

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Теплотехніка та теплові двигуни”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання дипломного проектування
та курсового проекту з дисципліни
„ГІДРОГАЗОДИНАМІКА”
спеціальності «Теплоенергетика»**

Харків - 2010

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Теплотехніка та теплові

двигуни» 20 жовтня 2008 р., протокол № 5.

У методичних вказівках наведені загальні положення, завдання з методичними рекомендаціями та прикладами виконання окремих розділів проекту, а також необхідні довідкові матеріали.

Рекомендуються студентам спеціальності «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання для дипломного, курсового проектування і для виконання самостійної роботи.

2-е видання, стереотипне.

Укладачі:

проф. О.А. Ярхо,
доценти В.М. Лялюк,
С.В. Комар,
асист. О.В. Василенко

Рецензент

доц. С.В. Угольніков

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання дипломного проектування
та курсового проекту
з дисципліни „ГІДРОГАЗОДИНАМІКА”
спеціальності «Теплоенергетика»

Відповідальний за випуск Лялюк В.М.

Редактор Ібрагімова Н.В.

Підписано до друку 12.11.08 р.
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 6,25. Обл.-вид.арк. 6,5.
Замовлення № Тираж 100. Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.
Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, майд. Фейєрбаха, 7

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра „Теплотехніка та теплові двигуни”

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання дипломного проектування
та курсового проекту
з дисципліни „ГІДРОГАЗОДИНАМІКА”
спеціальності «Теплоенергетика»**

Харків 2010

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Теплотехніка та теплові двигуни» 20 жовтня 2008 р., протокол № 5.

У методичних вказівках наведені загальні положення, завдання з методичними рекомендаціями та прикладами виконання окремих розділів проекту, а також необхідні довідкові матеріали.

Рекомендуються студентам спеціальності «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання для дипломного, курсового проектування і для виконання самостійної роботи.

Укладачі:

проф. О.А. Ярхо,
доценти В.М. Лялюк,
С.В. Комар,
асист. О.В. Василенко

Рецензент

доц. С.В. Угольніков

ЗМІСТ

Вступ	5
1 Структурні схеми розрахункових об'єктів	6
1.1 Структурна схема розрахункової теплотехнологічної установки	6
1.2 Надзвукове сопло Лаваля	7
2 Завдання на виконання курсового проектування	8
3 Рекомендації до виконання, оформлення та захисту курсового проекту	22
4 Методичні вказівки до виконання гідрогазодинамічного розрахунку методичної печі та її елементів	23
4.1 Розрахунок димового тракту	24
4.1.1 Втрати енергії при русі газів у каналах	24
4.1.1.1 Приклад розрахунку сумарних втрат енергії газами в каналах	27
4.1.2 Розрахунок димової труби	36
4.1.2.1 Приклад розрахунку димової труби	38
4.1.3 Розрахунок ежектора	40
4.1.3.1 Приклад розрахунку ежектора	43
4.2 Розрахунок повітряного тракту	47
4.2.1 Втрати енергії при русі повітря у повітропроводах	47
4.2.2 Вибір вентилятора	48
4.2.2.1 Приклад розрахунку повітряного тракту теплотехнологічної установки та вибір вентилятора.....	50
5 Розрахунок трубопроводу для подачі води на охолодження заслінок теплотехнологічного реактора (ТР)	60
5.1 Методичні рекомендації до розрахунку складного трубопроводу для подачі води на охолодження заслінок теплотехнологічного реактора	62
5.2 Приклад розрахунку трубопроводу для подачі води до теплотехнологічного реактора	66

6	Розрахунок сопла Лаваля	70
6.1	Мета та порядок виконання завдання	70
6.2	Методичні рекомендації до розрахунку надзвукового сопла Лаваля	71
6.3	Приклад розрахунку сопла Лаваля	74
	Список літератури	82
	Додатки	83

ВСТУП

При конструюванні багатьох типів машин і теплоенергетичних установ, при їх експлуатації та удосконаленні необхідні глибокі знання механіки рідин і газів – гідрогазодинаміки. Адже фактично в усіх машинах та теплоенергетичних установках існують елементи, в яких відбувається рух рідин або газів. В одних цей рух пов'язаний з виконанням основного призначення машин, в інших – рідинне або газове середовище тільки забезпечує умови їх нормальної роботи. Однак і в першому і в другому випадках ефективність машин значною мірою визначається досконалістю елементів, в яких рухається рідина або газ, а удосконалення цих елементів неможливе без розуміння гідрогазодинамічних процесів, які в них відбуваються.

Мета курсового проекту – набуття студентами навичок використовувати знання, отримані ними при вивченні курсу «Гідрогазодинаміка», при розв'язанні інженерно-технічних задач.

Для розрахування пропонуються два об'єкти:

- структурна схема високотемпературної теплотехнологічної установки – тризонної методичної печі;
- надзвукове сопло Лаваля.

При виконанні курсового проекту слід вирішити чотири завдання згідно з варіантом. Для усіх завдань в якості вихідних даних прийняті різні значення параметрів. Окремим студентам можуть видаватися індивідуальні завдання.

Окрім завдань, методичні вказівки містять рекомендації та приклади до виконання окремих розділів (завдань) проекту. У них наводяться основні відомості про порядок розрахунків і необхідні довідкові матеріали.

1 СТРУКТУРНІ СХЕМИ РОЗРАХУНКОВИХ ОБ'ЄКТІВ

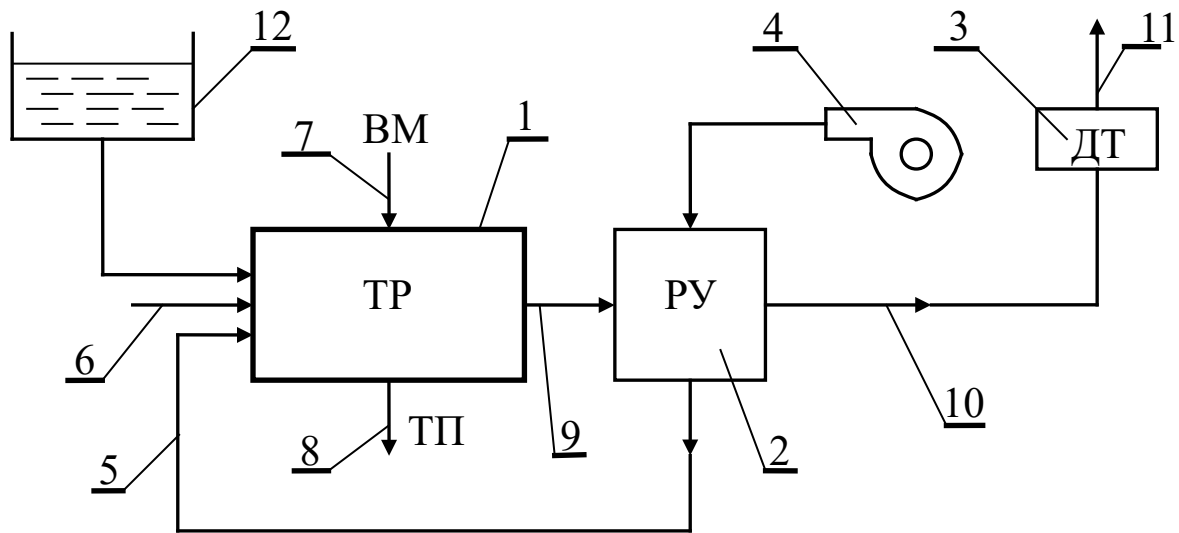
1.1 Структурна схема розрахункової теплотехнологічної установки

На рисунку 1.1 наведена структурна схема високотемпературної теплотехнологічної установки (ВТУ) – методичної печі. На схемі показані її основні елементи та відображені існуючі між ними зв'язки. Головним і обов'язковим елементом ВТУ є теплотехнологічний реактор (ТР), в якому реалізується технологічний процес – нагрівання зливків і заготовок перед прокаткою і кованням. Заготовки, що нагріваються, рухаються по поду спеціальними сталевими направляючими. ТР складається з методичної зони, зони високих температур і томильної зони. Для спалювання палива в зонах високих температур і томильній встановлюють пальники. У методичній зоні заготовки підігріваються за рахунок теплоти димових газів, що рухаються із зони високих температур (ЗВТ) назустріч заготовкам.

У кінці ТР димові гази вертикальними каналами рухаються до лежачка і далі до рекуператора, призначеного для підігріву повітря, що подається до пальників. За рахунок підігріву повітря в рекуператорі можна суттєво підняти початкову ентальпію димових газів і технологічний ККД ТР.

Самотяга і тиск димососу (Д) забезпечують подолання аеродинамічного опору елементів ВТУ, розташованих після ТР. Якщо в останньому підтримується високий тиск, то димосос у схемі ВТУ, як правило не передбачається.

Охолодження ВТУ здійснюється водою, що подається під тиском з магістрального трубопроводу.



1 - ТР – теплотехнологічний реактор; 2 - Рекуператор для підігріву повітря; 3 - Димова труба; 4 - Вентилятор для підведення повітря до рекуператора; 5 - Підведення підігрітого повітря до пальників; 6 - Підведення палива до пальників; 7 - Вихідні матеріали; 8 - Технологічний продукт; 9 - Димові гази, що відходять із ТР; 10 - Димові гази після рекуператора; 11 - Гази, що відходять у навколишнє середовище; 12 - Ємкість з водою для охолодження ТР

Рисунок 1.1 - Структурна схема високотемпературної теплотехнологічної установки

1.2 Надзвукове сопло Лаваля

Труба змінного перерізу, яка розрахована так, що дозвукова швидкість газу на вході стає надзвуковою на виході, має назву сопло Лаваля (рисунок 1.2).

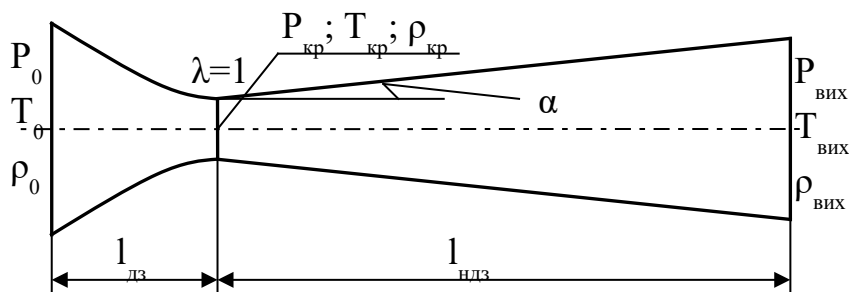


Рисунок 1.2 – Схема сопла Лаваля

Для одержання надзвукового потоку сопло повинно складатися із звужувальної частини до мінімального перерізу і плавно розширювальної з нейтральним кутом розкриття $4-10^\circ$.

Найбільш вузький переріз сопла називається критичним перерізом, а відповідні параметри потоку – критичними (швидкість, тиск, питома маса і температура).

При русі газу у соплі Лаваля статичний тиск, питома маса і температура зменшуються, а швидкість збільшується і є надзвуковою. При надзвуковому русі на виході з сопла газ має тиск навколишнього середовища.

У роботі розглядається витікання ідеального газу із ємності, де він знаходиться під тиском P_0 через надзвукове сопло в навколишнє середовище з тиском P_n . Режим течії газу в соплі розрахунковий, тобто тиск його на виході із сопла дорівнює тиску навколишнього середовища P_n . Стрибки згущення в середині сопла і в струмені газу, що виходить, відсутні. У всіх точках даного перерізу сопла параметри потоку можна прийняти однаковими, тобто приблизно вважати течію в соплі одномірною. Якщо при цьому відсутній теплообмін, то таке витікання буде прикладом одномірної ізоентропної течії ідеального газу.

2 ЗАВДАННЯ НА ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Завдання на виконання курсового проектування складається з двох розділів.

Розділ I - гідрогазодинамічний розрахунок наведеної на схемі (див. рисунок 1.1) високотемпературної теплотехнологічної установки та її елементів згідно з таким переліком завдань:

1 Розрахунок сумарних втрат напору на шляху руху продуктів згоряння від робочого простору ТР до шибера.

2 Визначення висоти цеглової труби для вилучення продуктів згоряння з ТР.

3 Розрахунок ежектора для вилучення продуктів згоряння з ТР.

4 Розрахунок повітряного тракту.

5 Вибір вентилятора для забезпечення подачі повітря.

6 Визначення необхідної енергії для подачі води на охолодження заслінок ТР та її витрати.

Кожне із зазначених завдань виконати у вигляді розв'язання відповідної задачі.

Розділ II - газодинамічний розрахунок сопла Лаваля (див. рисунок 1.2).

Визначити розміри сопла і параметри руху газу в надзвуковому соплі на розрахунковому режимі.

Наведені для розрахунку завдання у розділах містяться у двох варіантах А і В курсових проектів. Кожний варіант складається із чотирьох завдань і видається студентам викладачем.

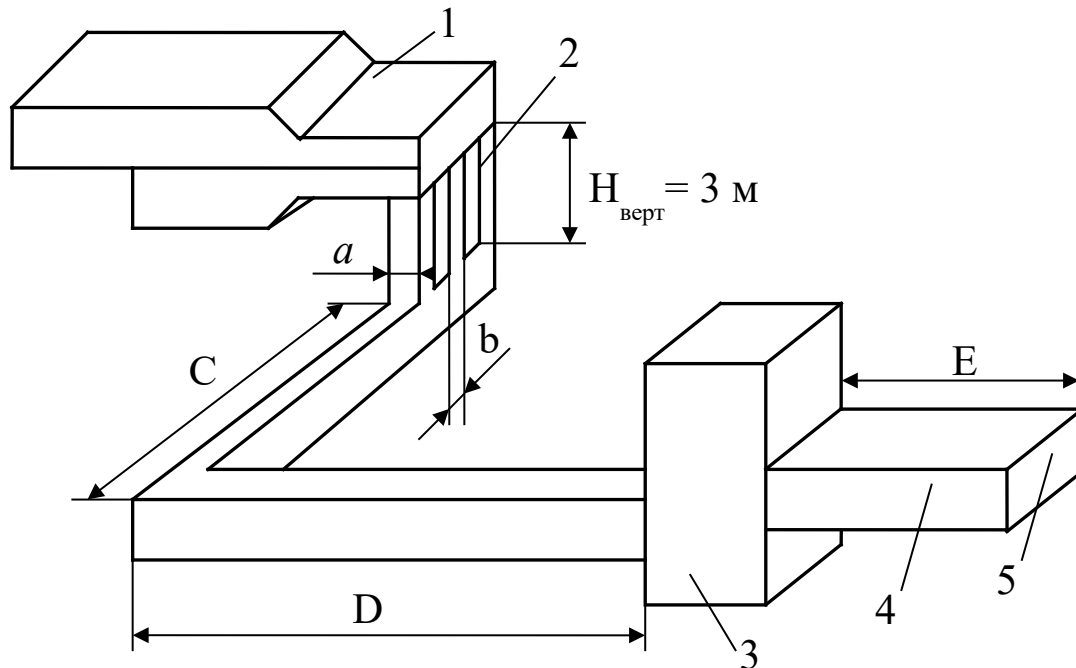
ВАРІАНТ А

Завдання №1–А Провести аеродинамічний розрахунок димового тракту методичної печі, схема якого наведена на рисунку 2.1.

Визначити сумарні втрати тиску (напору) на шляху руху продуктів згоряння від робочого простору печі до шибери якщо відомі:

- кількість продуктів згоряння – Q_r , м³/год;
- питома маса димових газів – ρ_{ro} , кг/м³;
- питома маса повітря – $\rho_{пов,0}=1,29$ кг/м³;
- температура димових газів у кінці печі – T_r , К;
- температура димових газів у вертикальних каналах – $T_r^{верт}$, К;
- розмір робочого простору в кінці печі – $b \cdot h$, м²;
- товщина заготовок, що нагріваються – 0,13 м;
- довжина лежаків - С, D, E, м;
- розміри камери для устаткування рекуператора - $b_p \cdot h_p$, м²;

- діаметри труб у рекуператорі – $d=0,057$ м;
- розміри між трубами при шахову їх розташуванні $S_1=S_2=2d$;
- число рядів труб в глибину пучка – m , шт.;
- падіння температури диму в рекуператорі - ΔT_p К;
- середня температура стін труб у рекуператорі - $T_{ст}$ К;
- швидкість руху газів у рекуператорі - V_o^p , м/с.



- 1 – піч; 2 – вертикальні канали; 3 – рекуператор; 4 – лежак;
5 – місце, де встановлено шибер перед димовою трубою

Рисунок 2.1 - Схема димового тракту методичної печі

Вихідні дані наведені в таблиці 2.1.

Завдання №2–А Визначити висоту цеглової труби (рисунок 2.2), призначеної для вилучення димових газів із нагрівальної печі. Кількість продуктів згоряння, що проходять через трубу, - Q м³/год; питома маса димових газів - $\rho_{го}$, кг/м³; питома маса повітря $\rho_{пов,0}=1,29$ кг/м³; температура димових газів перед трубою - $T_{очн}=T_{ш}$, К; температура навколишнього середовища - $T_{пов}=293$ К; загальні втрати течії при русі газів до димової труби - $\Sigma h_{втрат}$, Н/м². Вихідні дані для розрахунку взяти з завдання №1 при

визначенні сумарних втрат енергії газами, що рухаються до димової труби.

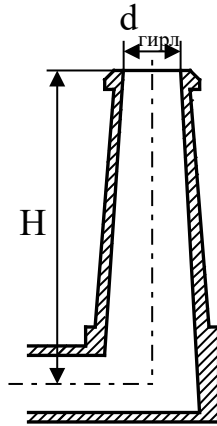


Рисунок 2.2 - Схема димової труби

Завдання №3–А Провести розрахунок складного трубопроводу (рисунок 2.3) для подачі води до теплотехнологічної установки. Загальна схема трубопроводу включає живильну ємність з постійним рівнем води трубопроводів (О-А), що підводить рідину (воду) до розгалуженої ділянки, яка складається з двох віток А-1, А-2. Труби сталеві зварні, помірно заржавілі. Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 2.2. При цьому в кінці магістрального трубопроводу перед трійником і вітками розгалуженої ділянки встановлені вентиля з прямими затворами, які повністю відкриті.

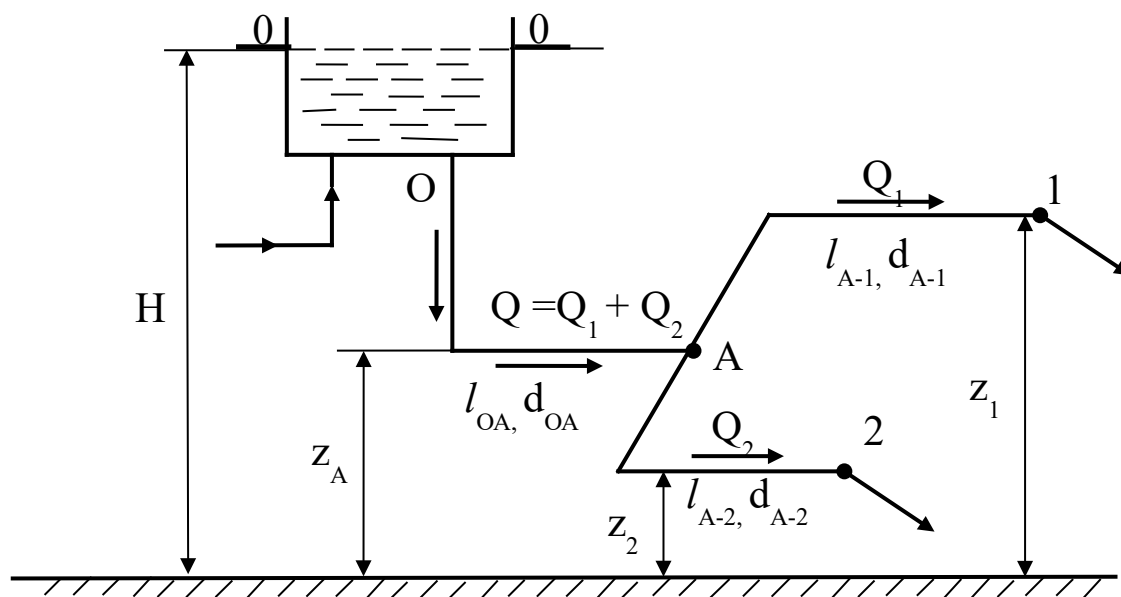


Рисунок 2.3 - Схема складного трубопроводу

Таблиця 2.2 - Вихідні дані для розрахунку складного трубопроводу

№	Q_2	l_{O-A}	l_{A-1}	l_{A-2}	d_{O-A}	d_{A-1}	d_{A-2}	Z_A	Z_1	Z_2
	м ³ /с	м	м	м	мм	мм	мм	м	м	м
1	1	18	9	13	40	20	25	3	3	3
2	0,95	15	10	11	50	25	32	4	4	4
3	0,6	20	12	8	50	32	25	5	5	4
4	1,1	19	15	10	40	20	25	5	4	3
5	0,7	16	11	9	40	25	20	4	4	3
6	1,4	21	14	12	50	25	32	4	4	4
7	0,9	17	19	16	50	32	25	5	4	3
8	1,2	18	20	18	40	20	25	3	2	2
9	1,2	17	18	17	50	25	32	3	3	2
10	1,35	22	16	13	50	20	32	4	4	3
11	0,6	23	21	17	40	25	20	4	3	3
12	0,75	25	19	15	50	32	25	4	4	4
13	0,45	21	17	14	50	32	20	5	5	5
14	1,41	19	16	13	50	20	32	5	5	4
15	1,25	23	22	18	40	20	25	3	3	3
16	0,75	25	19	12	40	25	20	4	3	3
17	1,5	21	18	14	50	25	32	3	2	2
18	1,2	24	17	13	40	20	25	5	4	4
19	0,7	22	15	18	40	25	20	4	4	3

20	1,4	20	20	17	50	20	32	3	3	2
21	1,038	21	21	19	40	20	25	5	5	3
22	1,35	19	18	17	50	25	32	3	3	3
23	1,8	18	16	13	40	20	32	3	3	2
24	0,6	17	25	20	40	25	20	5	5	4
25	1,2	16	23	19	40	20	25	4	4	3

Побудувати схему трубопроводу, розрахувати і побудувати його характеристики магістральної і розгалуженої ділянок, а також характеристику складного трубопроводу на аркуші формату А2. Визначити витрату рідини у другій вітці розгалуженої ділянки Q_1 і потрібний напір складного трубопроводу $H_{\text{потр}}$.

Завдання №4–А Провести розрахунок основних розмірів надзвукового сопла Лаваля (рисунок 1.2) і параметрів нев'язкого газу на розрахунковому режимі його роботи при відомих даних: коефіцієнт швидкості на виході – $\lambda_{\text{вих}}$; радіусу критичного перерізу – $r_{\text{кр}}$, м; температура гальмування – T_0 , К; тиск газу на виході із сопла - $P_{\text{вих}}$, Па; кут напіврозгину надзвукової частини – $\alpha_{\text{ндз}}$. Прийняти $k=1,4$, $R=287$ Дж/кг·К. Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 2.3.

На аркуші формату А 2 побудувати в масштабі сопло Лаваля і графіки зміни параметрів течії газу уздовж сопла.

Таблиця 2.3 - Вихідні дані для розрахунку сопла Лаваля

№	$\lambda_{\text{вих}}$	$r_{\text{кр}} \cdot 10^3$ м	T_0 К	$P_{\text{вих}} \cdot 10^{-3}$ Па	$\alpha_{\text{ндз}}$ град
1	1,87	6	900	70	5
2	1,89	5	880	80	4
3	1,91	4	850	60	3
4	1,9	3	830	85	2
5	1,92	5	873	73	4
6	1,88	4	853	68	2
7	1,85	6	883	72	3
8	1,88	5	923	67	5
9	1,86	4	833	79	3
10	1,93	3	773	80	5

11	1,87	6	780	63	2
12	1,94	5	790	74	4
13	1,88	4	893	67	2
14	1,9	3	843	78	4
15	1,87	6	850	80	3
16	1,89	5	900	82	5
17	1,91	6	923	75	3
18	1,85	4	813	83	4
19	1,86	3	873	66	2
20	1,92	5	890	71	5
21	1,9	4	843	67	3
22	1,89	3	863	85	2
23	1,86	6	848	79	5
24	1,87	5	888	86	4
25	1,88	4	900	80	2

ВАРІАНТ В

Завдання №1-В Розрахувати загальні втрати напору повітряного тракту методичної печі при русі повітря від вентилятора до пальників (рисунок 2.4), якщо відомі годинна витрата повітря – $Q_{нов}, м^3/год$; швидкість руху повітря до рекуператора - $V_0, м/с$; швидкість повітря після рекуператора - $V'_0, м/с$; частка повітря що подається в зону, - 0,22; коефіцієнт, що враховує можливий перерозподіл теплових потужностей по зонах, – 1,2; швидкість повітря перед пальниками $V, м/с$. На шляху руху повітря встановлено рекуператор, середня довжина одного трубного елемента складає $l_p, м$; внутрішній діаметр труб - $d_{вн}, м$; швидкість повітря в рекуператорі - $V_p, м/с$; температура підігріву повітря в ньому - $t''_{нов}, ^\circ C$; температура повітря на вході в рекуператор - $t'_{нов}, ^\circ C$. На підставі розрахунку загальних втрат енергії (напору) $\sum h_{втр}$ і енергії повітря перед пальником $h_{нов} = 1,143 \text{ кЖ}/\text{м}^2$ з урахуванням запасу напору 20 % і годинної витрати повітря, $Q_{нов}$ підібрати вентилятор. Вихідні дані наведені в таблиці 2.4.

