

I - аеросуміш; II-вторинне повітря

Рисунок 3.3 – Принципова схема прямоточних пальників

Повнота згоряння палива та умови надійної роботи топки значною мірою визначаються розміщенням пиловугільних пальників. Найбільшого поширення для камерних топок набули способи фронтального, зустрічного та кутового розташування пальників (Рисунок 3.4). При фронтальному розташуванні пальників (рис. 3.4, а) газові струмені розвиваються спочатку самостійно, а потім зливаються в загальний потік. При ударі смолоскипа об задню стінку може відбутися її ошлакування. У зв'язку з цим при фронтальному розташуванні пальників найдоцільніше застосування вихрових пальників із відносно коротким широким факелом.



а— фронтальне; б— зустрічне; в— кутове

Рисунок 3.4 – Способи розташування пальників у камері топки

При зустрічному розташуванні ( Рисунок 3.4, б) пальники можуть розташовуватися на протилежних бічних, а також на фронтальній і задній стінках. Можливі зустрічно-лобова та зустрічно-зміщена схеми їх компонування. При зустрічно-зміщеному компонуванні пальників потоки, що горять, взаємно проникають один в інший. При цьому має місце краще заповнення факелом топкового об'єму, забезпечується примусове підведення теплоти до кореня факелу, покращується згоряння палива при безшлакувальному режимі роботи екранів. У разі застосування зустрічно-зміщеного компонування доцільно використовувати щілинні пальники.

При кутовому розташуванні пальників ( Рисунок 3.4, в) можливі наступні схеми їх встановлення: діагональна, блочна, тангенційна. При такому розміщенні пальників виникає низка конструктивних складнощів і можливе відкладання шлаку на стінках.

При великій кількості пальників незалежно від схеми їх установки по висоті топки пальника можуть розташовуватися кілька ярусів.

Питома теплова потужність, що визначається кількістю тепла, яке виділилося в одиниці об'єму топки, для пиловугільної суміші досить велика, і складає 0,16...0,25 МВт/м<sup>3</sup>.

Факельні топки використовуються для спалювання пиловугільного палива і мають в промисловості теплову потужність 0,2...0,3 МВт/м<sup>3</sup>.

У циклонних топках використовуються аеродинамічні переваги газоповітряного потоку, що обертаючись, несе суміш подрібненого палива та повітря. Суміш частинок палива та повітря завдяки відцентровому ефекту сильно турбулізуються і енергійно перемішується. Тому процеси горіння і газифікації протікають дуже інтенсивно – теплова потужність циклонної камери досягає 3...6 МВт/м<sup>3</sup>. Переваги циклонних топок наступні:

- вловлюється 80...90 % усього шлаку, а при високих температурах можливе рідке шлаковидалення;

- низький коефіцієнт витрати повітря 1,03...1,1, оскільки добре утворюється суміш;

- можливість роботи на пилі грубого помелу з розмірами часток до 1...5 мм, оскільки частки палива знаходяться в циклоні до того часу, поки не згорять майже повністю.

Проте циклонні топки працюють ефективно тільки на вугіллі високої якості і тому у нас широкого застосування не отримали.

Найчастіше проводяться наступні заходи механізації процесів топок:

- 1) подача палива;

- 2) завантаження палива в топку;

- 3) шуровка шару;

- 4) видалення шлаку і золи з топок значно підвищує ефективність їх роботи.

Найважче організувати механізований процес подачі палива в топку, його шуровку в багатошарових топках і видалення шлаків та золи.

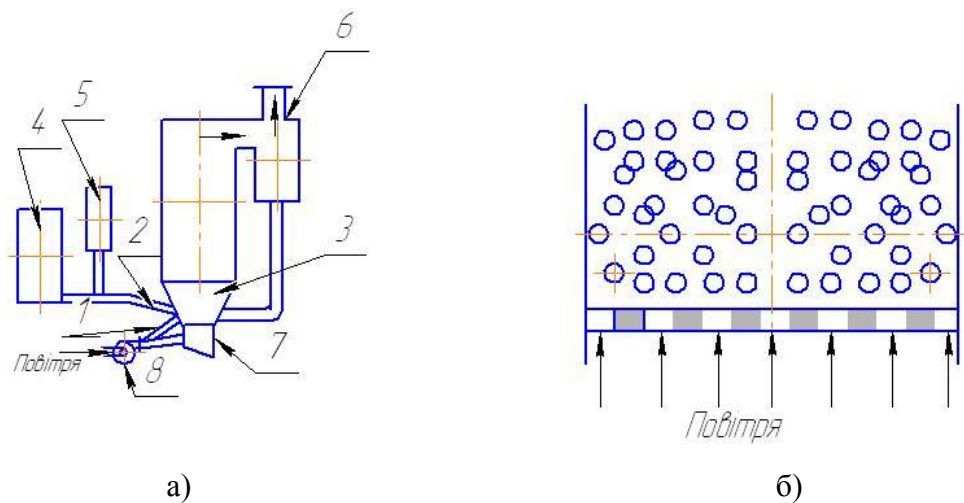
Подача палива в топку здійснюється механічними, пневматичними або пневмомеханічними пристроями. Для механізації шуровки палива в щільному шарі може бути використана "шуруюча" планка, колосники, що коливаються, похилі і ступінчасті колосники.

Розрахунок напівгазової топки зводиться до визначення розмірів паливного і пічного просторів при заданій тепловій потужності топки.

### 3.2 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 3

#### Приклад 3.1. Розрахунок об'єму пиловугільної печі.

Схема печі для спалювання твердого палива в псевдозрідженому шарі наведена на рисунку 3.5.



1 – колосниова решітка, 2 – паливо, 3 – камера спалювання, 4 – бункер для палива, 5 – бункер для присадки, 6 – високотемпературний циклон, 7 – камера відводу золи, 8 – вентилятор

Рисунок 3.5 – Схема печі для спалювання твердого палива в псевдозрідженому шарі, а) схема печі для спалювання твердого палива в псевдозрідженому шарі з високотемпературним циклоном, б) схема камери спалювання

**Завдання.** Розрахувати об'єм пиловугільної печі для спалювання антрациту рядового зі штибу (АРШ) у печі. Теплота згорання донецьких антрацитів лежить у межах 24000...28000 кДж/кг.

**Індивідуальні завдання:** Теплове навантаження топки для спалювання АРШ у печі  $Q_H^P = 24000 + 0,01 \cdot N_{вар}$ , кДж/кг.

Теплота згорання для вугілля АРШ  $Q_H^P = 26300$  кДж/кг. За практичними даними механічна неповнота згорання  $q_{мех} = 4,0 + 0,01 \cdot N_{вар}$  %, хімічна неповнота згорання  $q_{хім} = 1,0 + 0,1 \cdot N_{вар}$  %, втрати тепла у довкілля  $q_{вт} = 5,0 + 0,01 \cdot N_{вар}$  %.

**Наприклад:**

Теплове навантаження топки для спалювання АРШ у печі  $Q_n = 2300$  кВт.

Теплота згорання для вугілля АРШ  $Q_H^P = 26300$  кДж/кг. За практичними даними механічна неповнота згорання  $q_{мех} = 5,5$  %, хімічна неповнота згорання  $q_{хім} = 2$  %, втрати тепла у довкілля  $q_{вт} = 7,5$  %.

**Розв'язок.** Коефіцієнт використання тепла палива з урахуванням механічної ( $q_{мех}$ ), хімічної ( $q_{хім}$ ) неповноти згорання і втрат тепла у довкілля ( $q_{вт}$ ) дорівнює:

$$\eta = 100 - (q_{мех} + q_{хім} + q_{вт}) = 100 - (5,5 + 2 + 7,5) = 85\%$$

Витрати палива складають:

$$B = \frac{Q_n}{Q_H^P \cdot \eta} = \frac{2300}{26000 \cdot 0,85} = 0,104 \text{ кг/с},$$

де  $Q_H^P = \frac{24000 + 28000}{2} = 26000$  кДж/кг – середня теплота згорання донецьких

антрацитів;

$\eta$  – коефіцієнт використання тепла палива.

Об'єм пічного простору визначаємо по тепловому навантаженню:

$$Q' = B \cdot Q_H^P = 0,104 \cdot 26000 = 2704 \text{ кВт}.$$

Приймаємо теплове навантаження пічної камери за об'ємом:

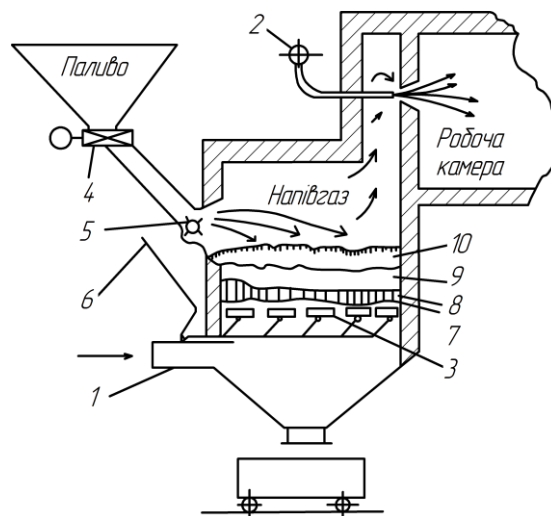
$$q_v = \frac{Q}{V} = 300 \text{ кВт/м}^3,$$

тоді об'єм пиловугільної топки:

$$V_T = \frac{Q'}{q_V} = \frac{B \cdot Q_H^P}{q_V} = \frac{0,104 \cdot 26000}{300} = 9,02 \text{ м}^3.$$

### Приклад 3.2. Розрахунок напівгазової топки.

Схема напівгазової топки для спалювання твердого палива наведена на рисунку рисунок 3.6.



1 – подача первинного повітря; 2 – подача вторинного повітря;  
3 – колосникова решітка; 4 – живильник; 5 – розкидач; 6 – механізм повороту колосників; 7 – зона шлаку; 8 – зона горіння; 9 – зона відновлення; 10 – шар свіжого палива.

Рисунок 3.6. Схема напівгазової топки для спалювання твердого палива

**Завдання.** Розрахувати напівгазову топку для спалювання бурого вугілля. Схема напівгазової топки для спалювання твердого палива зображена на рисунку 2.4.

**Індивідуальні завдання:** Теплове навантаження печі  $Q = 1300 + 0,01 \cdot N_{вар}, кВт$ . Теплоти згорання: вугілля  $Q_H^P = 11900 \frac{кДж}{кг}$ , напівгазу –  $Q_{н.г}^P = 2900 \frac{кДж}{м^3}$ . Коефіцієнт надлишку первинного повітря  $\alpha_1 = 0,7$ , вторинного



повітря –  $\alpha_2 = 1,1$ , фізичним теплом палива і повітря знехтуємо, тобто  $q_{\text{фіз}}^{n+\text{нов}} = c_n \cdot t_n + c_{\text{нов}} \cdot t_{\text{нов}} \cdot \alpha \cdot L_0 = 0$ . ККД топки  $\eta = 0,7 + 0,01 \cdot N_{\text{вар}}$ , температура напівгазу  $t_{\text{н.г}} = 700 + 0,02 \cdot N_{\text{вар}} \text{ } ^\circ\text{C}$ .

**Наприклад.** Теплове навантаження печі  $Q = 1700 \text{ кВт}$ . Теплоти згорання: вугілля  $Q_H^P = 11900 \text{ кДж/кг}$ , напівгазу –  $Q_{\text{н.г}}^P = 2900 \text{ кДж/м}^3$ . Коефіцієнт надлишку первинного повітря  $\alpha_1 = 0,7$ , вторинного повітря –  $\alpha_2 = 1,1$ , фізичним теплом палива і повітря знехтуємо, тобто  $q_{\text{фіз}}^{n+\text{нов}} = c_n \cdot t_n + c_{\text{нов}} \cdot t_{\text{нов}} \cdot \alpha \cdot L_0 = 0$ . ККД топки  $\eta = 0,8$ , температура напівгазу  $t_{\text{н.г}} = 900 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

### Розв'язок.

Вихід напівгазу визначаємо за рівнянням теплового балансу, яке для напівгазу з урахуванням ККД топки ( $\eta$ ) матиме вид:

$$Q_H^P + c_n t_n + c_{\text{нов}} t_{\text{нов}} \alpha \cdot L_0 \eta = Q_H^P + q_{\text{фіз}}^{n+\text{нов}} \eta = V_{\text{н.г}} (c_{\text{н.г}} t_{\text{н.г}} + Q_{\text{н.г}}^P)$$

звідки:

$$V_{\text{н.г}} = \frac{Q_H^P + q_{\text{фіз}}^{n+\text{нов}} \eta}{c_{\text{н.г}} t_{\text{н.г}} + Q_{\text{н.г}}^P} = \frac{(1900 + 0) \cdot 0,8}{1,25 \cdot 900 + 2900} = 2,36 \text{ м}^3/\text{кг палива},$$

де  $c_{\text{н.г}} = 1,25 \text{ кДж/м}^3$  – теплоємність напівгазу.

Витрати палива визначаємо з рівняння:

$$Q = B(Q_H^P + q_{\text{фіз}}^{n+\text{нов}}) = B \cdot V_{\text{н.г}} (c_{\text{н.г}} \cdot t_{\text{н.г}} + Q_{\text{н.г}}^P),$$

звідки:

$$B = \frac{Q_H^P + q_{\text{фіз}}^{n+\text{нов}}}{V_{\text{н.г}} (c_{\text{н.г}} \cdot t_{\text{н.г}} + Q_{\text{н.г}}^P)} = \frac{1700}{2,36 (1,25 \cdot 900 + 2900)} = 0,183 \text{ кг/с}.$$

Приймаємо напругу колосникової решітки по паливу рівною:

$$q_F = \frac{B}{F} = 0,083 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с},$$

звідки площа решітки:

$$F = \frac{B}{q_F} = \frac{0,183}{0,083} = 2,2 \text{ м}^2$$

Об'єм пічного простору визначаємо з рівняння:

$$V_T' = \frac{Q}{q_V} = \frac{925}{290} = 3,2 \text{ м}^3,$$

де:  $Q = B(Q_{II}^P - V_{H_2} \cdot Q_{H_2}^P) = 0,183 \cdot (11900 - 2,36 \cdot 2900) = 925 \text{ кВт}$  – кількість тепла, що виділяється у топці;

$q_V = 290 \text{ кВт/м}^3$  – теплове навантаження пічного простору.

Приймаємо висоту шару вугілля на колосниковій решітці:  $h = 0,6 \text{ м}$ .

Тоді об'єм, зайнятий паливом, буде рівним:

$$V_T'' = F \cdot h = 2,16 \cdot 0,6 = 1,29 \text{ м}^3.$$

Сумарний об'єм топки

$$V_T = V_T' + V_T'' = 3,2 + 1,29 = 4,49 \text{ м}^3 \approx 4,5 \text{ м}^3$$

Витрата первинного повітря обчислюється з рівняння:

$$L_{перв} = \alpha_1 L_0 \text{ та } V_{перв} = \alpha_1 V_0,$$

де  $L_0$  і  $V_0$  теоретично необхідна масова і об'ємна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива.

Спільні витрати повітря можна обчислити за емпіричним рівнянням:

$$V_o = \left( \frac{0,24 \cdot Q_{H_2}^P}{1000} + 0,5 \right) \cdot \alpha_2 = \left( \frac{0,24 \cdot 11900}{1000} + 0,5 \right) \cdot 1,1 = 3,78 \text{ м}^3 / \text{кг палива}$$

Витрата вторинного повітря ( $V_e''$ ) визначається з рівняння:

$$V_e'' = \frac{0,209 \cdot Q_{H_2}^P \cdot V_{H_2} \cdot \alpha_2}{1000} = \frac{0,209 \cdot 2900 \cdot 2,35 \cdot 1,1}{1000} = 1,65 \text{ м}^3 / \text{кг палива}$$

Витрата первинного повітря ( $V_o'$ ) визначається з рівняння:

$$V_o = V_o' + V_e'';$$

$$V_o' = V_o - V_e'' = 3,78 - 1,65 = 2,13 \text{ м}^3 / \text{кг палива}$$

**Приклад 3.3** Розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту.

Схема пальника низького тиску для спалювання мазуту наведена на рисунку 3.7.

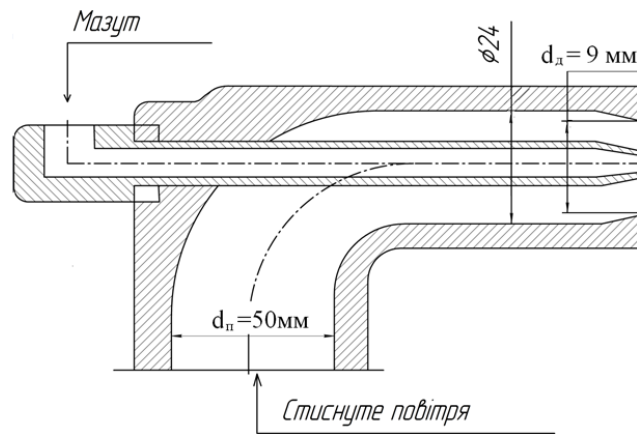


Рисунок 3.7 – Схема пальника низького тиску для спалювання мазуту

**Завдання.** Провести розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту.

**Індивідуальні завдання:**

Провести розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту, тиск якого дорівнює  $P_m = 0,3 \text{ кПа}$  ( $0,3 \text{ атм}$ ). Тиск повітря перед форсункою  $P_{пов}$ ,  $P_{пов} = 5000 + 0,01 \cdot N_{вар}$ , Па, температура повітря  $t_g = 20 + 0,1 \cdot N_{вар}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , густина повітря  $\rho_n^0 = 1,29 \text{ кг/м}^3$ . Кількість мазуту  $G_m^{Задано} = 0,0025 \text{ кг/с}$ . Вузкий переріз дифузора при  $d = 8 + 0,01 \cdot N_{вар}$ , мм

Теплотворність мазуту  $Q_H^P = 40600 \text{ кДж/кг}$ , густина мазуту  $\rho_m = 950 \text{ кг/м}^3$ .

**Наприклад:** Провести розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту, тиск якого дорівнює  $P_m = 0,3 \text{ кПа}$  ( $0,3 \text{ атм}$ ). Тиск повітря перед форсункою  $P_{пов}$ , Па, температура повітря  $t_n$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , густина повітря  $\rho_n^0 = 1,29 \text{ кг/м}^3$ . Кількість мазуту  $G_m^{Задано} = 0,0025 \text{ кг/с}$ . Вузкий переріз дифузора при  $d = 9 \text{ мм}$ . Теплотворність мазуту  $Q_H^P = 40600 \text{ кДж/кг}$ , густина мазуту  $\rho_m = 950 \text{ кг/м}^3$ .

**Розв'язок.** Визначимо відносну густину повітря при температурі повітря  $t_n = 30^{\circ}\text{C}$ :

$$\rho_n^t = \frac{\rho_n^0 \cdot 273}{273 + t_n} = \frac{1,29 \cdot 273}{273 + 30} = 1,16$$

Знаходимо мінімальну продуктивність при відсутності подачі вторинного повітря. Швидкість повітря, яке проходить через вузький переріз сопла:

$$W_n = \varphi \sqrt{\frac{2P_{ное}}{\rho_n^t}} = 0,6 \sqrt{\frac{2 \cdot 6000}{1,16}} = 61,03 \text{ м/с},$$

приймаємо  $\varphi=0,6$  – коефіцієнт швидкості.

Вузький переріз дифузора при  $d=9 \text{ мм}$  (Рисунок 2.1):

$$f_\partial = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,009^2}{4} = 63,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Кількість повітря, що проходить через вузький переріз:

$$V_n = f_\partial \cdot W_n = 63,58 \cdot 10^{-6} \cdot 61,03 = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Теоретична витрата повітря на згоряння 1 кг мазуту складає:

$$V_0 = \frac{0,263 \cdot Q_H^P}{1000} = \frac{0,263 \cdot 40600}{1000} = 10,68 \text{ м}^3/\text{кг}$$

При подачі повітря через форсунку витрати повітря складають 75% ( $\alpha=0,75$ ) від теоретичної.

Мінімальна продуктивність форсунки:

$$B_{\min} = \frac{V_n}{V_0 \alpha} = \frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{10,68 \cdot 0,75} = 4,74 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$$

При подачі повітря через відкрите зовнішнє сопло  $d=24 \text{ мм}$ , площа перетину якого:

$$f_{zc} = \frac{\pi \cdot d_{zc}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,024^2}{4} = 4,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

з такою ж швидкістю ( $61,03 \text{ м/с}$ ) може проходити наступна кількість повітря:

$$V_n' = f_{zc} \cdot W_n = 4,52 \cdot 10^{-4} \cdot 61,03 = 27,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Тоді максимальна продуктивність форсунки:

$$B_{\max} = \frac{V_n'}{V_0 \cdot \alpha} = \frac{27,59 \cdot 10^{-3}}{10,7 \cdot 0,75} = 3,43 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/с)}$$

Таким чином, межі регулювання продуктивності  $B$  лежать у межах: від  $B_{\min} = 4,74 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$  до  $B_{\max} = 3,43 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/с)}$ .

Максимальна швидкість повітря у повітропроводі діаметром  $d_{nn} = 2 \cdot d = 50 \text{ мм}$  площа перерізу якого:

$$f_{nn} = \frac{\pi \cdot d_{nn}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,785 \cdot 0,05^2 = 19,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 :$$

$$W_m = \frac{B_{\max} \cdot V_o \cdot a}{f_{nn}} = \frac{3,43 \cdot 10,7 \cdot 0,75}{19,6 \cdot 10^{-4}} = 14,04 \text{ м/с.}$$

Враховуючи кількість повітря, що проходить через вузький переріз  $V_n = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  та теоретичні витрати повітря на згоряння 1 кг мазуту  $V_0 = 10,68 \text{ м}^3/\text{кг}$ , визначаємо кількість мазуту, що проходить через форсунку:

$$G_m = \frac{V'_n}{V_o} = \frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{10,68} = 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$$

Для забезпечення нормальної роботи форсунки максимальна швидкість мазуту  $W_m = 0,1 \text{ м/с}$ , У нашому випадку  $W_m = 14,04 \text{ м/с} > 0,1 \text{ м/с}$ . Приймаємо швидкість мазуту  $W_m = 0,1 \text{ м/с}$ , тоді діаметр мазутного сопла  $d_{mc}$  можна визначити за залежністю:

$$d_{mc} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_m}{\pi \cdot W_m \cdot \rho_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,6 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 950}} = 0,00179 \text{ м}$$

Приймаємо  $d_{mc} = 0,002 \text{ м} = 2 \text{ мм}$ .

При заданих витратах мазуту перераховуємо кількість форсунок:

$$n = \frac{G_m^{\text{Задано}}}{G_m} = \frac{0,0025}{3,6 \cdot 10^{-4}} = 6,94$$

Приймаємо 7 форсунок.

Сумарна кількість тепла, яка отримана у печі:

$$Q_{\text{сум}}^P = Q_H^P \cdot G_m^{\text{Задано}} \text{ кДж/с.}$$

**Приклад 3.4.** Розрахунок механічної форсунки. Схема механічної форсунки для спалювання мазуту наведена на рисунку 3.8.

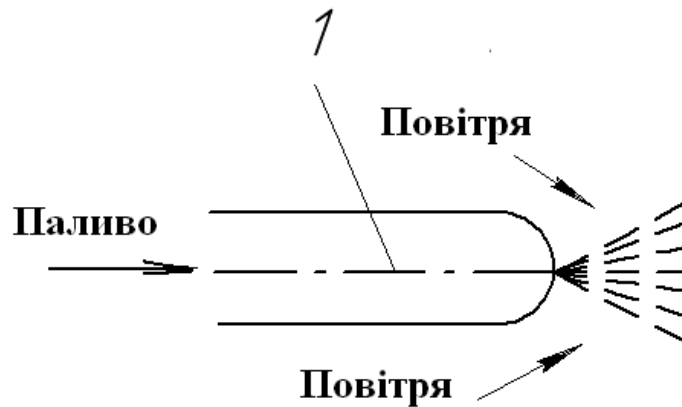


Рисунок 3.8 – Схема механічної форсунки для спалювання мазуту

**Завдання.** Розрахувати механічну форсунку для спалювання мазуту.

**Індивідуальні завдання:**

Розрахувати механічну форсунку для спалювання  $B_m = 20 + 0,01 \cdot N_{вар}, кг$  мазуту за годину. Тиск мазуту  $P_m = 1,0 + 0,1 \cdot N_{вар}, МПа$ , густина –  $\rho_m = 950 кг/м^3$ .

