

## ВСТУП.

При вивченні курсу «Теплотехніка» студенти спеціальності «Енергетика та електротехнічні системи в АПК», керуючись програмою курсу, самостійно працюють над навчальним матеріалом та виконують курсовий проект.

Курсовий проект складається з 8 розділів, які стосуються найбільш суттєвих тем курсу: розділ 1 «Термодинамічні процеси»; розділ 2 «Теоретичні цикли ДВЗ»; розділ 3 «Теплообмінні апарати»; розділ 4 «Зерносушарки»; розділ 5 «Холодильні установки»; розділ 6 «Котельні установки»; розділ 7 «Паросилові установки», розділ 8 «Опалювання і вентиляція тваринницьких, птахівничих приміщень».

Виконаний проект необхідно представити в вигляді пояснювальної записки не більше 40 сторінок рукописного тексту на аркушах формату А4 з основним штампом 185х40 тільки для реферату та 185х15 для вступних аркушів кожного розділу. Всі креслення (схеми, графіки) виконуються на форматах А4 зі штампом 185х55 з врахуванням всіх вимог і норм стосовно креслення.

Пояснювальна записка повинна містити послідовно викладені наступні відомості:

- а) титульний лист (додаток А);
- б) завдання на виконання курсової роботи (додаток Б);
- в) реферат (додаток В);
- г) висновки (додаток Г);
- д) список літературних джерел;
- е) зміст.

Запис розрахунків виконують обов'язково в такій послідовності: записати розрахункову формулу, підставити в неї чисельні значення вхідних у формулу параметрів, записати кінцевий результат і розмірність розрахованої величини. В записці обов'язково проставити сторінки, вказати використану літературу.

**РОЗДІЛ 1. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ ПРОЦЕС. [5]**  
**«Визначення основних параметрів та термодинамічних характеристик у**  
**політропному процесі, що здійснюється газовою сумішшю».**

**Завдання.** Суміш, яка складається з  $M_1$  кіломолей азоту,  $M_2$  кіломолей кисню та  $M_3$  кіломолей вуглекислого газу, з початковими параметрами – тиском  $p_1$ , МПа і температурою  $T_1$ , К, розширюється до кінцевого тиску  $p_2$ , МПа. Розширення здійснюється по політропі з показником  $n$ .

Визначити масу суміші, її газову сталу і початковий об'єм, кінцеві параметри суміші, роботу розширення, теплоту, що бере участь в процесі, зміни внутрішньої енергії, ентальпії і ентропії. Показати (на міліметрівці, в масштабі) перебіг процесу в  $p-v$  і  $T-s$  діаграмах. Дані для розрахунків взяти із таблиці 1.1.

**Таблиця 1.1.** Вихідні дані для розрахунків.

Передостання цифра шифру	$M_1\ N_2$	$M_2\ O_2$	$M_3\ CO_2$	$p_1$ , МПа	$T_1$ , К	Остання цифра шифру	$p_2$ , МПа	$n$
	кмоль							
0	0,2	0,7	0,1	2,0	1500	0	0,45	1,2
1	0,3	0,5	0,2	1,5	1400	1	0,40	1,3
2	0,4	0,4	0,2	1,8	1300	2	0,35	1,4
3	0,5	0,3	0,2	1,5	1200	3	0,30	1,5
4	0,4	0,2	0,4	1,0	1100	4	0,25	1,6
5	0,3	0,5	0,2	1,0	1000	5	0,20	1,7
6	0,6	0,2	0,2	1,5	1100	6	0,30	1,6
7	0,5	0,3	0,2	1,8	1200	7	0,35	1,5
8	0,4	0,2	0,4	1,5	1300	8	0,40	1,4
9	0,3	0,6	0,1	2,0	1400	9	0,50	1,3

**1.1. Деякі відомості про політропний процес.**

Процес переходу робочого тіла (газу) з одного стану в інший, називається **термодинамічним процесом**.

В термодинамічних пристроях (машинах, двигунах, холодильниках) найбільш часто зустрічаються наступні чотири характерні процеси:

1. **ізохорний** (проходить при незмінному об'ємі робочого тіла,  $v = \text{const}$ );
2. **ізобарний** (проходить при незмінному тиску робочого тіла,  $p = \text{const}$ );
3. **ізотермний** (проходить при незмінній температурі робочого тіла,  $p v = \text{const}$ ,  $T = \text{const}$ );
4. **адіабатний** (проходить без теплообміну з зовнішнім середовищем,  $p v^k = \text{const}$ , де  $k = \frac{c_p}{c_v}$  -

показник адіабати;  $c_p$  і  $c_v$  відповідно питомі ізобарна і ізохорна теплоємності р. т.).

Виявляється, що ці чотири термодинамічні процеси є частковими процесами більш узагальнюючого політропного процесу.

$$p v^n = \text{const},$$

де  $n$  – показник політропи – будь-яке ціле чи дробове, позитивне чи від'ємне число, яке вкладається в множину  $-\infty < n < +\infty$ .

Тоді: а) при  $n = 0$ ,  $p v^0 = \text{const} \rightarrow p = \text{const}$  – ізобарний процес;

б) при  $n = 1$ ,  $p v^1 = \text{const} \rightarrow T = \text{const}$  – ізотермний процес;

в) при  $n = k$ ,  $p v^k = \text{const}$  – адіабатний процес;

г) при  $n = \infty$ ,  $p v^\infty = \text{const}$ , або  $p^\infty v = \text{const}$ , або  $p^0 v = \text{const} \rightarrow v = \text{const}$  – ізохорний процес.

Спільний перебіг цих процесів в робочій ( $p-v$ ) і тепловій ( $T-s$ ) діаграмах представлений на рисунку

1.1.

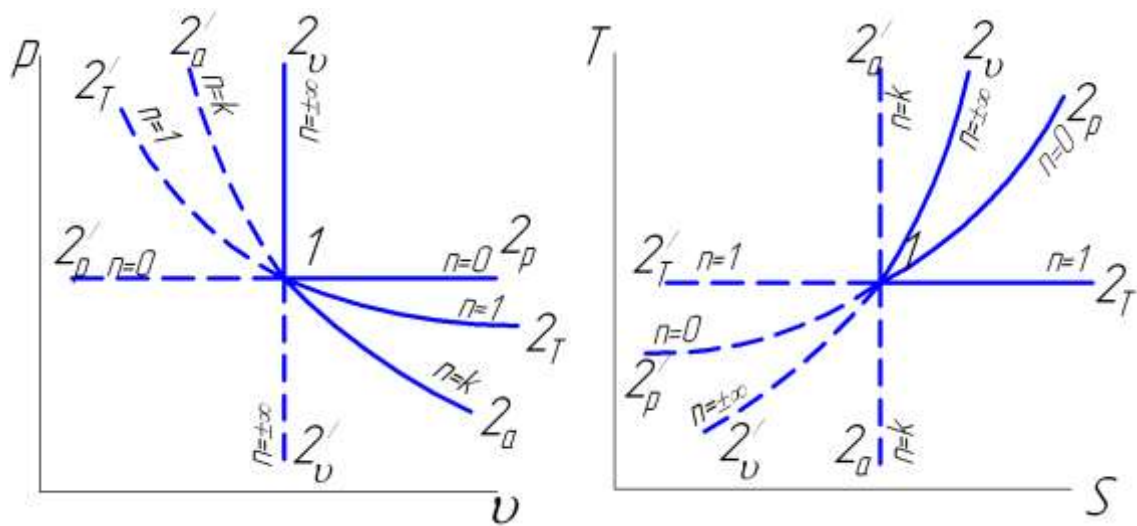


Рис. 1.1. Спільний перебіг термодинамічних процесів в робочій і тепловій діаграмах.

Тут процеси: 1–2<sub>v</sub> – ізохорний, 1–2<sub>p</sub> – ізобарний, 1–2<sub>T</sub> – ізотермний, 1–2<sub>a</sub> – адіабатний – процеси розширення,  $dv > 0$ ; 1–2'<sub>v</sub> – ізохорний, 1–2'<sub>p</sub> – ізобарний, 1–2'<sub>T</sub> – ізотермний, 1–2'<sub>a</sub> – адіабатний – процеси стисання,  $dv < 0$ .

Знаючи характер процесу (розширення чи стисання) і показник політропи, можна завжди дати коротку якісну характеристику процесу – зміну його основних параметрів та термодинамічних характеристик.

Наприклад, процесу розширення з показником політропи  $n = -2$  (вихід з точ.1). В цьому процесі:  $v \uparrow, p \uparrow, T \uparrow, +\ell, +q, +\Delta u, +\Delta i, +\Delta s$ . (тобто  $u, i, s$  збільшуються).

Цей термодинамічний процес в діаграмах  $p-v$  і  $T-s$  координат зображується як показано на рис. 1.2:

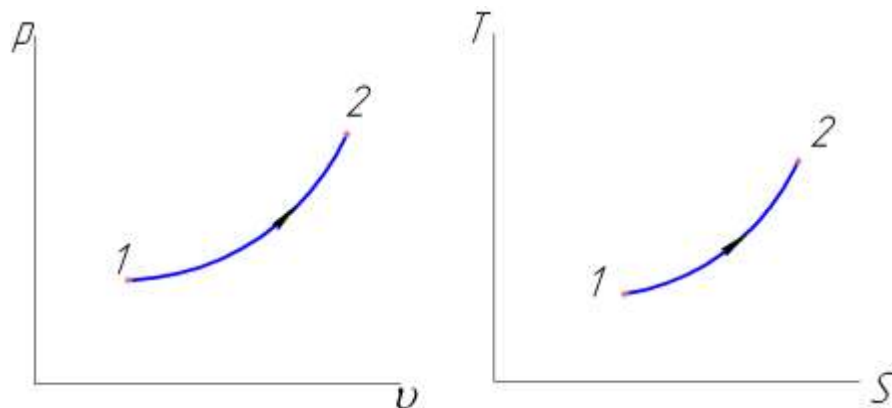


Рис. 1.2. Перебіг політропного процесу розширення ( $n=-2$ ) в робочій і тепловій діаграмах.

Можна дати коротку характеристику і процесу стисання з показником  $n=0,5$ . В цьому процесі (вихід з т. 1)  $v \downarrow, p \uparrow, T \downarrow, -\ell, -q, -\Delta u, -\Delta i, -\Delta s$  (тобто  $u, i, s$  зменшуються).

Цей процес в названих діаграмах зображується як показано на рис. 1.3:

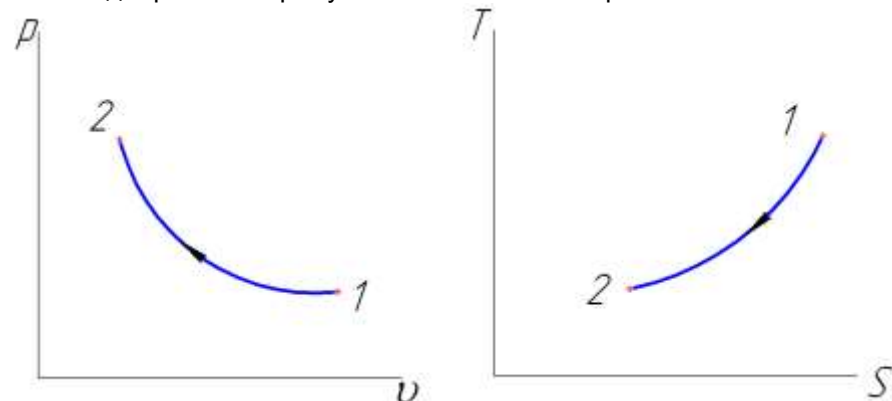


Рис. 1.3. Перебіг політропного процесу стисання ( $n=0,5$ ) в робочій і тепловій діаграмах.

Кількісну оцінку зміни параметрів робочого тіла та характеристик процесів, що виконуються цим тілом,

можна розглянути на прикладі, який наведений нижче.

## 1.2. Методика розрахунку.

**Вихідні дані:**

$M_1 = \dots \dots \dots$  кмоль;  
 $M_2 = \dots \dots \dots$  кмоль;  
 $M_3 = \dots \dots \dots$  кмоль;  
 $p_1 = \dots \dots \dots$  МПа;  
 $p_2 = \dots \dots \dots$  МПа;  
 $T_1 = \dots \dots \dots$  К;  
 $n = \dots \dots \dots$ ;  
 Процес політропний.

**Рішення.**

1. Маса суміші:

$$m_{см} = m_1 + m_2 + m_3, \text{ кг.} \quad (1.1)$$

$$\text{Тут: } m_1 = \mu_1 M_1, \text{ кг;} \quad (1.2)$$

$$m_2 = \mu_2 M_2, \text{ кг;} \quad (1.3)$$

$$m_3 = \mu_3 M_3, \text{ кг,} \quad (1.4)$$

де  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  – молярна (молекулярна) маса компонента, кг/кмоль;

$M_1, M_2, M_3$  – кількість кіломолей компонента.

2. Газова (уявна) стала суміші:

$$R_{см} = \sum_{i=1}^n q_i R_i = q_1 R_1 + q_2 R_2 + q_3 R_3, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (1.5)$$

Тут  $q_1, q_2, q_3$  – масові частки компонентів:

$$q_1 = \frac{m_1}{m_{см}}; \quad q_2 = \frac{m_2}{m_{см}}; \quad q_3 = \frac{m_3}{m_{см}}, \quad (1.6)$$

де  $R_1, R_2, R_3$  – характеристичні газові сталі компонентів, беруться з таблиці 1.2 або визначаються як:

$$R_i = \frac{R_\mu}{\mu_i} = \frac{8314}{\mu_i}, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (1.7)$$

3. Початковий об'єм суміші:

$$V_1 = \frac{m_{см} R_{см} T_1}{p_1}, \quad \text{м}^3, \quad (1.8)$$

де  $T_1$  – в К;  $p_1$  – в Па.

4. Тиск суміші наприкінці процесу розширення:

$p_2 = \dots \dots \dots$  МПа – задано за умовою.

5. Температура суміші наприкінці процесу розширення:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad \text{К.} \quad (1.9)$$

6. Об'єм суміші наприкінці процесу розширення:

$$V_2 = V_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad \text{м}^3. \quad (1.10)$$

7. Робота зміни об'єму суміші в процесі розширення:

$$L = m_{см} \frac{1}{n-1} R_{см} (T_1 - T_2), \quad \text{кДж.} \quad (1.11)$$

8. Зміна внутрішньої енергії суміші:

$$\Delta U = m_{см} c_{V_{м см}} (T_2 - T_1), \quad \text{кДж.} \quad (1.12)$$

Тут  $c_{V_{м см}}$  – питома масова ізохорна теплоємність суміші, середня в аналізованому інтервалі температур, визначається як:

$$c_{V_{м см}} = \sum_{i=1}^n q_i c_{V_{m_i}} = q_1 c_{V_{m_1}} + q_2 c_{V_{m_2}} + q_3 c_{V_{m_3}}, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (1.13)$$

де  $C_{V_{m1}}, C_{V_{m2}}, C_{V_{m3}}$  – питомі масові ізохорні середні теплоємності компонентів суміші (беруться з таблиці 1.3).

**9. Зміна ентальпії суміші:**

$$\Delta I = m_{cm} c_{P_{m_{cm}}} (T_2 - T_1), \text{ кДж.} \quad (1.14)$$

Тут  $C_{P_{m_{cm}}}$  – питома масова ізобарна теплоємність суміші, середня в аналізованому інтервалі температур, визначається як:

$$c_{P_{m_{cm}}} = \sum_{i=1}^n q_i c_{P_{m_i}} = q_1 c_{P_{m_1}} + q_2 c_{P_{m_2}} + q_3 c_{P_{m_3}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (1.15)$$

де  $C_{P_{m1}}, C_{P_{m2}}, C_{P_{m3}}$  – питомі масові ізобарні середні теплоємності компонентів суміші (беруться з таблиці 1.3).

**10. Теплота процесу:**

$$Q = m_{cm} c_{n_{m_{cm}}} (T_2 - T_1), \text{ кДж}; \quad (1.16)$$

$$\text{де } c_{n_{m_{cm}}} = c_{V_{m_{cm}}} \frac{n-k}{n-1}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad (1.17)$$

– питома масова теплоємність суміші в політропному процесі, середня в аналізованому інтервалі температур.

$$k = \frac{c_{P_{m_{cm}}}}{c_{V_{m_{cm}}}} \text{ – показник адіабати для суміші.} \quad (1.18)$$

Перевірка: відповідно до 1 – го закону термодинаміки:

$$Q = \Delta U + L, \text{ кДж (похибка до } \pm 5\%). \quad (1.19)$$

**11. Зміна ентропії суміші:**

$$\Delta S = m_{cm} c_{n_{m_{cm}}} \ln \frac{T_2}{T_1}, \frac{\text{кДж}}{\text{К}}. \quad (1.20)$$

**Перевірка:** як наслідок з другого закону термодинаміки  $Q = T_m \Delta S, \text{ кДж}$ ,

$$\text{де } T_m = \frac{T_1 + T_2}{2}, \text{ К (похибка до } \pm 5\%).$$

**12. Графіки перебігу процесу в діаграмах  $p - v$  і  $T - s$  координат (на міліметрівці). Попередньо обчислюємо питомий об'єм суміші на початку і наприкінці процесу розширення:**

$$v_1 = \frac{V_1}{m_{cm}}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \quad (1.21)$$

$$\text{та } v_2 = \frac{V_2}{m_{cm}}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \quad (1.22)$$

$$\text{а також зміну питомої ентропії: } \Delta s = \frac{\Delta S}{m_{cm}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (1.23)$$

Для більш якісної побудови графіків знаходимо додаткові точки:

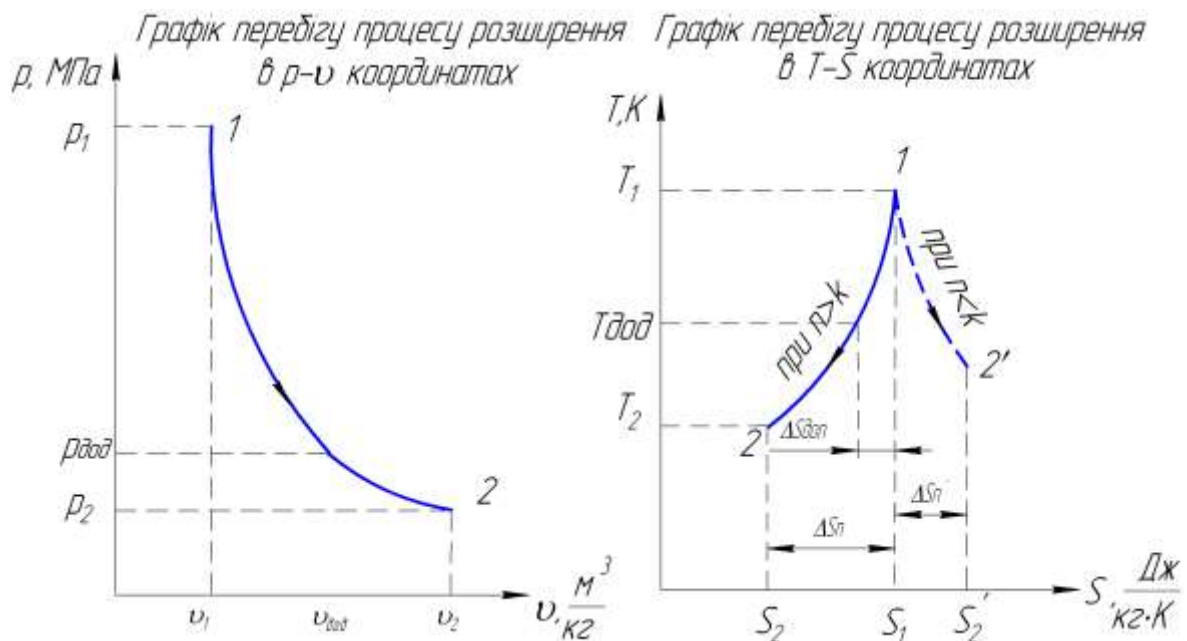
а) на діаграмі  $p - v$  задаємося  $v_{доо}$  і по формулі знаходимо значення  $p_{доо}, \text{ МПа}$ .

$$p_{доо} = p_1 \left( \frac{v_1}{v_{доо}} \right)^n, \text{ МПа}; \quad (1.24)$$

б) на діаграмі  $T - s$ :

$$\text{Задаємося } T_{доо} \text{ і по формулі знаходимо значення } \Delta S_{доо}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}:$$

$$\Delta S_{доо} = C_{n_{m_{cm}}} \ln \frac{T_{доо}}{T_1}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad \text{Рисунок 1.4.} \quad (1.25)$$



**Таблиця 1.2** Питомі газові сталі та молярні маси деяких газів.

№ п/п	Найменування газу	Хімічний символ	Молярна (молекулярна) маса компонента, $\mu$ , кг/кмоль;	Питома газова стала, $R$ , Дж/(кг·К)
1.	Водень	H <sub>2</sub>	2	4157
2.	Кисень	O <sub>2</sub>	32	259,8
3.	Азот	N <sub>2</sub>	28	297
4.	Вуглекислий газ	CO <sub>2</sub>	44	189
5.	Окись вуглецю	CO	28	297
6.	Метан	CH <sub>4</sub>	16	519,6
7.	Етан	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30	277,13
8.	Пропан	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44	189
9.	Бутан	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58	143,35
10.	Повітря	—	29	286,7
11.	Аміак	NH <sub>3</sub>	17	488,2
12.	Сірковий газ	SO <sub>2</sub>	64	129,8

**Таблиця 1.3** Питомі масові ізобарні та ізохорні теплоємності газів (в інтервалі температур 700.....1500 К).

№ п/п	Газ	$C_{pm}$	$C_{vm}$	$k$
1.	Азот	1,105	0,805	1,36
2.	Кисень	1,025	0,765	1,34
3.	Вуглекислий газ	1,125	0,935	1,22
4.	Повітря	1,135	0,845	1,34

### 1.3. Приклад розрахунку.

**Вихідні дані:**

$M_{N_2} = 0,5$  кмоль – кількість кіломолей азоту;

$M_{O_2} = 0,3$  кмоль – кількість кіломолей кисню;

$M_{CO_2} = 0,2$  кмоль – кількість кіломолей вуглекислого газу;

$p_1 = 1,5$  МПа – початковий тиск;

$T_1 = 1200$  – початкова температура;

$p_2 = 0,40$  МПа – тиск суміші наприкінці процесу розширення;

$n = 1,3$  – показник політропи.

**Рішення.**

1. Маса суміші:

$$m_{cm} = m_{N_2} + m_{O_2} + m_{CO_2}, \text{ кг. } m_{cm} = 14 + 9,6 + 8,8 = 32,4 \text{ кг};$$

$$\text{Тут: } m_{N_2} = \mu_{N_2} M_1, \text{ кг; } m_{N_2} = 28 \cdot 0,5 = 14 \text{ кг};$$

$$m_{O_2} = \mu_{O_2} M_2, \text{ кг; } m_{O_2} = 32 \cdot 0,3 = 9,6 \text{ кг};$$

$$m_{CO_2} = \mu_{CO_2} M_3, \text{ кг, } m_{CO_2} = 44 \cdot 0,2 = 8,8 \text{ кг.}$$

де  $\mu_{N_2}$ ,  $\mu_{O_2}$ ,  $\mu_{CO_2}$  – молярна (молекулярна) маса компонента, кг/кмоль;

$M_1$ ,  $M_2$ ,  $M_3$  – кількість кіломолей компонента (задано за умовою).

2. Газова (уявна) стала суміші:

$$R_{cm} = \sum_{i=1}^n q_i R_i = q_{N_2} R_{N_2} + q_{O_2} R_{O_2} + q_{CO_2} R_{CO_2}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Тут  $q_{N_2}$ ,  $q_{O_2}$ ,  $q_{CO_2}$  – масові частки компонентів:

$$q_i = \frac{m_i}{m_{cm}}; \quad q_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{m_{cm}} = \frac{14}{32,4} = 0,43;$$

$$q_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_{cm}} = \frac{9,6}{32,4} = 0,3; \quad q_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{cm}} = \frac{8,8}{32,4} = 0,27,$$

де  $R_{O_2}$ ,  $R_{N_2}$ ,  $R_{CO_2}$  – характеристичні газові сталі компонентів, беруться з таблиці 1.2 або визначаються як:

$$R_i = \frac{R_u}{\mu_i} = \frac{8314}{\mu_i}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$R_{cm} = 0,43 \cdot 297 + 0,3 \cdot 260 + 0,27 \cdot 189 = 256,74 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

3. Початковий об'єм суміші:

$$V_1 = \frac{m_{cm} R_{cm} T_1}{p_1}, \text{ м}^3,$$

де  $T_1$  – в К,  $p_1$  – в Па (задано за умовою).

$$V_1 = \frac{32,4 \cdot 256,74 \cdot 1200}{1,5 \cdot 10^6} = 6,7 \text{ м}^3.$$

4. Тиск суміші наприкінці процесу розширення:

$p_2 = 0,25 \text{ МПа}$  – задано за умовою.

5. Температура суміші наприкінці процесу розширення:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К; } T_2 = 1200 \cdot \left( \frac{0,40 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,6-1}{1,6}} = 731 \text{ К}.$$

6. Об'єм суміші наприкінці процесу розширення:

$$V_2 = V_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}, \text{ м}^3; \quad V_2 = 6,7 \cdot \left( \frac{1,5 \cdot 10^6}{0,40 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{1,6}} = 15,31 \text{ м}^3.$$

7. Робота зміни об'єму суміші в процесі розширення:

$$L = m_{cm} \frac{1}{n-1} R_{cm} (T_1 - T_2), \text{ кДж};$$

$$L = 32,4 \cdot \frac{1}{1,6-1} \cdot 256,74 \cdot (1200 - 731) = 6502 \text{ кДж}.$$

8. Зміна внутрішньої енергії суміші:

$$\Delta U = m_{\tilde{n}\tilde{i}} \tilde{n}_{V_{m\tilde{n}\tilde{i}}} (\dot{O}_2 - \dot{O}_1), \text{ кДж}.$$

Тут  $C_{V_{m_{cm}}}$  – питома масова ізохорна теплоємність суміші, середня в аналізованому інтервалі температур, визначається як:

$$c_{V_{m_{cm}}} = \sum_{i=1}^n q_i c_{V_{mi}} = q_{N_2} c_{V_{mN_2}} + q_{O_2} c_{V_{mO_2}} + q_{CO_2} c_{V_{mCO_2}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

де  $c_{V_{mN_2}}, c_{V_{mO_2}}, c_{V_{mCO_2}}$  – питомі масові ізохорні середні теплоємності компонентів суміші (беруться з таблиць 1.3).

$$c_{V_{m_{см}}} = 0,43 \cdot 0,805 + 0,3 \cdot 0,765 + 0,27 \cdot 0,935 = 0,8281 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

$$\Delta U = 32,4 \cdot 0,8281 \cdot (731 - 1200) = -12583,48 \text{ кДж}.$$

9. Зміна ентальпії суміші:

$$\Delta I = m_{см} c_{P_{m_{см}}} (T_2 - T_1), \text{ кДж}.$$

Тут  $c_{P_{m_{см}}}$  – питома масова ізобарна теплоємність суміші, середня в аналізованому інтервалі температур – визначається як:

$$c_{P_{m_{см}}} = \sum_{i=1}^n q_i c_{P_{mi}} = q_{N_2} c_{P_{mN_2}} + q_{O_2} c_{P_{mO_2}} + q_{CO_2} c_{P_{mCO_2}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

де  $c_{P_{mN_2}}, c_{P_{mO_2}}, c_{P_{mCO_2}}$  – питомі масові ізобарні середні теплоємності компонентів суміші (беруться з таблиці 1.3).

$$c_{P_{m_{см}}} = 0,43 \cdot 1,105 + 0,3 \cdot 1,025 + 0,27 \cdot 1,125 = 1,0864 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\Delta I = 32,4 \cdot 1,0864 \cdot (731 - 1200) = -16508,5 \text{ кДж}.$$

10. Тепло процесу:  $Q = m_{см} c_{n_{см}} (T_2 - T_1), \text{ кДж},$

де  $c_{n_{см}} = c_{V_{м_{см}}} \frac{n-k}{n-1}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – питома масова теплоємність суміші в політропному процесі, середня в аналізованому інтервалі температур;

де  $k = \frac{c_{P_{м_{см}}}}{c_{V_{м_{см}}}}$  – показник адіабати для суміші.  $k = \frac{1,0864}{0,8281} = 1,31;$

$$c_{n_{см}} = 0,8281 \cdot \frac{1,6-1,31}{1,6-1} = 0,4002 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$Q = 32,4 \cdot 0,4002 \cdot (731 - 1200) = -6081 \text{ кДж}.$$

Перевірка: відповідно до 1 – го закону термодинаміки:

$$Q = \Delta U + L, \text{ кДж.} \quad - 12583,48 + 6502 = - 6081; - 6081 \neq - 6081$$

Похибка розрахунку  $\Delta = \left| \frac{6081 - 6081}{6081} \right| \cdot 100\% = 0\% < 5\%.$

11. Зміна ентропії суміші:

$$\Delta S = m_{см} c_{n_{см}} \ln \frac{T_2}{T_1}, \frac{\text{кДж}}{\text{К}}; \quad \Delta S = 32,4 \cdot 0,4002 \cdot \ln \frac{731}{1200} = -6,43 \frac{\text{кДж}}{\text{К}}.$$

**Перевірка:** як наслідок з другого закону термодинаміки:

$$Q = T_m \Delta S = \frac{T_1 + T_2}{2} \Delta S = \frac{1200 + 731}{2} (-6,43) = -6208 \text{ кДж}.$$

Похибка:  $\Delta = \left| \frac{-6081 - (-6208)}{-6081} \right| = 2\% < 5\%.$

12. Графіки перебігу процесу в діаграмах  $p - v$  і  $T - s$  координат (рис. 1.5, 1.6).

Попередньо обчислюємо питомий об'єм суміші на початку і наприкінці процесу розширення:

$$v_1 = \frac{V_1}{m_{см}}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$v_1 = \frac{6,7}{32,4} = 0,207 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$



$$\text{та } \nu_2 = \frac{V_2}{m_{\text{см}}}, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \quad \nu_2 = \frac{15,31}{32,4} = 0,473 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$\text{а також зміну питомої ентропії: } \Delta s = \frac{\Delta S}{m_{\text{см}}}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad \Delta s_{1-2} = \frac{-6,43}{32,4} = -0,198 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для більш якісної побудови графіків знаходимо додаткові точки:

а) на діаграмі  $p - \nu$ : задаємося  $\nu_{\text{доо}}$  і по формулі знаходимо значення  $p_{\text{доо}}$ , МПа:

$$p_{\text{доо}} = p_1 \left( \frac{\nu_1}{\nu_{\text{доо}}} \right)^n, \quad \text{МПа}; \quad p_{\text{доо}} = 1,8 \cdot \left( \frac{0,207}{0,3} \right)^{1,6} = 0,994 \text{ МПа};$$

б) на діаграмі  $T - s$ , при побудові графіка точка 1 на горизонталі  $T_1 = \text{const}$  вибираємо довільно:

$$\text{Задаємося } T_{\text{доо}} \text{ і по формулі знаходимо значення } \Delta S_{\text{доо}}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}: \quad T_{\text{доо}} = 1000 \text{ К}.$$

$$\Delta S_{\text{доо}} = C_{n_{\text{м см}}} \ln \frac{T_{\text{доо}}}{T_1}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad \Delta S_{\text{доо}} = 0,4002 \cdot \ln \frac{1000}{1200} = -0,0729 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

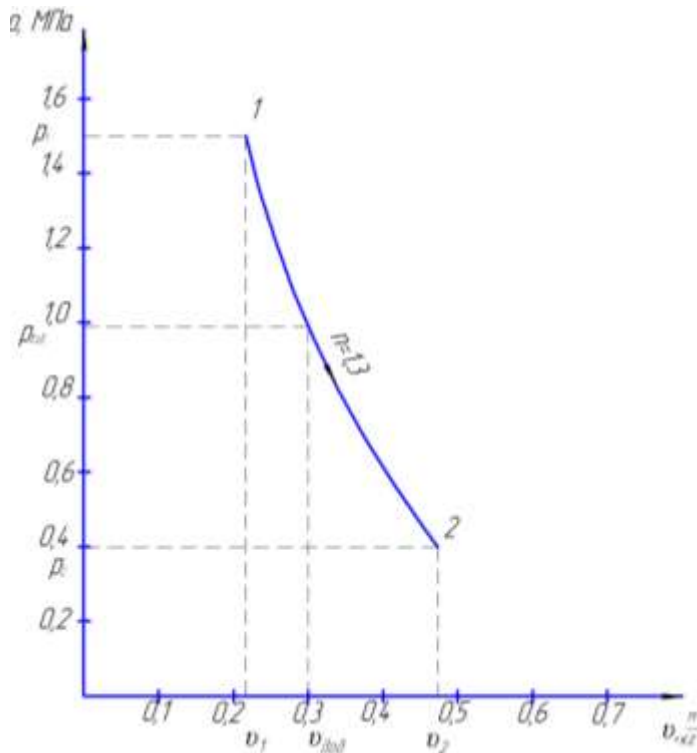


Рисунок 1.5. Графік перебігу процесу розширення в  $p-\nu$  координатах.

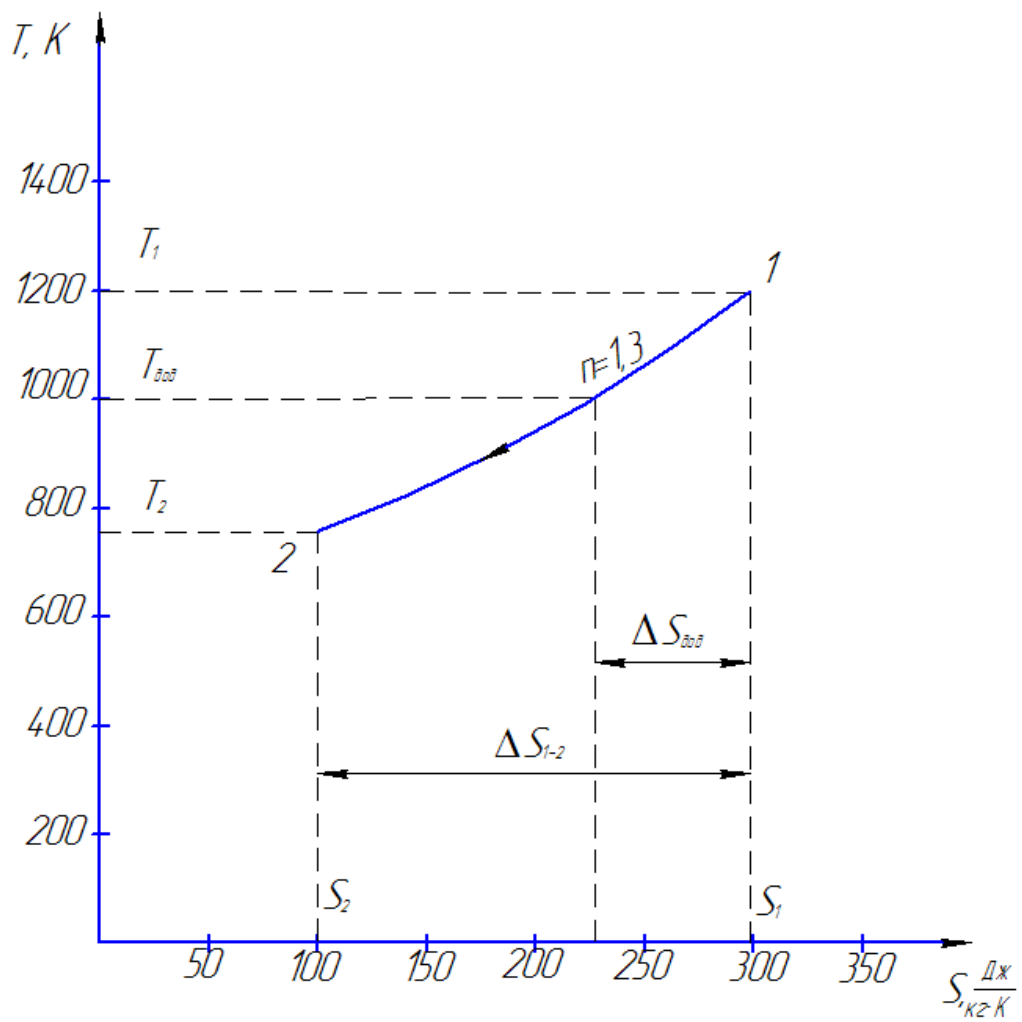


Рисунок 1.6. Графік перебігу процесу розширення в T-S координатах.

**РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНИЙ ЦИКЛ ДВЗ. [5]**  
**«Розрахунково–графічне дослідження теоретичного циклу двигуна внутрішнього згоряння».**

**Завдання.** Розрахувати теоретичний цикл двигуна внутрішнього згоряння та визначити його основні вихідні параметри (ефективну потужність і економічність) якщо:

початковий тиск робочого тіла.....  $p_1, \text{МПа}$ ;  
 початкова температура робочого тіла.....  $t_1, ^\circ\text{C}$ ;  
 ступінь стиску робочого тіла в двигуні.....  $\epsilon$ ;  
 ступінь підвищення тиску робочого тіла в процесі підводу теплоти.....  $\lambda$ ;  
 ступінь попереднього розширення робочого тіла.....  $\rho$ ;  
 діаметр циліндра.....  $D, \text{мм}$ ;  
 хід поршня.....  $S, \text{мм}$ ;  
 число циліндрів у двигуні.....  $Z$ ;  
 частота обертання валу двигуна.....  $n, \text{об/хв}$ ;  
 тактність двигуна.....  $\tau$ ;  
 втрати теоретичної роботи циклу.....  $\Pi, \%$ ;  
 коефіцієнт повноти згоряння палива в двигуні.....  $\xi$ ;  
 нижча теплота згоряння палива.....  $H_u=43 \text{ МДж/кг}$ ;  
 термодинамічні характеристики робочого тіла:

$c_{pm}=1,015 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ ;  $c_{vm}=0,725 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$ ;  $k=1,4$ ;  $R=287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$ .

Значення параметрів  $D, S, Z, n, \tau, \Pi, \xi$  вибираються орієнтуючись на ступінь стиску  $\epsilon$  з додатку 2.1.

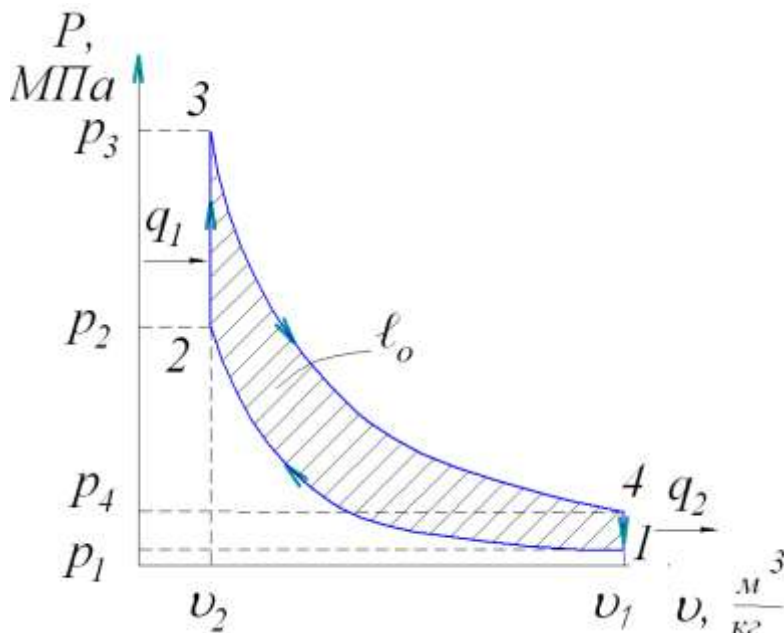
**Таблиця 2.1** Варіанти завдань та вихідні дані для розрахунків.

Перед остання цифра шифру	$p_1, \text{МПа}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	Остання цифра шифру	$\epsilon$	$\lambda$	$\rho$
0	0,09	27	0	6,7	3,4	1,0
1	0,10	40	1	14	1,6	1,8
2	0,10	27	2	18	1,3	1,7
3	0,09	17	3	8,2	3,2	1,0
4	0,10	30	4	16	1,3	1,8
5	0,10	15	5	16,5	1,3	1,9
6	0,10	7	6	17	1,3	1,8
7	0,09	0	7	8,8	2,9	1,0
8	0,09	-15	8	8,4	3,0	1,0
9	0,10	-30	9	16,5	1,6	1,5

**В процесі розрахунків:**

1. Визначити:

- параметри робочого тіла в характерних (вузлових) точках циклу;
- роботу і теплоту в процесах, що складають цикл;



**Рис.2.1.** Теоретичний цикл інжекторного або карбюраторного двигуна.

в) роботу і термічний ККД циклу.

2. Побудувати (на міліметрівці в масштабі) діаграму циклу в  $p-v$  і  $T-s$  координатах та через вимірювання його площі на діаграмі  $p-v$  визначити теоретичну роботу циклу;

3. В залежності від конструктивних характеристик циліндро-поршневої групи, частоти обертання колінчастого валу, втрат енергії газів в двигуні, повноти згоряння палива в циліндрах двигуна, визначити ефективну потужність і питому витрату палива (економічність) в двигуні, що працює за розрахованим циклом (варіант видається викладачем див. додаток 2.1).