Завдання №2-В Розрахувати ежектор (рисунок 2.5) для вилучення продуктів згоряння з методичної печі, якщо кількість димових газів, що ежектуються – $Q_{zo}, м^3/с$. Температура димових газів - T_2, K , питома маса - $\rho_{zo} = 1,28 кг/м^3$, питома маса повітря - $\rho_{пов,0} = 1,29 кг/м^3$. Опір на шляху руху продуктів згоряння від робочого простору печі до ежектора – $\sum h_{emp}$, Па.

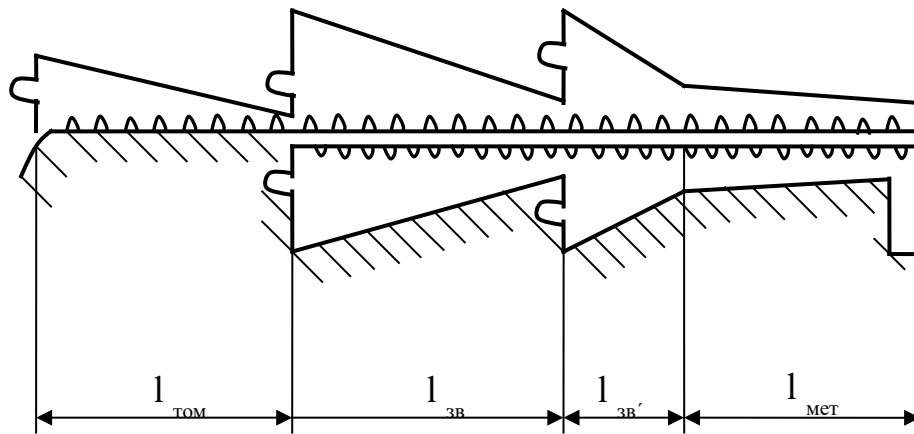
Визначити основні розміри ежектора і швидкість газу, що ежектує на виході із сопла. Ежекція здійснюється повітрям при $T_{нов} = 273 K$, що нагнітається вентилятором високого тиску. Значення масової кратності ежекції - n .

Вихідні дані для розрахунку ежектора наведені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.4 - Вихідні дані для розрахунку повітряного тракту

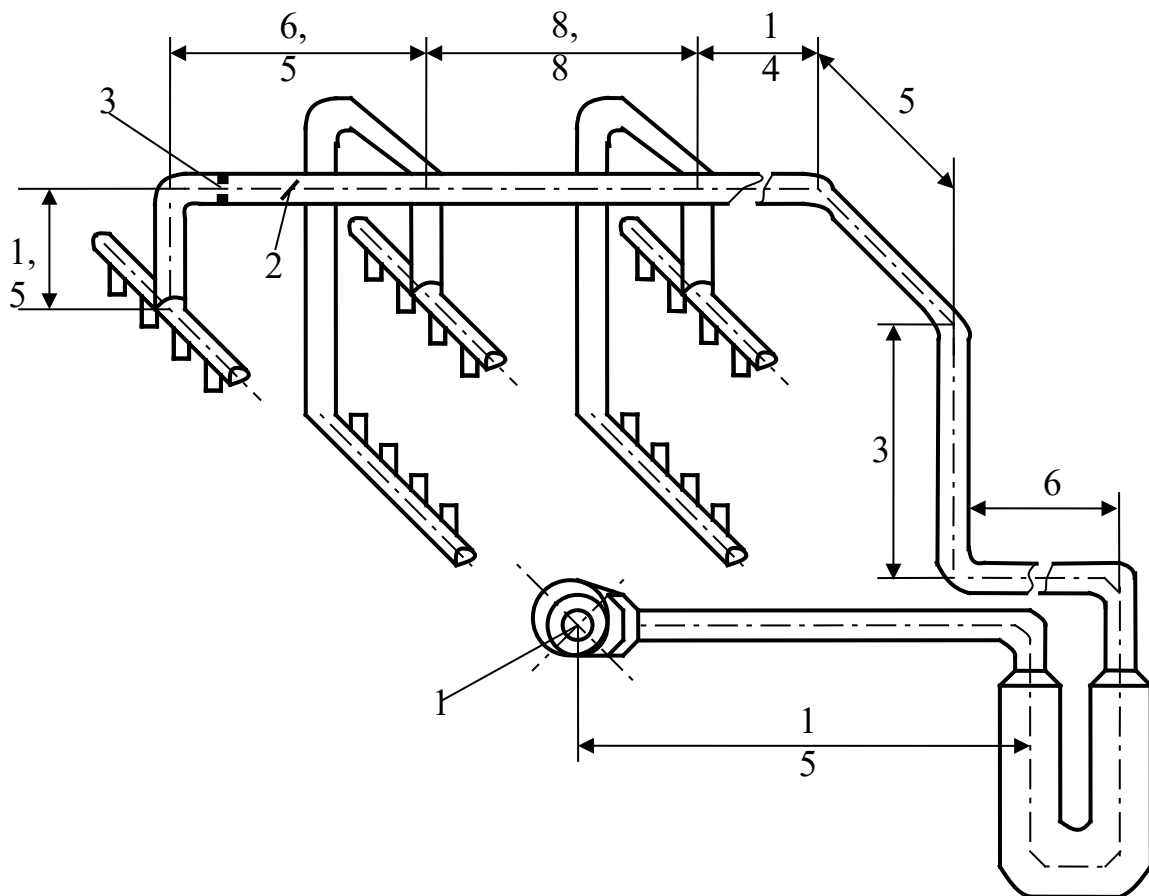
№	$Q_{пов} \times 10^{-3}$	V_0	V'_0	V	l_p	$d_{вн} \times 10^4$	V_p	$t''_{пов}$	$t'_{пов}$	$\rho_{пов,0}$
	$м^3/год$	$м/с$	$м/с$	$м/с$	$м$	$м$	$м/с$	$°C$	$°C$	$кг/м^3$
1	17	11,5	4,8	9,5	3,9	487	9,5	400	20	1,29
2	18	11,8	5	10	4,1	487	10	350	22	1,28
3	23	11,9	6	10	4	495	10	320	21	1,29
4	27	12	6	9,5	4,2	495	9,5	300	19	1,28
5	32	12	6	10	3,85	487	10	300	21	1,29
6	41	12,8	5,8	10	3,9	495	10	350	20	1,29
7	38	12	4,8	9,5	4	487	9,5	320	22	1,28
8	46	12,5	5,8	10	4,2	487	10	400	21	1,29
9	45	12,8	5,6	10	4,1	495	10	430	20	1,29
10	50	13	6	10	3,9	495	10	450	22	1,28
11	48	11,6	4,9	9,6	4	487	9,6	410	20	1,29
12	35	11,7	5,2	10	3,9	487	10	420	21	1,28
13	28	12,1	4,8	9,7	4,1	495	9,7	400	23	1,28
14	43	12,3	5,1	9,8	3,8	495	9,8	420	22	1,29
15	19	13	6	10	4,2	487	10	400	19	1,28
16	33	12,4	5,7	9,9	4,1	495	9,9	350	21	1,29
17	21	11,5	4,7	10	4	487	10	380	19	1,29
18	44	12,4	5,3	9,5	3,7	487	9,5	360	22	1,28
19	34	11,8	5,5	9,6	4,2	495	9,6	340	20	1,29
20	30	12,5	6	9,8	4,1	495	9,8	400	21	1,29
21	20	12,7	6,1	10	3,9	495	10	3700	20	1,28

22	26	11,9	5,6	10	4	487	10	360	22	1,29
23	36	12	5,9	9,7	3,8	487	9,7	390	19	1,29
24	25	12,6	6,2	10	3,9	495	10	400	21	1,28
25	39	11,8	6	9,8	4,1	487	9,8	420	22	1,29



$I_{\text{МЕТ}}$ – методична зона; $I_{\text{ЗВ}}$ – зварочні зони; $I_{\text{ТОМ}}$ – томильна зона

а) профіль робочого простору печі



1 – вентилятор; 2 – регулююча заслінка; 3 – діафрагма

б)

Рисунок 2.4 - Схема повітряного тракту методичної печі

Таблиця 2.5 - Вихідні дані для розрахунку ежектора

№	$Q_{г.о}$ м ³ /с	$T_{г}$ К	$T_{пов}$ К	$\rho_{г.о.}$ кг/м ³	$\rho_{пов,0}$ кг/м ³	$\Sigma h_{втр}$ Па	n
1	5,28	680	273	1,28	1,293	195	0,8
2	5,35	730	285	1,282	1,393	208	1,2
3	4,18	800	275	1,281	1,29	231	1,6
4	6,51	773	273	1,28	1,291	225	1,4
5	7,3	685	278	1,28	1,29	283	1,1
6	7,6	673	283	1,289	1,292	298	1,8
7	8,23	820	273	1,282	1,289	292	2
8	8,32	820	275	1,28	1,293	227	1,5
9	8,41	850	278	1,28	1,293	320	1,7
10	9,12	760	281	1,281	1,29	335	1,3
11	9,15	483	273	1,284	1,291	326	1,9
12	10,51	573	278	1,282	1,292	350	0,9
13	10,48	695	274	1,283	1,293	380	1
14	10,32	473	277	1,285	1,29	400	1,8
15	11,35	585	273	1,28	1,291	251	1,6
16	11,02	620	282	1,281	1,292	373	1,9
17	11,52	495	281	1,282	1,293	285	1,4
18	12,81	578	279	1,283	1,29	340	1,3
19	12,35	653	283	1,284	1,294	368	1,5
20	12,64	548	273	1,283	1,293	235	1,2
21	13,42	493	277	1,285	1,292	218	1,6
22	13,01	683	282	1,28	1,29	313	1,8
23	14,38	533	279	1,282	1,291	268	1,7
24	14,85	780	280	1,284	1,294	388	1,1
25	15,57	523	281	1,28	1,293	410	1,5

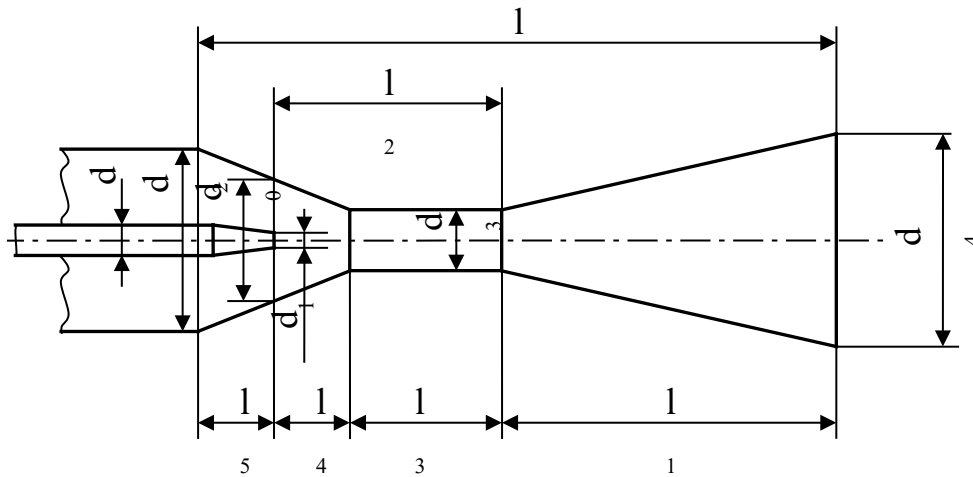


Рисунок 2.5 – Схема ежектора

Завдання №3-В Провести розрахунок складного трубопроводу (рисунок 2.3) для подачі води до теплотехнологічної установки. Загальна схема трубопроводу включає живильну ємність з постійним рівнем води, трубопроводів (О-А), що підводить рідину (воду) до розгалуженої ділянки, яка складається з двох віток А-1, А-2. Труби сталеві зварні помірно заржавілі. Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 2.6. При цьому в кінці магістрального трубопроводу перед трійником і вітками розгалуженої ділянки встановлені вентиля з прямими затворами, які повністю відкриті.

Побудувати схему трубопроводу, розрахувати і побудувати його характеристики магістральної і розгалуженої ділянок, а також характеристику складного трубопроводу на аркуші формату А2. Визначити витрати рідини (води) у вітках розгалуженої ділянки Q_1 і Q_2 , а також у магістральному трубопроводі Q при заданому потрібному напорі складного трубопроводу $H_{номр}$.

Завдання №4-В Провести розрахунок основних розмірів надзвукового сопла Лавалю (рисунок 1.2), параметрів нев'язкого газу як в основних, так і допоміжних перерізах на розрахунковому режимі його роботи, якщо відомі такі дані:

- секундна масова витрата повітря – $m, \text{кг/с}$;
- тиск гальмування – $P_0, \text{Н/м}^2$;
- температура гальмування – $T_0, \text{К}$;
- кут напіврозчину надзвукової частини – $\alpha_{\text{НДЗ}}$;
- кут напіврозчину дозвукової частини – $\beta_{\text{ДЗ}}$;
- тиск середовища куди витікає повітря – $P_{\text{вих}}$;
- швидкість повітря у вхідному перерізі – $V_{\text{вх}}$.

Вихідні дані наведені в таблиці 2.7.

Прийняти $k = 1,4$, $R = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$.

На аркуші формату А 2 побудувати в масштабі сопло Лаваля і графіки зміни параметрів течії газу уздовж сопла.

Таблиця 2.6 - Вихідні дані для розрахунку складного трубопроводу

№	$H_{\text{потр}}$	$l_{\text{O-A}}$	$l_{\text{A-1}}$	$l_{\text{A-2}}$	$d_{\text{O-A}}$	$d_{\text{A-1}}$	$d_{\text{A-2}}$	Z_{A}	Z_1	Z_2
	М	М	М	М	ММ	ММ	ММ	М	М	М
1	10,5	40	35	28	50	25	32	3	3	3
2	12	50	26	34	40	20	25	4	4	3
3	9,5	45	25	39	40	32	25	5	5	4
4	16	55	18	38	50	25	20	4	4	4
5	15	60	15	27	40	20	32	5	4	4
6	7	65	19	22	50	32	25	3	2	2
7	18	62	21	33	40	25	20	4	3	3
8	9	64	22	17	50	20	32	5	4	4
9	10,5	63	41	35	40	32	20	4	3	2
10	13	51	37	18	40	32	25	4	4	3
11	15	53	42	17	50	25	20	5	5	5
12	12,5	52	34	20	40	25	32	4	4	4
13	11,5	54	27	19	40	32	20	4	4	3
14	8	57	16	21	50	32	25	5	5	4
15	19	42	27	16	50	20	25	4	3	3
16	12	48	19	17	40	25	20	3	2	2
17	11	47	23	27	40	20	32	4	3	3
18	17,5	43	26	31	50	20	25	5	5	4
19	10,8	49	27	17	40	25	32	4	4	3

20	15	56	32	27	50	20	25	5	5	5
21	16	58	30	16	50	25	20	3	3	2
22	7	46	33	19	40	25	32	4	3	3
23	14,5	67	35	40	40	32	20	5	4	4
24	11	41	37	32	50	32	25	4	4	4
25	10,8	39	28	30	40	25	20	3	3	3

Таблиця 2.7 - Вихідні дані для розрахунку сопла Лаваля

№	m	P _o	T _o	V _{вх}	α _{ндз}	β _{дз}	P _{вих} · 10 ⁻³
	кг/с	Н/м ²	К	м/с	град	град	Н/м ²
1	80	10x10 ⁶	2500	201	6	30	50
2	70	90x10 ⁵	2300	205	5	30	55
3	60	1x10 ⁷	2000	210	4	30	58
4	50	8x10 ⁶	2400	202	3	30	52
5	100	1x10 ⁷	3000	205	2	30	60
6	90	70x10 ⁵	2800	207	4	30	70
7	70	1x10 ⁷	2600	198	6	30	80
8	60	8x10 ⁶	2500	196	3	30	62
9	80	71x10 ⁵	2400	206	5	30	64
10	50	1,51x10 ⁷	2600	200	6	30	73
11	60	81x10 ⁵	2700	201	4	30	78
12	70	7x10 ⁶	2800	203	3	30	81
13	80	2x10 ⁷	2900	204	2	30	82
14	90	11x10 ⁶	3000	209	5	30	50
15	100	5x10 ⁶	2600	210	3	30	83
16	50	1,44x10 ⁷	2500	211	4	30	59
17	70	9x10 ⁶	2800	198	6	30	52
18	60	61x10 ⁵	2400	195	5	30	50
19	80	4x10 ⁶	2700	199	4	30	53
20	100	2x10 ⁷	2900	196	2	30	60
21	90	51x10 ⁵	2800	201	3	30	62
22	80	1,61x10 ⁷	2700	202	5	30	58
23	70	8x10 ⁶	2600	203	6	30	61
24	60	3x10 ⁷	2500	204	4	30	64
25	50	44x10 ⁵	2650	195	2	30	65

3 РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ, ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТУ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Пояснювальна записка є невід'ємною частиною курсового проекту. Її складають у відповідності з ГОСТ 2.105-79 в об'ємі 25-30 стандартних аркушів формату А4. Найбільш доцільно спочатку виконати всі розрахунки, підготувати ілюстрації (графіки, схеми) та креслення і лише після перевірки викладачем оформити проект у «чистовому» варіанті. Такий підхід виключає витрати часу на зміни і переробки закінченого матеріалу.

Всі обчислення необхідно виконувати в Міжнародній системі одиниць вимірювання SI.

Пояснювальну записку рекомендується оформлювати в такому вигляді: титульний аркуш, зміст, завдання на проектування, вступ, текст записки з розрахунками, схемами, рисунками, таблицями, графіками, список використаної літератури.

До курсового проекту входять 2 аркуші графічної частини, виконаної на ватмані формату А2, на яких відображаються схеми конструкції і компонування об'єктів, а також графіки досліджень.

Проект має бути виконаним за 2-3 тижні до кінця семестру. Захист проекту проводиться перед комісією у складі 2–3 викладачів. Порядок захисту такий: студент коротко (5-6 хв.) доповідає про виконану роботу, після чого відповідає на запитання.

При оцінюванні курсового проекту враховується:

- самостійність роботи над проектом;
- об'єм виконаної роботи;
- якість виконання;
- оформлення проекту;
- захист проекту і загальна підготовка студента.

4 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ГІДРОГАЗОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ МЕТОДИЧНОЇ ПЕЧІ ТА ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ

При розрахунку пічна установка поділяється на дві частини: першу, в якій димові гази рухаються під тиском (робочий простір печі), і другу, в якій гази рухаються за рахунок розрідження, що створюється тяговою установкою (димоходи і лежакі після пічної камери).

На практиці доволі рідко доводиться проводити розрахунки першої частини газового тракту на підставі того, що опір руху газів у робочому просторі малий і він легко долається завдяки роботі засобів дуття. Тому в проекті обмежимося розрахунком другої частини пічної установки, а саме димоходів і лежаків, де гази рухаються за рахунок розрідження.

Розрізняють два режими течії рідини (газу): ламінарний (шаруватий) і турбулентний (вихровий). Щоб визначити режим течії, розраховують число Рейнольдса

$$Re = \frac{Vd}{\nu},$$

де V – середня швидкість течії потоку, м/с;

d – діаметр каналу, м;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с.

При значеннях $Re < 2300$ відбувається ламінарний режим течії, при $Re > 10000$ – турбулентний, а при значеннях $2300 < Re < 10000$ – перехідний режим течії.

У практичних розрахунках для розв'язування задач руху димових газів газоходами використовують рівняння Бернуллі [6], Н/м²

$$z_1 \cdot \rho \cdot g + P_1 + \frac{V_1^2}{2} \rho = z_2 \cdot \rho \cdot g + P_2 + \frac{V_2^2}{2} \rho + h_{emp},$$

де z_1, ρ, g і z_2, ρ, g – геометричні напори, які виражають енергію положення, віднесену до 1 м^3 газу, що рухається (для першого і другого перерізів газоходу), Н/м^2 ;

z_1 і z_2 – координати центрів вхідного і вихідного перерізів каналів, м;

P_1 і P_2 – статичні або п'езометричні напори, які виражають енергію тиску, віднесену до 1 м^3 газу (для відповідних перерізів газоходів), Н/м^2 ;

$\frac{V_1^2}{2} \cdot \rho$ і $\frac{V_2^2}{2} \cdot \rho$ – динамічні або швидкісні напори, які виражають кінетичну енергію, віднесену до 1 м^3 газу, Н/м^2 ;

V_1 і V_2 – середні дійсні швидкості газу у відповідних перерізах, м/с;

ρ – питома маса газу, кг/м^3 ;

$h_{\text{втр}}$ – напір, що втрачається на подолання опору течії газів на шляху між вибраними перерізами димоходів, Н/м^2 .

4.1 Розрахунок димового тракту

4.1.1 Втрати енергії при русі газів у каналах

У загальному випадку величина напору $\sum h_{\text{втр}}$, втраченого на подолання опорів руху газів, складається із втрат енергії на тертя $h_{\text{тр}}$, Н/м^2 , місцевих втрат $h_{\text{мо}}$ і на подолання геометричного напору $h_{\text{геом}}$, Н/м^2

$$\sum h_{\text{втр}} = h_{\text{тр}} + h_{\text{мо}} + h_{\text{геом}} .$$

Втрати енергії внаслідок тертя $h_{\text{тр}}$ визначаються за формулою [5, 6], Н/м^2

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_0 \cdot V_0^2}{2} \cdot \frac{T}{T_0}, \quad (4.1)$$

де λ – коефіцієнт тертя;

l – довжина каналу, м;

d – гідравлічний діаметр каналу, м;

ρ і V – фактичні питома маса і швидкість рідини (газу);

ρ_0 і V_0 – питома маса і швидкість рідини (газу) при

$$T_0 = 273 \text{ K} \text{ і } p = 101,3 \text{ кН/м}^2;$$

T – середня температура рідини (газів) на ділянці, К.

У випадку каналу не круглого перерізу гідравлічний діаметр визначається за формулою, м,

$$d = \frac{4S}{\Pi},$$

де S – площа перерізу каналу, м²;

Π – периметр, м.

У димоходах і лежаках рух газів турбулентний, оскільки значення Re в них змінюється, як правило, в межах 10000÷100000. Тому коефіцієнт тертя для такого руху можна приблизно прийняти: у цегляних газоходах $\lambda = 0,04 \div 0,05$; у металевих гладких $\lambda = 0,025$; у металевих окислених $\lambda = 0,045$ [5]. Більш точно коефіцієнт тертя визначається за формулами:

при ламінарному русі

$$\lambda = \frac{64}{Re};$$

при турбулентному русі

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25},$$

де Δ – абсолютна шорсткість стінок газоходу.

Значення абсолютної шорсткості для труб з різних матеріалів наведені в додатку А.

Втрати енергії на місцеві опори обумовлені зміною величини або напрямлення швидкості руху потоку на окремих ділянках каналу (при розширенні або звуженні потоку, його поворотах, при русі через засувки, щілини, діафрагми тощо).

Величина втрат енергії на місцеві опори $h_{мо}$ визначається за формулою, Н/м²

$$h_{мо} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \xi \cdot \frac{\rho_0 \cdot V_0^2}{2} \cdot \frac{T}{T_0}, \quad (4.2)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

На практиці найчастіше використовують коефіцієнти місцевих опорів, що наведені в додатку Б.

Окремо слід розглянути втрати енергії потоком при зовнішньому обтіканні пучків труб (наприклад, омивання продуктами згоряння рекуператора). Розрізняють коридорне і шахове розташування труб в пучках рекуператора. Газодинамічний опір коридорних пучків труб визначається за формулою (4.2), причому коефіцієнт опору в даному випадку дорівнює

$$\xi = \xi_0 \cdot m,$$

де m – число рядів труб по глибині пучка;

ξ_0 – визначається з додатка В.