**Наприклад.** Розрахувати механічну форсунку для спалювання  $B_m = 50 кг$  мазуту за годину. Тиск мазуту  $P_m = 1,8 МПа$ , густина –  $\rho_m = 950 кг/м^3$ .

**Розв'язок.** Знайдемо швидкість витікання мазуту за виразом:

$$W_m = \varphi \sqrt{\frac{2P}{\rho_m}} = 0,5 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,8 \cdot 10^6}{950}} = 30 \text{ м/с}.$$

Розрахунковий переріз форсунки:

$$f_\phi = \frac{B_m}{3600 \cdot W_m \cdot \rho_m} = \frac{50}{3600 \cdot 30 \cdot 950} = 0,487 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Звідки діаметр сопла:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,487 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 7,8 \cdot 10^{-3} = 0,8 \text{ мм}.$$

Щоб запобігти засмічення форсунки приймаємо мінімальний рекомендований діаметр  $d=2\text{мм}$ , відповідно цьому й зменшується швидкість витікання мазуту, а також і тиск, який регулюється вентилем.

**Приклад 3.5.** Розрахунок полуменевого пальника.

**Завдання.** Розрахувати плуменевий пальник. Схема плуменевого пальника наведена на рисунку 3.9.

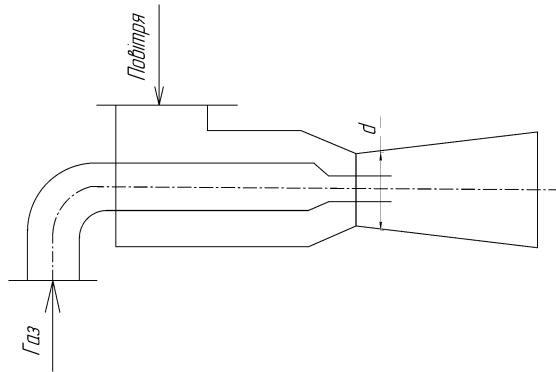


Рисунок 3.9. Схема плуменевого пальника

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_2, \text{ м}^3/\text{с}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$V_2, \text{ м}^3/\text{с}$	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5

**Наприклад.** Розрахувати плуменевий пальник, що має продуктивність  $V_2 = 0,14 \text{ м}^3/\text{с}$  ( $500 \text{ м}^3/\text{год}$ ) газу. Теплотвірна здатність доменного газу  $Q_H^P = 5850 \text{ кДж}/\text{м}^3$ , густина газу при нормальних умовах ( $t_2 = 0^\circ\text{C}$  і  $P = 0,1 \text{ МПа}$ )  $\rho_2^0 = 0,95 \text{ кг}/\text{м}^3$ , температура газу  $t_2 = 250^\circ\text{C}$ , тиск газу перед пальником  $P_2 = 2200 \text{ Па}$ , густина повітря при нормальних умовах  $\rho_n^{20} = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$ , коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,15$ .

**Розв'язок.** Витрати повітря:

$$V_n = \frac{0,209 \cdot Q_H^P \cdot V_2 \cdot \alpha}{1000} = \frac{0,209 \cdot 5850 \cdot 0,14 \cdot 1,15}{1000} = 0,197 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Кількість повітря необхідного для спалювання  $1 \text{ м}^3$  газу:

$$m = \frac{V_n}{V_2} = \frac{0,197}{0,14} = 1,41 \text{ м}^3 / \text{м}^3 \text{ газу}$$

Кількість отриманої газової суміші:

$$V_c = V_z + V_n = 0,14 + 0,20 = 0,34 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Густина газоповітряної суміші при нормальних умовах:

$$\rho_c^{20} = \frac{\rho_z^0 + m \cdot \rho_n^{20}}{1+m} = \frac{0,95 + 1,41 \cdot 1,29}{1+1,41} = 1,15 \text{ кг/м}^3,$$

Температура газової суміші:

$$t_c = \frac{t_z + m t_n}{1+m} = \frac{250 + 1,41 \cdot 20}{1+1,41} = 115 \text{ }^\circ\text{C},$$

де  $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура повітря при нормальних умовах.

Густина суміші при температурі  $115 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\rho_c^{115} = \frac{\rho_c}{1 + \alpha \cdot t_c} = \frac{1,15}{1 + \frac{1}{273} \cdot 115} = 0,81 \text{ кг/м}^3$$

де:  $\alpha = \frac{1}{273}$  – коефіцієнт об'ємного розширення газу.

Густина газу при температурі  $205 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\rho_z^{205} = \frac{\rho_z^0}{(1 + \alpha \cdot t_z)} = \frac{0,95}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 250)} = 0,49 \text{ кг/м}^3.$$

Визначаємо швидкість витікання газу:

$$W_z^{250} = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2(P_n - P_2)}{\rho_z}} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{2(200 - 100)}{0,50}} = 64 \text{ м/с}$$

де  $P_2 = 100 \text{ Па}$  – тиск на виході з сопла.

Діаметр отвору для виходу газу:

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot V_c \cdot (1 + \alpha \cdot t_z)}{\pi \cdot W_z^{250}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,14 \cdot (1 + \frac{1}{273} \cdot 250)}{3,14 \cdot 64}} = 0,073 \text{ м.}$$

Швидкість повітря в вузькому перерізі сопла знаходимо за виразом:

$$P_n = (1 + \sum \xi) \frac{\rho_n^{20} \cdot W_n^{20}}{2} + P_2,$$

де:  $P_n = 1000 \text{ Па}$  – тиск повітря на вході в сопло,

$P_2 = 100 \text{ Па}$  – тиск на виході з сопла,



$$\rho_n^{20} = \frac{\rho_n^0}{(1 + \alpha \cdot t_n)} = \frac{1,29}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot 20\right)} = 1,20 \text{ кг/м}^3 - \text{густина повітря при } t_n = 20^\circ\text{C}.$$

$$\varphi = \sqrt{1 + \sum \xi} = \sqrt{1 + 0,2} = 1,09 - \text{коефіцієнт.}$$

$$\sum \xi = 0,2 - \text{коефіцієнт втрати швидкості в соплі}$$

тоді:

$$W_n^{20} = \varphi \sqrt{\frac{2(P_n - P_2)}{\rho_n^{20}}} = 1,09 \sqrt{\frac{2(1000 - 100)}{1,2}} = 42 \text{ м/с.}$$

Швидкість виходу суміші знаходимо з рівняння закону збереження кількості руху:

$$G_c^{115} W_c^{155} = V_n G_n^{20} + V_z G_z^{250}$$

де  $G = W \cdot \rho$  – масові витрати, кг/с;  $W$  – швидкість повітря, газу і суміші газів м/с

Після підстановки отримаємо:

$$W^{115} V_c^{155} \rho_c^{115} = \frac{V_n \rho_n^{20} W_n^{20}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_n\right)} + \frac{V_z \rho_z^{250} W_z^{250}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_z\right)} = \frac{V_n \rho_n^{20} W_n^{20}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_n\right)} + \frac{V_z \rho_z^{250} W_z^{250}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_z\right)}$$

Звідки, зробивши заміни, маємо:

$$W_c^{155} = \frac{\frac{V_n \rho_n^{20} W_n^{20}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_n\right)} + \frac{V_z \rho_z^{250} W_z^{250}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_z\right)}}{V_c^{155} \rho_c^{155}} = \frac{0,197 \cdot 1,29 \cdot 42,37 + 0,14 \cdot 0,95 \cdot 64,2}{0,34 \cdot 1,15} = 49,2 \text{ м/с.}$$

Приймаємо, що швидкість витікання газоповітряної суміші  $W_c^{155} = 50 \text{ м/с}$ , тоді переріз газоповітряного сопла у вузькому місці при коефіцієнті втрат швидкості  $\varphi = 0,8$  буде дорівнювати:

$$f_c = \frac{V_c (1 + \alpha \cdot t_c)}{W_c^{155} \cdot \varphi} = \frac{0,34 \cdot \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 155,5\right)}{50 \cdot 0,35} = 0,064 \text{ м}^2,$$

звідки діаметр газоповітряного сопла на виході буде дорівнювати :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,064}{3,14}} = 0,09 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр  $d = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}$ .

### Приклад 3.6. Розрахунок інжекторного панельного безфакельного пальника.

Схема панельного пальника наведена на рисунку 3.10.

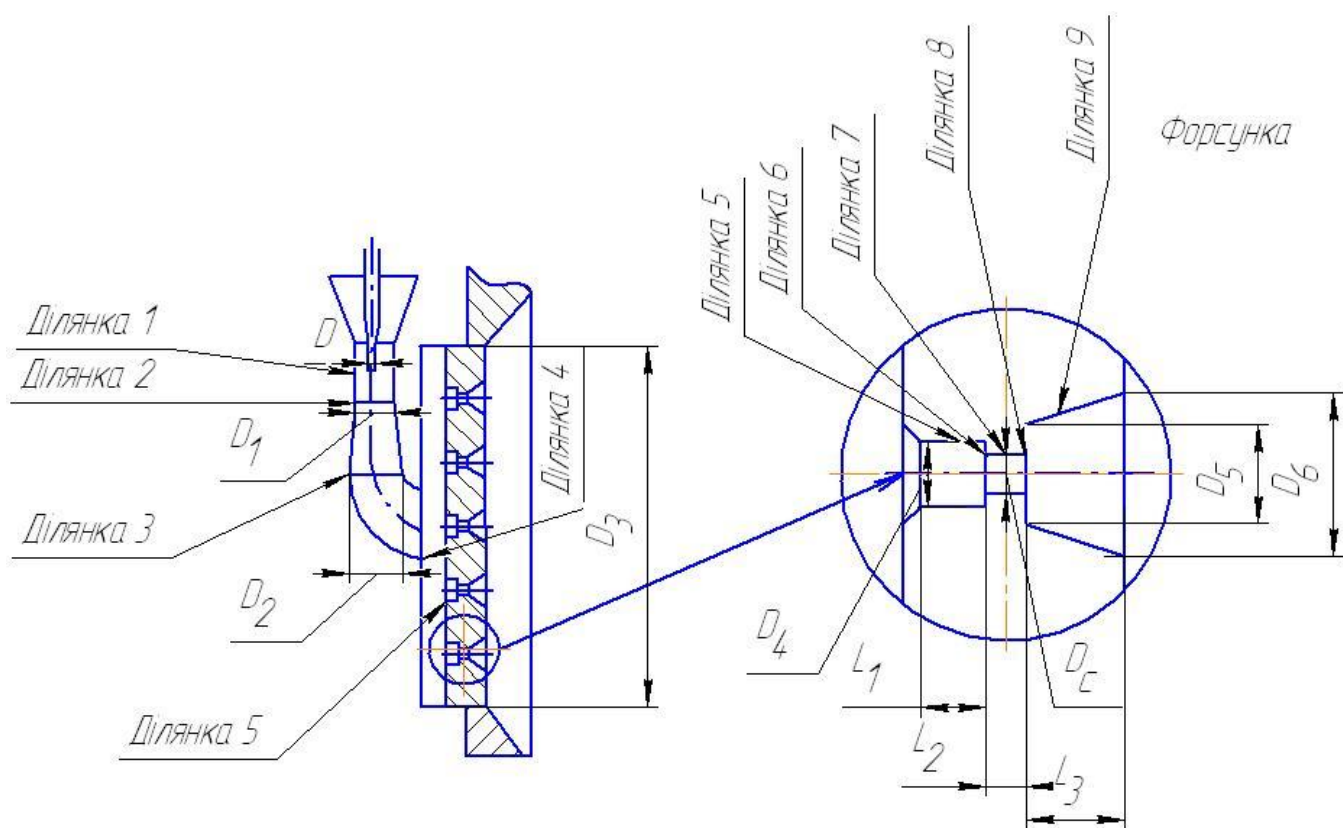


Рисунок 3.10. Схема панельного пальника

**Завдання.** Розрахувати інжекторний панельний безфакельний пальник. Схема пальника зображена на рисунку 3.10.

#### Індивідуальні завдання:

Горючий газ – метан, продуктивність пальника за газом  $V_2 = 4 + 0,1 \cdot N_{вар}, м^3 / год$ , густина метану при нормальних умовах  $\rho_2^0 = 0,73 кг / м^3$ , питома витрата повітря  $m = 10 м^3 / м^3 газу$ ; кількість сопел (каналів)  $n = 30 шт$ , швидкість витоку газової суміші із каналу в сопло (канал)  $W_1 = 15 м / с$ .

**Наприклад.** Визначити втрати тиску у пальнику, початковий тиск газу та основні розміри пальника. Горючий газ – метан, продуктивність пальника за газом  $V_2 = 0,04 м^3 / с = 144 м^3 / год$ , густина метану при нормальних умовах  $\rho_2^0 = 0,73 кг / м^3$ ,

питома витрата повітря  $m = 10 \text{ м}^3 / \text{м}^3 \text{ газу}$ ; кількість сопел (каналів)  $n = 30 \text{ шт}$ , швидкість витоку газоповітряної суміші в каналі  $W_1 = 50 \text{ м/с}$ .

**Розв'язок.**

Кількість повітря необхідного для спалювання  $1 \text{ м}^3$  газу при  $m = \frac{V_{\Pi}}{V_2} = 1,4 \text{ м}^3 / \text{м}^3 \text{ газу}$ :

$$V_{\Pi} = m \cdot V_2 = 1,4 \cdot 0,04 = 0,056 \text{ м}^3 / \text{с} .$$

Кількість отриманої газової суміші:

$$V_c = V_r + V_n = 0,04 + 0,056 = 0,096 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Густина газоповітряної суміші при нормальних умовах:

$$\rho_c^0 = \frac{\rho_2^0 + m\rho_n}{1 + m} = \frac{0,73 + 10 \cdot 1,29}{1 + 10} = 1,239 \text{ кг} / \text{м}^3 ,$$

Температура газової суміші:

$$t_c = \frac{t_2 + mt_n}{1 + m} = \frac{40 + 1,41 \cdot 20}{1 + 1,41} = 28,29 \text{ }^\circ\text{C},$$

де  $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура повітря при нормальних умовах.

Діаметр отвору для виходу газу:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2 \cdot (1 + \alpha \cdot t_2)}{\pi \cdot W_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,096 \cdot (1 + \frac{1}{273} \cdot 40)}{3,14 \cdot 50}} = 0,0529 \text{ м}.$$

Після розрахунку діаметра трубопроводу необхідно приймаємо стандартний розмір внутрішнього діаметру трубопроводу з такого ряду, мм: 19, 28, 32, 39, 51, 81, 98, 121, 147, 207, 257, 313, 359, 406, 506. Приймаємо  $D_1 = 51 \text{ мм} = 0,051 \text{ м}$ .

1. Втрати тиску (шляхові втрати тиску) на тертя у циліндричному каналі. Швидкість газу при діаметрі циліндричного каналу  $D_1 = 1,2 \cdot D = 1,2 \cdot 0,051 \text{ м} = 0,0624 \text{ м}$  і довжині  $L_1 = 2 \cdot D = 2 \cdot 0,051 = 0,102 \text{ м} = 102 \text{ мм}$ :

$$\rho_c^0 = \frac{\rho_2^0 + m\rho_n}{1 + m} = \frac{0,73 + 10 \cdot 1,29}{1 + 10} = 1,239 \text{ кг/м}^3 ,$$

де  $\rho_n = 1,29 \text{ кг} / \text{м}^3$  – густина повітря.

Перераховуємо швидкість витоку газової суміші з каналу:

$$W_1 = \frac{4 \cdot V_2 \cdot (1 + \alpha \cdot t_2)}{\pi \cdot D_1^2} = \frac{4 \cdot 0,096 \cdot (1 + \frac{1}{273} \cdot 40)}{3,14 \cdot 0,0624^2} = 35,99 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт гідравлічного опору приймаємо –  $\lambda = 0,05$  :

$$\Delta P_1 = \lambda \frac{L_1}{D_1} \cdot \frac{W_{ук}^2}{2} \cdot \rho_c^o = 0,05 \frac{0,102}{0,0624} \cdot \frac{35,99^2}{2} \cdot 1,239 = 65,58 \text{ Па .}$$

2. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при виході суміші із каналу в дифузор діаметром  $D_2 = 2 \cdot D = 2 \cdot 0,051 \text{ мм} = 0,102 \text{ м}$  і довжині  $L_1 = 4 \cdot D = 4 \cdot 0,051 = 0,204 \text{ м} = 204 \text{ мм}$ , швидкість витоку газової суміші з дифузори:

$$W_2 = \frac{4 \cdot V_2 \cdot (1 + \alpha \cdot t_2)}{\pi \cdot D_2^2} = \frac{4 \cdot 0,096 \cdot (1 + \frac{1}{273} \cdot 40)}{3,14 \cdot 0,102^2} = 13,47 \text{ м/с.}$$

Тоді втрати тиску, при коефіцієнті гідравлічного опору приймаємо –  $\xi = 0,5$  :

$$\Delta P_2 = \xi \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} \cdot \rho_c^o = 0,5 \frac{35,99^2 - 13,47^2}{2} \cdot 1,239 = 345,01 \text{ Па .}$$

3. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при плавному повороті при виході дифузора у змішувальну камеру. Кут повороту  $90^\circ$ , відношення радіусу повороту  $R$  до діаметру  $D$  прийmemo  $R/D=1$ , тоді коефіцієнт гідравлічного опору приймаємо –  $\xi = 0,5$  :

$$\Delta P_3 = \frac{\xi}{2} W_2^2 \cdot \rho_c = \frac{0,5 \cdot 13,47^2}{2} \cdot 1,239 = 51,21 \text{ Па}$$

Знаходимо кількість керамічних змішувачів (форсунок), для чого приймаємо форсунку для виходу газо-повітряної суміші з наступними параметрами:

$$D_c = 6 \text{ мм ,}$$

$$D_4 = 2 \cdot D_c = 2 \cdot 6 = 12 \text{ мм ,}$$

$$D_5 = 1,5 \cdot D_c = 1,5 \cdot 6 = 9 \text{ мм}$$

$$D_6 = 5 \cdot D_c = 2 \cdot 6 = 30 \text{ мм ,}$$

Довжини елементів форсунки:

$$L_4 = 2 \cdot D_c = 2 \cdot 6 = 12 \text{ мм}$$

$$L_c = 1,2 \cdot D_c = 1,2 \cdot 6 = 7,2 \text{ мм}$$

$$L_6 = 3 \cdot D_c = 3 \cdot 6 = 18 \text{ мм}$$

відстань між центрами форсунок:

$$t = 1,5 \cdot D_6 = 1,5 \cdot 30 = 45$$

Тоді кількість форсунок:

$$V_2(1+m) = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot W_1$$

$$n = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2(1+m)}{\pi \cdot d_c \cdot W_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,096 \cdot (1+10)}{3,14 \cdot 0,006 \cdot 10}} = 4,7 \text{ шт}$$

Із конструктивних міркувань приймаємо  $n = 5 \text{ шт}$  :

Визначаємо діаметр пальника, вважаючи що одна форсунка знаходиться по центру інші чотири по колу рівномірно:

$$D_3 = t \cdot 4 = 45 \cdot 4 = 180 \text{ мм}$$

4. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при вході суміші у змішувальну камеру:

За розрахунками  $D_3 = 180 \text{ мм}$ , тоді

$$f_3 = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,180^2}{4} = 0,025 \text{ м}^2$$

тоді швидкість:

$$W_3 = \frac{V_T \cdot (1+m)}{f_3} = \frac{0,001 \cdot (1+10)}{0,025} = 0,44 \text{ м/с}$$

Втрати тиску у змішувальній камері будуть:

$$\Delta P_4 = \xi_3 \cdot \frac{W_3^2}{2} \cdot \rho_c \cdot \frac{1}{1 + \alpha \cdot t} = 0,002 \cdot \frac{0,44^2}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{273} \cdot 40} = 0,00022 \text{ Па}$$

де коефіцієнти місцевого опору:

–  $\xi_2 = 0,02$  при закруглених краях для раптового розширення при вході суміші у камеру,

5. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при виході суміші із змішувальної камери в конфузур форсунки діаметром  $D_4 = 2 \cdot D_c = 2 \cdot 6 = 12 \text{ мм}$ , тому площа перерізу конфузур форсунки:

$$f_4 = \frac{\pi \cdot D_4^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,012^2}{4} = 0,00011 \text{ м}^2,$$

тоді швидкість:

$$W_4 = \frac{V_{\Gamma} \cdot (1 + m)}{f_4 \cdot n} = \frac{0,001 \cdot (1 + 10)}{0,00011 \cdot 5} = 20 \text{ м/с}$$

де –  $n = 5 \text{ шт}$  кількість форсунок

Тоді втрати тиску:

$$\Delta P_5 = \xi_4 \cdot \frac{W_4^2}{2} \cdot \rho_c^0 \cdot \frac{1}{1 + \alpha \cdot t} = 0,81 \cdot \frac{20^2}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{273} \cdot 40} = 186,3 \text{ Па}$$

де коефіцієнти місцевого опору:

–  $\xi_3 = 0,81$  – коефіцієнт місцевого опору при виході з коробки у форсунку.

6. Втрати тиску (шляхові втрати тиску) на тертя у циліндричному каналі форсунки.

площа перерізу циліндричного каналу форсунки:

$$f_4 = \frac{\pi \cdot D_4^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,012^2}{4} = 0,00011 \text{ м}^2,$$

швидкість:

$$W_4 = \frac{V_{\Gamma} \cdot (1 + m)}{f_4 \cdot n} = \frac{0,001 \cdot (1 + 10)}{0,00011 \cdot 5} = 20 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт гідравлічного опору приймаємо –  $\lambda = 0,05$ :

$$\Delta P_6 = \lambda \cdot \frac{L_4}{D_4} \cdot \frac{W_4^2}{2} \cdot \rho_c^0 = 0,05 \cdot \frac{6 \cdot 2}{0,012} \cdot \frac{20^2}{2} \cdot 1,239 = 1,78 \text{ Па}$$

7. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при вході в сопло форсунки.

Ми прийняли  $D_c = 6 \text{ мм}$ , тоді

площа перерізу циліндричного каналу форсунки:

$$f_c = \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,006^2}{4} = 0,000028 \text{ м}^2,$$

$$W_c = \frac{V_T \cdot (1 + m)}{f_c \cdot n} = \frac{0,001 \cdot (1 + 10)}{0,000028 \cdot 5} = 78 \text{ м/с}$$

Втрати тиску:

$$\Delta P_c = \xi_4 \cdot \frac{W_c^2}{2} \cdot \rho_c^0 \cdot \frac{1}{1 + \alpha \cdot t} = 0,81 \cdot \frac{78^2}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{273} \cdot 40} = 2189,3 \text{ Па}$$

де коефіцієнти місцевого опору:

–  $\xi_3 = 0,81$  – коефіцієнт місцевого опору при виході з коробки у форсунку.

8. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при вході суміші у дифузор форсунки діаметром  $D_5 = 1,5 \cdot D_c = 1,5 \cdot 6 = 9 \text{ мм}$

$$f_5 = \frac{\pi \cdot D_5^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,009^2}{4} = 0,000063 \text{ м}^2$$

тоді швидкість:

$$W_3 = \frac{V_T \cdot (1 + m)}{f_3} = \frac{0,001 \cdot (1 + 10)}{0,000063 \cdot 5} = 34 \text{ м/с}$$

Втрати тиску при вході у дифузор буде:

$$\Delta P_8 = \xi_3 \cdot \frac{W_3^2}{2} \cdot \rho_c^0 \cdot \frac{1}{1 + \alpha \cdot t} = 0,002 \cdot \frac{34^2}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{273} \cdot 40} = 1,33 \text{ Па}$$

де коефіцієнти місцевого опору:

–  $\xi_2 = 0,02$  при закруглених краях для раптового розширення при вході суміші у дифузор.