4. Привести коротку довідку про двигун-прототип (назву, тип, місце установки, основні дані, конструктивні особливості) та зробити порівняльну характеристику з розрахованим двигуном (табл. 2.2, 2.3, 2.4).

**2.1. Деякі відомості про теоретичні цикли ДВЗ.**

**ДВЗ** – це теплова машина, яка використовує в якості робочого тіла продукти

згорання рідкого, або газоподібного палива, яке спалюється безпосередньо всередині циліндра двигуна.

Теоретичний цикл карбюраторного або інжекторного двигунів зображений на рис. 2.1. Цикл складається з двох адіабат і двох ізохор (адіабата стиснення 1-2 → ізохора підводу до робочого тіла теплоти  $q_1$  2-3 → адіабата розширення 3-4 і ізохора відводу теплоти в навколишнє середовище  $q_2$  4-1).

Параметри р. т. в вузлових точках циклу визначаються як:

Точка 1):  $p_1, T_1, v_1$  – визначаються по вхідним (заданим) умовам.

Точка 2):  $p_2 = p_1 \varepsilon^k$ , МПа;  $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$ , К;  $v_2 = \frac{RT_2}{p_2}, \frac{m^3}{кг}$ .

Точка 3):  $p_3 = p_1 \varepsilon^k \lambda$ , МПа;  $T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda$ , К;  $v_3 = v_2, \frac{m^3}{кг}$ .

Точка 4):  $p_4 = p_1$ , МПа;  $T_4 = T_1 \lambda$ , К;  $v_4 = v_1, \frac{m^3}{кг}$ ,

тут:  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$  – ступінь стиску робочого тіла в циклі;

$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$  – ступінь підвищення тиску р. т. в процесі підводу теплоти;

$k$  – показник адіабати (для повітря  $k = 1,4$ );

Досконалість такого циклу прийнято оцінювати термічним коефіцієнтом корисної дії:

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}};$$

Теоретична робота циклу визначається як:  $\ell_0 = q_1 \eta_t, \frac{Дж}{кг}$ ,

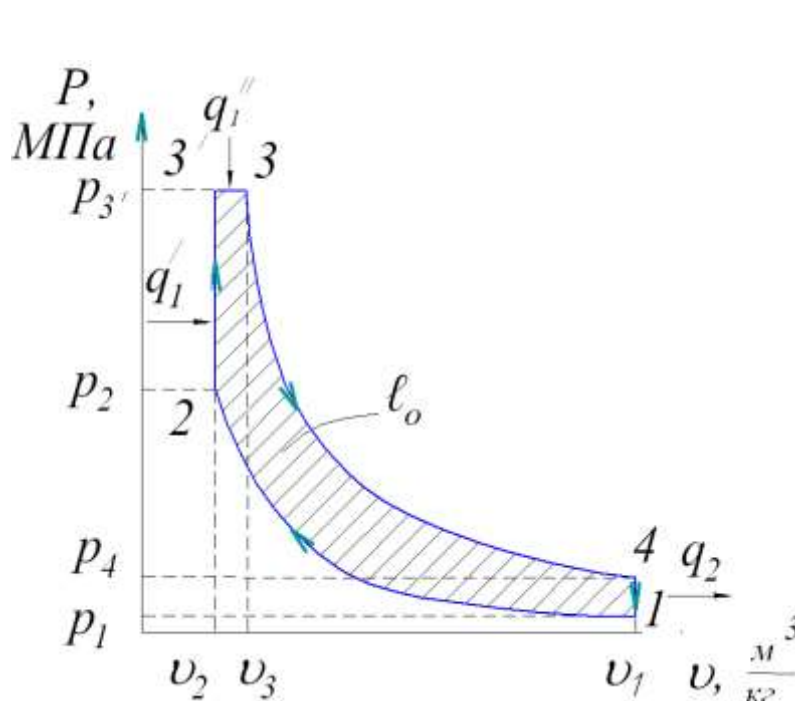


Рис.2.2. Теоретичний цикл сучасного дизельного двигуна.

де  $q_1 = \tilde{n}_{vm}(T_3 - T_2), \frac{\ddot{A} \tilde{a}}{\tilde{e} \tilde{a}}$  –

підведена до 1 кг робочого тіла теплота.

Теоретичний цикл сучасного дизельного двигуна зображений на рис. 2.2. Цикл складається з: адіабати стиснення 1-2 → ізохори підводу до р. т. теплоти 2-3' → ізобари підводу теплоти  $q_1''$  3'-3 → адіабати розширення 3-4 → ізохори відводу теплоти  $q_2$  в навколишнє середовище 4-1.

Параметри робочого тіла в вузлових точках циклу визначаються як:

Точка 1)  $p_1, T_1, \eta_1$  – по заданим умовам.

Точка 2)  $p_2 = p_1 \varepsilon^k$ , МПа;  $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$ , К;

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2}, \frac{m^3}{кг}.$$

Точка 3')  $p_{3'} = p_1 \varepsilon^k \lambda$ , МПа;  $T_{3'} = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda$ , ;  $v_{3'} = v_2, \frac{m^3}{кг}$ .

Точка 3)  $p_3 = p_{3'},$  МПа;  $T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho$ , К;  $v_3 = v_{3'} \rho, \frac{m^3}{кг}$ ;  $p_4 = p_1 \lambda \rho^k$ , МПа.

Точка 4)  $T_4 = T_1 \lambda \rho^k, K$ ;  $v_4 = v_1, \frac{m^3}{кг}$ ,

тут  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ ;  $\lambda = \frac{p_{3'}}{p_2}$ ;  $\rho = \frac{v_3}{v_{3'}}$  – ступінь попереднього розширення р. т. в циклі.

Досконалість такого циклу також оцінюється термічним ККД:

$$\eta_{t_{VIP}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)};$$

Теоретична робота циклу:  $\ell_0 = q_1 \eta_{t_{VIP}}, \frac{Дж}{кг}$ ,

де  $q_1 = q_1' + q_1'' = C_{Vm}(T_{3'} - T_2) + C_{Dm}(T_3 - T_{3'}), \frac{Дж}{кг}$ .

## 2.2. Методика розрахунку та деякі довідкові дані.

### 1. Параметри робочого тіла в характерних точках циклу.

Параметри робочого тіла в точці 1 (на початку процесу стиснення):

$p_1 = \dots\dots\dots МПа, (кг/см^2)$  – задано за умовою;

$T_1 = \dots\dots\dots К, (°C)$  – задано за умовою;

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1}, \frac{m^3}{кг}; \text{ де } p_1 \text{ в Па.} \quad (2.1)$$

1.2 . Параметри робочого тіла в точці 2 (в кінці процесу стиснення):

$$p_2 = p_1 \varepsilon^k, МПа; \quad (2.2)$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}, К; \quad (2.3)$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2}, \frac{m^3}{кг}; \quad \text{або } v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}, \frac{m^3}{кг}. \quad (2.4)$$

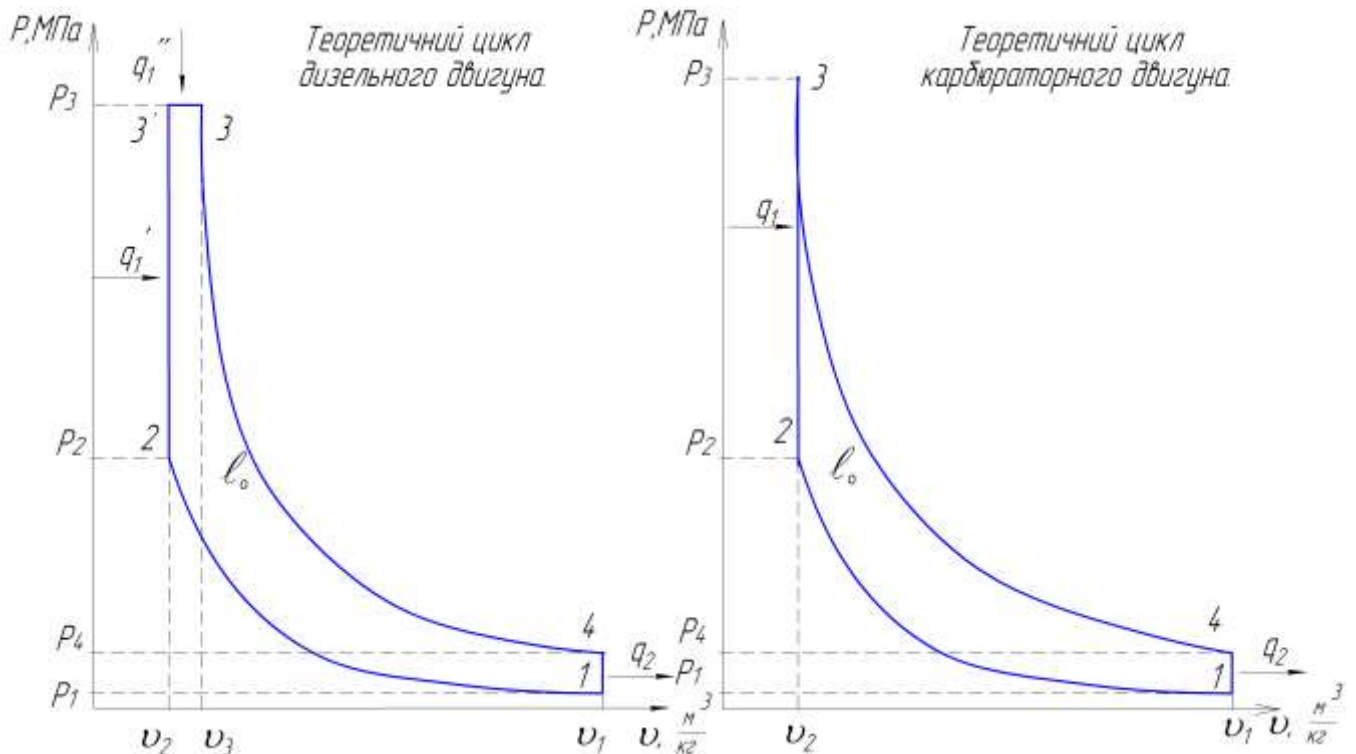


Рисунок 2.3.

(2.5)

1.3. Параметри робочого тіла в точці 3' для дизельного двигуна (в точці 3 для карбюраторного двигуна, тобто в кінці процесу підводу теплоти):

$$p_{3'} = p_2 \lambda, МПа; \quad (2.6)$$

$$T_{3'} = T_2 \lambda, К; \quad (2.7)$$

$$v_{3'} = v_2, \frac{M^3}{\kappa \mathcal{Z}}. \quad (2.8)$$

1.4. Параметри робочого тіла в точці 3 для дизельного двигуна (в кінці процесу підводу теплоти):

$$p_3 = p_{3'}, \text{ МПа}; \quad (2.9)$$

$$T_3 = T_{3'} \rho, \text{ К}; \quad (2.10)$$

$$v_3 = v_{3'} \rho, \frac{M^3}{\kappa \mathcal{Z}}. \quad (2.11)$$

1.5. Параметри робочого тіла в точці 4 (в процесі розширення):

$$p_4 = p_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^k, \text{ МПа}; \quad (2.12)$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1}, \text{ К}; \quad (2.13)$$

$$v_4 = v_1, \frac{M^3}{\kappa \mathcal{Z}}. \quad (2.14)$$

2. Робота та кількість теплоти в процесах, які складають цикл.

2.1. Робота:

а) в процесі адіабатного стискання робочого тіла:

$$\ell_{1-2} = \frac{1}{k-1} R(T_1 - T_2), \frac{\kappa \mathcal{D} \mathcal{J}}{\kappa \mathcal{Z}}; \quad (2.15)$$

б) в процесі ізохорного підводу тепла:

$$\ell_{2-3} = 0, \frac{\kappa \mathcal{D} \mathcal{J}}{\kappa \mathcal{Z}}; \quad (2.16)$$

в) в процесі ізобарного підводу тепла:

$$\ell_{3-3'} = R(T_3 - T_{3'}), \frac{\kappa \mathcal{D} \mathcal{J}}{\kappa \mathcal{Z}}; \quad (2.17)$$

г) в процесі адіабатного розширення:

$$\ell_{3-4} = \frac{1}{k-1} R(T_3 - T_4), \frac{\kappa \mathcal{D} \mathcal{J}}{\kappa \mathcal{Z}}; \quad (2.18)$$

д) в процесі ізохорного відводу тепла:

$$\ell_{4-1} = 0, \frac{\kappa \mathcal{D} \mathcal{J}}{\kappa \mathcal{Z}}. \quad (2.19)$$

2.2. Кількість тепла:

а) в процесі адіабатного стискання:

$$q_{1-2} = 0, \frac{\kappa \mathcal{D} \mathcal{J}}{\kappa \mathcal{Z}}; \quad (2.20)$$

б) в процесі ізохорного підводу тепла:

$$q_{2-3'} = q_1 = q_{1'} = c_{V\delta} (T_{3'} - T_2), \frac{\hat{e} \ddot{A} \mathcal{A}}{\hat{e} \tilde{a}}, \quad (2.21)$$

де  $q_1$  – для карбюраторного двигуна,  
 $q_{1'}$  – для дизельного двигуна.

в) в процесі ізобарного підводу тепла:

$$q_{3-3'} = q_{1''} = c_{P\delta} (T_3 - T_{3'}), \frac{\hat{e} \ddot{A} \mathcal{A}}{\hat{e} \tilde{a}}, \quad (2.22)$$

де  $q_{1''}$  – для дизельного двигуна.

г) в процесі адіабатного розширення:

$$q_{3-4} = 0, \frac{\kappa \mathcal{D} \mathcal{J}}{\kappa \mathcal{Z}}; \quad (2.23)$$

д) в процесі ізохорного відводу тепла:

$$q_{4-1} = q_2 = c_{v0} (\dot{O}_1 - T_4), \frac{\hat{e}\ddot{A}ae}{\hat{e}\ddot{a}}. \quad (2.24)$$

3. Робота і термічний ККД циклу.

3.1. Робота циклу:

$$\ell_o = \sum_{i=1}^n \ell_i, \frac{\kappa ДЖ}{\kappa \mathcal{Z}}, \quad (2.25)$$

де  $n$  – кількість процесів, які складають цикл.

3.2. Кількість теплоти, яка корисно використана в циклі:

$$q_o = \sum_{i=1}^n q_i, \frac{\kappa ДЖ}{\kappa \mathcal{Z}}. \quad (2.26)$$

**Перевірка:**

$$\ell_o = q_o, \frac{\kappa ДЖ}{\kappa \mathcal{Z}}. \quad (2.27)$$

Похибка розрахунку:

$$\Delta = \frac{|\ell_o| - |q_o|}{|\ell_o|} \cdot 100\%, \text{ похибка розрахунку повинна складати до } \pm 2\%.$$

3.3. Термічний ККД циклу:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{|q_1|}, \quad (2.28)$$

де для дизельного двигуна

$$q_1 = q_{1+} + q_{1//}, \frac{\kappa ДЖ}{\kappa \mathcal{Z}}. \quad (2.29)$$

**Перевірка:**

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda (\rho - 1)}. \quad (2.30)$$

4. Діаграма циклу в  $p$ - $v$  координатах та її аналіз.

4.1. Додаткові точки для побудови адіабати процесу стисання:

$$p_{\partial\partial\partial} = p_1 \left( \frac{v_1}{v_{\text{дод}}} \right)^k, \text{ МПа}. \quad (2.31)$$

**Таблиця 2.2** Значення додаткових точок.

$U_{\partial\partial\partial}, \text{ М}^3/\text{кг}$					
$p_{\partial\partial\partial}, \text{ МПа}$					

4.2. Додаткові точки для побудови адіабати процесу розширення:

$$p_{\partial\partial\partial} = p_3 \left( \frac{v_3}{v_{\text{дод}}} \right)^k, \text{ МПа}. \quad (2.32)$$

**Таблиця 2.3** Значення додаткових точок.

$U_{\partial\partial\partial}, \text{ М}^3/\text{кг}$					
$p_{\partial\partial\partial}, \text{ МПа}$					

4.3. Побудова діаграми циклу в  $p$ - $v$  координатах (рисунки 2.2 та 2.3).

Масштаби:

$$\mu_v = \dots \frac{\text{М}^3 / \text{кг}}{\text{мм}}; \quad \mu_p = \dots \frac{\text{кПа}}{\text{мм}}; \quad \mu_F = \mu_v \mu_p = \dots \frac{\kappa ДЖ / \text{кг}}{\text{мм}^2}.$$

4.4. Планіметривання (визначення площі) діаграми і визначення роботи циклу за діаграмою  $\ell_o = F \mu_F$ ,  $\kappa ДЖ/\text{кг}$ .

Діаграма будується на міліметровому папері формату А4.

4.5. Похибка побудови діаграми:

$$\Delta = \left| \frac{\ell_o - \ell_{\text{ограф}}}{\ell_o} \right| \cdot 100\%, \text{ похибка розрахунків повинна складати до } \pm 5\%.$$

4.6. Для побудови діаграми циклу в координатах  $T-s$  визначаємо:

а) зміна ентропії робочого тіла в процесі підводу теплоти:

$$\Delta s_{2-3'} = c_{V\delta} \ln \frac{T_{3'}}{T_2}, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}; \quad (2.33)$$

$$\Delta s_{3'-3} = c_{D\delta} \ln \frac{T_3}{T_{3'}}, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}; \quad (2.34)$$

б) зміна ентропії робочого тіла в процесі відводу теплоти:

$$\Delta s_{4-1} = c_{Vm} \ln \frac{T_1}{T_4}, \frac{\kappa \text{Дж}}{\kappa \varepsilon \cdot K}. \quad (2.35)$$

**Перевірка:**

$$\sum_{s=1}^n \Delta s_s = 0, \frac{\hat{e}\ddot{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{\alpha} \cdot \hat{E}}.$$

4.7. Будуємо на міліметрівці в масштабі діаграму (рисунки 2.4 та 2.5).

5. Оцінка основних даних двигуна, який працює за розрахованим циклом.

5.1. Робочий об'єм циліндрів двигуна (літраж двигуна):

$$V_{ДВ} = \frac{\pi D^2}{4} S Z, \text{ л}; \quad (2.36)$$

5.2. Маса робочого тіла, яке потрапляє в циліндри двигуна:

$$m = \frac{V_{ДВ} \cdot 10^{-3}}{v_1} \cdot \eta_{in}, \text{ кг (..... грам)}, \quad (2.37)$$

де  $\eta_{in}$  – коефіцієнт, який враховує інерційність паливно – повітряної суміші, що потрапляє в циліндри двигуна.

$\eta_{in} = 2.4 \dots 2.7$  – для карбюраторних ДВЗ,

$\eta_{in} = 1.2 \dots 1.4$  – для дизельних ДВЗ.

5.3. Робота двигуна за один цикл:

$$L_o = \ell_o m, \text{ кДж}. \quad (2.38)$$

5.4. Кількість циклів, які здійснює двигун за 1 секунду:

$$i = \frac{2n}{60\tau}, \frac{1}{c}. \quad (2.39)$$

5.5. Теоретична робота двигуна за 1 секунду (теоретична потужність):

$$L_t = N_t = L_o i, \frac{\kappa \text{Дж}}{c}, \text{ кВт}. \quad (2.40)$$

5.6. Ефективна робота двигуна за 1 секунду (ефективна потужність):



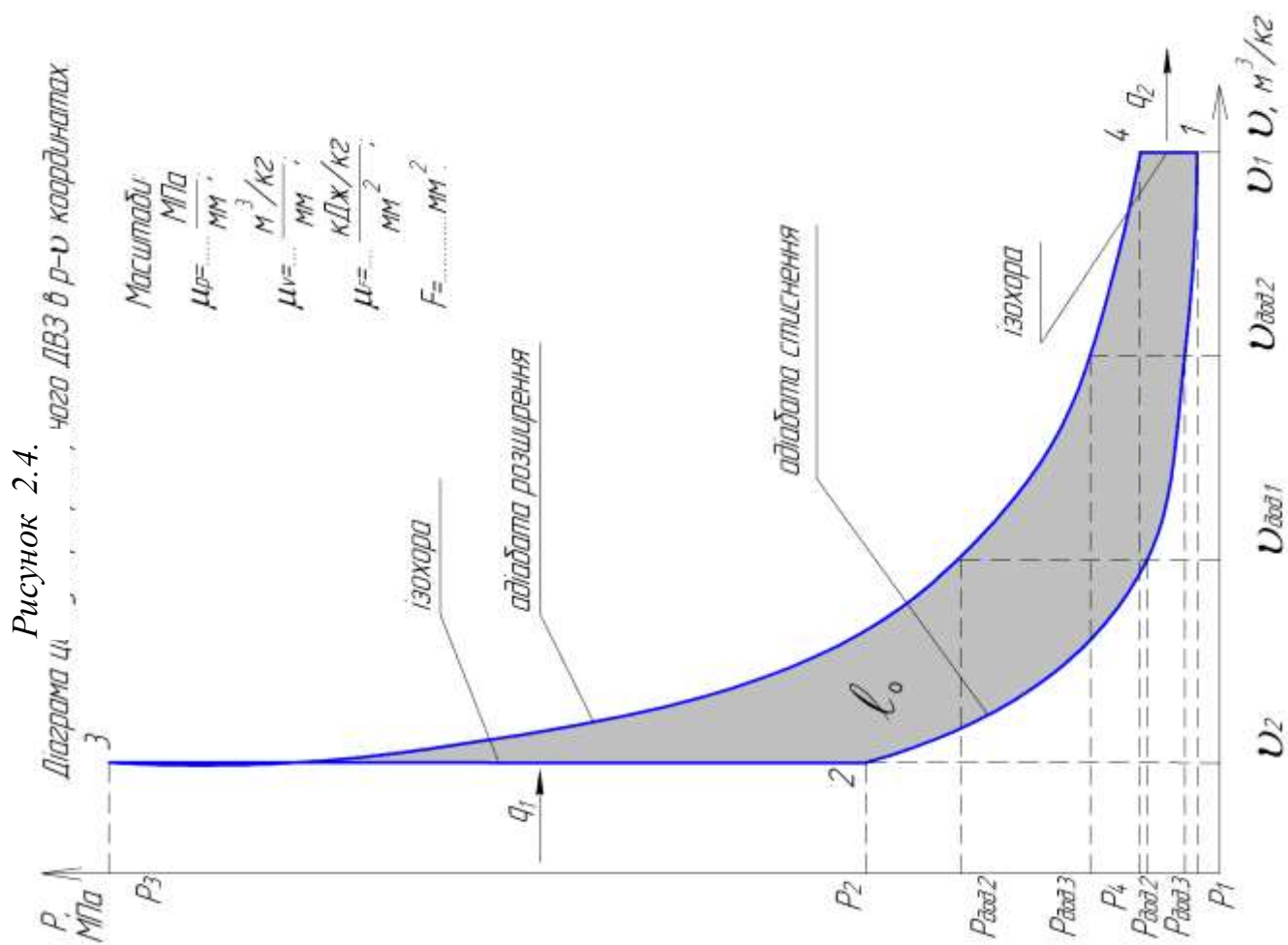
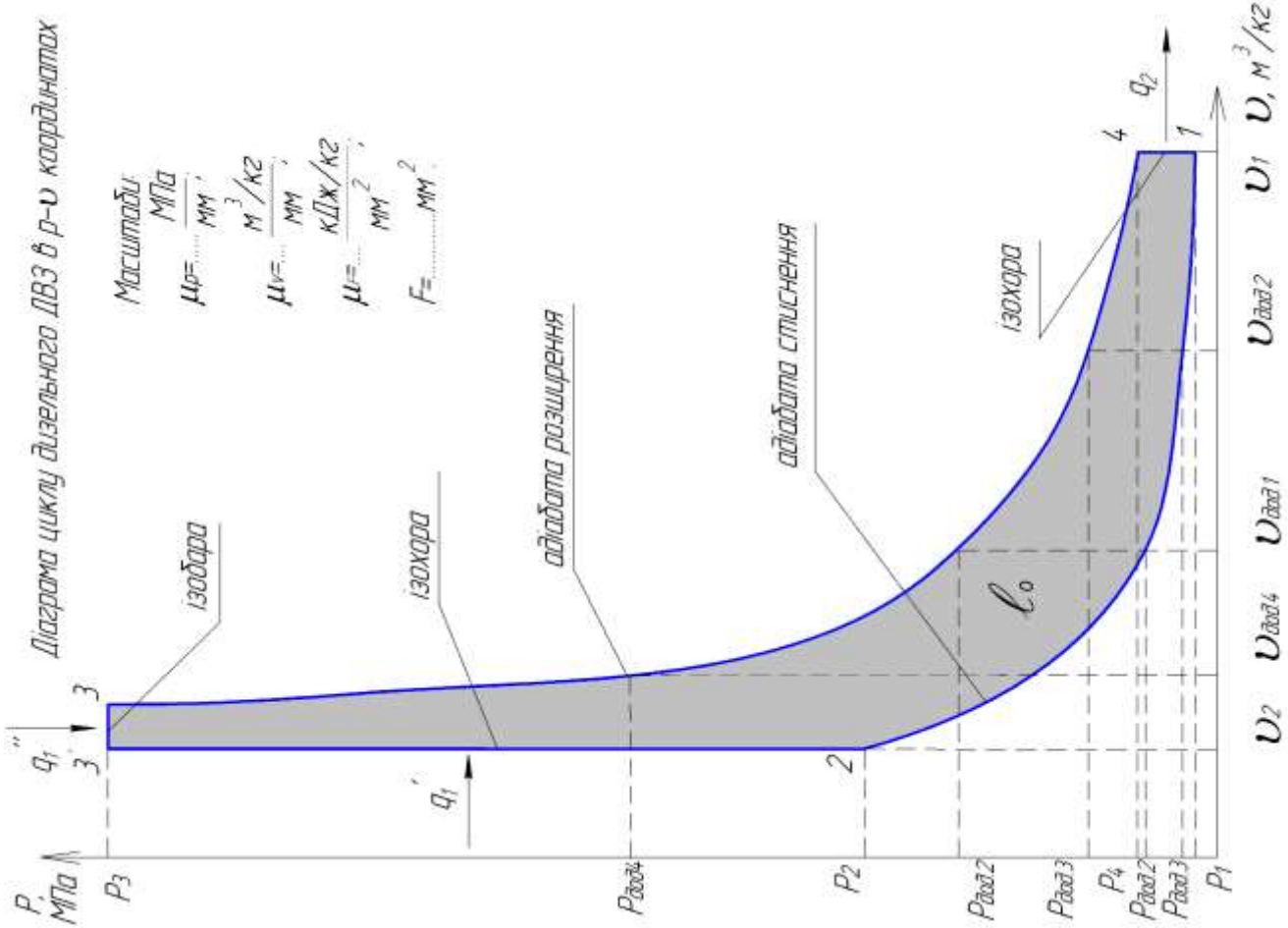


Рисунок 2.5.

Діаграма карбюраторного ДВЗ в  $T-S$  координатах

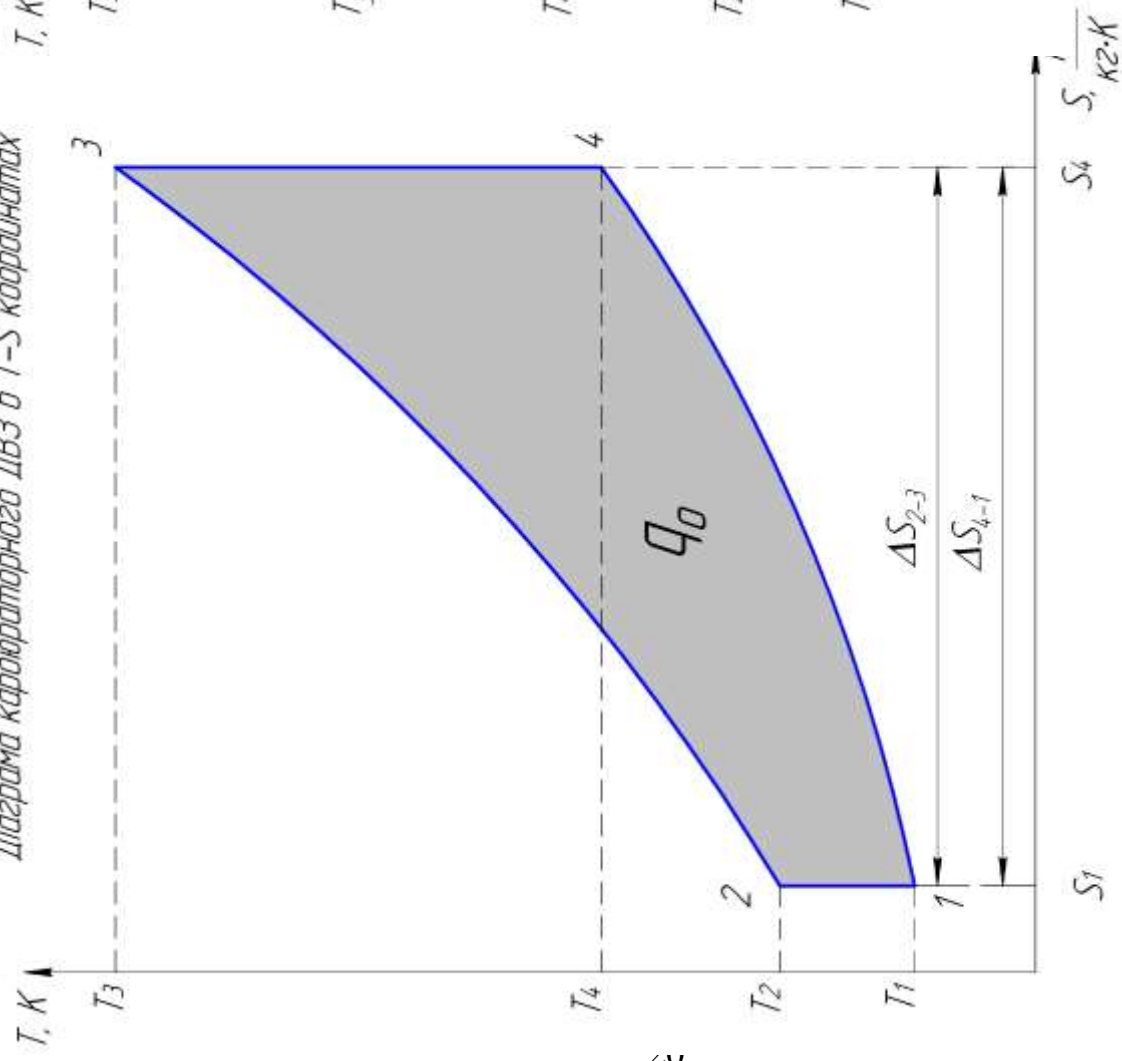


Рисунок 2.6.

Діаграма дизельного ДВЗ в  $T-S$  координатах

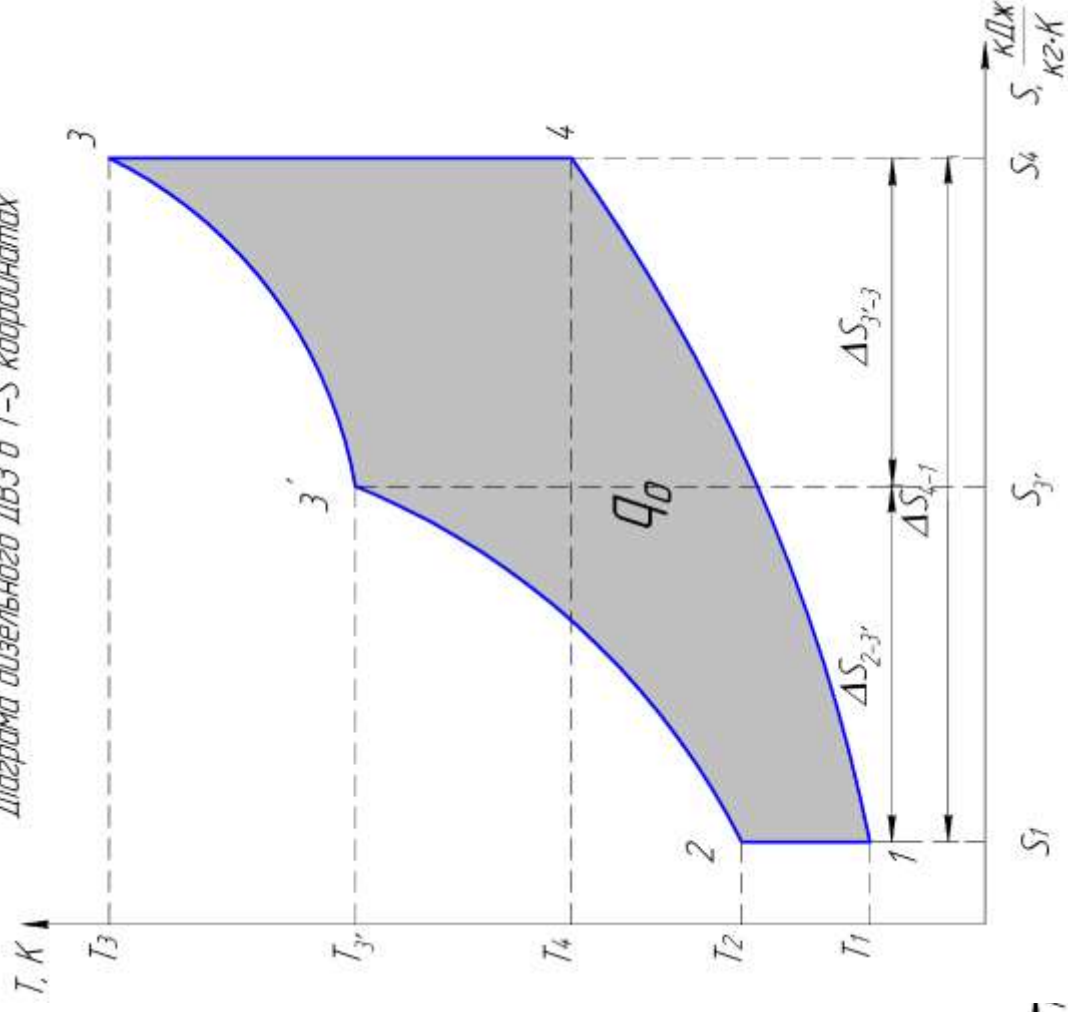


Рисунок 2.7.

$$L_e = N_e = L_t \left( 1 - \frac{\ddot{I}}{100} \right), \frac{\dot{e} \ddot{A} \ddot{\alpha}}{\ddot{n}}, \text{ кВт.} \quad (2.41)$$

5.7. Часова витрата палива в двигуні:

$$G_T = \frac{3600 q_i m_i}{H u \xi}, \frac{\text{кг(палива)}}{\text{год.}} \quad (2.42)$$

5.8. Питома ефективна витрата палива (економічність двигуна):

$$G_e = \frac{G_T}{N_e}, \frac{\text{кг(палива)}}{\text{кВт год}}, \frac{g(\text{палива})}{\text{кВт год}} \quad (2.43)$$

6. Коротка довідка про двигун – прототип (найменування, тип, місце установки, основні дані, конструктивні особливості та ін.) (див. таблицю 2.5 та 2.6).

**Таблиця 2.4** Порівняльна характеристика розрахункового двигуна з прототипом.

№ п/п	Основні показники	Розрахунковий двигун	Двигун-прототип (марка)
1.	Потужність $N_e$ , кВт.		
2.	Ступінь стиску $\epsilon$ .		
3.	Кількість обертів за хвилину $n$ , об/хв.		
4.	Літраж $V$ , л.		
5.	Кількість циліндрів $Z$ та їх розташування.		
6.	Діаметр циліндра $D$ , мм.		
7.	Хід поршня $S$ , мм.		
8.	Максимальний тиск $p_{max}$ , атм і температура $t_{max}$ , °С в циліндрах.		
9.	Масова витрата палива $G_m$ , кг/год.		
10.	Питома витрата палива, $g(\text{палива})/\text{кВт} \cdot \text{год}$ .		

Конструктивні характеристики циліндро-поршневої групи, частоти обертання колінчастого валу  
двигуна, втрати енергії в двигуні.