Газодинамічний опір пучків з шаховим розташуванням труб $h_{мо}$, Н/м², визначається за формулою

$$h_{мо} = C \cdot K \cdot (m + 1),$$

де m – число рядів труб по глибині пучка;

$$C = \varphi_{S_1} \cdot \varphi_{S_2} \cdot \varphi_d \cdot \varphi_{tcm}.$$

Значення множників $K, \varphi_{S_1}, \varphi_{S_2}, \varphi_d, \varphi_{tcm}$ знаходять за номограмою з додатка Г.

Втрати на подолання геометричного напору виникають при русі знизу вгору рідини (газу) більш важкої, ніж навколишнє повітря ($\rho_z > \rho_{пов}$), і русі зверху вниз рідини (газу) більш легкої, ніж навколишнє повітря ($\rho_z < \rho_{пов}$). В обох випадках потік рухається в бік більшого тиску, на що витрачається додаткова енергія.

При русі легких газів (наприклад гарячих продуктів згоряння) величина втрат на подолання геометричного напору $h_{геом}$ знаходиться з рівняння, Н/м²

$$h_{геом} = g \cdot H \cdot \left(\rho_{пов,0} \cdot \frac{T_0}{T_{пов}} - \rho_{z,0} \cdot \frac{T_0}{T_z} \right), \quad (4.3)$$

де H – висота каналу, що розглядається, м;

$\rho_{пов,0}, \rho_{z,0}$ – відповідно питомі маси повітря і газу при 0 °С;

$T_{пов}, T_z$ – середні температури повітря і газу, К;

$T_0 = 273$ К.

4.1.1.1 Приклад розрахунку сумарних втрат енергії газами в каналах

Вихідні дані для розрахунку:

– кількість продуктів згоряння Q_r , м ³ /год	17928;
– питома маса димових газів $\rho_{го}$, кг/м ³	1,28;
– питома маса повітря $\rho_{пов,0}$, кг/м ³	1,29;
– розмір робочого простору в кінці печі $b \times h$, м ²	3,55×2,15;
– температура димових газів, К	
у кінці печі, T_r	1255;
у вертикальних каналах, $T_r^{верт}$, К	1230;
– середня температура стін труб рекуператора	

$T_{ст}, K$	595;
– число рядів труб в глибину пучка m	14;
– падіння температури диму в рекуператорі $\Delta T_p, K$	450;
– розміри камери для установки рекуператора $b_p \times h_p, m^2$	1,4×2, 5;
– розміри лежаків, m	C = 6; D = 8; E = 8;
– діаметр труб рекуператора d, mm	57;

Визначити втрати напору (енергії) при русі димових газів у методичній печі згідно з схемою, наведеною на рисунку 2.1.

Для визначення сумарних втрат енергії (напору) на шляху руху продуктів згоряння від робочого простору ТР до шибера, який встановлено перед димовою трубою (рисунок 2.2), розбиваємо димовий тракт на чотири ділянки:

- вертикальні канали;
- від вертикальних каналів до рекуператора;
- рекуператор;
- від рекуператора до димової труби

і розраховуємо втрати енергії на кожній з них.

Втратами енергії на подолання опору тертя димових газів зі стінками робочого простору ТР нехтуємо, вважаючи, що вони компенсуються допоміжним напором, який створюють пальники.

1 Визначаємо втрати енергії у вертикальних каналах, які складаються з втрат на тертя, місцевих опорів (поворот на 90° і зміна швидкості потоку) та енергії на подолання геометричного опору:

$$h_{втр}^{верт} = h_{тр} + h_{мо} + h_{геом} .$$

Швидкість руху димових газів у кінці робочого простору ТР з урахуванням зменшення його перерізу, через присутність на поді заготовок, що нагріваються, товщиною 0,13 м, буде складати, м/с,

$$V_0 = \frac{Q_z}{3600 \cdot S_{кан}} = \frac{Q_z}{3600 \cdot b \cdot (h - 0,13)} = \frac{17928}{3600 \cdot 3,55 \cdot (2,15 - 0,13)} = 0,694 .$$

Швидкість руху газів у вертикальних каналах беремо $V_0^{верт} = 2,5 \text{ м/с}$, тоді переріз каналів $S_{кан}$ буде складати, м^2 ,

$$S_{кан} = \frac{Q_z}{3600 \cdot V_0^{верт}} = \frac{17928}{3600 \cdot 2,5} = 1,99 .$$

Враховуючи, що вертикальних каналів три, переріз кожного з них дорівнюватиме, м^2 ,

$$\frac{S_{кан}}{3} = \frac{1,99}{3} = 0,664 .$$

Розміри кожного вертикального каналу беремо такими: довжина $a = 0,8 \text{ м}$; ширина $b = \frac{0,664}{0,8} = 0,83 \text{ м}$; висота $H_{верт} = 3,0 \text{ м}$.

Визначаємо еквівалентний (приведений) діаметр каналу, м ,

$$d_e = \frac{4 \cdot (a \cdot b)}{\Pi} = \frac{4 \cdot (0,8 \cdot 0,83)}{2 \cdot (0,8 + 0,83)} = 0,815 ,$$

де Π – периметр каналу, м .

Розраховуємо втрати енергії на тертя $h_{мп1}$, використовуючи рівняння (4.1), Н/м^2

$$\begin{aligned} h_{мп1} &= \lambda \cdot \frac{H_{верт}}{d_e} \cdot \frac{\rho_{г0} \cdot V_{г0}^2}{2} \cdot \frac{T_z^{верт}}{T_0} = \\ &= 0,05 \cdot \frac{3,0}{0,815} \cdot \frac{1,28 \cdot 2,5^2}{2} \cdot \frac{1230}{273} = 3,239, \end{aligned}$$

де λ – коефіцієнт тертя (для каналів з цегли λ приймаємо 0,05) [5];

$H_{\text{верт}}$ – висота вертикальних каналів, м;

d_e – еквівалентний діаметр каналу, м;

$\rho_{\text{го}}$ – питома маса димових газів, кг/м³;

$V_{\text{го}}$ – швидкість руху димових газів у каналах, м/с;

$T_{\text{го}}^{\text{верт}}$ – середня температура газів у вертикальних каналах, К;

$T_0 = 273$ К.

Втрати енергії на місцеві опори, Н/м²,

а) при повороті на 90°

$$h_{\text{мо}} = \xi \cdot \frac{\rho_{\text{го}} \cdot V_0^2}{2} \cdot \frac{T_2}{T_0} = 2,0 \cdot \frac{1,28 \cdot 0,694^2}{2} \cdot \frac{1255}{273} = 2,834$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору (згідно з додатком Б $\xi = 2,0$);

V_0 – швидкість газів у кінці робочого простору ТР, м/с;

T_2 – температура димових газів у кінці печі, К;

б) при звуженні каналу (зміні швидкості)

$$h_{\text{мог}} = \xi \cdot \frac{\rho_{\text{го}} \cdot V_0^2}{2} \cdot \frac{T_2}{T_0} = 0,44 \cdot \frac{1,28 \cdot 0,694^2}{2} \cdot \frac{1255}{273} = 0,623$$

де $\xi = 0,44$ (додаток Б), у випадку $\frac{S_2}{S_1} = \frac{1,99}{3,55 \cdot 2,15} = 0,26$.

Втрати енергії на подолання геометричного напору визначаємо з рівняння, Н/м²,

$$h_{геом} = H_{верт} \cdot g \left(\rho_{пов,0} \cdot \frac{T_0}{T_{пов}} - \rho_{г,0} \cdot \frac{T_0}{T_г^{верт}} \right) =$$

$$= 3,0 \cdot 9,81 \left(1,29 \cdot \frac{273}{293} - 1,28 \cdot \frac{273}{1230} \right) = 27,02$$

де $\rho_{пов,0}$ – питома маса повітря при $T=273$ К і тиску $101,3$ кН/м² ($\rho_{пов,0} = 1,29$ кг/м³);

$T_{пов}$ – температура навколишнього середовища,
 $T_{пов} = 293$ К;

$T_г^{верт}$ – середня температура газів у вертикальних каналах,
 $T_г^{верт} = 1230$ К.

Визначаємо сумарні втрати енергії у вертикальних каналах, Н/м²,

$$h_{втр1}^{верт} = 3,239 + 2,834 + 0,623 + 27,02 = 33,72$$

2 Визначаємо втрати енергії при русі димових газів від вертикальних каналів до рекуператора.

Швидкість руху димових газів у лежаку беремо $V_{л,0} = 2,5$ м/с, тоді переріз лежака буде дорівнювати, м²,

$$S_{л} = \frac{Q_{г}}{3600 \cdot V_{л,0}} = \frac{17928}{3600 \cdot 2,5} = 1,99 .$$

Ширину лежака приймаємо таку, що дорівнює довжині вертикальних каналів ($a = 0,8$ м), тоді висоту лежака визначаємо за формулою, м,

$$h_{л} = \frac{S_{л}}{a} = \frac{1,99}{0,8} = 2,49 .$$

Еквівалентний діаметр лежака буде дорівнювати, м,

$$d_e = \frac{4 \cdot S_l}{\Pi} = \frac{4 \cdot 1,99}{2 \cdot (0,8 + 2,49)} = 1,21 .$$

Беремо падіння температури димових газів $2,0^{\circ}\text{C}$ на 1 м довжини лежака. При довжині лежака від вертикальних каналів до рекуператора $(C+D) = 6 + 8 = 14$ м, падіння температури димових газів складатиме 28°C . Тоді температура газів перед рекуператором, К,

$$T'_p = 1230 - 28 = 1202 .$$

Середня температура газів у лежаку, К,

$$T_z^l = \frac{T_z^{\text{верт}} + T'_p}{2} = \frac{1230 + 1202}{2} = 1216 .$$

Втрати енергії на тертя при русі димових газів від вертикальних каналів до рекуператора визначаємо з рівняння, Н/м²,

$$h_{\text{тр}2} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_{z0} \cdot V_{l,0}^2}{2} \cdot \frac{T_z^l}{T_0} ,$$

$$h_{\text{тр}2} = 0,05 \cdot \frac{14}{1,21} \cdot \frac{1,28 \cdot 2,5^2}{2} \cdot \frac{1216}{273} = 10,56 .$$

Визначаємо втрати енергії при двох поворотах на 90° на шляху від вертикальних каналів до рекуператора, Н/м²,

$$h_{\text{мо}} = \xi' \cdot \frac{\rho_0 \cdot V_{l,0}^2}{2} \cdot \frac{T_z^l}{T_0} = 2,5 \cdot \frac{1,28 \cdot 2,5^2}{2} \cdot \frac{1216}{273} = 44,5$$

де $\xi' = \xi_1 + \xi_2 = 2,0 + 0,5 = 2,5$ (додаток Б).

Сумарні втрати енергії на ділянці від вертикальних каналів до рекуператора, Н/м²,

$$h_{втр2} = h_{тр2} + h_{мо} = 10,56 + 44,5 = 55,06 .$$

3 Визначаємо втрати енергії в рекуператорі.

Втрати енергії в рекуператорі складаються з втрат при раптовому розширенні на вході і втрат при раптовому звуженні на виході з рекуператора, а також з втрат при поперечному омиванні димовими газами шахового пучка труб.

Вихідні дані для визначення втрат енергії в рекуператорі беруться з його теплового розрахунку. З завдання відомі розміри камери для установки рекуператора $b_p \times h_p = (1,4 \times 2,5)$ м² та діаметр труб $d = 57$ мм. $S_1 = S_2 = 2d$. Температура димових газів на вході в рекуператор $T'_p = 1202$ К, на виході, К,

$$T''_p = T'_p - \Delta T_p = 1202 - 450 = 752 .$$

Середня температура димових газів у рекуператорі, К,

$$\bar{T}_p = \frac{T'_p + T''_p}{2} = \frac{1202 + 752}{2} = 977 .$$

Швидкість руху газів у рекуператорі приймаємо $V_0^p = 4$ м/с. Число рядів труб у глибину пучка згідно з завданням складає $m = 14$; середня температура стін труб $T_{cm} = 595$ К.

Визначаємо втрати енергії при раптовому розширенні (зміні швидкості) на вході в рекуператор, К,

$$h_{мо.p}^p = \xi \cdot \frac{\rho_{z0} \cdot V_{л,0}^2}{2} \cdot \frac{T'_p}{T_0} = 0,19 \cdot \frac{1,28 \cdot 2,5^2}{2} \cdot \frac{1202}{273} = 3,346 ,$$

де $\xi = 0,19$ (додаток Б) у випадку $\frac{S_1}{S_2} = \frac{0,8 \cdot 2,49}{1,4 \cdot 2,5} = 0,569$.

Втрати енергії при поперечному омиванні димовими газами шахового пучка труб визначаються за формулою

$$h_n^p = C \cdot K(m+1),$$

де $C = \varphi_{S_1} \cdot \varphi_{S_2} \cdot \varphi_d \cdot \varphi_{t_{cm}}$.

Значення $K, \varphi_{S_1}, \varphi_{S_2}, \varphi_d, \varphi_{t_{cm}}$ знаходимо за номограмою для визначення опору шахового пучка труб (з додатка Г).

Дійсна швидкість руху димових газів буде дорівнювати, м/с,

$$V_{\partial}^p = V_0^p \cdot \frac{\bar{T}_p}{T_0} = 4,0 \cdot \frac{977}{273} = 14,3.$$

Користуючись номограмою (додаток Г) при середній температурі газів у рекуператорі $\bar{T}_p = 977 \text{ K}$

($\bar{t}_{\partial} = 977 - 273 = 704 \text{ }^{\circ}\text{C}$), величина $K = 8,1 \text{ Н/м}^2$,

при $\frac{S_1}{d} = \frac{2d}{d} = 2 \rightarrow \varphi_{s_1} = 0,95;$

при $\frac{S_1}{d} = 2 \quad i \quad \frac{S_2}{d} = 2 \rightarrow \varphi_{s_2} = 1;$

при $d = 0,057 \rightarrow \varphi_d = 1,11;$

при $t_{cm} = T_{cm} - 273 = 595 - 273 = 322 \text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow \varphi_{t_{cm}} = 1,06.$

Згідно з визначеними величинами знаходимо витрати енергії при поперечному омиванні димовими газами шахового пучка труб рекуператора за формулою, Н/м^2

$$h_n^p = \varphi_{S1} \cdot \varphi_{S2} \cdot \varphi_d \cdot \varphi_{tcm} \cdot k \cdot (m+1),$$

$$h_n^p = 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,11 \cdot 1,06 \cdot 8(14+1) = 132,725 .$$

Визначаємо втрати енергії при раптовому звуженні (зміні швидкості) при виході газу з рекуператора, Н/м²,

$$h_{мо.зб}^p = \xi \cdot \frac{\rho_{z0} \cdot (V_{0,mp}^p)^2}{2} \cdot \frac{T_p''}{T_0} = 0,19 \cdot \frac{1,28 \cdot 1,42^2}{2} \cdot \frac{752}{273} = 0,995 ,$$

де $\xi = 0,19$ (додаток Б) у випадку $\frac{S_1}{S_2} = \frac{0,8 \cdot 2,49}{1,4 \cdot 2,5} = 0,569$;

$V_{0,mp}^p$ – швидкість руху димових газів в камері рекуператора за трубами, м/с,

$$V_{0,mp}^p = \frac{Q_z}{3600 \cdot b_p \cdot h_p} = \frac{17928}{3600 \cdot 1,4 \cdot 2,5} = 1,42 .$$

Сумарні втрати енергії в рекуператорі, Н/м²,

$$h_p = h_{мо.р}^p + h_n^p + h_{мо.зб}^p = 3,346 + 132,725 + 0,995 = 137,07 .$$

4 Визначаємо втрати енергії на ділянці від рекуператора до димової труби.

Беремо падіння температури димових газів на цій ділянці 1,5 °С на 1 м. Довжина лежка Е = 8 м, тоді температура газів перед шиббером, К,

$$T_{ш} = 752 - (8 \cdot 1,5) = 740 .$$

Середня температура на цій ділянці буде дорівнювати, К,

$$\bar{T}_z = \frac{T_p'' + T_{ш}}{2} = \frac{752 + 740}{2} = 746 .$$

При тому ж перерізі лежака, що і до рекуператора, втрати на тертя будуть дорівнювати, Н/м²,

$$h_{mp3} = 0,05 \cdot \frac{8}{1,21} \cdot \frac{1,28 \cdot 2,5^2}{2} \cdot \frac{746}{273} = 3,61 .$$

Загальні втрати енергії при русі продуктів згоряння від робочого простору ТР до шибера визначаємо за рівнянням, Н/м²,

$$\sum h_{втр} = h_{втр1}^{вепт} + h_{втр2} + h_p + h_{mp3} ,$$

$$\sum h_{втр} = 33,72 + 55,06 + 137,07 + 3,61 = 230 .$$

4.1.2 Розрахунок димової труби

Димова труба призначена для вилучення продуктів згоряння з робочого простору теплоенергетичної установки за рахунок утворення ними розрідження в основі труби. Розрідження утворюється геометричним напором газів, що рухаються всередині труби. Висота труби розраховується на підставі аеродинамічного опору димового тракту.

При розрахунку димових труб внутрішній діаметр гирла труби (на виході з неї) задають, виходячи з умов її «незадуваності». Швидкість газів у гирлі не повинна бути меншою 3-4 м/с. За умовами виконання кладки діаметр гирла $d_{гирл}$ цегляних труб не повинен бути менше 0,8 м. Основа труби виконується приблизно з діаметром $d_{осн} = 1,5 \cdot d_{гирл}$.

Падіння температури газів по висоті труби для цегляних і залізобетонних труб береться 1-1,5 °С/м, для металевих 3 °С/м. Згідно з санітарно-гігієнічними нормами, висота труби не повинна бути менше 16 м. Приблизно

висоту труби можна вибрати в залежності від потрібного розрідження при температурі навколишнього середовища 0°C з додатка Д.

Співвідношення, що пов'язує розрідження в основі труби з її висотою, температурою димових газів і втратами при їх русі всередині труби, можна одержати при використанні рівняння Бернуллі [5], H/m^2 ,

$$\Delta p = Hg \left(\rho_{\text{нов},0} \cdot \frac{T_0}{T_{\text{нов}}} - \rho_{z,0} \cdot \frac{T_0}{T_z} \right) - \frac{\rho_{z,0} \cdot (V_{0,\text{гирл}}^2 - V_{0,\text{осн}}^2)}{2} \cdot \frac{\bar{T}_z}{T_0} - \lambda \cdot \frac{H}{d_{\text{сер}}} \cdot \frac{\rho_{z,0} \cdot \bar{V}_0^2}{2} \cdot \frac{\bar{T}_z}{T_0} - \frac{\rho_{z,0} \cdot V_{0,\text{гирл}}^2}{2} \cdot \frac{T_{\text{гирл}}}{T_0}.$$

Якщо на випадок засмічення димоходу або форсування роботи установок дійсне розрідження взяти на 30 % більшим за сумарні втрати димового тракту, тобто $\Delta p = 1,3 \cdot \sum h_{\text{втр}}$, то з рівняння Бернуллі висота труби H , м буде визначатися за формулою

$$H = \frac{1,3 \cdot \sum h_{\text{втр}} + \frac{\rho_{z,0} \cdot (V_{0,\text{гирл}}^2 - V_{0,\text{осн}}^2)}{2} \cdot \frac{\bar{T}_z}{T_0} + \frac{\rho_{z,0} \cdot V_{0,\text{гирл}}^2}{2} \cdot \frac{T_{\text{гирл}}}{T_0}}{\left(\rho_{\text{нов},0} \cdot \frac{T_0}{T_{\text{нов}}} - \rho_{z,0} \cdot \frac{T_0}{T_z} \right) \cdot g - \frac{\lambda}{d_{\text{сер}}} \cdot \frac{\rho_{z,0} \cdot \bar{V}_0^2}{2} \cdot \frac{\bar{T}_z}{T_0}},$$

де H - висота труби, м;

$\sum h_{\text{втр}}$ - аеродинамічний опір димового тракту, H/m^2 ;

$\rho_{\text{нов},0}$; $\rho_{z,0}$ - питома маса повітря і газів, що вилучаються, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$V_{0,\text{гирл}}$ і $V_{0,\text{осн}}$ - швидкості газу у гирлі і в основі труби віднесені до нормальних умов, м/с;

$T_{\text{нов}}$ - температура навколишнього середовища, К;

T_z - середня по висоті труби температура газу, К;

$T_{гирл}$ - температура газу у гирлі труби, К;

λ - коефіцієнт тертя;

$d_{сер}$ - середній діаметр труби, м;

V_0 - середня швидкість газу у трубі, м/с.

$$V_0 = \frac{V_{0,гирл} + V_{0,осн}}{2}; \quad T_0 = 273.$$

4.1.2.1 Приклад розрахунку димової труби

Вихідні дані для розрахунку димової труби використані з розрахунку димового тракту ВТУ.

- загальні втрати течії при русі газів, $\sum h_{втр} = 230 \text{ Н} / \text{м}^2$
(підпункт 4.1.1.1);

- температура димових газів перед трубою
 $T_{осн} = T_{ш} = 740 \text{ К}$;

- питома маса димових газів $\rho_{z.o} = 1,28 \text{ кг} / \text{м}^3$;

- температура навколишнього середовища $T_{нов} = 293 \text{ К}$

;

- питома маса повітря $\rho_{нов,0} = 1,29 \text{ кг} / \text{м}^3$;

- кількість продуктів згоряння, що проходять через трубу, $Q_z = 17927 \text{ м}^3 / \text{год}$ або $4,98 \text{ м}^3 / \text{с}$.

Схема димової труби показана на рисунку 2.2.

Знаходимо площу перерізу гирла труби, м^2 , приймаючи швидкість димових газів у гирлі $V_0 = 3 \text{ м} / \text{с}$

$$S_{гирл} = \frac{Q_z}{V_{0,гирл}} = \frac{4,98}{3} = 1,66.$$

Оскільки $S_{\text{гирл}} = \frac{\pi d_{\text{гирл}}^2}{4}$, діаметр гирла буде дорівнювати, м,

$$d_{\text{гирл}} = \sqrt{\frac{S_{\text{гирл}} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{1,66 \cdot 4}{3,14}} = 1,45 .$$

Діаметр основи труби знаходимо із співвідношення, м,

$$d_{\text{осн}} = 1,5 \cdot d_{\text{гирл}} = 1,5 \cdot 1,45 = 2,2 .$$

Швидкість руху димових газів в основі труби визначаємо з рівняння об'ємної витрати, м/с,

$$Q_2 = V_{\text{осн}} \cdot S_{\text{осн}} ,$$

звідки
$$V_{\text{осн}} = \frac{Q_2}{S_{\text{осн}}} = \frac{4Q_2}{\pi d_{\text{осн}}^2} = \frac{4 \cdot 4,98}{3,14 \cdot 2,2^2} = 1,31 .$$

Дійсне розрідження, що створюється трубою, повинно бути більше розрахункової втрати енергії при русі димових газів на 20-40 % на випадок можливого подальшого форсування роботи ВТУ або збільшення опору по димовому тракту, Н/м²,

Тобто

$$\Delta p = 1,3 \sum h_{\text{втр}} = 1,3 \cdot 230 = 299 .$$

Для визначення температури димових газів у гирлі труби з додатка Д знаходимо орієнтовно висоту труби, м,

$$H = 40 .$$

Падіння температури для цеглової труби приймаємо 1-1,5 °С/м на 1 м її довжини, тоді

$$\Delta T = 1,3 \cdot H = 1,3 \cdot 40 = 52 \text{ град} .$$

Температура газів у гирлі труби буде дорівнювати, К,

$$T_{\text{гирл}} = T_{\text{осн}} - \Delta T = 740 - 52 = 688.$$

Визначаємо середню температуру димових газів, К,

$$\bar{T}_z = \frac{T_{\text{осн}} + T_{\text{гирл}}}{2} = \frac{740 + 688}{2} = 714.$$

Розраховуємо середній діаметр труби, м,

$$d_{\text{сеп}} = \frac{d_{\text{гирл}} + d_{\text{осн}}}{2} = \frac{1,45 + 2,2}{2} = 1,825.$$

Середній переріз труби буде дорівнювати, м²,

$$S_{\text{сеп}} = \frac{\pi d_{\text{сеп}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1,825^2}{4} = 2,61.$$

З рівняння об'ємної витрати визначаємо середню швидкість руху димових газів у трубі, м/с,

$$\bar{V}_0 = \frac{Q_z}{S_{\text{сеп}}} = \frac{4,98}{2,61} = 1,91.$$

Коефіцієнт тертя λ для цеглових труб приймаємо $\lambda = 0,05$ [5].