9. Втрати тиску (шляхові втрати тиску) на тертя у дифузори

Знаходимо швидкість на виході з дифузора, діаметром  $L_6 = D_c = 3 \cdot 6 = 18 \text{ мм}$ , довжиною  $L_6 = D_c = 3 \cdot 6 = 18 \text{ мм}$

Площа перерізу:

$$f_6 = \frac{\pi \cdot D_6^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} = 0,00025 \text{ м}^2$$

тоді швидкість:

$$W_6 = \frac{V_T \cdot (1 + m)}{f_6} = \frac{0,001 \cdot (1 + 10)}{0,00025 \cdot 5} = 8,8 \text{ м/с}$$

Втрати тиску, при коефіцієнті гідравлічного опору приймаємо –  $\xi = 0,5$ :

$$\begin{aligned}\Delta P_9 &= \xi_3 \cdot \frac{(W_8^2 - W_9^2)}{2} \cdot \rho^0_c \cdot \frac{1}{1 + \alpha \cdot t} = 0,5 \cdot \frac{34^2 - 8,8^2}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{273} \cdot 40} \\ &= 384,3 \text{ Па}\end{aligned}$$

Таким чином, сумарні (втрати тиску), які покриваються тиском, що утворений дифузором інжектора, дорівнюють:

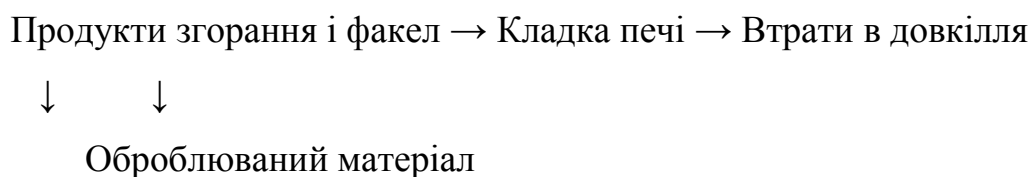
$$\begin{aligned}\sum P &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7 + \Delta P_8 + \Delta P_9 = \\ &= 65,58 + 345,01 + 51,21 + 0,00022 + 186,3 + 1,78 + 2189 + 1,33 \\ &+ 384,3 = 3223 \text{ Па}\end{aligned}$$



## 4 ТЕПЛООБМІН В ПЕЧАХ

### 4.1 Нагрів матеріалу в печі

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1-4, 9]. У промислових печах одночасно протікає ряд складних процесів, найважливішим з яких є процес теплопередачі, який схематично можна зобразити наступним чином:



В усіх печах для надання оброблюваному матеріалу певних властивостей його передусім нагрівають.

Нагрів у печах виконується відкритим або непрямим способом. Найбільш простим є відкритий нагрів, при якому димові гази безпосередньо зіткаються з виробами, що нагріваються. Цей спосіб застосовується в переважній більшості печей. Сюди відносяться плавильні печі, печі для випалення вогнетривких виробів і вапна, для нагріву металу та багатьох інших процесів.

При непрямому нагріві матеріал ізольований від димових газів, а тепло від газів передається до нього через розділяючу поверхню нагріву. Так, в коксових печах теплопередача від димових газів до вугільної шихти йде через бічні стінки реторт, викладені з динасової цегли. Прикладами печей з непрямим нагрівом є також муфельні печі, електричні печі і печі з радіаційними трубами. Непрямий нагрів у порівнянні з прямим є складнішим і дорожчим.

Печі з прямим нагрівом у свою чергу діляться на печі з великим вільним об'ємом робочого простору, шахтні печі для обробки шматкових матеріалів, печі з киплячим шаром, циклонні печі та ін. У печах з великим вільним об'ємом робочого простору над матеріалом, що нагрівається, є значний об'єм, в якому можуть протікати реакції горіння палива. Наявність вільного об'єму дозволяє наблизити факел, що горить, до матеріалу, що нагрівається, або до кладки залежно від вимог

технології. Безпосередній контакт факела і продуктів згорання з матеріалом ефективний, оскільки при цьому теплопередача найбільш інтенсивна. Тому для високотемпературних печей без обмежень по контакту матеріалу з димовими газами окремі топки не передбачаються.

#### **4.2 Зовнішній і внутрішній теплообмін**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [5, 10-12]. Складний процес теплообміну прийнято умовно розділяти на дві частини: зовнішній і внутрішній теплообмін.

**Зовнішній теплообмін** є процесом передачі тепла від пічного простору до зовнішньої поверхні матеріалу, що нагрівається, або виробів.

**Внутрішній теплообмін** – це процес теплопередачі теплопровідністю від зовнішньої поверхні в товщу матеріалу, що нагрівається, за рахунок різниці температур поверхні і внутрішніх шарів матеріалу.

Прогрів маси матеріалу залежить від властивостей матеріалу, його форми і розмірів, тому внутрішнім теплообміном працювати важче, ніж зовнішнім.

Наприклад, в барабанних печах, що обертаються, які використовуються для обпалювання різних сипких або шматкових матеріалів, вільний об'єм розташовується вздовж осі печі. Кладка печі, обертаючись разом з барабаном, стикається поперемінно то з гріючими газами, то з матеріалом, що нагрівається. Таким чином забезпечується "двосторонній" нагрів матеріалу з боку гріючих газів і з боку кладки, що збільшує інтенсивність теплопередачі за рахунок зменшення термічної товщини шару, що прогрівається.

В залежності від технологічних процесів, що протікають в печах, передача тепла лімітується або зовнішнім, або внутрішнім теплообміном.

Наприклад, в плавильних печах при безперервному витіканні розплаву з ванни печі продуктивність визначається зовнішнім теплообміном, а при періодичному випуску усього об'єму розплаву – внутрішнім теплообміном. Внутрішнім теплообміном обмежуються можливості нагріву масивних виробів,

оскільки при їх нагріві значну роль має теплопровідність матеріалу, з яких ці вироби виготовлені.

Режими зовнішнього теплообміну в печах ділять на радіаційний і конвективний. Це ділення умовне, оскільки в печах насправді може відбуватися передача тепла усіма цими способами одночасно. У високотемпературних печах конвективна складова не перевищує 10 %. Основне тепло передається за рахунок випромінювання з поверхні розігрітої кладки, з усього об'єму продуктів горіння і від поверхні дрібних часток сажі і золи, якщо факел не прозорий.

Радіаційний (променистий) нагрів у свою чергу ділиться на три види:

– рівномірно розподілений теплообмін, коли теплові потоки, що надходять від факела на кладку і на поверхню матеріалу, що нагрівається, рівні між собою, температурне поле і випромінювальні властивості факела однакові в усьому об'ємі;

– направлений прямий теплообмін, коли тепловий потік на матеріал більше теплового потоку на кладку;

– направлений непрямий теплообмін, коли тепловий потік на кладку більше теплового потоку на матеріал.

У різних печах по-різному реалізуються режими нагріву. Так, у плавильних печах вигідніше використовувати радіаційний прямий направлений теплообмін, коли факел, що світиться, спрямовується на шихту. У нагрівальних печах, в зоні високих температур, для виключення небажаних процесів окислення матеріалу вигідніше спрямований непрямий теплообмін, коли сильно розігрівається кладка печі спеціальними плоскополум'яними пальниками.

### **4.3 Тепловіддача конвекцією**

Матеріал підрозділу викладено за авторами [5, 10, 11]. Зовнішній теплообмін конвекцією пов'язаний з обмиванням газом або рідиною поверхні нагріву або охолодження. Тепловий потік при цьому способі теплообміну визначається за виразом:

$$Q = \alpha_k F (t_1 - t_2) Bm,$$

де  $\alpha_k$  – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/м<sup>2</sup>град;

$F$  – поверхня нагріву або охолодження, що обтікається газом або рідиною, м<sup>2</sup>;

$t_1$  – температура тепловіддаючого середовища (твердого тіла при його охолодженні, газу або рідини – при нагріві), °С;

$t_2$  – температура теплосприймаючого середовища (твердого тіла при його нагріві, газу або рідини – при охолодженні), °С.

Залежно від характеру руху газу або рідини у поверхні твердого тіла розрізняють:

- поздовжнє обтікання;
- поперечне обтікання;
- наскрізна течія середовища в тілі (рух в шарі).

В усіх цих випадках конвективний теплообмін може протікати в умовах вільного або вимушеного руху середовища.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  зазвичай користуються експериментальними залежностями, розробленими на основі теорії подібності в критеріальному виді. У цих формулах визначальним є критерій Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda},$$

де  $d$  – лінійний розмір тіла, що нагрівається (охолоджуваного);

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності середовища, Вт/м·град.

#### **а) Вільна конвекція**

Зовнішній теплообмін вільною конвекцією виникає при вільному русі газу або рідини біля нагрітої або охолодженої поверхні, обумовленому різною щільністю середовища при її нерівномірному температурному полі. Тепловіддача вільною конвекцією має місце при охолодженні на повітрі нагрітого матеріалу, при передачі тепла в довкілля зовнішньою поверхнею кладки печей і так далі

Експериментальні критеріальні рівняння для визначення коефіцієнта тепловіддачі при вільній конвекції зводяться до виду:

$$Nu = f(Gr, Pr),$$

де  $Gr = \frac{gd^3(t_1 - t_2)}{273\nu^2}$  – критерій Гросгофа, в якому  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – гравітаційна

стала;

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості газу або рідини,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

$Pr = \frac{\nu}{a}$  – критерій Прандтля, в якому  $a$  – коефіцієнт температуро-провідності.

Розрахунковий вираз для визначення коефіцієнта тепловіддачі при розміщенні тіла, що нагрівається або охолоджуваного, в необмеженому просторі:

$$Nu = C(Gr Pr)^n,$$

1) при  $Gr Pr < 10^{-3}$  –  $Nu = 0,45$ ;

2) при  $10^{-3} < Gr Pr < 5 \cdot 10^2$  –  $C = 1,18$ ;  $n = \frac{1}{8}$ ;

3) при  $5 \cdot 10^2 < Gr Pr < 2 \cdot 10^7$  –  $C = 0,54$ ;  $n = \frac{1}{4}$ ;

4) при  $Gr Pr > 2 \cdot 10^7$  –  $C = 0,135$ ;  $n = \frac{1}{3}$ .

Приведені вирази справедливі для будь-яких рідин і тіл будь-яких розмірів і форми. Якщо тепловіддаюча поверхня обернена догори, то  $\alpha_k$  збільшується на 30 %, якщо донизу – зменшується на 30 %.

Фізичні характеристики відносяться до середньої температури між рідиною і стінкою:  $t_{cp} = (t_{cm} - t_{жс})/2$ .

За лінійний розмір приймають:

– для кулі і горизонтальної труби – діаметр;

– для вертикально розташованої труби або пластини – висоту ділянки теплообміну;

– для горизонтальної плити – меншу сторону плити.

Процес теплообміну в замкнутому обмеженому непроточному об'ємі розраховують з використанням еквівалентного коефіцієнта теплопровідності  $\lambda_{екв} = \zeta \lambda$ , де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності середовища, що заповнює замкнутий простір,  $\text{Вт/м.град}$ ,  $\zeta = 0,18 (Gr Pr)_{cp}^{0,25}$ .

## **б) Вимушена конвекція**

При русі газу або рідини в каналах різного перерізу коефіцієнт тепловіддачі конвекцією розраховується по наступних залежностях:

– при ламінарному русі:

$$Nu = [0,74\varepsilon Pe^{0,2} \pm (\frac{\Delta t}{273})^{0,02}](Gr Pr)^{0,1},$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт, що залежить від відношення довжини каналу до його діаметру (величина таблична);

$\Delta t$  – температурний напір, град;

$$Pe = \frac{Wd}{\alpha} \text{ – критерій Пекле.}$$

У цій залежності знак плюс ставиться у випадку, коли напрями вільного і вимушеного рухів середовища співпадають, знак мінус – при протилежних напрямках.

– при турбулентному русі ( $Re > 10^4$ ):

$$Nu = 0,21 \cdot Re_n^{0,8} \cdot Pr_n^{0,43} \left( \frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}.$$

Для газів  $\left( \frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 1$ .  $Pr_n$  та  $Pr_{cm}$  визначаються відповідно по середній температурі газу або рідини і по температурі стінки.

У каналах не круглого перерізу як діаметр приймається еквівалентний діаметр:

$$d_{\text{екв}} = \frac{4f}{\Pi},$$

де  $f$  – площа поперечного перерізу каналу, м<sup>2</sup>;

$\Pi$  – змочений периметр, м.

У разі визначення еквівалентного діаметру кільцевої щілини приймається периметр, який омивається середовищем, що нагрівається. При подовжньому обтіканні пучка труб визначальним є зовнішній діаметр труби.

1) При поперечному обтіканні труб і циліндрів

$$Nu = 0,5 \cdot Re_n^{0,5} \cdot Pr_n^{0,38} \left( \frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}.$$

2) Для коридорних пучків труб:

$$Nu = 0,23 \cdot Re_n^{0,65} \cdot Pr_n^{0,33} \left( \frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}.$$

3). Для шахового розташування труб у пучку:

$$Nu = 0,41 \cdot Re_n^{0,6} \cdot Pr_n^{0,38} \left( \frac{Pr_n}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}.$$

При обтіканні пучка під кутом до осі труб вводиться поправочний множник.

#### 4.4 Теплопередача випромінюванням

Матеріал підрозділу викладено за авторами [9-12]. За одиницю променистої енергії приймають її кількість, яка еквівалентна 1 Дж. Енергія  $Q$ , що випромінюється тілом в одиницю часу, виражається у ватах. Кількість енергії, що випромінюється одиницею поверхні в одиницю часу, називається випромінювальною здатністю тіла і позначається буквою  $E$ . Отже, тепловий потік випромінювання  $q = E = \frac{Q}{F}$ , Вт/м<sup>2</sup>.

Випромінювання властиве усім тілам і кожне з них випромінює енергію безперервно. Промениста енергія поширюється в оптично прозорому середовищі або у вакуумі. Потрапляючи на поверхню іншого тіла або в поглинаюче проміння середовище, промениста енергія поглинається, відбивається або проходить повністю чи частково, залежно від властивостей тіла. Характеризується вона коефіцієнтами поглинальної здатності тіла,  $A$ , відбиваючої здатності  $R$  і здатності пропускати променисту енергію  $D$ , у загальному випадку:  $A + R + D = 1$ .

Залежно від властивостей розрізняють:

1) абсолютно чорне тіло, яке здатне поглинати промені будь-якої довжини від 0 до  $\infty$  і поглинає їх на 100 %.  $A = 1$ ;  $R = 0$ ;  $D = 0$ .

2) абсолютно біле тіло, здатне відбивати усю променисту енергію, що падає на нього:  $A = 0$ ;  $R = 1$ ;  $D = 0$ .

3) прозоре тіло, здатне пропускати крізь себе усю променисту енергію, що падає на нього:  $A = 0$ ;  $R = 0$ ;  $D = 1$ .

4) сіре тіло, здатне поглинати хвилі будь-якої довжини від 0 до  $\infty$ ; поглинання неповне  $< 100\%$  і міра поглинання променів різної довжини хвилі однакова. Промені, що не поглинулись сірим тілом – відбиваються. Сірі тіла розрізняються здатністю поглинання променистої енергії – мірою чорноти  $\varepsilon$  (відносним коефіцієнтом випромінювання).

5) кольорове тіло (селективне тіло) має здатність поглинати і відбивати промені різної довжини хвилі по-різному.

6) тіло з монохроматичною випромінювальною здатністю випромінює промені в певному вузькому діапазоні довжин хвиль.

Всяке реальне тіло випромінює енергію і в той же час відбиває промені, що падають на нього від випромінювання тих тіл що оточують. Фактично ми заміряємо приладами і відчуваємо сумарне, а не власне випромінювання тіла. Це фактичне випромінювання тіла, що складається з власного і відбитого випромінювання, називається ефективним випромінюванням.

При розрахунку випромінювання в замкнутому просторі вираз для сумарного теплового потоку від факела, газів і кладки до матеріалу  $Q_{\text{ЛГКМ}}$ , що нагрівається, можна привести до класичного закону Стефана-Больцмана:

$$Q^* = C_0 \varepsilon_{\text{пр}} F_{\text{л}} \xi \left[ \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_m}{100} \right)^4 \right],$$

де  $C_0 = 5,67 \text{ Вт/м}^2\text{К}^4$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$\varepsilon_{\text{пр}}$  – приведена (видима) міра чорноти пічного (паливного) простору;

$F_{\text{л}}$  – променесприймаюча поверхня виробів, що нагріваються,  $\text{м}^2$ ;

$\xi = 0,6 \dots 0,75$  – умовний коефіцієнт забруднення променесприймаючої поверхні окалиною та ін.;

$T_n, T_m$  – абсолютні температури печі і матеріалу, що нагрівається, К.

При розрахунках теплообміну в печах користуються поняттям температури печі  $T_{\text{п}}$ , яка визначає собою умовну температуру одного випромінюючого джерела, еквівалентного усім фактично наявним в печі випромінюючим джерелам. Температура в печі менше температури газів і більше температури кладки і пов'язана з ними наступним співвідношенням:



$$\left(\frac{T_n}{100}\right)^4 \approx \varepsilon \left(\frac{T_g}{100}\right)^4 + (1 - \varepsilon) \left(\frac{T_{kl}}{100}\right)^4.$$

Поняття про температуру печі спрощує наближені розрахунки, оскільки її величину простіше оцінити, чим температуру газів і кладки.

Оскільки у високотемпературних печах майже усе тепло (до 90 %) передається випромінюванням від пічного простору (продуктів горіння, факела, кладки). В. Н. Тимофеев запропонував втраз для визначення приведеної міри чорноти виходячи з передумови, що втрати тепла в довкілля дорівнюють теплу, що отримується кладкою за рахунок конвекції.

$$\varepsilon_{np} = \frac{\varepsilon_m \varepsilon_g \psi (1 - \varepsilon_g) + 1}{\psi (1 - \varepsilon_g) \varepsilon_m + \varepsilon_g (1 - \varepsilon_m) + \varepsilon_g},$$

де  $\varepsilon_g$  та  $\varepsilon_m$  – ступінь чорноти газів і матеріалу, що нагрівається;

$\psi = \frac{F_{\text{л}}}{F_{\text{к}}}$  – коефіцієнт, що є відношенням променесприймаючої поверхні

виробів до сумарної внутрішньої поверхні кладки.

Величина, зворотня цьому коефіцієнту визначає міра розвитку кладки.

Променесприймаюча поверхня  $F_{\text{л}}$  менше повної поверхні виробів  $F_{\text{м}}$  і пов'язана з нею відношенням:

$$F_{\text{л}} = \varphi F_{\text{м}},$$

де  $\varphi$  – середній кутовий коефіцієнт або коефіцієнт опроміненості. Цей коефіцієнт є чисто геометричним параметром, який визначається формою поверхонь, їх розмірами, взаємним розташуванням і відстанями між джерелом випромінювання і виробами, що нагріваються.

У свою чергу міра чорноти газів визначається випромінювальною здатністю трьохатомних газів  $\text{CO}_2$  і  $\text{H}_2\text{O}$ , що входять до складу продуктів згорання. Випромінювання і поглинання променистої енергії цими газами має селективний, вибірковий характер. Вони випромінюють лише у певних інтервалах довжин хвиль, які розташовані в різних частинах спектру, де відбувається поглинання і випромінювання енергії. Для променів інших довжин хвиль газу прозорі і їх енергія випромінювання дорівнює нулю.

Енергія випромінювання водяної пари і вуглекислоти залежить від парціального тиску газу,  $p$ , н/м<sup>2</sup>, товщина шару газу,  $s$ , м і температури:

$$E_{\text{CO}_2} = 4,1(p \cdot s)^{1/3} \left( \frac{T}{100} \right)^{3,5}, \text{ Вт/м}^2;$$

та

$$E_{\text{H}_2\text{O}} = 40,7 \cdot p^{0,8} \cdot s^{0,6} \left( \frac{T}{100} \right)^3, \text{ Вт/м}^2.$$

Для визначення енергії випромінювання між сірими тілами і газами застосовувати ці формули незручно, оскільки вони мають різні показники степені при значенні температури. Для універсальності розрахунків приймається, що випромінювальна здатність вуглекислоти і водяної пари пропорційна температурі в четвертій степені і вводиться відповідна поправка:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \xi - \Delta\varepsilon \cdot g,$$

де  $\varepsilon_2$  – ступінь чорноти (відносна випромінювальна здатність) газу, отримана шляхом ділення кількості енергії, що випромінюється газом  $E_r$  на кількість енергії випромінювання  $E_0$  абсолютно чорного тіла при температурі газу;

$\xi$  – поправочний коефіцієнт, що враховує неоднакову міру впливу товщини газового шару  $s$  і парціального тиску  $p$  на енергію випромінювання водяної пари, визначуваний по номограмах;

$\Delta\varepsilon \cdot g$  – поправка, що враховує накладення спектрів випромінювання  $\text{CO}_2$  і  $\text{H}_2\text{O}$  при їх спільному перебуванні у випромінюючому об'ємі, визначається по графіках. При звичайних співвідношеннях складає приблизно 2...4 % і не враховується. Приймається тільки при дуже точних обрахунках або при великих значеннях  $p$  та  $s$ :

$$s = \mu_2 \frac{4 \cdot V}{F} \text{ м},$$

де  $\eta_2$  – коефіцієнт ефективності газового випромінювання, характеризує ту долю випромінюваної енергії, яка досягає стінок. В орієнтовних розрахунках приймають 0,9;

$V$ ,  $F$  – об'єм порожнини, що займає газ та площа поверхні, що обмежує цей об'єм.

На ефективність теплообміну в печі впливають такі чинники:

- ступінь чорноти кладки;
- ступінь розвинення футерування;

- температура футерування;
- степінь чорноти полум'я і газів;
- степінь чорноти і температура поверхні нагріву;
- ефективна температура печі.

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні повітря за рахунок випромінювання та конвекції для неізолюваної поверхні орієнтовно можна визначити за залежністю [15]:

$$\alpha = 9,74 + 0,07 \sqrt{t_{\text{нов}}} \text{ Bm/m}^2 \cdot \text{K}$$

#### 4.5 Поглинання тепла пучком радіантних труб

Матеріал підрозділу викладено за авторами [11]. Поглинання поверхнею радіантних труб тепла випромінювання відбувається нерівномірно. Причину і характер нерівномірності розглянемо на прикладі дворядного екрану при розміщенні труб в шаховому порядку (Рисунок 4.1).

При великому відношенні довжини труби до її діаметру кут видимості паливного простору для будь-якої точки труби приблизно відповідає значенню плоского кута, обмеженого крайніми променями і розташованого в площині, перпендикулярній до осі труби. Так, для точки А кут, з якого видно паливний простір обмежений з одного боку дотичної АВ, а з іншого боку променем АС, тобто кутом ВАС.

Відповідно до закону Ламберта інтенсивність променів, що попадають в точку А, буде різною: максимальну інтенсивність  $i_0$  має промінь, перпендикулярний до дотичної в точці А. Промінь АС, що падає під кутом  $\alpha$ , має меншу інтенсивність, яка дорівнює  $i_0 \cos \alpha$ . Шляхом елементарних перетворень можна показати, що для точки А кутовий коефіцієнт  $\varphi_A = \frac{1}{2} (1 + \sin \alpha)$ .

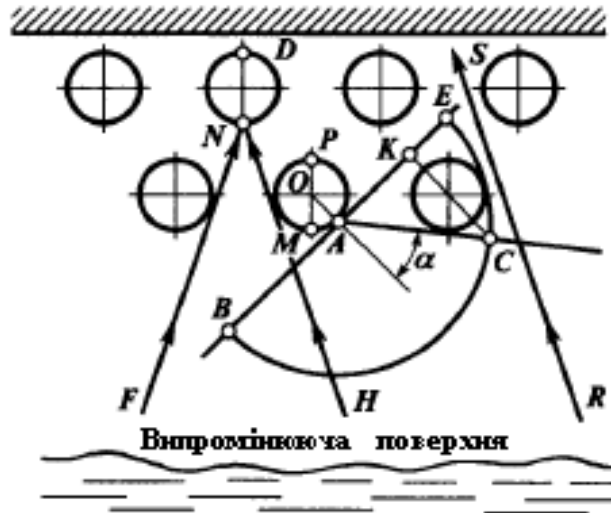


Рисунок 4.1 – Схема, що ілюструє поглинання тепла пучком радіантних труб

Коефіцієнт  $\varphi$  може бути визначений, як відношення. Точка М, що лежить на нижній твірній, має кут видимості, який дорівнює  $180^\circ$ , в наслідок чого для неї  $\varphi = 1$ .

Точка Р поверхні труби (Рисунок 4.1) невидима з боку паливного простору, тому не поглинатиме тепло випромінюванням безпосередньо з топки, для цієї точки кутовий коефіцієнт  $\varphi = 0$ . Подібним способом може бути визначена інтенсивність поглинання тепла будь-якою точкою, що лежить на зовнішній поверхні труби.

Якщо в прямокутних координатах на осі абсцис відкласти значення периметра труби, а на осі ординат значення кутового коефіцієнта  $\varphi$  для деяких довільних точок поверхні труби, то отримаємо криву, представлену на рисунку 4.1. Згідно з цим графіком, кількість тепла, яка поглинена нижнім рядом радіантних труб, різна для різних ділянок цих труб. Найбільша кількість тепла поглинається в точці М, а потім ця величина зменшується вліво і вправо від точки М.