№ п/п	Тип двигуна	D, мм	S, мм	Z	n, об/хв.	τ	П, %	ξ
1.	карбюратор.	82	110	6	2800	4	46	0,91
2.	дизель	130	140	12	1900	4	37	0,89
3.	карбюратор.	100	95	8	3000	4	47	0,92
4.	дизель	105	120	2	1800	4	39	0,86
5.	карбюратор.	92	92	4	4000	4	45	0,9
6.	дизель	105	120	4	1900	4	38	0,85
7.	карбюратор.	92	86	8	3200	4	44	0,92
8.	дизель	110	125	4	1700	4	37	0,88
9.	карбюратор.	108	95	8	3000	4	44	0,9
10.	дизель	110	125	4	2200	4	36	0,87
11.	карбюратор.	76	66	4	5600	4	48	0,9
12.	дизель	130	115	6	2000	4	39	0,9
13.	карбюратор.	82	70	4	5600	4	47	0,88
14.	дизель	130	115	6	1900	4	37	0,91
15.	карбюратор.	82	70	4	5000	4	46	0,88
16.	дизель	120	140	4	1700	4	39	0,89
17.	карбюратор.	76	66	4	4500	4	46	0,88
18.	дизель	120	140	4	1700	4	38	0,88
19.	карбюратор.	92	92	4	4500	4	45	0,91
20.	дизель	105	120	4	1800	4	38	0,9
21.	дизель	105	120	2	1800	4	39	0,89
22.	дизель	130	140	6	1750	4	38	0,9
23.	дизель	130	115	6	2000	4	37	0,88
24.	дизель	120	140	4	1800	4	38	0,87
25.	карбюратор.	72	85	1	3500	4	49	0,9
26.	карбюратор.	92	92	4	4600	4	46	0,91
27.	карбюратор.	82	70	4	5600	4	47	0,9
28.	дизель	130	140	8	2100	4	38	0,9
29.	дизель	120	120	8	2600	4	38	0,89
30.	карбюратор.	92	80	8	3500	4	45	0,91
31.	дизель	130	115	6	2000	4	39	0,9
32.	карбюратор.	92	80	8	3200	4	47	0,91
33.	дизель	130	140	6	1600	4	39	0,88
34.	карбюратор.	76	66	4	5500	4	48	0,89
35.	карбюратор.	100	95	8	3100	4	43	0,9
36.	карбюратор.	92	92	4	4000	4	46	0,9
37.	дизель	110	125	4	2100	4	38	0,88
38.	карбюратор.	92	80	8	3200	4	44	0,89
39.	дизель	120	140	4	1800	4	39	0,88
40.	карбюратор.	92	80	8	3200	4	47	0,9

№ п/п	Тип двигуна	D, мм	S, мм	Z	n, об/хв.	$\tau$	П, %	$\xi$
41.	карбюратор.	92	92	4	4100	4	46	0,9
42.	карбюратор.	82	110	6	2900	4	45	0,91
43.	карбюратор.	92	80	8	3200	4	44	0,9
44.	дизель	105	120	2	2000	4	39	0,88
45.	дизель	105	120	4	1800	4	38	0,89
46.	дизель	110	125	4	2200	4	37	0,89
47.	дизель	130	140	12	1800	4	36	0,89
48.	дизель	130	140	8	1900	4	37	0,88
49.	дизель	130	115	6	2100	4	39	0,9
50.	дизель	145	105	4	1300	4	38	0,88
51.	дизель	130	115	6	2000	4	39	0,9
52.	дизель	145	205	4	1200	4	37	0,89
53.	дизель	130	140	6	1600	4	39	0,88
54.	дизель	120	140	4	1700	4	37	0,89
55.	дизель	110	125	4	2100	4	38	0,9
56.	дизель	130	115	6	2100	4	38	0,88
57.	дизель	105	120	4	2000	4	39	0,86
58.	карбюратор.	82	110	6	2800	4	42	0,87
59.	карбюратор.	92	80	8	3200	4	44	0,92
60.	карбюратор.	95	90	8	3200	4	42	0,86
61.	карбюратор.	92	80	8	3200	4	44	0,92
62.	карбюратор.	82	110	6	2800	4	42	0,89
63.	дизель	105	120	4	2000	4	39	0,86
64.	дизель	130	115	6	2100	4	38	0,85
65.	карбюратор.	95	90	8	3200	4	42	0,86
66.	дизель	105	120	4	2000	4	37	0,85
67.	карбюратор.	90	95	8	3200	4	38	0,86
68.	дизель	115	130	6	2100	4	39	0,87
69.	дизель	105	120	2	1800	4	39	0,89
70.	карбюратор.	82	70	4	5400	4	47	0,9
71.	дизель	106	127	8	1800	4	38	0,88
72.	карбюратор.	76	66	4	5600	4	48	0,88
73.	дизель	106	127	6	2000	4	37	0,87
74.	карбюратор.	100	95	8	3000	4	47	0,91
75.	дизель	106	127	4	2200	4	36	0,86
76.	дизель	130	115	6	2000	4	39	0,88

**D** – діаметр циліндра, мм;

**S** – хід поршня, мм;

**Z** – кількість циліндрів;

**$\xi$**  – коефіцієнт повноти згоряння палива в циліндрі двигуна.

**$\tau$**  – тактність двигуна;

**n** – число обертів за хвилину, об/хв.

**П** – втрати енергії в двигуні, %

**Додаток 2.3. Основні технічні параметри тракторних та автомобільних дизелів.**

Марка	Кількість та розташування циліндрів	Ступінь стиску $\epsilon$	Діаметр циліндра D x S-хід поршня, мм	Номінальна потужність, $N_e$ , кВт	Номінальна частота обертання колінчастого валу $n$ , $\text{мин}^{-1}$	Витрати палива	
						Витрати палива за одну годину $G_r$ , кг/год	Питома витрата палива $q$ , г/кВт·год
Д-21-А1	2р	16,5	105x120	18,4	1800	4,3	236
Д-120	2Р	16,5	105x120	22,1	2000	5,2	236
Д-144-80	4Р	16,5	105x120	29,4	1600	7,0	238
Д-144-07	4Р	16,5	105x120	44,2	2000	16,5	238
Д-145Т	4Р	16,5	105x120	55,2	2000	13,10	238
Д-242-Л	4Р	16,0	110x125	44,2	1800	10,5	238
Д-240-Л	4Р	16,0	110x125	55,2	2200	13,1	238
Д-240-Т	4Р	16,0	110x125	73,6	2200	17,3	235
Д-260-Т	6Р	15,0	110x125	110,4	2100	26,1	236
Д-65Н(Д-65М)	4Р	17,3	110x130	45,6	1750	10,9	238
Д-65НТ(Д-5МТ)	4Р	17,3	110x130	56,7	1750	13,5	238
СМД-17Н	4Р	16,0	120x140	73,6	1800	17,5	238
СМД-19	4Р	16,0	120x140	88,3	1900	20,2	238
СМД-21	4Р	15,0	120x140	103,0	1900	23,1	224
СМД-60	6V	14,5	130x115	110,4	2000	25,5	234
СМД-68	6V	14,5	130x115	113,0	2000	27,2	230
СМД-66	6V	14,5	130x115	128,8	1900	29,4	228
СМД-60М	6V	14,5	130x115	158,2	2000	37,0	234
СМД-86/87М	8V	14,5	130x115	139,8	2100	33,3	238
А-41Т	4Р	16,0	130x140	97,2	1750	23,4	238
Д-450	4Р	14,0	130x140	110,4	1800	25,5	231
А-01М	6Р	14,5	130x140	99,4	1700	23,8	239
А-01Т	6Р	14,5	130x140	128,8	1800	30,6	238
А-90ТК	8V	13,5	165x170	449,0	1800	103,7	231
А91ТК	8V	13,5	165x170	588,8	1500	132,0	224
8ДВТ-330	8V	14,5	150x160	272,3	1700	64,8	238
Д-108	4Р	14,0	145x205	82,4	1070	19,4	235
Д-160	6Р	14,0	145x205	121,4	1250	28,9	238
Д-200	6Р	14,0	145x205	147,2	1250	36,0	245
ГАЗ-52	4Р	18,0	105x120	58,9	2800	13,2	225
ГАЗ-33-01	6Р	18,0	105x120	92,0	2800	20,6	225
ЗИЛ-645	6V	18,5	110x115	103,2	2800	24,5	238
ЗИЛ-845	8V	18,5	110x115	136,2	2800	32,4	238
ЯМЗ-КАЗ-642	6V	17,0	120x120	117,0	2600	26,4	225
КамАЗ-740	8V	17,0	120x120	154,0	2600	34,6	—
КамАЗ-7411	10V	16,0	120x120	239,0	2600	56,8	—
КамАЗ-845	12V	16,5	120x120	309,0	2650	69,3	—
ЯМЗ-236	6V	16,5	130x140	132,0	2100	33,3	232
ЯМЗ-238	8V	16,5	130x140	175,0	2100	44,4	232
ЯМЗ-240	12V	16,5	130x140	264,0	2100	66,6	232
ЯМЗ-840	12V	15,0	140x140	309,0	2200	129,2	230
6ДМ-21Л	6V	13,0	210x210	772,8	1500	162,8	211
8ДМ-21А	8V	13,0	210x210	956,8	1500	201,5	211

**Додаток 2.2.** Деякі довідникові дані про двигуни—прототипи

Показник	Д-21	Д-144	Д-240	Д-241Л	А-41	СМД-60 СМД-62	ЯМЗ- 240Б	КамаЗ- 740	ЗМЗ-53	Зил-130	П-10УД	П-350
Тип				Чотиритактний дизель					Чотиритактний карбюраторний	Пускові на дизелях	Двотактний карбюраторний	
				Тракторні								
Призначення	Т-25А1	Т-40М	МТЗ-80, МТЗ-82	Т-70С, ДТ-75МВ	Т-70с	Т-150, Т-150К	К-701	КАМАЗ- 5320	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	Д-240Л, Д-241Л, А-41.	СМД-60, СМД-62
Номінальна експлуата- ційна поту- жність, кВт	18,39	36,78	58,80	51,50	66,20	110, 121,5	198,6	154,5	88,5	110,3	7,36	9,45
Частота обертання колінчастого вала, С <sup>-1</sup>	30		36,7	35	29,2	33,3 і 35	31,7	43,3	53,3	53,3	58,3	66,7
Паливо			Дизельне						Бензин А-76		Бензин А-72 і моторне масло (1:15),(1:20)	
Питома витрата палива, г(кВт/год.)	258,4	252	258	251,5	251,5	252	245	224	325	313	-	-
Кількість циліндрів	2	4	4	4	4	6	12	8	8	8	1	1
Розміщення циліндрів					Рядне			V-подібне				

**Додаток 2.2.** Деякі довідникові дані про двигуни—прототипи

Показник	Д-21	Д-144	Д-240	Д-241Л	А-41	СМД-60 СМД-62	ЯМЗ- 240Б	КамаЗ- 740	ЗМЗ-53	ЗиЛ-130	П-10УД	П-350
Діаметр циліндра, мм	105	105	105	110	130	130	130	120	92	100	72	72
Хід поршня	120	120	125	125	140	115	140	120	80	95	85	85
Ступінь стиску	16,5	16,5	16	16	16,5	15	16,5	17	6,7	6,5	6,2	6,2
<b>Фази газорозподілу : впуск, град.:</b>												
початок до ВМТ;		16		18	20	3	20	13	24	31	-	-
кінець після ВМТ		40		46	50	45	56	49	64	83	-	-
впуск, град. : початок до НМТ												
кінець після ВМТ		40		46	50	65	56	66	50	67	-	-
		16		18	20	8	20	10	22	47	-	-
Число опорних шийок роз- подільного валу	2	3	3	3	5	4	5	5	3	3	-	-
<b>Норми заправки, л:</b>												
системи охолодження	-	-	19	20	41	60/41	95	35	23	29	від системи дизеля	
системи мащення	7	11	15	15	25	18	42	26	8	9	від системи дизеля	



**Додаток 2.3.** Коротка характеристика основних моделей автотракторних двигунів

Назва і модель машини, на яку встановлюється двигун	Технічні характеристики двигуна									
	модель двигуна	тип	число циліндрів	діаметр циліндра, мм	хід поршня, мм	робочий об'єм, л	ступінь стиску	потужність, кВт	частота обертів колінчатого валу, об/хв	питома витрата палива, кг/кВт·год
Автомобіль «Запорожець» ЗАЗ-968	MeM3-968A	чотирьохтактний, карбюраторний, V-подібний	4	76	66	1,196	8,4	33,1	4500	0,326
«Москвич»-412	412	чотирьохтактний, карбюраторний, однорядний, під кутом 20 °С до вертикалі	4	82	70	1,478	8,8	55,18	5800	0,306
«Жигулі» ВАЗ-2101	2101	чотирьохтактний, карбюраторний, однорядний, вертикальний	4	76	66	1,198	8,8	45,61	5600	0,306
УАЗ-469Б і УАЗ-452Д	ЗМЗ-451М	чотирьохтактний, карбюраторний, однорядний, вертикальний	4	92	92	2,445	6,7	52,97	4000	0,32
«Волга» ГАЗ-24	24Д	те ж саме	4	92	92	2,445	8,2	69,9	4500	0,306
ГАЗ-52-03	ГАЗ-52	те ж саме	6	82	110	3,48	6,2	55,18	2800	0,326
ГАЗ-53А і ГАЗ-66	ГАЗ-53	чотирьохтактний, карбюраторний, V-подібний	8	92	80	4,25	6,7	84,61	3200	0,323
ЗІЛ-130	ЗІЛ-130	те ж саме	8	100	95	6,00	6,5	110,36	3200	0,325
Урал-377	ЗИЛ-375	те ж саме	8	108	95	7,00	6,5	128,76	3000	0,325
Трактор Т-25АІ	Д-21АІ	чотирьохтактний, дизель, однорядний, вертикальний	2	105	120	2,08	16,5	18,39	1800	0,258
Трактори Т-40М і Т-28Х4	Д-37Е	те ж саме	4	105	120	4,15	16,5	36,78	1800	0,258
Трактор «Білорусь» МТЗ-50	Д-50	те ж саме	4	110	125	4,75	16	40,47	1700	0,265
Трактор «Білорусь» МТЗ-80	Д-240	те ж саме	4	110	125	4,75	16	58,86	2240	0,258
Трактор ЮМЗ-6Л	Д-65Н	те ж саме	4	110	130	4,94	17,3	44,15	1750	0,252
Трактор ДТ-75	СМД-14	те ж саме	4	120	140	6,33	17,0	55,18	1700	0,265

### 2.3. Приклад розрахунків.

**Завдання.** Розрахувати теоретичний цикл двигуна внутрішнього згорання та визначити його основні вихідні параметри (ефективну потужність і економічність) якщо:

$p_1 = 0,1$  МПа – початковий тиск робочого тіла;  
 $t_1 = 15^\circ\text{C}$  – початкова температура робочого тіла;  
 $\varepsilon = 16,5$  – ступінь стиску робочого тіла в двигуні;  
 $\lambda = 1,6$  – ступінь підвищення тиску робочого тіла в процесі підводу теплоти;  
 $\rho = 1,5$  – ступінь попереднього розширення робочого тіла;  
 $D = 105$  мм – діаметр циліндра;  
 $S = 120$  мм – хід поршня;  
 $z = 4$  – число циліндрів у двигуні;  
 $n = 2000$  об/хв. – частота обертання валу двигуна;  
 $\tau = 4$  – тактність двигуна;  
 $P = 39\%$  – втрати теоретичної роботи циклу;  
 $\xi = 0,85$  – коефіцієнт повноти згорання палива в двигуні;  
термодинамічні характеристики робочого тіла:  
 $c_{pm} = 1,015$  кДж/кг·К;  $c_{vm} = 0,725$  кДж/кг·К;  $k = 1,4$ ;  $R = 287$  Дж/кг·К;  
 $H_u = 43,0$  МДж/кг – нижча теплота згорання палива.

#### В процесі розрахунків:

1. Визначити:
  - а) параметри робочого тіла в характерних (вузлових) точках циклу;
  - б) роботу і теплоту в процесах, що складають цикл;
  - в) роботу і термічний ККД циклу.
2. Побудувати (на міліметрівці в масштабі) діаграму циклу в  $p-u$  і  $T-s$  координатах та через вимірювання його площі на діаграмі  $p-u$  визначити теоретичну роботу циклу;
3. В залежності від конструктивних характеристик циліндро-поршневої групи, частоти обертання колінчастого валу, втрат енергії газів в двигуні, повноти згорання палива в циліндрах двигуна, визначити ефективну потужність і питому витрату палива (економічність) в двигуні, що працює за розрахованим циклом (варіант видається викладачем див. додаток 2.1).
4. Привести коротку довідку про двигун-прототип (назву, тип, місце установки, основні дані, конструктивні особливості) та зробити порівняльну характеристику з розрахунковим двигуном (табл. 2.2, 2.3, 2.4).

#### Рішення.

##### 1. Параметри робочого тіла в характерних точках циклу.

1.1. Параметри робочого тіла в точці 1 (на початку процесу стиснення):

$p_1 = 0,1$  МПа, (кг/см<sup>2</sup>) – задано за умовою;  
 $T_1 = 288$  К, (°C) – задано за умовою;

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \quad v_1 = \frac{287 \cdot 288}{0,1 \cdot 10^6} = 0,826 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

1.2. Параметри робочого тіла в точці 2 (в кінці процесу стиснення):

$p_2 = p_1 \varepsilon^k$ , МПа;  $p_2 = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 16,5^{1,4} = 5$  МПа;  
 $T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$ , К;  $T_2 = 288 \cdot 16,5^{1,4-1} = 883,584$  К;

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \quad v_2 = \frac{288 \cdot 883,584}{5 \cdot 10^6} = 0,05 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};$$

$$\text{або } v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \quad v_2 = \frac{0,826}{16,5} = 0,05 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

1.3. Параметри робочого тіла в точці 3' для дизельного двигуна (в точці 3 для карбюраторного двигуна, тобто в кінці процесу підводу теплоти):

$p_{3'} = p_2 \lambda$ , МПа;  $p_{3'} = 5 \cdot 10^6 \cdot 1,6 = 8$  МПа;  
 $T_{3'} = T_2 \lambda$ , К;  $T_{3'} = 883,584 \cdot 1,6 = 1413,734$  К;

$$v_{3'} = v_2, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; \quad v_{3'} = 0,05 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

1.4. Параметри робочого тіла в точці 3 для дизельного двигуна (в кінці процесу підведення теплоти):

$p_3 = p_{3'}$ , МПа;  $p_3 = 8 \cdot 10^6$  МПа;  
 $T_3 = T_{3'} \rho$ , К;  $T_3 = 1413,734 \cdot 1,5 = 2120,601$  К;

$$v_3 = v_3 \rho, \frac{M^3}{KZ};$$

$$v_3 = 0,05 \cdot 1,5 = 0,075 \frac{M^3}{KZ}.$$

1.5. Параметри робочого тіла в точці 4 (в процесі розширення).

$$p_4 = p_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^k, \text{ МПа};$$

$$p_4 = 8 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{0,075}{0,826} \right)^{1,4} = 0,282 \text{ МПа};$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1}, \text{ К};$$

$$T_4 = 2120,601 \cdot \left( \frac{0,075}{0,826} \right)^{1,4-1} = 812,253 \text{ К};$$

$$v_4 = v_1, \frac{M^3}{KZ};$$

$$v_4 = 0,826 \frac{M^3}{KZ}.$$

## 2. Робота та кількість теплоти в процесах, які складають цикл.

### 2.1. Робота:

а) в процесі адіабатного стиснення робочого тіла:

$$\ell_{1-2} = \frac{1}{k-1} R(T_1 - T_2), \frac{KДж}{кг}; \quad \ell_{1-2} = \frac{1}{1,4-1} \cdot 287 \cdot (288 - 883,584) = -427,331 \frac{KДж}{кг};$$

б) в процесі ізохорного підводу теплоти:

$$\ell_{2-3} = 0, \frac{KДж}{KZ};$$

в) в процесі ізобарного підводу теплоти:

$$\ell_{3-3'} = R(T_3 - T_{3'}), \frac{KДж}{KZ}; \quad \ell_{3-3'} = 287 \cdot (2120,601 - 1413,734) = 202,87 \frac{KДж}{кг};$$

г) в процесі адіабатного розширення:

$$\ell_{3-4} = \frac{1}{k-1} R(T_3 - T_4), \frac{KДж}{KZ}; \quad \ell_{3-4} = \frac{1}{1,4-1} \cdot 287 \cdot (2120,601 - 812,253) = 938,739 \frac{KДж}{кг};$$

д) в процесі ізохорного відводу теплоти:

$$\ell_{4-1} = 0, \frac{KДж}{KZ};$$

### 2.2. Кількість теплоти:

а) в процесі адіабатного стиснення:

$$q_{1-2} = 0, \frac{KДж}{KZ};$$

б) в процесі ізохорного підводу теплоти:

$$q_{2-3'} = q_1 = q_{1'} = c_{vm}(T_{3'} - T_2), \frac{KДж}{KZ};$$

де  $q_1$  – для дизельного двигуна,

$$q_{2-3'} = q_1 = q_{1'} = 0,725 \cdot (11413,734 - 883,584) = 384,359 \frac{KДж}{кг};$$

в) в процесі ізобарного підводу теплоти:

$$q_{3-3'} = q_{1''} = c_{pm}(T_3 - T_{3'}), \frac{KДж}{KZ};$$

де  $q_{1''}$  – для дизельного двигуна.

$$q_{3-3'} = q_{1''} = 1,015 \cdot (2120,601 - 1413,734) = 717,47 \frac{KДж}{кг};$$

г) в процесі адіабатного розширення:

$$q_{3-4} = 0, \frac{KДж}{KZ};$$

д) в процесі ізохорного відводу теплоти:

$$q_{4-1} = q_2 = c_{vm}(T_1 - T_4), \frac{KДж}{KZ};$$

$$q_{4-1} = q_2 = 0,725 \cdot (288 - 812,253) = -380,083 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

### 3. Робота і термічний ККД циклу.

#### 3.1. Робота циклу:

$$\ell_o = \sum_{i=1}^n \ell_i = \ell_{1-2} + \ell_{2-3} + \ell_{3-3'} + \ell_{3-4} + \ell_{4-1}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

де  $n$  – кількість процесів, які складають цикл.

$$\ell_o = 202,87 + 938,739 - 427,331 = 714,278 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

#### 3.2. Кількість теплоти, яка корисно використана в циклі.

$$q_o = \sum_{i=1}^n q_i = q_{1-2} + q_{2-3'} + q_{3-3'} + q_{3-4} + q_{4-1}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_o = 384,359 + 717,47 - 380,083 = 721,746 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

**Перевірка:**  $\ell_o = q_o, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad 714,278 \neq 721,746$

Похибка розрахунку:

$$\Delta = \frac{721,476 - 714,278}{721,746} \cdot 100\% = 1,03\% < 5\%.$$

Термічний ККД циклу:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{|q_1|},$$

де для дизельного двигуна

$$q_1 = q_{1/} + q_{1//}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|380,084|}{|1101,829|} = 0,655;$$

$$q_1 = 384,359 + 717,47 = 1101,829 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

**Перевірка:**

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)};$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{16,5^{1,4-1}} \cdot \frac{1,6 \cdot 1,5^{1,4-1}}{(1,6 - 1) + 1,4 \cdot 1,6(1,5 - 1)} = 0,654.$$

Робота циклу  $\ell_o = q_1 \cdot \eta_t = 1101,829 \cdot 0,655 = 721,746 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

Як і повинно бути  $\ell_o = q_o, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$

### 4. Діаграма циклу в $p-v$ координатах та її аналіз.

#### 4.1. Додаткові точки для побудови адіабати процесу стиску:

$$p_{\text{доп}} = p_1 \left( \frac{v_1}{v_{\text{доп}}} \right)^k, \text{ МПа}; \quad p_{\text{доп}} = 0,1 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{0,826}{v_{\text{доп}}} \right)^{1,4}, \text{ МПа};$$

**Таблиця 2.2** Значення додаткових точок

$v_{\text{доп}}, \text{ м}^3/\text{кг}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$p_{\text{доп}}, \text{ МПа}$	1,922	0,728	0,412	0,275	0,201	0,156

#### 4.2. Додаткові точки для побудови адіабати процесу розширення

$$p_{до\delta} = p_3 \left( \frac{v_3}{v_{до\delta}} \right)^k, \text{ МПа}; \quad p_{до\delta} = 8 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{0,075}{v_{до\delta}} \right)^{1,4}, \text{ МПа}.$$

**Таблиця 2.3** Значення додаткових точок.

$v_{до\delta}, \text{ м}^3/\text{кг}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$p_{до\delta}, \text{ МПа}$	5,344	2,024	1,152	0,768	0,56	0,432

4.3. Побудова діаграми циклу в  $p-v$  координатах (рисунок 2.8).

Масштаби:  $\mu_v = \frac{0,1}{15} = 0,0067 \frac{\text{м}^3/\text{кг}}{\text{мм}}; \quad \mu_p = \frac{1}{25} = 40 \frac{\text{кПа}}{\text{мм}};$

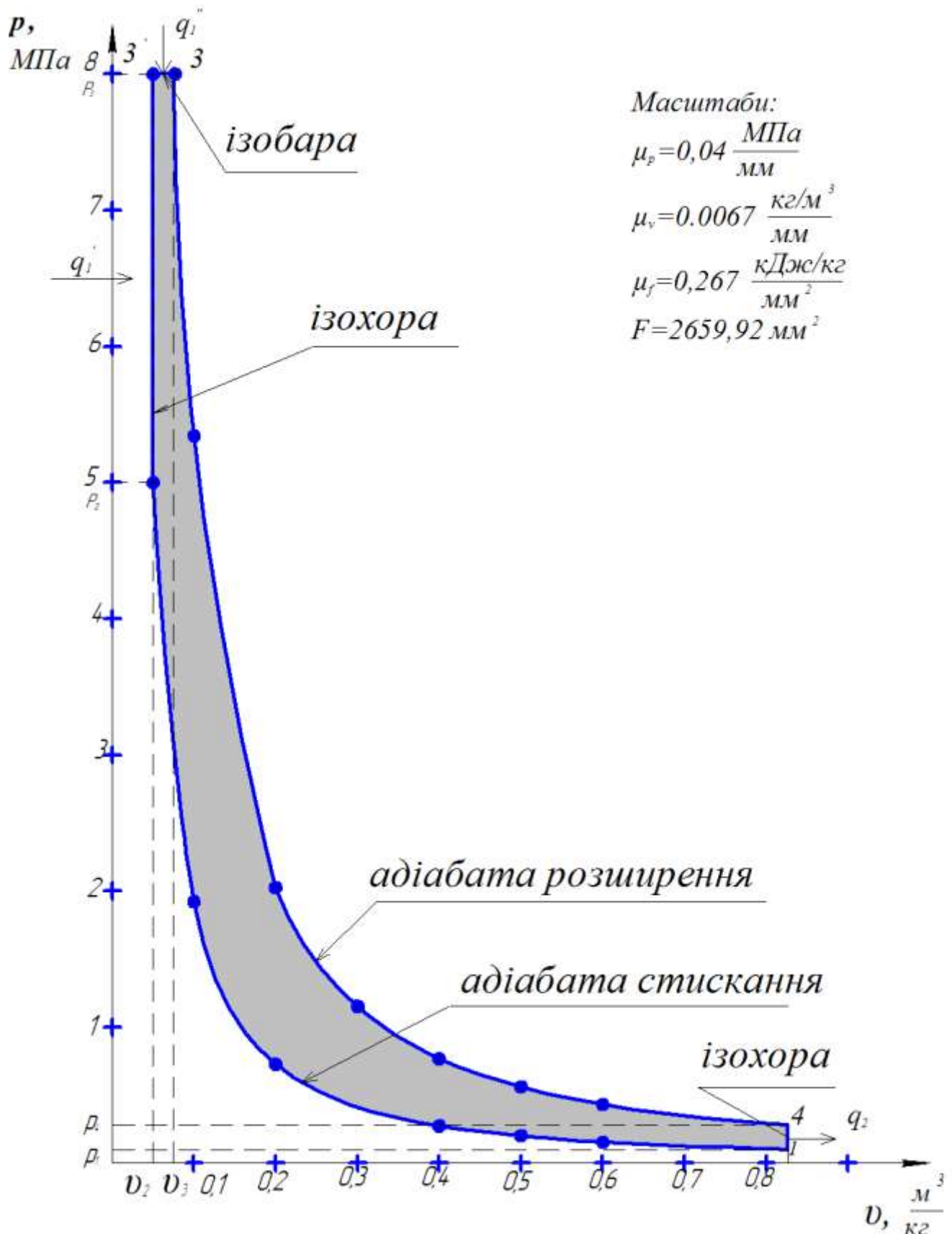
$$\mu_F = 0,0067 \cdot 40 = 0,267 \frac{\text{кДж/кг}}{\text{мм}^2}.$$

4.4. Планіметрування (визначення площі) діаграми і визначення роботи циклу за діаграмою:

$$\ell_{\text{ограф}} = F \cdot \mu_F, \text{ кДж/кг};$$

$$\ell_{\text{ограф}} = 0,267 \cdot 2659,92 = 710,197, \text{ кДж/кг}.$$

Діаграма будується на міліметровому папері формату А4.



4.5. Похибка побудови діаграми:

$$\Delta = \left| \frac{\ell_o - \ell_{\text{ограф}}}{\ell_o} \right| \cdot 100 \% = \left| \frac{714,476 - 710,197}{714,476} \right| \cdot 100 \% = 0,6 \% < 5\%.$$

4.6. Для побудови діаграми циклу в координатах Т-*s* визначаємо:

а) зміна ентропії робочого тіла в процесі підводу теплоти:

$$\Delta s_{2-3'} = c_{V_m} \ln \frac{T_{3'}}{T_2}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad \Delta s_{2-3'} = 0,725 \cdot \ln \frac{1413,734}{883,584} = 0,341 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

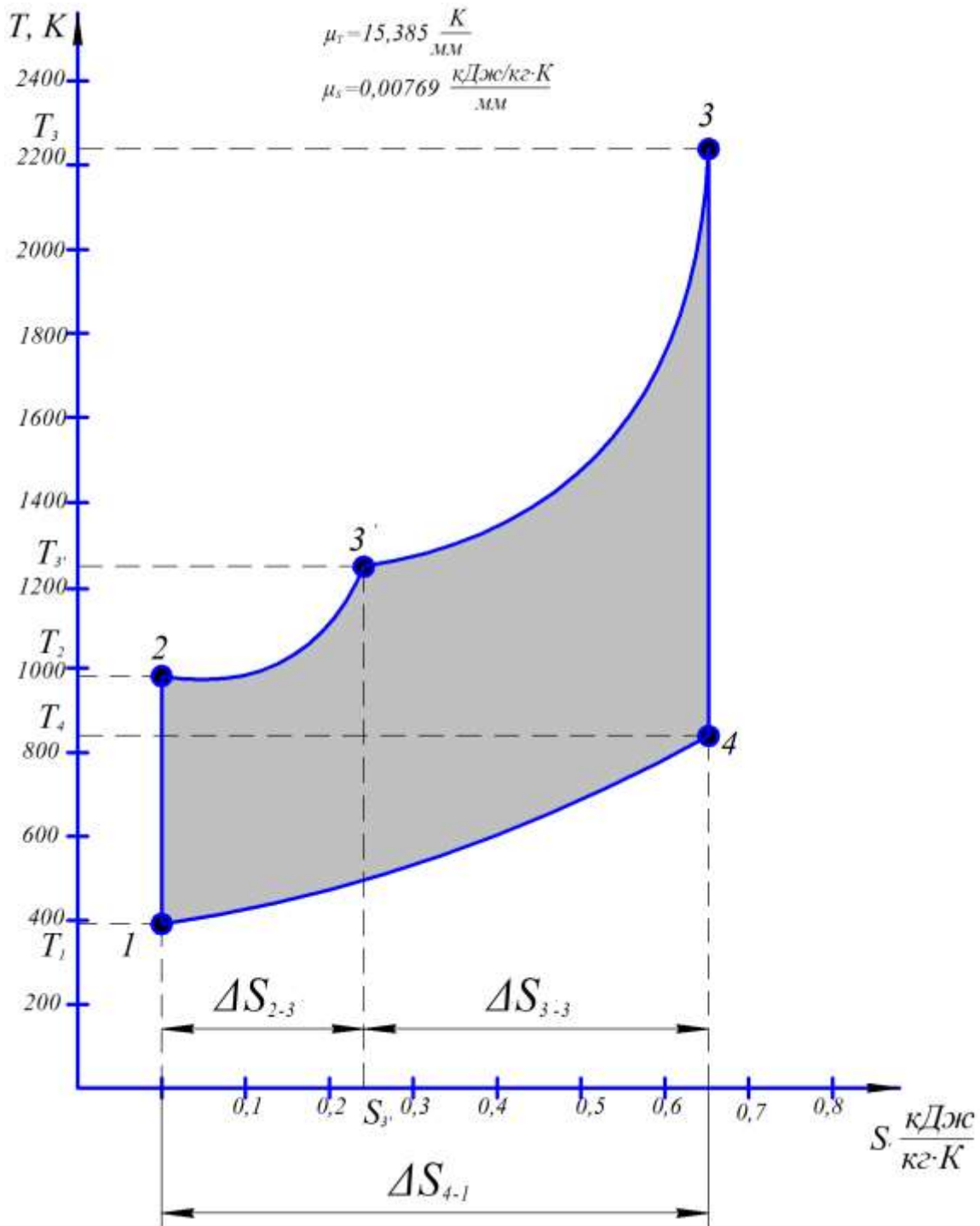
$$\Delta s_{3'-3} = c_{p_m} \ln \frac{T_3}{T_{3'}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad \Delta s_{3'-3} = 1,015 \cdot \ln \frac{2120,601}{1413,734} = 0,411 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

б) зміна ентальпії робочого тіла в процесі відводу теплоти:

$$\Delta s_{4-1} = c_{V_m} \ln \frac{T_1}{T_4}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad \Delta s_{4-1} = 0,725 \cdot \ln \frac{288}{812,253} = -0,752 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Як і повинно бути:  $\sum_{i=1}^n \Delta s_i = 0,341 + 0,411 - 0,752 = 0$

4.7. Будемо на міліметрівці в масштабі діаграму (рисунок 2.9).



## 5. Оцінка основних даних двигуна, який працює за розрахунковим циклом.

5.1. Робочий об'єм циліндрів двигуна (літраж двигуна):

$$V_{ДВ} = \frac{\pi D^2}{4} SZ, \text{ л}; \quad V_{ДВ} = \frac{3,14 \cdot 0,105^2}{4} \cdot 0,12 \cdot 4 = 4,193 \text{ л}.$$

5.2. Маса робочого тіла, яке потрапляє в циліндри двигуна:

$$m = \frac{V_{ДВ} \cdot 10^{-3}}{\nu_1} \cdot \eta_{ин}, \text{ кг (..... грам)}; \quad m = \frac{4,193 \cdot 10^{-3}}{0,826} \cdot 1,35 = 0,00685 \text{ кг} = 6,85 \text{ грам},$$

де  $\eta_{ин}$  – коефіцієнт, який враховує інерційність паливно – повітряної суміші, що потрапляє в циліндри двигуна.

$\eta_{ин} = 2,4\text{--}2,7$  для карбюраторних ДВЗ.

$\eta_{ин} = 1,2\text{--}1,4$  для дизельних ДВЗ.

5.3. Робота двигуна за один цикл:

$$L_o = \ell_o \cdot m, \text{ кДж}; \quad L_o = 714,278 \cdot 0,00685 = 4,892 \text{ кДж}.$$

5.4. Кількість циклів, які здійснює двигун за 1 секунду:

$$i = \frac{2 \cdot n}{60 \cdot \tau}, \frac{1}{c}; \quad i = \frac{2 \cdot 2000}{60 \cdot 4} = 16,667 \frac{1}{c}.$$

5.5. Теоретична робота двигуна за 1 секунду (теоретична потужність):

$$L_t = N_t = L_o \cdot i, \frac{\text{кДж}}{c}, \text{ кВт}; \quad L_t = N_t = 4,892 \cdot 16,667 = 81,535 \frac{\text{кДж}}{c}, \text{ кВт}.$$

5.6. Ефективна робота двигуна за 1 секунду (ефективна потужність):

$$L_e = N_e = L_t \cdot \left(1 - \frac{\Pi}{100}\right), \frac{\text{кДж}}{c}, \text{ кВт}; \quad L_e = N_e = 81,535 \cdot \left(1 - \frac{39}{100}\right) = 49,736 \frac{\text{кДж}}{c}, \text{ кВт}.$$

5.7. Часова витрата палива в двигуні:

$$G_T = \frac{3600 \cdot q_1 \cdot m \cdot i}{\eta_{и} \cdot \xi}, \frac{\text{кг(палива)}}{\text{год}};$$

$$G_T = \frac{3600 \cdot 1101,829 \cdot 0,00685 \cdot 16,667}{43 \cdot 10^3 \cdot 0,85} = 12,39 \frac{\text{кг(палива)}}{\text{год}}.$$

5.8. Питома ефективна витрата палива (економічність двигуна):

$$G_e = \frac{G_T}{N_e}, \frac{\text{кг(палива)}}{\text{кВтгод}}, \frac{\text{г(палива)}}{\text{кВтгод}};$$

$$G_e = \frac{12,39}{49,736} = 0,249 \frac{\text{кг(палива)}}{\text{кВтгод}} = 249 \frac{\text{г(палива)}}{\text{кВтгод}}.$$

6. Коротка довідка про двигун – прототип (найменування, тип, місце установки, основні дані, конструктивні особливості та ін.).

**Таблиця 2.4** Порівняльна характеристика розрахункового двигуна з прототипом.

№ п/п	Основні показники	Розрахунковий двигун	Двигун-прототип Д-145Т
11.	Потужність $N_e$ , кВт	49,736	55,2
12.	Ступінь стиску $\varepsilon$	16,5	16,5
13.	Кількість обертів за хвилину $n$ , об/хв.	2000	2000
14.	Літраж $V$ , л	4,193	
15.	Кількість циліндрів $Z$ та їх розташування	4	4Р
16.	Діаметр циліндра $D$ , мм	105	105
17.	Хід поршня $S$ , мм	120	120
18.	Максимальний тиск $p_{max}$ , атм і температура $t_{max}$ , °С в циліндрах	8 (2120,6-273)	
19.	Масова витрата палива $G_m$ , кг/год	12,39	13,10
20.	Питома витрата палива, г(палива)/кВт·год	249	238





### РОЗДІЛ 3. ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ. [5]

**Завдання.** Визначити необхідну площу поверхні теплообміну у рекуперативному (пластичному, трубчастому) теплообмінному апараті, в якому гарячими газами нагрівається вода. Витрата гарячих газів через апарат  $m_g$ , кг/с, температура, з якою вони надходять до апарату  $t_1^I$ , °С. Вода подається в теплообмінник з температурою  $t_2^I$ , °С, а залишає його з температурою  $t_2^{II}$ , °С. Кількість води, яка проходить через ТА, становить  $m_B$ , кг/с. Коефіцієнт тепловіддачі від гарячих газів до зовнішньої поверхні теплообмінника становить  $\alpha_1$ , Вт/м<sup>2</sup> °С, а від внутрішньої поверхні теплообмінника до води  $\alpha_2$ , Вт/м<sup>2</sup> °С.

Розрахунок провести для прямотечійної та протитечійної схем теплообмінника. Показати (на міліметровій в масштабі) графіки зміни температур теплоносіїв для обох схем їх руху по тракту теплообмінного апарату.

**Таблиця 3.1** Варіанти завдання.

№ п/п	Витрата гарячих газів, $m_g$ , кг/с	Температура гарячих газів на вході $t_1^I$ , °С	Кількість води, що проходить через апарат $m_B$ , кг/с	Температура води на вході $t_2^I$ , °С	Температура води на виході $t_2^{II}$ , °С	Коефіцієнт тепловіддачі від гарячих газів до зовн. поверхні $\alpha_1$	Коефіцієнт тепловіддачі від внутр. поверхні до води $\alpha_2$	Тип апарату
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	2,8	415	0,85	25	120	240	2200	ТР 95-110
2.	3,2	425	1,5	30	120	290	2400	ПЛ-4,5
3.	3,5	375	0,8	20	110	275	2650	ТР 125-140
4.	3,0	350	1,8	10	90	140	2200	ПЛ-4,0
5.	3,1	325	0,85	15	90	240	2500	ТР 105-120
6.	3,5	400	1,5	15	140	265	2300	ПЛ-3,5
7.	2,7	350	0,8	25	110	275	2800	ТР 85-100
8.	3,5	375	1,4	20	110	230	2400	ПЛ-4,0
9.	2,7	425	0,8	25	120	245	2300	ТР 135-150
10.	2,5	325	1,4	15	95	125	2100	ПЛ-3,5
11.	3,0	400	0,75	20	110	250	2400	ТР 115-130
12.	3,8	375	1,6	30	120	155	2600	ПЛ-3,0
13.	2,9	425	0,7	35	130	250	2150	ТР 95-110
14.	3,1	450	1,7	40	140	160	2250	ПЛ-4,5
15.	3,3	425	0,7	30	130	295	2350	ТР 115-130
16.	3,5	400	1,3	30	120	150	2450	ПЛ-4,0
17.	3,7	375	0,7	25	110	280	2650	ТР 100-120
18.	3,5	350	1,5	20	100	140	2500	ПЛ-3,5
19.	3,3	325	0,8	15	90	250	2300	ТР 110-130
20.	3,2	300	1,7	10	80	125	2100	ПЛ-3,0
21.	3,0	400	0,7	25	100	245	2500	ТР 70-80-
22.	2,7	425	1,7	30	120	170	2400	ПЛ-4,0
23.	2,7	400	0,8	23	110	275	2800	ТР 80-90
24.	2,2	425	1,8	20	100	185	2700	ПЛ-4,0
25.	2,4	375	0,9	20	110	270	2650	ТР 95-110

№ п/п	$m_r$ , кг/с	$t_1$ , °C	$m_e$ , кг/с	$t_2$ , °C	$t_2''$ , °C	$\alpha_1$ , $\frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}$	$\alpha_2$ , $\frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}$	Тип апарату
26.	3,2	425	1,5	20	100	175	2800	ПЛ-3,0
27.	3,5	375	0,7	20	110	235	2400	ТР 95-110
28.	2,9	400	1,6	10	90	165	2400	ПЛ-3,5
29.	2,7	425	0,9	20	110	260	2700	ТР 85-100
30.	3,0	450	1,8	40	140	160	2300	ПЛ-4,5
31.	2,7	425	0,7	27	125	245	2300	ТР 100-120
32.	2,5	400	1,4	15	95	125	2100	ПЛ-2,5
33.	2,4	375	0,8	25	110	235	2300	ТР 110-130
34.	3,0	400	1,5	20	110	150	2400	ПЛ-4,0
35.	4,8	350	0,9	10	90	265	2700	ТР 60-70
36.	3,0	375	1,5	30	120	155	2600	ПЛ-2,5
37.	3,3	400	0,7	15	100	265	2800	ТР 70-80
38.	2,2	425	1,8	20	100	175	2100	ПЛ-3,0
39.	2,0	375	0,8	20	105	265	2500	ТР 105-120
40.	3,3	425	0,7	30	115	155	2600	ПЛ-3,0
41.	3,0	450	0,8	20	110	250	2750	ТР 115-130
42.	3,2	425	2,1	30	125	170	2850	ПЛ-3,5
43.	3,5	400	0,8	25	110	265	3000	ТР 110-130
44.	3,8	425	1,5	20	100	180	2900	ПЛ-3,5
45.	3,5	450	0,8	35	140	275	2750	ТР 95-110
46.	1,8	400	1,9	10	90	165	2500	ПЛ-3,5
47.	2,0	425	0,8	13	85	285	2800	ТР 70-80
48.	2,6	450	1,8	15	95	185	2750	ПЛ-4,0
49.	2,4	425	0,8	15	90	240	2500	ТР 75-90
50.	2,3	450	1,9	20	100	185	2700	ПЛ-4,5
51.	2,5	325	0,9	25	110	275	2650	ТР 85-100
52.	2,7	400	1,6	30	120	170	2400	ПЛ-5,0
53.	2,9	425	0,9	35	130	250	2150	ТР 105-120
54.	3,1	450	1,5	40	140	160	2250	ПЛ-4,5
55.	3,3	425	0,7	30	130	295	2350	ТР 115-130
56.	3,5	400	1,3	30	120	150	2450	ПЛ-4,0
57.	3,7	375	0,7	25	110	280	2650	ТР 100-120
58.	3,5	350	1,5	20	100	140	2500	ПЛ-3,5
59.	3,3	325	0,8	15	90	250	2300	ТР 110-130
60.	3,2	300	1,7	10	90	125	2100	ПЛ-3,0

### 3.1. Деякі відомості про теплообмінні апарати.

**Теплообмінний апарат (ТА)** – це технічний пристрій, призначений для передачі теплоти від одного теплоносія до іншого (від нагріваючої рідини до тієї, що нагрівається, від охолоджуваної рідини до тієї, що охолоджує).

В якості теплоносіїв в ТА, звичайно, використовують гарячу воду, холодну воду, гарячі гази, водяний пар, повітря, масла, сольові розчини та інше. В залежності від способу передачі теплоти ТА поділяють на 2 групи:




- 1) контактні (змішувальні);
- 2) поверхневі (регенеративні та рекуперативні).

У контактних ТА теплообмін відбувається за рахунок безпосереднього стикання (і змішення) гарячого і холодного теплоносіїв (струменеві ТА, елеватори, градирні).

У регенеративних ТА теплота гарячого теплоносія спочатку акумулюється в спеціальних камерах-насадках, а потім поглинається (забирається) холодним теплоносієм, який проходить через камеру. (Це апарати періодичної дії).

У найбільш поширених рекуперативних ТА теплообмін між теплоносіями відбувається через постійно їх розділяючу тверду стінку.

В залежності від напрямку руху теплоносіїв розрізняють 3 схеми ТА:

1. прямотечія 
2. протитечія 
3. перехресна течія 

Тепловий розрахунок ТА базується на двох рівняннях:

1. Рівняння теплового балансу в ТА:

$$Q_1 = Q_2 = Q = m_1 c_1 (t_1' - t_1'') = m_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad \dot{A} \Delta t_{cp}, \quad (3.1)$$

де  $m$  – масова витрата теплоносія,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;

$c$  – питома теплоємність носія,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ ;

$t$  – температура теплоносіїв,  $^\circ\text{C}$ .