Підставляючи отримані значення у формулу для визначення висоти труби H , призначеної для вилучення димових газів із високотемпературної теплотехнологічної установки, будемо мати, м,

$$H = \frac{299 + \frac{1,28 \cdot (3,0^2 - 1,31^2)}{2} \cdot \frac{714}{273} + \frac{1,28 \cdot 3,0^2}{2} \cdot \frac{688}{273}}{\left(1,29 \cdot \frac{273}{293} - 1,28 \cdot \frac{273}{714}\right) \cdot 9,81 - \frac{0,05}{1,825} \cdot \frac{1,28 \cdot 1,91}{2} \cdot \frac{714}{273}} = \frac{326}{6,88} = 47,4$$

Висота труби дорівнює $H = 47,4 \text{ м}$.

4.1.3 Розрахунок ежектора

Для вилучення димових газів із робочого простору ВТУ використовуються також ежектори. Принцип роботи ежектора заснований на тому, що струмінь газу, який ежектуює, при виході з великою швидкістю із сопла створює розрідження і захоплює за собою газ, що ежектуюється.

Роботу ежектора характеризує основне рівняння ежекції, яке являє собою енергетичний баланс системи

$$\frac{G_1 \cdot V_1^2}{2} + \frac{G_2 \cdot V_2^2}{2} = \frac{(G_1 + G_2) \cdot V_3^2}{2} + \left(\frac{G_1}{\rho_1} + \frac{G_2}{\rho_2} \right) \cdot (P_3 - P_2) + \frac{G_1 \cdot (V_1 - V_3)^2}{2} + \frac{G_2 \cdot (V_2 - V_3)^2}{2}, \quad (\text{a})$$

де $\frac{G_1 \cdot V_1^2}{2}$ - кінетична енергія потоку газу, що ежектуює;

$\frac{G_2 \cdot V_2^2}{2}$ - кінетична енергія потоку газу, що ежектуюється;

$\left(\frac{G_1}{\rho_1} + \frac{G_2}{\rho_2} \right) \cdot (P_3 - P_2)$ - робота протитиску;

P_3 - тиск суміші на виході із ежектора;

P_2 - тиск газу, що ежектуюється на вході в ежектор;

$\frac{G_1 \cdot (V_1 - V_3)^2}{2}$; $\frac{G_2 \cdot (V_2 - V_3)^2}{2}$ - втрати енергії при співударі потоків.

Рівняння (а) справедливо для будь-якого конструктивного оформлення ежектора та співвідношення розмірів окремих його частин.

Мета розрахунку ежектора – визначити його розміри, ККД, а також швидкість газу, що ежектуює на виході із сопла. Основною величиною, визначальною для останніх розмірів ежектора, є діаметр змішувача d_3 (рисунок 2.5).

З рівняння енергетичного балансу можна визначити швидкість газового потоку V_3 , м/с, у змішувачі:

$$V_3 = \sqrt{\frac{2 \sum h_{emp}}{\rho_3 \left[\frac{2\beta(1+\alpha mn) - 1,2\alpha^2 mn}{\beta^2(1+m) \cdot (1+n)} - (2 - \eta_{диф}) \right]}}, \quad (6)$$

де $\sum h_{emp}$ - сума опорів на шляху руху газів, що ежектуються, Н/м²;

ρ_3 - питома маса суміші ежекційних газів, кг/м³;

β - відношення площі перерізу сопла газу, що ежектуює до площі перерізу змішувача, $\beta = \frac{S_1}{S_3}$;

α - відношення площі перерізу сопла газу, що ежектуює до площі перерізу каналу газу, що ежектуюється, $\alpha = \frac{S_1}{S_2}$;

n - відношення мас газу, який ежектуюється до маси газу, що ежектуює, $n = \frac{G_2}{G_1}$;

m - відношення об'єму газу, який ежектуюється до об'єму газу, що ежектуює, $m = \frac{Q_2}{Q_1}$;

$\eta_{диф}$ - ККД дифузора, який при куту розкриття 7-8⁰ складає 0,8÷0,85.

Для розрахунку ежекторів – димососів використовують номограму (додаток Е), яка установлює залежність максимальних значень ККД ежектора і оптимальних значень

β від температури димових газів і значень n , За номограмою визначається відповідне заданій температурі значення β і η_{\max} . Маючи витрату газу, який ежектуюється Q_2 (задається) і знаючи величину параметра n , знаходиться витрата газу, що ежектує Q_1 . Потім площа поперечного перерізу змішувача S_3 , м, визначається як

$$S_3 = \frac{Q_1 + Q_2}{V_3}.$$

Звідки діаметр змішувача d_3 , м,

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}}.$$

Максимальний ККД ежектора забезпечується при оптимальному співвідношенні розмірів його частин, які знаходяться через діаметр змішувача d_3 :

$$l = 17 \cdot d_3; \quad l_1 = 10 \cdot d_3; \quad l_3 = 3 \cdot d_3; \quad l_4 = 2 \cdot d_3;$$

$$l_5 = 2 \cdot d_3; \quad d_1 = d_3 \sqrt{\beta}; \quad d_2 = 2 \cdot d_3; \quad d_4 = 2 \cdot d_3.$$

Після визначення основних параметрів ежектора швидкість газу, що ежектує на виході із сопла V_1 , м/с, визначаємо із співвідношення

$$V_1 = \frac{Q_1}{S_1}.$$

4.1.3.1 Приклад розрахунку ежектора

Вихідні дані для розрахунку:

- кількість димових газів, що ежектуються

$$Q_2 = 17928 \text{ м}^3 / \text{год} = 4,98 \text{ м}^3 / \text{с};$$

- температура димових газів $T_2 = 740 \text{ К}$;
- температура потоку (повітря, що ежектуює), який нагнітається вентилятором високого тиску $T_{нов} = 293 \text{ К}$;
- питома маса димових газів $\rho_{2,0} = 1,28 \text{ кг} / \text{м}^3$;
- питома маса повітря $\rho_{нов,0} = 1,29 \text{ кг} / \text{м}^3$;
- опір на шляху руху продуктів згоряння від робочого простору ТР ВТУ до ежектора - $\sum h_{втр} = 232,32 \text{ Н} / \text{м}^2$;
- значення масової кратності ежекції $n = 1,5$.

На підставі розрахунку визначити основні параметри ежектора, швидкість газу, який ежектуює на виході із сопла $V_{нов}, \text{ м} / \text{с}$.

Ежектор. призначений для вилучення продуктів згоряння із теплотехнологічного реактора ВТУ, наведений на рисунку 2.5.

Визначаємо масу димових газів, які ежектуються, кг/с,

$$G_2 = \rho_{2,0} \cdot Q_2 = 1,28 \cdot 4,98 = 6,37.$$

Значення масової кратності ежекції n дорівнює

$$n = \frac{G_2}{G_{нов}} = 1,5.$$

Згідно з додатком Е за прийнятим значенням $n = 1,5$ при $T_2 = 740 \text{ К}$ знаходимо β - відношення площі перерізу сопла газу, що ежектуює S_1 до площі перерізу змішувача S_3 і максимальний ККД ежектора η_{\max} , %,

$$\beta = \frac{S_1}{S_3} = 0,116, \quad \eta_{\max} = 40\%.$$

Маса повітря, що ежектуює буде дорівнювати, кг/с,

$$G_{нов} = \frac{G_2}{n} = \frac{6,37}{1,5} = 4,25.$$

Визначаємо дійсну об'ємну витрату димових газів, що ежектуються, м³/с,

$$Q_2 = Q_{2,0} \cdot \frac{T_2}{T_0} = 4,98 \cdot \frac{740}{273} = 13,5,$$

дійсну об'ємну витрату повітря, що ежектує, м³/с

$$Q_{нов} = \frac{G_{нов}}{\rho_{нов}} \cdot \frac{T_{нов}}{T_0} = \frac{4,25}{1,29} \cdot \frac{293}{273} = 3,53.$$

Об'ємна кратність ежекції буде дорівнювати

$$m = \frac{Q_2}{Q_{нов}} = \frac{13,5}{3,53} = 3,82.$$

Визначаємо масу суміші димових газів і повітря, кг/с,

$$G_{сум} = G_2 + G_{нов} = 6,37 + 4,25 = 10,62,$$

об'ємну кількість суміші, м³/с,

$$Q_{сум} = Q_{нов} + Q_2 = 3,53 + 13,5 = 17,03.$$

Питома маса суміші буде дорівнювати, кг/м³,

$$\rho_3 = \frac{G_{сум}}{Q_{сум}} = \frac{10,62}{17,03} = 0,624.$$

Приймаємо, що $\alpha = \frac{S_1}{S_2}$ дорівнює $\beta = \frac{S_1}{S_3}$, а коефіцієнт корисної дії дифузора $\eta_{\text{диф}} = 0,8$.

В такому випадку рівняння (б) буде мати вигляд, м/с,

$$V_3 = \sqrt{\frac{2 \sum h_{\text{стп}}}{\rho_3 \cdot \left[\frac{2 + 0,8\beta \cdot m \cdot n}{\beta \cdot (1+m)(1+n)} - 1,2 \right]}}$$

Визначаємо швидкість газового потоку $V_3, \text{м/с}$, у змішувачі

$$V_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot 232,32}{0,624 \cdot \left[\frac{2 + 0,8 \cdot 0,116 \cdot 3,82 \cdot 1,5}{0,116 \cdot (1 + 3,82)(1 + 1,5)} - 1,2 \right]}} = 34,9$$

Визначаємо площу поперечного перерізу змішувача, м^2 ,

$$S_3 = \frac{Q_{\text{нов}} + Q_2}{V_3} = \frac{3,53 + 13,5}{34,9} = 0,488,$$

звідки діаметр змішувача буде дорівнювати, м,

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,488}{3,14}} = 0,788.$$

Останні розміри ежектора знаходимо через діаметр змішувача d_3 , які будуть дорівнювати, м,

$$\begin{aligned}
l &= 17 \cdot d_3 = 17 \cdot 0,788 = 13,4; \\
l_1 &= 10 \cdot d_3 = 10 \cdot 0,788 = 7,88; \\
l_3 &= 3 \cdot d_3 = 3 \cdot 0,788 = 2,36; \\
l_4 &= 2 \cdot d_3 = 2 \cdot 0,788 = 1,58; \\
l_5 &= 2 \cdot d_3 = 2 \cdot 0,788 = 1,58; \\
d_1 &= d_3 \sqrt{\beta} = 0,788 \cdot \sqrt{0,116} = 0,268; \\
d_2 &= d_4 = 2 \cdot d_3 = 2 \cdot 0,788 = 1,58.
\end{aligned}$$

Швидкість руху повітря, що ежектує, у соплі дорівнює, м/с,

$$V_{нов} = \frac{4Q_{нов}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 3,53}{3,14 \cdot 0,268^2} = 62,6.$$

4.2 Розрахунок повітряного тракту

4.2.1 Втрати енергії при русі повітря у повітропроводах

При розрахунку повітряного тракту спочатку потрібно визначити діаметри повітропроводів до рекуператора і після нього, а також відводів до зон робочого простору і до пальників.

На підставі приведеної швидкості повітря і годинної витрати його, діаметри повітропроводів визначаються з рівняння об'ємної витрати

$$Q_{нов} = V_0 \cdot S,$$

де V_0 - швидкість повітря на розрахунковій ділянці, м/с;
 S - переріз повітропроводу на цій ділянці, м²,

$$S = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Звідки d , м,

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{нов}}{\pi \cdot V_0}}.$$

При цьому необхідно враховувати розподіл витрати повітря за зонами, а також можливий перерозподіл теплових потужностей між ними.

Визначення напору $\sum h_{втр}$, Н/м², витраченого на подолання опорів течії повітря як і при розрахунку димового тракту складається із втрат енергії на тертя $h_{тр}$, місцевих втрат $h_{мо}$ і на подолання геометричного напору $h_{геом}$ на розрахункових ділянках:

- від вентилятора до рекуператора $h_{тр}$, $h_{мо}$;
- втрати на тертя в рекуператорі $h_{тр}$;
- втрати енергії на ділянці від рекуператора до першого відгалуження у зварочну зону $h_{тр}$; $h_{мо}$; $h_{геом}$;
- на ділянці від першого відгалуження у зварочну зону до колектора пальників томильної зони $h_{тр}$, $h_{мо}$, $h_{геом}$ з урахуванням втрат на вхід до колектора $h_{мо}$, на вимірjuвальній діафрагмі, $h_{мо}$ та на регулюючу дросельну заслінку $h_{мо}$.

Втрати енергії на тертя, місцеві опори і геометричний напір визначаються за рівняннями, наведеними при розрахунку димового тракту.

Загальні втрати на повітряному тракті без урахування опору пальника будуть дорівнювати сумі усіх втрат на ділянцях, що розраховуються,

$$\sum h_{втр} = h_{втр1} + h_{втр2} + h_{втр3} + h_{втр4}.$$

4.2.2 Вибір вентилятора

Для переміщення газів, повітря при низьких тисках у промисловості широко використовуються вентилятори. Для нагнітання повітря, необхідного для спалювання палива в пальниках або форсунках, використовують дуттьові вентилятори, для вилучення продуктів згоряння – димососи.

За тиском, що утворюють вентилятори, їх поділяють на вентилятори низького тиску (до 1 кН/м²), середнього тиску (до 3 кН/м²) і високого тиску (від 3 до 15 кН/м²); окрім того, вони поділяються на осьові і відцентрові.

Найбільш поширені в промисловості мають відцентрові вентилятори.

Для вибору вентилятора необхідно мати: годинну витрату повітря $Q_{нов}, м^3 / год$, і повний опір по повітряному тракту з урахуванням опору, кН/м², пальника $H_{втр} = \sum h_{втр} + (2 \div 3) кН / м^2$.

Пальники типу «труба в трубі», що використовуються в розрахунковому ТР, як правило, працюють на низькому і середньому тиску газу. Тиск вентиляторного повітря перед цими пальниками знаходиться у межах 2÷3 кН/м² або 200-300 мм вод. ст.

Повний опір по повітряному тракту з урахуванням опору пальника, приймаючи запас 20 % буде дорівнювати, кН/м²,

$$H'_{втр} = 1,2 \cdot \left[\sum h_{втр} + (2 \div 3) \right].$$

На підставі заданих значень продуктивності $Q_{нов}, м^3 / год$, повного опору (тиску) $H'_{втр}$ з додатка Ж знаходимо серію і номер вентилятора, його ККД і число обертань n двигуна.

Потужність на валу вентилятора визначається за формулою, кВт,

$$N_{\epsilon} = \frac{Q \cdot H'_{\text{впр}} \cdot K}{36 \cdot 10^5 \cdot \eta},$$

де Q - продуктивність вентилятора, м³/год;

$H'_{\text{впр}}$ - повний опір (тиск) з урахуванням опору пальника і запасу, Н/м²;

K - коефіцієнт запасу (при посадженні колеса на вал двигуна $K = 1$, при ременевій передачі $K = 1,1$);

η - ККД вентилятора.

Встановлювальна потужність електродвигуна повинна враховувати запас потужності на пусковий момент:

$$N_{\text{уст}} = K' \cdot N_{\epsilon},$$

де K' - коефіцієнт запасу потужності на пусковий момент визначається з таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 - Значення коефіцієнта K'

N_{ϵ}	0,5	1,0	2,0	5,0	>5,0
K'	1,5	1,3	1,2	1,15	1,1

4.2.2.1 Приклад розрахунку повітряного тракту теплотехнологічної установки та вибір вентилятора

Вихідні дані:

- методична піч з двостороннім обігрівом, годинна витрата повітря $Q = 14850 \text{ м}^3 / \text{год}$;

- швидкість руху повітря до рекуператора $V_0 = 12 \text{ м/с}$;

- швидкість повітря після рекуператора $V_0' = 6 \text{ м/с}$;
- частка повітря, що подається у зварочну зону . . 0,22;
- частка повітря, що подається у томильну зону . 0,12;
- швидкість повітря перед пальником $V = 10 \text{ м/с}$;
- коефіцієнт, що враховує можливий перерозподіл теплових потужностей по зонах 1,2.

Рекуператор тепловий

- середня довжина одного трубного елемента рекуператора $l = 3,9 \text{ м}$;
- внутрішній діаметр труб $d_{вн} = 0,0487 \text{ м}$;
- швидкість повітря в рекуператорі $V_p = 10 \text{ м/с}$;
- температура повітря на вході в рекуператор $t'_{нов} = 20^0 \text{ C}$;
- температура підігріву повітря в рекуператорі $t''_{нов} = 420^0 \text{ C}$

Визначити загальні втрати напору $H'_{втр}$ з урахуванням його запасу 20 % і підібрати вентилятор.

Розрахункова схема повітряного тракту методичної печі наведена на рисунку 2.4.

Визначаємо діаметри повітропроводів

Діаметр повітропроводу від вентилятора до рекуператора, м,

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{нов}}{\pi \cdot 3600 \cdot V_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14850}{3,14 \cdot 3600 \cdot 12}} = 0,66 .$$

Після рекуператора до відводу у зварочні зони, м,

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{нов}}{\pi \cdot 3600 \cdot V'_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14850}{3,14 \cdot 3600 \cdot 6}} = 0,94$$

Як відомо з вихідних даних, витрати повітря по зонах розподіляються таким чином: томильна – 12 %, верхні і нижні зварочні зони – по 22 %, можливий перерозподіл теплових потужностей, який враховується коефіцієнтом, що дорівнює 1,2.

З урахуванням наведеного діаметри повітропроводу до зварочних зон будуть дорівнювати, м,

$$d_3 = d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{нов} \cdot 1,2 \cdot 0,22}{\pi \cdot 3600 \cdot V'_0}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14850 \cdot 1,2 \cdot 0,22}{3,14 \cdot 3600 \cdot 6}} = 0,48.$$

Відведення до томильної зони, м,

$$d_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot 14850 \cdot 1,2 \cdot 0,12}{3,14 \cdot 3600 \cdot 6}} = 0,36.$$

Діаметр повітропроводу між зварочними зонами, м,

$$d_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot 14850 \cdot 1,2 \cdot (0,22 + 0,22 + 0,12)}{3,14 \cdot 3600 \cdot 6}} = 0,77.$$

Визначаємо діаметри відводів до пальників. У кожній зоні встановлено по п'ять пальників. Швидкість повітря перед пальниками згідно з завданням дорівнює 10 м/с.

Діаметри відводів до пальників томильної зони, м,

$$d'_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot 14850 \cdot 1,2 \cdot 0,12}{3,14 \cdot 3600 \cdot 10 \cdot 5}} = 0,12.$$

Відводи до пальників зварочних зон, м,

$$d'_3 = d'_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot 14850 \cdot 1,2 \cdot 0,22}{3,14 \cdot 3600 \cdot 10 \cdot 5}} = 0,17.$$

Втрати енергії на повітряному тракті.

h_{emp1} на ділянці l_1 від вентилятора до рекуператора

Втрати на тертя розраховуємо за формулою

$$h_{mp} = \lambda \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \rho_{нов} \cdot \frac{V_0^2}{2} \cdot \frac{T_{нов}}{T_0},$$

де λ - коефіцієнт тертя, для його визначення розраховуємо критерій Рейнольда;

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{12 \cdot 0,66}{15 \cdot 10^{-6}} = 528000,$$

де ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості, який для повітря при $t = 20^{\circ}C$ дорівнює $\nu = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (додаток И таблиця И.1).

На підставі числа Рейнольда рух повітря у трубі буде турбулентний у зв'язку з тим, що $Re > 2300$ тоді коефіцієнт тертя можна визначити за формулою

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{0,66} + \frac{68}{528000} \right)^{0,25} = 0,013,$$

де Δ - значення абсолютної шорсткості (додаток А) $\Delta = 0,05 \text{ мм}$.

$$\text{Тоді } h_{mp} = 0,013 \cdot \frac{15}{0,66} \cdot 1,29 \cdot \frac{12^2}{2} \cdot \frac{293}{273} = 29,45 \text{ Н/м}^2.$$

Втрати плавного повороту на 90° , Н/м^2

$$h_{mo} = \xi \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \rho_{нов} \cdot \frac{T_{нов}}{273} =$$

$$= 0,25 \cdot \frac{12^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \frac{293}{273} = 21,6$$

де ξ - коефіцієнт місцевого опору при $\frac{R}{d} = 1,0$ $\xi = 0,25$

(додаток Б). На підставі розрахунку втрати енергії від вентилятора до рекуператора буде дорівнювати

$$h_{втр1} = h_{тр} + h_{мо} = 29,45 + 21,6 = 51,05.$$

Втрати енергії при русі повітря в рекуператорі

$$h_{втр2} = h_{рек}.$$

Втрати на тертя, Н/м²,

$$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l_p}{d_{p,вн}} \cdot \frac{V_p^2}{2} \cdot \rho_{нов} \cdot \frac{T_{сер.нов}}{T_0} =$$

$$= 0,02 \cdot \frac{3,9}{0,0487} \cdot \frac{10^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \frac{493}{273} = 186,56$$

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,0487}{35 \cdot 10^{-6}} = 13914 \text{ - режим турбулентний,}$$

де ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 35 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

при $t = 220^0\text{C}$ (додаток И, таблиця И.1);

λ - коефіцієнт тертя,

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{13914} + \frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{0,0487} \right)^{0,25} = 0,02$$

де l_p - довжина одного трубного елемента;

$d_{p\text{ вн}}$ - внутрішній діаметр труб;

V_p - швидкість повітря в рекуператорі;

$T_{\text{сер.нов}}$ - середня температура повітря в рекуператорі, К,

$$T_{\text{сер.нов}} = \frac{T'_{\text{нов}} + T''_{\text{нов}}}{2} = \frac{293 + 693}{2} = 493 ,$$

де $T'_{\text{нов}} = t'_{\text{нов}} + 273 = 20 + 273 = 293;$

$T''_{\text{нов}} = t''_{\text{нов}} + 273 = 420 + 273 = 693.$

Втратами плавного повороту на 180° можна знехтувати.

Втрати енергії в рекуператорі буде дорівнювати, Н/м²,

$$h_{\text{втр}2} = h_{\text{рек}} = h_{\text{тр}} = 186,56 .$$

Знаходимо втрати енергії на ділянці від рекуператора до відводів у пальники томильної зони (що має найбільший опір).

Втрати енергії на ділянці l_3 від рекуператора до першого відведення у зварочну зону $h_{\text{втр}3}$

Втрати на тертя на ділянці $l_3 = 6 + 3 + 5 + 14 = 28$ м від рекуператора до першого відведення у зварочну зону, Н/м²,

$$\begin{aligned} h_{\text{тр}} &= \lambda \cdot \frac{l_3}{d_2} \cdot \frac{V_0^2}{2} \cdot \rho_{\text{нов},0} \cdot \frac{T''_{\text{сер}}}{T_0} = \\ &= 0,019 \cdot \frac{28}{0,94} \cdot \frac{6^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \frac{679}{273} = 32,7 \end{aligned}$$

Приймаємо падіння температури повітря на 1 м – 1 °С. Тоді

$$t''_{сер} = \frac{420 + 392}{2} = 406^0 C,$$

$$T''_{сер} = 406 + 273 = 679 K.$$

Для визначення режиму руху повітря на цій ділянці розраховуємо число Рейнольда

$$Re = \frac{V \cdot d_2}{\nu} = \frac{6 \cdot 0,94}{67,17 \cdot 10^{-6}} = 83966,$$

де ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості при $t = 406^0 C$
 $\nu = 67,17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ (додаток И, таблиця И.1).

На підставі значення числа Рейнольдса $Re > 2300$ рух повітря турбулентний.

Тоді

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{83966} + \frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{0,94} \right)^{0,25} = 0,019.$$

Втрати на місцеві опори чотирьох плавних поворотів на 90^0 , Н/м²,

$$h_{мо} = 4 \cdot \xi \cdot \frac{V_0^2}{2} \cdot \rho_{нов} \cdot \frac{T_{нов}}{273} = 4 \cdot 0,25 \cdot \frac{6^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \frac{679}{273} = 57,8.$$

де $\xi = 0,25$ при $\frac{R}{d} = 1,0$ (додаток Б).

Геометричний напір, Н/м²,

$$\begin{aligned}
 h_{\text{геом}} &= g \cdot H \cdot \left(\rho_{\text{нов}} \cdot \frac{273}{T'_{\text{нов}}} - \rho_{\text{нов}} \cdot \frac{273}{T''_{\text{сер}}} \right) = \\
 &= 9,81 \cdot 3 \cdot \left(1,29 \cdot \frac{273}{293} - 1,29 \cdot \frac{273}{679} \right) = -20
 \end{aligned}$$

де $H = 3 \text{ м}$.