Якщо взяти прямокутник, площа якої рівновелика площі заштрихованої фігури (Рисунок 4.2), то висота цього прямокутника дорівнює середньому значенню коефіцієнта  $\varphi_{cp}$  для усієї труби. Значення середнього кутового коефіцієнта  $\varphi_{cp}$  дозволяє визначити розмір плоскої поверхні, яка еквівалентна цій трубі по кількості поглиненого тепла. Так, в нашому випадку розмір плоскої

поверхні, що еквівалентна трубі по кількості тепла, поглиненого з паливного простору

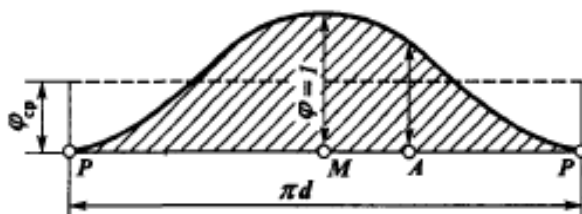


Рисунок 4.2 – Крива зміни кутового коефіцієнта по довжині кола труби

$$h_n = \varphi_{cp} \cdot \pi \cdot d \cdot l,$$

де  $d, l$  - відповідно діаметр і довжина труби, м.

Отже, труба, що має фактичну поверхню  $f = \pi \cdot d \cdot l$ , в цих умовах сприймає стільки ж тепла, скільки і плоска поверхня  $h_n$

З аналогічних графічних побудов (рисунок 4.1) виходить, що радіантні труби, розташовані в другому ряду і менш освітлені, отримують з топки менше тепла, чим нижній ряд радіантних труб. Так, для точки N, розташованої аналогічно точці M нижньої труби, значення кута видимості, обмеженого променями FN і HN, набагато менше кута видимості для точки M, рівного  $180^\circ$ .

Подібна графічна інтерпретація наочно показує нерівномірність поглинання тепла з топки не лише в межах поверхні однієї труби, але і для різних труб, що належать верхньому і нижньому рядам. З побудови (Рисунок 4.1) витікає також, що деякі промені, що виходять з паливного простору, пройдуть між трубами і поглинуться безпосередньо кладкою печі (промінь RS). Кладка, що має високу міру чорноти, поглинає тепло і внаслідок значної товщини і хорошої його ізоляції нагріється і почне, у свою чергу, випромінювати тепло.

Енергія, що випромінюється кладкою, частково поглинається верхніми і нижніми рядами труб, потік променів від кладки зворотній по напрямку потоку променів з топки. При цьому точка D верхнього ряду труб по відношенню до потоку променів, що відходять від кладки, знаходиться в тих же умовах, що і точка M нижнього ряду по відношенню до потоку променів з топки.

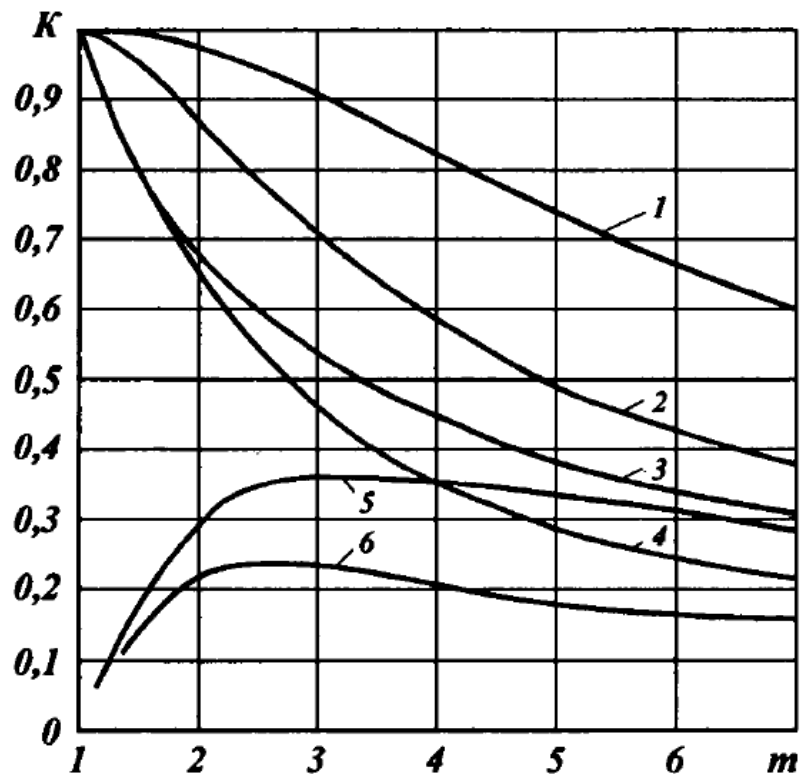
Це, так зване зворотне випромінювання кладки в деякій мірі вирівнює теплове навантаження радіантних труб, проте нерівномірність поглинання тепла різними ділянками верхнього і нижнього рядів радіантних труб як і раніше зберігається, оскільки внаслідок вищої температури в топці інтенсивність потоку променів з топки значно вище за інтенсивність потоку променів від кладки.

З схеми ( Рисунок 4.1) видно, що розподіл поглиненого тепла між верхнім і нижнім рядами труб, а також нерівномірність поглинання тепла для кожної цієї труби залежать від відстані між трубами. Чим менша ця величина, тим менше тепла поглинуть верхні радіантні труби і тим менше роль зворотного випромінювання від кладки.

Для визначення розміру плоскої поверхні  $H_d$ , яка еквівалентна по кількості поглиненого тепла пучку радіантних труб, а також для знаходження міри нерівномірності тепла, що поглинається різними ділянками труб, зручно користуватися графіком, складеним Хоттелем ( Рисунок 4.3), де по осі абсцис відкладено відношення  $m$  – відстані між центрами труб до діаметру труби, тобто відстань між осями двох суміжних труб, виражене числом діаметрів труб. По осі ординат відкладений чинник форми  $K$ , що показує відношення кількості тепла, поглиненого пучком радіантних труб, до кількості тепла, поглиненого за інших рівних умов плоскою поверхнею, який за значенням дорівнює заекранованій поверхні кладки. Якщо, наприклад, чинник форми  $K = 0,88$ , то цей пучок радіантних труб поглинає 88 % кількостей тепла, яке за тих же умов поглинула б заекранована поверхня кладки.

Кожна з шести кривих ( Рисунок 4.3) є залежністю чинника форми  $K$  від відстані між центрами труб і числа рядів труб при прямому випромінюванні топки, зворотному випромінюванні кладки і сумарному випромінюванні печі.

У таблиці 4.1 наведено значення чинника форми  $K$ , визначені по графіку Хоттеля при відстані між осями труб, яка дорівнює  $2d$ .



1 - загальна кількість тепла, що передається двом рядам; 2 - те ж, одному ряду (всього один ряд); 3 - кількість тепла, що передається нижньому ряду (всього два ряди); 4 - пряме випромінювання, що передається нижньому ряду;  
 5 - загальна кількість тепла, що передається верхньому ряду (всього два ряди);  
 6 - пряме випромінювання, що передається верхньому ряду (всього два ряди).

Рисунок 4.3 – Графік Хоттеля для визначення чинника форми  $K$

Дані цієї таблиці дозволяють зробити наступні висновки:

1. Дворядний екран поглинає тепло в  $0,98:0,88 = 1,11$  рази більше, ніж однорядний екран, при цьому поверхня радіантних труб збільшується майже в 2 рази.

Внаслідок високої вартості труб в загальній вартості печі розміщення радіантних труб в два ряди при односторонньому опроміненні недоцільно. Таке розташування радіантних труб виправдовується тільки в окремих випадках.

2. При розміщенні радіантних труб в два ряди поглинене тепло нерівномірно розподіляється між верхнім і нижнім рядами труб. Доля тепла, поглиненого верхнім і нижнім рядами труб окремо, по відношенні до кількості тепла, поглиненого обома рядами, відповідно складе:

для нижнього ряду  $\frac{0,68}{0,98} \cdot 100 = 69,4\%$

для верхнього ряду  $\frac{0,30}{0,98} \cdot 100 = 30,6\%$

Таблиця 4.1 – Значення чинника форми  $K$

Труби, що поглинають тепло	$K$ при різному розміщенні труб		Примітки та позиції відповідник кривих на рисунку 4.3
	в один ряд	в два ряди	
Нижній ряд:			
пряме випромінювання з топки і зворотне випромінювання кладки	0,88	0,68	3 та 2
пряме випромінювання з паливного простору	0,66	0,66	4
випромінювання кладки	0,22	0,02	По різниці двох попередніх значень
Верхній ряд:			
випромінювання з топки		0,22	6
випромінювання з топки і кладки		0,30	5
випромінювання кладки		0,08	По різниці
Усі ряди			
пряме і зворотне випромінювання	0,88	0,98	1 та 2

Таким чином, нижній ряд труб поглинає тепло в  $0,68:0,30 = 2,27$  рази більше, ніж верхній. Цю нерівномірність поглинання тепла необхідно враховувати при розміщенні труб в два ряди. Маючи в розпорядженні значення чинника форми  $K$ ,



можна визначити еквівалентну плоску поверхню  $H_{л}$ . Вище було відмічено, що чинник форми  $K$  дорівнює відношенні кількості тепла, поглиненого пучком радіантних труб, до кількості тепла, поглиненої заекранированою поверхнею кладки за тих же умов. Відношення кількості тепла може бути замінене відношенням поверхонь, тобто:

$$K = \frac{H_{л}}{H},$$

де  $H_{л}$  – еквівалентна плоска поверхня;  $H$  – заекранирована поверхня кладки.

Звідси витікає, що:

$$H_{л} = K \cdot H.$$

При двосторонньому опроміненні радіантних труб значення чинника форми  $K$  також може бути оцінено за допомогою графіка Хоттеля. Так, при дворядному екрані для найближчого до форсунки ряду  $K_1 = 0,66$ , для другого ряду  $K_2 = 0,22$ , а з урахуванням освітленості з двох сторін  $K_1 = 2 \cdot 0,66 + 0,22 = 1,76$ .

Таким чином, при порівнянні двостороннього освітлення з одностороннім (розміщення труб біля стінок) дворядний екран забезпечує в  $1,76 : 0,98 = 1,8$  рази більшу передачу тепла.

Двостороннє опромінення однорядного екрану дає чинник форми  $K = 2 \cdot 0,66 = 1,32$ .

При двосторонньому опроміненні дворядне розташування труб дає збільшення кількості поглиненого тепла в  $1,76 : 1,32 = 1,33$  рази в порівнянні з однорядним, хоча число труб розрізняється в 2 рази.

Приведені вище цифри справедливі, коли відстань між осями труб дорівнює  $1d$ , при іншому розміщенні труб чисельні значення чинника форми дещо змінюються (Рисунок 4.3).

#### 4.6 Теплообмін в трубчатій печі

Матеріал підрозділу викладено за авторами [6 –12]. Трубчата піч має камери радіації і конвекції. У камері радіації (паливній камері), де спалюється паливо, розміщена радіантна поверхня (екран), що поглинає променисте тепло, в

основному за рахунок радіації. У камері конвекції розташовані конвекційні труби, які сприймають тепло головним чином при зіткненні димових газів з поверхнею нагріву шляхом конвекції. Продукт, що нагрівається в печі, послідовно проходить через конвекційні і радіантні труби, поглинаючи тепло. Зазвичай радіантна поверхня сприймає більшу частину тепла, що виділяється в печі при згоранні палива.

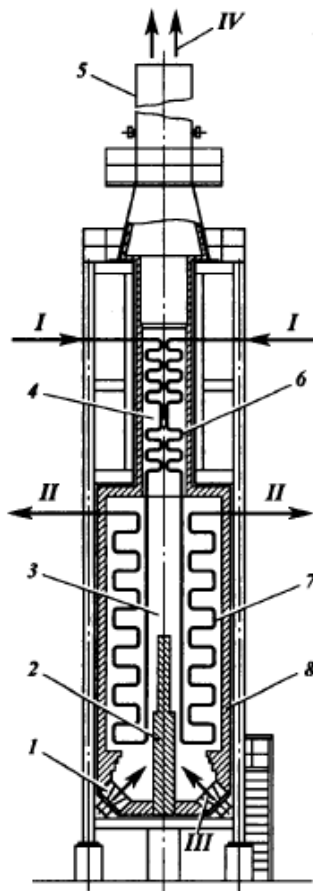
Променисте тепло ефективно передається при охолодженні димових газів до 1000-1200 К. Зниження температури димових газів до нижчих значень часто буває невиправданим, оскільки при цьому радіантна поверхня працює зі зниженим тепловим навантаженням поверхні нагріву і вимагається значно збільшувати поверхню радіантних труб. Ефективність теплопередачі конвекцією у меншій мірі залежить від температури димових газів. Конвекційна поверхня використовує тепло димових газів і може забезпечити їх охолодження до температури, при якій значення коефіцієнта корисної дії апарату буде економічно виправданим.

У випадку, коли наявність конвекційної поверхні для нагріву сировини не є обов'язковою або розміри цієї поверхні можуть бути суттєво зменшені, то тепло димових газів може бути використане для інших цілей, наприклад для підігрівання повітря або виробництва водяної пари. При невеликій продуктивності іноді застосовують печі без конвекційної поверхні, вони простіші в конструктивному виконанні, проте мають невисокий коефіцієнт корисної дії.

Розглянемо механізм процесу передачі тепла в печі, що складається з двох камер з настільним полум'ям. Характерною особливістю цієї печі є похиле розташування в низу печі форсунок (пальників), які забезпечують зіткнення факела з поверхнею стіни, розміщеної в середині камери радіантної (Рисунок 4.4). У паливну камеру цієї печі за допомогою форсунки вводиться пил палива, а також необхідне для горіння нагріте або холодне повітря. Висока дисперсність палива забезпечує його інтенсивне перемішування з повітрям і ефективно горіння.

Зіткнення факелу з поверхнею настільної стінки обумовлює підвищення її температури, випромінювання походить не лише від факела, але і від розжареної стінки. Тепло, що виділяється при згоранні палива, витрачається на підвищення

температури димових газів і часток палива, що горить, останні розжарюються і утворюють факел, що світиться.



I - форсунка; 2 - настільна стінка; 3 - камера радіації (паливна камера); 4 - камера конвекції; 5 - димар; 6 - змійовик конвекційних труб; 7 - змійовик радіантних труб; 8 - футерування.

Рисунок 4.4 – Схема роботи трубчастої печі з об'ємно-настильним спалюванням палива

Потоки: I - вхід сировини; II - вихід сировини; III - паливо і повітря; IV - димові гази

Температура, розмір і конфігурація факелу залежать від багатьох факторів і, зокрема, від температури і кількості повітря, що подається для горіння палива, способу підведення повітря, конструкції і навантаження форсунки, теплотворної здатності палива, витрати форсункою водяної пари, розміру радіантної поверхні (міри екранування топки), тощо.

При підвищенні температури повітря збільшується температура факелу, підвищується швидкість горіння і скорочуються розміри факелу. Розміри факелу зменшуються і при збільшенні (до відомої межі) кількості повітря, що поступає в топку, оскільки надлишок повітря прискорює процес горіння палива. При недостатній кількості повітря факел виходить розтягнутим, паливо повністю не згорає, що призводить до втрат тепла. Надмірна кількість повітря неприпустима внаслідок підвищених втрат тепла з димовими газами, що відходять, і інтенсивнішого окислення поверхні нагріву.

Повітря, необхідне для горіння палива, підводять до гирла форсунки, тобто на початок факелу. У деяких форсунках паливо розпилюється повітрям, яке в цьому випадку вводиться в топку спільно з паливом. В деяких випадках у внутрішній порожнині стінок печей розміщується канал для подачі так званого вторинного повітря, що дозволяє підводити необхідне для горіння повітря по довжині факела, що підвищує температуру випромінюючої стінки і сприяє більш рівномірній передачі тепла радіацією. У такій печі тепло випромінюванням передається від факела, випромінюючої стінки і трьохатомних газів (двоксид карбону, водяна пара, діоксид сірки), що мають виборчу здатність поглинати і випромінювати промені певної довжини хвилі. Частина променів через простір між трубами потрапляє на поверхню кладки, уздовж якої розташовані ці труби, ці промені розігрівають кладку, і вона, у свою чергу, випромінює, при цьому частина енергії поглинається тією частиною поверхні труб, яка повернена до стінки кладки.

Настильна стінка, а також інші стінки кладки, у яких розташовані труби (екранована частина кладки) або вільні від труб (незаекрановані) поверхні, прийнято називати вторинними випромінювачами.

Радіантні труби отримують тепло не лише випромінюванням, а також і від зіткнення димових газів з поверхнею труб, що мають нижчу температуру (теплопередача вільною конвекцією). З усієї кількості тепла, сприйнятого радіантними трубами, значна частина (85...90 %) передається випромінюванням, решта конвекцією.

Зовнішня поверхня труб у свою чергу випромінює деяку кількість тепла, тобто має місце процес взаємновипромінювання, проте температура поверхні труб

внаслідок безперервного відведення тепла сировиною, що проходить через радіантні труби, значно нижче за температуру інших джерел випромінювання і тому у результаті взаємовипромінювання через поверхню радіантних труб сировині передається значно менша кількість тепла.

В результаті теплопередачі, здійснюваної в паливній камері, димові гази охолоджуються і поступають в камеру конвекції, де відбувається їх пряме зіткнення з холоднішою поверхнею конвекційних труб (вимушена конвекція).

У камері конвекції передача тепла здійснюється також за рахунок радіації трьохатомних димових газів та за рахунок випромінювання стінок кладки. Найбільша кількість тепла в камері конвекції передається шляхом конвекції, воно досягає 60...70% загальної кількості тепла, що сприймається цими трубами. Передача тепла випромінюванням від газів складає 20...30%, випромінюванням стінок кладки конвекційної камери передається в середньому близько 10 % тепла.

Основним чинником, що зумовлює ефективність передачі тепла конвекцією, є швидкість руху димових газів, тому при конструюванні трубчастих печей прагнуть забезпечити її найбільше значення. Це досягається розміщенням мінімального числа труб в одному горизонтальному ряду і вибором мінімальної відстані між осями труб. Проте при підвищенні швидкості димових газів в камері конвекції збільшується опір потоку газів, що і обмежує вибір величини швидкості. З іншого боку, скорочення числа труб в одному горизонтальному ряду призводить до збільшення висоти камери конвекції. Ця обставина також зумовлює вибір допустимої швидкості руху димових газів в камері конвекції. Істотним чинником, що впливає на ефективність передачі тепла, є спосіб розміщення труб в камері конвекції.

При розташуванні труб в шаховому порядку у зв'язку з інтенсивнішою турбулентністю потоку димових газів і кращими умовами обтікання ними труб тепло передається ефективніше, ніж при коридорному способі (Рисунок 4.5). При однаковій швидкості руху димових газів шахове розташування труб забезпечує в порівнянні з коридорним ефективнішу (на 20...30%) передачу тепла. Зменшення діаметру труб також сприяє інтенсифікації передачі тепла як за

рахунок кращих умов обтікання труб, так і у зв'язку з більш компактного їх розташування, що дозволяє створити вищі швидкості димових газів.

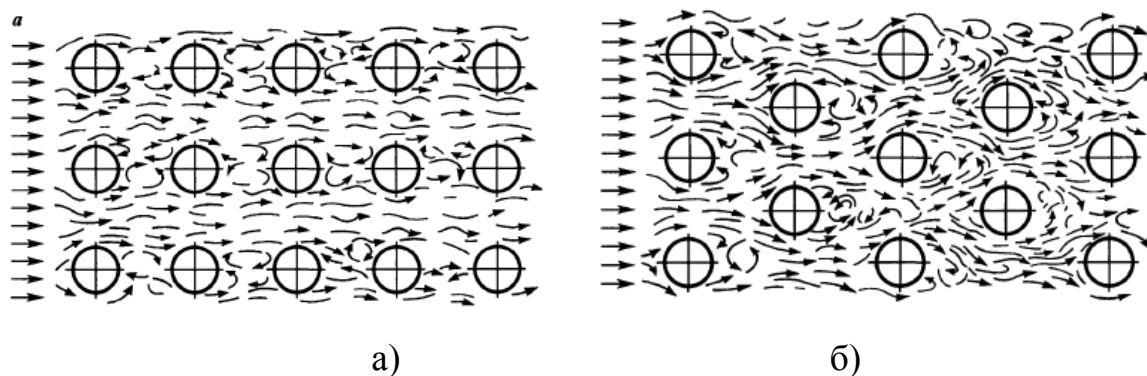


Рисунок 4.5. Схема руху димових газів при коридорному (а) і шаховому (б) розташуванні труб

Проте необхідно мати на увазі, що при зменшенні діаметру пічних труб збільшується швидкість сировини і, отже, підвищується гідравлічний опір потоку, що нагрівається. Для зниження гідравлічний опору при застосуванні пічних труб меншого діаметру рух продукту, що нагрівається, як правило, здійснюється двома або декількома паралельними потоками. Ефективність передачі тепла в камері конвекції може бути підвищена шляхом обрешення зовнішньої поверхні конвекційних труб, оскільки при цьому збільшується поверхня зіткнення димових газів з трубами і забезпечується передача великої кількості тепла.

Передача тепла конвекцією залежить також від температурного напору, тобто від різниці температур між димовими газами і сировиною, що нагрівається. Зазвичай величина температурного напору зменшується у напрямі руху димових газів. Так, при підвищенні температури сировини на один градус димові гази охолоджуються на п'ять-сім градусів. Найбільший температурний напір в камері конвекції спостерігається при вході димових газів в камеру, а найменший при їх виході. Кількість тепла, що поглається конвективними трубами, зменшується також у напрямі руху димових газів.

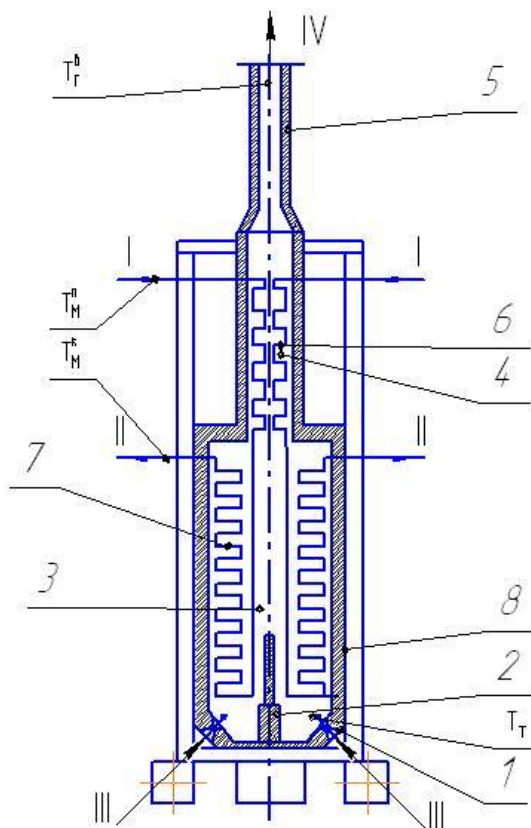
Доля тепла, що передається випромінюванням в камері конвекції, значно менша, ніж в камері радіації, що є наслідком як нижчої температури димових газів, так і меншої товщини випромінюючого шару газового потоку. Ефективна товщина

газового шару в камері конвекції визначається відстанню між суміжними рядами труб. Зниження температури димових газів у напрямку їх руху, природно, викликає також і зменшення передачі тепла випромінюванням від них. Конвекційні труби, які розташовані в перших рядах по ходу димових газів, отримують більше тепла як за рахунок конвекції, так і за рахунок випромінювання і тому в окремих випадках їх теплове навантаження може бути вищим за теплове навантаження радіантних труб.

#### 4.7 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 4

##### Приклад 4.1. Розрахунок тепловідачі у печі.

Схема трубчастої печі з об'ємно-настильним спалюванням палива наведено на рисунку 4.5.



I - форсунка; 2 - настільна стінка; 3 - камера радіації (паливна камера); 4 - камера конвекції; 5 - димар; 6 - змійовик конвекційних труб; 7 - змійовик радіантних труб; 8 - футерування.