Індекси: 1 – перший теплоносіє, 2 – другий теплоносіє, ' – вхід в ТА, '' – вихід з ТА.

В деяких випадках в цьому рівнянні добуток  $m c = W$  називають **умовним тепловим (водяним) еквівалентом** теплоносія.

2. Рівняння теплопередачі в ТА:  $Q = k F \Delta t_{cp}, \quad \dot{A} \Delta t_{cp}, \quad (3.2)$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі в ТА,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ ,

$F$  – площа поверхні теплообміну в ТА;

$\Delta t_{cp}$  – середній логарифмічний температурний перепад між теплоносіями в ТА,  $^\circ\text{C}$ .

$$\text{Для схеми «прямотечія»: } \Delta t_{cp \rightarrow} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}, \quad ^\circ\text{C}. \quad (3.3)$$

$$\text{Для схеми «протитечія»: } \Delta t_{cp \leftarrow} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}, \quad ^\circ\text{C}. \quad (3.4)$$

Для схеми перехресна течія за основу беруться розрахунки по схемі «протитечія», які потім коректуються коефіцієнтом  $\varepsilon \leq 1$ .

При проектному розрахунку ТА кінцевою метою є визначення площі поверхні теплообміну в ТА. При відомих  $Q$ ,  $\Delta t_{cp}$ ,  $k$  вона визначається як:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}, \quad \text{м}^2. \quad (3.5)$$

Ефективність роботи ТА зазвичай оцінюється умовним ККД: що укладається в діапазон значень 0,6...0,7:

$$\eta_{\text{ТА}} = \frac{Q_2}{Q_{\text{розп}}} = \frac{W_2 (t_2'' - t_2')}{W_1 (t_1' - t_2')} \quad (3.6)$$

### 3.2. Методика розрахунків.

#### Вихідні дані:

Кількість води, яка проходить через -ТА	$m_B, \text{кг/с};$
Витрата гарячих газів через апарат	$m_g, \text{кг/с};$
Температура гарячих газів на вході	$t_1', ^\circ\text{C};$
Температура води на вході	$t_2', ^\circ\text{C};$
Температура води на виході	$t_2'', ^\circ\text{C};$
Коефіцієнт тепловіддачі від гарячих газів до зовнішньої поверхні теплообмінника	$\alpha_1, \text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C};$
Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінника до води	$\alpha_2, \text{Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C};$
Тип теплообмінного апарату (пластинчастий або трубчастий).	

#### Порядок розрахунків.

1. Кількість теплоти, яка передається від гарячих газів до води

$$Q = m_B c_{em} (t_2'' - t_2'), \frac{\text{кДж}}{\text{с}}, \text{кВт}, \quad (3.7)$$

де  $c_{em} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$  – питома масова теплоємність води.

2. Температура газів на виході з апарату:

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q}{m_g c_{pm}}, ^\circ\text{C}, \quad (3.8)$$

де  $c_{pm} = 1,07 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$  – питома масова ізобарна теплоємність газів, середня у даному інтервалі температур.

3. Коефіцієнт теплопередачі від гарячих газів до води:

а) в пластинчастому ТА:

$$k_F = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}, \quad (3.9)$$

де  $S, m$  – товщина пластин, виготовлених з листової сталі,  
 $\lambda = 48 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$  – коефіцієнт теплопровідності сталі.

б) в трубчастому ТА:

$$k_t = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_2} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_1}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}, \quad (3.10)$$

де  $d_1$  та  $d_2$  – відповідно, внутрішній та зовнішній діаметри сталевих труб.

4. Середньо – логарифмічний температурний перепад між теплоносіями в апараті.

а) виконаному за прототечійною схемою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}, ^\circ\text{C}, \quad (3.11)$$

$$\text{де } \Delta t_{\delta} = t_1' - t_2', ^\circ\text{C}; \quad (3.12)$$

$$\Delta t_M = t_1'' - t_2'', ^\circ\text{C}; \quad (3.13)$$

б) виконаному за протитечійною схемою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}, ^\circ\text{C}, \quad (3.14)$$

$$\text{де } \Delta t_{\delta} = t_1^I - t_2^{II}, ^\circ\text{C}; \quad (3.15)$$

$$\Delta t_M = t_1^{II} - t_2^I, ^\circ\text{C}. \quad (3.16)$$

5. Площа поверхні теплообміну в апараті:

**1. Пластинчастому:**

$$\text{а) при прототечійній схемі: } F_{розр} = \frac{Q \cdot 10^3}{k_F \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2; \quad (3.17)$$

$$\text{б) при протитечійній схемі: } F_{розр} = \frac{Q \cdot 10^3}{k_F \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2; \quad (3.18)$$

**2. Трубчастому:**

$$\text{а) при прототечійній схемі: } F_{розр} = \frac{Q \cdot 10^3 \cdot d_2}{k_{\ell} \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2; \quad (3.19)$$

$$\text{б) при протитечійній схемі: } F_{розр} = \frac{Q \cdot 10^3 \cdot d_2}{k_{\ell} \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2. \quad (3.20)$$

Тут  $d_2$  – зовнішній діаметр труби в м.

6. Графіки зміни температур теплоносіїв по тракту апарату (рисунок 3.1).

Для більш якісної побудови графіків  $t=\varphi(F)$  знаходимо додаткові точки.

1. Задаємось додатковим значенням площі теплообміну:

1.1  $F_{хзад} = F_{розр}/3$  – для прототечійної схеми апарату;

1.2  $F_{Xзад} = 2F_{розр}/3$  – для протитечійної схеми апарату.

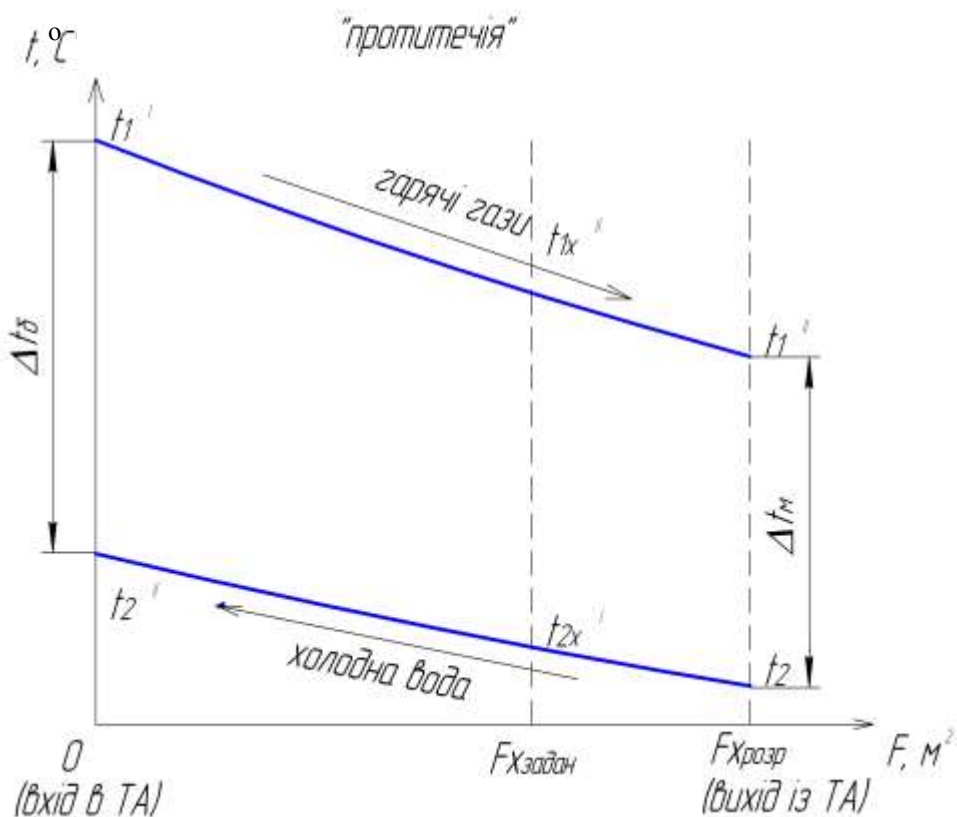
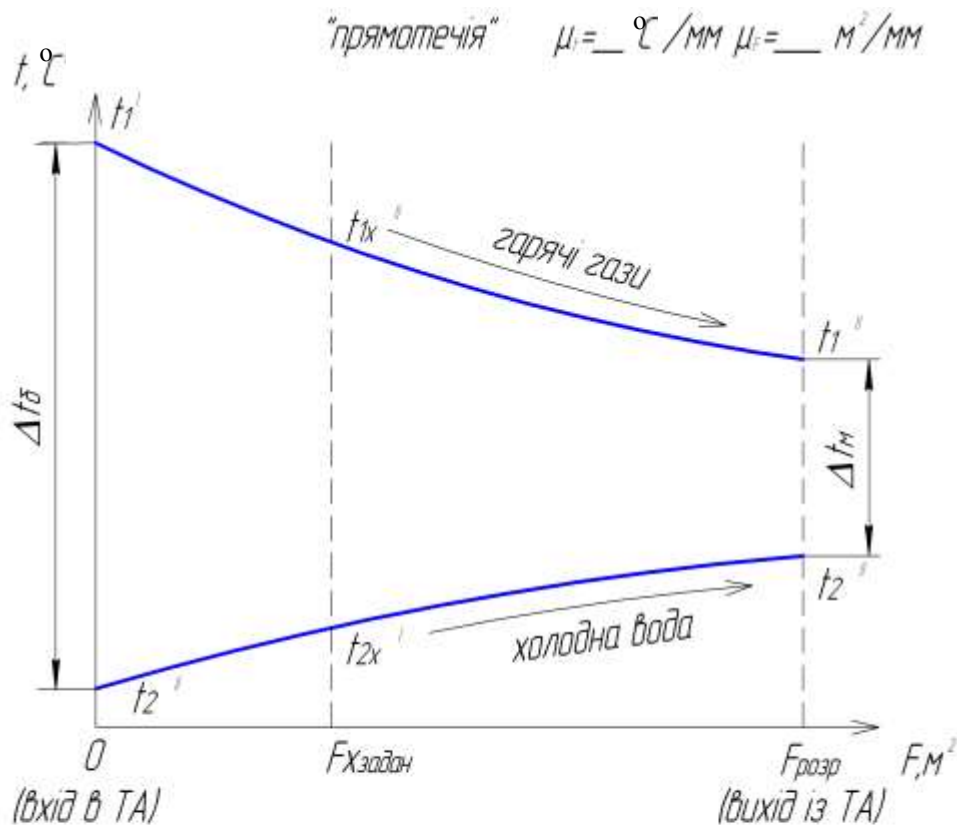


Рис. 3.1. Графіки зміни температури теплоносіїв по тракту апарату.

2. Задаємось (на вертикалі, відповідний  $F_{Xзад}$ ) значеннями температур  $t_{2x}''$ ,  $t_{2x}'$  та повторюючи дію 1, де замість температури  $t_2''$  підставляємо температуру  $t_{2x}''$  (для схеми прямотечія), або замість температури  $t_2'$  підставляємо  $t_{2x}'$  (для схеми "протитечія"), а потім виконуючи дії 2, 4, 5 добиваємось допустимої сходимості  $F_{Xзад}$  з  $F_{Xрозр}$  (похибка до 5 %).

**Примітка:** при розрахунках додаткових точок графіку зміни температури  $t$ , °C, по тракту ТА протічній схемі, необхідно звернути увагу на якісну сторону (вигляд перебігу ліній) цього графіка: при  $W_1 > W_2$  він має вигляд, коли лінії  $t=\varphi(F)$  мають невелику випуклість догори; при  $W_1 < W_2$  він має вигляд, коли лінії  $t=\varphi(F)$  мають невелику випуклість донизу.

Маючи на увазі, що умовні теплові (водяні) еквіваленти теплоносіїв визначаються як  $W_1 = m_{\Gamma} C_{Pm}$  і  $W_2 = m_B C_{Bm}$ , порівняємо їх між собою. Тому визначивши  $W_1$  і  $W_2$  (і також співвідношення між ними),

задаючись значенням  $F_{Хзad} \approx \frac{2}{3} F_{розр}$ , вибираємо температуру  $t_{2x}'$  на вертикалі відповідно  $F_{Хзad}$  (вже

уявляючи наближено характер графіків для нагріваючих газів і води, що нагрівається.

**Таблиця 3.2.** Результати обчислення значень додаткових точок.

Схема руху теплоносіїв	$F_{Хзad}$ , $m^2$	Змінні		$Q$ , $кДж/с$	$\Delta t_6$ , °C	$\Delta t_m$ , °C	$\Delta t_{cp}$ , °C	$F_{Хроз}$ , $m^2$	Похибка, %
		$t_{1x}^{II}$	$t_{2x}^I$						

За трьома точками будуюмо графік  $t=\varphi(F)$ .

7. Умовний ККД ТА:

$$\eta_{TA} = \frac{Q_2}{Q_{2max}} = \frac{W_2(t_2'' - t_2')}{W_1(t_1' - t_2')}, \quad (3.21)$$

де  $Q_2=Q$  – теплота, яка передана воді.

8. Коефіцієнт утримання теплоти:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q}{Q_2}}, \quad (3.22)$$

де  $\Delta Q$  – втрата теплоти в навколишнє середовище через стінки ТА, %. Зазвичай 7...12 %.

### 3.3. Приклад розрахунків.

**Вихідні дані:**

$m_B = 1,4 \text{ кг/с}$  – кількість води, яка проходить через ТА;

$m_{\Gamma} = 2,7 \text{ кг/с}$  – витрата гарячих газів через апарат;

$t_1^I = 400 \text{ °C}$  – температура гарячих газів на вході;

$t_2^I = 30 \text{ °C}$  – температура води на вході;

$t_2^{II} = 120 \text{ °C}$  – температура води на виході;

$\alpha_1 = 170 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$  – коефіцієнт тепловіддачі від гарячих газів до зовнішньої поверхні теплообмінника;

$\alpha_2 = 2400 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$  – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні теплообмінника до води;

Тип теплообмінного апарату ПЛ 4,0.

#### Рішення.

1. Кількість теплоти, яка передається від гарячих газів до води:

$$Q = m_B c_{Bm} (t_2^{II} - t_2^I) = 1,4 \cdot 4,19 \cdot (120 - 30) = 527,8 \frac{кДж}{с}, \text{ кВт.}$$

де  $c_{Bm} = 4,19 \frac{кДж}{кг \cdot \text{°C}}$  – питома масова теплоємність води:

2. Температура газів на виході з апарату:

$$t_1^{II} = t_1 - \frac{Q}{m_{\Gamma} c_{Pm}} = 400 - \frac{527,8}{2,7 \cdot 1,07} = 216,42 \text{ °C}.$$

де  $c_{Pm} = 1,07 \frac{кДж}{кг \cdot \text{°C}}$  – питома масова ізобарна теплоємність газів, середня у даному інтервалі температур.

3. Коефіцієнт теплопередачі від гарячих газів до води:

а) в пластинчатому ТА



$$k_F = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}, k_F = \frac{1}{\frac{1}{170} + \frac{0,004}{48} + \frac{1}{2400}} = 153,85 \frac{\hat{A}\hat{o}}{\hat{i}^2 \cdot \hat{N}}$$

де  $S, m$  – товщина пластин, виготовлених з листової сталі,

$\lambda = 48 Bm/m^2 \cdot ^\circ C$  – коефіцієнт теплопровідності сталі.

4. Середньо – логарифмічний температурний перепад між теплоносіями в апараті.

а) виконаному прямотечійною схемою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}, ^\circ C, \Delta t_{cp} = \frac{370 - 96,8}{\ln \frac{370}{96,8}} = 206 ^\circ C$$

де  $\Delta t_{\delta} = t_1^I - t_2^I, ^\circ C; \Delta t_{\delta} = 400 - 30 = 370 ^\circ C;$

$\Delta t_M = t_1^{II} - t_2^{II}, ^\circ C; \Delta t_M = 216,8 - 120 = 96,8 ^\circ C;$

б) виконаному за протитечійною схемою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}, ^\circ C, \Delta t_{cp} = \frac{280 - 186,4}{\ln \frac{280}{186,4}} = 231,2 ^\circ C$$

де  $\Delta t_{\delta} = t_1^I - t_2^{II}, ^\circ C \Delta t_{\delta} = 400 - 120 = 280 ^\circ C;$

$\Delta t_M = t_1^{II} - t_2^I, ^\circ C \Delta t_M = 216,4 - 30 = 186,4 ^\circ C.$

5. Поверхня теплообміну в апараті:

1. Пластинчастому:

а) при прямотечійній схемі:

$$F_{розр} = \frac{Q \cdot 10^3}{k_F \cdot \Delta t_{cp}}, m^2; F_{\delta \hat{i} \zeta \delta} = \frac{527,8 \cdot 10^3}{153,85 \cdot 206} = 16,75 \hat{i}^2;$$

б) при протитечійній схемі:

$$F_{розр} = \frac{Q \cdot 10^3}{k_F \cdot \Delta t_{cp}}, m^2; F_{\delta \hat{i} \zeta \delta} = \frac{527,8 \cdot 10^3}{153,85 \cdot 231} = 14,93 \hat{i}^2.$$

6. Графіки зміни температур теплоносіїв по тракту апарату.

Для більш якісної побудови графіків  $t = \varphi(F)$  знаходимо додаткові точки,

**Таблиця 3.1** Значення додаткових точок.

Схема руху теплоносіїв	$F_{х\text{зад}}, m^2$	Змінні		$Q, кДж/с$	$\Delta t_{\delta}, ^\circ C$	$\Delta t_M, ^\circ C$	$\Delta t_{cp}, ^\circ C$	$F_{х\text{роз}}, m^2$	Похибка, %
		$t_{1x}^{II}$	$t_{2x}^I$						
	5,5	320	75	263,3	370	237	290	5,88	5,5
	10	265	60	352,4	280	205	242	9,52	5,0

7. Умовний ККД ТА:

$$\eta_{ТА} = \frac{Q_2}{Q_{2\max}} = \frac{W_2(t_2^{II} - t_2^I)}{W_1(t_1^I - t_2^I)} = \frac{1,4 \cdot 4,19(120 - 30)}{2,7 \cdot 1,07(400 - 30)} = 0,652$$

де  $Q_2 = Q$  – теплота, яка передана воді.

8. Коефіцієнт утримання теплоти:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q}{Q_2}} = \frac{1}{1 + \frac{10}{100}} = \frac{1}{1,1} = 0,91.$$

Тут  $\Delta Q=7\ldots 10\%$  - втрати теплоти від через стінки корпусу ТА.

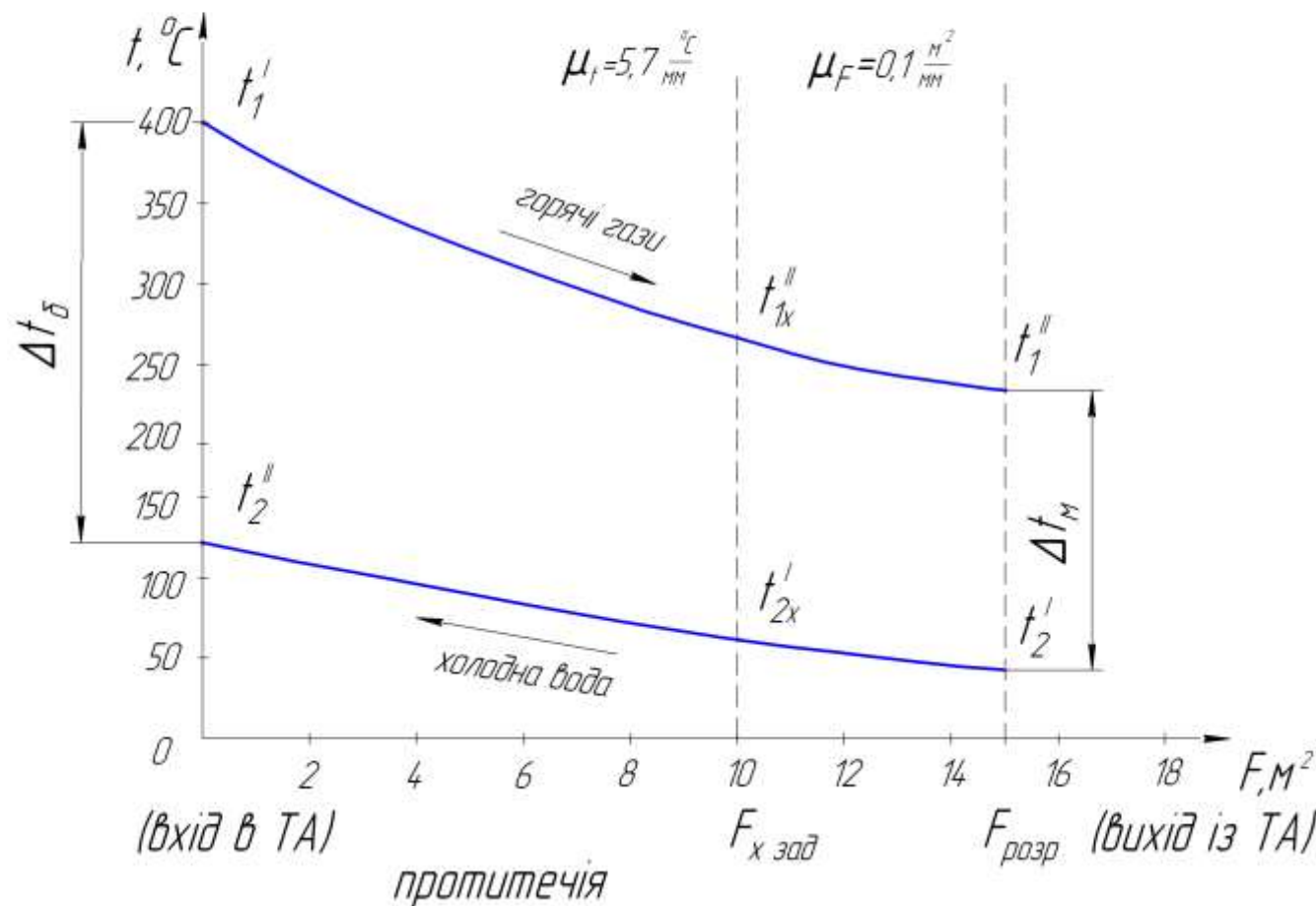
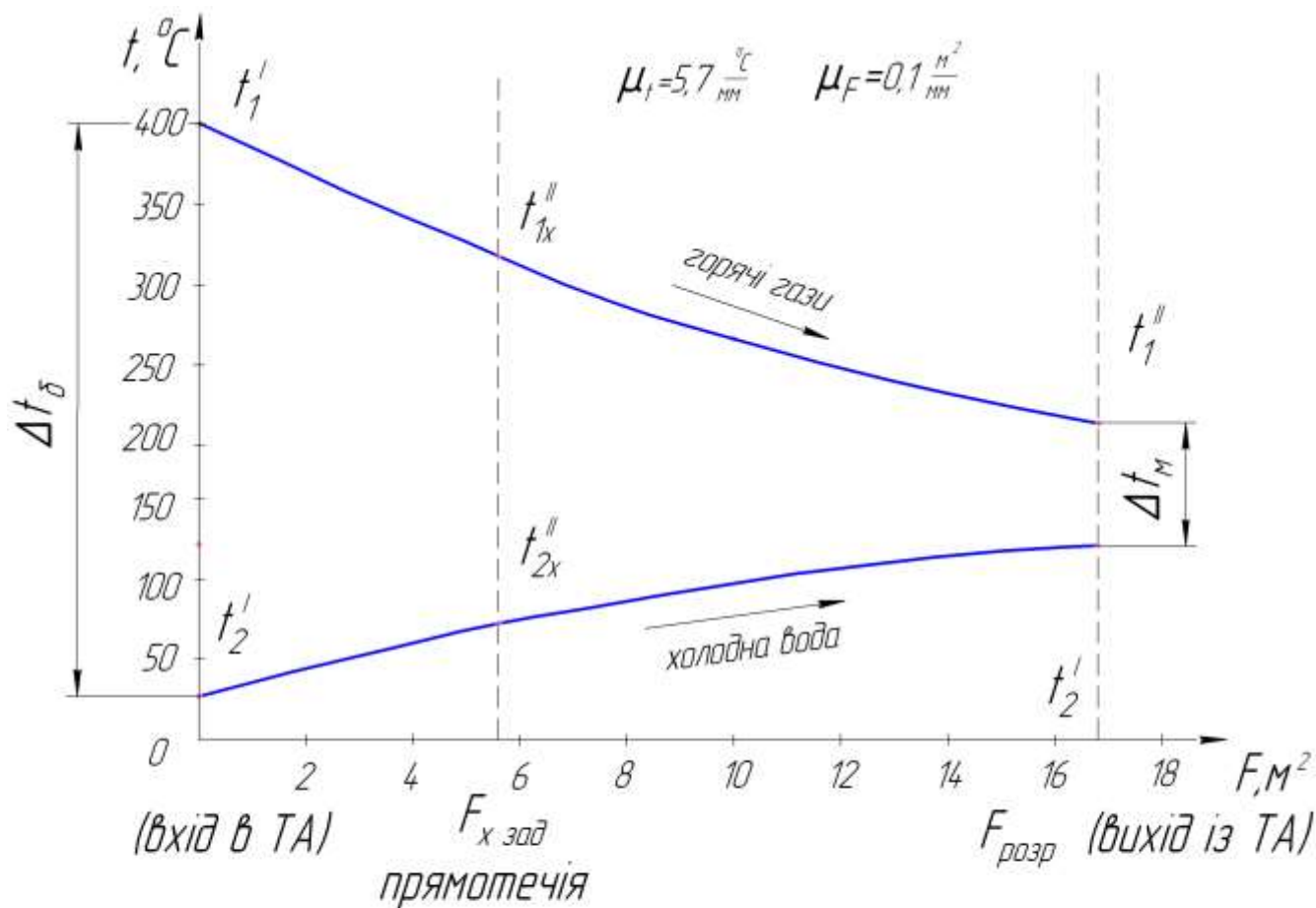


Рис.3.2. Графіки зміни температури теплоносіїв по тракту апарату.

**РОЗДІЛ 4. ЗЕРНОСУШАРКИ. [6]**  
**«Тепловий розрахунок конвективної шахтної зерносушарки».**

**Завдання.** Виконати тепловий розрахунок конвективної зерносушарки для підсушки зерна (культура) в кількості  $m_1$ , т/год. Сушарка шахтного типу з топкою, яка працює на рідкому паливі (дизпаливо). Параметри зовнішнього повітря: температура повітря  $t_0$ , °C, його відносна вологість  $\phi_0$ , %. Температура сушильного агента (повітря, змішаного з гарячими газами – продуктами згоряння палива) перед сушильною камерою  $t_1$ , °C. Відносна вологість повітря відпрацьованого агента сушки  $\phi_2$ , %. Температура повітря на виході із охолоджуваної камери  $t_3$ , °C. Вологість і температура зерна перед надходженням в сушильну камеру відповідно  $W_1$ , %,  $\theta_1$ , °C, після сушіння  $W_2$ , %,  $\theta_2$ , °C, а після охолоджуваної камери  $W_3$ , %,  $\theta_3$ , °C. Дані для розрахунків взяті із таблиці 4.1.

**Таблиця 4.1.** Варіанти завдань для теплового розрахунку зерносушарки.

Варіант	$m_1$ , т/год.	$t_0$ , °C	$\phi_0$ , %	$t_1$ , °C	$\phi_2$ , %	$t_3$ , °C	$W_1$ , %	$\theta_1$ , °C	$W_2$ , %	$\theta_2$ , °C	$W_3$ , %	$\theta_3$ , °C	культура	Кількість пропусків
1	1	5	75	140	65	25	20	5	15	50	14	15	пшениця	1
2	2	7	80	90	70	27	21	7	16	40	15	15	гречка	1
3	3	10	90	130	75	28	20	10	15	50	14	15	кукурудза	1
4	4	12	100	120	80	26	21	12	16	50	15	15	пшениця	1
5	5	8	80	130	75	25	20	8	15	60	14	15	жито	1
6	6	10	70	130	70	24	21	10	16	60	15	15	ячмінь	1
7	7	8	60	140	65	23	21	8	15	50	14	15	кукурудза	1
8	8	10	50	130	70	25	20	10	16	50	15	15	пшениця	1
9	4	12	65	150	75	27	20	12	15	60	14	15	ячмінь	1
10	8	10	85	150	80	25	21	10	16	50	15	15	кукурудза	1
11	6	11	55	130	75	24	21	11	15	60	14	15	ячмінь	1
12	4	12	65	120	70	23	20	12	16	50	15	15	пшениця	1
13	2	7	85	90	65	27	21	7	15	40	14	15	гречка	1
14	1	12	60	140	80	26	21	12	16	60	15	15	ячмінь	1
15	16	10	50	130	75	25	20	10	15	50	14	15	пшениця	1
16	4	8	75	90	65	23	21	5	15	50	14	15	пшениця	1
17	6	10	80	100	70	24	20	6	16	40	15	15	кукурудза	1
18	8	12	90	110	75	25	21	7	15	50	14	15	ячмінь	1
19	10	10	100	120	80	26	20	8	16	60	15	15	жито	1
20	12	8	80	130	70	27	21	9	15	50	14	15	гречка	1
21	10	10	70	140	70	28	20	10	16	40	15	15	пшениця	1
22	8	12	60	120	60	25	21	11	15	50	14	15	кукурудза	1

В цій таблиці:

$m_1$ , т/год. – маса зерна до початку сушіння;

$t_0$ , °C – температура зовнішнього повітря;

$\phi_0$ , % - відносна вологість зовнішнього повітря;

$t_1$ , °C - температура сушильного агента на вході в сушильну камеру;

$\phi_2$ , % - відносна вологість відпрацьованого агента в сушарці;

$t_3$ , °C - температура повітря на виході із охолоджуваної камери;

$W_1$ , % - вологість зерна перед надходженням в сушильну камеру;

$\theta_1$ , °C - температура зерна перед надходженням в сушильну камеру;  
 $W_2$ , % - вологість зерна після сушіння;  
 $\theta_2$ , °C - температура зерна після сушіння;  
 $W_3$ , % - вологість зерна після охолоджуваної камери;  
 $\theta_3$ , °C - температура зерна після охолоджуваної камери.

#### 4.1. Деякі відомості про сушіння с. - г. продукції та шахтні зерносушарки.

Зерно – основний продукт с.-г. виробництва. При надходженні на хлібоприймальні пункти, воно має підвищену вологість, яка інколи досягає 25...28 %, і тому непридатне для тривалого зберігання (від небезпеки самозігрівання і псування).

Для зберігання зібраного урожаю вологе зерно підсушують до кондиційної вологи (14...15 %). Статистичні дані показують, що для зниження вологості зерна, наприклад, на 6 % (з 20 до 14 %) щорічно підлягає сушінню біля 30...40 % його валового збору.

**Сушіння** – процес не тільки теплотехнічний, але й технологічний. Воно прискорює процес дозрівання свіжозібраного зерна, зберігає і навіть підвищує схожість і енергію проростання сіменного зерна (якщо не було допущено його перегріву:  $t_3 > 50 \dots 60$  °C).

Крім того, якщо зерно підсушено, продуктивність і якість продукції мукомельно–круп'яних підприємств збільшуються при помітному зменшенні зносу основного обладнання (мельниці, сита).

Будь-який вологий матеріал складається з абсолютно сухої речовини і вологи. Відношення маси вологи  $m_{\text{вол}}$  до маси волого матеріалу (сума мас сухої речовини і вологи) виражене в % називається

**питомою вологістю матеріалу**,  $W, \frac{\text{кг(вол)}}{\text{кг(вол.мат)}}$ . Відношення маси вологи до маси сухої

речовини називається **питомою вологомісткістю матеріалу**,  $\frac{\text{кг(вол)}}{\text{кг(с.р.)}}$ .

**Сушіння** – видалення зайвої вологи з матеріалу, може бути здійснене різними способами і перед за все тепловим (нагріванням).

Найбільше застосування в с.-г. виробництві одержало конвективне сушіння, при якому рухомий сушильний агент (гаряче повітря, гарячі гази – суміш продуктів згоряння органічного палива з зовнішнім повітрям) за рахунок конвекції передає теплоту матеріалу, що підсушується, і виносить назовні поглинену вологу.

Конструкції конвективних сушарок дуже різноманітні. Найбільше розповсюдження отримали **шахтні** сушарки (колонкові, жалюзійні, сушарки з коробами). В них зерно, що підсушується, заповнює вузькі вертикальні колонки з дірчатих сталевих листів, або простір між полицями жалюзі, або між коробами. Сушильний агент, що подається в шахту, пронизує шари волого зерна і виходить назовні. Підсушене зерно рухається (падає) вниз під дією власної ваги.

На практиці найбільше використання одержали шахтні зерносушарки типу СЗС – 8 (цифра характеризує її продуктивність в т/год.).

При всій різноманітності конструкцій конвективні сушарки працюють за одним і тим же принципом: сушильний агент – нагріте в калорифері (або в топці) повітря чи суміш повітря з гарячими газами поступає в сушильну камеру сушарки. Одночасно до неї подається вологий матеріал – продукт сушіння. Напрямок руху сушильного агента відносно матеріалу, що підсушується, може бути прямотечійним (в одному напрямку), протитечійним (в протилежному напрямку) і перехресним. Сушильний агент нагріває вологий матеріал, поглинає з нього певну кількість вологи і видаляється з сушильної камери. Більшість сушарок, крім сушильної камери, обладнана ще охолоджувальною камерою (зерносушарки – обов'язково). В цьому разі підсушений матеріал поступає в охолоджувальну камеру, де попадає в зону дії холодного зовнішнього повітря. Віддавши частину вологи цьому повітрю, підсушений і охолоджений матеріал виходить з сушарки.

Тепловий розрахунок сушарки зводиться, головним чином, до визначення кількості видаленої вологи з матеріалу, що підсушується (в сушильній, охолоджувальній камерах), а також витрат агента сушіння і витраченої на нього теплоти (палива). Схема сушильної установки представлена на рис. 4.1.

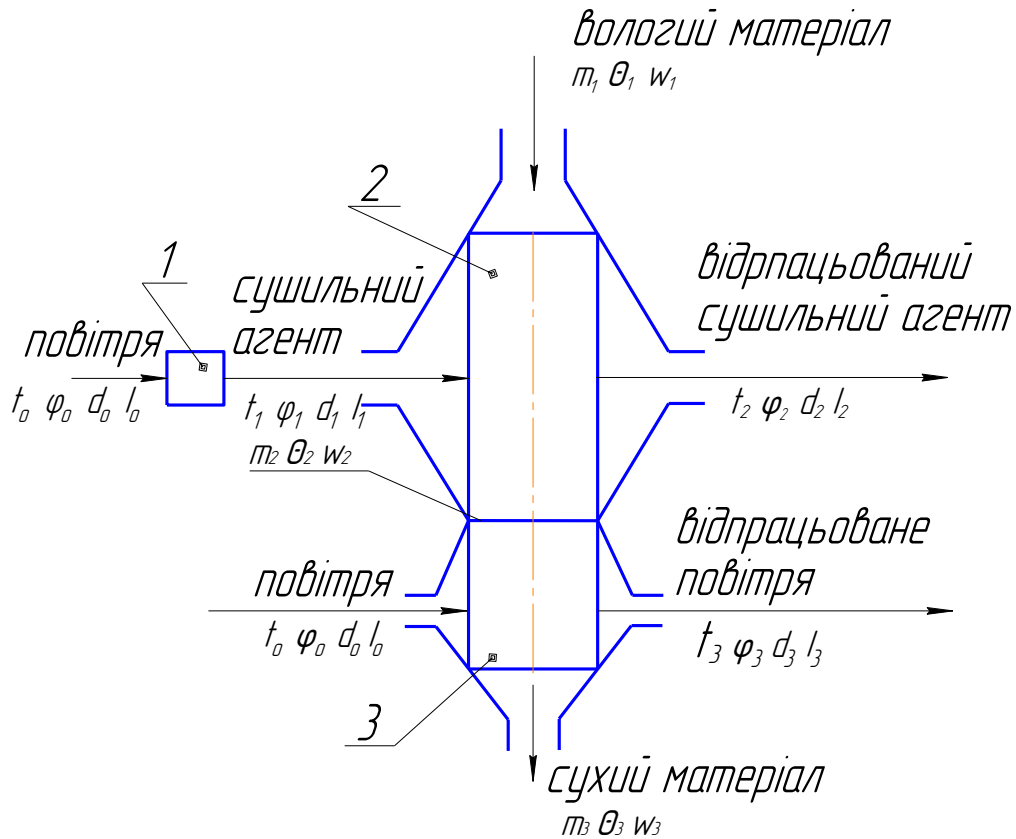


Рис. 4.1. Схема сушильної установки:

1 - топка (або калорифер); 2 – сушильна камера; 3 – охолоджувальна камера.

Якщо вологість зерна до сушіння перевищує 19 %, то його пропускають через сушарку 2...3 рази, тому що за один раз вологість зернової маси знижується не більше ніж на 5...6 %. Перерва між пропусками зерна через сушарку для рівномірного розподілу вологомисткості і температури в середині насіння складає 5...6 годин.

Це необхідно для того, щоб попередити появу в оболонках насіння тріщин, які призводять до втрати посівних якостей насіння.

#### 4.2. Приклад теплового розрахунку зерносушарки.

Нижче наведена методика спрощеного розрахунку конвективної зерносушарки з використанням ентальпійно-воломісткісної діаграми  $i-d$  для вологого повітря.

Отже, необхідно розрахувати конвективну зерносушарку продовольчого зерна пшениці продуктивністю  $m_1 = 1$  т/год. Сушарка шахтного типу з топкою, яка працює на рідкому паливі (дизпаливі).

Параметри зовнішнього повітря: температура повітря  $t_0 = 5$  °C, його відносна вологість  $\varphi_0 = 75$  %.

Температура сушильного агента (повітря, змішаного з гарячими газами – продуктами згорання палива) перед сушильною камерою  $t_1 = 140$  °C. Відносна вологість повітря відпрацьованого агента сушки  $\varphi_2 = 65$  %. Температура повітря на виході з охолоджувальної камери  $t_3 = 25$  °C. Вологість і температура зерна перед надходженням в сушильну камеру  $W_1 = 20$  %,  $\theta_1 = 5$  °C, після сушки  $W_2 = 15$  %,  $\theta_2 = 50$  °C, а після охолоджувальної камери  $W_3 = 14$  %,  $\theta_3 = 15$  °C.

##### Розрахунок параметрів агента сушіння.

1. Теоретична кількість повітря, необхідного для згорання 1 кг палива. Для дизельних палив з вмісткістю вуглецю  $C \approx 86$  % і водню  $H \approx 14$  %, ця кількість становить  $L_o = 14,6 \frac{кг(пов.)}{кг(пал.)}$ .

2. Вологомисткість і ентальпія зовнішнього повітря. На  $i-d$  діаграмі для вологого повітря по параметрам  $t_0 = 5$  °C і  $\varphi_0 = 75$  % (дивись рис. 4.2) знаходимо (точка А)  $d_o = 4 \frac{\tilde{a}(\hat{a}.i.)}{\hat{e}\tilde{a}(\tilde{n}.i.)}$ ,

$$i_o = 15 \frac{\hat{e}\tilde{A}\alpha}{\hat{e}\tilde{a}(\tilde{n}.i.)}.$$

3. Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$  в газово-повітряній суміші (агенті сушки) зазвичай становить  $\alpha = 15...20$ . Приймаємо  $\alpha = 18$ .