На підставі розрахунків втрати енергії від рекуператора до першого відведення в зварочну зону, Н/м^2 ,

$$h_{\text{втр}3} = h_{\text{тп}} + h_{\text{мо}} + h_{\text{геом}} = 32,7 + 57,8 + (-20) = 70,5 .$$

Визначаємо втрати енергії $h_{\text{втр}4}$ на ділянці від першого відгалуження у зварочну зону до колектора пальника томильної зони $h_{\text{тп}}$, $h_{\text{мо}}$, $h_{\text{геом}}$ з урахуванням втрат на вхід до колектора $h_{\text{мо}}$, на вимірювальній діафрагмі, $h_{\text{мо}}$ та на регулюючу дросельну заслінку $h_{\text{мо}}$.

Втрати на тертя від першого відведення до колектора пальників томильної зони визначається за формулою, Н/м^2

$$h_{\text{тп}} = \lambda \cdot \left(\frac{l_4}{d_4} + \frac{l_6}{d_6} \right) \cdot \frac{V_0^2}{2} \cdot \rho_{\text{нов}} \cdot \frac{T_{\text{сер}}}{273},$$

де $l_4 = 8,8 \text{ м}$; $l_6 = (6,5 + 1,5) \text{ м}$ (рисунок 2.4);

$$V_0 = 6 \text{ м/с};$$

$$t_{\text{сер}} = \frac{392 + 375}{2} = 384^0 \text{ C};$$

$$T_{\text{сер}} = 384 + 273 = 657 \text{ K};$$

$$\text{Re} = \frac{6 \cdot 0,77}{60,65 \cdot 10^{-6}} = 76175;$$

$$\text{Re} = \frac{6 \cdot 0,36}{60,65 \cdot 10^{-6}} = 35614 .$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при $t = 384^{\circ} \text{C}$ буде дорівнювати $\nu = 60,65 \cdot 10^{-6}$ (додаток И, таблиця И.1).

Рух повітря до колектора пальників томильної зони на підставі числа Рейнольдса буде турбулентним.

При розрахунку печей при турбулентному потоці у гладких металевих каналах коефіцієнт тертя можна приймати $\lambda = 0,025$.

Тоді

$$h_{mp} = 0,025 \cdot \left(\frac{8,8}{0,77} + \frac{8}{0,36} \right) \cdot \frac{6^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \frac{657}{273} = 47.$$

Втрати напору на плавний поворот 90° , H/m^2 ,

$$h_{mo} = 0,25 \cdot \frac{6^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \frac{657}{273} = 13,9$$

де $\xi = 0,25$ при $\frac{R}{d} = 1,0$ (додаток Б).

Втрати напору на вхід у колектор при $\xi = 1,5$ для $\alpha = 180^{\circ}$ (додаток Б), H/m^2 ,

$$h_{mo} = 1,5 \cdot \frac{6^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \frac{657}{273} = 83,8.$$

Втрати на вимірjuвальній діафрагмі для $\frac{D}{d} = 1,4$, $\xi = 5,18$ (додаток Б), H/m^2 ,

$$h_{mo} = 5,18 \cdot \frac{6^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \frac{657}{273} = 290.$$

Втрати на регулюючій дросельній заслінці для $\varphi = 30^{\circ}$, $\xi = 3,91$ (додаток Б), H/m^2 ,

$$h_{mo} = 3,91 \cdot \frac{6^2}{2} \cdot 1,29 \cdot \frac{657}{273} = 218$$

Втрати на подолання геометричного напору $H = 1,5 \text{ м}$

$$h_{geom} = 1,5 \cdot 9,81 \cdot \left(1,29 \cdot \frac{273}{293} - 1,29 \cdot \frac{273}{650} \right) = 9,7,$$

де $T = (375 + 2) + 273 = 377 + 273 = 650.$

Втрати енергії на ділянці від першого відгалуження у зварочну зону до колектора пальників томильної зони будуть дорівнювати, Н/м^2 ,

$$h_{втр4} = 47 + 13,9 + 83,8 + 290 + 218 + 9,7 = 662,4.$$

Загальні витрати енергії на повітряному тракті без урахування опору пальника будуть дорівнювати, Н/м^2 (кН/м^2),

$$\sum h_{втр} = h_{втр1} + h_{втр2} + h_{втр3} + h_{втр4},$$

$$\Sigma h_{втр} = 51,05 + 186,56 + 70,5 + 662,4 = 970,5 = 0,971$$

Приймаємо перед пальником втрату напору $1,143 \text{ кН/м}^2$. Напір, який повинен забезпечити вентилятор буде дорівнювати, кН/м^2 ,

$$H_{втр} = 1,143 + 0,971 = 2,114 .$$

Вибір вентилятора

Параметрами для вибору вентилятора є:

- годинна витрата повітря $Q_{нов} = 14850 \text{ м}^3 / \text{год}$,

- повний напір по повітряному тракту $H_{втр} = 2,114 \text{ Н / м}^2$.

Приймаючи запас по напору 20%, отримаємо, кН/м^2 ,

$$H'_{втр} = 1,2 \cdot 2,114 = 2,537.$$

Для вибору вентилятора приймаємо $Q_{нов} = 15000 \text{ м}^3 / год$;
 $H'_{втр} = 2,537 \text{ кН / м}^2$.

Користуючись додатком Ж знаходимо вентилятор ВД-10, що має $n = 970 \text{ хв}^{-1}$ і $\eta = 0,65$.

Потужність на валу вентилятора при $K=1$ (при посаженні колеса на вал двигуна) визначаємо за формулою, кВт,

$$N_{\epsilon} = \frac{Q_{нов} \cdot H'_{втр} \cdot k}{36 \cdot 10^5 \cdot \eta},$$

$$N_{\epsilon} = \frac{15000 \cdot 2537 \cdot 1,0}{36 \cdot 10^5 \cdot 0,65} = 16,3.$$

Установлювальна потужність електродвигуна, кВт,

$$N_{уст} = K' \cdot N_{\epsilon} = 1,1 \cdot 16,3 = 17,93.$$

де $K' = 1,1$ (таблиця 4.1).

5 РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДУ ДЛЯ ПОДАЧІ ВОДИ НА ОХОЛОДЖЕННЯ ЗАСЛІНОК ТР

Трубопроводи для подачі рідини (води) до споживачів поділяються на прості і складні.

Простим трубопроводом називають трубопровід, по якому рідина транспортується від живильника до споживача без проміжних відгалужень.

Складний трубопровід має розгалужені ділянки, які складаються із декількох труб (гілок), між якими розподіляється рідина, що подається у трубопровід з живильника.

Перерізи трубопроводу, в яких змикаються декілька віток, мають назву вузли.

При розрахунку як простих, так і складних трубопроводів можна виділити три основні групи задач:

1 Визначення розмірів труб за заданими в них об'ємними витратами і перепадами напорів.

2 Визначення об'ємних витрат у трубах заданих розмірів за відомими перепадами напорів.

3 Визначення перепадів напорів у живильниках за заданими об'ємними витратами в трубах заданих розмірів.

Останні дві групи задач являють собою перевіірочні розрахунки існуючого трубопроводу, що пояснюють умови його роботи при різних значеннях гідравлічних параметрів.

Для розв'язання сформульованих задач складається система рівнянь, які встановлюють функціональні залежності між параметрами, що характеризують потоки рідини у трубах, тобто між розмірами труб, об'ємними витратами і напорами. Ця система складається із рівнянь балансу напорів (рівнянь Бернуллі) для кожної вітки трубопроводу.

Для заданого складного трубопроводу (рисунок 2.3):

- рівняння балансу об'ємних витрат має вигляд

$$Q = Q_1 + Q_2;$$

- рівняння Бернуллі підвідного (магістрального) трубопроводу до розгалуженої ділянки:

$$H_{0-A} = z_A + \frac{p_A}{\rho \cdot g} + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi \cdot d_A^4 \cdot g} + K_{OA} \cdot Q^2;$$

- рівняння Бернуллі віток розгалуженої ділянки:

$$H_{A-1} = z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{8 \cdot Q_1^2}{\pi \cdot d_1^4 \cdot g} + K_1 \cdot Q_1^2;$$

$$H_{A-2} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{8 \cdot Q_2^2}{\pi \cdot d_2^4 \cdot g} + K_2 \cdot Q_2^2,$$

де

$$K_{O-A} = \left(\lambda_{O-A} \cdot \frac{l_{O-A}}{d_{O-A}} + \sum_{O-A} \xi_i \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d_{O-A}^4 \cdot g};$$

$$K_1 = \left(\lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} + \sum_1 \xi_i \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d_1^4 \cdot g};$$

$$K_2 = \left(\lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} + \sum_2 \xi_i \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d_2^4 \cdot g}.$$

Підсумовування втрат напорів у послідовно розташованих ділянках складного трубопроводу (підвідна магістральна труба, розгалужена ділянка) призводить до співвідношення

$$H_0 = H_{O-A} + H_{A-1} \text{ або } H_0 = H_{O-A} + H_{A-2},$$

яке виражає баланс напорів у складному трубопроводі з розгалуженими вітками.

5.1 Методичні рекомендації до розрахунку складного трубопроводу для подачі води на охолодження заслінок теплотехнологічного реактора

Спочатку потрібно привести вихідні дані розрахункового трубопроводу згідно з завданням і побудувати його схему (рисунок 2.3).

Для всіх труб (магістральної і розгалуженої віток) системи будуються характеристики.

Для побудови характеристик потрібно задатися послідовністю значень об'ємної витрати Q_i , ($i=1, 2 \dots, n$).

Визначити режим руху для кожної витрати, користуючись числом Рейнольдса

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu},$$

де ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості, приймаємо для визначення $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Якщо $Re < Re_{кр}$ ($Re_{кр} = 2300$), то рух у трубопроводі ламінарний і

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Якщо $Re > Re_{кр}$, то рух у трубопроводі турбулентний

$$\lambda = 0,11 \cdot \left[\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right]^{0,25},$$

де Δ – значення абсолютної швидкості, визначається з додатка А.

Згідно з рухом рідини (води) визначаємо коефіцієнт витрат на тертя λ для ділянок О-А, А-1 і А-2 (магістральної підвідної і розгалужених віток) для кожної об'ємної витрати Q_i .

Визначаємо K_i , що дорівнює

$$K_i = \left(\lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} + \sum_i \xi_i \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d_i^4 \cdot g}.$$

З рівняння Бернуллі для підвідної і розгалужених ділянок коефіцієнти місцевого опору ξ_i :

- при повороті на 90° ;
- при встановленні вентиля з прямими затворами;
- трійника

визначаються з додатка Б.

Оскільки складні трубопроводи є довгими, у рівняннях Бернуллі можна знехтувати швидкісними напорами, приймаючи повний напір потоку в кожному розрахунковому перерізі трубопроводу практично таким, що дорівнює гідростатичному, і виражати його висотою п'єзометричного рівня над прийнятою площиною порівняння. Тиск рідини, що витікає з розгалужених віток, дорівнює атмосферному тиску.

У такому випадку потрібний напір буде визначатися з рівняння:

$$H_i = z_i + K_i \cdot Q_i^2.$$

На підставі розрахунків будуюмо характеристики розгалужених віток, тобто $H_i = f(Q_i)$. Потім підсумовуємо їх шляхом складання витрат при однакових напорах. Отриману в результаті такого підсумовування характеристику розгалуженої ділянки можна розглядати як характеристику еквівалентної труби, яка заміняє розгалужені вітки.

Характеристику розгалуженої ділянки потім треба підсумувати з характеристикою магістральної (підвідної) ділянки шляхом складання напорів при однакових витратах. Отримана в результаті крива є характеристикою складного трубопроводу.

Побудовані характеристики (рисунок 5.1) дозволять за заданою витратою в одній із віток визначити потрібний напір

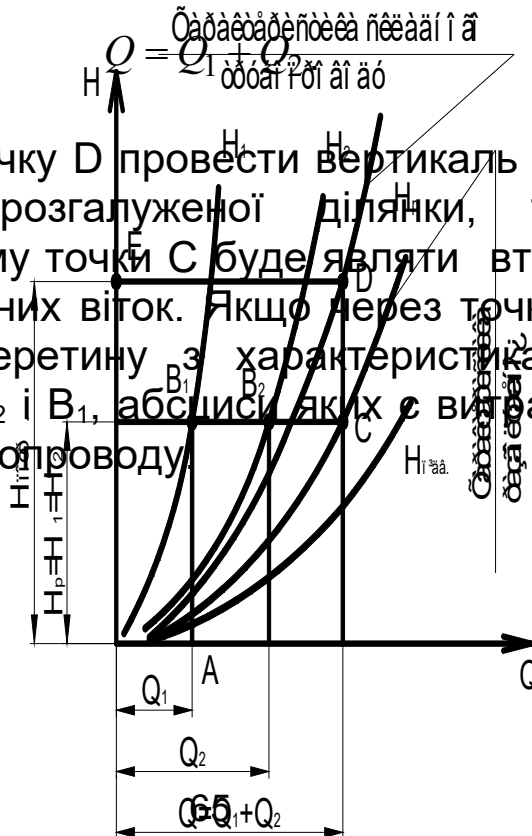
складного трубопроводу або за заданим напором визначити витрати у всіх трубах.

Для розв'язання першої задачі потрібно відому витрату, наприклад Q_1 , відкласти на осі витрат і через отриману точку А провести вертикаль до перетину з характеристикою першої вітки. Ордината, отримана при цьому, точки B_1 виражає втрати напору в розгалужених вітках:

$$H_{втр1} = H_{втр2} = H_{втр} .$$

Якщо через точку B_1 провести горизонталь до перетину з характеристикою розгалуженої ділянки, то отримаємо точку С, абсциса якої виражає сумарну витрату $Q = Q_1 + Q_2$. Якщо провести через точку С вертикаль до перетину з характеристикою складного трубопроводу, то отримаємо точку D, ордината якої виражає шуканий напір H.

Для вирішення другого питання потрібно на осі ординат відкласти відомий напір H і через отриману точку E провести горизонталь до перетину з характеристикою складного трубопроводу. Абсциса отриманої при цьому точки D виражає сумарну витрату



Якщо через точку D провести вертикаль до перетину з характеристикою розгалуженої ділянки, то ордината отриманої при цьому точки С буде являти втрати напору в кожній з розгалужених віток. Якщо через точку С провести горизонталь до перетину з характеристиками віток, то отримаємо точки B_2 і B_1 , абсциси яких є витратами у вітках розгалуженого трубопроводу.

Рисунок 5.1 - Побудова характеристики складного трубопроводу

5.2 Приклад розрахунку трубопроводу для подачі води до теплотехнічного реактора (ТР)

Завдання. Провести розрахунок складного трубопроводу для подачі води до теплотехнічної установки, наведеної на рисунку 2.3.

Схема трубопроводу включає живильну ємкість з постійним рівнем води, трубопроводу (О-А), що підводить воду до розгалуженої ділянки, яка складається з двох віток А-1 і А-2. Труби використовуються сталеві зварні помірно заржавілі. У кінці магістрального трубопроводу (підвідного) О-А перед трійником і в кінці віток розгалуженої ділянки встановлені вентиля з прямими затворами, які повністю відкриті.

Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Q_1	l_{O-A}	l_{A-1}	l_{A-2}	d_{O-A}	d_{A-1}	d_{A-2}	z_A	z_1	z_2
-------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------	-------	-------	-------

M^3/c	M	M	M	MM	MM	MM	M	M	M
$0,6 \cdot 10^{-3}$	40	20	15	50	25	32	3	3	3

Користуючись графічним методом розрахунку, потрібно визначити витрату рідини у другій вітці розгалуженої ділянки Q_2 , витрату води у магістральному трубопроводі Q і потрібний напір H складного трубопроводу.

Побудувати схему трубопроводу і його характеристики на аркуші формату А2.

Для розв'язання задачі для кожної труби (підвідної О-А, розгалуженої ділянки віток А-1 і А-2) системи згідно з методичними рекомендаціями розраховуємо потрібний напір H_i для прийнятих послідовних значень об'ємних витрат Q_i і будуємо характеристики трубопроводів.

При розрахунку трубопроводів знаходимо Re , λ , K , H , коефіцієнти місцевого опору ξ_i визначаємо з додатка Б, а шорсткість труб - з додатка А.

Для трубопроводу О-А розрахункові дані наведені в таблиці 5.2, для трубопроводу А-1 у таблиці 5.3, для трубопроводу А-2 – у таблиці 5.4.

Таблиця 5.2

Магістральний трубопровід				
$Q, m^3/c$	Re_{O-A}	λ_{O-A}	K_{O-A}	H_{O-A}, m
$0,3 \cdot 10^{-3}$	7643	0,041	$4,924 \cdot 10^5$	3,04
$0,6 \cdot 10^{-3}$	15287	0,038	$4,607 \cdot 10^5$	3,17
$0,9 \cdot 10^{-3}$	22930	0,037	$4,501 \cdot 10^5$	3,36
$1,2 \cdot 10^{-3}$	30573	0,0366	$4,459 \cdot 10^5$	3,64
$1,5 \cdot 10^{-3}$	38217	0,0362	$4,417 \cdot 10^5$	3,99
$1,8 \cdot 10^{-3}$	45860	0,0360	$4,396 \cdot 10^5$	4,42
$2,1 \cdot 10^{-3}$	53503	0,0358	$4,374 \cdot 10^5$	4,93

Таблиця 5.3

Вітка розгалуженого трубопроводу А-1				
$Q, m^3/c$	Re_{A-1}	λ_{A-1}	K_{A-1}	H_{A-1}, m
$0,3 \cdot 10^{-3}$	15287	0,041	$8,65 \cdot 10^6$	3,78
$0,6 \cdot 10^{-3}$	30573	0,038	$8,48 \cdot 10^6$	6,05

$0,9 \cdot 10^{-3}$	45860	0,037	$8,412 \cdot 10^6$	9,81
$1,2 \cdot 10^{-3}$	61146	0,0366	$8,378 \cdot 10^6$	15,06
$1,5 \cdot 10^{-3}$	76433	0,0362	$8,361 \cdot 10^6$	21,81
$1,8 \cdot 10^{-3}$	91720	0,0360	$8,344 \cdot 10^6$	30,03
$2,1 \cdot 10^{-3}$	107006	0,0358	$8,343 \cdot 10^6$	39,79

Таблиця 5.4

Вітка розгалуженого трубопроводу А-2				
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	Re_{A-2}	λ_{A-2}	K_{A-2}	$H_{A-2}, \text{ м}$
$0,3 \cdot 10^{-3}$	11943	0,0420	$20,22 \cdot 10^5$	3,18
$0,6 \cdot 10^{-3}$	23885	0,0405	$19,66 \cdot 10^5$	3,71
$0,9 \cdot 10^{-3}$	35828	0,0400	$19,48 \cdot 10^5$	4,58
$1,2 \cdot 10^{-3}$	47771	0,0397	$19,37 \cdot 10^5$	5,79
$1,5 \cdot 10^{-3}$	59713	0,0396	$19,33 \cdot 10^5$	7,35
$1,8 \cdot 10^{-3}$	71656	0,0395	$19,29 \cdot 10^5$	9,25
$2,1 \cdot 10^{-3}$	83599	0,0394	$19,26 \cdot 10^5$	11,49

На підставі наведених розрахунків будемо характеристики розгалужених віток H_1, H_2 і магістральної ділянки $H_{\text{відв.}}$ (рисунок 5.2).

Підсумовуючи характеристики розгалужених віток H_1, H_2 шляхом складання витрат при однакових напорах, будемо характеристику розгалуженої ділянки H_p .

Характеристику складного трубопроводу будемо шляхом складання напорів $H_{\text{відв.}}$ і H_p .

На підставі побудованої схеми графічного розрахунку складного трубопроводу при заданій витраті $Q_1 = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ у вітці (А-1) визначаємо, що витрата Q_2 у вітці А-2 буде дорівнювати $Q_2 = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, у магістральному трубопроводі, $\text{м}^3/\text{с}$,

$$Q = Q_1 + Q_2 = (0,6 + 1,2) \cdot 10^{-3} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Потрібний напір складного трубопроводу буде дорівнювати $H = 7,5 \text{ м}$ (рисунок 5.2).

6 РОЗРАХУНОК СОПЛА ЛАВАЛЯ

6.1 Мета та порядок виконання завдання

Метою завдання є визначення основних розмірів сопла і параметрів ізоентропної течії газу в надзвуковому соплі на розрахунковому режимі. Витікання газу з надзвуковими швидкостями відбувається за допомогою сопла Лаваля, схема якого показана на рисунку 1.2.

При виконанні завдання потрібно:

- 1 Розрахувати радіуси, площі перерізів і геометричний профіль сопла;
- 2 Знайти параметри течії у критичному перерізі сопла

$$\lambda, M, \frac{S_{кр}}{S}, \frac{P_{кр}}{P_0}, \frac{\rho_{кр}}{\rho_0}, \frac{T_{кр}}{T_0}.$$

- 3 Знайти параметри течії у вхідному перерізі сопла

$$\lambda_{вх}, M_{вх}, \frac{S_{кр}}{S_{вх}}, \frac{P_{вх}}{P_0}, \frac{\rho_{вх}}{\rho_0}, \frac{T_{вх}}{T_0}.$$

- 4 Знайти параметри течії у вихідному перерізі сопла

$$\lambda_{вих}, M_{вих}, \frac{S_{кр}}{S_{вих}}, \frac{P_{вих}}{P_0}, \frac{\rho_{вих}}{\rho_0}, \frac{T_{вих}}{T_0}.$$

5 Знайти ці ж параметри течії газу у допоміжних перерізах сопла і побудувати графік зміни параметрів газу уздовж розрахункового сопла.

Взяти допоміжних перерізів у дозвуковій частині - $2 \div 3$; у надзвуковій частині $5 \div 7$.

Перерізи брати рівномірно по довжині сопла.

6 На аркуші А2 накреслити в масштабі сопло і графік зміни параметрів течії газу уздовж сопла.

6.2 Методичні рекомендації до розрахунку надзвукового сопла Лаваля

Технічний розрахунок сопел Лаваля може переслідувати такі цілі:

- за заданими параметрами газу визначаються прохідні перерізи сопла Лаваля $S_{кр}$ і S ;

- за заданими S і $S_{кр}$ проводиться перевірочний розрахунок параметрів газу.

При розрахунку використовується рівняння матеріального балансу газу, що витікає,

$$\frac{S}{S_{кр}} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\rho_{кр}}{\rho} = \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{P_{кр}}{P} \cdot \frac{T}{T_{кр}};$$

де ρ - відповідно питома маса в кінці сопла Лаваля, $кг/м^3$;

T - абсолютна температура в кінці сопла Лаваля, $К$;

P - статичний тиск газу в кінці сопла Лаваля, $Па$.

При розрахунку сопла Лаваля на підставі заданих P_0 і T_0 питома маса загальмованого потоку знаходиться з рівняння стану $\frac{P_0}{\rho_0} = R \cdot T_0$.

Параметри газу сопла пов'язані з коефіцієнтом швидкості λ і їх визначають, користуючись залежностями

$$\frac{T}{T_0} = 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda^2;$$

$$\frac{P}{P_0} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}};$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda^2 \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}.$$

Параметри $\frac{T}{T_0}; \frac{P}{P_0}; \frac{\rho}{\rho_0}$ мають назву газодинамічні функції і наведені у додатку К при $\kappa = 1,4$.

Співвідношення $\frac{T}{T_0}$ справедливе для будь-якої усталеної адіабатичної течії (ізоентропічної або неізоентропічної), а $\frac{P}{P_0}$ і $\frac{\rho}{\rho_0}$ - тільки для ізоентропічної течії.

У перерізі при $\lambda = 1$ будемо мати критичні параметри стану газу

$$T_{кр} = \frac{2}{\kappa + 1} \cdot T_0;$$

$$P_{кр} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \cdot P_0;$$

$$\rho_{кр} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \rho_0.$$

Критична швидкість може бути розрахована через температуру гальмування або через температуру у критичному перерізі

$$a_{кр} = V_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot R \cdot T_0}{k + 1}}$$

або

$$a_{кр} = V_{кр} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{кр}},$$

де $a_{кр}$ - швидкість звуку в критичному перерізі;
 $V_{кр}$ - швидкість потоку в критичному перерізі.

Користуючись рівнянням суцільності, визначають масову секундну витрату

$$m = \rho_{кр} \cdot V_{кр} \cdot S_{кр} = \rho \cdot V \cdot S .$$

Площа критичного перерізу знаходиться з рівняння масової секундної витрати

$$S_{кр} = \frac{m}{\rho_{кр} \cdot V_{кр}} .$$

Звідки радіус критичного перерізу

$$r_{кр} = \sqrt{\frac{S_{кр}}{\pi}} .$$

Якщо відома швидкість течії на вході можна визначити приведену швидкість

$$\lambda_{вх} = \frac{V_{вх}}{a_{кр}} .$$

Користуючись таблицями газодинамічних функцій, $\lambda_{вх}$, знаходимо параметри течії у цьому перерізі і визначаємо його радіус.