Рисунок 4.5 – Схема трубчастої печі з об'ємно-настильним спалюванням палива

**Завдання.** Визначити кількість тепла, що передалось випромінюванням матеріалу

**Індивідуальні завдання:**

Визначити кількість тепла, що передалось випромінюванням матеріалу, за таких умов:

джерело тепла – природний газ, степінь

чорноти  $\xi_z=0,5$ ;

степінь чорноти матеріалу  $\xi_m=0,9$ ;

теоретична температура горіння газу  $T_m = 1500 + 0,01 \cdot N_{вар}, K$ ;

температура газів, що виходять з печі  $T_z = 500 + 0,01 \cdot N_{вар}, K$ ;

початкова температура матеріалу  $T_m^n = 250 + 0,01 \cdot N_{вар}, K$ ;

кінцева температура матеріалу  $T_m^k = 800 + 0,01 \cdot N_{вар}, K$ ;

поверхня матеріалу  $F_m = 200 \text{ м}^2$ ;

поверхня матеріалу, яка сприймає променеву

енергію  $F_n = 64 \text{ м}^2$ ;

сумарна внутрішня поверхня кладки  $F_k = 64 \text{ м}^2$ .

еквівалентний діаметр шматків матеріалу, що

нагріваються у печі  $d_{екв} = 0,1 \text{ м}$ ;

**Наприклад:**

Визначити кількість тепла, що передалось випромінюванням матеріалу, за таких умов:

джерело тепла – природний газ, степінь чорноти  $\xi_z=0,5$ ;

степінь чорноти матеріалу  $\xi_m=0,9$ ;

теоретична температура горіння газу  $T_m = 1800 K$ ;

температура газів, що виходять з печі  $T_z = 600 K$ ;

початкова температура матеріалу  $T_m^n = 300 K$ ;

кінцева температура матеріалу  $T_m^k = 1000 K$ ;

поверхня матеріалу  $F_m = 200 \text{ м}^2$ ;



поверхня матеріалу, яка сприймає променеву енергію  $F_n = 64 \text{ м}^2$ ;

сумарна внутрішня поверхня кладки  $F_k = 64 \text{ м}^2$ .

еквівалентний діаметр шматків матеріалу, що

нагріваються у печі  $d_{екв} = 0,1 \text{ м}$ ;

**Розв'язок.** Кількість тепла, що отримує матеріал за одиницю часу (потужність передачі тепла) за рахунок випромінювання теплової енергії пічним газом і кладкою печі, дорівнює:

$$Q_{z+k}^n = C_g \cdot F_n \cdot \theta \cdot \xi,$$

де:  $C_g = C_o \cdot \xi_m \cdot \xi_n = 5,67 \cdot 0,9 \cdot 0,39 = 1,99 \text{ (ВВ / (м}^2 \cdot \text{К}^4))$  – коефіцієнт видимого випромінювання;

$C_o = 5,67 \text{ Вм / (м}^2 \cdot \text{К}^4)$  – коефіцієнт чорноти абсолютно чорного тіла,

$$\xi_n = \frac{\omega + 1 - \xi_z}{\beta \frac{1 + \xi_z}{\xi_z}} = \frac{1 + 1 - 0,5}{0,95 \frac{1 + 0,5}{0,5}} = 0,39 \text{ – набута степінь чорноти пічного простору,}$$

$\beta = \xi_m + \xi_z(1 - \xi_m) = 0,9 + 0,5(1 - 0,9) = 0,95$  – степінь чорноти (відносна випромінювальна здатність) газу;

$$\omega = \frac{F_k}{F_n} = \frac{64}{64} = 1 \text{ – коефіцієнт, що є відношенням променесприймаючої}$$

поверхні виробів до сумарної внутрішньої поверхні кладки,

$$\theta = \sqrt{\left( \left( \frac{T_m}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_m^k}{100} \right)^4 \right) \cdot \left( \left( \frac{T_z^g}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_m^n}{100} \right)^4 \right)} = \sqrt{\left( \left( \frac{1800}{100} \right)^4 - \left( \frac{1000}{100} \right)^4 \right) \cdot \left( \left( \frac{600}{100} \right)^4 - \left( \frac{300}{100} \right)^4 \right)} = 10740 \text{ К}^4,$$

температура вечі;

$\xi = 1$ , – коефіцієнт, що враховує степінь забруднення поверхні  $F_n$ .

Тоді:

$$Q_{z+k}^n = C_g \cdot F_n \cdot \theta \cdot \xi = 1,99 \cdot 64 \cdot 10740 \cdot 1 = 1368200 \text{ Вм} = 1368 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням дорівнює:

$$\alpha_b = \frac{Q_{z+k}^n}{F_m \cdot \Delta T_{cp}} = \frac{1368 \cdot 10^3}{200 \cdot 550} = 12,43 \frac{\text{Вм}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

$$\text{де } \Delta T_{cp} = \frac{T_T + T_z^e}{2} - \frac{T_M^k + T_M^n}{2} = \frac{1800 + 600}{2} - \frac{1000 + 300}{2} = 550 \text{ K} \quad - \text{ середня різниця}$$

температур.

Коефіцієнт тепловіддачі за рахунок конвекції при швидкості пічних газів  $W_r^t = 0,7 \text{ м/с}$  у вільному перерізі камери визначається за виразом:

$$\alpha_k = \frac{\lambda_z^t \cdot Nu}{d_{екв}},$$

де  $Nu = 0,61 Re^{0,67}$  – критерій Нусельта;

Визначимо середню температуру пічного газу

$$t_z^{cp} = \frac{T_T + T_z^e}{2} - 273 = \frac{1800 + 600}{2} - 273 = 927 \text{ K}.$$

За цієї температури визначимо теплофізичні властивості димових газів.

Динамічна в'язкість пічного газу:

$$\mu^t = 2,91 \cdot 10^{-8} t_z^{cp} + 1,62 \cdot 10^{-5} = 2,91 \cdot 10^{-8} \cdot 927 + 1,62 \cdot 10^{-5} = 4,32 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

густина пічного газу:

$$\rho_z^t = \rho_z^o \left( \frac{273}{273 + t_z^{cp}} \right) = 1,3 \left( \frac{273}{273 + 927} \right) = 0,30 \text{ кг/м}^3.$$

Теплопровідність пічного газу:

$$\lambda_z^t = 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_z^{cp} + 2,32 \cdot 10^{-2} = 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot 927 + 2,32 \cdot 10^{-2} = 10,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}.$$

Тоді значення критерію Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_z^t \cdot \rho_z^t \cdot d_{екв}}{\mu_z^t} = \frac{0,7 \cdot 0,3 \cdot 0,1}{4,32 \cdot 10^{-5}} = 483.$$

Значення критерію Нусельта:

$$Nu = 0,61 Re^{0,67} = 0,61 \cdot 483^{0,67} = 62,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до матеріалу:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_z^t}{d_{екв}} = \frac{62,8 \cdot 10,9 \cdot 10^{-2}}{0,1} = 68,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}.$$

Кількість тепла, що передається матеріалу конвекцією:

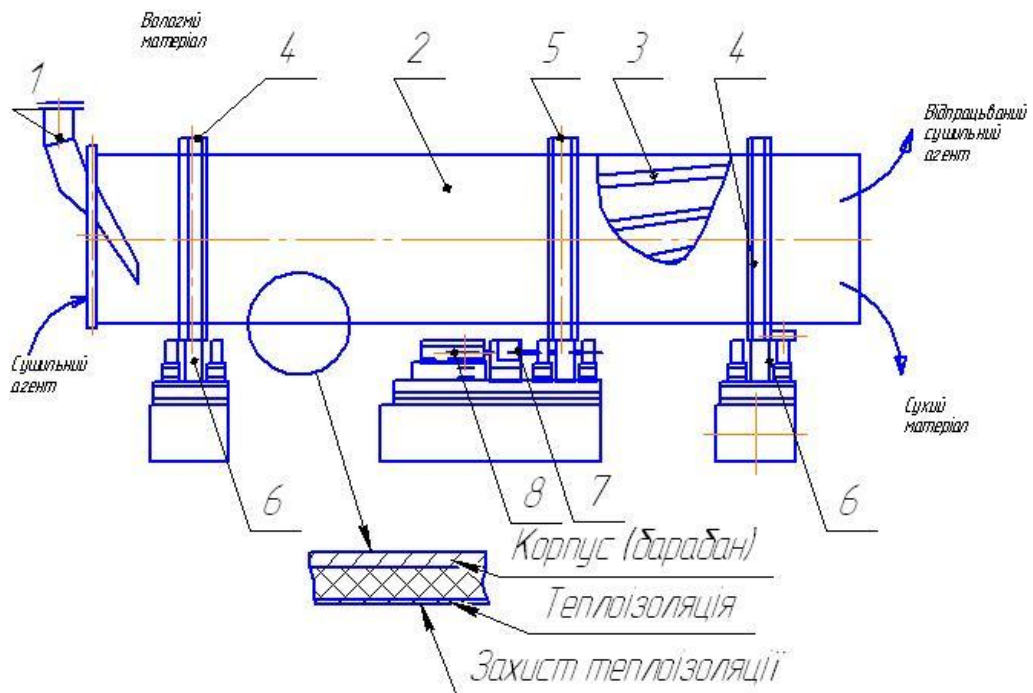
$$Q_k = \alpha_k \cdot F_M \cdot \Delta T_{cp} = 68,5 \cdot 200 \cdot 550 = 7535000 \text{ Вт} = 7535 \text{ кВт}.$$

Загальна кількість підведеного тепла:

$$Q = Q_{г+к}^n + Q = 1368 + 7535 = 8903 \text{ кВт.}$$

**Приклад 4.2.** Розрахунок основних розмірів печі циліндричної форми для випалювання вапняку.

Схема трубчастої печі наведено на рисунку 4.6.



1 – завантажувальний пристрій, 2 – корпус (барабан), 3 – насадка (ланцюгова), 4 – бандаж, 5 – привідна вінцева шестерня, 7 – резуктор, 8 – двигун

Рисунок 4.6 – Схема трубчастої печі

**Завдання.** Розрахувати основні розміри шахтної печі циліндричної форми для випалювання вапняку.

**Індивідуальні завдання:**

Розрахувати основні розміри шахтної печі циліндричної форми для випалювання  $G = 30000 + 0,01 \cdot N_{вар}$ , кг вапняку ( $CaCO_3$ ) за добу.

**Наприклад:**

Розрахувати основні розміри шахтної печі циліндричної форми для випалювання  $G = 100000$  кг вапняку ( $CaCO_3$ ) за добу.

**Розв'язання.** Розрахунок ємності печі буде проводитися двома способами:

1. На  $G = 100$  кг вапняку, які випалюються за добу з наступним перерахунком за дійсною продуктивністю.
2. За емпіричними залежностями.

**Спосіб 1.** Час перебування по зонам печі прийнято з експериментальних даних:

час підігріву вапна  $\tau_1 = 4$  год,

час випалювання вапна  $\tau_2 = 15$  год,

час охолодження вапна  $\tau_3 = 5$  год.

Об'єм зони підігріву визначимо за залежністю:

$$V_1 = \left( \frac{100}{\rho_{CaCO_3}} + \frac{C}{\rho_0} \right) \frac{\tau_1}{24} = \left( \frac{100}{1300} + \frac{9}{900} \right) \frac{4}{24} = 0,0147 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг } CaCO_3,$$

Об'єм зони випалювання за залежністю:

$$V_2 = \left( \frac{100 \cdot S}{\rho_{cp}} + \frac{C}{2\rho_a} \right) \frac{\tau_2}{24} = \left( \frac{100 \cdot 0,75}{1300} + \frac{9}{2 \cdot 900} \right) \frac{15}{24} = 0,055 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг } CaCO_3,$$

Об'єм зони охолодження вапна за залежністю:

$$V_3 = \frac{100 \cdot 0,56}{\rho_{CaO}} \cdot \frac{\tau_3}{24} = \frac{56}{900} \cdot \frac{5}{24} = 0,013 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг } CaCO_3.$$

де:  $\rho_{CaCO_3} = 1200 \dots 1400$  кг/м<sup>3</sup> – насипна густина вапняку;

$C = 9\%$  – витрати палива (антрациту) у відсотках до маси вапняку;

$\rho_a = 900$  кг/м<sup>3</sup> – насипна густина антрациту;

$\rho_{cp} = 1100$  кг/м<sup>3</sup> – насипна густина шихти у зоні випалювання;

$S = 0,75$  – коефіцієнт усадки;

$\rho_{CaO} = 900$  кг/м<sup>3</sup> – насипна густина вапна ( $CaO$ );

Загальний питомий об'єм шахти печі:

$$V' = V_1 + V_2 + V_3 = 0,0147 + 0,055 + 0,013 = 0,0827 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг вапняку}$$

При розрахунку об'єму печі для продуктивності 100 т вапняку за добу, об'єм печі, при продуктивності 100 кг вапняку за добу, буде:

$$V = V' \cdot G = 0,0827 \cdot 100000 = 82,7 \text{ м}^3.$$

Визначаємо діаметр печі, прийнявши, що висота печі  $H = 5 \cdot D$ , тоді:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H = \frac{3,14 \cdot D^2}{4} \cdot 5D.$$

Звідки:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V}{5 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 82,7}{5 \cdot 3,14}} = 2,8 \text{ м},$$

тоді

$$H = 5 \cdot D = 5 \cdot 2,8 = 14 \text{ м}.$$

**Спосіб 2.** Визначимо висоту і діаметр шахти печі за емпіричними залежностями.

Питомі витрати повітря:

$$V = \frac{9 \cdot \rho_{нов} \cdot C}{100} = \frac{9 \cdot 1,2 \cdot 9}{100} = 0,97 \text{ м}^3 / \text{кг}_{CaCO_3}$$

Висота шахти печі:

$$H = 0,463 \sqrt[3]{\left(\frac{\tau}{v \cdot \rho_{нас}}\right)^2 \frac{\Delta P}{\varphi}} = \sqrt[3]{\left(\frac{24}{0,97 \cdot 1300}\right)^2 \frac{2500}{0,35 \cdot 10^4}} = 13,7 \approx 14 \text{ (м)},$$

Діаметр шахти печі:

$$D = 1,66 \cdot \sqrt[6]{G_2^3 v^2 \frac{\varphi \cdot \tau}{\Delta P \cdot \rho_{нас}}} = 1,66 \sqrt[6]{4170^3 \cdot 0,97^2 \frac{0,35 \cdot 10^{-4} \cdot 24}{1300 \cdot 2500}} = 2,5 \text{ (м)},$$

де  $\Delta P = 2500 \text{ Па}$  – гідравлічний опір шихти:

$\varphi = 0,35 \cdot 10^{-4}$  – коефіцієнт;

$\rho_{нас} = 1300 \text{ кг/м}^3$  – насипна густина шихти:

$C = 9 \%$  – витрати палива (антрациту) у відсотках до маси вапняку;

$\rho_{нов} = 1,2 \text{ кг/м}^3$  – густина повітря;

$\tau = 24 \text{ год}$  – час перебування матеріалу в печі.

годинна продуктивність печі:

$$G_{\Gamma} = \frac{G}{24} = \frac{100000}{24} = 4170 \text{ кг/год}.$$

Як бачимо, результати розрахунків за першим і другим способом співпадають.

**Приклад 4.3.** Розрахунок товщини ізоляції печі та порівняння ізоляції з різних наповнювачів

Схема ізоляції печі наведено на рисунку 4.7.

**Завдання.** Визначити потрібну товщину ізоляції печі та порівняти ізоляційні матеріали з базальтового волокна, мінерального волокна та скляного волокна.

**Індивідуальні завдання:**

Визначити потрібну товщину ізоляції печі та порівняти ізоляційні матеріали з базальтового волокна, мінерального волокна та скляного волокна. Температура неізолюваної стінки апарата  $t_a = 800 + 0,01 \cdot N_{вар}$ , К; температура зовнішньої поверхні ізоляції  $t_2 = 313$  К; температура повітря  $t_{нов} = 293$  К. Ізоляція базальтове волокно, товщина її вибирається за умови меншення втрат тепла у довкілля на 85% ( $\eta_{ізол} = 0,85$  ).

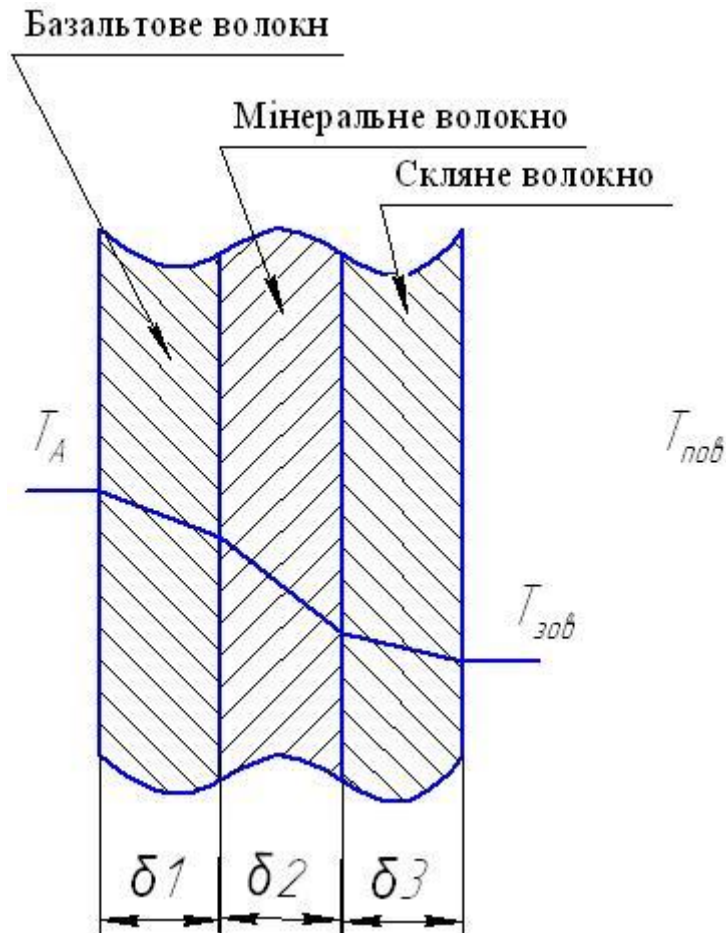


Рисунок 4.7 – Схема ізоляції печі

### Наприклад:

Визначити потрібну товщину ізоляції печі та порівняти ізоляційні матеріали з базальтового волокна, мінерального волокна та скляного волокна. Температура неізолюваної стінки апарата  $t_a = 923 \text{ K}$ ; температура зовнішньої поверхні ізоляції  $t_2 = 313 \text{ K}$ ; температура повітря  $t_{\text{нов}} = 293 \text{ K}$ . Ізоляція базальтове волокно, товщина її вибирається за умови меншення втрат тепла у доквілля на 85% ( $\eta_{\text{ізол}} = 0,85$ ).

**Розв'язання.** Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні повітря за рахунок випромінювання та конвекції для неізолюваної поверхні  $\alpha_2$ ,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$  орієнтовно можна визначити за залежністю:

$$\alpha_2 = 9,74 + 0,07 \sqrt{t_2 - t_{\text{нов}}} = 9,74 + 0,07 \sqrt{313 - 293} = 11,14 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

Питомий тепловий потік через стінку:

$$q_1 = \alpha_2 \cdot (t_2 - t_{\text{нов}}) = 11,14 \cdot (313 - 293) = 222,8 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Вважаючи, що основний термічний опір дає ізоляція, можна записати:

$$q_1 = K (t_a - t_{\text{нов}}) \approx \frac{\lambda}{\delta} (t_a - t_{\text{нов}}) \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

звідки визначаємо товщину ізоляції, враховуючи, що теплопровідність базальтового волокна знаходиться у межах  $\lambda = 0,031 \dots 0,034 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ , мінерального волокна  $\lambda = 0,04 \dots 0,047 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ , скляного волокна  $\lambda = 0,038 \dots 0,042 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$  [ 16 ]:

товщина ізоляції базальтового волокна:

$$\delta = \frac{\lambda}{q_1} \cdot (t_a - t_{\text{нов}}) = \frac{0,032}{222,8} \cdot (923 - 20) = 0,129 \text{ м},$$

товщина ізоляції мінерального волокна:

$$\delta = \frac{\lambda}{q_1} \cdot (t_a - t_{\text{нов}}) = \frac{0,043}{222,8} \cdot (923 - 20) = 0,174 \text{ м},$$

товщина ізоляції скляного волокна:

$$\delta = \frac{\lambda}{q_1} \cdot (t_a - t_{\text{нов}}) = \frac{0,040}{222,8} \cdot (923 - 20) = 0,162 \text{ м}.$$

Найменша товщина у ізоляції з базальтового волокна.

## 5 ГІДРАВЛІЧНИ ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПЕЧЕЙ

### 5.1 Втрати тиску

Матеріал підрозділу викладено за авторами [14-15]. Рух газів в печах і їх відведення в атмосферу забезпечується природною або примусовою тягою. Природна тяга досягається за допомогою димарів, примусова – спеціальними димососами.

Принцип дії природної тяги полягає в тому, що за рахунок різниці густини холодного зовнішнього повітря і гарячого усередині труби в димовому тракті створюється розрідження. Димар розраховується з умови, що сумарні втрати натиску по димовому тракту мають бути рівними розрідженню, що розвивається в ній, тобто тяга труби повинна покривати усі втрати тиску в печі. Природна тяга забезпечує нормальний тепловий і гідравлічний режим цілого ряду сучасних промислових печей.

Рекуператори, регенератори і інші теплообмінники на печах, а також котли-утилізатори за печами створюють додатковий опір потоку димових газів, який збільшується при забрудненні поверхонь нагріву сажою та пилом з продуктів згорання. Тому у випадках, коли природна тяга не може забезпечити достатньої тяги для нормальної роботи агрегату, застосовується штучна тяга за допомогою димососів. Як димососи можуть бути використані, ежектори та вентилятори з лопатками із звичайної сталі за умови, що температура димових газів перед ними не перевищуватиме 250°C.

Відомі димососи звичайної конструкції з лопатками з жароміцної сталі, та підшипниками і валом, що олоджуються повітрям. Вони забезпечують штучну тягу при температурі димових газів до 400...500 °C.

При проектуванні печей необхідно виконувати аеродинамічний розрахунок, за допомогою якого після заданої продуктивності і тиску в робочому просторі печі вибираються перерізи димопроводів, висота і діаметр основи димаря, характеристики димососу.



Правильність виконаного розрахунку і вибору тягодутьових пристроїв визначають надалі характер роботи печі не лише з погляду гідравлічних характеристик, але і ефективність теплової роботи в цілому.

При русі рідин і газів по трубах та каналах відбувається перехід кінетичної енергії потоку в тепло – втрата тиску  $h_{nom}$ . Розрізняють втрати тиску двох видів: загальні або втрати тиску на тертя  $h_{mp}$  і втрати тиску на місцеві опори  $h_{m.o.}$ . Вимірюють втрати тиску в Н/м<sup>2</sup> або в мм. Вод. ст. Втрати залежать від динамічного тиску – кінетичної енергії потоку газу і рідини, що рухаються. Втрати тиску прямо пропорційні динамічному (швидкісному) тиску:  $h_{nom} = \xi \cdot h_{дин}$ , де  $\xi$  – коефіцієнт пропорційності, який називається коефіцієнтом гідравлічного опору і, по фізичній суті, є сумою динамічних тисків, що втрачаються на тому або іншому гідравлічному опорі.

### Втрати тиску на тертя

Втрати тиску на подолання опору сил тертя по усій довжині трубопроводу залежить при цій витраті від характеру руху газу і стану поверхні тертя:

$$P_{тр} = \xi \frac{1}{d} \rho_0 \frac{W_0^2}{2} \cdot (1 + \alpha \cdot t_r) \text{ Н/м}^2,$$

де  $l$  – довжина ділянки трубопроводу, для якого визначається опір, м;

$d$  – гідравлічний діаметр трубопроводу, м;

$W_0$  – швидкість газу в трубопроводі, віднесена до нормальних умов, м/с;

$t_2$  – температура газу, °С;

$\rho_0$  – густина газу за нормальних умов, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – шляховий коефіцієнт гідравлічного опору.

При ламінарному русі шляховий коефіцієнт гідравлічного опору залежить тільки від числа Рейнольдса:  $\xi = \frac{64}{Re}$ .