4. Початкова вологомисткість агента сушки, що надходить в сушильну камеру:

$$d_1 = d_o k_d, \quad (4.1)$$

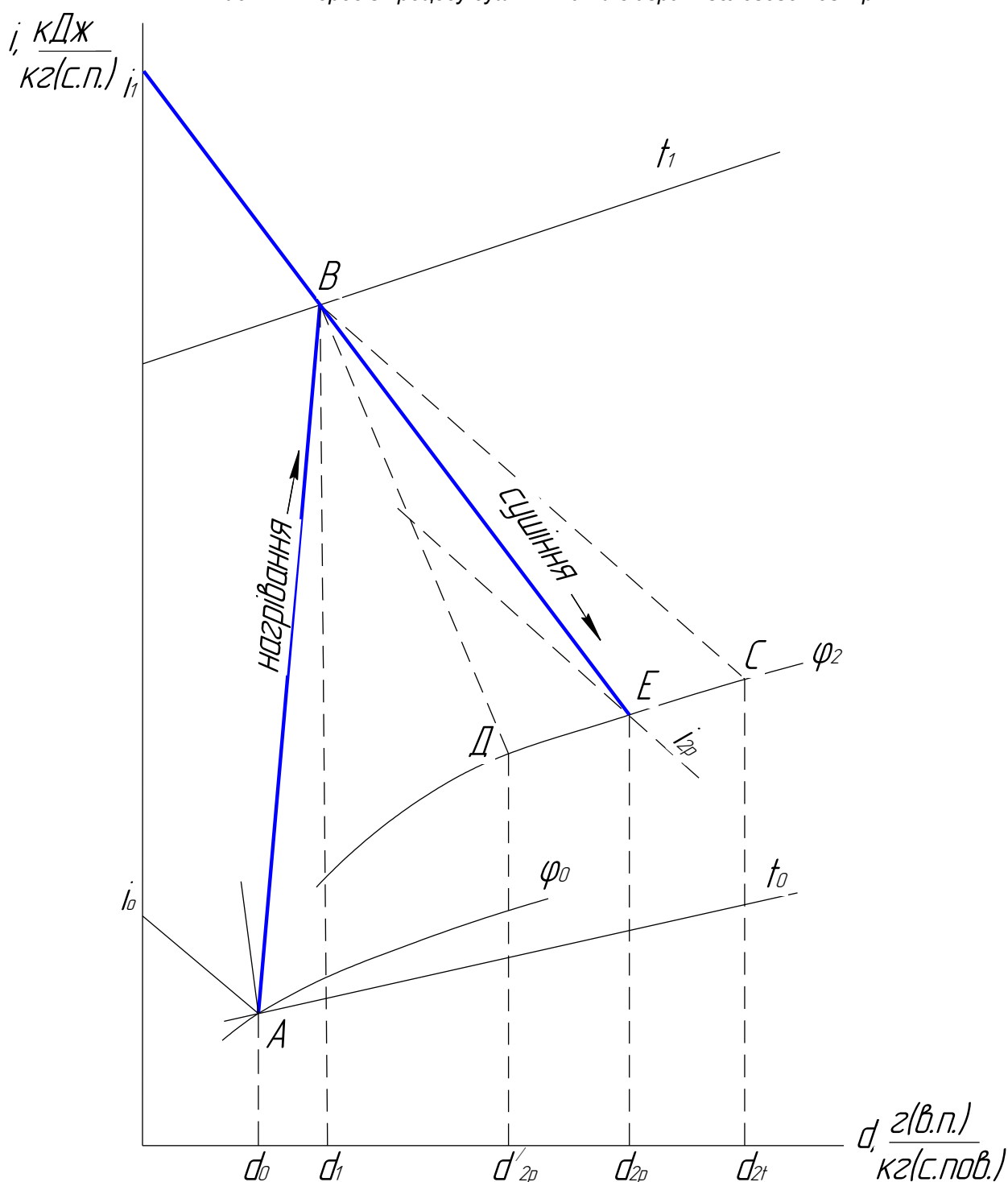
де  $k_d$  – коефіцієнт збільшення вологомистості газоповітряної суміші за рахунок води гарячих газів (результат згорання водню палива). При названих вище  $\alpha$  коефіцієнт  $k_d = 1,8 \dots 2,3$ . Приймаємо  $k_d = 2,1$ .

Тоді  $d_1 = 4 \cdot 2,1 = 8,4 \frac{\text{г (в.п.)}}{\text{кг (с.п.)}}$ .

5. Використовуючи  $i$  –  $d$  діаграму для вологого повітря по відомим значенням температури  $t_1 = 140$  °С і вологомистості  $d_1 = 8,4 \frac{\text{г (в.п.)}}{\text{кг (с.п.)}}$  (точка В) визначаємо ентальпію сушильного агента на вході в

сушильну камеру  $i_1 = 165 \frac{\text{кДж}}{\text{кг (с.п.)}}$ .

Рис.4.2. Перебіг процесу сушіння на  $i$ - $d$  діаграмі вологого повітря.



### Розрахунок процесу сушіння в сушильній камері.

1. Маса води, що випаровується з волого зерна в сушильній камері:

$$\dot{m}_{\text{в.в.}} = m_1 \frac{W_1 - W_2}{100 - W_2} = 1000 \frac{20 - 15}{100 - 15} = 58 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

2. Маса підсушеного зерна на виході з сушильної камери:

$$m_2 = m_1 - \dot{m}_{\text{в.в.}} = 1000 - 58 = 942 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

3. Витрати теплоти на нагрівання зерна:

$$Q_{\text{нагр.}} = m_2 c_{\text{зер.}} (\theta_2 - \theta_1) = 942 \cdot 1,95 \cdot (50 - 5) = 82600 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}.$$

Тут  $c_{\text{зер.}}$  – питома теплоємність зерна. Зазвичай при вологості зерна  $W = 10 \dots 20\%$ ,  $c_{\text{зер.}} = 1,85 \dots 2,1$

$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ . Приймаємо  $c_{\text{зер.}} = 1,95 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ .

4. Питома (на 1 кг випареної води) витрата теплоти:

$$q_{\text{зер.}} = \frac{Q_{\text{зер.}}}{M_{\text{вол.к.к.}}} = \frac{82600}{58} = 1425 \frac{\text{кДж}}{\text{кг(вол)}}.$$

5. Питома витрата (втрата) теплоти в зовнішнє середовище через стінки сушильної камери. Зазвичай

$$q_{\text{н.д.}} = 3 \dots 8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг(в.в.)}}. \text{ Приймаємо } q_{\text{н.д.}} = 5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг(в.в.)}}.$$

6. Питома теплота, що витрачена на випарювання води із зерна з урахуванням втрати теплоти через стінки сушильної камери:

$$q_{\text{в.в.}} = q_{\text{зер.}} + q_{\text{н.д.}} = 1425 + 5 = 1430 \frac{\text{кДж}}{\text{кг(в.в.)}}.$$

7. Питома витрата сушильного агента в теоретичній сушарці:

$$\ell_{\text{с.а.т.}} = \frac{1000}{d_{2t} - d_1} = \frac{1000}{45,4 - 8,4} = 27 \frac{\text{кг(а.г.)}}{\text{кг(в.в.)}}.$$

Тут  $d_{2t}$  – теоретична вологомисткість агента сушки на виході з сушильної камери. Визначається на  $i$ - $d$

діаграмі точкою перетину лінії постійної ентальпії сушильного агента  $i_{2t} = i_1 = 165 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  і лінії

заданої його відносної вологості на виході із сушильної камери  $\varphi_2 = 65\%$ . Таким чином (точка С),

$$d_{2t} = 45,4 \frac{\text{кг(в.в.)}}{\text{кг(а.г.)}}, \text{ а температура } t_{2t} = 47^\circ\text{C}.$$

8. Питома витрата теплоти в теоретичній сушарці:

$$q_t = \ell_{\text{с.а.т.}} (i_{2t} - i_0) = 27 \cdot (165 - 15) = 4100 \frac{\text{кДж}}{\text{кг(в.в.)}}.$$

9. Питома витрата теплоти, яка йде тільки на випарювання води із нагрітого зерна:

$$q'_p = q_t - q_{\text{втр.}} = 4100 - 1430 = 2670 \frac{\text{кДж}}{\text{кг(вол)}}.$$

10. Ентальпія сушильного агента на виході із сушильної камери при витраті теплоти тільки на випарювання води із зерна (при теоретичній витраті сушильного агента) (точка Д).

$$\text{Так як } q'_p = \ell_{\text{с.а.т.}} (i_{2t} - i_0), \text{ тоді } i_{2t} = \frac{q'_p}{\ell_{\text{с.а.т.}}} + i_0 = \frac{2670}{27} + 15 = 114 \frac{\text{кДж}}{\text{кг(а.г.)}}.$$

11. Реальна ентальпія сушильного агента на виході з сушильної камери суттєво залежить від

інтенсивності процесу нагрівання маси волого зерна по тракту зерносушарки. На початкових і середніх ділянках тракту сушильної камери він більш інтенсивний. На кінцевих ділянках тракту цей процес трохи сповільнений. Так що величина реальної ентальпії агента  $i_{2p}$  знаходиться десь між величинами  $i_{2t}$  і  $i_{2'p}$ . Для спрощення розрахунків приймаємо:

$$i_{2p} = \frac{i_{2t} + i_{2'p}}{2} k_{int} = \frac{165 + 114}{2} \cdot 0,98 = 138,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}(\text{н.і.})},$$

де  $k_{int}$  – коефіцієнт інтенсивності процесу нагрівання маси вологого зерна, який становить 0,95...0,98. Приймаємо  $k_{int}=0,98$ .

**12.** Реальна вологомисткість сушильного агента на виході із сушарки визначається (на  $i$ - $d$  діаграмі) точкою

перетину лінії постійної ентальпії  $i_{2p} = 138,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}(\text{с.н.})}$  і лінії постійної відносної вологості сушильного

агента на виході із сушильної камери  $\varphi_2 = 65\%$ . (точка Е) в цій точці (див. рис. 4.2) вологомисткість агента

сушки становить  $d_{2p} = 34,5 \frac{\text{г}(\text{в.н.})}{\text{кг}(\text{с.к.})}$ , а його температура  $t_2 = 43^\circ\text{C}$ .

**13.** Питома витрата сушильного агента в реальній сушарці:

$$\ell_{c.a_D} = \frac{1000}{d_{2p} - d_1} = \frac{1000}{34,5 - 8,4} = 38,5 \frac{\text{кг}(\text{н.і.})}{\text{кг}(\text{в.н.})}.$$

**14.** Питома витрата теплоти в реальній зерносушарці:

$$q_p = \ell_{c.a.p} (i_{2p} - i_0) = 38,5 \cdot (138,5 - 15) = 4750 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}(\text{вол.})}.$$

**15.** Годинна витрата сушильного агента в реальній сушарці:

$$L_{\text{н.і.}} = \ell_{\text{н.і.}} \dot{M}_{\text{н.і.}} = 38,5 \cdot 58 = 2240 \frac{\text{кг}(\text{н.і.})}{\text{год.}}, (1810 \frac{\text{кг}^3}{\text{год.}}).$$

**16.** Годинна витрата теплоти в реальній сушарці:

$$Q = q_p M_{\text{н.і.}} = 4750 \cdot 58 = 276500 \frac{\text{кДж}}{\text{год.}}.$$

#### Процес охолодження нагрітого зерна.

**1.** Маса зерна на виході з охолоджувальної камери:

$$m_3 = m_2 \frac{100 - W_2}{100 - W_3} = 942 \cdot \frac{100 - 15}{100 - 14} = 931 \frac{\text{кг}}{\text{год.}}.$$

**2.** Маса вологи, яка випарувалась із зерна в охолоджувальній камері:

$$M_{ox} = m_2 - m_3 = 942 - 931 = 11 \frac{\text{кг}(\text{вол.})}{\text{год.}}.$$

**3.** Теплота, яка внесена в охолоджувальну камеру нагрітим зерном:

$$Q_{ox} = m_3 c_{зep} (\theta_2 - \theta_3) = 931 \cdot 1,85 \cdot (50 - 15) = 60300 \frac{\text{кДж}}{\text{год.}}.$$

Тут  $c_{зep} = 1,85 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$  – питома теплота підсушеного зерна.

**4.** Питома теплота, що внесена підсушеним зерном в охолоджувальну камеру:

$$q_{ox} = \frac{Q_{ox}}{M_{ox}} = \frac{60300}{11} = 5450 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}(\text{вол.})}.$$

**5.** Нехтуючи втратами теплоти через стінки охолоджувальної камери, питома витрата повітря через охолоджувальну камеру:



$$\ell_{ox} = \frac{q_{ox}}{\tilde{n}_p(t_2 - t_3)} = \frac{5450}{1,015 \cdot (43 - 25)} = 298 \frac{\text{êã(ũâ.)}}{\text{êã(âîë.)}}.$$

6. Годинна витрата повітря через охолоджувальну камеру:

$$L_{ox} = \ell_{ox} M_{ox} = 298 \cdot 11 = 3280 \frac{\text{êã(ũâ.)}}{\text{âîä.}}, (\sim 2630 \frac{\text{ì}^3(\text{ũâ.})}{\text{âîä.}}).$$

7. Годинна витрата палива через топочний пристрій сушарки:

$$G_T = \frac{Q}{Q_{Hu} \xi} = \frac{276500}{42000 \cdot 0,82} = 8,05 \frac{\text{êã(îàë.)}}{\text{âîä.}}.$$

Тут:  $Q_{Hu} = 42000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – нижча теплоти згоряння палива (дизпалива),  $\xi = 0,82$  – коефіцієнт повноти згоряння палива в топці сушарки.

8. Годинна витрата повітря через спалювальний пристрій (топку):

$$L_{\text{дî.}} = G_T L_0 \alpha_{\text{дî.}} = 8,05 \cdot 14,6 \cdot 1,15 = 136,5 \frac{\text{êã(ũâ.)}}{\text{âîä.}}, (\sim 106 \frac{\text{ì}^3(\text{ũâ.})}{\text{âîä.}}).$$

Тут:  $\alpha_{\text{топ}} = 1,15$  коефіцієнт надлишку повітря в топці сушарки.

Таким чином, при роботі даної зерносушарки (продуктивністю  $1 \frac{\text{т(вол.зер.)}}{\text{год.}}$ ) з волого зерна за

годину виділяється  $58+11=69 \text{ кг (вол.)}$ . При цьому витрачається:  $2270 \frac{\text{кг(нов.)}}{\text{год.}} (\sim 1810 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}})$

сушильного агенту;  $3280 \frac{\text{кг(нов.)}}{\text{год.}} (\sim 2630 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}})$  охолоджуючого (підсушене зерно) повітря;  $8,05 \text{ кг}$

рідкого палива (дизпалива);  $136,5 \frac{\text{кг}}{\text{год.}} (\sim 106,5 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}})$  повітря, що подається в топочний пристрій сушарки.

При можливому переобладнанні паливного пристрою сушарки на опалення газом (метаном), його витрати будуть наближено складати:

$$G_{T_{\text{газ}}} = \frac{Q}{Q_{Hu} \xi} = \frac{276500}{34600 \cdot 0,93} = 8,7 \frac{\text{м}^3(\text{газ})}{\text{год.}}.$$

Тут:  $Q_{Hu} = 34600 \text{ кДж/м}^3$  – нижча теплота згоряння газу,  $\xi = 0,93$  – коефіцієнт повноти згоряння газу.

Для порівняння характеристик розрахованої сушарки в таблиці 4.2 наведені основні дані серійних сушарок.

**Таблиця 4.2.** Основні дані серійних сушарок.

Показники	Зерносушарки				Розрахований варіант
	СЗШ – 16	СЗШ – 8	СЗШ – 4	СЗПБ – 2,5	
Продуктивність зерносушарки, т/год.	16	8	4	2,5	1
Витрата сушильного і охолоджуючого агенту, $\text{м}^3/\text{год.}$ (на 1 т (зерна)/год.)	71000 (4500)	45000 (5600)	19000 (4750)	12500 (5100)	(4440)
Витрати палива, $\text{кг(палива)/год.}$ (на 1 т(зерна)/год.)	210 (~12,5)	100 (~12)	35 (~9)	26 (~10)	8,05 (~8)

Як видно з таблиці результати спрощеного розрахунку сушарки продуктивністю  $1 \text{ т(зерна)/год.}$  досить близько схожі до аналогічних параметрів серійних сушарок. (Дані таблиці взяті для ситуації, коли вологість зерна зменшувалася з 20 до 14%.)

**РОЗДІЛ 5. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ. [7]**  
**«Визначення основних параметрів холодильної установки.»**

**Завдання.** Визначити холодильну потужність парової компресійної холодильної установки, яка працює на (фреоні або аміаку) і призначена для замороження  $m$ , кг м'яса або охолодження  $V$ , л молока за  $\tau$ , годин. Установка працює при температурі випаровування холодильного агенту  $t_1$ , °C і температурі його конденсації  $t_4$ , °C. Визначити, також, масову витрату циркулюючого в установці холодоагенту, її холодильний коефіцієнт, ефективну потужність компресора та ефективну питому холодильну потужність, якщо ентальпія пари холодоагенту на виході з компресора становить  $i_2$ ,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , а к.к.д. компресора  $\eta_k = 0,8$ . Пара холодоагенту з випаровувача виходить практично сухою насиченою.

**Таблиця 5.1.** Варіанти завдань по елементарному розрахунку основних показників холодильних установок для охолодження продукції тваринництва.

№ п/п	М'ясо					№ п/п	Молоко				
	$m$ , кг	$t_1$ , °C	$t_4$ , °C	Холодильний агент	Час замерзання, год.		$V$ , л (кг)	$t_1$ , °C	$t_4$ , °C	Холодильний агент	Час охолодження, год.
1.	5	30	-20	фреон-12	2,5	21.	3	36	8	фреон-12	0,5
2.	10	25	-18	фреон-12	2,5	22.	10	34	7	фреон-12	1,0
3.	25	20	-15	фреон-12	3,0	23.	300	32	6	фреон-12	1,0
4.	50	15	-12	фреон-12	3,5	24.	500	30	5	фреон-12	2,0
5.	100	10	-10	фреон-12	3,5	25.	1000	28	4	фреон-12	2,5
6.	150	30	-10	фреон-12	3,5	26.	1500	26	8	фреон-12	2,5
7.	300	25	-12	фреон-12	3,5	27.	2000	35	7	фреон-12	3,0
8.	500	20	-15	фреон-12	3,5	28.	2500	33	6	аміак	3,0
9.	750	15	-18	аміак	4,0	29.	2750	30	5	аміак	3,0
10.	1000	10	-20	фреон-12	4,0	30.	3000	28	4	аміак	3,0
11.	1200	30	-20	аміак	4,0	31.	500	32	8	фреон-12	2,0
12.	1500	25	-18	фреон-12	4,5	32.	1000	30	7	фреон-12	2,5
13.	1750	20	-15	фреон-12	4,5	33.	1500	28	6	фреон-12	2,5
14.	2000	15	-12	аміак	4,5	34.	2000	26	5	фреон-12	3,0
15.	2500	10	-10	аміак	4,5	35.	2500	28	4	аміак	3,5
16.	3000	30	-10	аміак	4,5	36.	3000	26	8	аміак	3,0
17.	4000	25	-12	аміак	5,0	37.	2500	28	7	аміак	3,0
18.	5000	20	-15	аміак	5,0	38.	2000	26	6	фреон-12	3,0
19.	6000	15	-18	аміак	5,5	39.	1500	28	5	фреон-12	2,5
20.	7000	10	-20	аміак	5,5	40.	1000	30	4	фреон-12	2,5

**Примітка:**

В розрахунках прийняти:

- питому масову теплоємність м'яса  $c = 3,55 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ ;
- питому масову теплоємність молока  $c = 3,85 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ ;
- ентальпію пари фреону-12 на виході з компресора холодильної установки  $i_2 = 590 \dots 600 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

- ентальпію пари аміаку на виході з компресора холодильної установки  $i_2=1850...1900 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

### 5.1. Деякі відомості про холодильні установки.

**Холодильна установка** – це теплова машина, яка призначена для зменшення температури охолоджувального середовища (де знаходяться продукти) нижче температури навколишнього повітря і безперервного підтримання цієї (зниженої) температури на протязі довгого часу.

В холодильній установці здійснюється перехід теплоти від тіл менш нагрітих до тіл більш нагрітих, що потребує витрат роботи ззовні.

Установки, в яких енергія для одержання холоду витрачається на привід в дію компресора, називаються **компресійними**. Установки, в яких енергія (у вигляді теплоти) витрачається на, так звану, термохімічну компресію, називаються **абсорбційними**. На практиці більш поширені перші.

В якості холодильних агентів (робочого тіла) в холодильних установках використовуються такі речовини, як аміак ( $\text{NH}_3$ ), який кипить при температурі

$-33,3^\circ\text{C}$  (і має питому теплоту пароутворення при температурі  $-15^\circ\text{C}$ :  $1310 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ; фреон-12 ( $\text{CF}_2\text{Cl}_2$ ), який кипить при температурі  $-29,8^\circ\text{C}$  (має питому теплоту пароутворення при температурі  $-15^\circ\text{C}$ :  $159,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ); фреон-22 ( $\text{CHF}_2\text{Cl}$ ), який кипить при температурі  $-40,8^\circ\text{C}$  (має питому теплоту пароутворення

при температурі  $-15^\circ\text{C}$ :  $215,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ).

#### Головні вимоги до холодоагентів:

1. Висока теплота пароутворення,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ .

2. Тиск пари холодоагенту, відповідаючий необхідним низьким температурам, повинен бути декілька вище атмосферного (це дає змогу більш легко виявляти і боротися з можливими його витокami, втратами через нещільність з'єднань).

3. Відсутність шкідливого впливу холодоагенту на здоров'я людини, а також на матеріали систем холодильника (відсутність їх корозії).

Слід пам'ятати, що **аміак** – отруйна і горюча речовина, має задушливий запах; фреони не мають запаху, не виявляють помітної дії на продукти, але дуже плинні, що потребує більшої уваги до герметизації з'єднань в холодильному агрегаті.

#### До основних вузлів холодильної установки відносять:

1. Випаровувач.
2. Компресор.
3. Конденсатор.
4. Дросель.

Крім названих вузлів, велику роль в надійній роботі холодильника грають прилади автоматики та електрообладнання.

#### Основні вузли холодильної установки.

**Випаровувач** – це пристрій, в якому проходить процес передачі теплоти від об'єкту (продукту), що охолоджується, до холодильного агента (який від цього закипає і випаровується). Саме тут холодильний агент поглинає теплоту, внесену в випаровувач з продуктами, які треба охолодити. В однокамерних холодильниках випаровувач являється і місцем для зберігання заморожених продуктів, тому його виготовляють у вигляді полицки – камери. Для утримання низької температури випаровувач закривають спереду дверцятами, а позаду – стінкою. Такий випаровувач часто називають морозильним відділенням – „морозилкою”.

**Компресор** – це пристрій для стиску пари холодильного агента (до  $0,6...0,8 \text{ МПа}$ ) і перенесення її на більш високий температурний рівень ( $10...50^\circ\text{C}$ ). Це одно- або двоциліндровий поршневий компресор з діаметром циліндрів  $21...27 \text{ мм}$  і ходом поршня  $14...16 \text{ мм}$ , приводом в дію двигуна потужністю (в побутових холодильниках)  $135...150 \text{ Вт}$ , з кривошипно – шатунним механізмом. Компресор і статор електродвигуна розміщують в загальному циліндричному корпусі, який підвішений до рами холодильника на пружинах, які дозволяють зменшити (краще повністю усунути) шум і дренчання при роботі холодильника.

**Конденсатор** – це теплообмінний апарат, в якому нагріта, при стиску в компресорі, пара холодильного агента віддає теплоту навколишньому середовищу. Тут пара холодильного агента, охолоджуючись до температури конденсації, переходить в рідкий стан.

Зазвичай конденсатор уявляє собою трубопровід (діаметром  $4,8...6,5 \text{ мм}$  і довжиною до  $12...16 \text{ м}$ ) у вигляді змієвика, в середину якого і поступає пара холодильного агента. Ззовні цей змієвик охолоджується навколишнім повітрям. Зовнішня поверхня такого змієвика практично завжди недостатня

для відводу теплоти повітря. Тому її поверхню збільшують за рахунок великої кількості ребер (пластинок), або закріпленням змієвика до металевого листа товщиною 0,5...1,0 мм.

Конденсатор завжди з однієї сторони з'єднаний трубопроводом з нагнітаючою лінією компресора, а з другої – через фільтр-осушувач і дросель (капілярну трубку) з випаровувачем.

**Дросель-капілярна трубка** – це регулюючий пристрій для подачі рідкого холодильного агента в випаровувач. Вона являє собою мідний трубопровід (згорнутий в спіраль) з внутрішнім діаметром 0,8...1,5 мм і довжиною 2,5...6 м (в залежності від моделі холодильника), який з'єднує сторони високого і низького тиску в системі холодильного агрегату. Маючи невелику пропускну здатність, капілярна трубка являється дроселем, який створює перепад тиску між конденсатором і випаровувачем, і подає в випаровувач визначену кількість рідкого холодильного агента, готового для поглинання теплоти, внесеної у випаровувач з продуктами. Схема і основні вузли парової компресійної установки показані на рис. 5.1.

Принцип дії установки: від охолоджуваних продуктів в випаровувачі („морозильці”) теплота підводиться до протікаючого по трубках холодильного агента. Він бурхливо випаровується (кипить), відбираючи теплоту від продуктів. Утворена пара холодильного агента всмоктується компресором, стискується (її температура і тиск суттєво підвищується) і направляється в конденсатор.

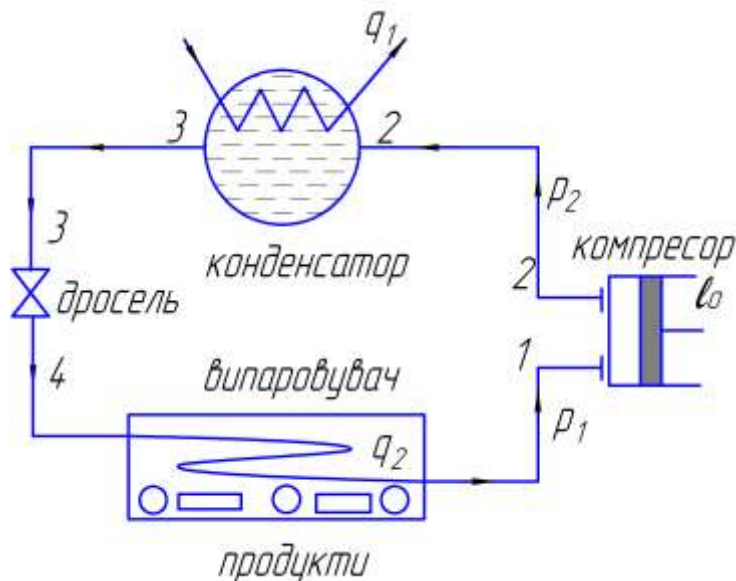


Рис.5.1. Схема і основні вузли парової компресійної установки.

Тут вона конденсується, віддаючи теплоту в навколишнє середовище (повітря кухні). Далі сконденсований холодоагент направляється до дроселю, в якому його тиск і температура помітно знижуються, і він становиться більш сприятливим до поглинання теплоти, яка відбирається від продуктів.

На рис. 5.2. показаний теоретичний цикл парової компресійної холодильної установки в  $T - s$  координатах.

Послідовність термодинамічних процесів, які складають теоретичний цикл холодильної установки:

ізобара – ізотерма (4–1) → адіабата (1–2) → ізобара (2–с) → ізобара – ізотерма (с–3) → ізоентальпія (3–4).

Кількість теплоти ( $q_2$ ), віднятої 1 кг холодильного агента від охолоджуємих тіл (продуктів), прийнято називати **питомою холодопродуктивністю агента**. Досконалість теоретичного циклу холодильної установки прийнято оцінювати **холодильним коефіцієнтом**:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{\ell_0} = \frac{q_2}{q_0} = \frac{q_2}{|q_1| - |q_2|}, \quad (5.1)$$

тут  $\ell_0$  і  $q_0$  – робота і теплота, які фігурують в циклі,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ , ( $\ell_0 = q_0$ );

$q_1$  – теплота, яка відводиться в конденсаторі в навколишнє середовище (повітря).

Маючи на увазі те, що процеси підводу і відводу теплоти від холодоагенту проходять при сталому (на своїй ділянці) тиску, то для

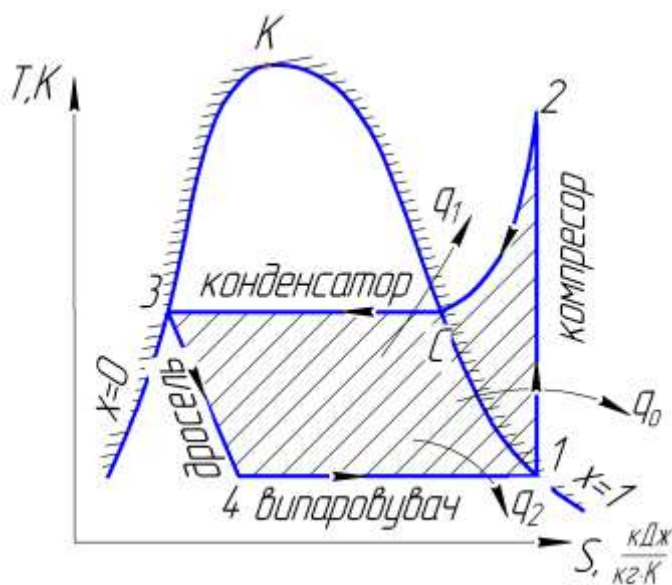


Рис.5.2. Теоретичний цикл парової компресійної холодильної установки.

цих процесів:

$$q = \Delta i, \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}. \quad (5.2)$$

Тоді, враховуючи, що  $i_4 \approx i_3$ ,

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \approx \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}, \quad (5.3)$$

де  $i_2 - i_1 = \ell_k$  – робота компресора,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ . Зазвичай  $\varepsilon = 3 \dots 6$ .

В теперішній час більшість холодильників для тривалого зберігання фруктів і овочів оснащуються холодильними установками з розсолною системою охолодження для передачі холоду на відстань (до камер, де знаходяться ці продукти). В цьому разі у випаровувачі–резервуарі холодильний агент протікає по трубкам, які обмиваються ззовні розсолом. Холодильний розсіл (водяний розчин кухонної солі або хлористого кальцію) подається відцентровим насосом з випаровувача в батареї камер холодильника. Поглинувши теплоту від продуктів, розсіл із холодильних камер повертається у випаровувач, де знову охолоджується. Таким чином, розсіл грає роль холодоносія, який передає на відстань холод від випаровувача в приміщення (камеру), що охолоджується.

## 5.2. Методика розрахунків холодильної установки.

### 1. Холодильна потужність холодильної установки.

Зазвичай витрата холоду в холодильній камері (приміщенні) в  $\text{кВт}$  визначається з урахуванням компенсації всіх припливів теплоти:

$$Q_{\text{хол}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (5.4)$$

де  $Q_1$  - приток теплоти через зовнішні стінки холодильної камери;

$Q_2$  - приток теплоти від продуктів при їх охолодженні;

$Q_3$  - приток теплоти з зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваного приміщення;

$Q_4$  - експлуатаційні притоки теплоти (при відкриванні дверей, електроосвітленні, від людей, які працюють в приміщенні (крупні холодильні камери)).

Найбільш значною складовою в цьому рівнянні є приток теплоти від продуктів при їх охолодженні  $Q_2$ . Наявність других складових ( $Q_1$ ,  $Q_3$ ,  $Q_4$ ) можна врахувати коефіцієнтом  $k_{\text{хол}} = 1, 1 \dots 1, 25$ .

$$Q_{\text{хол}} = Q_2 k_{\text{хол}} = mc(t_1 - t_4) k_{\text{хол}}, \text{кДж}. \quad (5.5)$$

Тоді холодильна потужність установки:

$$N_{\text{хол}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{\tau}, \text{кВт}, \quad (5.6)$$

де  $m$  – маса продуктів, що охолоджуються,  $\text{кг}$ ;

$c$  – питома теплоємність продуктів,  $\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ \text{C}}$ ;

$t_4, t_1$  – відповідно початкова і кінцева температури в процесі охолодження,  $^\circ \text{C}$ ;

$k_{\text{хол}}$  – коефіцієнт компенсації притоків теплоти ззовні охолоджувальної камери;

$\tau$  – час охолодження,  $\text{сек}$ .

### 2. Питома кількість теплоти, яка відводиться 1 $\text{кг}$ фреона-12 від охолоджуваних продуктів (див. табл. 5.2):

$$q_2 = i_1 - i_4, \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}, \quad (5.7)$$

де  $i_1$  - (в табл.  $i''$ ) ентальпія пари фреона-12 на виході з випаровувача (на вході в компресор) при  $t_1$ ,  $^\circ \text{C}$ ;

$i_4$  – (в табл.  $i'$ ) ентальпія пари фреона-12 на вході в випаровувач (морозильник) при  $t_4$ ,  $^\circ \text{C}$ ;

### 3. Масова витрата холодоагенту, який циркулює в холодильній установці:

$$m_{\text{x.a.}} = \frac{N_{\text{хол}}}{q_2}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (5.8)$$

### 4. Теоретична питома робота компресора, яка витрачається на стиск 1 $\text{кг}$ пари холодоагенту:

$$\ell_{\hat{e}_t} = {}^3_2 - {}^3_1, \frac{\hat{e} \ddot{A} \hat{a}}{\hat{e} \tilde{a}}, \quad (5.9)$$

де  $i_2$  - ентальпія пари холодоагенту на виході із компресора,  $\frac{\kappa \text{Дж}}{\text{кг}}$ .

### 5. Теоретичний і дійсний холодильний коефіцієнт установки:

$$\varepsilon_t = \frac{q_2}{\ell_{\hat{e}_t}} \text{ і } \varepsilon = \frac{q_2}{\ell_{\hat{e}}}, \quad (5.10)$$

$$\text{де } \ell_{\hat{e}} = \frac{\ell_{\hat{e}_t}}{\eta_{\hat{e}}}, \frac{\hat{e} \dot{A} \alpha}{\hat{e} \tilde{a}}.$$

$\eta_k$  – коефіцієнт корисної дії компресора. Зазвичай  $\eta_k = 0,77 \dots 0,82$ .

6. Ефективна потужність, яка витрачається в компресорі на стиск пари холодоагенту:

$$N_{\kappa_e} = \frac{m_{x.a.} \ell_{\kappa_t}}{\eta_k}, \text{ кВт}. \quad (5.11)$$

7. Ефективна питома холодильна потужність установки:

$$n_{хол_e} = \frac{N_{хол}}{N_{\kappa_e}}, \frac{\text{кВт}}{\text{кВт}}. \quad (5.12)$$

### 5.3. Приклад розрахунків основних показників фреонові холодильної установки.

#### Вихідні дані:

холодильний агент *фреон-12*;

охолоджувана речовина – *м'ясо*;

$m = 3000 \text{ кг}$  – маса продуктів, що охолоджуються;

$t_1 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$  – кінцева температура в процесі охолодження (температура холодильного агента на виході з випаровувача);

$t_4 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  – початкова температура в процесі охолодження (температура пари холодильного агента на вході у випаровувач);

$i_2 = 600 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – ентальпія пари холодоагенту на виході із компресора;

$\eta_k = 0,8$  – коефіцієнт корисної дії компресора;

$\tau = 3 \text{ год.}$  – час охолодження.

**Визначити:** холодильну потужність холодильної установки; масову витрату холодильного агенту; ефективну потужність компресорної установки.

#### Рішення:

1. Холодильна потужність холодильної установки:

$$N_{\hat{e}} = \frac{Q_{\hat{e}}}{\tau} = \frac{mc(t_4 - t_1)k_{\hat{e}}}{\tau} = \frac{3000 \cdot 3,55(25 - (-20)) \cdot 1,25}{3 \cdot 3600} = 55,5 \text{ кВт}.$$

2. Питома кількість теплоти, яка відводиться 1 кг фреона-12 від охолоджуваних продуктів:

$$q_2 = i_1 - i_4 = 564,0 - 442,87 = 121,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3. Масова витрата холодоагенту, який циркулює в холодильній установці:

$$m_{x.a.} = \frac{N_{хол}}{q_2} = \frac{55,5}{121,13} = 0,458 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

4. Теоретична питома робота компресора, яка витрачається на стиск 1 кг пари холодоагенту:

$$\ell_{\hat{e}_t} = i_2 - i_1 = 600 - 564 = 36 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

5. Теоретичний холодильний коефіцієнт установки:  $\varepsilon_t = \frac{q_2}{\ell_{\hat{e}_t}} = \frac{121,13}{36} = 3,47.$

6. Дійсний холодильний коефіцієнт установки:  $\varepsilon = \varepsilon_t \eta_k = 3,47 \cdot 0,8 = 2,77.$

7. Ефективна потужність компресора холодильної установки:

$$N_{\hat{e}_a} = \frac{m_{x.a.} \ell_{\hat{e}_t}}{\eta_{\hat{e}}} = \frac{0,458 \cdot 36}{0,8} = 20,7 \text{ кВт}.$$

8. Ефективна питома холодильна потужність установки:

$$n_{\tilde{o}\hat{i}\tilde{e}_{\hat{a}}} = \frac{N_{\tilde{o}\hat{i}\tilde{e}}}{N_{\hat{e}_{\hat{a}}}} = \frac{55,5}{20,7} = 2,69 \frac{\hat{e}\hat{A}\hat{o}}{\hat{e}\hat{A}\hat{o}}.$$

**Таблиця 5.1.** Термодинамічні властивості аміаку і фреону–12 на лінії насичення.

<b><math>t, ^\circ\text{C}</math></b>	<b>Аміак</b>			<b>Фреон-12</b>		
	<b><math>p, \text{МПа}</math></b>	<b><math>i', \text{кДж/кг}</math></b>	<b><math>i'', \text{кДж/кг}</math></b>	<b><math>p, \text{МПа}</math></b>	<b><math>i', \text{кДж/кг}</math></b>	<b><math>i'', \text{кДж/кг}</math></b>
<b>-50</b>	0,041	193,4	1608,4	-	-	-
<b>-45</b>	0,055	215,6	1616,5	-	-	-
<b>-40</b>	0,3072	237,8	1624,9	0,067	384,0	554,6
<b>-35</b>	0,093	260,0	1632,8	0,081	387,46	556,6
<b>-30</b>	0,119	282,0	1640,8	0,100	391,73	559,0
<b>-25</b>	0,152	304,4	1648,3	0,124	396,10	561,5
<b>-20</b>	0,190	327,4	1655,9	0,151	400,44	564,0
<b>-15</b>	0,236	350,0	1662,6	0,183	404,92	566,4
<b>-10</b>	0,291	372,6	1669,3	0,219	409,44	568,8
<b>-5</b>	0,355	395,7	1675,1	0,261	414,00	571,2
<b>0</b>	0,429	418,7	1681,0	0,308	418,65	573,5
<b>5</b>	0,552	441,7	1686,4	0,362	423,64	575,8
<b>+10</b>	0,615	465,2	1691,0	0,423	428,11	578,1
<b>+15</b>	0,728	488,6	1695,6	0,491	432,97	580,3
<b>+20</b>	0,857	512,5	1699,4	0,567	437,87	582,4
<b>+25</b>	1,002	536,5	1703,2	0,651	442,81	584,5
<b>+30</b>	1,166	561,1	1705,7	0,743	447,81	586,4
<b>+35</b>	1,350	584,9	1708,2	0,952	453,4	588,0
<b>+40</b>	1,554	609,2	1709,9	0,958	458,1	590,1
<b>+45</b>	1,781	633,9	1710,7	1,133	463,2	591,6
<b>+50</b>	2,033	659,0	1711,1	1,215	468,5	593,1



**РОЗДІЛ 6. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ [8]**  
**«Визначення основних показників котельної установки».**

**Завдання.** По заданому виду палива та паропроductивності  $D$  котельного агрегату вибрати тип його топки і коефіцієнт надлишку в ній повітря  $\alpha_m$ . Скласти тепловий баланс котельного агрегату і визначити його ККД (брутто). Розрахувати часові і річні витрати натурального та умовного палива (безперервною продувкою котла знехтувати), а також дійсну кількість повітря, необхідну для згорання 1 кг ( $1 \text{ м}^3$ ) палива. Вид палива, тиск  $p_{n-n}$  і температуру  $t_{n-n}$  перегрітої пари, температуру живильної води  $t_{ж-в}$  та

величину втрат теплоти з відхідними газами  $q_2$  взяти з таблиці 6.1.

**Таблиця 6.1.**

Передостан-ня цифра шифру	Вид палива (його склад в табл. 6.4 та в табл. 6.5)	Остання цифра шифру	$D$ , т/год	$P_{n-n}$ МПа	$t_{n-n}$ °C	$t_{ж-в}$ °C	$q_2$ %
0	Вугілля (марка Г)	0	35	2,4	250	120	5,8
1	Вугілля (марка Д)	1	6,5	1,4	250	100	5,6
2	Вугілля (марка Ж)	2	8,5	1,4	195	100	5,2
3	Вугілля (марка К)	3	10	1,4	195	100	5,8
4	Вугілля (марка Б2)	4	10	1,4	240	100	6,5
5	Мазут високосірчаний	5	20	1,4	250	100	7,8
6	Мазут малосірчаний	6	16	2,4	250	100	7,4
7	Природний газ	7	20	2,4	240	100	7,2
8	Природний газ	8	35	4,0	450	140	6,8
9	Природний газ	9	20	3,0	400	130	6,5

**6.1. Деякі відомості про котельні установки, їх класифікацію, основні параметри і характеристики.**

**Котельна установка (КУ)** – це комплекс споруд і пристроїв, які призначені для виробництва гарячої води або водяної пари визначених параметрів. Усяка котельна установка складається з:

а) *котельного агрегату* (КА), топкового пристрою, парового котла, пароперегрівника, економайзера (підігрівника води на вході в котел), підігрівника повітря;

б) *допоміжних пристроїв* – тягодутьових, шлако-, золовидаляючих та золоуловлювальних пристроїв, каркасу і обмурівки котла та ін.

Потужність парового котла прийнято оцінювати кількістю пари, що виробляється в КУ за годину (паропроductивність, паровидатність котла,  $\frac{m(\text{пари})}{\text{год.}}$ ).

Потужність водогрійного котла оцінюється кількістю гарячої води визначених параметрів, що виробляється в КУ, також за годину  $\left( \frac{m(\text{гар.води})}{\text{год.}} \right)$ . Часто цю характеристику котла оцінюють, так

званою, теплопроductивністю котла  $\left( \frac{G_{\text{кал}}}{\text{год.}} \right)$ .

Крім цього, котельна установка характеризується призначенням, тиском і температурою пари, типом і параметрами топки, видом застосовуваного палива, а також коефіцієнтом корисної дії.

**За призначенням котельні установки підрозділяють на:**

а) *енергетичні*, в яких вся теплова енергія добутої пари передається на парову турбіну для перетворення її в механічну, а потім в електричну енергію;

б) *теплоенергетичні*, в яких менша частина теплової енергії у вигляді теплоносія (гарячої пари чи гарячої води) відправляється для потреб споживача (для опалення будівель і виконання всіляких технологічних процесів). Основна ж частина теплоти витрачається на вироблення електричної енергії;

в) *опалювальні* – це місцеві котельні установки, що забезпечують теплом і гарячою водою групу будинків, розташованих поблизу котельної установки.