Маючи масову секундну витрату газу, можна визначити і швидкість потоку у перерізах.

Відносна питома витрата визначається з рівняння:

$$\frac{S_{кр}}{S} = \lambda \left[\frac{\kappa + 1}{\kappa} \left(1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \cdot \lambda^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa - 1}} ; \quad (a)$$

Або, користуючись таблицею газодинамічних функцій, можна знайти величину $\frac{S_{кр}}{S}$ за відомим значенням числа λ , або інших газодинамічних функцій, наприклад $\frac{P}{P_0}$.
 Параметри у вихідному перерізі можна знайти за значенням $\frac{P_{вих}}{P_0}$.

Якщо необхідно за заданим значенням $\frac{S_{кр}}{S}$ визначити число λ , то треба враховувати, що для кожного значення $\frac{S_{кр}}{S}$ рівняння (а) має два рішення, тобто кожному заданому значенню відношення $\frac{S_{кр}}{S}$ відповідають два числа λ , одне з яких менше одиниці (дозвукова течія), а друге більше одиниці (надзвукова течія).

За заданими значеннями кутів напіврозгину дозвукової і надзвукової частин сопла і розрахованими радіусами перерізів знаходяться їх довжини

$$l_{дзв.} = \frac{r_{вх} - r_{кр}}{tg \beta}, \quad l_{нзв.} = \frac{r_{вих} - r_{кр}}{tg \alpha}.$$

Розрахунок сопла Лаваля провести, користуючись наведеними формулами або таблицею газодинамічних функцій (додаток К) за вказівкою викладача.

6.3 Приклад розрахунку сопла Лаваля

Розрахунок основних розмірів надзвукового сопла і параметрів нев'язкого газу на розрахунковому режимі його роботи.

Вихідні дані:

- коефіцієнт швидкості на виході $\lambda = 1,9;$
- радіус критичного перерізу $r_{кр} = 5 \cdot 10^{-3};$

- температура гальмування $T_0 = 873 \text{ K};$
- тиск газу на виході з сопла $P_{\text{вих}} = 80 \cdot 10^3 \text{ Па};$
- показник адиабати $\kappa = 1,4;$
- кут напіврозгину надзвукової частини $\alpha_{\text{ндз}} = 2^\circ.$

Схема сопла Лаваля приведена на рисунку 1.2.

1 Розрахунок основних розмірів сопла Лаваля

На підставі відомого радіуса $r_{\text{кр}}$ визначаємо площу критичного перерізу сопла, м^2 ,

$$S_{\text{кр}} = \pi \cdot r^2 = 3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2 = 7,85 \cdot 10^{-5}$$

При заданому коефіцієнті швидкості на виході $\lambda = 1,9$ з таблиць газодинамічних функцій знаходимо відношення $\frac{S_{\text{кр}}}{S}$, яке має значення 0,3002. Тоді площа вихідного перерізу дорівнює, м^2 ,

$$S_{\text{вих}} = \frac{S_{\text{кр}}}{0,3002} = \frac{7,85 \cdot 10^{-5}}{0,3002} = 2,6 \cdot 10^{-4} .$$

Знаходимо радіус вихідного перерізу, м,

$$r_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{S_{\text{вих}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{2,6 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,009$$

Знаючи радіуси вихідного і критичного перерізу, а також кут напіврозгину, визначаємо довжину надзвукової частини сопла, що розширюється, м,

$$l_{\text{ндз}} = \frac{r_{\text{вих}} - r_{\text{кр}}}{\text{tg}\alpha} = \frac{0,009 - 0,005}{\text{tg}2^\circ} = \frac{0,004}{0,0349} = 0,115$$

При підключенні сопла Лавалю безпосередньо до резервуара (камери) його профіль, що звужується (дозвуковий), може бути окреслений частиною кола, лемніскатою або параболою, а довжина цього профілю $l_{\partial z}$ задається і може перебувати в широких межах.

Візьмемо довжину дозвукової частини сопла, м

$$l_{\partial z} = 40 \text{ мм} = 0,04 ,$$

а його профіль окреслимо частиною кола, радіус якого складає, м

$$r_{\text{кола}} = l_{\partial z} = 40 \text{ мм} = 0,04 .$$

Центр кола знаходиться на нормалі, проведеній до критичної поверхні сопла, тобто на продовженні діаметра критичного перерізу.

Радіус вхідного перерізу в даному випадку буде дорівнювати, м,

$$r_{\text{вх}} = l_{\partial z} + r_{\text{кр}} = 40 + 5 = 45 \text{ мм} = 0,045 ,$$

а його площа $S_{\text{вх}} = \pi r_{\text{вх}}^2 = 3,14 \cdot 0,045^2 = 6,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Загальна довжина сопла Лавалю буде дорівнювати, м,

$$l = l_{\partial z} + l_{\text{ндз}} = 0,04 + 0,115 = 0,155 .$$

2 Розрахунок параметрів газу в критичному перерізі

Користуючись таблицями газодинамічних функцій (додаток К) при $\kappa=1,4$ і коефіцієнті швидкості на виході $\lambda=1,9$

знаходимо $\frac{P_{\text{вих}}}{P_0} = 0,0399$.

Згідно з вихідними даними $P_{вих} = 80 \cdot 10^3$ Па, тоді, P_0 , Па,

$$P_0 = \frac{P_{вих}}{0,0399} = \frac{80000}{0,0399} = 2 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Питому масу загальмованого газу (у камері) визначаємо з рівняння стану

$$\frac{P_0}{\rho_0} = RT_0,$$

де R – газова стала, $R = 287$ Дж/кг К;

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} = \frac{2 \cdot 10^6}{287 \cdot 873} = 7,98 \text{ кг/м}^3$$

Знаходимо швидкість звуку у загальмованому потоці, м/с,

$$a_0 = \sqrt{kRT_0} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 873} = 592.$$

Користуючись таблицями газодинамічних функцій при $\lambda=1$ і $M=1$, знаходимо

$$\frac{T_{кр}}{T_0} = 0,8333; \quad \frac{P_{кр}}{P_0} = 0,5283; \quad \frac{\rho_{кр}}{\rho_0} = 0,634; \quad \frac{S_{кр}}{S} = 1,$$

тоді параметри $T_{кр}$, К; $P_{кр}$, Па; $\rho_{кр}$ кг/м³, стану у критичному перерізі будуть дорівнювати:

$$\begin{aligned} T_{кр} &= 0,8333 \cdot T_0 = 0,8333 \cdot 873 = 727; \\ P_{кр} &= 0,5283 \cdot P_0 = 0,5283 \cdot 2 \cdot 10^6 = 1,057 \cdot 10^6; \\ \rho_{кр} &= 0,634 \cdot \rho_0 = 0,634 \cdot 7,98 = 5,06. \end{aligned}$$

Визначаємо швидкість звуку в критичному перерізі, м/с,

$$a_{кр} = a_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1}} = 592 \cdot \sqrt{\frac{2}{1,4 + 1}} = 540$$

На підставі того, що в критичному перерізі $\lambda_{кр} = M_{кр} = 1$,

$$V_{кр} = a_{кр} = 540 \text{ м/с}$$

Користуючись рівнянням суцільності потоку, знаходимо секундну масову витрату газу, кг/с,

$$\begin{aligned} m &= \rho_{кр} \cdot V_{кр} \cdot S_{кр} = \rho_{кр} \cdot V_{кр} \cdot \pi \cdot r_{кр}^2 = \\ &= 5,06 \cdot 540 \cdot 3,14 \cdot \left(5 \cdot 10^{-3}\right)^2 = 0,214 \end{aligned}$$

3 Розрахунок параметрів газу у вхідному перерізі

На підставі розрахованих $S_{кр}$ і $S_{вх}$ визначаємо

$$\frac{S_{кр}}{S_{вх}} = \frac{7,85 \cdot 10^{-5}}{6,4 \cdot 10^{-5}} = 0,0123.$$

У даному випадку $\lambda = 0,0078$. Користуючись таблицями газодинамічних функцій, знаходимо

$$\frac{T_{вх}}{T_0} = 1,0; \quad \frac{P_{вх}}{P_0} = 0,9999; \quad \frac{\rho_{вх}}{\rho_0} = 0,9999,$$

тоді параметри $T_{вх}$, К; $P_{вх}$, Па; $\rho_{вх}$, кг/м³, стану у вхідному перерізі будуть дорівнювати

$$\begin{aligned} T_{вх} &= 1 \cdot T_0 = 1 \cdot 873 = 873; \\ P_{вх} &= 0,9999 \cdot P_0 = 0,9999 \cdot 2 \cdot 10^6 = 2 \cdot 10^6; \\ \rho_{вх} &= 0,9993 \cdot \rho_0 = 0,9993 \cdot 7,98 = 7,98. \end{aligned}$$

Визначаємо швидкість звуку у вхідному перерізі, м/с,

$$a_{ex} = \sqrt{kRT_{ex}} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 873} = 592 .$$

З рівняння масової витрати знаходимо швидкість потоку, м/с,

$$V_{ex} = \frac{m}{\rho_{ex} \cdot S_{ex}} = \frac{0,214}{7,98 \cdot 6,4 \cdot 10^{-3}} = 4,2 .$$

Число Маха у вхідному перерізі:

$$M_{ex} = \frac{V_{ex}}{a_{ex}} = \frac{4,2}{592} = 0,0071.$$

4 Розрахунок параметрів газу у вихідному перерізі

Тиск газу у вихідному перерізі $P_{вих}$ дорівнює тиску на зрізі сопла, Па,

$$P_{вих} = 80000.$$

При $\lambda_{вих} = 1,9$ і $M_{вих} = 2,748$ згідно таблиці газодинамічних функцій для $\kappa = 1,4$:

$$\frac{T_{вих}}{T_0} = 0,3983; \quad \frac{P_{вих}}{P_0} = 0,0399; \quad \frac{\rho_{вих}}{\rho_0} = 0,1002; \quad \frac{S_{кр}}{S_{вих}} = 0,3003,$$

тоді параметри $T_{вих}$, К; $P_{вих}$, Па; $\rho_{вих}$, кг/м³, стану у вихідному перерізі будуть дорівнювати

$$\begin{aligned} T_{вих} &= 0,3983 \cdot T_0 = 0,3983 \cdot 873 = 348 ; \\ P_{вих} &= 0,0399 \cdot P_0 = 0,0399 \cdot 2 \cdot 10^6 = 79800 ; \\ \rho_{вих} &= 0,1002 \cdot \rho_0 = 0,1002 \cdot 7,98 = 0,798. \end{aligned}$$

Визначаємо швидкість звуку у вихідному перерізі, м/с,

$$a_{вих} = \sqrt{kRT_{вих}} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 348} = 374 .$$

Швидкість газового потоку у вихідному перерізі, м/с,

$$V_{вих} = \lambda_{вих} \cdot a_{кр} = 1,9 \cdot 540 = 1026 .$$

5 Розрахунок параметрів газу у допоміжних перерізах

На аркуші формату А2 в масштабі намалюємо сопло Лаваля і розділимо його по довжині на десять рівних частин.

У перерізах кожної частини визначимо з креслення радіус перерізу r і величину $r_{кр}/r$. Розрахуємо в кожному перерізі величину $\frac{S_{кр}}{S}$, яка буде дорівнювати:

$$\frac{S_{кр}}{S} = \left(\frac{r_{кр}}{r} \right)^2 .$$

Користуючись таблицями газодинамічних функцій, на підставі визначених для кожного перерізу $S_{кр}/S$ знайдемо

$$\lambda; \quad M; \quad \frac{P}{P_0}; \quad \frac{\rho}{\rho_0}; \quad \frac{T}{T_0} .$$

Для частини сопла, що звужується, використовувати таблиці де $\lambda < 1$, а для частини, що розширюється, таблиці, де $\lambda > 1$.

Отримані значення параметрів заносимо до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 - Розрахункові параметри сопла Лаваля

№№ перер.	$r \cdot 10^3, \text{ м}$	$\frac{r_{кр}}{r}$	$\frac{S_{кр}}{S}$	λ	M	$\frac{P}{P_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{T}{T_0}$
1 Вхідний	4,5	0,111	0,0123	0,0078	0,0071	0,9999	0,9999	1
2	14	0,357	0,1274	0,08	0,0731	0,9963	0,9974	0,9989
3	6,5	0,769	0,5914	0,4	0,3701	0,9097	0,9346	0,9733

4 Критичний	5	1,0	1,0	1,0	1,0	0,5283	0,634	0,8333
5	5,5	0,909	0,8263	1,39	1,541	0,2566	0,3785	0,678
6	6,25	0,8	0,640	1,59	1,9081	0,1474	0,2547	0,5786
7	7,1	0,704	0,4956	1,72	2,2053	0,0928	0,1830	0,5069
8	7,25	0,689	0,4747	1,74	2,2567	0,0856	0,1727	0,4954
9	7,75	0,645	0,4160	1,79	2,3937	0,0691	0,1482	0,466
10	8,4	0,595	0,3540	1,85	2,5766	0,0520	0,1210	0,4296
11	8,5	0,588	0,3457	1,86	2,6094	0,0494	0,1167	0,4234
12 Вихідний	9	0,555	0,3002	1,90	2,7481	0,0399	0,1002	0,3983

На підставі отриманих значень будемо графіки зміни параметрів течії газів вздовж сопла Лаваля згідно з наведеними розрахунками і рекомендаціями (див. рисунок 6.1).

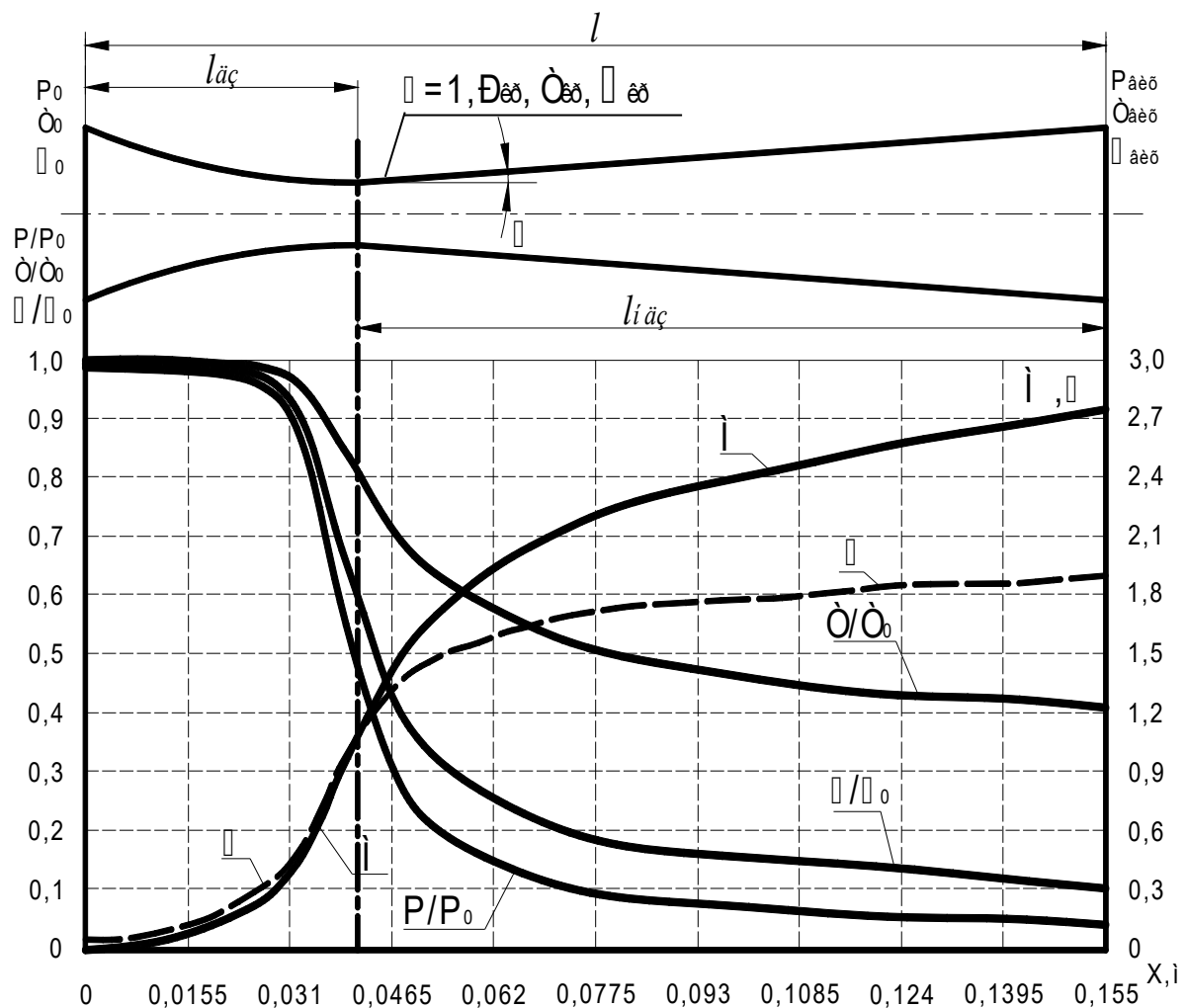


Рисунок 6.1 - Графіки зміни параметрів течії газів вздовж сопла Лаваля

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. - М.: Наука, 1969. – 503 с.
- 2 Альтшуль А.Д., Животновский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. - М.: Стройиздат, 1987. – 414с.
- 3 Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика. Учеб. пособие для теплотехнических специальностей вузов. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 304 с.
- 4 Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – 2 изд. - М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
- 5 Аверин С.И., Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф. и др. Расчеты нагревательных печей / Под ред. Н.Ю.Тайца. - 2-е изд., испр. и доп. - К.: Техника, 1969. – 540 с.
- 6 Ярхо А.А., Счастный Е.Е., Лялюк В.М. Газодинамика. Учеб. пособие. – Харьков: УкрГАЗТ, 2007. – Ч.1 – 237 с.
- 7 Ярхо А.А., Счастный Е.Е., Лялюк В.М. Газодинамика. Учеб. пособие. – Харьков: УкрГАЗТ, 2009. – Ч. II – 130 с.

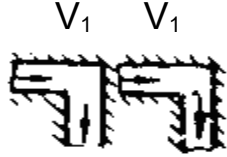
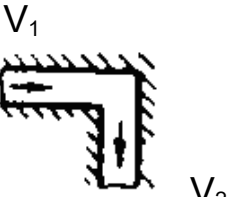
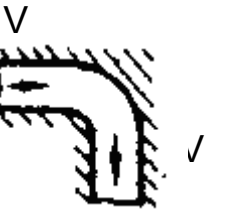

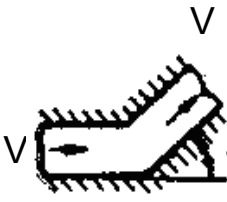
Додаток А

Значення абсолютної шорсткості Δ для труб із різних матеріалів

Матеріал і вид труби	Стан труби	Δ , мм
Безшовні сталеві	Нові та чисті, старанно укладені	$\frac{0,01-0,02}{0,014}$
	Після декількох років експлуатації	$\frac{0,15-0,3}{0,02}$
Сталеві зварні	Нові і чисті	$\frac{0,03-0,10}{0,05}$
	З незначною корозією після чищення	$\frac{0,10-0,20}{0,15}$
	Помірно заржавілі	$\frac{0,30-0,70}{0,50}$
	Старі заржавілі	$\frac{0,80-1,5}{1,0}$
	Сильно заржавілі або з великими відкладеннями	$\frac{2,0-4,0}{3,0}$
Клепані сталеві	Легко клепані	0,5-3,0
	Сильно клепані	до 9,0
Оцинковані залізні	Нові і чисті	$\frac{0,10-0,20}{0,15}$
	Після декількох років експлуатації	$\frac{0,40-0,70}{0,50}$
Чавунні	Нові без покриття	$\frac{0,20-0,50}{0,30}$
	Ті, що були у використанні	$\frac{0,5-1,5}{1,10}$
	Дуже старі	До 3,0
Цегляні	Покриті глазур'ю	0,45-3,0
	Штукатурка цементним розчином	0,45-3,0
	Кладка на цементному розчині	0,8-6,0
Примітка - у чисельнику показані межі вимірювання абсолютної шорсткості Δ , у знаменнику – рекомендоване середнє значення		

--	--	--	--	--

Продовження додатка Б

1	2	3	4	5
Різкий поворот на 90°	 <p>$V_1 = V_2 = V$ $V_1 < V_2$</p>	1,5 2,0	V V_1	Для каналів квадратного і круглого перерізу; для каналів, що мають форму щілини
Різкий поворот на 90°	 <p>$V_1 > V_2$</p>	1 0,5	V_1 V_2	На лобовий удар; на зміну напрямку
Поворот на 90° із закругленням		1	V	-
Поворот на 90° із направляючими Прандтля		0,35	V	-
Різкий поворот на 45°		0,5	V	-

Продовження додатка Б

1	2	3	4	5																												
Розгалуження в залежності від кута α при $V=V_1=V_2$		<table border="1"> <thead> <tr> <th>α</th> <th>ξ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>90°</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>180°</td> <td>1,5</td> </tr> </tbody> </table>	α	ξ	90°	1	180°	1,5	V	-																						
α	ξ																															
90°	1																															
180°	1,5																															
Регулююча дросельна заслінка		<table border="1"> <thead> <tr> <th>φ</th> <th>ξ</th> <th>φ</th> <th>ξ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>5</td> <td>0,24</td> <td>40</td> <td>10,8</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>0,52</td> <td>50</td> <td>32,6</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>0,9</td> <td>60</td> <td>118</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>1,54</td> <td>65</td> <td>256</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td>2,51</td> <td>70</td> <td>761</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td>3,91</td> <td>90</td> <td>∞</td> </tr> </tbody> </table>	φ	ξ	φ	ξ	5	0,24	40	10,8	10	0,52	50	32,6	15	0,9	60	118	20	1,54	65	256	25	2,51	70	761	30	3,91	90	∞	-	-
φ	ξ	φ	ξ																													
5	0,24	40	10,8																													
10	0,52	50	32,6																													
15	0,9	60	118																													
20	1,54	65	256																													
25	2,51	70	761																													
30	3,91	90	∞																													
Діафрагма з гострою кромкою		<table border="1"> <thead> <tr> <th>$\frac{D}{d}$</th> <th>ξ</th> <th>$\frac{D}{d}$</th> <th>ξ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,0</td> <td>0</td> <td>2,5</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td>1,25</td> <td>2,5</td> <td>3,0</td> <td>195</td> </tr> <tr> <td>1,5</td> <td>7,0</td> <td>4,0</td> <td>225</td> </tr> <tr> <td>1,75</td> <td>15,0</td> <td>5,0</td> <td>1560</td> </tr> <tr> <td>2,0</td> <td>30,0</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	$\frac{D}{d}$	ξ	$\frac{D}{d}$	ξ	1,0	0	2,5	90	1,25	2,5	3,0	195	1,5	7,0	4,0	225	1,75	15,0	5,0	1560	2,0	30,0			-	-				
$\frac{D}{d}$	ξ	$\frac{D}{d}$	ξ																													
1,0	0	2,5	90																													
1,25	2,5	3,0	195																													
1,5	7,0	4,0	225																													
1,75	15,0	5,0	1560																													
2,0	30,0																															
Вентиль з прямим затвором		$\xi = 3 \dots 5,5$	-	При повному відкритті																												
Трійник		$\xi = 1 \dots 1,5$	-	Зі з'єднанням під прямим кутом																												
Кран конусний		<table border="1"> <thead> <tr> <th>φ</th> <th>ξ</th> <th>φ</th> <th>ξ</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>5</td> <td>0,05</td> <td>35</td> <td>9,68</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>0,29</td> <td>40</td> <td>17,3</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>0,75</td> <td>45</td> <td>31,2</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>1,56</td> <td>50</td> <td>52,6</td> </tr> </tbody> </table>	φ	ξ	φ	ξ	5	0,05	35	9,68	10	0,29	40	17,3	15	0,75	45	31,2	20	1,56	50	52,6	-	Пробковий або поворотний								
φ	ξ	φ	ξ																													
5	0,05	35	9,68																													
10	0,29	40	17,3																													
15	0,75	45	31,2																													
20	1,56	50	52,6																													