При турбулентному русі шляховий коефіцієнт гідравлічного опору залежить від шорсткості стінок і числа Рейнольдса:

$$\text{для металевих і гладких каналів} - \xi = \frac{0,32}{Re^{0,25}};$$

$$\text{для шорстких} - \xi = \frac{0,129}{Re^{0,12}};$$

$$\text{для цегляних} - \xi = \frac{0,175}{Re^{0,12}}.$$

При розрахунках печей при турбулентному режимі потоку практично можна приймати наступні значення  $\xi$  (Таблиця 5.1):

Таблиця 5.1 – Значення  $\xi$  при турбулентному режимі потоку

Канали	Величина, $\mu$
Гладкі металеві	0,025
Шорсткі металеві	0,04
Цегляні	0,05

Шляховий коефіцієнт гідравлічного опору може бути визначений по універсальній залежності:

$$\xi = 0,1 \left( \varepsilon + \frac{100}{Re} \right)^{0,25},$$

де  $\varepsilon = \frac{\kappa}{d}$  – відносна шорсткість, що є відношенням абсолютної шорсткості до (середньої висоти виступів) стінки до внутрішнього діаметру трубопроводу.

У таблиці 5.2 наведено значення абсолютної шорсткості для труб з різних матеріалів.

### Місцеві опори

До місцевих опорів відноситься будь-який конструктивний елемент печі або трубопроводу, що викликає зміну напрямку або швидкості руху газового потоку.

Втрати тиску на подолання місцевих опорів описуються виразом

$$P_{м.с.} = K \rho_0 \frac{W_0^2}{2} (1 + \alpha t_2), \text{ н/м}^2.$$

Коефіцієнт пропорційності  $K$ , який називається коефіцієнтом місцевого опору, характеризує цей опір і є відношення втраченого тиску до динамічного:

$$K = \frac{P_{м.с.}}{P_{дин}}.$$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів визначені експериментально і для ряду характерних випадків можна знайти за довідковою літературою.

Таблиця 5.2 – Значення абсолютної шорсткості для труб з різних матеріалів

Матеріали трубопроводу і характер поверхні	$\kappa$ , мм
Суцільнотягнуті труби з міді, латунь, стекла, нові	0,0015-0,01
Суцільнотягнуті труби сталеві нові	0,02-0,1
Те ж, що були в експлуатації	0,12-0,2
Суцільнозварні сталеві труби, нові	0,04-0,1
те ж, що були в експлуатації	0,15
Оцинковані труби, нові	0,15
Те ж, що були в експлуатації	0,18
Труби з покрівельної сталі	0,02-0,04
Чавунні труби, нові	0,25-1,0
Те ж, що були в експлуатації	1,0-1,5
Бетонні труби з тією, що затерла	0,3-0,8
Залізобетонні труби	2,5
Азбоцементні труби, нові	0,65...0, 1
Те ж, що були в експлуатації	0,6
Канал з цементною штукатуркою	0,05-0,22
Канал з шлакобетонових плит	1,5

## 5.2 Методика розрахунку димаря

Матеріал підрозділу викладено за авторами [14-16]. За допомогою димаря забезпечується рух газів в печі за умови, якщо вона створює розрідження, не менш сумарної втрати тиску. Схема димаря зображена на рисунку 5.1.

Дійсне розрідження, що створюється димарем, має бути більше розрахованої втрати тиску на 30...50 % на випадок можливого наступного форсування роботи печі або збільшення опорів по димовому тракту, тобто:

$$P_{эф} = (1,3-1,5)(\sum P_{ном} - P_{думл}).$$

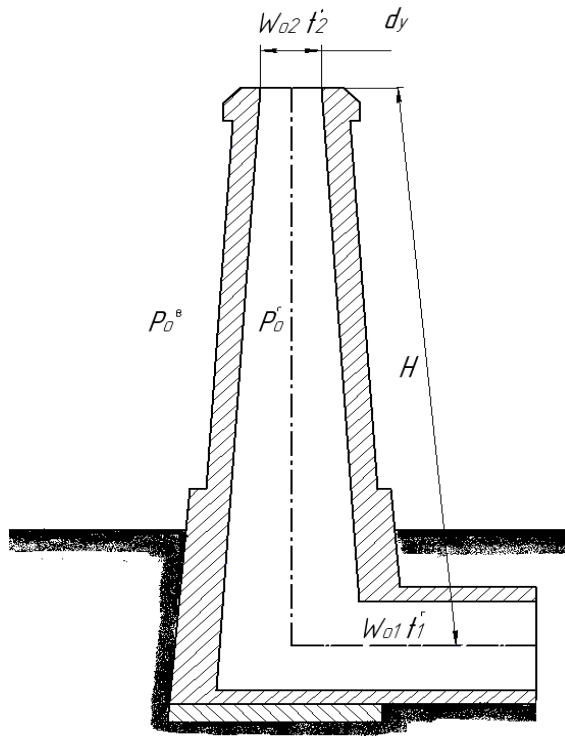


Рисунок 5.1 – Схема димаря

Ефективна тяга димаря знаходиться за виразом:

$$P_{эф} = gH \left( \frac{\rho_0^g}{1+t_g} - \frac{\rho_0^z}{1+t_z} \right) \frac{B}{101,32} - \rho_0^z \left[ \frac{W_{02}^2}{2} (+\alpha t_2^z) - \frac{W_{01}^2}{2} (+\alpha t_1^z) \right] - \xi \frac{H}{d_{cp}} \frac{\rho_0^z}{2} \left[ \frac{W_{01}^2}{2} (+\alpha t_1^z) - \frac{W_{02}^2}{2} (+\alpha t_2^z) \right]$$

де  $H$  – висота труби, м;

$\rho_0^g, \rho_0^z$  – густина повітря і димових газів відповідно, кг/м<sup>3</sup>;

$t_g, t_z$  – середня температура повітря і димових газів відповідно по висоті димаря, °С;

$B$  – барометричний тиск, мінімальний для цієї місцевості, кН/м<sup>2</sup>;

$t_1^z, t_2^z$  – температура димових газів біля основи і на виході димаря, °С;

$W_{01}, W_{02}$  – приведена швидкість димових газів біля основи і на виході з димаря, відповідно, м/с;

$d_{cp}$  – середній діаметр димаря, м;

$\zeta$  – шляховий коефіцієнт гідравлічного опору.

Перший член виразу є теоретичною тягою, другий – втрата тиску при виході газів з димаря, з якого виключено динамічний тиск газів на вході в димар, і третій – втрати тиску на подолання тертя газів об стінки димаря.

По цьому рівнянню і по необхідній тязі  $P_{ef}$  відразу не можна визначити дійсну висоту димаря зважаючи на відсутність даних –  $t^s$ ,  $t^e$ ,  $d_{cp}$  та  $W_{02}$ . Тому, виходячи з величини потрібної тяги і температури газів (біля основи димаря), що відводяться, заздалегідь визначають орієнтовну висоту  $H$  по графіках, а потім уточнюють за виразом:

$$H = \frac{P_{ef} + \rho_0^s \left[ \frac{W_{02}^2}{2} (1 + \alpha t_2^s) - \frac{W_{01}^2}{2} (1 + \alpha t_1^s) \right]}{g \left( \frac{\rho_0^e}{1 + \alpha t_e} - \frac{\rho_0^s}{1 + \alpha t_s} \right) 101,32 - \mu \frac{\rho_0^s}{2d_{cp}} \left[ \frac{W_{01}^2}{2} (1 + \alpha t_1^s) + \frac{W_{02}^2}{2} (1 + \alpha t_2^s) \right]}$$

Середня температура повітря по висоті димаря:

$$t_e = t_e' - \frac{\sqrt{H}}{2} \text{ } ^\circ\text{C},$$

де  $t_e'$  – температура повітря біля основи димаря, залежить від кліматичних умов (Таблиця 5.3),  $^\circ\text{C}$ .

Середню температуру газів в трубі  $t_d$  визначають з урахуванням падіння температури – 1 град. на 1 метр висоти труби для цегляних і 3...4 град. для залізних нефутерованих труб.

Таблиця 5.3 – Температура повітря біля основи димаря

клімат	$t_{пов}'$ , $^\circ\text{C}$
Помірний	5...20
Жаркий	15...25
Холодний	-10...10

Діаметр димаря вибирають, задаючись швидкістю газів при виході (у гирлі)  $W_{02} = 2...4 \text{ м/с}$ , проте приймають не менше 800 мм (з конструктивних міркувань).

Внутрішній діаметр димаря біля основи  $d_{осн} = 1,5d_y$ .

Шляховий коефіцієнт гідравлічного опору для при русі у трубі  $\zeta$  можна приймати для цегляних димарів 0,05, для металевих 0,03.

При розрахунку одного димаря, що працює на декілька печей, початкова величина потрібної тяги береться для найбільшого опору (а не по сумі опорів для усіх печей).

Після розрахунку висоти димаря по заданій тязі необхідно при остаточному виборі  $H$  врахувати наступні санітарно-гігієнічні вимоги. Висота заводських димарів має бути більше 16 м. При розташуванні димаря менш, ніж на 100 м поблизу від будівель висота його має бути на 5 м вище за найвищої частини даху будівлі. Якщо продукти горіння містять шкідливі гази ( $\text{SO}_2$  та ін.) у великих кількостях – висота димаря має бути більше 100 м, і тяга в цьому випадку регулюється шибером.

**Гідравлічний опір газоходів та димаря можна знайти за наступною методикою.**

1. Гідравлічний опір газоходів визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_2 = \xi \frac{l}{d_e} \frac{U}{2 \cdot g \cdot \rho_2^t} \text{ Па.}$$

де  $\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору, залежить від величини критерію Рейнольдса;

$l$  – довжина газоходів, м;

$d_e$  – еквівалентний діаметр газоходів, м;

$U$  – масова швидкість газу в газоходах,  $\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}$ ;

$\rho_2^t$  – густина димових газів, за температури  $t$ ,  $\text{кг/м}^3$ .

2. Коефіцієнт гідравлічного опору визначається за залежністю:

$$\xi = \frac{0,875}{\text{Re}^{2,4}} - \frac{0,875}{\lg\left(\frac{u \cdot d_e}{\nu}\right)^{2,4}},$$

де  $u$  – лінійна швидкість газу в димарі, зазвичай приймається 5...6 м/с, але не більше 10 м/с;

$\nu$  – кінематична густина димових газів,  $\text{мм}^2/\text{с}$ , при температурі димових газів, що виходять з газоходу  $t_g$ ,  $^\circ\text{C}$ .

3. Масова швидкість газу в газоходах визначається за залежністю:

$$U = u \cdot \rho_{\text{г}}^{t_{\text{г}}},$$

де  $t_{\text{г}}$  – температура димових газів, що виходять з димаря,  $^{\circ}\text{C}$ .

4. Втрати тиску від місцевих опорів (шибери, повороти, задвижки, тощо) визначаються за залежністю:

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \xi \frac{U^2}{2 \cdot g \cdot \rho_{\text{вих}}^t} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вих}} \frac{U_{\text{сер}}^2}{2 \cdot g \cdot \rho_{\text{сер}}^t} \text{ Па.}$$

де  $\sum \xi$ ,  $\xi_{\text{вх}}$  та  $\xi_{\text{вих}}$  – сума коефіцієнтів місцевих коефіцієнтів гідравлічного опору та коефіцієнти місцевих опорів на вході і виході з димаря.

Величини  $U_{\text{сер}}$  та  $\rho_{\text{сер}}^t$  визначаються за  $t_{\text{сер}}$  газів в димарі.

5. Діаметр димаря визначається за залежністю:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot U_{\text{мп}}}}, \text{ м}$$

де  $G$  – витрати димових газів, кг/с;

$U_{\text{мп}}$  – масова швидкість газу в димарі, знаходиться з виразу  $U_{\text{мп}} = u_{\text{дм}} \cdot \rho_{\text{дм}}^t \cdot t_{\text{дм}}$ , кг/м<sup>2</sup>·с, при  $u_{\text{дм}}$  – лінійній швидкості газів на вході у димар (при природній тязі приймається в межах 7...8 м/с).

$\rho_{\text{дм}}^t$  – густина димових газів, за температури входу у димар  $t_{\text{дм}}$ .

6. Температура газів на виході з димаря приймається на 20...25  $^{\circ}\text{C}$  менше від температури входу у димар  $t_{\text{дм}}$ , тоді середня температура у трубі:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}}{2}.$$

7. Гідравлічний опір на тертя в димарі визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{тер}} = \xi \frac{H}{D} \frac{U_{\text{сер}}}{2 \cdot g \cdot \rho_{\text{сер}}^t} \text{ Па.}$$

де  $H$  – висота димаря, попередньо приймається, а потім перераховується за залежністю:

$$H = \frac{\sum \Delta P}{\rho_{\text{нов}} - \rho_{\text{сер}} g} = \frac{\sum \Delta P}{1,293 \left( \frac{273}{T_{\text{нов}}} - \frac{273}{T_{\text{сер}}} \right) g},$$

8. Сумарний гідравлічний опір димаря знаходиться за залежністю:

$$\sum \Delta P = \Delta P_{\text{кон}} + \Delta P_{\text{рад}} + \Delta P_z + \Delta P_M + \Delta P_{\text{мер}}, \text{Па}$$

### 5.3 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 5

**Приклад 5.1.** Розрахунок тягового пристрою для пічного пристрою.

Схема пічної установки наведена на рисунку 5.2.

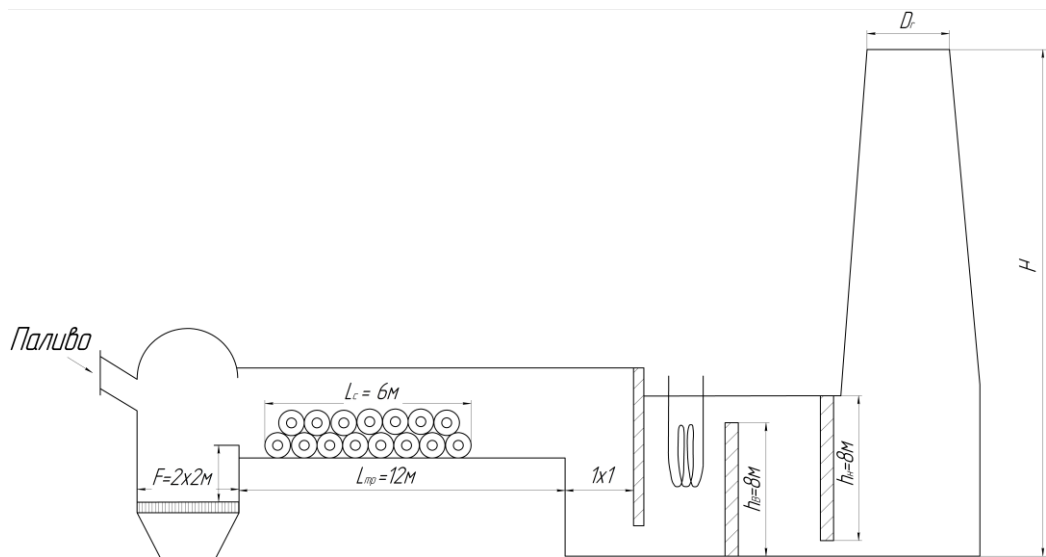


Рисунок 5.2 – Схема пічної установки

**Завдання.** Розрахувати тяговий пристрій для пічного пристрою за схемою зображеною на рисунку 4.1.

**Індивідуальні завдання:**

Вихідні дані: витрата палива (вугілля марки ПС) –  $B = 0,08 + 0,01 \cdot N_{\text{вар}}, \text{кг/с}$ ,

теплота згорання палива –  $Q_H^P = 27800 \text{ кДж/кг}$ .

**Наприклад:**

Вихідні дані: витрата палива (вугілля марки ПС) –  $B = 0,104 \text{ кг/с} = 375 \text{ кг/год}$ ,

теплота згорання палива –  $Q_H^P = 27800 \text{ кДж/кг}$ .

Схема тягового пристрою для пічного пристрою зображена на рисунку 5.2.

**Розв'язання.** Теоретичні витрати повітря для горіння вугілля:



$$V_o = 2,63 \cdot 10^{-4} Q_H^P = 2,63 \cdot 10^{-4} \cdot 27800 = 7,3 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Дійсні витрати повітря з врахуванням запасу  $\alpha = 1,5$ :

$$V_d = V_o \alpha = 7,3 \cdot 1,5 = 11 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$L'_d = V_d \cdot \rho_n = 11 \cdot 1,29 = 8,5 \text{ кг} / \text{кг}$$

Маса продуктів згорання на 1 кг палива:

$$G_{np} = 1 + L = 1 + 8,5 = 9,5 \text{ кг}.$$

Кількість продуктів згорання (пічних газів при їх густині  $\rho_T^o = 1,3 \text{ кг} / \text{м}^3$ ):

$$G_2 = B \cdot G_{np} = 0,104 \cdot 9,5 = 1,0 \text{ кг} / \text{с} = 3,6 \text{ т} / \text{год}$$

$$V_2^o = \frac{B \cdot G_{np}}{\rho_T^o} = \frac{0,104 \cdot 9,5}{1,3} = 0,76 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Розрахунок опорів руху газів:

1. Гідравлічний опір шару палива:

$$\Delta P_{uu} = \xi_{uu} \frac{H_{uu} \cdot W_{uu}^2 \cdot \rho_n}{d_e \cdot 2},$$

де:  $H_{uu} = 0,3 \text{ м}$  – висота шару вугілля у топці;

$d_e$  – еквівалентний діаметр кусків вугілля в шарі (для сорту ПС діаметр  $d_e = 0,006 \dots 0,016 \text{ м}$ ) приймаємо  $d_e = 0,01 \text{ м}$ ;

$\rho_n^t$  – середня густина повітря у шарі вугілля, визначається за залежністю

$$\rho_n^t = \rho_n^o \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_{cp}\right)} = 1,29 \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot \frac{20 + 900}{2}\right)} = 0,48 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

$t_{вих} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура пічних газів на виході з пічного простору,

$t_{вх} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура пічних газів на вході у пічний простір.

Швидкість повітря у шарі:

$$W_{uu} = \frac{V_d \cdot B}{R(1-e)} = \frac{11 \cdot 0,104}{4(1-0,6)} = 0,72 \text{ м} / \text{с},$$

де:  $R = 4 \text{ м}^2$  – площа колосникової решітки;

$e = 0,6$  – порозність шару;

критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{W_u d_e \rho_n^t}{\mu_e} = \frac{0,72 \cdot 0,01 \cdot 0,48}{33,2 \cdot 10^{-6}} = 104$$

$$\xi_{\text{Re} \geq 7} = \frac{1800}{\text{Re}} + \frac{46}{\text{Re}^{0,8}} = \frac{1800}{104} + \frac{46}{104^{0,8}} = 17,31 \text{ – коефіцієнт опору шару вугілля;}$$

Тоді:

$$\Delta P_{\text{ш}} = 17,31 \cdot \frac{0,3 \cdot 0,72^2 \cdot 0,48}{0,01 \cdot 2} = 3,72 \text{ Па.}$$

2. Гідрравлічний опір від тертя у камері спалювання палива:

$$\Delta P_{\text{КС}} = \lambda_{\text{КС}} \frac{L_{\text{КС}}}{d_e} \cdot \frac{W_{\text{КС}}^2}{2} \cdot \rho_T^o \frac{1}{(1 + \alpha t_{\text{КС}})} = 0,05 \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{0,19^2}{2} \cdot 1,3 \frac{1}{\left(1 + \frac{900}{273}\right)} = 4,09 \text{ Па,}$$

де:  $\lambda_{\text{КС}} = 0,05$  – коефіцієнт гідрравлічного опору камери спалювання палива (цегляна кладка),

$W_{\text{КС}}$  – швидкість потоку в камері спалювання палива:

$$W_{\text{КС}} = \frac{V_c}{R} = \frac{0,76}{4} = 0,19 \text{ м/с,}$$

де:  $R = a \cdot b = 2 \cdot 2 = 4 \text{ м}^2$  – розміри камери спалювання палива;

$L_{\text{КС}} = 3 \text{ м}$  – висота камери спалювання палива;

$t_{\text{КС}} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура пічних газів у камері спалювання палива.

3. Гідрравлічний опір тертя по тракту печі при загальній довжині шляху  $L_{\text{ПП}} = 12 \text{ м}$ , при середній швидкості газів  $W_{\text{ПП}} = 0,37 \text{ м/с}$ , при  $t_{\text{ПП}} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $d_{\text{екв}} = 1,7 \text{ м}$ :

$$\Delta P_{\text{ПП}} = \lambda \frac{L_{\text{ПП}}}{d} \cdot \frac{W_{\text{ПП}}^2}{2} \cdot \rho_T \frac{1}{(1 + \alpha t_{\text{ПП}})} = 0,05 \cdot \frac{12}{1,7} \cdot \frac{0,37^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,3 \frac{1}{\left(1 + \frac{850}{273}\right)} = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па.}$$

4. Гідрравлічний опір камери допалювання, при довжині камери допалювання  $L_{\text{КД}} = 6 \text{ м}$ :

$$\Delta P_{\text{КД}} = \lambda_{\text{КД}} L_{\text{КД}} = 1 \cdot 6 = 6 \text{ Па.}$$

де:  $\lambda_{\text{КД}} = 0,4$  – питомий коефіцієнт гідрравлічного опору камери опалювання.

5. Гідрравлічний опір тертя у рекуператорі при його розмірах,

$$\Delta P_P = \lambda \cdot \frac{L_P}{d_P} \cdot \frac{\rho \cdot W_P^2}{2} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_P\right)} = 0,05 \cdot \frac{4}{1} \cdot \frac{1,3 \cdot 0,76^2}{2} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 550\right)} = 0,099 \approx 0,1 \text{ Па.}$$

де  $L_p = 4 \text{ м}$  – довжина рекуператора;

$t_p^{ex} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура димових газів у рекуператорі;

$W_p$  – швидкість потоку рекуператорі,  $W_p = \frac{V_c}{f_p} = \frac{0,76}{1} = 0,76 \text{ м/с}$ ,

$f_p = c \cdot d = 1 \cdot 1 = 1 \text{ м}^2$  – площа перерізу рекуператора.

## 6. Відведення димових газів за рахунок природної конвекції.

У каналі висотою  $H_p = 4 \text{ м}$  рух газів напрямлений угору, на вході в рекуператор температура  $t_p^{ex} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$  є вищою за температуру  $t_p^{in} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$  газів на виході з рекуператора, тому за рахунок різниці густини газ піднімається вгору, створюючи перепад тиску:

$$\begin{aligned} \Delta P_p &= H_p g (\rho_p^{in} - \rho_p^{ex}) \approx H_p g \rho \left( \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_p^{in}\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_p^{ex}\right)} \right) = \\ &= 3 \cdot 9,81 \cdot 1,3 \left( \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 450\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 550\right)} \right) = -2,29 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Геометричний напір, що сприяє руху, береться зі знаком мінус, а протидіючий – зі знаком плюс.

У наступному каналі, висотою  $H_k = 2,5 \text{ м}$ , рух газів напрямлений вниз, а початкова температура  $t_k^{ex} = t_p^{in} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ , у кінці каналу –  $t_k^{in} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ , геометричний напір:

$$\begin{aligned} \Delta P_k &= H_k g (\rho_k^{ex} - \rho_k^{in}) \approx H_k g \rho \left( \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_k^{ex}\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_k^{in}\right)} \right) = \\ &= 3 \cdot 9,81 \cdot 1,3 \left( \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 400\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 450\right)} \right) = 2,67 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Результуюча самотяга в даних каналах

$$\Delta P_{CT} = \Delta P_p + \Delta P_k = -2,29 + 2,67 = 0,38 \text{ Па.}$$

## 7. Місцеві опори.

При проході пічного газу у пічному тракту потік на своєму шляху зустрічає 9 поворотів на  $90^\circ$  (коефіцієнт цього місцевого опору  $\xi = 1,5$ ) сумарний коефіцієнт

опору буде  $\sum \xi_1 = 1,5 \cdot 9 = 13$ . При раптовому звуженні каналу при  $F_1/F_2 = 4/2,4$  – коефіцієнт опору:

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 = 0,5 \left(1 - \frac{4}{2,4}\right)^2 = 0,22,$$

а при раптовому розширенні каналу:

$$F_1 : F_2 = \frac{2,4}{4}; \quad \xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right) = 0,5 \left(1 - \frac{2,4}{4}\right) = 0,16$$

Таких звужень і розширень є 4, тоді загальний коефіцієнт цих опорів буде:

$$\sum \xi_2 = 4(0,22 + 0,16) = 1,52.$$

Сумарний коефіцієнт місцевих опорів:  $\sum \xi = 13,5 + 1,5 = 15$ . Втрати напору від місцевих опорів (приймаємо, що швидкість газів  $W_o = 0,4$  м/с при середній температурі  $t_{cp} = 700^\circ\text{C}$ ):

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \xi \cdot \frac{W_o^2}{2} \cdot \rho \frac{1}{1 + \alpha t_{cp}} = 15 \cdot \frac{0,4^2}{2} \cdot 1,3 \frac{1}{\left(1 + \frac{700}{273}\right)} = 0,43 \text{ Па}.$$

8. Опір трубчатого рекуператора знаходимо із рівняння:

$$\Delta P_{TP} = n \cdot \frac{C \cdot W_{TP}^2 \cdot \rho_o}{2} \cdot \left(\frac{W_{TP} d}{\nu}\right)^{-0,27} = 6 \cdot \frac{1,9 \cdot 6^2 \cdot 0,46}{2} \cdot \left(\frac{6 \cdot 0,075}{6,54 \cdot 10^{-4}}\right)^{-0,27} = 8,7 \text{ Па},$$

де:  $n = 6$  – число труб у пучку,

$C = 1,9$  – коефіцієнт, залежить від відношення кроку (S) до діаметра труби (d)

в пучку;

$W_p = 6$  м/с – швидкість газу в рекуператорі;

$$\rho_{TP} = \rho_o \frac{273}{273 + t_{TP}} = 1,3 \frac{273}{273 + 500} = 0,46 \text{ кг/м}^3 \quad \text{– густина газу при середній}$$

температурі в рекуператорі:

$$t_K^{ex} = t_P^{ex} = 450^\circ\text{C}, \quad t_P^{ex} = 550^\circ\text{C}$$

$$t_{TP} = \frac{t_P^{ex} + t_P^{ex}}{2} = \frac{450 + 550}{2} = 500^\circ\text{C},$$

$\nu = 6,54 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  – кінематична в'язкість пічних газів при  $t_{TP} = 500^\circ\text{C}$ ,

$d = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м}$  – діаметр труб.