За паровидатністю котельні установки підрозділяють на установки з: а) низькою паровидатністю – до  $30 \frac{t(napu)}{год}$ ; б) середньою –  $30...50 \frac{t(napu)}{год}$ ; в) високою –  $100...150 \frac{t(napu)}{год}$ ; г) надвисокою –  $255 \text{ і більше } \frac{t(napu)}{год}$ .

За тиском пари КУ підрозділяють на установки з: а) низьким тиском – до 3 МПа; б) середнім – до 10 МПа; в) високим – до 15,5 МПа; г) надкритичним – 24,5 МПа.

Температура пари на виході з КУ може досягати величини 250...575 °С.

Температура гарячої води – 115...135 °С.

За типом топки КУ підрозділяють на:

1. **Установки з шаровою топкою** (шар твердого кускового палива згоряє на колісниковій нерухомій або рухомій решітці). В таких топках для того, щоб запобігти втратам палива (винесенню за топку кусочків палива, при пошаровому процесі згорання) його кусочки палива повинні мати масу, більшу за динамічний напір повітряного потоку, що набігає на них знизу. Так при пошаровому спалюванні кам'яного вугілля оптимальний розмір кусочків палива становить 20-30 мм (горіх). При цьому забезпечується стійке залягання шару палива на колосниковій решітці і достатня реагуюча поверхня кусочків палива.

Крім того, при пошаровому спалюванні палива забезпечується стійкість роботи топки і гнучкість регулювання її відповідно до зміни навантаження, завдяки значному запасу палива в топці – майже годинна його витрата.

2. **Установки з камерною топкою** (пилювате, дрібнобите, розпилене рідке та газоподібне паливо згоряє в камері в завислому стані у вигляді факела). Факельний процес спалювання палива характеризується тим, що дрібні часточки пиловидного палива в завислому стані безперервно рухаються разом з газоповітряним потоком через весь простір топкової камери. Чим дрібніші часточки палива, тим легше здійснюється процес зависання і перемішування їх з повітрям і тим інтенсивніше відбувається процес горіння. Цим забезпечується однорідність і стійкість факела. Недоліки факельного процесу полягають у тому, що тривалість перебування часточок палива в топці дуже мала (близько 2 с); відносна швидкість обтікання часточок палива газоповітряним потоком теж дуже мала, що сповільнює вигорання часточок; мізерний запас палива в топковій камері в кожний момент часу (всього декілька кілограмів). Це робить факельний процес надто чутливим до зміни режиму роботи котельного агрегату і змушує в кожний момент вдаватися до регулювання як подачі палива, так і надходження повітря.

3. **Установки з циклонною вихровою топкою** (подрібнене вугілля згоряє в камері, де створений обертовий потік продуктів згорання – в вигляді вихору). Вихровий процес спалювання палива ґрунтується на створенні в топках котлів газоповітряного вихору, за рахунок введення суміші палива й повітря по дотичній до поверхні топкової камери. Завдяки завихрюванню часточки палива по певних траєкторіях циркулюють у топковому просторі до повного згорання. Це дає можливість спалювати в таких топках паливо з крупнішими часточками (до 3 – 5 мм). За запасом палива в топці в кожний момент часу вихрові топки займають проміжне положення між пошаровими і факельними, а тому і вихровий процес у порівнянні з факельним має більшу стійкість.

Слід замітити, що кожна з топок має свої переваги і недоліки. В котельних установках з низькою паровидатністю використовують шарові топки; в КУ з середньою і високою паровидатністю – камерні, або циклонні.

Перші котельні установки представляли собою прості циліндричні котли – горизонтальні барабани з двома днищами, замуровані у цегляну кладку. Під барабаном розміщалась ручна шарова топка. Такі котли з великими габаритами і великими об'ємами води мали малі поверхні нагрівання, низьку продуктивність і досить низькі параметри пари. Для збільшення їх продуктивності потрібно було збільшити поверхні нагрівання в котлах і зменшити їх водяні об'єми. Таке вдосконалення котлів відбувалося у двох напрямках, коли створювались: а) котли газотрубні; б) котли водотрубні.

**Газотрубний котел** являв собою циліндр, заповнений водою, в якому були розміщені труби, що з середини омивались гарячими газами.

У **водотрубних котлах** всередині труб проходить вода і пароводяна суміш, а зовнішні стінки труб омиваються гарячими газами.

Всі заходи спрямовані на удосконалення газотрубних котлів, не дали ефекту, і тому їх витіснили водотрубні котли.

Водотрубний котел складається з барабанів та парозбірників, колекторів і пучків кип'ятільних труб невеликого діаметра, які і розташовані в коридорному або шаховому порядку вздовж стінок камерної топки.

Розрізняють дві характерні схеми таких котлів: а) горизонтально-водотрубні котли; б) вертикально-водотрубні котли.

Сьогодні вертикально-водотрубні котли є основним типом стаціонарних котельних установок будь-якої потужності.

Щоб запобігти перегріванню стінок котла, необхідно від поверхонь нагрівання котла інтенсивно відводити теплоту. Теплоту відводять вода і пароводяна суміш, що безперервно рухається вздовж

поверхні нагрівання всередині труб котла. Цей рух називається циркуляцією. За системою циркуляції котли поділяють на котли з природною (за рахунок різниці в густинах холодної і нагрітої води) і примусовою циркуляцією (за допомогою циркуляційного насосу). Рухаючись по водопаровій системі КУ вода випаровується не зразу, а за декілька прогонів (обернень) по системі. Відношення кількості води, яка проходить через контур циркуляції за певний час, до кількості виробленої за той самий час пари, називається **кратністю циркуляції** котельного апарату. Кратність циркуляції у водотрубних котлах коливається в межах 8...50.

Про всі ці параметри і характеристики котельної установки, як правило, вказується при маркуванні котла. Цифрами відмічають параметри, буквами – завод виготовлювач котла, вид палива, вид циркуляції пароводяної суміші в котлі. Наприклад:

– котел ДКВР–4–13–250 – це двобарабанный котел, водотрубний, реконструйований котел.

Потужністю (паровидатністю)  $4 \frac{m(\text{пару})}{\text{год.}}$ , з надлишковим, манометричним тиском пари 13 атмосфер, і її температурою 250°C;

– котел Е–1,0–9 Г – це котел серії Е, потужністю  $1,0 \frac{t(\text{пару})}{\text{год.}}$ , з тиском пари 9 атмосфер, працює

на природному газі (при наявності в марці котла букви М – котел працює на мазуті); при відсутності букв – на твердому паливі.

Маючи уявлення про розглянуті параметри і характеристики котлів, можна визначити годинну добову і річну витрату натурального палива в топці котельного агрегату, як:

$$B_{\text{год}} = \frac{100D}{Q_{\text{нп}}^p \eta_{\text{КУ}}} (i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.в}}), \frac{\text{кг}(\text{нал})}{\text{год.}}, \quad (6.1)$$

де  $D$  – паровидатність КУ,  $\frac{m(\text{пару})}{\text{год.}}$ ;

$Q_{\text{нп}}^p$  – нижча теплота згорання палива, МДж/кг (для твердого або рідинного палива), МДж/м<sup>3</sup> (для газоподібного палива);

$\eta_{\text{КУ}}$  – к.к.д. (брутто) КУ, % (75...90 %);

$i_{\text{н.п.}}$  – ентальпія перегрітої пари кДж/кг;

$i_{\text{ж.в.}}$  – ентальпія живильної (що подається в котел) води, кДж/кг.

Годинна витрата палива КУ, що виробляє гарячу воду визначається як:

$$B_{\text{год}} = \frac{mc_{\text{вод}}(t_{\text{г.в}} - t_{\text{ж.в}})}{Q_{\text{нп}}^p \eta_{\text{КУ}}}, \quad (6.2)$$

де  $m$  – маса води, що підігрівається;

$c_{\text{вод}} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$  – питома масова теплоємність води;

$t_{\text{г.в.}}$  – температура гарячої води;

$t_{\text{ж.в.}}$  – температура живильної води – води, що надходить в котел.

Для визначення добової витрати палива в КУ необхідно  $B_{\text{год}}$  помножити на 24 години (або кількість годин, в які котел працює на протязі доби). Для визначення річної витрати палива в КУ необхідно  $B_{\text{доб}}$  помножити на 189 діб. Тут 189 діб – тривалість опалювального сезону (для Харківської кліматичної зони).

Для порівняння можливостей КУ, які працюють на різних паливах, часто користуються поняттям умовного палива, для якого нижча теплота згорання складає 29,3 МДж/кг - для твердих та рідинних палив або 29,3 МДж/м<sup>3</sup>-для газоподібних палив. Тоді:

$$\hat{A}_{\text{oi}} = \hat{A}_{\text{iàò}} \frac{Q_{\text{í.íàò}}}{Q_{\text{í.íàò}}}, \frac{\hat{e} \tilde{a}(\text{íàèèââ})}{\tilde{a} \text{íâ}}, \frac{\hat{u}^3(\text{íàèèââ})}{\tilde{a} \text{íâ}}. \quad (6.3)$$

Таблиця 6.2.

Вид палива	Паропроодуктивність, т/год.	Рекомендується
Кам'яне вугілля	≤ 10	Топка з закидувачем і нерухомим шаром
	15...35	Топка з закидувачем і ланцюговою решіткою
	≥ 25	Шахтно-мельнична топка
	≥ 35	Пилевугільна топка

Бурий вугіль	$\leq 10$	Топка з закидувачем і нерухомим шаром
	15...35	Топка з закидувачем і ланцюговою решіткою
	35...75	Шахтно-мельнична топка
	$> 75$	Пилевугільна топка
Мазут і газ	При всіх значеннях	Камерна топка

Таблиця 6.3.

Тип топки	Найменування палива	Коефіцієнт надлишку повітря
Пилевугільні	Кам'яне вугілля	1,25
	Буре вугілля	1,25
Шахтно-мельничні	Кам'яне вугілля	1,35
	Буре вугілля	1,35
Камерні для спалювання рідких і газоподібних палив	Мазут	1,1
	Газ	1,1

## 6.2. Методика розрахунку.

Дано:

Паливо; його робочий склад;

нижча теплота згоряння  $Q_{Hu.y.n.}$ , МДж/кг, МДж/м<sup>3</sup>.

$D$  - паровидатність КУ, т/год.;

$p_{пл}$  - МПа;

$t_{г.в}$  - температура гарячої води;

$t_{ж.в}$  - температура живильної води - води, що надходить в котел,

$q_2$  - %.

**Визначити:** тип топки, ККД (брутто) котельного агрегату, годинні витрати фактичного й умовного палива; дійсний об'єм повітря для спалювання 1 кг або 1 м<sup>3</sup> палива.

1. Вибираємо тип топки в залежності від виду палива і паропроодуктивності котельного агрегату (КА). Оцінюємо коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha_m$  в топці КА (за таблицями 6.2 і 6.3).

2. Складаємо рівняння теплового балансу КА у розрахунку на 1 кг (м<sup>3</sup>) палива:

$$\bar{q}_P = 100 \% = \bar{q}_1 + \bar{q}_2 + \bar{q}_3 + \bar{q}_4 + \bar{q}_6, \quad (6.4)$$

де  $\bar{q}_P$  - наявна теплота в топці КА;

$\bar{q}_1$  - корисно використане тепло в КА;

$\bar{q}_2$  - втрати теплоти з газами, що виходять в навколишнє середовище; (див. табл. 6.1 )

$\bar{q}_3$  - втрати теплоти через хімічне недопалення палива (0,5...0,6 %);

$\bar{q}_4$  - втрати теплоти через механічне недопалення палива (1,5...1,8 %);

$\bar{q}_5$  - втрати теплоти в навколишнє середовище через стінки КА (1,5...1,7 %);

$\bar{q}_6$  - втрати теплоти з шлаком, що видаляється (0...0,3 %).

3. ККД (брутто) котельного агрегату:

$$\eta_{KA} = \frac{\bar{q}_1}{\bar{q}_P} = 100 \% - (\bar{q}_2 + \bar{q}_3 + \bar{q}_4 + \bar{q}_5 + \bar{q}_6), \% \quad (6.5)$$

4. Годинна витрати натурального палива:

$$\hat{A}_{\hat{A}\hat{O}} = \frac{D(i_{п.п.} - i_{г.в.})}{Q_{Hu}^p \eta_{\hat{A}}}, \frac{кг}{год.}, \frac{м^3}{год.} \quad (6.6)$$

Тут  $i_{п.п.}$  - ентальпія перегрітої пари, знаходиться по діаграмі  $i-s$  для водяної пари по  $p_{пл}$  та  $t_{п.п.}$ , кДж/кг;

$i_{ж.в.}$  - ентальпія живильної води, знаходиться по таблицях для води і водяної пари або оціночно як  $i_{ж.в.}$ .

$= c_{ж.в.} \cdot t_{ж.в.}$ , кДж/кг,

де  $c_{ж.в.} = 4,2$  кДж/кг<sup>°C</sup> - питома масова теплоємність води;

$Q_{Hu}^p$  - нижча теплота згоряння палива, кДж/кг, (кДж/м<sup>3</sup>) - з таблиці 6.4.

5. Витрати умовного палива (для нього  $Q_{Hu.y.n.}^p = 29,3 \frac{МДж}{кг}$ ,  $29,3 \frac{МДж}{м^3}$ ):

$$B_{y.п.} = B_{нат} \frac{Q_{Hu_{н.п.}}^P}{Q_{Hu_{y.п.}}^P}, \frac{кг}{год}. \quad (6.7)$$

6. Теоретично необхідна кількість кисню (для згорання 1 кг твердого або рідкого палива):

$$m_{O_2} = 0,01 \left( \frac{8}{3} C^P + 8H^P + S^P - O^P \right), \frac{кг(O_2)}{кг(палива)}, \quad (6.8)$$

де  $C^P$ ,  $H^P$ ,  $S^P$ ,  $O^P$  у %, беруться по заданому складу палива (з таблиці 6.4.).

7. Дійсний об'єм палива, що подається в топку КА:

$$V_{дл} = V_{t\alpha_m}, \frac{м^3(повітря)}{кг(палива)}; \frac{м^3(повітря)}{м^3(газу)}, \quad (6.9)$$

де  $V_t$  – теоретичний об'єм повітря для згорання 1 кг твердого або рідкого палива;

$$V_t = \frac{m_{O_2}}{0,232\rho_{п}}, \frac{м^3(повітря)}{кг(палива)}, \quad (6.10)$$

де  $\rho_{п} = 1,29 кг/м^3$  – масова густина повітря;

$\alpha_m$  – коефіцієнт надлишку повітря в топці, (див. пункт 1 методички; зазвичай  $\alpha_m=1,1 - 1,15$  – для топок, які працюють на газовому паливі,  $\alpha_m = 1,2...4,5$  – для топок, що працюють на рідкому і твердому паливі);

При переоснащенні КА на газоподібне паливо теоретичний об'єм повітря для спалювання 1 нормального  $м^3$  газу визначається по формулі:

$$V_t = 0,0476 \left[ 0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S - O_2 + \sum_{i=1}^z \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n \right], \frac{нм^3(повітря)}{нм^3(газу)}, \quad (6.11)$$

де всі складові, (компоненти) газу беруться в % (табл. 6.5);

$z$  – кількість компонентів групи  $C_m H_n$ .

Тоді дійсний об'єм повітря для спалювання 1  $нм^3$  газу:

$$V_q = V_t \alpha_m, \frac{нм^3(повітря)}{нм^3(газу)}. \quad (6.12)$$

Таблиця 6.4.

№ п/п	Паливо	Склад робочої маси палива, %							Нижча теплота згорання МДж/кг
		$W^p$	$A^p$	$S^p$	$C^p$	$H^p$	$N^p$	$O^p$	
1.	Вугілля (марка Г)	6...12	11..22	0,5..3,0	55..65	3,5..4,2	1...2	5...8	22...26
2.	Вугілля (марка Д)	12..16	13..27	0,3..3,0	48..58	3,5..4,0	1...1,5	6...9	20...23
3.	Вугілля (марка Ж)	5...8	21..24	0,5..1,5	58..60	3,6..3,8	4...5	5...6	22...24
4.	Вугілля (марка К)	6...8	25..28	0,8..1,0	52..55	3...3,5	0,6..1,0	4...5	20...22
5.	Вугілля (марка Б)	32..37	21..25	0,3..2,5	28..37	2,2..2,5	0,5..0,6	9..12	10...13
6.	Мазут (високо – сірчаний)	3,0	0,1	2,8	83	10,4	–	0,7	38,8
7.	Мазут (мало – сірчаний)	3,0	0,05	0,3	84,6	11,7	–	0,3	40,3

Таблиця 6.5.

№ п/п	Паливо	Склад газу за об'ємом, %							Нижча теплота згорання МДж/кг
		Метан $CH_4$	Етан $C_2H_6$	Пропан $C_3H_8$	Бутан $C_4H_{10}$	Пентан $C_5H_{12}$	Азот $N_2$	$CO_2$	
1.	Природ –	93..97	2,8..3,8	0,4..0,8	0,1..0,3	0,3..0,8	0,7..0,9	0,3..0,5	36...37,5

	ний газ								
--	---------	--	--	--	--	--	--	--	--

### 6.3. Приклад розрахунку основних параметрів котельної установки (агрегату).

#### Вихідні дані:

Паливо – вугілля (марка К);

$$Q_{Hu}^p = 20 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$$

$D = 10 \text{ т/год.};$

$p_{пл} = 1,4 \text{ МПа};$

$t_{пл} = 240 \text{ }^\circ\text{C};$

$t_{ж.в.} = 100 \text{ }^\circ\text{C};$

$\bar{q}_2 = 5,8 \text{ } \%$

**Визначити:** тип топки КУ і коефіцієнт надлишку повітря в топці; к.к.д. КУ; часову витрату палива (натурального і умовного); дійсний об'єм повітря для спалювання 1 кг (1 м<sup>3</sup>) палива; річну витрату натурального палива котельною установкою.

#### Рішення.

1. Тип топки – пилувугільна, для якої коефіцієнт надлишку повітря:

$\alpha_m = 1,25$  (дивись табл. 6.2, 6.3)

2. Рівняння теплового балансу КА з розрахунку на 1 кг (1 м<sup>3</sup>) палива:

$$\bar{q}_p = 100 \% = \bar{q}_1 + \bar{q}_2 + \bar{q}_3 + \bar{q}_4 + \bar{q}_6,$$

де  $\bar{q}_1$  – корисно використане тепло в КУ (див. п. 2 методички);

$\bar{q}_2 = 5,8 \text{ } \%$  (див. п. 2 методики);

$\bar{q}_3 = 0,6 \text{ } \%$  (див. п. 2 методики);

$\bar{q}_4 = 1,7 \text{ } \%$  (див. п. 2 методики);

$\bar{q}_5 = 1,5 \text{ } \%$  (див. п. 2 методики);

$\bar{q}_6 = 0,3 \text{ } \%$  (див. п. 2 методики).

3. ККД (брутто) КА:

$$\eta_{KA} = \frac{\bar{q}_1}{\bar{q}_p} = 100 \% - (\bar{q}_2 + \bar{q}_3 + \bar{q}_4 + \bar{q}_5 + \bar{q}_6) =$$

$$100 - (5,8 + 0,6 + 1,7 + 1,5 + 0,3) = 90,1 \% = 0,9$$

4. Годинна витрата натурального палива:

$$B_{nat} = \frac{D(i_{n.n.} - i_{ж.в.})}{Q_{Hu.n.}^p \eta_{KA}} = \frac{10 \cdot 10^3 (2900 - 419)}{20 \cdot 10^3 \cdot 0,9} = 1375 \frac{\text{кг}}{\text{год.}}$$

Тут  $i_{n.n.}$  – ентальпія перегрітої пари, знаходиться по діаграмі  $i$ - $s$  для водяної пари по  $p_{пл} = 1,4 \text{ МПа}$  та  $t_{пл} = 240 \text{ }^\circ\text{C};$

$i_{ж.в.}$  – ентальпія живильної води, знаходиться по таблицях для водяної пари або оціночно як  $i_{ж.в.} =$

$$c_{ж.в.} \cdot t_{ж.в.} = 4,19 \cdot 100 = 419 \text{ кДж/кг},$$

де  $c_{ж.в.} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$  – питома масова теплоємність води;

5. Годинна витрата умовного палива:

$$B_{у.п.} = B \frac{Q_{Hu.n.}^p}{Q_{Hu.y.n.}^p} = 1375 \frac{20}{29,3} = 940 \frac{\text{кг}}{\text{год.}}$$

6. Теоретично необхідний об'єм повітря для згоряння 1 кг натурального палива:

$$V_t = \frac{0,01 \left( \frac{8}{3} C^p + 8 H^p + S^p - O^p \right)}{0,232 \rho_n} = \frac{0,01 \left( \frac{8}{3} \cdot 53 + 8 \cdot 3,2 + 0,9 - 4 \right)}{0,230 \cdot 1,29} =$$

$$= 5,45 \frac{\text{м}^3 (\text{повітря})}{\text{кг} (\text{палива})},$$

де  $C^p = 53 \%$ ;  $H^p = 3,2 \%$ ;  $S^p = 0,9 \%$ ;  $O^p = 4 \%$  береться по заданому складу палива – вугілля марки К (див. табл. 6.4).

0,232 – масова частка кисню в повітрі навколишнього середовища.

$$\rho_n = 1,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - \text{масова густина повітря.}$$

7. Дійсний об'єм повітря, що подається в топку котельного агрегату для згорання 1 кг натурального палива:

$$V_{\text{дй}} = V_{t\alpha_m} = 5,45 \cdot 1,25 = 6,8 \frac{\text{м}^3 (\text{повітря})}{\text{кг} (\text{палива})}.$$

8. Річна витрата натурального палива (вугілля марки К) та умовного палива:

$$B_{\text{нат.річ}} = B_{\text{нат}} \cdot 24 \cdot 189 = 1375 \cdot 24 \cdot 189 = 6250 \text{ т}$$

$$B_{\text{у.н.річ}} = B_{\text{у.н.}} \cdot 24 \cdot 189 = 940 \cdot 24 \cdot 189 = 4275 \text{ т}$$

де 24 – число годин в добі;

189 – тривалість опалювального сезону в добах (кліматичний пояс м. Харків).

9. При переоснащенні КУ для роботи на газоподібному паливі теоретичний об'єм повітря для спалювання 1 нормального  $\text{м}^3$  газу визначається як:

$$V_0 = 0,0476 \left[ 0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S - O_2 + \sum_{i=1}^z \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n \right] =$$

$$= 0,0476 \left[ 0 + 0 + 0 - 0 + \sum \left( 1 + \frac{4}{4} \right) 95 + \left( 2 + \frac{6}{4} \right) 3,5 + \right.$$

$$\left. + \left( 3 + \frac{8}{4} \right) 0,6 + \left( 4 + \frac{10}{4} \right) 0,3 + \left( 5 + \frac{12}{4} \right) 0,6 \right] = 10 \frac{\text{нм}^3 (\text{повітря})}{\text{нм}^3 (\text{газ})}$$

де всі складові (компоненти) газу беруться в % з табл. 6.5;

$z$  – кількість компонентів групи  $C_m H_n$ .

В нашому випадку: метан  $CH_4 = 95 \%$ ; етан  $C_2H_6 = 3,5 \%$ ; пропан  $C_3H_8 = 0,6 \%$ ; бутан  $C_4H_{10} = 0,3 \%$ ; пентан  $C_5H_{12} = 0,6 \%$ .

10. Дійсний об'єм повітря необхідний для спалювання 1 нм<sup>3</sup> газу:

$$V_{\text{дй}} = V_{t\alpha_m} = 10 \cdot 1,1 = 11 \frac{\text{м}^3 (\text{повітря})}{\text{кг} (\text{палива})};$$

Тут  $\alpha_m = 1,1$  – коефіцієнт надлишку повітря в камерній топці, що працює на газі.

## РОЗДІЛ 7. ПАРОСИЛОВІ УСТАНОВКИ.

### «Оцінка основних напрямів підвищення ефективності роботи ПСУ».

**Завдання.** В ПСУ, яка працює за схемою КЕС і циклом Ренкіна, з початковими параметрами водяної пари - тиском  $p_{1c}$ , МПа, і температурою  $t_{1c}$ , °С, в результаті удосконалення конструкції котельного агрегату і систем обслуговування установки стало можливим підвищити тиск водяної пари на ~12 %, а температуру – на ~7 %.

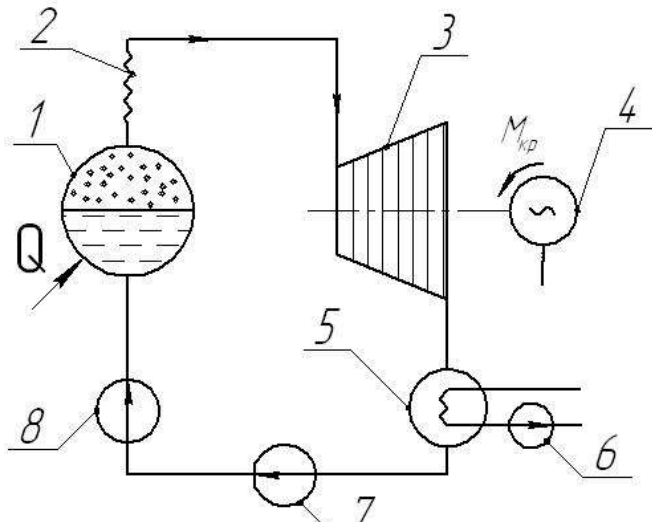
Крім цього, в ПСУ замінили конденсатор, в якому тепер підтримується тиск  $p_{2н}$ , МПа, замість  $p_{2c}=0,05$  МПа (при старому конденсаторі).

Визначити зміну термічного ККД теоретичного циклу ПСУ, а також економію в ній пари після такого удосконалення, якщо температура живильної води  $t_{3c}$ , °С, стала більшою на ~ 10 %, а розрахункова потужність ПСУ становить  $N_e$ , кВт.

**Таблиця 1.** Варіанти завдань та вихідні дані для розрахунку.

№ з/п	$p_{1c}$ , МПа	$t_{1c}$ , °С	$p_{2н}$ , МПа	$t_{3c}$ , °С	$N_e$ , кВт
1.	14,5	510	0,003	200	100000
2.	14,0	500	0,0035	195	90000
3.	13,5	490	0,004	190	80000
4.	13,0	480	0,0045	185	75000
5.	12,5	470	0,005	180	70000
6.	12,0	460	0,0055	175	65000
7.	11,5	450	0,006	170	60000
8.	11,0	440	0,0065	165	55000
9.	10,5	430	0,007	160	50000
10.	10,0	420	0,0075	155	45000
11.	9,0	410	0,008	150	40000
12.	8,0	400	0,0085	145	35000
13.	7,0	390	0,009	140	30000
14.	6,	380	0,008	135	25000
15.	5,0	370	0,01	130	20000
16.	4,0	360	0,015	125	17500
17.	3,0	350	0,02	120	15000

#### 1. Деякі відомості про ПСУ і теоретичний цикл її роботи.



*Рис. 7.1. Схема ПСУ.*

**ПСУ** - це сукупність пристроїв, в яких проходять процеси перетворення теплоти, отриманої при згорянні палива, в механічну роботу (на валу парової турбіни), яка витрачається на привід в дію її споживача (електрогенератора).

Робочим тілом в ПСУ є вода, яка перебуває в установці, то в рідинному, то в пароподібному стані. Схема ПСУ зображена на рис. 7.1.

За допомогою живильного насоса 8 вода поступає в котел 1. За рахунок теплоти  $Q$  гарячих газів, одержаних при згорянні палива і які обминають котел, вода нагрівається до кипіння і випаровується. Волога насичена пара подається в пароперегрівач 2, де вона підсушується і підігрівається до високої температури, а потім подається в парову турбіну 3. На лопатках

соплового апарату, а потім і робочого колеса парової турбіни, пара розширюється і змушує

обертатись вал турбіни, який з'єднаний з електрогенератором 4. Відпрацювавши в турбіні (знизивши свій тиск і температуру) пара попадає в конденсатор 5, де кондиціонує (становиться рідиною), а потім за допомогою конденсаційного насоса 7 і потім живильного насоса 8 повертається в котел ПСУ. Циркуляційний насос 6 забезпечує подачу ззовні холодної води для охолодження поверхонь, на яких і конденсується пара.

Сьогодні найбільше поширення в організації роботи і експлуатації ПСУ одержав теоретичний цикл Ренкіна (шотландський інженер), в якому найбільш ефективно використовується пара, перегріта до високої (500...550 °С) температури при тиску 150... 180 і більше атмосфер.



Нижче на діаграмах  $p-v$  і  $T-s$  координат (рис. 7.2) зображений цей цикл і його складові термодинамічні процеси.

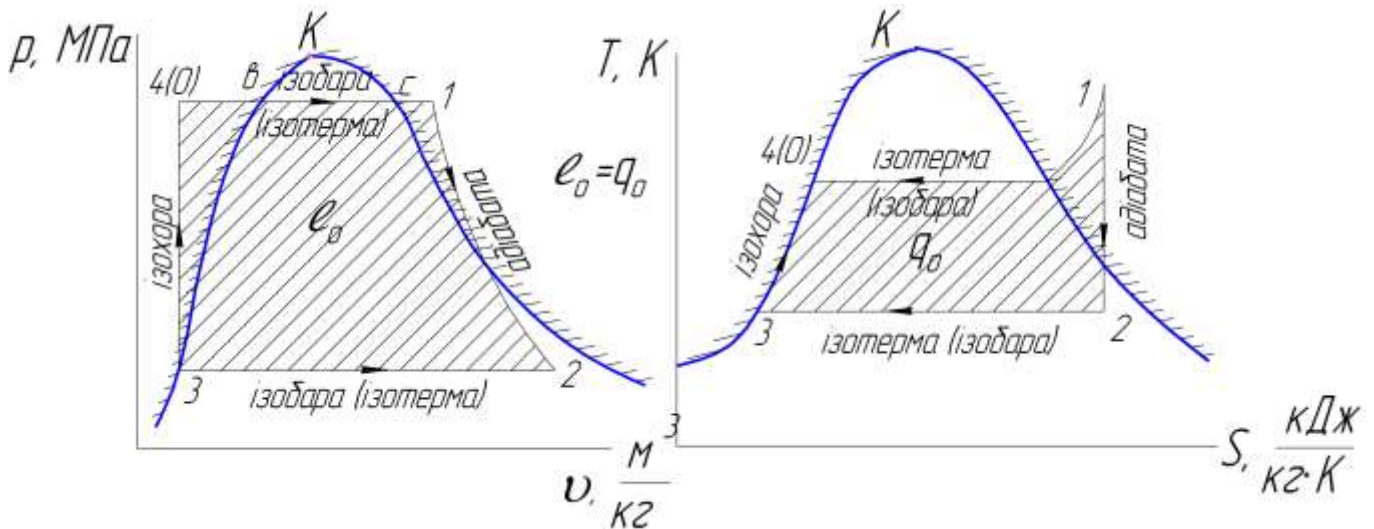


Рис. 7.2. Цикл ПСУ в  $p-v$  і  $T-s$  координатах.

Тут 4-в-с-1 – ізобарний процес отримання перегрітої пари (в області вологої насиченої пари в-с – він же є ізотермним); 1-2 – адіабатний процес розширення пари в паровій турбіні; 2-3 – ізобарно – ізотермний процес конденсації пари в конденсаторі; 3-4 – ізохорний процес подачі води в котел живильним насосом.

Очевидно, що в теоретичному циклі робота циклу:

$$\ell_0 = q_0 = q_1 - q_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (7.1)$$

де  $q_1$  – підведена,  $q_2$  – відведена теплота.

$$\text{Так як при } p = \text{const}, q = \Delta i, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \text{ то } q_1 = i_1 - i_3, \text{ а } q_2 = i_2 - i_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (7.2)$$

Отже робота циклу:

$$\ell_0 = i_1 - i_3 - (i_2 - i_3) = i_1 - i_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (7.3)$$

Тоді термічний ККД циклу:

$$\eta_t = \frac{\ell_0}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3}. \quad (7.4)$$

Для циклів сучасних ПСУ  $\eta_t = 0,4 \dots 0,44$ . В якості характеристики циклу може виступити і питома витрата пари:

$$d = \frac{1}{\ell_0}, \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кДж}}, \text{ або } d' = \frac{1}{\ell'_0}, \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}. \quad (7.5)$$

$$\text{Тут } \ell'_0 = \frac{\ell_0}{3600}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кг}}, \text{ (враховуючи те, що } 1 \text{ кВт} \cdot \text{год} = 3600 \text{ кДж)}. \quad (7.6)$$

Якщо відома питома витрата пари в ПСУ, то можна при заданій її потужності  $N_e$ , кВт визначити і потрібну витрату пари в т/год:

$$D = N_e d', \frac{\text{кг(пар)}}{\text{год}}, \frac{\text{т(пар)}}{\text{год}}. \quad (7.7)$$

Для підвищення ККД теоретичного циклу ПСУ необхідно:

1. підвищувати тиск і температуру пари на вході в парову турбіну;
2. зменшувати тиск пари за турбіною;
3. удосконалювати цикл за рахунок проміжного перегріву пари, підігріву води на вході в котел, підігріву повітря на вході в топку котельного агрегату;
4. використання оптимальних схем відпуску теплоти на теплофікацію.

В даній роботі і проведена оцінка основних напрямків підвищення ефективності роботи ПСУ. Якщо:

1. підвищувати тиск і температуру водяної пари на вході в парову турбіну;

2. зменшувати тиск пари за турбіною (за рахунок підвищення вакууму в конденсаторі);

3. підігріву води (в економайзері) на вході в паровий котел;

4. мати на увазі, що теплова електростанція працює по схемі КЕС.

За видом відпущеної енергії теплові електростанції (ТЕС) класифікуються на:

а) електростанції, що відпускають тільки електроенергію. До них належать конденсаційні електростанції (КЕС), на яких встановлюють конденсаційні турбіни або державні районні електростанції – ДРЕС, які забезпечують електроенергією окремих економічних районів;

б) електростанції, що відпускають електричну енергію і теплоту – теплоелектростанції (ТЕЦ).

Теплові схеми ТЕС безперервно удосконалюються з метою підвищення їх ККД та зниження питомих (на  $1 \text{ кВт} \cdot \text{год}$ ) витрат палива.

В результаті вже вжитих заходів термічний ККД сучасних КЕС становить  $0,42 \dots 0,44$ ; ККД ТЕЦ

$$0,65 \dots 0,72, \text{ а питомі витрати умовного палива } (Q_{Hu}^p = 29,3 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}) = 320 \dots 340 \frac{\text{г(пал)}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Центральною «фігурою» в складі ПСУ (звичайно відносно) виступає парова турбіна – теплоенергетичний пристрій, в якому потенційна енергія перегрітої водяної пари спочатку перетворюється в кінетичну енергію парового потоку (в сопловому апараті турбіни), а остання на лопатках робочого колеса турбіни – в механічну енергію обертання валу турбіни (крутний момент), що використовується для приводу в дію електрогенератора.

В залежності від способу перетворення потенційної енергії пари в механічну роботу визначають активні і реактивні парові турбіни.

Турбіни, в яких увесь наявний перепад теплоти перетворюється в кінетичну енергію потоку тільки в соплах (соплових апаратах турбіни) і на робочих лопатках колеса турбіни розширення пари не відбувається, називаються **активними** турбінами або турбінами рівного тиску (перед і за робочим колесом).

Турбіни, в яких розширення пари, тобто перетворення її потенційної енергії в кінетичну

відбувається не тільки в соплах, а і на робочих лопатках колеса турбіни, називаються **реактивними**. В цих турбінах на робочих лопатках перетворюється в роботу не тільки кінетична енергія, яка одержана в соплах, а і кінетична енергія, що одержана від розширення пари в міжлопаточних каналах робочого колеса.

Поєднання сопел (соплового апарату – СА) і робочого колеса (РК) зазвичай називають **ступенем турбіни**.

Нижче, на рис. 7.3 показаний переріз лопаточних вінців СА і РК по «середньому» діаметру турбіни. В перерізі видно профілі («коритця») лопаток, там же показані, так звані, трикутники швидкостей газового потоку на виході з СА (на вході в РК) і на виході з РК.

Тут  $c_1$  – абсолютна швидкість потоку на виході з СА;

$\omega_1$  – відносна швидкість потоку на вході в РК;

$u$  – колова (переносна) швидкість РК;

$c_2$  – абсолютна швидкість потоку на виході з РК;

$\omega_2$  – відносна швидкість потоку на виході з РК.

На рис. 7.3 показані і характерні кути  $\alpha$  і  $\beta$ , які створюють вектори швидкостей  $\underline{c}$  і  $\underline{\omega}$  з напрямком швидкості  $\underline{u}$  (з площиною

обертання диска РК).

Параметри газу (швидкість, тиск, температуру) перед СА, перед

лопатками РК і за ними відмічають відповідно індексами 0, 1, 2.

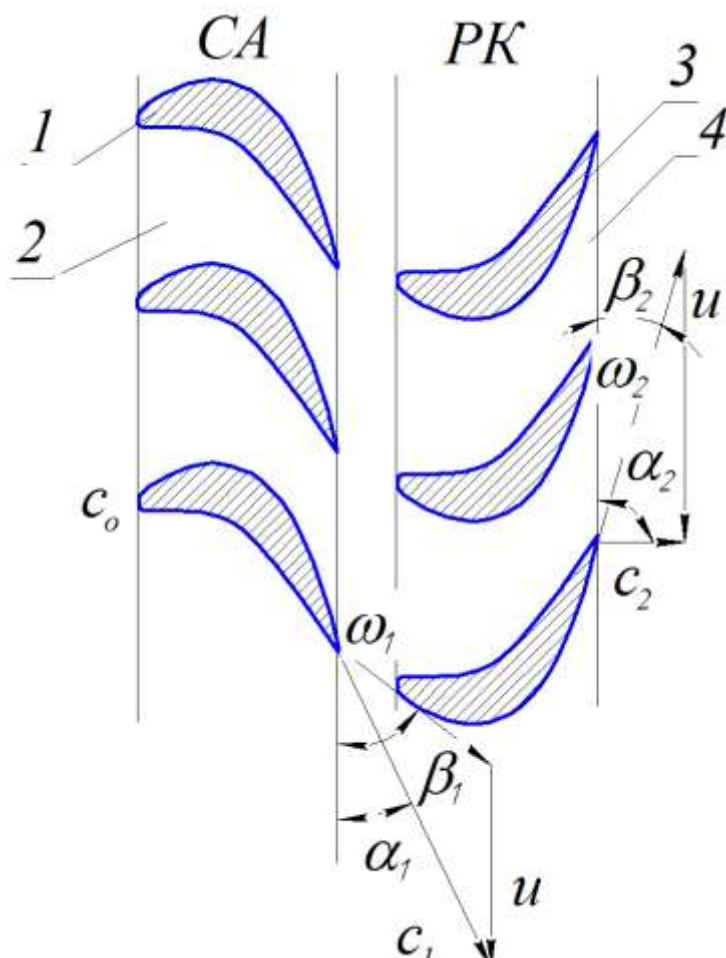


Рис. 7.3. Схема реактивної дії пари на лопатки ступеня парової турбіни.

Характерним показником турбіни являється ступінь її реактивності  $\rho$  – відношення теплоперепаду, що спрацьовується на лопатках робочого колеса  $\Delta i_{\text{кол}}$ , до тепло перепаду  $\Delta i_{\text{см}}$ , що спрацьовується на всьому ступені турбіни. Тоді для активних турбін цей показник теоретично повинен дорівнювати нулю (реально  $0,15 \dots 0,25$ ), для реактивних –  $0,35 \dots 0,4$ . При більших значеннях ступеня реактивності зростають втрати енергії пари з вихідною (з ступеня) швидкістю. Вони будуть найменшими при вісьовому виході потоку пари з турбіни (коли не буде ні «недокрутки», ні «перекрутки» потоку пари по відношенню до вісі РК і валу турбіни). Це може буди тільки при оптимальному співвідношенні між коловою швидкістю РК і

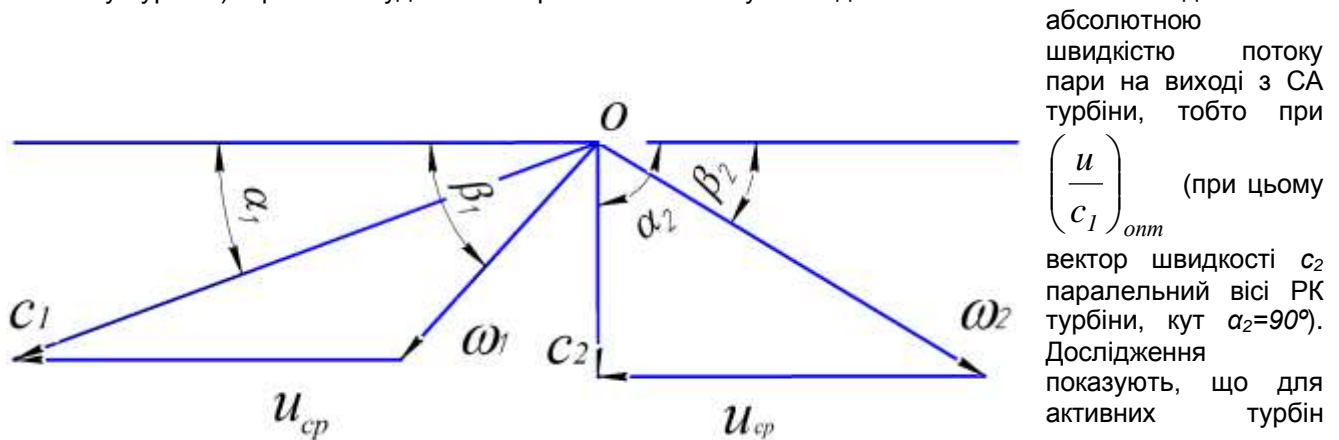


Рис.7.4. Трикутники швидкостей на вході і виході з РК.