		25	3,10	55	106		
		30	5,47	65	486		

Додаток В

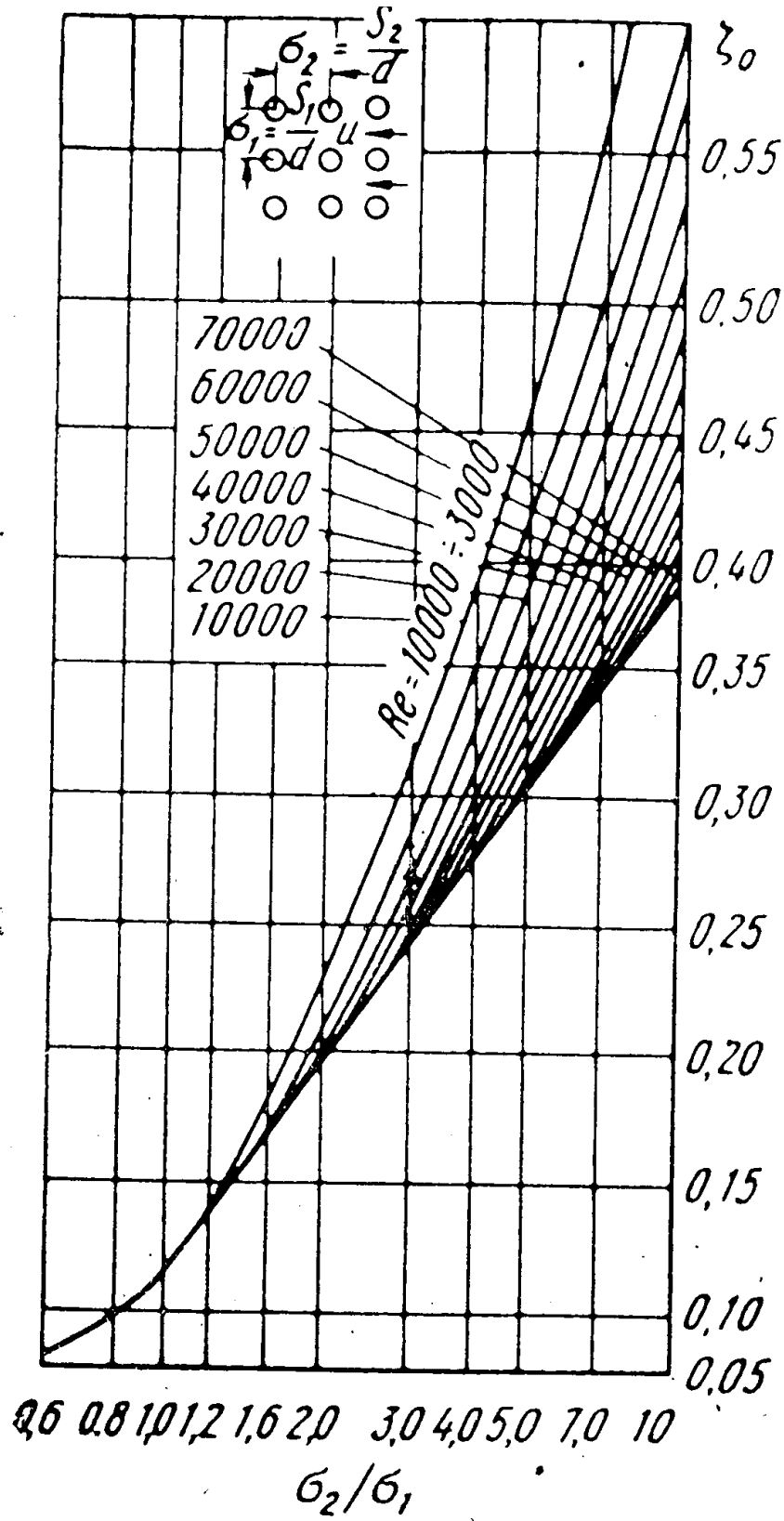


Рисунок В.1 - Номограма для визначення опору
коридорного пучка труб ($\sigma_2 / (\sigma_1 - 1)$)
Додаток Г

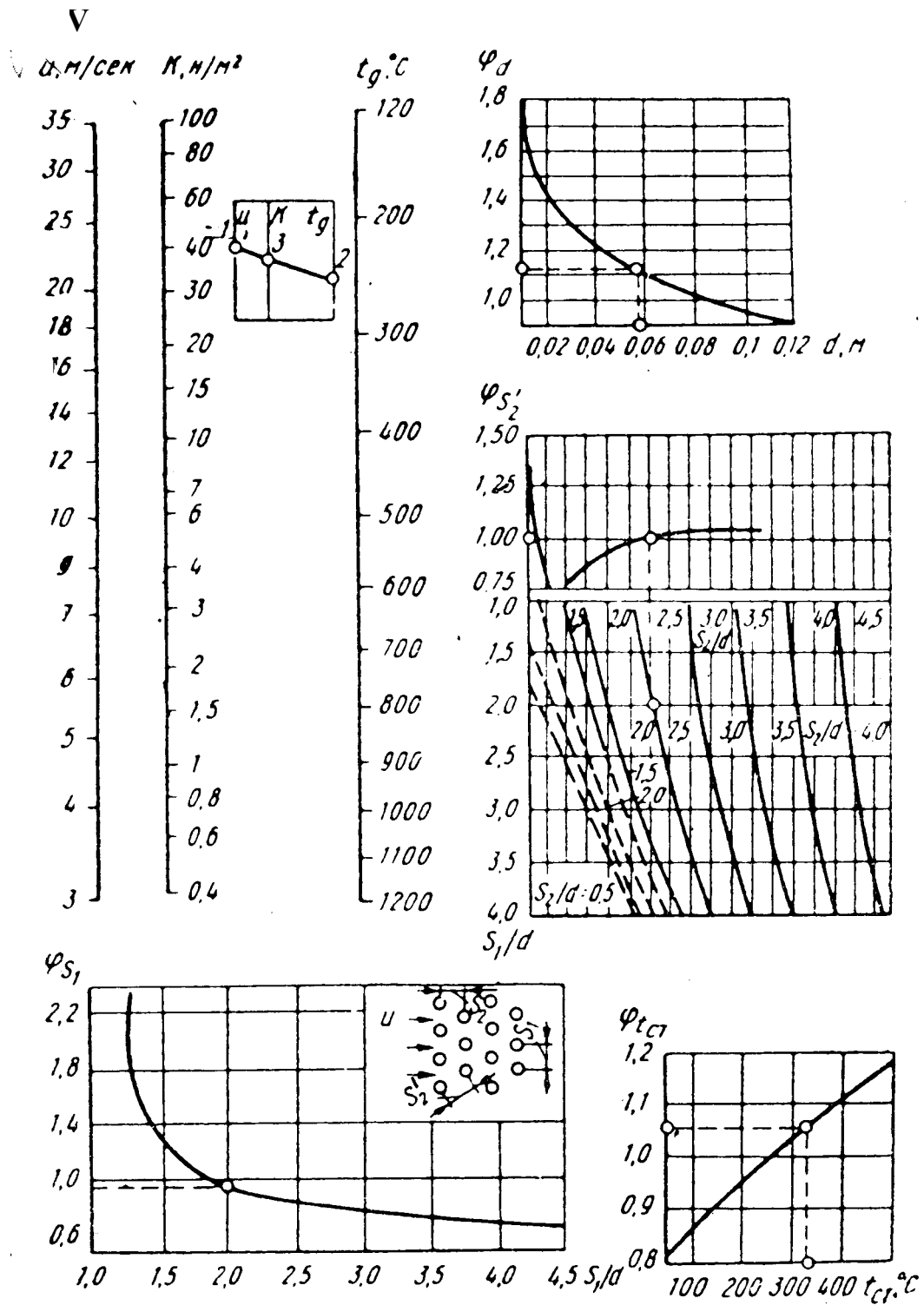


Рисунок Г.1 - Номограма для визначення опору шахового пучка труб

Додаток Д

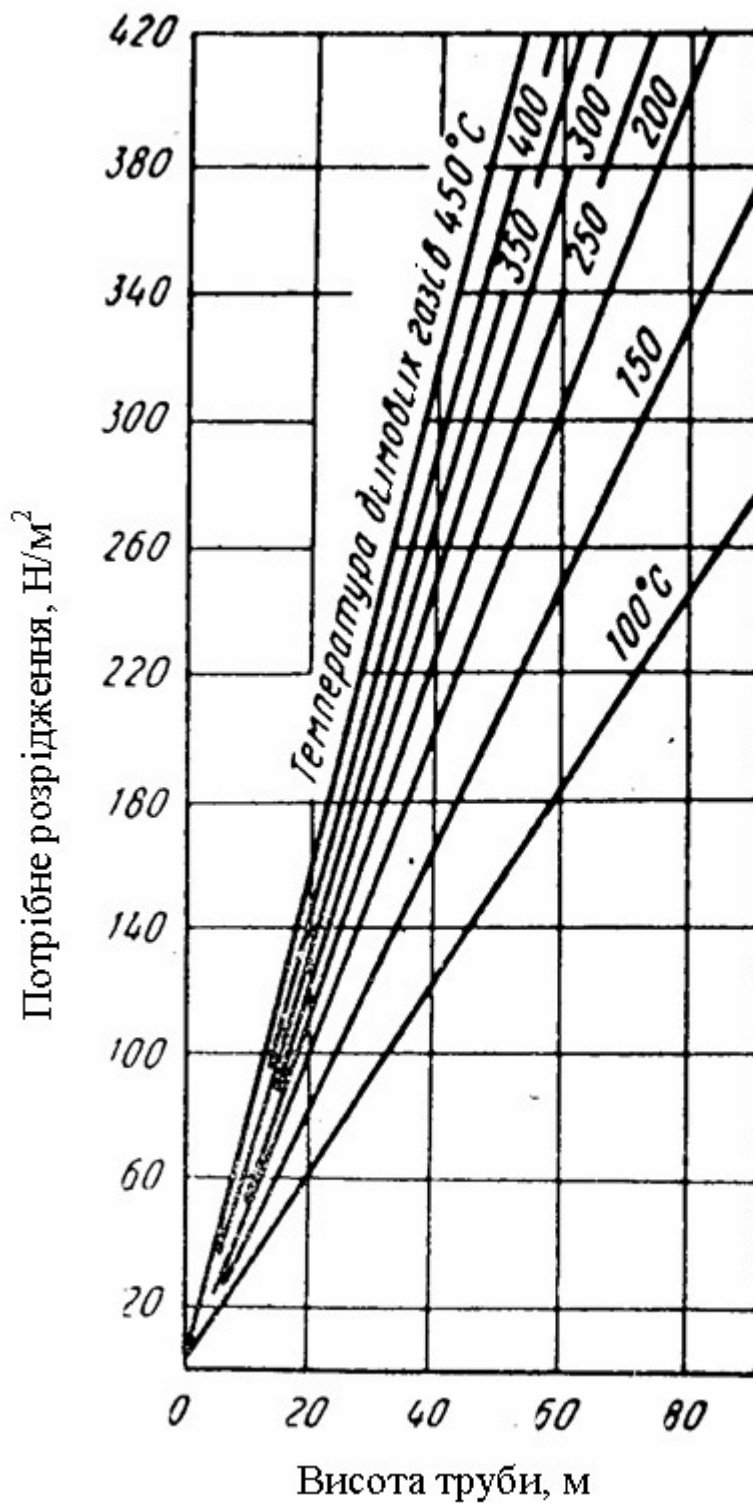
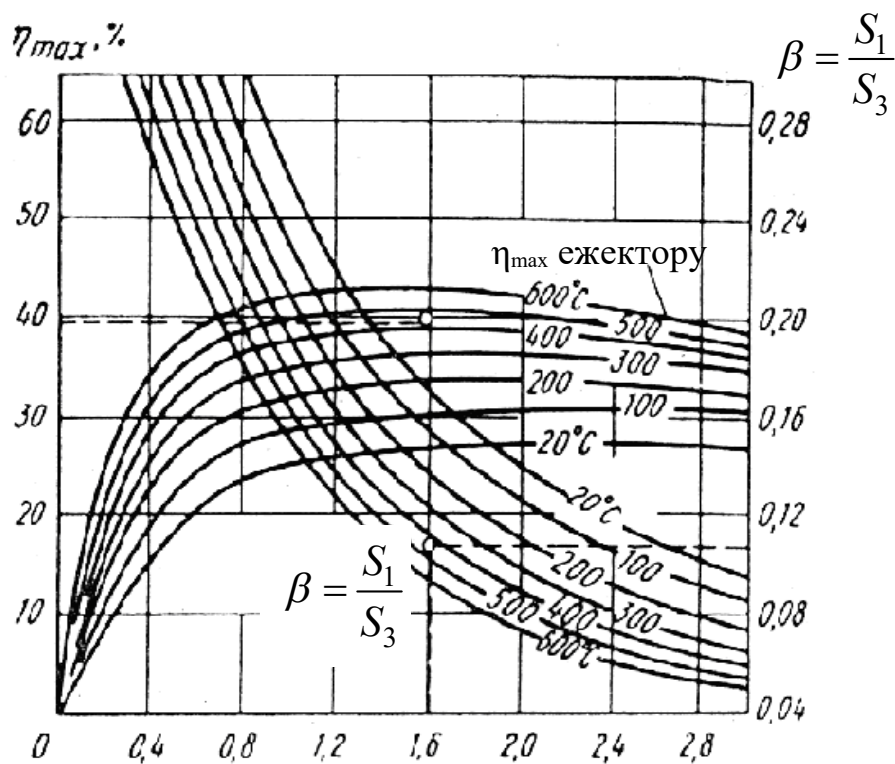
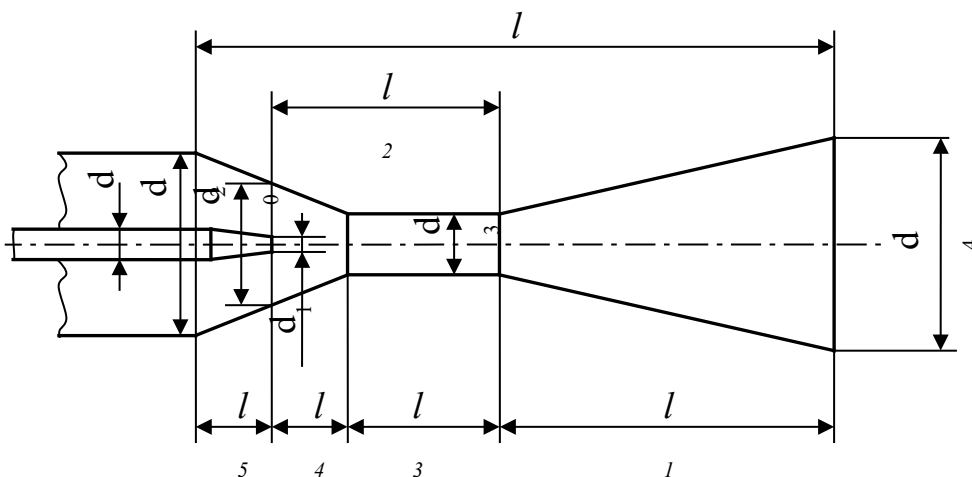


Рисунок Д.1 - Графік для орієнтованого вибору висоти димової труби в залежності від потрібного розрідження при температурі навколишнього середовища, °С

Додаток Е



$$n = \frac{G_2}{G_1}$$

Рисунок Е.1 - Схема ежектора і залежність ККД ежектора від температури димових газів і параметра

$$\beta = \frac{S_1}{S_3} (\rho_{1,0} = 1,293 \text{ кг/м}^3, \rho_{2,0} = 1,28 \text{ кг/м}^3)$$

Додаток И

Залежність коефіцієнта кінематичної в'язкості сухого повітря від температури при 101,3 кН/м² (760 мм рт. ст.)

Таблиця И.1

Температура, °С	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	Температура, °С	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$
0	13,28	500	79,38
50	17,95	600	96,89
100	23,13	700	115,4
150	28,99	800	134,8
200	34,85	900	155,1
250	40,61	1000	177,1
300	48,33	1100	199,3
350	55,46	1200	223,7
400	63,09		

Залежність коефіцієнта кінематичної в'язкості димових газів при 101,3 кН/м² (760 мм рт. ст.); 13 % CO₂, 11 % H₂O і 76 % N₂

Таблиця И.2

Температура, °С	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	Температура, °С	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$
0	12,20	700	112,10
100	21,54	800	131,80
200	32,80	900	152,50
300	45,81	1000	174,30
400	60,38	1100	197,10

500	76,30	1200	221,00
600	93,61		

Додаток К

Таблиця газодинамічних функцій ($k = 1,4$)

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
0,00	1,0000	1,0000	1,0000	0,0000	0,0000
0,01	1,0000	0,9999	0,9999	0,0158	0,0091
0,02	0,9999	0,9998	0,9998	0,0315	0,0183
0,03	0,9999	0,9995	0,9997	0,0473	0,0274
0,04	0,9997	0,9990	0,9993	0,0631	0,0365
0,05	0,9996	0,9986	0,9990	0,0788	0,0457
0,06	0,9994	0,9979	0,9985	0,0945	0,0548
0,07	0,9992	0,9971	0,9979	0,1102	0,0639
0,08	0,9989	0,9963	0,9974	0,1259	0,0731
0,09	0,9987	0,9953	0,9967	0,1415	0,0822
0,10	0,9983	0,9942	0,9959	0,1571	0,0914
0,11	0,9980	0,9929	0,9949	0,1726	0,1005
0,12	0,9976	0,9916	0,9940	0,1882	0,1097
0,13	0,9972	0,9901	0,9929	0,2036	0,1190
0,14	0,9967	0,9886	0,9918	0,2190	0,1280
0,15	0,9963	0,9870	0,9907	0,2344	0,1372
0,16	0,9957	0,9851	0,9893	0,2497	0,1460
0,17	0,9952	0,9832	0,9880	0,2649	0,1560
0,18	0,9946	0,9812	0,9866	0,2801	0,1650
0,19	0,9940	0,9791	0,9850	0,2952	0,1740

0,20	0,9933	0,9768	0,9834	0,3102	0,1830
0,21	0,9927	0,9745	0,9817	0,3252	0,1920
0,22	0,9919	0,9720	0,9799	0,3401	0,2020
0,23	0,9912	0,9695	0,9781	0,3549	0,2109
0,24	0,9904	0,9668	0,9762	0,3696	0,2202

Продовження додатка К

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
0,25	0,9896	0,9640	0,9742	0,3842	0,2290
0,26	0,9887	0,9611	0,9721	0,3987	0,2387
0,27	0,9879	0,9581	0,9699	0,4131	0,2480
0,28	0,9869	0,9550	0,9677	0,4274	0,2573
0,29	0,9860	0,9518	0,9653	0,4416	0,2670
0,30	0,9850	0,9485	0,9630	0,4557	0,2760
0,31	0,9840	0,9451	0,9605	0,4697	0,2850
0,32	0,9829	0,9415	0,9579	0,4835	0,2947
0,33	0,9819	0,9379	0,9552	0,4972	0,3040
0,34	0,9807	0,9342	0,9525	0,5109	0,3134
0,35	0,9796	0,9303	0,9497	0,5243	0,3228
0,36	0,9784	0,9265	0,9469	0,5377	0,3322
0,37	0,9772	0,9224	0,9439	0,5509	0,3417
0,38	0,9759	0,9183	0,9409	0,5640	0,3511
0,39	0,9747	0,9141	0,9378	0,5769	0,3606
0,40	0,9733	0,9097	0,9346	0,5897	0,3701
0,41	0,9720	0,9053	0,9314	0,6024	0,3796
0,42	0,9706	0,9008	0,9281	0,6149	0,3892
0,43	0,9692	0,8962	0,9247	0,6272	0,3987
0,44	0,9677	0,8915	0,9212	0,6394	0,4083

0,45	0,9663	0,8868	0,9178	0,6515	0,4179
0,46	0,9647	0,8819	0,9142	0,6633	0,4275
0,47	0,9632	0,8770	0,9105	0,6750	0,4372
0,48	0,9616	0,8719	0,9067	0,6865	0,4468
0,49	0,9600	0,8668	0,9029	0,6979	0,4565

Продовження додатка К

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
0,50	0,9583	0,8616	0,8991	0,7091	0,4663
0,51	0,9567	0,8563	0,8951	0,7201	0,4760
0,52	0,9549	0,8509	0,8911	0,7309	0,4858
0,53	0,9532	0,8455	0,8871	0,7416	0,4956
0,54	0,9514	0,8400	0,8829	0,7520	0,5054
0,55	0,9496	0,8344	0,8787	0,7623	0,5152
0,56	0,9477	0,8287	0,8744	0,7724	0,5251
0,57	0,9459	0,8230	0,8701	0,7823	0,5350
0,58	0,9439	0,8172	0,8657	0,7920	0,5450
0,59	0,9420	0,8112	0,8612	0,8015	0,5549
0,60	0,9400	0,8053	0,8567	0,8109	0,5649
0,61	0,9380	0,7992	0,8521	0,8198	0,5750
0,62	0,9359	0,7932	0,8475	0,8288	0,5850
0,63	0,9339	0,7870	0,8428	0,8375	0,5951
0,64	0,9317	0,7808	0,8380	0,8459	0,6053
0,65	0,9296	0,7745	0,8332	0,8543	0,6154
0,66	0,9274	0,7681	0,8283	0,8623	0,6256
0,67	0,9252	0,7617	0,8233	0,8701	0,6359
0,68	0,9229	0,7553	0,8183	0,8778	0,6461
0,69	0,9207	0,7488	0,8133	0,8852	0,6565

0,70	0,9183	0,7422	0,8082	0,8924	0,6668
0,71	0,9160	0,7356	0,8030	0,8993	0,6772
0,72	0,9136	0,7289	0,7978	0,9061	0,6876
0,73	0,9112	0,7221	0,7925	0,9126	0,6981
0,74	0,9087	0,7154	0,7872	0,9189	0,7086

Продовження додатка К

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
0,75	0,9063	0,7086	0,7819	0,9250	0,7192
0,76	0,9037	0,7017	0,7764	0,9308	0,7298
0,77	0,9012	0,6948	0,7710	0,9364	0,7404
0,78	0,8986	0,6878	0,7655	0,9418	0,7511
0,79	0,8960	0,6809	0,7599	0,9469	0,7619
0,80	0,8933	0,6738	0,7543	0,9518	0,7727
0,81	0,8907	0,6668	0,7486	0,9565	0,7835
0,82	0,8879	0,6597	0,7429	0,9610	0,7944
0,83	0,8852	0,6526	0,7372	0,9652	0,8053
0,84	0,8724	0,6454	0,7314	0,9691	0,8163
0,85	0,8796	0,6382	0,7256	0,9729	0,8274
0,86	0,8767	0,6310	0,7197	0,9764	0,8384
0,87	0,8739	0,6238	0,7138	0,9796	0,8496
0,88	0,8709	0,6165	0,7079	0,9826	0,8608
0,89	0,8680	0,6092	0,7019	0,9854	0,8721
0,90	0,8650	0,6019	0,6959	0,9879	0,8833
0,91	0,8620	0,5946	0,6898	0,9902	0,8947
0,92	0,8589	0,5873	0,6838	0,9923	0,9062
0,93	0,8559	0,5800	0,6776	0,9941	0,9177

0,94	0,8527	0,5726	0,6715	0,9957	0,9292
0,95	0,8496	0,5653	0,6653	0,9970	0,9409
0,96	0,8464	0,5579	0,6591	0,9981	0,9526
0,97	0,8432	0,5505	0,6528	0,9989	0,9644
0,98	0,8399	0,5431	0,6466	0,9993	0,9761
0,99	0,8367	0,5357	0,6403	0,9999	0,9880

Продовження додатка К

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
1,00	0,8333	0,5283	0,6340	1,0000	1,0000
1,01	0,8300	0,5209	0,6276	0,9999	1,0120
1,02	0,8266	0,5135	0,6212	0,9995	1,0241
1,03	0,8232	0,5061	0,6148	0,9989	1,0363
1,04	0,8197	0,4987	0,6084	0,9980	1,0486
1,05	0,8163	0,4913	0,6019	0,9969	1,0609
1,06	0,8127	0,4840	0,5955	0,9957	1,0733
1,07	0,8092	0,4766	0,5890	0,9941	1,0858
1,08	0,8056	0,4693	0,5826	0,9924	1,0985
1,09	0,8020	0,4619	0,5760	0,9903	1,1111
1,10	0,7983	0,4546	0,5694	0,9880	1,1239
1,11	0,7947	0,4473	0,5629	0,9856	1,1367
1,12	0,7909	0,4400	0,5564	0,9829	1,1496
1,13	0,7872	0,4328	0,5498	0,9800	1,1627
1,14	0,7834	0,4255	0,5432	0,9768	1,1758
1,15	0,7796	0,4184	0,5366	0,9735	1,1890
1,16	0,7757	0,4111	0,5300	0,9698	1,2023
1,17	0,7719	0,4040	0,5234	0,9659	1,2157