Сумарні гідравлічні опори пічної установки:

$$\begin{aligned}\sum \Delta P &= \Delta P_{ш} + \Delta P_{КС} + \Delta P_{III} + \Delta P_{КД} + \Delta P_P + \Delta P_{ГР} + \Delta P_{СТ} + \Delta P_M = \\ &= 3,72 + 4,09 + 7,7 \cdot 10^{-4} + 6 + 0,1 + 8,7 + 0,38 + 0,43 = 23,42 \text{ Па.}\end{aligned}$$

Невеликий сумарний опір пояснюється незначними швидкостями газів.

З урахуванням різної завантаженості печі, а також можливих забруднень каналів у процесі роботи, приймаємо коефіцієнт запасу  $K=1,4$ , тоді сумарний опір пічного пристрою буде дорівнювати:

$$\sum \Delta P_{сум} = K \cdot \sum \Delta P = 1,4 \cdot 23,42 = 32,79 \text{ Па.}$$

## 9. Розрахунок димаря.

Переріз гирла димаря при  $V_2^o = 0,76 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $t_2 = 350 \text{ }^\circ\text{C}$  і швидкості газів на виході з димаря  $W_2 = 5 \text{ м/с}$ :

$$f_2 = \frac{V_2^o(1 + \alpha t_2)}{W_2} = \frac{0,76}{5} = 0,152 \text{ м,}$$

звідки діаметр гирла димаря:

$$d_2 = \sqrt{\frac{f_2}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,152}{0,785}} = 0,44 \text{ м} = 440 \text{ мм.}$$

Нижній діаметр димаря, враховуючи, що нижній діаметр димаря береться рівним  $d_{зовн} = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 440 = 660 \text{ мм}$ , середній діаметр димаря:

$$d_{сеп} = \frac{d_2 + d_{зовн}}{2} = \frac{440 + 660}{2} = 550 \text{ мм}$$

Висота димаря визначається із рівняння :

$$\begin{aligned}\Delta P_{сум} &= Hg \left( \frac{273 \rho_o}{273 + t_n} - \frac{273 \cdot \rho_o}{273 + t_{cp}^o} \right) \frac{B}{760} - \frac{W_2^2}{2} \rho_o \frac{273}{273 + t_2} - \\ &- \lambda \frac{H}{d_{сеп}} \cdot \frac{W_{cp}^2}{2} \rho_o \frac{273}{273 + t_{cp}^o},\end{aligned}$$

де:  $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура навколишнього середовища;

$t_K^{вух} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура пічних газів на вході в димар;

$t_{cp}^o = \frac{t_n + t_K^{вух}}{2} = \frac{20 + 400}{2} = 210 \text{ }^\circ\text{C}$  – середня температура пічних газів у димарі та

в навколишньому середовищі;

$$W_{cp} = W_2 \frac{d_2^2}{d_{cp}^2} = 5 \frac{440^2}{550^2} = 3,2 \text{ м/с} - \text{середня швидкість газу в димарі};$$

$B = 745 \text{ мм рт ст}$  – середній барометричний тиск на рівнині.

Підставляючи відомі величини, отримаємо:

$$32,79 = H \cdot 9,81 \left( \frac{273 \cdot 1,29}{273 + 20} - \frac{273 \cdot 1,29}{273 + 210} \right) \frac{745}{760} - \frac{5^2}{2} \cdot 1,29 \frac{273}{273 + 350} -$$

$$- 0,05 \frac{H}{550} \cdot \frac{3,2^2}{2} \cdot 1,29 \frac{273}{273 + 210},$$

звідки висота димаря:  $H = 6,62 \text{ м}$

Висновки:

Кількість продуктів згорання (пічних газів при їх густині  $\rho_T^o = 1,3 \text{ кг/м}^3$ ):

$$G_2 = 3,6 \text{ т/год}, \quad V_2^o = 0,76 \text{ м}^3/\text{с}$$

Сумарні гідравлічні опори пічної установки:

$$\sum \Delta P = 23,42 \text{ Па.}$$

З урахуванням різної загрузки печі сумарний опір пічного пристрою буде дорівнювати:

$$\sum \Delta P_{\text{сум}} = 32,79 \text{ Па.}$$

Висота димаря:  $H = 6,62 \text{ м}$

**Приклад 5.2.** Розрахунок ежектора для забезпечення відведення димових газів. Схема ежектора зображена на рисунку 5.3.

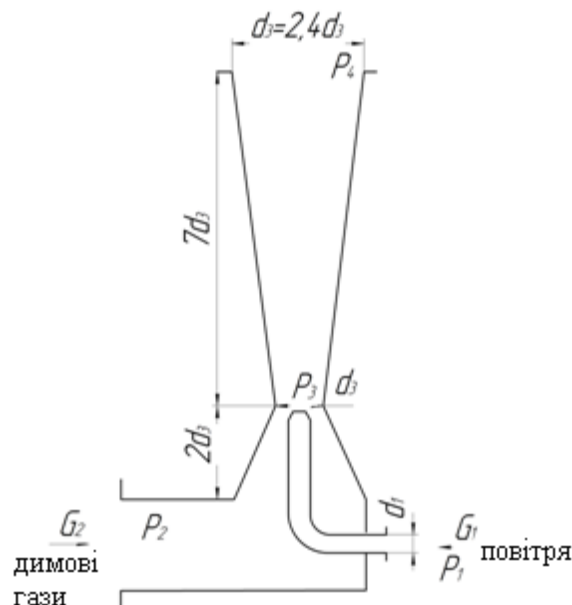


Рисунок 5.3 Схема ежектора

**Завдання.** Виконати розрахунок ежектора для димового газу. Схема ежектора зображена на рисунку 5.2.

**Індивідуальні завдання:**

Витрати ежекторного (димового) газу  $V_2 = 1,5 + 0,1 \cdot N_{вар}$ ,  $м^3 / с$  з температурою  $t_2 = 750$  °С, та розрідженням  $P_2 = 400$  Па і густиною (при нормальних умовах)  $\rho_2 = 1,33$  кг/м<sup>3</sup> подається у ежектор зі швидкістю  $W_2 = 10$  м/с. Ежектуючий газ (повітря) має температуру  $t_1 = 20$  °С, тиск  $P_1 = 5000$  Па і густину  $\rho_1 = 1,26$  кг/м<sup>3</sup>. Тиск суміші газів на виході ежектора  $P_4 = 200$  Па.

**Наприклад:**

Витрати ежекторного (димового) газу  $V_2 = 2,33$  м<sup>3</sup>/с з температурою  $t_2 = 750$  °С, та розрідженням  $P_2 = 400$  Па і густиною (при нормальних умовах)  $\rho_2 = 1,33$  кг/м<sup>3</sup> подається у ежектор зі швидкістю  $W_2 = 10$  м/с. Ежектуючий газ (повітря) має температуру  $t_1 = 20$  °С, тиск  $P_1 = 5000$  Па і густину  $\rho_1 = 1,26$  кг/м<sup>3</sup>. Тиск суміші газів на виході ежектора  $P_4 = 200$  Па.

**Розв'язання.** Густина ежекторного газу при  $t_2 = 750$  °С:

$$\rho_2^t = \frac{\rho_2 \cdot 273}{273 + 570} = \frac{1,3 \cdot 273}{273 + 570} = 0,42 \text{ кг/м}^3.$$

Швидкісний напір ежекторного газу при  $W_2 = 10$  м/с:

$$\Delta P_{2-3} = P_2 - P_3 = \frac{W_2^t}{2} \rho_2^t = \frac{10^2}{2} \cdot 0,42 = 21 \text{ (Па)}.$$

Тиск суміші газів у перерізі горловини дифузору:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{2-3} = 400 - 21 = 379 \text{ (Па)}.$$

Швидкість витікання ежектуючого газу із сопла:

$$W_1 = \mu \sqrt{\frac{2(P_1 - P_3)}{\rho_1^t}} = 0,85 \sqrt{\frac{2 \cdot (5000 - 379)}{1,26}} = 78,8 \text{ (м/с)}.$$

Перепад тиску на відрізку від горловини дифузору до виходу ежектора має бути:

$$\Delta P_{4-3} = P_4 - P_3 = 200 - \left( 379 \right) = 179 \text{ Па}.$$

Витрати ежекторного газу знайдемо із залежності:

$$\Delta P_{4-3} = \eta \frac{(V_1 \rho_1 W_1 + V_2 \rho_2 W_2)^2}{2(V_1 \rho_1 + V_2 \rho_2)(V_1 + V_2)} \Leftrightarrow$$
$$\Leftrightarrow 621 = 0,8 \frac{(V_1 \cdot 1,26 \cdot 78,8 + 2,33 \cdot 0,42 \cdot 10)^2}{2(V_1 \cdot 1,26 + 2,33 \cdot 0,42)(V_1 + 2,33)}$$

Звідки:

$$V_1 = 0,58 \text{ м}^3 / \text{с} .$$

Переріз сопла виходу повітря:

$$f_c = \frac{V_1^t}{W_1} = \frac{0,58}{78,8} = 0,0074 \text{ м}^2 ,$$

звідки отримаємо діаметр сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{f_c}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,0074}{0,785}} = 0,097 \text{ м} .$$

Масові витрати повітря:

$$G_1 = V_1 \cdot \rho_1^t = 0,58 \cdot 1,26 = 0,73 \text{ кг} / \text{с} .$$

Масові витрати димових газів:

$$G_2 = V_2 \cdot \rho_2^t = 2,33 \cdot 0,42 = 0,98 \text{ (кг} / \text{с)} .$$

Масові витрати суміші газів:

$$G_c = G_1 + G_2 = 0,73 + 0,98 = 1,71 \text{ кг} / \text{с} .$$

Температура суміші (за умови рівної теплоємності повітря і димових газів):

$$t_c = \frac{G_1 t_1 + G_2 t_2}{G_c} = \frac{0,73 \cdot 20 + 0,98 \cdot 570}{1,71} = 335^\circ \text{C} .$$

Густина суміші газів:

$$\rho_c = \frac{G_c}{(G_1 / \rho_1^o + G_2 / \rho_2^o)(1 + t_c / 273)} = \frac{1,71}{(0,73 / 1,29 + 0,98 / 1,3) \cdot (1 + 335 / 273)} = 0,56 \text{ кг} / \text{м}^3$$

Об'ємна витрата суміші газів:

$$V_c = \frac{G_c}{\rho_c} = \frac{1,71}{0,56} = 3,08 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Швидкість суміші газів у горловині дифузору визначаємо з рівняння закону збереження кількості руху:

$$W_3 = \frac{G_1 W_1 + G_2 W_2}{G_c} = \frac{0,73 \cdot 78,8 + 0,98 \cdot 10}{1,71} = 39,38 \text{ м} / \text{с} .$$



Переріз горловини дифузору:

$$f_3 = \frac{V'_c}{W_3} = \frac{3,08}{39,38} = 0,078 \text{ м}^2.$$

Діаметр горловини:

$$d_3 = \sqrt{\frac{f_3}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,078}{0,785}} = 0,32 \text{ м}^2.$$

Визначимо інші конструктивні розміри ежектора:

а) Діаметр вихідного отвору ежектора :

$$d_4 = 2,4 \cdot d_3 = 2,4 \cdot 0,32 = 0,76 \text{ м}^2.$$

б) Довжина дифузору:

$$L = 0,34 \cdot d_3 = 0,34 \cdot 0,32 = 2,21 \text{ м}^2.$$

в) При загальній довжині ежектора:

$$H = L + 2 \cdot d_3 = 2,21 + 2 \cdot 0,32 = 2,84 \text{ м}^2.$$

Додатковий напір за рахунок різниці густин гарячої суміші газів і зовнішнього повітря дорівнює:

$$\Delta P_3 = H \cdot g \cdot (\rho_1 - \rho_c) = 2,84 \cdot 9,81 \cdot (1,29 - 1,29) = 20,3 \text{ Па}.$$

тоді тиск на виході дифузору буде:

$$P = P + \Delta P_3 = 200 + 20,3 = 220,3 \text{ Па}.$$

**Приклад 5.3.** Визначення висоти димаря та його діаметра для трубчатої печі  
Схема димаря наведена на рисунку 5.4.

**Завдання.** Визначити висоту димаря для трубчатої печі.

**Індивідуальні завдання:**

Визначити висоту димаря для трубчатої печі, продуктивністю  $G = 50 + 0,1 \cdot N_{вар}$ , кг/с, температура димових газів на вході у димар  $t_{ом} = 350 + 0,05 \cdot N_{вар}$ , °C. Густина димових газів  $\rho_{де}^{15} = 1,25 \text{ кг/м}^3$ . Гідравлічні опори: конвективної частини печі  $\Delta P_{кон} = 4800 \text{ Па}$ , радіаційної частини печі  $\Delta P_{рад} = 3600 \text{ Па}$ , газоходів  $\Delta P_2 = 5200 \text{ Па}$ .

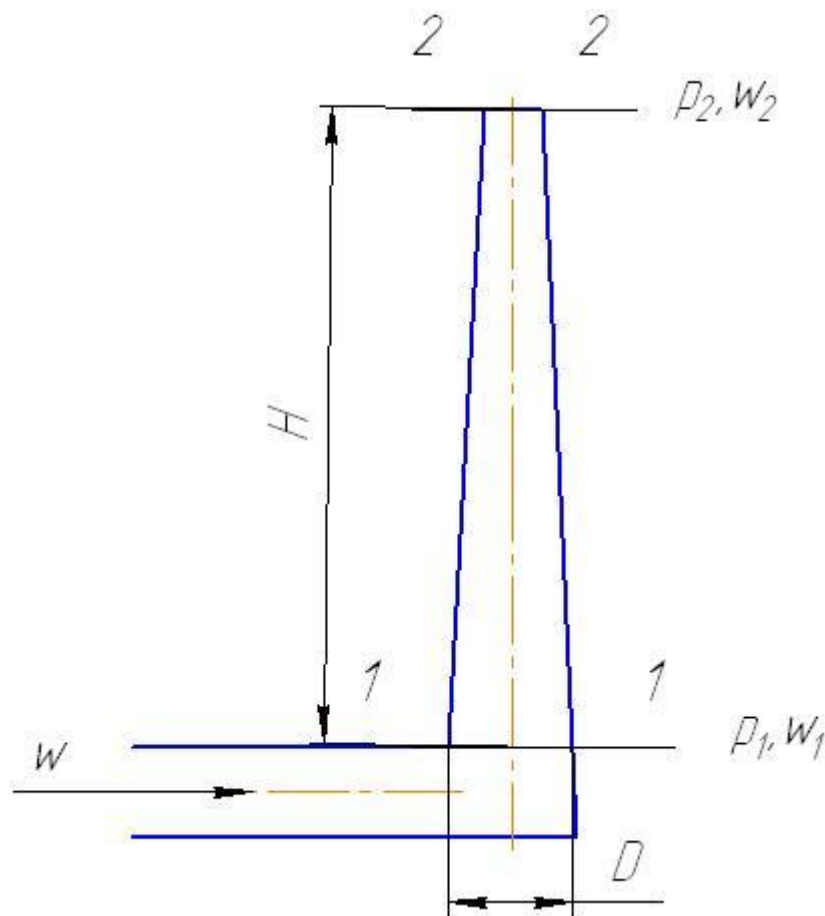


Рисунок 5.4 – Схема димаря

### Наприклад:

Визначити висоту димаря для трубчатої печі, продуктивністю  $G = 70 \text{ кг/с}$ , температура димових газів на вході у димар  $t_{\text{ом}} = 380 \text{ }^\circ\text{C}$ . Густина димових газів  $\rho_{\text{ог}}^{15} = 1,25 \text{ кг/м}^3$ . Гідравлічні опори: конвективної частини печі  $\Delta P_{\text{кон}} = 4800 \text{ Па}$ , радіаційної частини печі  $\Delta P_{\text{рад}} = 3600 \text{ Па}$ , газоходів  $\Delta P_{\text{г}} = 5200 \text{ Па}$ .

### Розв'язання.

Температура газів на виході з димаря приймається на  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  менше від температури входу у димар  $t_{\text{ом}}$ , тоді середня температура у димарі:

$$t_{\text{сеп}} = \frac{t_{\text{ог}} + t_{\text{вих}}}{2} = \frac{380 + (380 - 20)}{2} = 370 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Густина димових газів при  $t_{\text{сеп}}$ :

$$\rho_{сер}^t = \frac{\rho_{дз}}{\left(1 + \frac{1}{273} t_{сер}\right)} = \frac{1,25}{\left(1 + \frac{1}{273} 370\right)} = 0,5 \text{ кг/м}^3$$

Масова швидкість газу в димарі, знаходиться з виразу:

$$U_{mp} = u_{dm} \cdot \rho_{сер}^t = u_{dm} \cdot \rho_{сер}^{370} = 7 \cdot 0,5 = 3,5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с},$$

де  $u_{dm}$  – лінійна швидкості газів на вході у димар (при природній тязі приймається 7 м/с).

Діаметр димаря визначається за залежністю:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot U_{mp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 70}{3,14 \cdot 3,5}} = 5 \text{ м},$$

Приймаємо діаметр димаря 5 м.

Гідравлічний опір на тертя в димаря визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_{тер} = \xi \frac{H}{D} \cdot \frac{U_{mp}}{2 \cdot g \cdot \rho_{сер}^t} = 0,5 \cdot \frac{15}{0,26} \cdot \frac{3,5}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5} = 20,5 \text{ Па}.$$

де  $H$  – висота димаря, попередньо приймається  $H = 15 \text{ м}$ ,

$\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору, приймається  $\xi = 0,5$ .

а потім перераховується за залежністю:

$$H = \frac{\sum \Delta P}{\rho_{дз}^{15} - \rho_{сер}^t g} = \frac{\sum \Delta P}{1,293 \left( \frac{273}{t_{нов}} - \frac{273}{t_{сер}} \right) g},$$

Сумарний гідравлічний опір знаходиться за залежністю:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P &= \Delta P_{кон} + \Delta P_{рад} + \Delta P_z + \Delta P_m + \Delta P_{тер} = \\ &= 18 + 15 + 16 + 19 + 20,5 = 88,5 \text{ Па} \end{aligned}$$

Тоді висота димаря:

$$H = \frac{\sum \Delta P}{\rho_{дз}^{15} \left( \frac{273}{t_{нов}} - \frac{273}{t_{сер}} \right) g} = \frac{88,5}{1,25 \left( \frac{273}{293} - \frac{273}{370} \right) 9,81} = 35,4 \text{ м}$$

Приймаємо димар, довжиною 36 м.

Висновки:

діаметр димаря 5 м,

довжина димаря 36 м.

## 6 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПЕЧЕЙ

### 6.1 Матеріальний баланс печі

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 5]. Метою будь-якого технологічного процесу, здійснюваного в печах, є отримання певної промислової продукції. Паливна складова вартості продукції у ряді випадків досягає 50 %. Тому раціональне ведення процесу в печах є справою виняткової важливості.

Робота печей характеризується рядом показників: продуктивністю, досконалістю використання палива, тепловим, температурним і гідравлічним режимами та ін.

Основним методом оцінки роботи печей є складання матеріального і теплового балансів технологічних процесів, що відбуваються в печах.

Загальний вигляд матеріального балансу:

$$\sum M_{\text{прих}} = \sum M_{\text{випр}}.$$

У розгорнутому виді формула матеріального балансу має вигляд:

$$\sum M_{\text{сир}} + \sum M_{\text{нал}} + \sum M_{\text{нов}} = \sum M_{\text{прод}} + \sum M_{\text{відх}} + \sum M_{\text{техн.газ}},$$

де  $\sum M_{\text{сир}}$  – маса початкової сировини на процес;

$\sum M_{\text{нал}}$  – маса палива для здійснення технологічного процесу;

$\sum M_{\text{нов}}$  – маса повітря на технологічний процес (спалювання палива, фізико-хімічні перетворення);

$\sum M_{\text{прод}}$  – маса технологічної продукції;

$\sum M_{\text{відх}}$  – маса технологічних відходів (шлак, окалина, винос, тощо);

$\sum M_{\text{техн.газ}}$  – маса технологічних газів, що відходять, яка включає газоподібні продукти згорання і матеріалів.

Матеріальні баланси діючих печей складаються на базі натурних вимірів. У печах, що проектуються – розрахунковим шляхом. Для розрахунків необхідно знати фізичні і хімічні перетворення, що становлять основу технологічного процесу в печі, а також повноту цих перетворень. Далеко не завжди повноту перетворень (наприклад, хімічних) можна визначити шляхом розрахунку, тому необхідні відомості беруть з практичних даних. Основним показником

правильності розрахунку матеріального балансу є рівність сум прибуткових і витратних статей.

## 6.2 Тепловий баланс печі

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 5]. Тепловий баланс, пов'язаний з виробничими показниками печі, дозволяє визначити якість печі як теплотехнічного агрегату і намітити шляхи поліпшення її роботи. Для печей безперервної дії тепловий баланс складають для однієї години роботи, для печей періодичної дії – на один цикл роботи.

Рівняння теплового балансу в загальному вигляді:

$$\sum Q_{\text{прих}} = \sum Q_{\text{витр}}$$

в розгорнутому виді може бути записане наступним чином:

$$\begin{aligned} & Q_x + Q_{\text{ф.в}} + Q_{\text{ф.т}} + Q_m + Q_{\text{екз}} = \\ & = Q_{\text{пр}} + Q_{\text{відх}} + Q_{\text{енд}} + Q_{\text{тг}} + Q_{\text{вик}} + Q_{\text{х.н}} + Q_{\text{м.н}} + Q_{\text{ак}} + Q_{\text{довк}} + Q_{\text{охол}} + Q_{\text{тр}}. \end{aligned}$$

Розглянемо окремі прибуткові і витратні статті теплового балансу.

### Пихід тепла в печі

1. Хімічне тепло палива, що отримується в результаті його згорання:

$$Q_x = BQ_n^p, \text{ Вт},$$

де  $B$  – витрата палива, кг/с або м<sup>3</sup>/с;

$Q_n^p$  – теплота згорання палива, Дж/кг або Дж/м<sup>3</sup>.

2. Тепло, що вноситься підігрітим повітрям:

$$Q_{\text{ф.в}} = Bc_{\text{в}}t_{\text{в}}L_0\alpha, \text{ Вт},$$

де  $c_{\text{в}}$  – середня теплоємність повітря, Дж/кг·°C або Дж/м<sup>3</sup>·°C;

$t_{\text{в}}$  – температура підігрітого повітря, °C;

$L_0$  – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання одиниці палива;

$\alpha$  – коефіцієнт витрати повітря.