теоретично  $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{onm}} =$

$0,5$  (реально  $0,45 \dots 0,47$ ), для реактивних  $=1,0$  (реально не більше  $0,72 \dots 0,75$ ). Такий «відступ» від

теоретичних значень відношення  $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{\text{onm}}$  приймають для того, щоб не допустити великі колові

швидкості, і отже, великі відцентрові сили, що діють на робочі лопатки РК. При цьому ККД активних турбін не перевищує  $0,77 \dots 0,82$ , у реактивних –  $0,86 \dots 0,92$ .

Реальні парові турбіни – багатоступеневі (до  $12 \dots 17$  ступенів на валу) і їх виконують або зі ступенями швидкості, або зі ступенями тиску, або у вигляді комбінації тих та інших. Як правило, перші  $2 \dots 3$  ступені (на вході в турбіну) активні зі ступенями швидкості (коли перетворення кінетичної енергії пари в механічну роботу здійснюється після розширення пари в одному – першому соловому апараті, а далі – в двох або і в трьох рядах, однакових по профілю) робочих лопаток, закріплених на одному робочому диску, що посаджений на вал турбіни. Наступні  $3 \dots 4$  і далі ступені турбіни – реактивні зі ступенями тиску, в яких пара розширюється від початкового тиску до кінцевого не зразу, а ступенями. Таким чином, турбіни зі ступенями тиску можна розглядати, як декілька послідовно встановлених по ходу потоку пари одноступінчатих реактивних турбін, диски робочих коліс яких розміщені на спільному валу.

У сучасному турбобудуванні використовуються матеріали, які допускають колові швидкості (на середньому діаметрі робочого колеса) біля  $350 \text{ м/с}$  (граничні  $420 \text{ м/с}$ ). Але в залежності від температурних умов роботи лопаток, а також для здешевлення конструкції частіше всього швидкості приймають на рівні  $180 \dots 250 \text{ м/с}$ . Якщо прийняти цю (колову) швидкість рівною  $230 \text{ м/с}$ , а середній по лопатках робочих коліс діаметр турбіни  $1,5 \text{ м}$ , то частота обертання валу такої турбіни за хвилину складе:

$$n = \frac{60u}{\pi D} = \frac{60 \cdot 230}{3,14 \cdot 1,5} = 3000 \frac{\text{і.а.}}{\text{хв.}}$$

Така частота обертання валу парової турбіни є нормальною (стандартною і рівною частоті обертання валу електрогенератора).

При формуванні проточної частини парової турбіни (особливо останніх ступенів тракту) намагаються витримати відношення висоти робочих лопаток до середнього діаметра робочих коліс рівним

$\left(\frac{\ell}{D_{\text{cp}}}\right)_{\text{onm}} \leq 0,2$  (з метою зменшення втрат енергії і підвищення жорсткості конструкції ротора). На

практиці для останніх ступенів турбін великих потужностей відношення  $\frac{\ell}{D_{\text{cp}}}$  підвищують до значень

$0,3 \dots 0,35$  (з метою недопущання збільшення розмірів вихідної частини тракту турбіни). З цієї ж причини в таких турбінах вдаються до розподілу парового потоку на два (іноді на три) потоки, які будуть спрацьовуватись на своїх турбінах (одноярусних або двоярусних), кожна з яких буде приводити в дію

окремий електричний генератор.

### Маркування парових турбін.

Кожна парова турбіна маркується шифром, який складається з трьох частин: першої – літерної і останніх – цифрових. Літерна частина шифру характеризує тип турбіни: К – конденсаційна без регулюючих відборів пари; Т – теплофікаційна з регулюючим відбором пари (з тиском  $0,7 \dots 2,5 \text{ ат}$ ); П – теплофікаційна з виробничим регулюючим відбором пари (при абсолютному тиску  $p \geq 3 \text{ ат}$ ); Р – теплофікаційна з протитиском.

Друга частина шифру вказує на номінальну потужність турбіни (тис. кВт), третя частина шифру вказує на тиск свіжої пари. У турбін типу П і Р третя частина шифру представляє собою дріб, чисельник якої вказує на тиск свіжої пари, а знаменник – на тиск відбираємої пари чи протитиск.

Наприклад, маркування турбіни ПТ–25–90/10 значить, що це турбіна потужністю 25 тис. кВт теплофікаційна з початковим робочим тиском свіжої пари 90 ат і виробничим 10 ат та теплофікаційним (0,7...2,5) відбором.

**2. Методика і приклад оцінки основних показників ефективності роботи ПСУ** (для варіанту, коли  $p_{1c} = 10 \text{ МПа}$ ,  $t_{1c} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{2c} = 0,05 \text{ МПа}$ ,  $t_{3c} = 125 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $N_e = 75000 \text{ кВт}$ ).

Показники ПСУ до її удосконалення.

$$1. \text{ Термічний ККД циклу: } \eta_t = \frac{i_{1\tilde{n}} - i_{2\tilde{n}}}{i_{1\tilde{n}} - i_{3\tilde{n}}} = \frac{3100 - 2160}{3100 - 525} = 0,365 (36,5 \%),$$

де  $i_{1c} = \varphi(p_{1c}, t_{1c})$  знаходиться за допомогою  $i$ -s діаграми для водяної пари: в перетині ліній відповідно  $p_{1c} = \text{const}$ ,  $t_{1c} = \text{const}$ ,

$i_{2c} = \varphi(p_{2c}, s_{2c})$  – в перетині ліній  $p_{2c} = \text{const}$  і  $s_1 = s_2 = \text{const}$ ,

$$i_{3c} = c_{вод} t_{3c} = 4,19 \cdot 125 = 525 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$2. \text{ Робота циклу: } \ell_0 = i_1 - i_2 = 3100 - 2160 = 940 \frac{\text{кДж}}{\text{кг(пар)}}.$$

$$3. \text{ Витрати пари: } d_c = \frac{1}{\ell_{0c}} = \frac{1}{940} = 0,00106 \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кДж}}.$$

$$4. \text{ Робота циклу в } \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кг(пар)}}: \ell'_{0c} = \frac{\ell_{0c}}{3600} = \frac{940}{3600} = 0,262 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{кг(пар)}}.$$

$$5. \text{ Витрати пари } \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}: d'_c = \frac{1}{\ell'_{0c}} = \frac{1}{0,262} = 3,82 \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

6. Витрати пари в паровій турбіні для забезпечення розрахункової потужності ПСУ 75000 кВт:

$$D_c = d'_c N_e = 3,82 \cdot 75000 = 287000 \frac{\text{кг(пар)}}{\text{год}} = 287 \frac{\text{т(пар)}}{\text{год}}.$$

Показники ПСУ після її удосконалення.

1. Тиск і температура пари:  $p_{1H} = p_{1c} \cdot 1,12 = 10 \cdot 1,12 = 11,25 \text{ МПа}$ ,  $t_{1H} = t_{1c} \cdot 1,07 = 400 \cdot 1,07 = 428 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура живильної води  $t_{3H} = t_{3c} \cdot 1,1 = 125 \cdot 1,1 = 138 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{2H} = 0,006 \text{ МПа}$ .

$$2. \text{ Термічний ККД циклу: } \eta_{tH} = \frac{i_{1H} - i_{2H}}{i_{1H} - i_{3H}} = \frac{3160 - 1940}{3160 - 578} = 0,472 (47,2 \%),$$

де  $i_{1H} = \varphi(p_{1H}, t_{1H})$ ,  $i_{2H} = \varphi(p_{2H}, s_{2H})$  знаходиться за допомогою  $i$ -s діаграми для водяної пари: в перетині ліній відповідно  $p_{1H} = \text{const}$ ,  $t_{1H} = \text{const}$  і в перетині ліній  $p_{2H} = \text{const}$  і  $s_1 = s_2 = \text{const}$ ,

$$i_{3H} = c_{вод} t_{3H} = 4,19 \cdot 138 = 578 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3. Зміна (підвищення) ККД циклу:  $\Delta \eta_t = \eta_{tH} - \eta_{tc} = 47,2 - 36,5 = 10,7 \%$ .

$$4. \text{ Робота циклу: } \ell_{0H} = i_{1H} - i_{2H} = 3160 - 1940 = 1220 \frac{\text{кДж}}{\text{кг(пар)}}.$$

$$5. \text{ Витрати пари: } d_H = \frac{1}{\ell_{0H}} = \frac{1}{1220} = 0,000821 \frac{\text{кг(пар)}}{\text{кДж}}.$$

6. Робота циклу ПСУ в  $\frac{\kappa Bm \cdot год}{\kappa z(пар)}$ :  $\ell'_{0н} = \frac{\ell_{0н}}{3600} = \frac{1220}{3600} = 0,339 \frac{\kappa Bm \cdot год}{\kappa z(пар)}$ .

7. Витрати пари  $\frac{\kappa z(пар)}{\kappa Bm \cdot год}$  (при роботі з новим конденсатором):

$$d'_н = \frac{1}{\ell'_{0н}} = \frac{1}{0,339} = 2,95 \frac{\kappa z(пар)}{\kappa Bm \cdot год}.$$

8. Витрати пари в паровій турбіні ПСУ для забезпечення розрахункової потужності 75000  $\kappa Bm$ :

$$D_н = d'_н N_e = 2,95 \cdot 75000 = 221000 \frac{\kappa z(пар)}{год} = 221 \frac{т(пар)}{год}.$$

9. Економія пари в результаті удосконалення ПСУ (при одержанні розрахункової потужності ПСУ 75000  $\kappa Bm$ ):  $\Delta D = D_c - D_н = 287 - 221 = 66 \frac{т(пар)}{год}.$

#### Доповнення.

Оцінити економію умовного палива після удосконалення ПСУ:

$$B_{ум} = \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta Q}{29,3}, \frac{\kappa z(пар)}{год}.$$

де  $\Delta Q$  – кількість зекономленої теплоти при роботі удосконаленої ПСУ.

В розрахунку 1  $\kappa z$  пари маємо:  $\Delta q = q_1 + q_2 + q_3, \frac{\kappa ДЖ}{\kappa z(пар)}$ .

Тут  $q_1$  – кількість теплоти, що витрачається на нагрівання 1  $\kappa z$  води до температури кипіння:

$$q_{1c} = c_{вод} (t_{Sc} - t_1) = 4,19 (178 - 10) = 745 \frac{\kappa ДЖ}{\kappa z},$$

$$q_{1н} = c_{вод} (t_{Sh} - t_1) = 4,19 (184 - 10) = 775 \frac{\kappa ДЖ}{\kappa z},$$

де  $t_{Sc}$  і  $t_{Sh}$  – температури кипіння води при тисках  $p_{1c}$  і  $p_{1н}$ , визначаються за формулою Руша:  $t_S = \sqrt[4]{p}$ , °C. Тоді при  $p_{1c} - t_{Sc} = 176$  °C, при  $p_{1н} - t_{Sh} = 184$  °C,  $t_1 = 10$  °C – температура водопровідної води.

$q_2$  – кількість теплоти, що витрачається на випарювання 1  $\kappa z$  води і одержання сухої насиченої пари:  $q_{2c} \approx q_{2н} \approx 2650 \frac{\kappa ДЖ}{\kappa z(пар)}$ .

$q_3$  – кількість теплоти, що витрачається на перегрів пари до температури  $t_{1c}$  і  $t_{1н}$ , °C:  $q_{3c} = i_c - i_{I_{3c}} = 3100 - 2760 = 340 \frac{\kappa ДЖ}{\kappa z(пар)}$ ,  $q_{3c} = i_n - i_{I_{3c}} = 3170 - 2720 = 450 \frac{\kappa ДЖ}{\kappa z(пар)}$ .

Тут  $i_{t_{Sc}}$ ,  $i_{t_{Sh}}$  – знаходять з  $i$ -s діаграми в перетині ліній  $p_{1c}$  і  $p_{1н}$  з лінією степені сухості пари  $x=1$ .

Тоді  $\Delta q_c = q_{1c} + q_{2c} + q_{3c} = 745 + 2650 + 340 = 3735 \frac{\kappa ДЖ}{\kappa z(пар)}$ ,

$$\Delta q_н = q_{1н} + q_{2н} + q_{3н} = 775 + 2650 + 450 = 3875 \frac{\kappa ДЖ}{\kappa z(пар)}.$$

Годинна витрата теплоти:

$$Q_c = q_c D_c = 3735 \cdot 287000 = 1075 \cdot 10^6 \frac{\kappa ДЖ}{год}.$$

$$Q_н = q_н D_н = 3875 \cdot 221000 = 861 \cdot 10^6 \frac{\kappa ДЖ}{год}.$$

Кількість теплоти, яка зекономлена за 1 годину роботи удосконаленої ПСУ:



$$\Delta Q = Q_c - Q_n = 1075 \cdot 10^6 - 861 \cdot 10^6 = 214 \cdot 10^6 \frac{\text{кДж}}{\text{год}}.$$

Кількість зекономленого умовного палива:

$$B_{\text{ум}} = \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{214 \cdot 10^6}{29,3 \cdot 10^3} = 7,28 \cdot 10^3 \frac{\text{кг(ум.пал.)}}{\text{год}} = 7,28 \frac{\text{т(ум.пал.)}}{\text{год}}.$$

Кількість зекономленого умовного палива за рік при повному завантаженні (в часі) всіх складових частин систем і обладнання ПСУ:

$$B_{\text{ум.рік}} = B_{\text{ум.год}} \cdot 24 \cdot 364 = 7,28 \cdot 24 \cdot 365 = 63950 \text{ т.}$$

На рис. 7.5 (для ілюстрації) наведена проточна частина парової турбіни К-12-35 УТМЗ, а на рис. 7.6 можливі схеми розподілу парового потоку на 2 або 3 потоки, які працюють на свої турбіни.

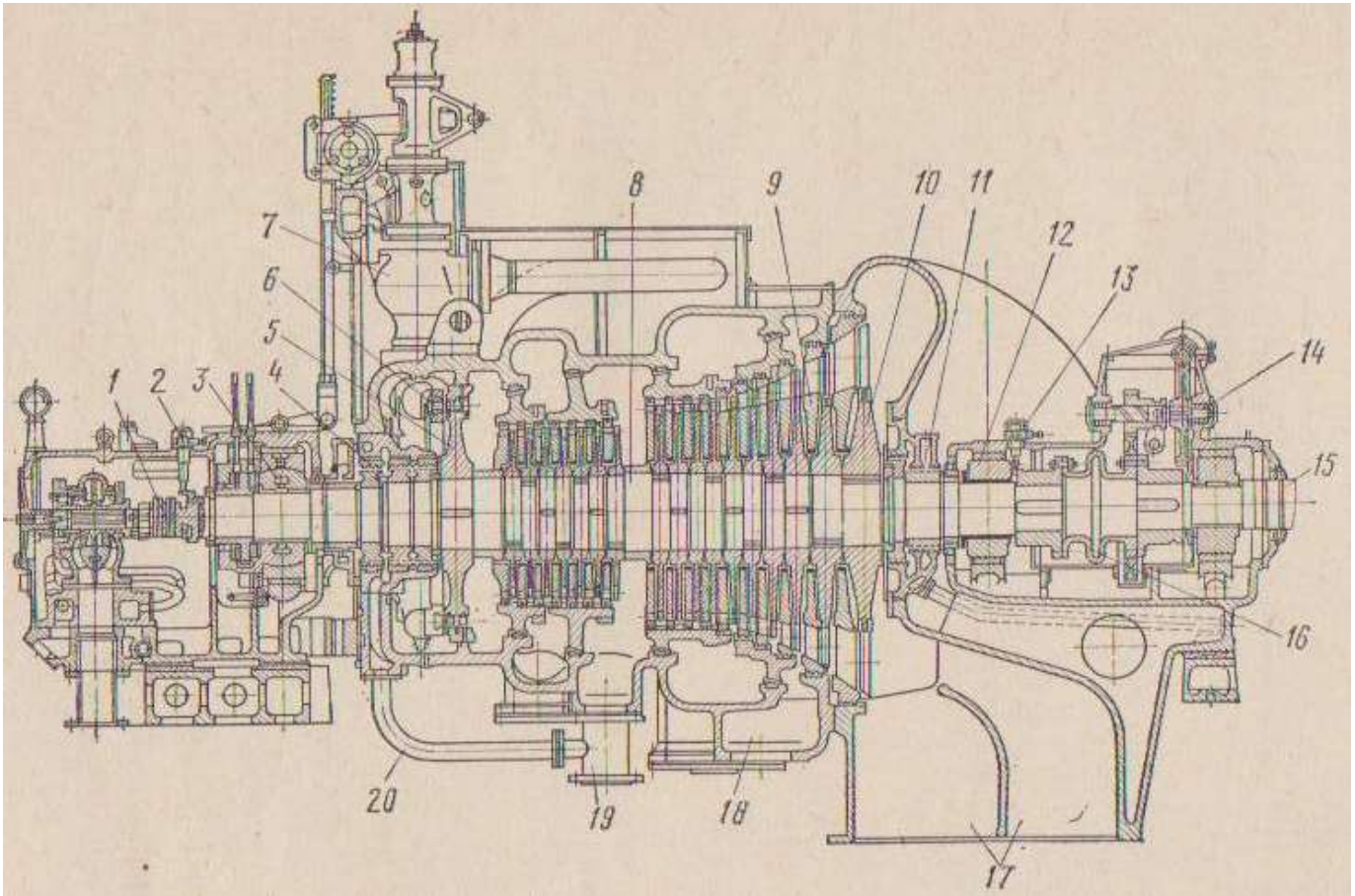
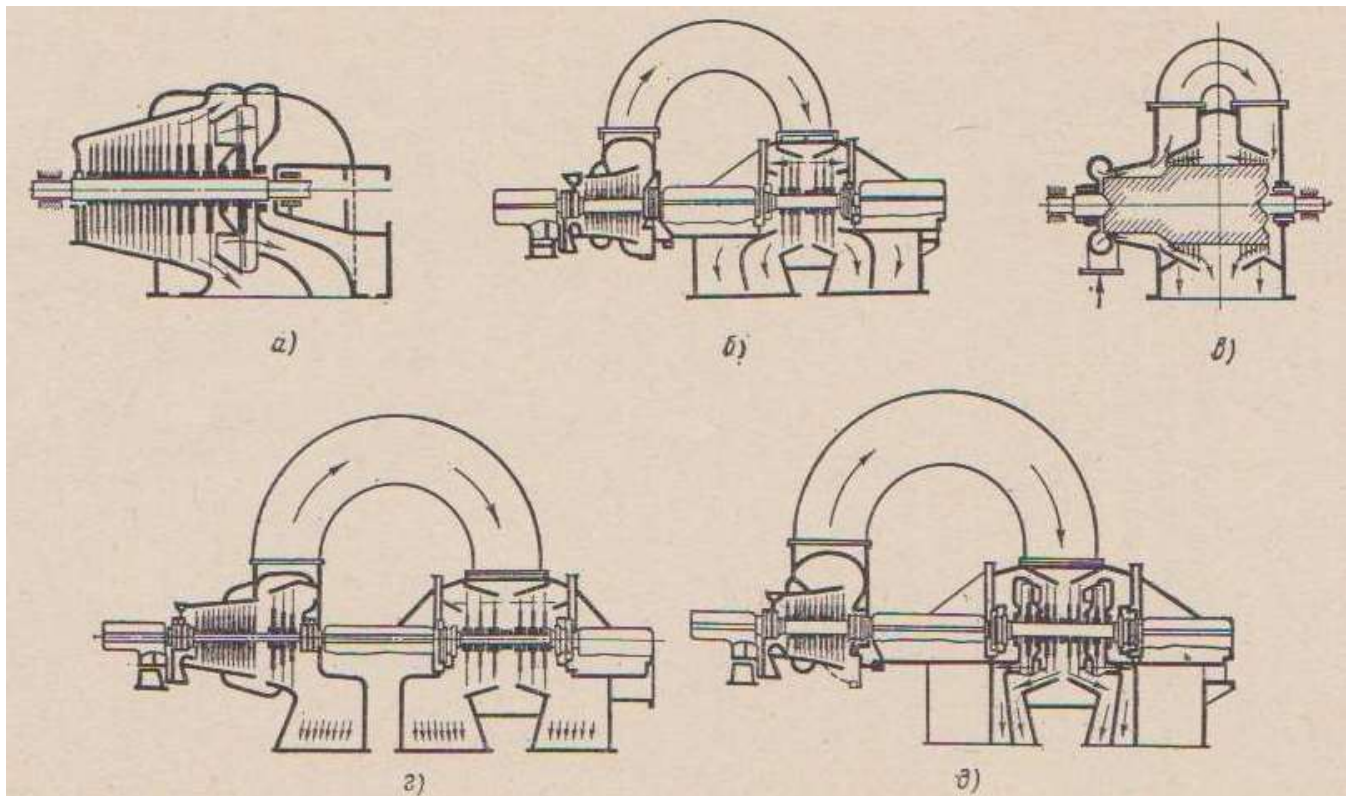


Рис. 7.5. Повздовжній переріз парової турбіни К-12-35 УТМЗ.

1 – бойки запобіжних вимикачів, 2 – реле осьового зсуву, 3 – передній опорно-упорний підшипник, 4 – лабіринтні ущільнення частини високого тиску, 5 – регулюючий ступінь тиску з двома ступенями швидкості (колесо Кертиса), 6 – сопло регулюючого ступеня, 7 – регулюючий клапан, 8 – вал турбіни, 9 – соплова діафрагма, 10 – диск останнього ступеня тиску, 11 – лабіринтне ущільнення частини низького тиску, 12 – задній опорний підшипник, 13 – вказівник подовження ротора, 14 – валоповоротний пристрій, 15 – вал електричного генератора, 16 – з'єднувальна муфта, 17 – паровідвідний патрубок, 18 – патрубок регенеративного відбору низького тиску, 19 – патрубок регулюючого відбору високого тиску, 20 – трубопровід для підведення пари до лабіринтного ущільнення.



*Рис. 7.6. Способи розподілу пари в останніх ступенях конденсаційних турбін великої потужності:*

- а) за двоярусною схемою, б) за двопоточною схемою в активних турбінах,
- в) за двопоточною схемою в реактивних турбінах, г) за трьохпоточною схемою, д) за змішаною схемою – двопоточною та двоярусною.

## РОЗДІЛ 8. ОПАЛЮВАННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЯ ТВАРИННИЦЬКИХ (ПТАХІВНИЧИХ) ПРИМІЩЕНЬ. [5]

### «Оцінка основних характеристик опалювально – вентиляційної системи тваринницького (птахівничого) приміщення».

**Завдання.** Оцінити основні характеристики опалювально–вентиляційної системи тваринницького (птахівничого) приміщення:

1. Необхідну теплову потужність джерел теплоти в (кВт), а також їх тип, кількість і місце розташування в приміщенні.
2. Необхідний обмін повітря в приміщенні в ( $\text{м}^3/\text{год.}$ ) , а також тип і кількість вентиляторів, їх місце розташування в приміщенні.

Приміщення являє собою ..... на  $N$  голів худоби (птиці);

(тип приміщення)

Об'єм приміщення  $V$ ,  $\text{м}^3$  ( $V = L \cdot B \cdot H$ ,  $\text{м}^3$ , де  $L$  – довжина приміщення,  $\text{м}$ ;  $H$  – ширина приміщення,  $\text{м}$ ;  $B$  – висота,  $\text{м}$ ).

За розрахункову зовнішню температуру повітря (стосовно Сумської області) прийняти температуру  $t_{\text{зн}} = -23^\circ\text{C}$ .

**Таблиця 8.1** Варіанти завдань та вихідні дані для розрахунку.

№п/п	Тип приміщення	Кількість голів	Розміри $l \times b \times h$ , м
1	2	3	4
1.	Корівник прив'язного утримання	100	78x12x2,8
2.		150	108x12x3
3.		200	78x21x3,5
4.	Корівник боксового утримання	100	84x12x3
5.		200	84x21x3
6.		400	114x27x3,3
7.	Телятник (до 6 міс.)	360	60x15x3
8.	Телятник (6-11 міс)	564	138x18x3
9.	Телятник по відгодівлі молодняка ВРХ	220	72x12x3
10.		360	66x21x3
11.		500	108x18x3,3
12.		720	120x21x3,5
13.	Свинарник відгодівник	500	60x12x2,4
14.		800	66x12x2,4
15.		960	85x18x2,4
16.		1120	90x18x2,4
17.		1200	96x18x2,4
18.		1500	120x18x2,4
19.	Корівник	180	90x18x3,5
20.	Телятник	360	72x18x2,5
21.	Свинарник	750	90x12x3
22.	Корівник	240	114x18x3,5
23.	Телятник	360	80x18x2,5
24.	Свинарник	1250	90x21x3
25.	Корівник	320	120x21x4
26.	Телятник	380	80x18x2,5
27.	Свинарник	980	80x18x3
28.	Корівник	340	114x27x3,3
29.	Телятник	480	90x18x2,5
30.	Корівник	140	66x21x3
31.	Свинарник	1000	80x18x3,5
32.	Свинарник	1100	90x18x3
33.	Телятник	865	120x27x3
34.	Корівник	560	282x18x3,5
35.	Телятник	400	72x18x2,5
36.	Корівник	200	90x18x3,5
37.	Телятник	720	84x21x3,5
38.	Свинарник	1360	86x18x3,5
39.	Телятник	650	90x21x2,5
40.	Свинарник	1200	90x18x2,4
41.	Телятник	350	60x15x3
42.	Корівник	100	90x12x2,8
43.	Свинарник	1250	117x18x3
44.	Корівник	400	120x21x4
45.	Телятник	240	72x12x3



1	2	3	4
46.	Свинарник	720	90x12x3
47.	Телятник	600	138x18x3,5
48.	Свинарник	1100	78x18x3
49.	Корівник	200	108x12x3
50.	Свинарник	300	54x21x3

### 8.1. Деякі відомості про мікроклімат в тваринницьких і птахівничих приміщеннях.

Щоб підтримувати в тваринницьких і птахівничих приміщеннях необхідний мікроклімат (температуру, вологість, швидкість переміщення повітря) на протязі всього року, будівлі, споруди, повинні бути обладнані системами опалення і вентиляції повітря.

Для холодного періоду року розрахункова внутрішня температура повинна відповідати вимогам, які пред'являються до конкретного приміщення: температура, в залежності від призначення приміщення, 10...20 °С; відносна вологість повітря не більше 75 %; швидкість переміщення повітря в приміщенні не більше 0,3 м/с.

Сприятливе навколишнє середовище стимулює життєві процеси в організмі тварини (птиці) сприяє підвищенню їх продуктивності. Мікроклімат (температура, вологість, склад (забрудненість) і швидкість руху повітря) в тваринницьких і птахівничих приміщеннях повинні відповідати зоогігієнічним вимогам.

При зниженій температурі і високій вологості повітря в приміщенні на дої корів можуть знижуватись на 30...40 %, а приріст тварин, що відгодовуються, на 40...50 %. Негативно впливає на тварин і підвищена температура навколишнього середовища. Особливо чутливі до зміни мікроклімату птахи. Зниження температури повітря в птахарні (пташнику) на 1 °С проти нормальної (16 °С – для курей, 18 °С – для індичок, 14 °С для уток і гусей) викликає збільшення споживання корму і зменшення яйценосності на 2...3%. Оптимальні температури в приміщенні: для корів – 8...10 °С, для телят – 13...15 °С, для свиней – 16...18 °С.

Відносна вологість повітря і його швидкість руху в приміщенні для всіх тварин складає 40...75 % та 0,2...0,3 м/с. Протяг в приміщенні не повинен бути. В зимовий період тварини (птиці) протягом довгого часу знаходяться в закритих приміщеннях, в яких повітря постійно зазнає систематичного забруднення і псування шкідливими виділеннями в вигляді вологи, пилу, вуглекислого газу, аміаку, сірководню та ін. Кількість виділень залежить від виду і маси тварини (птиці). При поганій вентиляції приміщення тварини становляться млявими, у них погіршується апетит, знижується продуктивність, з'являються різні хвороби.

Обмін повітря в тваринницьких приміщеннях в зимовий період повинен бути: для корів і дорослого молодняка 17 м³/год. на 100 кг маси тварини; для телят і свиней не менше 20 м³/год. на 100 кг маси тварини. Для птиці – не менше 0,7 м³/год. на 1 кг живої маси.

Природний обмін повітря не може забезпечити достатню вентиляцію, тому тваринницькі і птахівничі приміщення повинні бути обладнані вентиляційними пристроями, які подають в приміщення свіже повітря і одночасно видаляють забруднене. Об'єм припливного повітря визначають з розрахунку розчинення вуглекислоти (CO₂) до допустимої концентрації і граничнодопустимому вмісту водяної пари (W). Необхідний обмін повітря приймається по найбільшій з двох величин  $L_{CO_2}$  або  $L_W$ , м³/год. Вірність розрахунків може бути перевірена по кратності повітряобміну в приміщенні

$$K = \frac{L}{V}, \frac{1}{год.}, \quad (8.1)$$

де  $V$  – об'єм приміщення, м³.

Остання повинна бути для корівників 3...4; для телятників і свинарників 5...6; для пташників 10...12.

### 8.2. Методика розрахунку основних характеристик опалювально-вентиляційної системи тваринницького приміщення.

1. Теплові втрати через огорожі будівлі (стіни, стелю, підлогу, вікна, двері):

$$Q_{БВД} = \frac{q_V(t_{ВН} - t_{ЗН})}{1000}, кВт, \quad (8.2)$$

де  $q_V$  – питома теплова характеристика будівлі, залежить від типу будівлі (див. таблиця 8.2),  $\frac{Вт}{м^3 \cdot ^\circ C}$ ;

$t_{ВН}$  – температура у приміщенні, залежить від виду тварин, які знаходяться у приміщенні (див. таблиця 8.2), °С.

2. Необхідний обмін повітря у приміщенні (для зниження концентрацій шкідливостей, які виділяють тварини: CO₂, NH₃, H₂S, водяної пари та ін.).

а) для зниження концентрації вуглекислого газу:

$$L_z = \frac{\sum_{i=1}^n Z_i N_i}{Z_{\text{ПДК}} - Z_o} \cdot \frac{m^3}{\text{год.}}, \quad (8.3)$$

де  $n$  – кількість груп тварин даної маси;

$N_i$  – кількість тварин у групі;

$Z_{\text{ПДК}}$  – максимально – допустима концентрація даної шкідливої речовини,  $г/м^3$ ,

( $Z_{\text{ПДК CO}_2} = 2 \text{ л/м}^3$ );

$Z_i$  – кількість шкідливої речовини (газу), який виділяє одна тварина даної групи;

$Z_o$  – кількість даної шкідливої речовини у оточуючому повітрі,  $л/м^3$ ,  $г/м^3$ , ( $Z_o \text{ CO}_2 = 0,2 \dots 0,3 \text{ л/м}^3$ ).

В наших розрахунках обмін повітря можна визначити оціночно ще й так:

$$L = \ell N \cdot \frac{m^3}{\text{год.}}, \quad (8.4)$$

де  $\ell$  – норма обміну повітря,  $\frac{m^3}{\text{гол.} \cdot \text{год.}}$ ; (не менше  $17 \text{ м}^3/\text{год.}$  на  $100 \text{ кг}$  живої маси тварини – для корів;  $20$

$\text{м}^3/\text{год.}$  на  $100 \text{ кг}$  живої маси – для телят та свиней; не менше  $0,7 \text{ м}^3/\text{год.}$  на  $1 \text{ кг}$  живої маси – для птиці).

Розходження по  $L$ ,  $\text{м}^3/\text{год.}$ , яке знайдено цими способами, не повинно досягати величини більше  $10 \%$ . Для подальших розрахунків в якості  $L$  можна прийняти середньоарифметичну величину.

б) для зниження концентрації водяної пари:

$$L_{z(w)} = \frac{W}{(d_{\text{вн}} - d_z) \cdot \rho}, \text{ м}^3/\text{год.} \quad (8.5)$$

де  $W$  – кількість вологи, яка виділяється в приміщенні (при диханні тварин, з мокрих поверхонь).

$$W = w \cdot N(1 + \xi) \cdot \frac{\text{грам}}{\text{год.}}, \quad (8.6)$$

де  $w$ ,  $г/гол. \cdot год.$  – кількість водяної пари, яку виділяє одна тварина за годину (див. табл. 8.2);

$N$ ,  $гол$  – кількість тварин в приміщенні;

$\xi$  – коефіцієнт випаровування з мокрих поверхонь (див. табл. 8.2)

$d_{\text{вн}}$ ,  $d_z$ ,  $\frac{\text{г}(г.н)}{\text{кг}(нов)}$  – вологовмісткість повітря всередині і зовні приміщення (визначають за допомогою  $i-d$

діаграми для вологого повітря);

$\rho$ ,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  – густина повітря ( $1,25 \dots 1,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ).

3. Кратність обміну повітря в приміщенні:

$$n = \frac{L}{V} \cdot \frac{1}{\text{год.}}, \quad (8.7)$$

(для корівників  $n = 3 \dots 4$ ; для телятників, свинарників  $n = 5 \dots 6$ ; для пташників  $10 \dots 12$ ).

4. Теплові втрати з видаленням вентиляцією повітрям:

$$Q_{\text{вент}} = \frac{L c'_{p_m}}{3600} (t_{\text{вн}} - t_{\text{зв}}), \text{ кВт}, \quad (8.8)$$

де  $c'_{p_m}$  – питома об'ємна ізобарна теплоємність повітря, середня в розглянутому інтервалі температур,

приймати  $c'_{p_m} = 1,25 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}}$ .

5. Теплові витрати, що пов'язані з випаровуванням вологи з мокрих поверхонь:

$$Q_{\text{вип}} = \frac{rW}{3600 \cdot 1000}, \text{ кВт}, \quad (8.9)$$

$r = 2560 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – прихована теплота пароутворення води.

6. Теплота, яка виділяється тваринами в процесі життєдіяльності.

$$Q_T = q_T N, \text{ кВт}, \quad (8.10)$$

де  $q_T$  – вільне тепло, яке виділяє одна тварина,  $\frac{\kappa Bm}{гол.}$ .

#### 7. Теплова потужність джерел теплоти

$$Q_{дж} = (Q_{буд} + Q_{вент} + Q_{вип}) K_Q - Q_T, \kappa Bm, \quad (8.11)$$

де  $K_Q$  – коефіцієнт, який враховує витрати теплоти на підігрів повітря, яке потрапляє в приміщення через нещільності в огорожі (відчинені квартирки, фрамуги, непокриті двері). Приймати  $K_Q = 1,07 \dots 1,15$ .

8. Вибір джерел теплоти (тип, кількість, основні характеристики, принципова схема, можливе місце установки) (див. таблицю 8.4).

9. У випадку забирання повітря джерелами теплоти з оточуючого середовища (теплогенератори, калорифери) необхідно перевірити баланс теплоти між гарячим повітрям, яке подається в приміщення вентиляторами джерел теплоти, та повітрям, яке подається звичайними (відцентровими) вентиляторами та потрапляє через нещільності в огорожі приміщення. Відцентрові вентилятори розміщені зовні приміщення і подають повітря в верхню частину приміщення.

$$L'(t_{пдж} - t_{вн}) = (L - L')(t_{вн} - t_{зв}) K_{инф}, \frac{\kappa Дж}{год}. \quad (8.12)$$

Це рівняння повинно виконуватись з точністю до  $\pm 10 - 15 \%$ .

Тут крім вже згаданих величин:

$L'$  – продуктивність вентиляторів обраних джерел теплоти,  $\frac{м^3}{год.}$ ;

$K_{инф}$  – коефіцієнт, який враховує кількість повітря, яке потрапляє в приміщення через нещільності в огорожі (відчинені квартирки, фрамуги, непокриті двері). Приймаємо  $K_{инф} = 1,03 \dots 1,08$ .

$t_{пдж}$  – температура гарячого повітря на виході з джерела,  $^{\circ}C$ .

10. Кількість вентиляторів при вимкнених джерелах теплоти, які забирають повітря з оточуючого середовища (літній час):

$$i = \frac{L}{L_B}, шт., \quad (8.13)$$

де  $L_B$  – продуктивність обраного вентилятора,  $\frac{м^3}{год.}$ , (див. таблицю 8.3).

11. Кількість звичайних (вільних) вентиляторів для вентиляції приміщення при працюючих джерелах теплоти:

$$i^* = \frac{L - L'}{L_B}, шт. \quad (8.14)$$

\* **Примітка:** при виборі джерел теплоти орієнтуватись на їх однотипність, парну кількість, можливість виходу їх з ладу, розташування джерел у приміщенні, тощо.

#### У звіті подати:

1. Схему (з вказівкою основних вузлів) обраного джерела теплоти (поздовжній розріз теплогенератора [3]).
2. Схему розміщення джерел теплоти та вентиляторів у приміщенні (на плані приміщення).

**Таблиця 8.2** Деякі додаткові дані для виконання завдання.

№ п/п	Тип приміщення	$\frac{q_v, Bm}{м^3 \cdot ^{\circ}C}$	$t_{вн}, ^{\circ}C$	$\frac{\ell, м^3}{гол. \cdot год}$	$\frac{Z_{со2}, л}{гол. \cdot год}$	$\frac{W, грам(вод.пару)}{гол. \cdot год}$	$\xi$	$\frac{q_T, \kappa Bm}{гол.}$
1	Корівник	0,17...0,25	8...10	80...90	130...160	400...450	0,1...0,15	0,6...0,8
2	Телятник	0,23...0,28	12...14	40...50	80...110	175...250	0,15...0,3	0,35...0,45
3	Свинарник	0,25...0,40	16...18	20...25	30...50	100...130	0,15...0,3	0,2...0,3

**Таблиця 8.3** Деякі характеристики відцентрових вентиляторів серії Ц 4 – 70.

№ п/п	№ вентилятора	Діаметр робочого колеса, мм	Продуктивність $L_B, \frac{м^3}{год.}$	Повний напір, Н, Па	Частота обертання, n, об/хв.	Потужність приводу, $\kappa Bm$
1	5	500	2210	420	1420	3,5
2	6	600	4020	620	1440	3,5
3	7	700	6300	900	1460	3,5
4	8	800	7950	770	1460	10

**Таблиця 8.4** Основні технічні показники стаціонарних теплогенераторів.

№ п/п	Марка теплогенератора	Теплова потужність по повітрю, кВт	Кількість повітря, нагрів. за годину, м³/год	Підігрів повітря в ТГ (приріст температури), °С	Витрати палива, кг/год	Габаритні розміри, мм			Маса, М, кг
						L	B	H	
1.	ТГ-75	87,3	5300	60	8	972	900	2110	580
2.	ТГ-150	174,5	7400	70	19	2350	920	1780	625
3.	ТГ-1	116,3	5700	59	12	1830	1040	900	340
4.	ТГ-2,5	290,8	15400	52	30	2830	1570	1200	660
5.	ТГ-3,5	408	25000	53	48,5	-	-	-	-

Таблиця 8.5 Деякі характеристики осьових вентиляторів серії 06-300

№ п/п	№ вентилятора	Діаметр робочого колеса, мм	Продуктивність $L_B$ , м³/год.	Повний напір, Н, Па	Частота обертання, n, об/хв.	Потужність приводу, кВт
1.	3,2	320	2750	175	2875	0,25
2.	4,0	400	4400	200	2400	0,4
3.	5,0	500	7000	200	1900	0,6
4.	6,3	630	10000	175	1450	0,75
5.	7,0	700	13300	200	1450	1,2
6.	8,0	800	17500	200	1200	1,5
7.	9,0	900	21800	200	950	1,85
8.	10	1000	27500	200	950	2,35

### 8.3. Оцінка опалювально-вентиляційних характеристик птахівничого приміщення.

Декілька слів відносно оцінки опалювально-вентиляційних характеристик приміщень, в яких знаходиться (виросшуються) птиця. В зв'язку з вимогами розміщення в пташниках спеціального обладнання (2-6 ярусні однорядні, дворядні клітки, які монтується в батареї; секції при розміщенні птиці на підлозі; автоматичні пристрої для роздачі кормів, поїння, збирання яєць, прибирання посліду) геометричні розміри пташників вибираються так, щоб їх довжина була 72; 84; 96 м (іноді 42; 48 м), а ширина 12; 18 м.

Наповнення пташників визначається розмірами приміщення, видом птиці, способом її утримання (в клітках або на підлозі).