1,18	0,7679	0,3969	0,5168	0,9620	1,2292
1,19	0,7640	0,3898	0,5102	0,9577	1,2428
1,20	0,7600	0,3827	0,5035	0,9531	1,2566
1,21	0,7560	0,3757	0,4969	0,9484	1,2708
1,22	0,7519	0,3687	0,4903	0,9435	1,2843
1,23	0,7478	0,3617	0,4837	0,9384	1,2974
1,24	0,7437	0,3548	0,4770	0,9331	1,3126

Продовження додатка К

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
1,25	0,7396	0,3479	0,4704	0,9275	1,3268
1,26	0,7354	0,3411	0,4638	0,9217	1,3413
1,27	0,7312	0,3343	0,4572	0,9159	1,3558
1,28	0,7269	0,3275	0,4505	0,9096	1,3705
1,29	0,7227	0,3208	0,4439	0,9033	1,3853
1,30	0,7183	0,3142	0,4374	0,8969	1,4002
1,31	0,7140	0,3075	0,4307	0,8901	1,4153
1,32	0,7096	0,3010	0,4241	0,8831	1,4305
1,33	0,7052	0,2945	0,4176	0,8761	1,4458
1,34	0,7007	0,2880	0,4110	0,8688	1,4613
1,35	0,6962	0,2816	0,4045	0,8614	1,4769
1,36	0,6917	0,2753	0,3980	0,8538	1,4927
1,37	0,6872	0,2690	0,3914	0,8459	1,5087
1,38	0,6826	0,2628	0,3850	0,8380	1,5248
1,39	0,6780	0,2566	0,3785	0,8299	1,5410
1,40	0,6733	0,2505	0,3720	0,8216	1,5575
1,41	0,6687	0,2445	0,3656	0,8131	1,5741

1,42	0,6639	0,2385	0,3592	0,8046	1,5909
1,43	0,6592	0,2326	0,3528	0,7958	1,6078
1,44	0,6544	0,2267	0,3464	0,7869	1,6250
1,45	0,6496	0,2209	0,3401	0,7778	1,6423
1,46	0,6447	0,2152	0,3338	0,7687	1,6598
1,47	0,6398	0,2095	0,3275	0,7593	1,6776
1,48	0,6349	0,2040	0,3212	0,7499	1,6955
1,49	0,6300	0,1985	0,3150	0,7404	1,7137

Продовження додатка К

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
1,50	0,6250	0,1930	0,3088	0,7307	1,7321
1,51	0,6200	0,1876	0,3027	0,7209	1,7506
1,52	0,6149	0,1824	0,2965	0,7110	1,7694
1,53	0,6099	0,1771	0,2904	0,7009	1,7885
1,54	0,6047	0,1720	0,2844	0,6909	1,8078
1,55	0,5996	0,1669	0,2784	0,6807	1,8273
1,56	0,5944	0,1619	0,2724	0,6703	1,8471
1,57	0,5892	0,1570	0,2665	0,6599	1,8672
1,58	0,5839	0,1522	0,2606	0,6494	1,8875
1,59	0,5786	0,1474	0,2547	0,6389	1,9081
1,60	0,5733	0,1427	0,2489	0,6282	1,9290
1,61	0,5680	0,1381	0,2431	0,6175	1,9501
1,62	0,5626	0,1336	0,2374	0,6067	1,9716
1,63	0,5572	0,1291	0,2317	0,5958	1,9934
1,64	0,5517	0,1248	0,2261	0,5850	2,0155
1,65	0,5463	0,1205	0,2205	0,5740	2,0380

1,66	0,5407	0,1163	0,2150	0,5630	2,0607
1,67	0,5352	0,1121	0,2095	0,5520	2,0839
1,68	0,5296	0,1081	0,2041	0,5409	2,1073
1,69	0,5240	0,1041	0,1988	0,5298	2,1313
1,70	0,5183	0,1003	0,1934	0,5187	2,1555
1,71	0,5126	0,0965	0,1881	0,5075	2,1802
1,72	0,5069	0,0928	0,1830	0,4965	2,2053
1,73	0,5012	0,0891	0,1778	0,4852	2,2308
1,74	0,4954	0,0856	0,1727	0,4741	2,2567

Продовження додатка К

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
1,75	0,4896	0,0821	0,1647	0,4630	2,2831
1,76	0,4837	0,0787	0,1628	0,4520	2,3100
1,77	0,4779	0,0754	0,1578	0,4407	2,3374
1,78	0,4719	0,0722	0,1530	0,4296	2,3653
1,79	0,4660	0,0691	0,1482	0,4185	2,3937
1,80	0,4600	0,0660	0,1435	0,4075	2,4227
1,81	0,4540	0,0630	0,1389	0,3965	2,4523
1,82	0,4479	0,0602	0,1343	0,3855	2,4824
1,83	0,4418	0,0573	0,1298	0,3746	2,5132
1,84	0,4357	0,0546	0,1253	0,3638	2,5449
1,85	0,4296	0,0520	0,1210	0,3530	2,5766
1,86	0,4234	0,0494	0,1167	0,3423	2,6094
1,87	0,4172	0,0469	0,1124	0,3316	2,6429
1,88	0,4109	0,0445	0,1083	0,3211	2,6772
1,89	0,4047	0,0422	0,1042	0,3105	2,7123

1,90	0,3983	0,0399	0,1002	0,3002	2,7481
1,91	0,3920	0,0377	0,0962	0,2898	2,7849
1,92	0,3856	0,0356	0,0923	0,2797	2,8225
1,93	0,3792	0,0336	0,0885	0,2695	2,8612
1,94	0,3727	0,0316	0,0848	0,2596	2,9007
1,95	0,3662	0,0297	0,0812	0,2497	2,9414
1,96	0,3597	0,0279	0,0776	0,2400	2,9831
1,97	0,3532	0,0262	0,0741	0,2304	3,0301
1,98	0,3466	0,0245	0,0707	0,2209	3,0701
1,99	0,3400	0,0229	0,0674	0,2116	3,1155

Продовження додатка К

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
2,00	0,3333	0,0214	0,0642	0,2024	3,1622
2,01	0,3267	0,0199	0,0610	0,1934	3,2104
2,02	0,3199	0,0185	0,0579	0,1845	3,2603
2,03	0,3132	0,0172	0,0549	0,1758	3,3113
2,04	0,3064	0,0159	0,0520	0,1672	3,3642
2,05	0,2996	0,0147	0,0491	0,1588	3,4190
2,06	0,2927	0,0136	0,0464	0,1507	3,4759
2,07	0,2859	0,0125	0,0437	0,1427	3,5343
2,08	0,2789	0,0115	0,0411	0,1348	3,5951
2,09	0,2720	0,0105	0,0386	0,1272	3,6583
2,10	0,2650	0,0096	0,0361	0,1198	3,7240
2,11	0,2580	0,0087	0,0338	0,1125	3,7922
2,12	0,2509	0,0079	0,0315	0,1055	3,8633
2,13	0,2439	0,0072	0,0294	0,0986	3,9376
2,14	0,2367	0,0065	0,0273	0,0921	4,0150

2,15	0,2296	0,0058	0,0253	0,0857	4,0961
2,16	0,2224	0,0052	0,0233	0,0795	4,1791
2,17	0,2152	0,0046	0,0215	0,0735	4,2702
2,18	0,2079	0,0041	0,0197	0,0678	4,3642
2,19	0,2006	0,0036	0,0180	0,0623	4,4633
2,20	0,1933	0,0032	0,0164	0,0570	4,5674
2,21	0,1860	0,0028	0,0149	0,0520	4,6778
2,22	0,1786	0,0024	0,0135	0,0472	4,7954
2,23	0,1712	0,0021	0,0121	0,0427	4,9201
2,24	0,1637	0,0018	0,0116	0,0408	5,0533

Продовження додатка К

λ	$\frac{T}{T_0}$	$\frac{p}{p_0}$	$\frac{\rho}{\rho_0}$	$\frac{s_{кр}}{s}$	M
2,25	0,1563	0,00151	0,00966	0,0343	5,1958
2,26	0,1487	0,00127	0,00813	0,0290	5,3494
2,27	0,1412	0,00106	0,00749	0,0268	5,5147
2,28	0,1336	0,00087	0,00652	0,0234	5,6940
2,29	0,1260	0,00071	0,00564	0,0204	5,8891
2,30	0,1183	0,00057	0,00482	0,0175	6,1033
2,31	0,1106	0,00045	0,00407	0,0148	6,3399
2,32	0,1029	0,00035	0,00340	0,0124	6,6008
2,33	0,0952	0,00027	0,00280	0,0103	6,8935
2,34	0,0874	0,00020	0,00226	0,0083	7,2254
2,35	0,0796	0,00014	0,00170	0,0063	7,6053
2,36	0,0717	$0,988 \cdot 10^{-4}$	0,00138	0,0051	8,0450
2,37	0,0638	$0,657 \cdot 10^{-4}$	0,00103	0,0038	8,5619
2,38	0,0559	$0,413 \cdot 10^{-4}$	0,00074	0,0028	9,1882

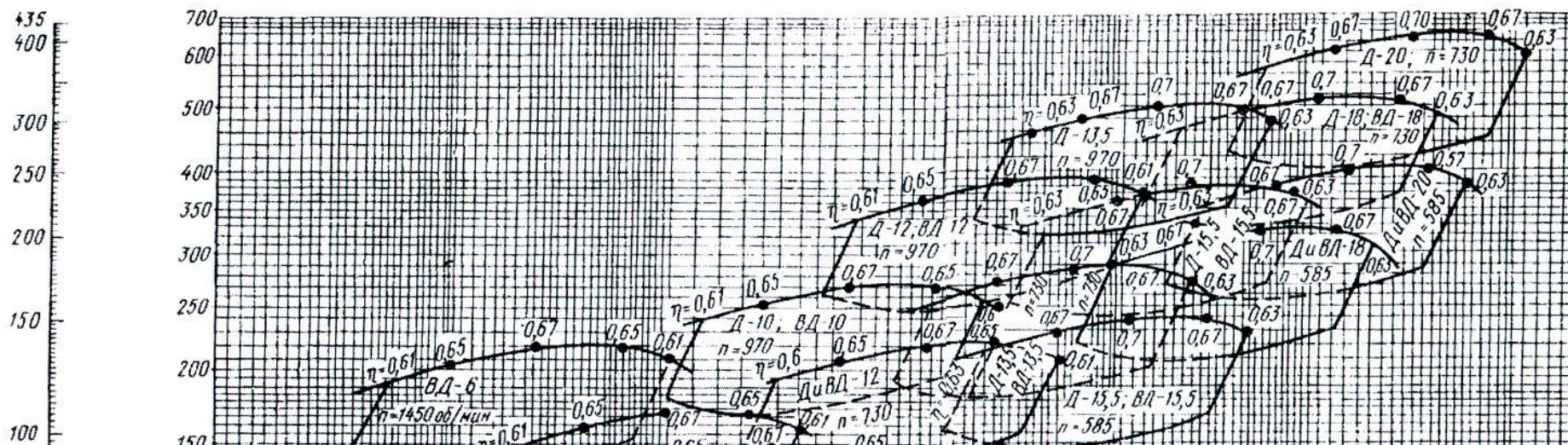
2,39	0,0480	$0,242 \cdot 10^{-4}$	0,00050	0,0019	9,9624
2,40	0,0400	$0,128 \cdot 10^{-4}$	0,00032	0,0012	10,957
2,41	0,0320	$0,584 \cdot 10^{-5}$	0,00018	0,0007	12,306
2,42	0,0239	$0,211 \cdot 10^{-5}$	$0,884 \cdot 10^{-4}$	0,0003	14,287
2,43	0,0158	$0,499 \cdot 10^{-6}$	$0,315 \cdot 10^{-4}$	0,0001	17,631
2,44	0,0077	$0,316 \cdot 10^{-7}$	$0,410 \cdot 10^{-5}$	$0,058 \cdot 10^{-4}$	25,367
2,449	0	0	0	0	∞

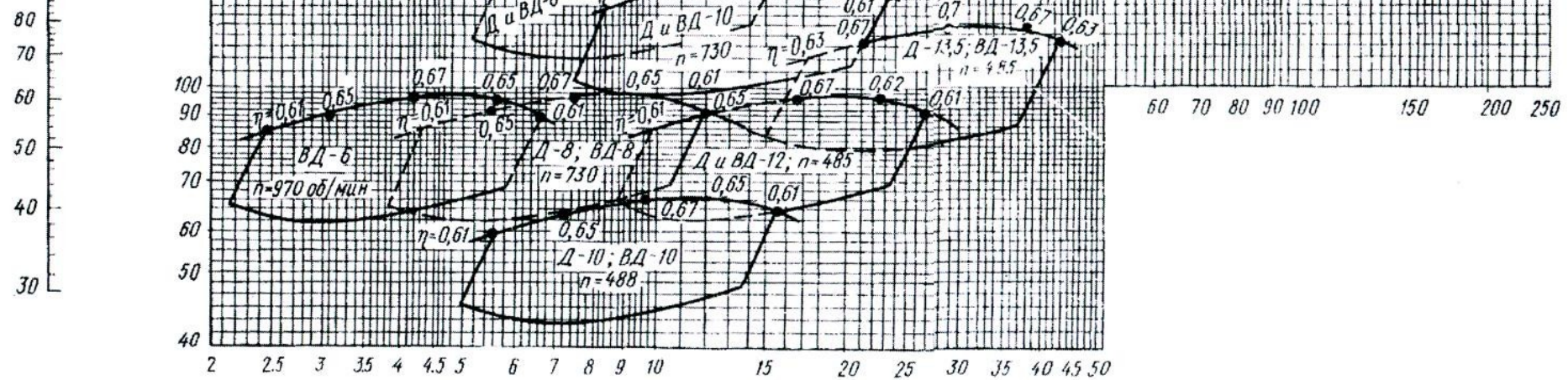
Повний тиск Н, мм вод. ст., при t=20°C (для димососів)

Повний тиск Н, мм вод. ст., при t = 20°C (для вентиляторів)

Додаток Ж

Зведені характеристики димососів і дуттьових вентиляторів № 6, 8, 10, 13, 13¹/₂, 15¹/₂ і 20





Продуктивність Q, тис. м³ /год

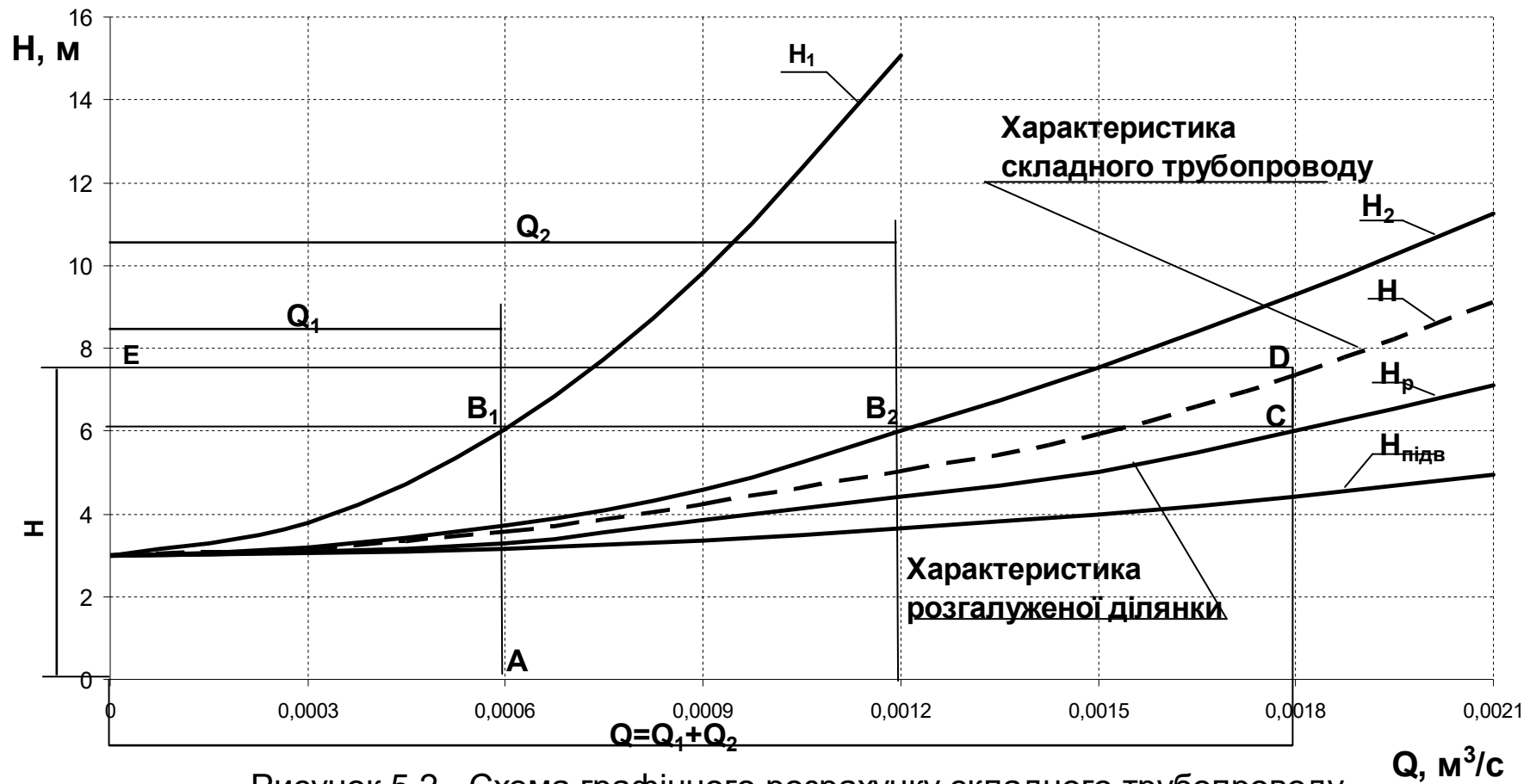


Рисунок 5.2 - Схема графічного розрахунку складного трубопроводу

Таблиця 2.1 - Вихідні дані для розрахунку димового тракту

№	$Q_r \cdot 10^{-3}$ м ³ /год	T_r К	$T_r^{верт}$ К	ρ_{ro} кг/м ³	$b \cdot h$ м ²	C м	D м	E м	$b_p \times h_p$ м ²	m шт	ΔT_p К	$T_{ст}$ К	V_o^p м/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	20	1280	1250	1,29	3,45 x 2,15	5	4	9	1,4 x 2,6	14	400	543	3
2	25	1250	1220	1,31	3,35 x 2,2	4	6	7	1,4 x 2,5	13	350	495	3,5
3	30	1240	1210	1,28	3,45 x 2,2	6	3	8	1,6 x 2,4	15	330	474	4
4	35	1220	1190	1,27	3,55 x 2,15	2,8	6,2	9	1,5 x 2,4	12	320	471	3,5
5	40	1190	1160	1,25	3,6 x 2,18	3,5	7	5	1,5 x 2,3	13	300	450	3,0
6	45	1200	1170	1,29	3,54 x 2,16	4,9	6,1	7	1,4 x 2,3	6	50	505	2,5
7	50	1230	1200	1,26	3,54 x 2,16	7	4	8	1,6 x 2,4	14	400	545	4
8	55	1260	1230	1,3	3,45 x 2,2	6,5	3,5	9	1,5 x 2,5	15	420	565	5
9	60	1273	1240	1,25	3,5 x 2,13	7,5	5,5	10	1,6 x 2,6	16	450	593	4
10	18	1150	1135	1,27	3,45 x 2,1	5	4	8	1,4 x 2,5	12	420	505	3
11	17,6	1180	1168	1,23	3,5 x 2,3	6	3	10	1,5 x 2,4	14	450	520	3,5
12	18,5	1200	1185	1,25	3,35 x 2,2	8	5	11	1,6 x 2,3	13	440	495	2,5
13	20	1210	1195	1,29	3,55 x 2,15	11	8	5	1,5 x 2,5	16	430	525	5
14	19,5	1260	1240	1,3	3,51 x 2,1	9	6	7	1,4 x 2,3	13	460	474	4
15	25,5	1310	1280	1,26	3,48 x 1,93	7	9	11	1,5 x 2,6	12	455	510	3,5
16	30	1320	1290	1,24	3,49 x 1,88	10	8	4	1,4 x 2,2	11	445	560	3,8
17	33	1250	1235	1,28	3,54 x 2,16	6	7	8	1,6 x 2,3	14	428	545	4,2
18	35	1190	1173	1,25	3,51 x 2,1	5	3	7	1,5 x 2,5	16	435	495	3,7
19	43	1240	1221	1,27	3,53 x 2,3	9	3	11	1,4 x 2,1	14	442	485	4,1
20	43,5	1263	1240	1,29	3,45 x 2,13	8	4	9	1,4 x 2,1	12	451	522	4,3
21	46	1290	1250	1,26	3,43 x 2,2	7	5	8	1,6 x 2,2	13	448	536	2,5
22	50,5	1310	1280	1,28	3,44 x 2,16	6	7	9	1,5 x 2,3	14	450	563	3,5
23	51	1255	1230	1,27	3,51 x 2,03	5	3	7	1,4 x 2,2	12	455	532	4,5
24	53	1193	1171	1,25	3,53 x 2,13	8	4	9	1,6 x 2,4	14	445	495	4
25	56	1205	1180	1,29	3,5 x 2,18	7	5	10	1,5 x 2,3	16	449	530	3

Таблиця 2.1 - Вихідні дані для розрахунку димового тракту

№	$Q_{г} \cdot 10^{-3}$ м ³ /год	$T_{г}$ К	$T_{г}^{верт}$ К	$\rho_{г0}$ кг/м ³	$b \cdot h$ м ²	C м	D м	E м	$b_p \cdot h_p$ м ²	m шт	ΔT_p К	$T_{ст}$ К	V_o^p м/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	20	1280	1250	1,29	3,45 x 2,15	5	4	9	1,4 x 2,6	14	400	543	3
2	25	1250	1220	1,31	3,35 x 2,2	4	6	7	1,4 x 2,5	13	350	495	3,5
3	30	1240	1210	1,28	3,45 x 2,2	6	3	8	1,6 x 2,4	15	330	474	4
4	35	1220	1190	1,27	3,55 x 2,15	2,8	6,2	9	1,5 x 2,4	12	320	471	3,5
5	40	1190	1160	1,25	3,6 x 2,18	3,5	7	5	1,5 x 2,3	13	300	450	3,0
6	45	1200	1170	1,29	3,54 x 2,16	4,9	6,1	7	1,4 x 2,3	6	50	505	2,5
7	50	1230	1200	1,26	3,54 x 2,16	7	4	8	1,6 x 2,4	14	400	545	4
8	55	1260	1230	1,3	3,45 x 2,2	6,5	3,5	9	1,5 x 2,5	15	420	565	5
9	60	1273	1240	1,25	3,5 x 2,13	7,5	5,5	10	1,6 x 2,6	16	450	593	4
10	18	1150	1135	1,27	3,45 x 2,1	5	4	8	1,4 x 2,5	12	420	505	3
11	17,6	1180	1168	1,23	3,5 x 2,3	6	3	10	1,5 x 2,4	14	450	520	3,5
12	18,5	1200	1185	1,25	3,35 x 2,2	8	5	11	1,6 x 2,3	13	440	495	2,5
13	20	1210	1195	1,29	3,55 x 2,15	11	8	5	1,5 x 2,5	16	430	525	5
14	19,5	1260	1240	1,3	3,51 x 2,1	9	6	7	1,4 x 2,3	13	460	474	4
15	25,5	1310	1280	1,26	3,48 x 1,93	7	9	11	1,5 x 2,6	12	455	510	3,5
16	30	1320	1290	1,24	3,49 x 1,88	10	8	4	1,4 x 2,2	11	445	560	3,8
17	33	1250	1235	1,28	3,54 x 2,16	6	7	8	1,6 x 2,3	14	428	545	4,2
18	35	1190	1173	1,25	3,51 x 2,1	5	3	7	1,5 x 2,5	16	435	495	3,7
19	43	1240	1221	1,27	3,53 x 2,3	9	3	11	1,4 x 2,1	14	442	485	4,1
20	43,5	1263	1240	1,29	3,45 x 2,13	8	4	9	1,4 x 2,1	12	451	522	4,3
21	46	1290	1250	1,26	3,43 x 2,2	7	5	8	1,6 x 2,2	13	448	536	2,5
22	50,5	1310	1280	1,28	3,44 x 2,16	6	7	9	1,5 x 2,3	14	450	563	3,5
23	51	1255	1230	1,27	3,51 x 2,03	5	3	7	1,4 x 2,2	12	455	532	4,5
24	53	1193	1171	1,25	3,53 x 2,13	8	4	9	1,6 x 2,4	14	445	495	4
25	56	1205	1180	1,29	3,5 x 2,18	7	5	10	1,5 x 2,3	16	449	530	3