3. Тепло, що вноситься підігрітим паливом:

$$Q_{\text{ф.т}} = Bc_{\text{т}}t_{\text{т}}, \text{ Вт},$$

де  $c_m$  – середня теплоємність палива, підігрітого до температури  $t_t$ , Дж/кг $^{\circ}$ С або Дж/м $^3$ . $^{\circ}$ С;

4. Тепло, що вноситься підігрітим матеріалом в піч:

$$Q_m = \sum M_i c_i t_i, \text{ Вт},$$

де  $M_i$  – годинна витрата  $i$ -того компонента, що завантажується в піч матеріалу, кг/с;

$c_i$  – середня теплоємність  $i$ -того компонента в межах температур від 0 до температури його підігрівання  $t_c$ ,  $^{\circ}$ С, Дж/кг $^{\circ}$ С або Дж/м $^3$ . $^{\circ}$ С.

5. Тепло екзотермічних реакцій, що виділяється в процесі технологічної обробки матеріалів –  $Q_{екз}$ :

### **Витратні статті теплового балансу**

1. Тепло, витрачене на нагрів матеріалу:

$$Q_{np} = M_{np} c_{np} (t_{кін} - t_{поч}), \text{ Вт},$$

де  $M_{np}$  – вихід кінцевого продукту, кг/с;

$t_{кін}$ ,  $t_{поч}$  – початкова і кінцева температура матеріалу, що нагрівається,  $^{\circ}$ С.

2. Тепло, що відноситься з печі відходами виробництва, наприклад, шлаком, окалиною, тощо:

$$Q_{відх} = M_{відх} c_{відх} t_{відх}, \text{ Вт}.$$

Якщо відходи з печі змінюють свій агрегатний стан (наприклад, плавляться), то треба враховувати приховану теплоту їх плавлення або випаровування:

3. Тепло ендотермічних реакцій –  $Q_{енд}$ . Тут враховується тепло усіх ендотермічних реакцій, які супроводжують технологічний процес в печі. Ці величини визначаються на основі теплових ефектів реакцій і даних матеріального балансу.

4. Тепло, що відводиться технологічними газами, які йдуть, через димовий тракт печі:

$$Q_{mг} = V_{mг} ' c_{mг} ' t_{mг} ', \text{ Вт},$$

де  $V_{mz'}$  – об'єм технологічних газів, що видаляються з печі по димовому тракту (враховуючи продукти згорання палива і газоподібні продукти фізико-хімічних процесів в печі),  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$c_{mz'}$  – середня питома теплоємність технологічних газів, що йдуть з печі,  $\text{Дж}/\text{м}^3\text{°C}$ ;

$t_{mz'}$  – температура технологічних газів, що йдуть з печі,  $\text{°C}$ .

5. Втрати тепла з технологічними газами в атмосферу що відбувається через нещільність печі:

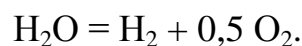
$$Q_{\text{вук}} = V_{mz''} c_{mz''} t_{mz''}, \text{ Вт},$$

де  $V_{mz''}$  – об'єм технологічних газів, що вибиваються з печі через нещільність в кладці,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$c_{mz''}$  – середня питома теплоємність технологічних газів, що вибиваються з печі через нещільність в кладці,  $\text{Дж}/\text{м}^3\text{°C}$ ;

$t_{mz''}$  – температура технологічних газів, що вибиваються з печі через нещільність в кладці,  $\text{°C}$ .

6. Втрати тепла від хімічного недопалу палива і в результаті дисоціації продуктів згорання –  $Q_{\text{х.н}}$ . Величина недопалу газоподібного палива в усіх пічних пристроях при проектній величині надлишку повітря практично дорівнює нулю. Проте внаслідок високої температури технологічних газів, що покидають печі, деяка частина вуглекислого газу і водяної пари диссоціює по реакціях:



Чим вище температура газів, тим більше диссоціює  $\text{CO}_2$  та  $\text{H}_2\text{O}$ , що призводить до втрат тепла в робочій камері.

7. Втрати тепла від механічного недопалення –  $Q_{\text{м.н}}$ . В печах, опалювальних твердим паливом, величина механічного недопалення може досягати 2...4 %. В печах, опалювальних газоподібним паливом, механічне недопалення спостерігається при нещільності теплообмінних пристроїв (рекуператорів і регенераторів), а також при реверсуванні газу в регенеративних печах.

8. Втрати тепла на нагрів кладки (акумуляцію тепла):

$$Q_{\text{ак}} = G_{\text{кл}} c_{\text{кл}} \Delta t_{\text{Кл}} \text{ Вт},$$

де  $G_{\text{кл}}$  – маса кладки, кг;

$c_{\text{кл}}$  – середня питома теплоємність кладки при зміні її температури на величину  $\Delta t_{\text{кл}}$ , Дж/кг $^{\circ}$ С.

Ці втрати мають місце лише в печах періодичної дії, коли пекти в період вивантаження і завантаження матеріалу устигає остигнути.

9. Втрати тепла в довкілля, складаються з втрат тепла теплопровідністю через кладку і випромінюванням через отвори печі.

$$Q_{\text{довк}} = \frac{t_{\text{кл}} - t_{\text{довк}}}{\sum \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha}} + c_0 \left[ \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\text{окр}}}{100} \right)^4 \right] \cdot F \cdot \Phi \cdot \theta, \text{ Вт},$$

де  $t_{\text{кл}}$  і  $t_{\text{довк}}$  – температура внутрішньої поверхні кладки і навколишнього простору відповідно,  $^{\circ}$ С;

$s_i$  і  $\lambda_i$  – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного  $i$ -того шару кладки, м та Вт/м $\cdot$ град;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні кладки в навколишній простір, Вт/м $^2$  град;

$c_0$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/м $^2$ К $^4$ ;

$T_n$  і  $T_{\text{окр}}$  – абсолютні температури печі і навколишнього простору, К;

$F$  – площа отворів вікон, м $^2$ ;

$\Phi$  – коефіцієнт діафрагмування;

$\theta$  – доля часу, коли вікна відкриті.

10. Втрати тепла з потоками, що охолоджують –  $Q_{\text{охол}}$ .

11. Втрати тепла на нагрів транспортних засобів  $Q_{\text{тр}}$  – мають місце в печах з рухомими візками або транспортерами, тощо.

Тепловий баланс можна складати для робочого простору окремо або спільно з теплообмінниками (наприклад, рекуператорами або регенераторами), печі в цілому, включаючи котли-утилізатори і інші теплоиспользующие установки.

Розбіжність балансу допускається близько 1...2%.

### 6.3 Основні теплотехнічні характеристики роботи печей

Матеріал підрозділу викладено за авторами [3, 16].



1. Теплове навантаження печі – це кількість тепла, що вводиться в піч з паливом (перша стаття прибуткової частини теплового балансу);

2. Теплова потужність печі – це найбільша кількість тепла, яке може спожити піч без недопалу палива в робочому просторі.

3. Температурний режим печі є зміною температури робочого простору печі в часі. Печі, в яких температура в часі не міняється, називаються печами постійної дії. Печі, температура в яких має змінний характер в часі, називаються печами періодичної дії.

4. Корисне теплове навантаження печі складається з тепла, що витрачено на процеси нагріву сировини, її випаровування та перегрів водяної пари (при наявності пароперегрівача):

$$Q_{кор} = Q_{нагр} + Q_{вип} + Q_{пер}.$$

Тепло, що витрачено на процеси нагріву:

$$Q_{нагр} = G \cdot e \cdot (I_{t2}^p - I_{t1}^p),$$

де  $G$  – продуктивність по сировині, кг/м<sup>3</sup>;

$e$  – масова доля відгонки сировини;

$I_{t1}^p, I_{t2}^p$  – ентальпії рідини при температурі входу і виходу з печі, кДж/кг.

Тепло, що витрачено на випаровування сировини:

$$Q_{вип} = G \cdot (I_{t2}^n - I_{t1}^p),$$

де  $I_{t1}^n$  – ентальпії парів при температурі виходу з печі, кДж/кг;

$I_{t2}^p$  – ентальпії рідини при температурі виходу з печі, кДж/кг.

Тепло, що витрачено на процеси перегрів водяної пари

$$Q_{пер} = G_{ен} \cdot [x \cdot r + c_p \cdot (t_3 - t_4)],$$

де  $G_{ен}$  – продуктивність по перегрітій парі, кг/м<sup>3</sup>;

$x$  – вологість насиченої водяної пари;

$r$  – теплота пароутворення, кДж/кг;

$c_p$  – теплоємність кДж/(кг·К);

$t_3 - t_4$  – температура перегрітої на насечої водяної пари, відповідно, К.

4. Коефіцієнт використання тепла палива (КВТ):

$$\eta_{квт} = \frac{Q_n^p + Q_{ф.в} + Q_{ф.т} - Q_{відх}}{Q_n^p},$$

характеризує ефективність використання тепла палива.

5. Коефіцієнт корисного використання палива (КВП):

$$\eta_{КВП} = \frac{Q_n^p + Q_{ф.в} + Q_{ф.т} - Q_{відх} - \sum Q_{втр}}{Q_n^p},$$

під  $\sum Q_{втр}$  – мається на увазі сума усіх втрат тепла піччю:

$$\sum Q_{втр} = Q_{виб} + Q_{х.н} + Q_{м.н} + Q_{ак} + Q_{довк} + Q_{охол} + Q_{тр}$$

6. Потужність холостого ходу – це кількість тепла, яке треба витратити на підтримку в печі робочої температури без випуску продукції, тобто це тепло, що витрачається на покриття втрат тепла в робочому просторі печі.

7. Питома витрата палива, розраховується в умовних одиницях на одиницю ваги готової продукції.

## 6.4 Приклади вирішення задач та завдання до розділу 6

**Приклад 6.1.** Визначення теплового навантаження печі вакуумної установки.

**Завдання.** Визначити теплове навантаження печі вакуумної установки.

### Індивідуальні завдання:

Продуктивність печі вакуумної установки  $G = 10000 + 0,1 \cdot N_{вар}$ , кг/год мазуту ( $\rho_4^{20} = 0,93$ ). В печі мазут нагрівається від температури  $T_m^n = 180 + 0,01 \cdot N_{вар}$ , °С до  $T_m^к = 350 + 0,01 \cdot N_{вар}$ , °С, при цьому  $30 + 0,05 \cdot N_{вар}$ , % ( $e = 0,3 + 0,05 \cdot N_{вар}$ , %) його переходить в парову фазу. В печі встановлено перегрівач, в якому перегрівается 650 кг/год водяної пари від температури  $t_3 = 120 + 0,02 \cdot N_{вар}$ , °С до  $t_4 = 350 + 0,02 \cdot N_{вар}$ , °С. Відгін має густину  $\rho_{15}^{15} = 0,9$ , а залишок  $\rho_{15}^{15} = 0,95$ . Вологість водяної пари 2%.

### Наприклад:

Продуктивність печі вакуумної установки  $G = 50000$  кг/год мазуту ( $\rho_4^{20} = 0,93$ ). В печі мазут нагрівається від температури  $T_m^n = 226^\circ\text{C}$  до  $T_m^к = 430^\circ\text{C}$ , при цьому 40%

( $e = 0,4$ ) його переходить в парову фазу. В печі встановлено перегрівач, в якому перегрівається 650 кг/год водяної пари від температури  $t_3 = 120^\circ\text{C}$  до  $t_4 = 400^\circ\text{C}$ . Відгін має густину  $\rho_{15}^{15} = 0,9$ , а залишок  $\rho_{15}^{15} = 0,95$ . Вологість водяної пари 2%.

### Розв'язок.

Знаходимо ентальпію мазуту в рідкому стані при температурі  $226^\circ\text{C}$ :

$$\begin{aligned} I_{t_2}^p &= I_{226}^p = \left( 129,58 + 0,134T_M^n + 0,00059T_M^{n^2} \right) \left( -\rho_{15}^{15} \right) - 308,99 = \\ &= \left( 129,58 + 0,134 \cdot 226 + 0,00059 \cdot 226^2 \right) \left( -0,91 \right) - 308,99 = 743,3 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

Знаходимо ентальпію мазуту в пароподібному стані при температурі  $T_M^k = 430^\circ\text{C}$  та залишку при температурі  $430^\circ\text{C}$  (Додаток 1 та 2):

$$\begin{aligned} I_{t_1}^n &= I_{430}^n = \left( 0,00T_M^k + 0,762T_M^{k^2} - 334,25 \right) \frac{1}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} = \\ &= \left( 0,00 \cdot 430 + 0,762 \cdot 430^2 - 334,25 \right) \frac{1}{\sqrt{0,91}} = 12783 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

Тепло, що витрачається на нагрів та випаровування мазуту:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{нагр} + Q_{вип} = G \left( -e \right) \left( I_{t_2}^p - I_{t_1}^p \right) + G \left( I_{t_2}^n - I_{t_1}^p \right) = \\ &= 50000 \left( -0,6 \right) \left( 258 - 743,3 \right) + 50000 \left( 278 - 743,3 \right) = 26138900 \text{ кДж/год} = 7266,6 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Тепло, що витрачається на перегрів водяної пари:

$$\begin{aligned} Q_2 &= G_{вп} \cdot \left( r + c_p \left( t_4 - t_3 \right) \right) = 650 \cdot \left( 0,02 \cdot 2262 + 0,5 \left( 400 - 120 \right) \right) = \\ &= 250406 \text{ кДж/год} = 250,5 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Корисне теплове навантаження печі:

$$Q = Q_1 + Q_2 = 7266,6 + 250,4 = 7517,0 \text{ кВт}$$

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. В. І. Саранчук, М. О. Ільяшов, В. В. Ошовський, В. С. Білецький. Хімія і фізика горючих копалин. — Донецьк: Східний видавничий дім, 2008. — С. 600. — ISBN 978-966-317-024-4.
2. Саранчук В.І., Ільяшов М.О., Ошовський В.В., Білецький В.С. О 75 Основи хімії і фізики горючих копалин. - Донецьк: Східний видавничий дім, 2008. – с. 640.
3. Бельский В.И., Сергеев Б.В. Промислові печі та труби. Навч. посібник для технікумів. Вид. 2-е, аипр та доп. М., Стройіздат. 1974. 301 с.
4. Міхеев В.П., Медніков Ю.П. Спалювання природного газу Л., «Надра», 1975 р. – 391 с
5. Скобло А.И., Молоканов Ю.К., Владіміров А.И., Щелкунов ВА. Процеси та апарати нафтогазопереробки та нафтехімії. підручник для вузів. — 3-є вид., перераб. і доп. — М.: ООО "Надра-Бізнесцентр", 2000. – 677 с: іл.
6. Теплотехніка: Підручник. для вузів / А. П. Баскаков, ТЗ4 Б. В. Берг, О. К. Вітт і інші.; Під ред. А. П. Баскакова.—2-е вид., перероб.— М.: Энергоатомвид, 1991,— 224 с: іл.
7. Адельсон С. В. Процеси та апарати нафтепереробки і нафтехімії. М.: Гостоптехіздат, 1963. – 311 с.
8. Процеси первинної газо- нафтопереробки. Процеси первинної газо- нафтопереробки [Електронний ресурс]: навчальний посібник / НТУУ «КПІ» ; уклад. А. Р. Степанюк. – Електронні текстові дані (1 файл: 291 Мбайт). – Київ: НТУУ «КПІ», 2013. – 126 с. – Назва з екрана. – Доступ: <http://ci.kpi.ua/metodopen> 126 с.
9. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів друк [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів"/ НТУУ „КПІ”/ уклад. Воронін Л.Г., Ружинська Л.І - Електронні текстові дані (1 файл: 2,50 Мбайт). – Київ: НТУУ «КПІ», 2011. - Назва з екрана <http://library.kpi.ua:8080/handle/123456789/697> від 15.02.2011 р. 68 с.

10. Воронін Л.Г., Ружинська Л.І., Степанюк А.Р. Методика розрахунків теплообмінних апаратів для нафтопереробних виробництв. [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів" НТУУ «КПІ». - Електронні текстові дані (1 файл: 1.82 Мбайт). - Київ, 2010.- 68 с. - Назва з екрана. - Доступ з мережі університету: <http://service.library.ntu-kpi.kiev.ua/documents/E9-10-289.pdf>
11. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – К. :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.
12. Конспект лекцій з дисципліни «Пічне обладнання у хімічних процесах» для студентів напряму 6.050503 «Машинобудування» [Електронний ресурс] / НТУУ «КПІ» ; уклад. А. Р. Степанюк. – Електронні текстові дані (1 файл: 2,32 Мбайт). – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – 132 с. – Назва з екрана. – Доступ: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/15245> Свідоцтво ІХФ № 05/06-1
13. В. І. Частухін, В. В. Частухін. Паливо і теорія горіння. — Київ: Вища школа, 1989. — 180 с.
14. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії тепломасообміну: навчальний посібник [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: А.Р. Степанюк, С.В. Гулієнко – Електронні текстові дані (1 файл: 3,57 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 160 с. Доступ з екрану: <http://login.kpi.ua>
15. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії тепломасообміну: лабораторний практикум [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: А.Р. Степанюк, С.В. Гулієнко – Електронні текстові дані (1 файл: 2,59 Мбайт). –

- Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 69 с. Доступ з екрану:  
<http://login.kpi.ua>
- 16.Роддатис, К.Ф. Довідник по котельним установкам малої потужності/ К.Ф. Роддатіс, А.Н. Полтарецкий; під ред. К.Ф. Роддатиса. – М.: Енергоатомвид, 1989. – 488 с.
- 17.Методичні вказівки до проведення практичних робіт з дисципліни «Пічне обладнання у хімічних процесах» для студентів напряму 6.050503 «Машинобудування» [Електронний ресурс] / НТУУ «КПІ» ; уклад. А. Р. Степанюк. – Електронні текстові данні (1 файл: 1,58 Мбайт). – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – 48 с. – Назва з екрана. – Доступ: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/15246> Свідоцтво ІХФ № 05/06-12

## Додаток 1. Характеристики природних газів

№	Склад газу по об'єму, %							$Q_H^C$ , кДж/м <sup>3</sup>	$\rho_2$ , кг/м <sup>3</sup>
	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>		
1	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37310	0,775
2	94,2	2,5	0,4	0,2	0,1	2,6	–	36170	0,752
3	95,4	2,6	0,3	0,2	0,2	1,1	0,2	36590	0,750
4	94,0	2,8	0,4	0,3	0,1	2,0	0,4	36260	0,751
5	85,8	0,2	0,1	0,1	–	13,7	0,1	30980	0,789
6	98,9	0,3	0,1	0,1	–	0,4	0,2	35880	0,712
7	95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	1,0	0,1	36680	0,748
8	68,5	14,5	7,6	3,5	1,0	3,5	1,4	45850	1,036
9	93,9	3,1	1,1	0,3	0,1	1,3	0,2	37090	0,766
10	93,2	1,9	0,8	0,3	0,1	3,0	0,7	35840	0,766
11	81,5	8,0	4,0	2,3	0,5	3,2	0,5	41450	0,901
12	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	36800	0,858
13	93,2	2,6	1,2	0,7	–	2,0	0,3	37010	0,782
14	91,4	4,1	1,9	0,6	–	0,2	0,7	38020	0,883
15	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	28300	0,952
16	97,1	0,3	0,1	–	–	2,4	0,1	35040	0,733
17	95,6	0,7	0,4	0,2	0,2	2,8	0,1	35500	0,740
18	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36130	0,786
19	78,2	4,4	2,2	0,7	0,2	14,2	0,1	34160	0,879
20	96,1	0,7	0,1	0,1	–	2,8	0,2	35130	0,741
21	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37430	0,799
22	92,7	5,0	0,5	–	1,8	–	–	36840	0,800
23	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	37560	0,776
24	98,2	0,4	0,1	0,1	–	1,0	0,2	35630	0,728
25	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36090	0,764
26	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36550	0,722
27	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	37010	0,786
28	98,5	0,2	0,1	–	–	1,0	0,2	35500	0,722
29	98,4	0,1	–	–	–	1,2	0,3	41750	0,838
30	91,9	2,4	1,1	0,8	0,1	3,2	0,5	36470	0,789

**Додаток 2. Ентальпія рідких нафтопродуктів**

t. °C (K)	I, кДж/кг	t. °C (K)	I, кДж/кг	t. °C (K)	I, кДж/кг	t. °C (K)	I, кДж/кг
0(273)	0,00	180(453)	358,91	415(688)	992,98	225(498)	465,84
5(278)	8,46	185(458)	370,47	420(693)	1008,53	230(503)	478,12
10(283)	17,05	190(463)	382,08	425(698)	1024,16	235(508)	490,52
15(288)	25,72	195(468)	393,77	430(703)	1039,83	240(513)	503,00
20(293)	34,44	200(473)	405,59	435(708)	1055,62	245(518)	515,53
25(298)	43,28	260(533)	553,75 (	440(713)	1071,50	250(523)	528,19
30(303)	52,16	265(538)	566,65	445(718)	1091,62	255(528)	540,88
35(308)	61,17	270(543)	579,60	450(723)	1103,47	335(608)	756,08
40(313)	70,26	275(548)	592,67	455(728)	1119,14	340(613)	770,28
45(318)	79,40	280(553)	605,83	460(733)	1135,82	345(618)	784,53
50(323)	88,66	285(558)	619,07	75(348)	136,30	350(623)	798,86
55(328)	98,00	290(563)	632,39	80(353)	145,93	355(628)	813,02
60(333)	107,38	295(568)	645,80	85(358)	155,44	360(633)	827,81
65(338)	116,94	300(573)	659,29	90(363)	165,71	365(638)	842,39
70(343)	126,78	305(578)	672,87	95(368)	175,72	370(643)	857,06
130(403)	248,17	310(583)	686,53	100(373)	185,82	375(648)	871,85
135(408)	258,90	315(588)	700,27	105(378)	196,00	380(653)	886,68
140(413)	269,66	320(593)	714,10	110(383)	206,27	385(658)	901,6
145(418)	279,89	325(598)	728,01	115(388)	216,62	465(738)	1152,08
150(423)	291,45	330(603)	742,00	120(393)	227,05	470(743)	1164,48
155(428)	302,47	390(663)	916,39	125(398)	237,57	475(748)	1184,93
160(433)	313,62	395(668)	931,73	205(478)	417,44	480(753)	1201,48
165(438)	324,80	400(673)	946,94	210(483)	429,43	485(758)	1218,11
170(443)	336,07	405(678)	962,19	215(488)	441,45	490(763)	1234,83
175(448)	347,47	410(683)	977,56	220(493)	453,60	495(768)	1251,63



**Додаток 3. Ентальпія парів нафтопродуктів**

t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг
5(278)	212,54	130	279,64	260(533)	268,72	390(663)	477,66
10(283)	214,94	(403)	282,69	265(538)	372,57	395(668)	482,31
15(288)	217,33	135(408)	285,75	270(543)	380,28	400(673)	486,87
20(293)	219,72	140(413)	288,90	275(548)	384,22	405(678)	491,52
25(298)	222,11	145(418)	292,04	280(553)	388,16	410(683)	496,17
30(303)	227,05	150(423)	295,22	285(558)	392,10	415(688)	500,91
35(308)	229,52	155(428)	298,41	290(563)	396,12	420(693)	505,60
40(313)	232,08	160(433)	301,68	295(568)	400,14	425(698)	510,38
45(318)	237,23	165(438)	304,94	300(573)	408,27	430(703)	515,20
50(323)	239,83	170(443)	311,56	305(578)	416,56	435(708)	520,02
55(328)	242,51	175(448)	314,87	310(583)	420,71	440(713)	524,83
60(333)	245,19	180(453)	318,27	315(588)	429,18	445(718)	529,74
65(338)	247,88	185(458)	325,14	320(593)	433,41	450(723)	534,64
70(343)	253,41	190(463)	328,62	325(598)	442,04	455(728)	539,58
75(348)	256,17	195(468)	332,09	330(603)	446,40	460(733)	542,43
80(353)	259,02	200(473)	335,66	335(608)	450,76	465(738)	549,56
85(358)	261,87	205(478)	342,78	340(613)	455,20	470(743)	554,54
90(363)	264,76	210(483)	346,38	345(618)	464,08	475(748)	559,61
95(368)	270,63	215(488)	350,07	350(623)	468,60	480(753)	564,68
100(373)	273,60	220(493)	353,71	355(628)	473,13	485(758)	569,79
105(378)	276,58	225(498)	357,44	360(633)	268,72	490(763)	574,95
110(383)	212,54	230(503)	361,17	365(638)	372,57	495(768)	580,14
115(388)	214,94	235(508)	364,94	370(643)	380,28	500(773)	585,34
120(393)	217,33	240(513)	373,64	375(648)	384,22		
125(398)	219,72	245(518)	282,69	380(653)	388,16		