Наприклад, в пташнику (кури яйцевих порід) 96x18 м при утриманні птиці в 3<sup>х</sup> ярусних клітках розміщуються 36300 гол. (на 1 ярусі 12100 гол.). В кожній клітці знаходиться до 20 гол. (в розрахунку ~ 600 см² на гол.) При розміщенні птахів на підлозі виділяються секції (на 500; 1000; 2000 гол.) з розрахунку 6...7 кур на 1 м². Пташники часто групуються в блоки: з 3<sup>х</sup> пташників (на 105850 гол.); з 6 пташників (на 211700 гол.). Є групи на 300000; 400000; 600000; 1200000 гол. Останні – це вже багатоповерхові птахофабрики. Найбільш розповсюдженні пташники на 12; 18 тис. гол.

Основні санітарно-гігієнічні і технічні характеристики пташників представлені в табл. 8.5. Послідовність розрахунку опалювально-вентиляційних характеристик пташників така ж, як і для тваринницьких приміщень. Тільки треба звернути увагу на більш ретельне визначення обміну повітря в приміщенні (для зниження концентрації вуглекислого газу, водяної пари) і вологи, яка випарується з посліду птиці. Важливо, щоб кратність обміну повітря в приміщенні становила 10...12 1/год.

Слід також звернути увагу на те, що опалення в пташниках, як правило, повітряне (теплогенератори, калорифери), а витяжні вентилятори – осьові (розміщуються в нижній частині стін – де найвища концентрація шкідливостей).

Таблиця 8.6

№ п/п	Вид птиці	Жива маса птиці, кг	Кількість виділяючих компонентів на 1 кг живої маси птиці		
			Вільного тепла Вт	Вуглекислого газу л/год.	Водяної пари г/год.
1	Кури яйцевої породи при клітковому утриманні	1,5...1,7	7,9	1,7	5,1
2	Кури яйцевої породи при підлоговому утриманні	1,5...1,7	9,2	2,0	5,8
3	кури м'ясної породи	2,5...2,8	8,4	1,8	5,2
4	Індики	6,3...6,8	7,8	1,7	5,0
5	Утки	3,0...3,5	5,6	1,2	3,6
6	Гуси	5,5...6,0	5,8	1,0	3,1

Таблиця 8.7

№ п/п	Вид птиці (дорослої)	$q_v, \frac{Вт}{м^3 \cdot ^\circ C}$	$t_{вн}, ^\circ C$	$l, \frac{м^3}{гол.год}$	$Z_{CO_2}, \frac{л}{гол.год}$	$W, \frac{г(вод.п)}{гол.год}$	$P_{посл}, \frac{г}{гол.доб}$	$q_{пт}, \frac{Вт}{гол}$
1	Кури яйцевої породи при клітковому утриманні	0,73...0,78	16...18	1,8...2,5	2,5...2,9	7,7...8,7	240	11,8...13,4
2	Кури яйцевої породи при підлоговому утриманні	0,73...0,78	14...16	2,5...2,8	3,0...3,4	8,7...9,8	250	13,6...15,5
3	Кури м'ясної породи	0,73...0,78	12...16	5,5...5,8	4,5...5,4	13,2...15,5	290	21...25
4	Індики	0,73...0,78	14...16	12...14	10...13	32...37	430	51...55
5	Утки	0,73...0,78	8...14	6,3...7,0	4,0...4,4	11...14	550	18...22
6	Гуси	0,73...0,78	10...15	11...12	5,5...6,0	17...20	600	31...35

#### 8.4. Приклад розрахунку опалювально-вентиляційних характеристик тваринницького приміщення.

##### Вихідні дані.

Оцінити основні характеристики опалювально-вентиляційної системи тваринницького приміщення.

Приміщення являє собою корівник на 400 голів худоби;

Об'єм приміщення  $V = 10157,4 \text{ м}^3$  ( $V = L \cdot B \cdot H$ ,  $\text{м}^3$ ),

де  $L = 114 \text{ м}$  – довжина приміщення;

$B = 27 \text{ м}$  – ширина приміщення;

$H = 3,3 \text{ м}$  – висота приміщення.

За розрахункову зовнішню температуру повітря (стосовно Сумської області) прийняти температуру  $t_{зн} = -23^\circ \text{C}$ .

##### Рішення.

1. Теплові втрати через огорожі будівлі (стіни, стелю, підлогу, вікна, двері):

$$Q_{буд} = \frac{q_v V (t_{вн} - t_{зн})}{1000}, \text{ кВт},$$

де  $q_v$  – питома теплова характеристика будівлі, залежить від типу будівлі (див. таблиця 4.2),  $\frac{Вт}{м^3 \cdot ^\circ C}$ ;

$t_{вн}$  – температура у приміщенні, залежить від виду тварин, які знаходяться у приміщенні (див. таблиця 4.2),  $^\circ \text{C}$ .

$$Q_{буд} = \frac{0,2 \cdot 10157,4 (10 - (-23))}{1000} = 67,04 \text{ кВт},$$

де  $q_v = 0,2 \frac{Вт}{м^3 \cdot ^\circ C}$ ,  $t_{вн} = 10^\circ \text{C}$ .

2. Необхідний обмін повітря у приміщенні (для зниження концентрацій шкідливостей, які виділяють тварини:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{H}_2\text{S}$ , водяної пари та ін.).

а) для зниження концентрації вуглекислого газу:

$$L_z = \frac{\sum_{i=1}^n Z_i N_i}{Z_{пдк} - Z_0}, \frac{м^3}{год},$$

де  $n$  – кількість груп тварин даної маси;

$N_i$  – кількість тварин у групі (в залежності від їх маси). Приймаємо, що всі тварини відносять до однієї групи;

$Z_{пдк}$  – максимально – допустима концентрація даної шкідливої речовини,  $г/м^3$ ,

( $Z_{пдк \text{ CO}_2} = 2 \text{ л/м}^3$ );

$Z_i$  – кількість шкідливої речовини (газу), який виділяє одна тварина даної групи;

$Z_0$  – кількість даної шкідливої речовини у оточуючому повітрі,  $л/м^3$ ,  $г/м^3$ ,

( $Z_{0 \text{ CO}_2} = 0,2 \dots 0,3 \text{ л/м}^3$ ).

Приймаючи за головну шкідливість (з газів)  $\text{CO}_2$  в наших розрахунках обмін повітря можна

визначити оціночно, як:

$$L_{z(CO_2)} = \frac{160 \cdot 400}{2,0 - 0,3} = 37647 \frac{m^3}{год.}$$

Оціночно його можна визначити як:

$$L = \ell \cdot N, \frac{m^3}{год.},$$

де  $\ell$  – норма обміну повітря,  $\frac{m^3}{голів \cdot год}$  (не менше  $17 m^3 \cdot год.$  на  $100 kg$  живої маси тварини – для корів).

$$L = 17 \cdot 5 \cdot 400 = 34000 \frac{m^3}{год.}$$

Тут цифра 5 вказує на те, що корови мають масу  $\sim 500 kg$ .

Розходження по  $L, m^3/год.$ , яке знайдено цими способами, не повинно досягати величини більше 10 %. Для подальших розрахунків в якості  $L$  можна прийняти середньоарифметичну величину.

$$L = \frac{37647 + 34000}{2} = 35823 \frac{m^3}{год.}$$

б) для зниження концентрації водяної пари:

$$L_{z(w)} = \frac{W}{(d_{вн} - d_3) \cdot \rho} = \frac{181800}{(6 - 0,5)1,25} = 26327 \frac{m^3}{год.}$$

Тут

де  $w=450 gr./гол.год.$  – кількість водяної пари, яку вділяє одна тварина за годину;

$\xi=0,1$  – коефіцієнт випаровування з мокрих поверхонь;

$d_{вн}, d_3, \frac{\varphi(в.п.)}{kg(пов.)}$  – вологовмісткість повітря всередині і зовні приміщення (визначають за допомогою  $i-d$

діаграми для вологого повітря);

$\rho=1,25 \frac{kg}{m^3}$  – густина повітря в корівнику.

Як видно з розрахунків  $L_{z(CO_2)} > L_{z(H_2O)}$ , тобто  $35823 > 26327 \frac{m^3}{год.}$ . Тому для подальших

розрахунків приймаємо більше значення необхідного обміну повітря  $L_z=35823 \frac{m^3}{год.}$

3. Кратність обміну повітря в приміщенні:

$$n = \frac{L}{V}, \frac{1}{год.}, \quad n = \frac{35823}{10157,4} = 3,53 \frac{1}{год.},$$

(для корівників  $n = 3 \dots 4$ ).

4. Теплові втрати з видаленням вентиляцією повітрям:

$$Q_{вент} = \frac{L c'_{pm}}{3600} (t_{вн} - t_{нр}), \text{ кВт},$$

де  $c'_{pm}$  – питома об'ємна ізобарна теплоємність повітря, середня в розглянутому інтервалі температур,

приймати  $c'_{pm} = 1,25 \frac{kJ}{m^3 \cdot ^\circ C}$ .

$$Q_{вент} = \frac{35823 \cdot 1,25}{3600} (10 + 23) = 410,5 \text{ кВт}.$$

5. Теплові витрати, пов'язані з випаровуванням вологи з мокрих поверхонь

$$Q_{вип} = \frac{r \cdot W_{вип}}{3600 \cdot 1000}, \text{ кВт},$$

де  $W_{вип}$  – кількість вологи, яка випаровується в корівнику,  $грам/год.$  (див. пункт 2 позиція б);

$$r = 2560 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} - \text{прихована теплота пароутворення води.}$$

$$Q_{\text{вип}} = \frac{2560 \cdot 181800}{3600 \cdot 1000} = 129,28 \text{ кВт.}$$

6. Теплота, яка виділяється тваринами в процесі життєдіяльності.

$$Q_T = q_n \cdot N, \text{ кВт,}$$

де  $q_n$  – вільне тепло, яке виділяє одна тварина,  $\frac{\text{кВт}}{\text{гол.}}$ .

$$Q_T = 0,7 \cdot 400 = 280 \text{ кВт.}$$

7. Теплова потужність джерел теплоти

$$Q_{\text{дж}} = (Q_{\text{буд}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{вип}}) \cdot K_Q - Q_T, \text{ кВт,}$$

де  $K_Q$  – коефіцієнт, який враховує витрати теплоти на підігрів повітря, яке потрапляє в приміщення через нещільності в огорожі (відчинені квартирки, фрамуги, неприкриті двері). Приймати  $K_Q = 1,07 \dots 1,15$  (див. табл. 4.2).

$$Q_{\text{дж}} = (67,04 + 410,5 + 129,28) \cdot 1,13 - 280 = 405,71 \text{ кВт.}$$

8. Вибір джерел теплоти (тип, кількість, основні характеристики, принципова схема, можливе місце установки).

Обираємо теплогенератори типу ТГ-75 (4 шт.) з тепловою потужністю 87,3 кВт, кожний з витратою повітря 5300 м<sup>3</sup>/год. і його максимальним підігрівом на 60 °С.

9. У випадку забору повітря джерелами теплоти з оточуючого середовища (теплогенератори, калорифери) необхідно перевірити баланс теплоти між гарячим повітрям, яке подається в приміщення теплогенераторами і холодним повітрям, яке подається звичайними вентиляторами та потрапляє через нещільності в огорожі приміщення.

$$L' \cdot (\Delta t_{\text{пдж}} + t_{\text{зовн}} - t_{\text{вн}}) = (L - L') \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{нр}}) \cdot K_{\text{інф}}, \frac{\text{кДж}}{\text{год.}}.$$

Це рівняння повинно виконуватись з точністю до  $\pm 10\%$ .

Тут крім вже згаданих величин,

$L'$  – продуктивність вентиляторів обраних джерел теплоти,  $\frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$ ;

$K_{\text{інф}}$  – коефіцієнт, який враховує кількість повітря, яке потрапляє в приміщення через нещільності в огорожі (відчинені квартирки, фрамуги, неприкриті двері). Приймаємо  $K_{\text{інф}} = 1,03 \dots 1,08$ .

$\Delta t_{\text{пдж}}$  – приріст температури гарячого повітря на виході з джерела, °С;

$t_{\text{зовн}}$  – зовнішня температура повітря, °С

Тоді: 
$$5300 \cdot 4 \cdot (60 - 23 - 10) = (35823 - 5300 \cdot 4) \cdot (10 + 23) \cdot 1,07;$$
  

$$572400 \neq 517000;$$

$$L' = 5300 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}, \Delta t_{\text{пдж}} = 60^\circ\text{С}, t_{\text{зовн}} = -23^\circ\text{С}.$$

$$\text{Похибка: } \Delta = \left| \frac{572400 - 517000}{572400} \right| \cdot 100\% = 9,68\%$$

10. Кількість вентиляторів при вимкнених джерелах теплоти, які забирають повітря з оточуючого середовища (літній час).

$$i = \frac{L}{L_B}, \text{ шт.}$$

обираємо вентилятори типу №7 серії Ц4-70 з продуктивністю 6300  $\frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$ .

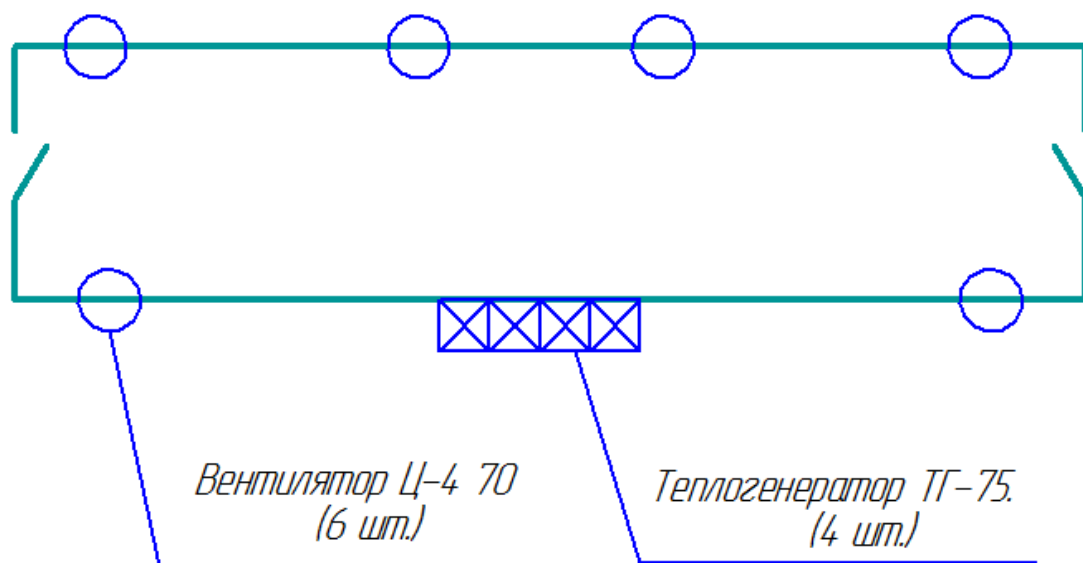
$$i = \frac{35823}{6300} = 5,67 \text{ шт.} \text{ приймаємо } 6 \text{ шт.}$$

11. Кількість звичайних (вільних) вентиляторів для вентиляції приміщення при працюючих джерелах теплоти.

$$i^* = \frac{L - L'}{L_B}, \text{ шт.}$$

де  $L_B = 6300 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$  – продуктивність обраного вентилятора.

$$i^* = \frac{35823 - 5300 \cdot 4}{6300} = 2,32 \text{ шт.} \quad \text{приймаємо 2 шт.}$$



8.1. Схема розміщення опалювально-вентиляційного обладнання в тваринницькому приміщенні (корівнику).

#### 8.5. Приклад розрахунку опалювально-вентиляційних характеристик птахівничого приміщення. Вихідні дані.

Оцінити характеристики опалювально-вентиляційної системи курника (кури яйценосної породи з 3-х ярусним клітковим утриманням) розміром 96х18х3,4 м на 36300 голів. Методика розрахунків така, як і для тваринницького приміщення.

#### Рішення.

1. Теплові витрати через огорожі будівлі (стіни, стелю, підлогу, двері):

$$Q_{\text{буд}} = \frac{q_v V (t_{\text{вн}} - t_{\text{зн}})}{1000} = \frac{0,75(96 \cdot 18 \cdot 3,4)(17 - (-23))}{1000} = 178 \text{ кВт.}$$

2. Необхідний обмін повітря в курнику:

а) по CO<sub>2</sub>:

$$L_z = \frac{\sum_{i=1}^n Z_i N_i}{Z_{\text{ПДК}} - Z_0}, = \frac{2,9 \cdot 36300}{2,0 - 0,3} = 62100 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$$

б) по водяній парі:

$$L_z = \frac{W}{(d_{\text{вн}} - d_3) \rho} = \frac{564000}{(8 - 0,5)1,25} = 60600 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}},$$

Тут  $W$  – кількість води, яка виділяється в приміщенні:

$$W = W_{\text{пт}} + W_{\text{вуп}} + W_{\text{посл}}, \frac{z(\text{в.н.})}{\text{год.}},$$

$$\text{де } W_{\text{пт}} = wN = 8 \cdot 36300 = 290000 \frac{z(\text{в.н.})}{\text{год.}},$$

Тут  $w = 8 \frac{z(\text{в.н.})}{\text{год.}}$  – пара, яку видихає одна птиця.

$$W_{\text{вуп}} = 0,1 W_{\text{пт}} = 0,1 \cdot 290000 = 29000 \frac{z(\text{в.н.})}{\text{год.}},$$

$$W_{\text{посл}} = P_{\text{посл}} N \frac{z}{24} = 240 \cdot 36300 \frac{0,7}{24} = 243000 \frac{z(\text{в.н.})}{\text{год.}},$$



де  $P_{\text{посл}}, \frac{2}{\text{доб.}}$ ;

z- коефіцієнт висихання посліду за добу:

$$\text{Тоді } W=290000+29000+243000=654000 \frac{2(\text{в.н.})}{\text{год.}},$$

$$d_{\text{вн}} = 8 \frac{2(\text{в.н.})}{\kappa 2(\text{с.н.})}, d_{\text{з}} = 0,5 \frac{2(\text{в.н.})}{\kappa 2(\text{с.н.})} - \text{внутрішня і зовнішня вологовмісткість повітря.}$$

в) по нормі обміну повітря для курників:

$$L = \ell \cdot N = 2,0 \cdot 36300 = 72600 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}},$$

де  $\ell = 2 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$  - норма обміну повітря на 1 гол. за годину.

Для подальших розрахунків в якості  $L$  можна приймати середньоарифметичну величину:

$$L = \frac{L_{\text{CO}_2} + L_{\text{H}_2\text{O}} + L}{3} = \frac{62100 + 60600 + 72600}{3} = 65500 \frac{\text{м}^3}{\text{год.}}.$$

3. Кратність обміну повітря в приміщенні (для перевірки в пташниках  $n=10...12$ ):

$$n = \frac{L}{V} = \frac{65500}{5920} = 11,1 \frac{1}{\text{год.}}.$$

4. Теплові втрати з видаленням вентиляцією повітрям:

$$Q_{\text{вент}} = \frac{L \tilde{n}'_{\text{Dm}}}{3600} (t_{\text{BH}} - t_{\text{с.н.}}), = \frac{65500 \cdot 1,29(17 - (-23))}{3600} = 942 \text{ кВт}.$$

5. Теплові витрати, пов'язані з диханням птиці і випаровуванням пари з мокрих поверхонь:

$$Q_{\text{вип}} = \frac{rW}{3600 \cdot 1000} = \frac{2560 \cdot 564000}{3600 \cdot 1000} = 402 \text{ кВт}$$

6. Теплота, яка виділяється лампами освітлення і другим електрообладнанням:

$$Q_{\text{освіт}} = P_{\text{ламп}} S \cdot K_{\text{ел}} = 5 \cdot 1720 \cdot 1,2 = 10,3 \text{ кВт},$$

де  $P_{\text{ламп}} = 5 \dots 7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ ;

$K_{\text{ел}} = 1,2$  – коефіцієнт тепловитрат електрообладнання.

7. Теплота, яка виділяється птицями в процесі життєдіяльності:

$$Q_{\text{нт}} = \frac{q_{\text{нт}} \cdot N}{1000} = \frac{12,5 \cdot 36300}{1000} = 453 \text{ кВт},$$

де  $q_{\text{нт}} = 12,5 \frac{\text{Вт}}{\text{гол}}$  - тепло, яке виділяє одна птиця.

8. Теплова потужність джерел теплоти

$$Q_{\text{дж}} = (Q_{\text{бюд}} + Q_{\text{вент}} + Q_{\text{вип}}) \cdot K_Q - Q_{\text{нт}} - Q_{\text{осв}} = (178 + 942 + 402) \cdot 1,1 - 453 - 10 = 1222 \text{ кВт}.$$

9. В якості джерел теплоти вибираємо 4 теплогенератори марки ТГ-2,5А з тепловою потужністю 290

кВт кожний з витратою повітря 14000...17000  $\frac{\text{м}^3}{\text{год.}}$  і максимальним підігрівом повітря на 50 °С.

10. Баланс теплоти між гарячим повітрям, яке подається джерелами теплоти, та повітрям, що подається звичайними вентиляторами та потрапляє через нещільності в огорожі приміщення:

$$L'(t_{\text{ПДЖ}} + t_{\text{зовн}} - t_{\text{BH}}) = (L - L')(t_{\text{BH}} - t_{\text{ЗВ}})K_{\text{инф}}, \frac{\kappa \text{Дж}}{\text{год.}}.$$

$$14000 \cdot 4(50 - 23 - 17) = (65500 - 56000)(17 - [-23]) \cdot 1,08$$

Тобто 560000 ≠ 415000, похибка 23 %.

Для зменшення похибки знизимо підігрів повітря в теплогенераторах на 2 °С тоді рівняння балансу теплоти буде мати вигляд:

$$\frac{14000 \cdot 4(48 - 23 - 17) = (65500 - 56000)(17 - [-23]) \cdot 1,08}{448000 \neq 412000}$$

Похибка складає 7,6 %.

11. Кількість осьових вентиляторів серії 06-300 № 7 при вимкнених джерелах теплоти (які забирають повітря з оточуючого середовища – літній час):

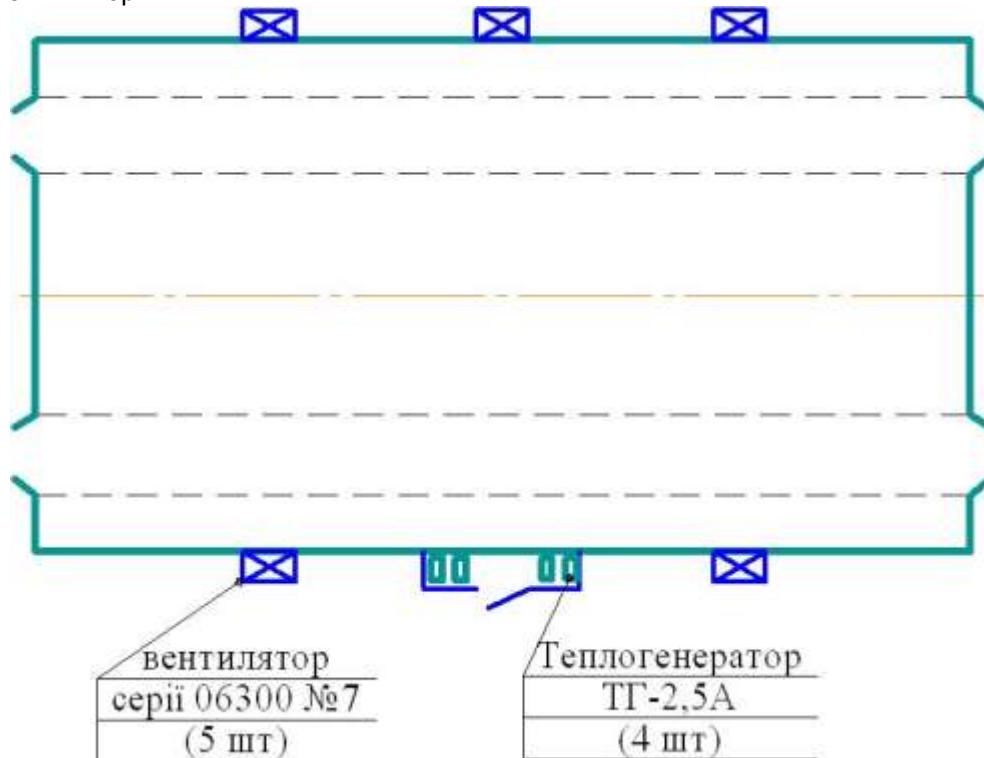
$$i = \frac{L}{L_B} = \frac{65500}{13300} = 4,93 \text{ шт.}$$

З міркувань їх розташування приймаємо 5 шт.

12. Кількість звичайних (вільних) вентиляторів для вентиляції приміщення при працюючих джерелах теплоти:

$$i^* = \frac{L - L^I}{L_B} = \frac{65500 - 56000}{13300} = 0,72 \text{ шт.}$$

Тобто 1 вентилятор.



8.2. Схема розташування опалювально-вентиляційного обладнання в птахівничому приміщенні (курнику).

## ЛІТЕРАТУРА.

1. Баскаков А.П. Теплотехника, М. Энергоиздат, 1991 г. 223 с.
2. Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Долінський А.А., Лазоренко В.О., Міщенко А.В., Шеліманова О.В. (за ред. Б.Х. Драганова) Теплотехніка: Підручник – 2-е вид., перероб. і доп. – Київ: Фірма «ІНКОС», 2005. – 400 с.
3. Захаров А.А. Применение тепла в сельском хозяйстве. М. Колос, 1986-331 с.
4. Недужий И.А. Алабовский А.Н. Техническая термодинамика и теплопередача. Киев, Вища школа, 1981.-248 с.
5. Корж М.Д., Сіренко Ю.В. Теплотехніка та теплопостачання. МВ щодо виконання розрахунково-графічних робіт для студентів 3 курсу очної форми навчання спеціальності «Механізація сільського господарства» ІТФ. Суми, СНАУ, 2007, 54 с.
6. Корж М.Д., Сіренко Ю.В. Теплотехніка та теплопостачання. Сушіння продукції с.-г. виробництва. Тепловий розрахунок зерносушарки. МВ щодо виконання розрахунково-графічних робіт для студентів 3 курсу очної форми навчання спеціальності «Механізація сільського господарства» ІТФ. Суми, СНАУ, 2008, 22 с.
7. Корж М.Д., Сіренко Ю.В. Теплотехніка та теплопостачання. Машинне охолодження. Холодильні установки і теплові насоси. МВ щодо виконання самостійної роботи для студентів 3 курсу очної форми навчання спеціальності «Механізація сільського господарства» ІТФ. Суми, СНАУ, 2008, 20 с.
8. Корж М.Д., Сіренко Ю.В. Теплотехніка та теплопостачання. Котельні установки та системи теплопостачання. МВ щодо виконання самостійної роботи для студентів 3 курсу очної та заочної форм навчання спеціальності «Механізація сільського господарства» ІТФ. Суми, СНАУ, 2008, 30с.
9. Корж М.Д., Сіренко Ю.В. Теплотехніка та теплопостачання. «Використання теплоти та холоду при зберіганні сільськогосподарської продукції». Методичні вказівки щодо виконання самостійної роботи для студентів 3 курсу спеціальності 6.091902 „Механізація сільського господарства” денної форми навчання / Суми, 2008 рік 26 ст., табл. 3, рис. 4.
10. Корж М.Д., Сіренко Ю.В. Теплотехніка та теплопостачання. Методичні вказівки щодо виконання самостійної роботи на тему: «Водяна пара та теоретичний цикл сучасних паросилових установок (ПСУ)» (для студентів 3 курсу спеціальності 6.100102. «Машини, процеси та обладнання аграрного виробництва» денної і заочної форм навчання). – Суми: РІВВ СНАУ, 2009. – 18 с., рис. 3, табл..
11. Корж М.Д., Сіренко Ю.В. Теплотехніка та теплопостачання. Методичні вказівки щодо виконання самостійної роботи на тему «Основні джерела та споживачі теплоти в сільському господарстві. Системи теплопостачання. Теплові мережі.» для студентів 3 курсу спеціальності 6.100102. «Процеси, машини та обладнання аграрного виробництва» денної форми навчання. – Суми: РІВВ СНАУ, 2010. – 24 с.
12. Корж М.Д., Сіренко Ю.В. Теплотехніка та теплопостачання. Методичні вказівки щодо виконання самостійної роботи на тему: «Паросилові установки. Оцінка основних напрямів підвищення ефективності роботи ПСУ» для студентів 3 курсу зі спеціальностей 6.100102 «Машини, процеси та обладнання агропромислового виробництва», 6.100101 «Енергетика та електротехнічні системи в АПК» денної та заочної форм навчання/ Суми, 2013 рік, 20 ст., табл.1., рис. 6.
13. Бородай В.П., Сахатський Н.І. і ін. Технологія виробництва продукції птахівництва. Вінниця: Нова книга, 2006, 360 с.
14. Калинушкин М.П. Вентиляторные установки. М: Высшая школа, 1979, 224 с.

Міністерство освіти і науки України  
Сумський національний аграрний університет  
Кафедра «Трактори та сільськогосподарські машини»

*Пояснювальна записка  
до курсового проекту  
з дисципліни «Теплотехніка» на тему:  
«Розрахунково-графічне дослідження параметрів та характеристик теплоенергетичних та  
теплоспоживаючих установок»*

Керівник курсової проекту\_\_\_\_\_

Студент\_\_\_\_\_

СУМИ 201\_

**Міністерство освіти і науки України  
Сумський національний аграрний університет  
Кафедра «Трактори та сільськогосподарські машини»**

**ЗАВДАННЯ**

**на виконання курсового проекту з дисципліни «Теплотехніка» \_\_\_\_\_**

**Тема курсового проекту: «Розрахунково-графічне дослідження параметрів та характеристик теплоенергетичних та теплоспоживаючих установок» \_\_\_\_\_**

Вихідні дані (варіанти) і їх вибір: розділ 1,2,6 відповідно до № залікової книжки, розділи 3,4,5,7,8 відповідно до порядкового № в списку групи за журналом викладача.

Під час захисту проекту студент повинен усно відповісти на наступні питання:

1. Поняття про політропний термодинамічний процес. Діапазон зміни показника політропи.
2. Характерні термодинамічні процеси і умови їх перебігу.
3. Визначення роботи і теплоти, що мають місце при здійсненні політропного термодинамічного процесу.
4. Поняття про теоретичний цикл ДВЗ. Послідовність термодинамічних процесів, що складають цикл карбюраторного (інжекторного) і дизельного ДВЗ.
5. Робота і термічний цикл ККД теоретичного циклу ДВЗ, фактори, що впливають на його величину.
6. Параметри, що визначають потужність і економічність реального ДВЗ.
7. Поняття про рекуперативний теплообмінний апарат (ТА).
8. Коефіцієнт теплопередачі в ТА, його фізична суть і розмірність. Фактори, що впливають на його величину.
9. Фактори, що впливають на розмір необхідної поверхні теплообміну в ТА.
10. Поняття про вологість зерна, її розмірність. Кондиційна вологість зерна.
11. Поняття про вологомісткість сушильного агенту.
12. Визначення годинних витрат сушильного агенту та теплоти на підсушку зерна.
13. Поняття про холодильну установку, її основні вузли і послідовність їх з'єднання в установці.
14. Поняття про холодильну потужність холодильної установки та її теоретичний і дійсний холодильний коефіцієнт.
15. Визначення масової витрати холодильного агенту, а також ефективної потужності компресора парової компресійної установки.
16. Поняття про котельну установку, її потужність.
17. ККД (брутто) КУ та фактори, що впливають на його величину.
18. Визначення годинної витрати натурального і умовного палива в КУ та необхідного об'єму повітря для згоряння 1 кг ( $1 \text{ м}^3$ ) натурального палива.
19. Поняття про питому теплову характеристику будівлі, її розмірність і значення для різних тваринницьких приміщень.
20. Кратність повітряобміну в тваринницькому приміщенні, її сутність, значення та розмірність для різних тваринницьких (птахівничих) приміщень.
21. Складові частини визначення теплової потужності джерела теплоти для опалення тваринницького приміщення.

**Дата видачі завдання \_\_\_\_\_**

**Дата захисту курсового проекту \_\_\_\_\_**

**Керівник курсового проекту \_\_\_\_\_**

**Завдання до курсового проекту прийняв \_\_\_\_\_**

**Реферат**

Пояснювальна записка до курсового проекту містить: \_\_\_\_ стор., \_\_\_\_ рис., \_\_\_\_ табл., графічна частина \_\_\_\_ арк.

1. ГАЗОВА СУМІШ, ТИСК, ТЕМПЕРАТУРА, ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ ПРОЦЕС, ПОЛІТРОПА, РОБОТА, ТЕПЛОТА, ВНУТРІШНЯ ЕНЕРГІЯ, ЕНТАЛЬПІЯ, ЕНТРОПІЯ, РОБОЧА І ТЕПЛОВА ДІАГРАМИ.

2. ДВЗ, ТЕОРЕТИЧНИЙ ЦИКЛ, РОБОТА І ККД ЦИКЛУ, ПОТУЖНІСТЬ І ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВИГУНА, ГОДИННА ВИТРАТА ПАЛИВА, ІНДИКАТОРНА ДІАГРАМА.

3. РЕКУПЕРАТИВНИЙ ТЕПЛООБМІННИЙ АПАРАТ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ, ПОВЕРХНЯ ТЕПЛООБМІНУ.

4. СУШИЛЬНИЙ АГЕНТ, ВОЛОГОМІСТКІСТЬ, ВІДНОСНА ВОЛОГІСТЬ, ВОЛОГІСТЬ МАТЕРІАЛУ, ВИТРАТИ ПОВІТРЯ, ТЕПЛОТИ, ПАЛИВА.

5. ХОЛОДИЛЬНА УСТАНОВКА, ВИПАРОВУВАЧ, КОМПРЕСОР, КОНДЕНСАТОР, ДРОСЕЛЬ, ХОЛОДИЛЬНИЙ КОЕФІЦІЄНТ, ХОЛОДИЛЬНА ПОТУЖНІСТЬ.

6. КОТЕЛЬНА УСТАНОВКА, ПАРОВИДАТНІСТЬ, ККД (БРУТТО) ВИТРАТИ ПАЛИВА, ПОВІТРЯ, УМОВНЕ ПАЛИВО, ОПАЛЮВАЛЬНИЙ СЕЗОН.

7. ПАРОСИЛОВА УСТАНОВКА. КОТЕЛЬНИЙ АГРЕГАТ. ПАРОПЕРЕГРІВАЧ. ПАРОВА ТУРБІНА. КОНДЕНСАТОР. ЦИКЛ ПСУ І ЙОГО ККД. ПОТУЖНІСТЬ ПСУ. ПИТОМА ВИТРАТА ПАРИ.

8. ОБМІН ПОВІТРЯ В ПРИМІЩЕННІ, КРАТНІСТЬ ОБМІНУ, ТЕПЛОВА ПОТУЖНІСТЬ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ, ТЕПЛОГЕНЕРАТОР, КАЛОРИФЕР, ВЕНТИЛЯТОР.

Метою курсового проекту є поглиблене вивчення основних параметрів і характеристик теплоенергетичних та теплоспоживаючих установок, для чого необхідно при виконанні кожного розділу проекту познайомитись з наведеним теоретичним матеріалом та розв'язати числові приклади (згідно своїх варіантів), побудувати графічні залежності і зробити висновки.

## Висновки.

Виконані в проекті розрахунки показують:

1. **Розділ 1.** В процесі розширення газова суміш масою  $m = \dots$  кг здійснює роботу  $L = \dots$  кДж; теплота, фігуруюча в процесі  $Q = \dots$  кДж. При цьому зміни внутрішньої енергії, ентальпії і ентропії суміші становлять відповідно:  $\Delta U = \dots$  кДж,  $\Delta I = \dots$  кДж,  $\Delta S = \dots$  кДж/К.

2. **Розділ 2.** Максимальний тиск і температура робочого тіла в циклі становлять:  $p_3 = \dots$  МПа,  $T_3 = \dots$  К; робота і термічний ККД циклу становлять:  $\ell_o = \dots$  кДж/кг,  $\eta_t = \dots$ ; ефективна потужність двигуна  $Ne = \dots$  кВт, годинна витрата палива  $G_n = \dots$  кг/год., економічність двигуна  $G_e = \dots$  кг (пал.)/кВт·год.

3. **Розділ 3.** Кількість теплоти, яка передається від гарячих газів до води  $Q = \dots$  кВт. Коефіцієнт теплопередачі  $k_F = \dots$  Вт/м<sup>2</sup>·°С,  $k_T = \dots$  Вт/м<sup>2</sup>·°С, площа поверхні теплообміну в апараті при протитечійній схемі руху теплоносіїв  $F = \dots$  м<sup>2</sup>, умовний ККД ТА =  $\dots$ .

4. **Розділ 4.** Маса випареної з зерна води в сушильній і охолоджуючій камерах  $M_{\text{вол}} = M_{\text{волС.К.}} + M_{\text{волОХ}} = \dots$  кг(вол)/год., годинна витрата теплоти в зерносушарці  $Q = \dots$  кДж/год., годинна витрата сушильного агента та охолоджуючого повітря в зерносушарці  $L = L_{\text{с.к.}} + L_{\text{о.х.}} = \dots$  м<sup>3</sup>/год., Годинна витрата палива.

5. **Розділ 5.** Холодильна потужність ХУ  $N_{\text{хол}} = \dots$  кВт, масова витрата холодоагента  $m_{\text{х.а.}} = \dots$  кг/с, холодильний коефіцієнт ХУ  $\epsilon = \dots$ , ефективна потужність компресора ХУ  $N_{\text{ке}} = \dots$  кВт.

6. **Розділ 6.** Паропродуктивність КУ  $D = \dots$  т(пар)/год. Годинна витрата натурального палива в топці КУ  $B_{\text{нат}} = \dots$  кг/год., м<sup>3</sup>/год., годинна витрата умовного палива в топці КУ  $B_{\text{у.п.}} = \dots$  кг/год., м<sup>3</sup>/год., дійсний об'єм повітря, необхідний для згоряння 1 кг натурального палива  $V_{\text{дійс.}} = \dots$  м<sup>3</sup>(пов.)/кг(пал.), річна витрата натурального палива  $\dots$  кг/м<sup>3</sup>.

7. **Розділ 7.** Тиск  $p_{1н} = \dots$  МПа і температура  $t_{1н} = \dots$  °С пари перед турбіною в основній ПСУ; тиск пари в конденсаторі  $p_{2н} = \dots$  МПа; термічний ККД циклу  $\eta_{тн} = \dots$ ; Потужність ПСУ  $Ne = \dots$  кВт; витрата пари в ПСУ  $D = \dots$  кг(пар)/год., питома витрата пари  $d_n = \dots$  кг(пар)/кВт·год. Економія палива  $\Delta D = \dots$  т(пар)/год.

8. **Розділ 8.** Необхідний обмін повітря в приміщенні  $L = \dots$  м<sup>3</sup>/год., кратність обміну повітря в приміщенні  $K = \dots$  1/год., теплова потужність джерел теплоти  $Q_{\text{дж}} = \dots$  кВт, в якості джерел теплоти вибрані теплогенератори (тип, марка, штук), в якості вентиляційних приладів вибрані вентилятори (тип, марка, штук).

## ЗМІСТ

Вступ.	3
<b>1. Розділ 1. Термодинамічний процес.</b>	4
1.1 Деякі відомості про політропний процес.	4
1.2 Методика розрахунку.	6
1.3 Приклад розрахунку.	10
<b>2. Розділ 2. Теоретичний цикл ДВЗ.</b>	14
2.1 Деякі відомості про термодинамічні цикли ДВЗ.	15
2.2 Методика розрахунку та деякі довідкові дані.	16
2.3 Приклад розрахунків.	30
<b>3. Розділ 3. Теплообмінні апарати.</b>	37
3.1 Деякі відомості про теплообмінні апарати.	38
3.2 Методика розрахунків.	39
3.3 Приклад розрахунків.	42
<b>4. Розділ 4. Зерносушарки.</b>	48
4.1 Деякі відомості про сушіння с.-г. продукції та шахтні зерносушарки.	49
4.2 Приклад теплового розрахунку зерносушарки.	51
<b>5. Розділ 5. Холодильні установки.</b>	56
5.1 Деякі відомості про холодильні установки.	57
5.2 Методика розрахунку холодильної установки.	60
5.3 Приклад розрахунків основних показників фреоновної холодильної установки.	61
<b>6. Розділ 6. Котельна установка.</b>	64
6.1 Деякі відомості про котельні установки, їх класифікацію, основні параметри і характеристики.	64
6.2 Методика розрахунку.	68
6.3 Приклад розрахунку основних параметрів котельної установки.	71
<b>7. Розділ 7. Паросилові установки.</b>	73
7.1 Деякі відомості про паросилові установки.	74
7.2 Методика і приклад розрахунку основних показників. Паросилові установки.	75
<b>8. Розділ 8. Опалювання і вентиляція тваринницьких приміщень.</b>	83
8.1 Деякі відомості про мікроклімат в тваринницьких та птахівничих приміщеннях.	84
8.2 Методика розрахунку основних характеристик опалювально-вентиляційної системи тваринницького приміщення	85
8.3 Оцінка опалювально-вентиляційних характеристик птахівничого приміщення	88
8.4 Приклад розрахунку опалювально-вентиляційних характеристик тваринницького приміщення.	90
8.5 Приклад розрахунку опалювально-вентиляційних характеристик птахівничого приміщення.	93
Література.	98
Додаток А.	100
Додаток Б.	101
Додаток В.	103
Додаток Г.	104
Зміст	105